

**ANDRÉ CRISTIANO DE SOUZA**

**ANÁLISE DA FALHA DO SUPORTE DE MANCAL DE UM  
EIXO CARDAN UTILIZADO NUM VEÍCULO PESADO**

**Dissertação apresentada à Faculdade de  
Engenharia do Campus de  
Guaratinguetá, Universidade Estadual  
Paulista, para obtenção do título de  
Mestre em Engenharia Mecânica na  
área de Projetos.**

**Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva**

**Guaratinguetá – SP**

**2014**

**ANÁLISE DA FALHA DO SUPORTE DE MANCAL DE UM EIXO  
CARDAN UTILIZADO NUM VEÍCULO PESADO**

***ANDRÉ CRISTIANO DE SOUZA***

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO  
TÍTULO DE “**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**”.

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA.

ÁREA: PROJETOS.

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO.

**Prof. Dr. Edson Cocchieri Botelho**

Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**

Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva  
Orientador/UNESP-FEG/Departamento Mecânica

Prof. Dr. Carlos Antônio Reis Pereira Batista  
EEL/USP

Prof. Dr. Francisco José Grandinetti  
UNESP-FEG/Departamento Mecânica

**Setembro/2014**

S729a	Souza, André Cristiano de Análise da falha do suporte de mancal de um eixo cardan utilizado num veículo pesado / André Cristiano de Souza – Guaratinguetá, 2014. 145 f : il. Bibliografia: f. 129-133
	Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2014. Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva
	1. Mancais 2. Torque 3. Juntas(Engenharia) I. Título
	CDU 621.822(043)

*ANDRÉ CRISTIANO DE SOUZA*


ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"


PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA  
ÁREA: PROJETOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

  
Prof. Dr. Edson Cocchiari Botelho  
Coordenador

*BANCA EXAMINADORA:*

  
Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA  
Orientador / Unesp-Feg

  
Prof. Dr. FRANCISCO JOSÉ GRANDINETTI  
Unesp-Feg

  
Prof. Dr. CARLOS ANTONIO REIS PEREIRA BAPTISTA  
EEL/USP

Setembro de 2014

## **DADOS CURRICULARES**

### **ANDRÉ CRISTIANO DE SOUZA**

NASCIMENTO: 21.07.1972 – São Paulo / SP

FILIAÇÃO: ---

Ana Maria Prudenciano de Souza

1987/1991 Curso 2º Técnico Mecânica Geral  
Escola Estadual Segundo Grau “Machado de Assis” - Caçapava

1992/1998 Curso de Graduação  
Engenharia Mecânica – Universidade de Taubaté

2013/2014 Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de  
Mestrado, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá  
da Universidade Estadual Paulista

# Dedicatória

*em especial às minhas duas filhas, Maria Eduarda e Ana Clara,  
que foram a inspiração da minha força de vontade e persistência  
na conclusão deste trabalho, e a minha esposa Celene.*

# AGRADECIMENTOS

Em primeiro plano e acima de tudo à Deus pela fonte de vida, minha saúde física, minha inteligência, minha família, meus amigos e a oportunidade.

Ao meu orientador **Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva** que acreditou e incentivou na definição e escolha do tema da linha de pesquisa e principalmente pela constante presença orientando e auxiliando durante todo o trabalho.

À minha família, esposa **Celene** e em particular minhas duas filhas, **Maria Eduarda e Ana Clara** que com 10 e 8 anos respectivamente compreenderam e apoiaram a conclusão deste curso, embora minha necessária ausência foram por muitas vezes perceptível.

À empresa MAN Latin America que através do Gerente Executivo **Engenheiro Mauro Ekman Simões** apoiou este trabalho em diversas esferas como utilização das áreas de análise estrutural via MEF – Método dos Elementos Finitos, de análise de montagem em 3D, de análise via aquisição de dados em campo através de instrumentação, entre outras atividades.

Ao **Engenheiro Edson Atsuhiko Yokoyama** que apoiou o trabalho realizando as análises em MEF e ao **Engenheiro D.Sc. Gustavo Borges Amorim** que suportou realizando as aquisições de dados em campo gerando as informações comparativas.

Aos **Engenheiros Luciana Carrilho Silva, Rodrigo de Souza Hautchenski, Paulo André da Silva Martins e Wilson Tuma Carlin** que me apoiaram nas análises e criação dos modelos em 3D e desenvolveram as imagens utilizadas na dissertação.

Aos **Engenheiros Marcelo Amorim e Sérgio Roberto Amaral** que me apoiaram com conhecimentos e experiências específicas na área de aplicação de linhas de transmissão de torque por cardans.

Ao **Engenheiro Marco Antonio Silva dos Santos** da empresa Dana que com a experiência de fornecedor não mediu esforços em auxiliar na procura de literatura e esclarecer algumas dúvidas de critérios considerados nas análises.

*“Não sei como pareço aos olhos do mundo, mas eu mesmo vejo-me como um pobre garoto que brincava na praia e se divertia em encontrar uma pedrinha mais lisa uma vez por outra, ou uma concha mais bonita do que de costume, enquanto o grande oceano da verdade se estendia totalmente inexplorado diante de mim.”*

**Isaac Newton**



Souza, A. C. **Análise da falha do suporte de mancal de um eixo cardan utilizado num veículo pesado.** 2014. 145 f. Dissertação de Mestrado (Mestrado em Engenharia Mecânica – área: Projetos) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

## RESUMO

Este trabalho tem o objetivo principal de compreender a metodologia de especificação e análise de linha de transmissão de torque através de cardans / juntas universais e avaliar o quanto o resultado oriundo desta metodologia influenciou na falha do suporte do mancal do cardan em uma aplicação real. Foram realizadas três linhas de trabalhos distintas, primeiro foi compreendido toda a metodologia e realizado os cálculos analíticos de acelerações e cargas de mancais nos cardans / juntas universais, em segundo foi realizado cálculos estruturais via MEF – Método dos Elementos Finitos com vários tipos de carregamentos, incluindo os obtidos através dos cálculos analíticos, e como resposta foram gerados valores de tensões normais máximas e mínimas em função de cada carregamento. Os resultados de tensões via MEF foram comparados com as tensões resultantes da terceira linha de trabalho obtidas através da instrumentação de um suporte de mancal de cardan em campo durante a aplicação real do caminhão em análise. Os resultados geram a conclusão de que os carregamentos oriundos dos cálculos analíticos possuem muito pouca influência na falha do suporte do mancal do cardan e converge para as conclusões das linhas de pesquisas já iniciadas praticamente pela totalidade dos autores do estado da arte. Uma planilha de cálculo paramétrica foi desenvolvida no intuito de efetuar a análise com base na teoria / metodologia suportando o projetista diminuindo o tempo de aprovação, mas é necessário a continuidade de linhas de pesquisas neste assunto no intuito de prever com maior precisão o comportamento dinâmico da aplicação de linhas de transmissão de torque através de cardans e juntas universais.

**PALAVRAS-CHAVE:** Junta universal. Cardan. Transmissão de torque. Mancal.

Souza, A. C. **Failure analysis of the drive shaft bearing bracket used in heavy vehicle.** 2014. 145 f. Master's degree dissertation (Mechanical Engineering master's degree – area: Projects) – College of Engineering Campus Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

## **ABSTRACT**

Understand the methodology of specification and analysis of torque transmission line through cardan and universal joint and evaluate how much these results are influent in the gimbal bearing bracket failure in a real case is the most important objective of this job. Three distinct task lines were applied, first it was understood the entire methodology and performed all analytical calculations about accelerations and gimbal / universal joints bearing loads. In second and parallel, it was performed structural calculations through the FEA – Finite Elements Method considering several loads including the load result acquired in previous step, and the results were explicit in stress. The results of maximum and minimum stresses for all loads of the second step were compared with results of field measures stress acquired by instrumentation of a new gimbal bearing bracket with extensometers sensors during a real application of a truck under analysis. All results generate the conclusion that loads from the analytical calculations have little influence in the gimbal bearing bracket failure and converge to the conclusions of the research lines already begun for almost authors all commented in the art state. A spreadsheet was created based on the current theory to support designers during the Project, minimizing the approval time, but is necessary the studies continuity in this assumption to predict with more precision the dynamic behavior of the application of torque transmission line through gimbals and universal joints.

**KEYWORD:** Universal joint. Cardans. Torque transmission. Bearing.

## Lista de Figuras

Figura 1 – Corte longitudinal do veículo (frente até a traseira).....	21
Figura 2 – Imagens lateral e perspectiva de uma linha de transmissão com dois cardans.....	23
Figura 3 – Garfo motor mais cruzeta mais garfo movido. ....	24
Figura 4 – Alguns tipos de tração. ....	32
Figura 5 – Possíveis posicionamentos do motor. ....	33
Figura 6 – Distribuição de carga com veículo em aclave considerando tração dianteira. ....	34
Figura 7 – Imagens ilustrando o entendimento passo a passo do funcionamento de uma junta homocinética.....	34
Figura 8 – Imagens de uma junta homocinética desmontada.....	35
Figura 9 – Posicionamento transversal do motor e transmissão em corte. ....	35
Figura 10 – Imagem de um veículo com tração, motor e transmissão na região traseira. ....	36
Figura 11 – Imagem de um conjunto motor e transmissão utilizada em um caminhão.....	36
Figura 12 – Disposição de trem de força normalmente aplicada a ônibus.....	37
Figura 13 – Diferentes condições de deflexão da mola e suas correlações de carga.....	39
Figura 14 – Gráfico representando as cargas e deflexão da Tabela 1.....	40
Figura 15 – Representação de um diferencial. ....	44
Figura 16 – Raio estático do pneu. ....	45
Figura 17 – Linha de transmissão entre a transmissão e o eixo traseiro.....	46
Figura 18 – Cardan alinhado e defasado.....	47
Figura 19 – Lei de Hooke e Rigidez à flexão.....	48
Figura 20 – Cardan bi-apoiado sob a ação do seu próprio peso.....	48
Figura 21 – Demonstração da Junta de Geronimo Cardano.....	50
Figura 22 – Mecanismos.....	51
Figura 23 – Dois eixos cardans conectados através de uma junta universal.....	52

Figura 24 – Cardans e Diagrama. ....	53
Figura 25 – Representação do plano perpendicular ao cardan motor AO. ....	54
Figura 26 – Curvas características da variação angular entre o cardan motor e movido desalinhado em 4°30'. ....	55
Figura 27 – Curvas características da variação de velocidade angular entre o cardan motor e movido desalinhado em 4°30'. ....	56
Figura 28 – Curvas características da aceleração de uma junta universal operando a 3600 rpm com 4°30'. ....	57
Figura 29 – Definição do plano de uma junta universal. ....	58
Figura 30 – Diferentes planos das juntas universais de um veículo com 2 cardans. ....	59
Figura 31 – Vistas lateral e superior de um sistema de cardans. ....	59
Figura 32 – Vista axial do primeiro cardan representando o ângulo real da 1ª junta universal entre o 1º. ....	61
Figura 33 – Exemplo simples de redução de dois ângulos reais à um único. ....	63
Figura 34 – Posicionamentos dos planos dos ângulos das juntas universais. ....	64
Figura 35 – Demonstração da obtenção do quadrado do ângulo resultante. ....	65
Figura 36 – Identificação de cardan defasado ou alinhado. ....	65
Figura 37 – Sistema com uma massa em cada extremidade de apenas um cardan. ....	67
Figura 38 – Sistema com uma massa em cada extremidade e com dois cardans. ....	68
Figura 39 – Decomposição das forças nos garfos dos cardans durante transferência de torque. ....	70
Figura 40 – Representação da oscilação dinâmica do torque secundário. ....	72
Figura 41 – Sistema com um cardan e duas juntas universais. ....	72
Figura 42 – Diagrama de forças vetoriais do cardan da Figura 41 - $\beta_1 = \beta_2$ . ....	75
Figura 43 – Distância centro do eixo até face inferior da aba inferior do quadro de chassi. ...	80
Figura 44 – Nomenclatura das informações das vistas lateral e superior da linha de transmissão de cardans. ....	80

Figura 45 – Representação gráfica da distribuição de carga dinâmica do veículo vazio.....	93
Figura 46 – Representação gráfica da distribuição de carga dinâmica do veículo carregado..	95
Figura 47 – Diagrama de forças atuantes no mancal. ....	103
Figura 48 – Foto do suporte do mancal falhado. ....	104
Figura 49 – Pontos prováveis para nucleação de trincas.....	105
Figura 50 – Pontos de instalação dos “ <i>Strain Gages</i> ” no suporte do mancal do cardan.....	106
Figura 51 – Imagem da rota percorrida pelo veículo equipado com o suporte instrumentado. .....	107
Figura 52 – Sequência da metodologia adotada para estimativa de falha por fadiga. ....	108
Figura 53 – Componentes envolvidos na análise do suporte do mancal do cardan. ....	110
Figura 54 – Representação dos elementos, restrições e carga concentrada na malha do suporte do mancal. ....	111
Figura 55– Eixos de referência no veículo.....	112
Figura 56 – Representação gráfica dos carregamentos considerados na análise de elementos finitos.....	113
Figura 57 – a) – Carregamento 1; b) – Carregamento 2; c) – Carregamento 3; d) – Carregamento 4; e) – Carregamento 5; f) – Carregamento 6; g) – Carregamento 7; h) – Carregamento 8.....	114
Figura 58 – Gráficos de valores de tensões máximas e mínimas. ....	119
Figura 59 – Gráficos representando os carregamentos de 1 a 9 no “ <i>Strain Gage</i> ” – S1, S2, S3 e S4. ....	120
Figura 60 – Gráficos representando os carregamentos para obtenção de tensões limite de fadiga do material e tensões obtidas no campo. ....	124
Figura 61 – Suporte do mancal do cardan com reforço. ....	126

## Lista de Tabelas

Tabela 1 – Características de um exemplo de curva de mola. ....	40
Tabela 2 – Ângulos referente as vistas lateral e superior. ....	60
Tabela 3 – Ângulos referente as vistas lateral e superior, definição de ângulos reais das juntas e de posicionamento dos planos das juntas universais da Tabela 2. ....	62
Tabela 4 – Alternativa de cálculo do ângulo resultante torcional da junta universal. ....	66
Tabela 5 – Alternativa de cálculo do ângulo resultante inercial da junta universal. ....	69
Tabela 6 – Principais características do veículo envolvida na análise. ....	77
Tabela 7 – Percentual de carregamento por eixo e centro de gravidade dos veículos. ....	79
Tabela 8 – Geometrias da linha de cardan em função das condições de carregamento do veículo. ....	81
Tabela 9 – Cálculo do ângulo real das juntas universais e posicionamento angular. ....	82
Tabela 10 – Informações de comprimentos dos cardans e ângulos reais das juntas. ....	97
Tabela 11 – Resultados analíticos da linha de cardan do estudo de caso proposto. ....	103
Tabela 12 – Picos das tensões em cada “strain gage” ....	108
Tabela 13 – Estimativa vida útil do suporte em função da contagem de danos. ....	109
Tabela 14 – Carregamentos, tensões de von Mises, máxima e mínima principal. ....	115
Tabela 15 – Picos das tensões em cada “strain gage” ....	117
Tabela 16 – Estimativa vida útil do suporte em função da contagem de danos. ....	118

## Lista de Abreviaturas e Siglas

*ADAMS* - "*Automatic dynamic analysis of mechanical systems*" – (Análises dinâmica automática de sistemas mecânicos)

CPU - Unidade de Processamento Central

GVW – "*Gross Vertical Weight*" – Peso bruto vertical

MEF – Método dos Elementos Finitos

PBT - Peso Bruto Total

PCMCIA - Associação internacional de cartões de memória de computadores pessoal

SAE - "*Society of Automotive Engineers*" (Sociedade de Engenheiros Automotivos)

## Lista de Simbologia

$\alpha$  – Aceleração.

W – Velocidade.

$\Omega$  – Velocidade crítica.

$\beta$  – Ângulo real da junta universal.

$\theta$  – Ângulo de deslocamento radial do cardan motor.

$\rho$  – Densidade do material do cardan.

$\sigma$  – Tensão (máxima, mínima, von Mises, etc.).

$\phi$  – Ângulo radial de posicionamento do ângulo real da junta universal.

$\varphi$  – Ângulo radial de posicionamento do ângulo real da junta universal ao quadrado.

$\mu$  – Coeficiente de atrito entre pneu e solo.

$\varepsilon$  – Coeficiente de alongamento do material.

$\beta_C$  – Ângulo resultante em coast (inércia oriunda da massa tracionada).

$\beta_D$  – Ângulo resultante em drive (inércia oriunda do trem de força).

$\beta_{nx}$  – Decomposição do ângulo real da junta universal no eixo “x”.

$\beta_{ny}$  – Decomposição do ângulo real da junta universal no eixo “y”.

$\beta_R$  – Ângulo resultante.

$\beta_{Rx}$  – Decomposição do ângulo resultante da junta universal no eixo “x”.

$\beta_{Ry}$  – Decomposição do ângulo resultante da junta universal no eixo “y”.

CG – Centro de gravidade.

D – Diâmetro maior.

D – Diâmetro menor.

$D_n$  – Identificação do garfo de entrada da junta universal e índice de referência da junta.



$D_n$  – Identificação do garfo de xviiaída da junta universal e índice de referência da junta.

$E$  – Coeficiente de elasticidade do material.

$EE$  – Entre eixos.

$F_n$  – Força e índice de referência da força.

$F_{nd}$  – Força e índice de referência da força dinâmica.

$F_{ns}$  – Força e índice de referência da força estática.

$F_{Rd}$  – Força dinâmica resultante.

$F_{Rs}$  – Força estática resultante.

$G$  – Acelereção da gravidade.

$H$  – Altura do centro de gravidade.

$I$  – Momento de inércia.

$K$  – Coeficiente de rigidez.

$L_n$  – Comprimento e índice de referência do comprimento.

$M$  – Massa.

$M_d$  – Torque de entrada na linha de transmissão de torque.

$Q$  – Massa por unidade de comprimento.

$T$  – Torque.

$T_m$  – Torque do motor.

$T_T$  – Torque disponível pela transmissão.

# Sumário

1	INTRODUÇÃO.....	19
1.1	CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	19
1.2	OBJETIVOS.....	20
1.3	MOTIVAÇÃO.....	21
1.4	ESTADO DA ARTE.....	23
1.5	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	28
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	30
2.1	INTRODUÇÃO.....	30
2.2	TREM DE FORÇA.....	32
2.3	DEFLEXÃO DA SUSPENSÃO (MOLA) VERSUS CARGA .....	38
2.4	TORQUE ATUANTE NO EIXO CARDAN.....	41
2.5	CARDAN.....	45
2.6	JUNTA UNIVERSAL .....	49
3	MATERIAIS E MÉTODOS .....	76
3.1	INTRODUÇÃO.....	76
3.2	ACELERAÇÃO TORCIONAL .....	86
3.3	ACELERAÇÃO INERCIAL .....	88
3.4	TORQUE ATUANTE NA LINHA DE CARDAN.....	93
3.5	CÁLCULO DE CARGA DE MANCAL.....	96
3.6	INSTRUMENTAÇÃO DE UM SUPORTE DE CARDAN EM CAMPO.....	103
3.7	ANÁLISE ESTRUTURAL DO SUPORTE DO MANCAL DO CARDAN .....	109
4	APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS .....	116
4.1	INTRODUÇÃO.....	116
4.2	TENSÃO MÁXIMA, MÍNIMA E CARREGAMENTOS .....	116
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	126
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	129
	APÊNDICE A.....	134
A.1	INTRODUÇÃO.....	134
A.2	1ª aba – INFORMAÇÕES DE ENTRADA .....	135
A.3	4ª aba – RESULTADOS .....	140
	ANEXO A – DESENHO DO SUPORTE DO MANCAL DO CARDAN.....	144

ANEXO B – VISTA FRONTAL E LATERAL DO SUPORTE DO MANCAL DO CARDAN.....	145
--	-----

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

### **Necessidades e obrigações**

A necessidade de se adequar as exigentes legislações que surgiram e continuam a surgir, principalmente com foco nas questões de emissões de poluentes e segurança, somada ao exigente mercado que preocupado com redução de custo visa desempenho, durabilidade, entre outras características de um veículo automobilístico tem gerado adequações de componentes como motor, transmissões, eixos traseiros entre outras características.

Outro fator que tem afetado a indústria automobilística, focando o segmento de veículos comerciais, é a constante necessidade de produtos cada vez mais personalizados para a aplicação. Os clientes cada vez mais exigentes, visando menor custo e com alta oferta de produtos, forçam as indústrias a desenvolverem produtos específicos as suas necessidades.

Um exemplo é o veículo de combate a incêndio, pois, há necessidade de alteração conceitual do produto como transmissão, motor e até mesmo a distância entre os eixos dos caminhões. Outro exemplo é o caminhão Betoneira específico para o segmento de construção civil, entre outros exemplos como: caminhão para coleta de cana de açúcar, caminhão para transporte de bebidas, caminhão para transporte de valores (carro forte), caminhão para área de mineração, caminhões específicos para coleta de resíduos urbanos, etc. Todos os veículos citados, denominados de veículos vocacionais, possuem características bem específicas à sua aplicação.

Algumas características como motor, transmissão, suspensão, distância entre os eixos do caminhão, entre outras opções, podem ser alteradas isoladamente ou combinadas entre si e em alguns casos todas as características são alteradas simultaneamente. Toda vez que estas características são alteradas há necessidade de revisão de todo sistema de transmissão de energia entre a transmissão (torque oriundo do motor) e o eixo traseiro.

Quando ocorrem alterações em determinadas características ocorre uma alteração no comprimento do ponto de acoplamento da linha de transferência de torque na transmissão em relação do ponto de acoplamento no eixo traseiro.

Esta diferença de comprimento requer um novo estudo de linha de transmissão de torque devido à complexidade das juntas universais aplicadas e que podem gerar vibrações ou cargas excessivas nos mancais. Esta complexidade é afetada por dois fatores:

- Distância entre o ponto de acoplamento da linha de transmissão (na linha de centro da transmissão) e eixo traseiro e determina a quantidade de cardans, normalmente de um até três cardans nas aplicações mais comuns. A quantidade de cardans é um dos fatores principais na complexidade do sistema.
- Trabalho da suspensão do eixo traseiro variando a distância entre o ponto de acoplamento da linha de transmissão de torque no eixo traseiro e o chassi consequentemente gerando angulações de cardans diferentes para cada posição da suspensão, enquanto que o ponto de acoplamento da linha de transmissão de torque na transmissão praticamente está solidário ao chassi.

O entendimento e análise desta linha de transmissão de torque com aplicações de juntas universais será o objeto de estudo desta dissertação visando verificar a influência na falha de um dos suportes de mancais de cardan.

## 1.2 OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho é realizar um estudo dinâmico das juntas universais da linha de transmissão de cardan de um caminhão coletor de resíduo Urbano 6x2 equipado com transmissão mecânica visando identificar qual a influência deste carregamento dinâmico na falha do suporte do mancal do cardan.

### **Primário**

– Identificar potencial carregamento que gerou a falha e correlacionar com os resultados de carregamentos versus tensões normais considerados e obtidos nas análises de:

- ✓ Elementos finitos;
- ✓ Desenvolvimento da solução analítica de carregamento segundo a norma SAE-7;
- ✓ Aquisição de dados via instrumentação em campo;

– Propor metodologia de projeto mecânico (cálculo e especificação) de linhas de transmissão de energia utilizando eixos cardans em veículos médios e pesados possibilitando análises e especificação de sistemas de linhas de transmissão.

### Secundário

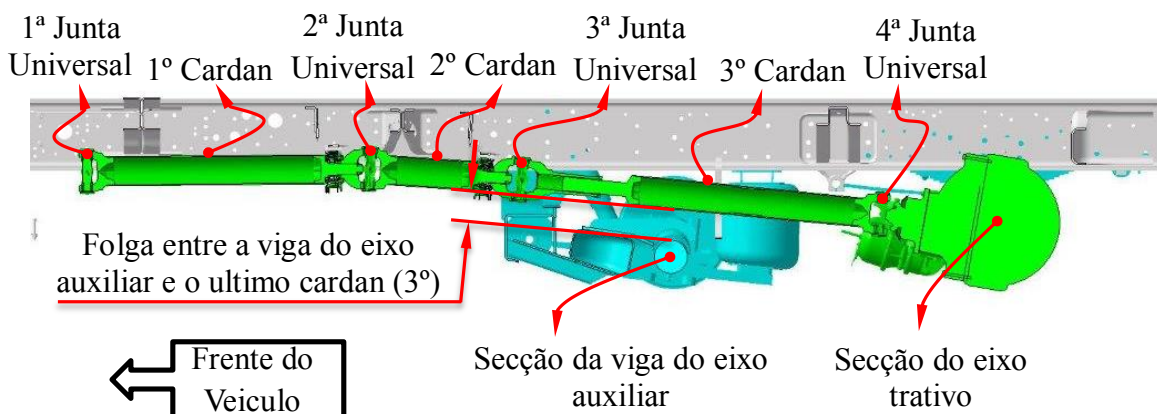
– Desenvolvimento de planilha de cálculo eletrônica paramétrica visando que o projetista possa identificar simultaneamente à execução do projeto se o sistema linha de transmissão de torque está aprovado ou não.

## 1.3 MOTIVAÇÃO

### Desafio versus Aquisição de conhecimento

É motivante a possibilidade de aquisição de conhecimento em função das dificuldades de aprovações de sistemas de linhas de transmissão de torque em muitos casos de aplicação semelhante à ilustrada na Figura 1. Houve vários ciclos de submissão de folhas de aplicação ao fornecedor para aprovação da linha de cardan em um caminhão de coleta de resíduos. A aprovação considera todas as posições da suspensão e a dificuldade é maior devido a quantidade de cardans e os ângulos gerados entre os cardans para que o sistema de linha de transmissão desvie do eixo auxiliar e acople ao eixo trativo, que neste caso é o último eixo. Veja Figura 1.

Figura 1 – Corte longitudinal do veículo (frente até a traseira).



Fonte: Imagem cedida pela MAN Latin America.

## **Dificuldade de Pesquisa**

Durante as pesquisas nas bases de dados, na internet, consultas pessoais e solicitando orientação é perceptível o quão carente é a literatura a respeito da instalação de um sistema de cardans.

Houve pesquisa com várias palavras chaves como sistemas de linhas de cardans, sistemas múltiplos de aplicação de juntas universais, aplicação de cardans em série, etc., no intuito de descrever toda a metodologia de desenvolvimento de uma linha de transmissão de torque com as considerações de acelerações torcionais, inerciais e cargas de mancais do sistema aplicado em série.

A intenção principal era obter algum resultado de literatura sobre a análise de sistemas de linha de transmissão de torque considerando múltiplos cardans e juntas universais balizados em conceitos teóricos utilizados atualmente pelos principais fabricantes de cardans. Embora houvesse persistência, pois é o principal objeto desta dissertação, nenhum resultado consistente foi alcançado.

Há muitas referências bibliográficas para a junta universal aplicada isoladamente, no entanto com idade de no máximo 10 anos são muito poucas e nenhuma delas considera a aplicação de cardans em série, além de que já se está considerando em pesquisas novos conceitos dinâmicos no intuito de entender e explicar alguns casos nos quais alguns comportamentos dinâmicos não são previsíveis.

Consultando a área de Engenharia de uma empresa de fornecimento de cardans, houve orientação para consultar as normas da SAE, pois há uma seção que descreve sobre o desenvolvimento e aplicação de até três cardans, que embora complexa, daria subsídios para entendimento e possibilidade de execução de todos os cálculos referentes à aprovação das linhas de cardans. Esta norma gerou conhecimento suficiente para entender e aplicar os mesmos cálculos atualmente utilizados pelos fabricantes de cardans.

A aplicação desta metodologia de cálculo irá apoiar a engenharia interessada em acessar com maior facilidade um material de difícil pesquisa e entendimento, embora considere que para um futuro em longo prazo esta metodologia deverá ser complementada visando prever com maior precisão comportamentos dinâmicos indesejáveis como vibração.

## 1.4 ESTADO DA ARTE

A teoria sobre juntas universais utilizadas até os dias de hoje é encontrada nos livros mais antigos como: A Teoria das Máquinas (McKay, 1915) e Elementos de Mecanismos (Schwamb, 1921) como também nos livros mais recentes como (Seherr-Thoss, 1992). Em todas as referências citadas anteriormente o assunto é tratado como uma junta universal aplicada isoladamente.

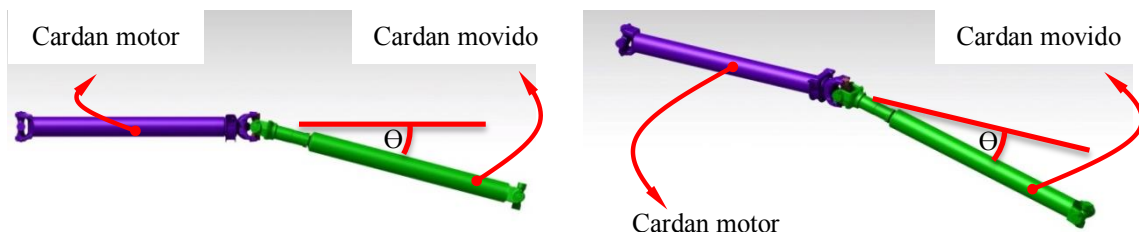
A Junta Universal possui movimento esférico, ou seja, durante a rotação do sistema de cardans as juntas universais possuem movimentos que alteram as posições angulares do plano que a contém em relação a um referencial, que é o ponto central da própria junta universal, consequentemente as extremidades das juntas universais sempre mantêm um raio fixo em relação a este referencial, definindo o conceito dinâmico da junta universal como movimento esférico (McKay, 1915).

Através deste conceito foi possível desenvolver toda teoria cinemática da junta universal cuja característica principal e bem difundida é a existência de uma diferença de velocidade de rotação entre um cardan motor e outro movido interligado através de uma junta universal e com pequena defasagem angular entre eles. A Figura 2 representa uma linha de transmissão de energia com dois cardans.

Figura 2 – Imagens lateral e perspectiva de uma linha de transmissão com dois cardans.

a) Imagem lateral da aplicação de uma junta universal.

b) Imagem em perspectiva de aplicação de uma junta universal.

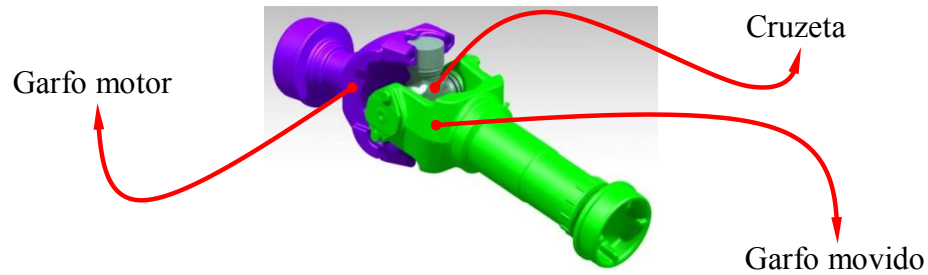


Fonte: Imagens cedidas pela MAN Latin America.



A Figura 3 apresenta a junta universal e seus componentes.

Figura 3 – Garfo motor mais cruzeta mais garfo movido.



Fonte: Imagem cedida pela MAN Latin America.

A preocupação básica é definir se as acelerações e as inércias envolvidas no sistema provocarão uma flutuação de torque muito elevada entre a entrada e saída do sistema de linha de cardan, ou seja, o caminho que o torque percorre da saída da transmissão até o eixo traseiro. Desta experiência resultou a especificação de limites máximos possíveis de acelerações em um sistema de linha de cardan visando diminuir ou até mesmo eliminar os efeitos de flutuação de torque. Outra preocupação é conhecer a dinâmica do sistema de linha de cardan evitando um excesso de carga atuante sobre os mancais de fixação dos cardans ao quadro de chassi que os sustentam.

Embora o sistema de linhas de cardans possa ser o mais complexo possível, considerando todos componentes envolvidos, atualmente é definida como rotação crítica do sistema a menor frequência natural entre os cardans, pois são calculados separadamente com base nas informações geométricas e propriedades dos materiais dos cardans em análise. Estes conceitos e definições sobre juntas universais serão esclarecidos no capítulo 2.

No entanto os fenômenos indesejáveis que têm se apresentado em algumas aplicações, que antecipadamente foram estudadas e simuladas, indicaram aos pesquisadores a possível existência de fatores externos que justifiquem o surgimento de ressonâncias.

Em 2013 (Lu, 2013) continuou uma linha de pesquisa recente que influencia a complexidade de um sistema de cardan que são as folgas inerentes aos produtos geradas no processo de fabricação como também as tolerâncias consideradas no desenvolvimento do produto. Com a crescente exigência de normas de ruídos, vibração e trepidação as pesquisas na

área de junta universal recentemente têm ganhado mais atenção. A influência potencial das folgas de montagem entre o corpo central, cruzeta, e os rolamentos nas extremidades dos garfos dos cardans, que ligam os dois cardans, motor e movido, foram analisadas e o estado de contato entre a cruzeta e os rolamentos foram descritos baseados no teorema de Hertz e método de massa aglomerada.

Ainda em 2013 Lu modelou um sistema de direção automotivo com 5 graus de liberdade. O modelo matemático da junta universal foi desenvolvido considerando folgas e foi definido através do teorema de Hertz e dois modelos de estados são aplicados para definir as forças de contato. A junta universal com folga foi introduzida em um modelo dinâmico do sistema de direção automotivo simplificado com 5 graus de liberdade. Com base neste modelo uma análise numérica do sistema é empregada para avaliar a influência da folga da junta universal no comportamento dinâmico do sistema – trepidação (Lu, 2013).

Em 2011 Khoshravan defendeu o uso de materiais compostos na fabricação dos cardans. Com a crescente introdução dos materiais compostos, até mesmo substituição do aço por materiais compostos em diversos segmentos da indústria, como por exemplo, aeronáutica, automobilística, náutica, equipamentos de esporte e construções, motivou Khoshravan a estudar a aplicação de um cardan formado por dois materiais compostos, um no tubo e outro no garfo (Khoshravan, 2011).

No ano de 2011 (Yaghoubi, 2011) estudou e desenvolveu um mecanismo inovador que também transmite torque através de desalinhamento de eixos e antes de sua concepção foram necessárias algumas fases de desenvolvimento. O principal objetivo do mecanismo é obter uma razão constante entre as velocidades de entrada e saída, e para análises foram utilizadas as seguintes ferramentas de engenharia, Autodesk Inventor, Visual Nastran e COSMOS Motion.

Ainda em 2011, Bulut também estudou um sistema de cardans, um motor e outro movido, considerando uma elasticidade torcional em ambos cardans, portanto analisados como um modelo de dois graus de liberdade conectados através de junta universal com consequentes diferenças de velocidades entre a entrada e saída da junta universal. As equações do movimento são linearizadas e se mostraram compatíveis com um conjunto de equações do método de Mathieu-Hill. Em seguida são aplicadas técnicas do método de matriz Monodrômica, que permite a variação de parâmetros (coeficientes função do tempo) e permite mapear as instabilidades do sistema em função da frequência natural do sistema, calculada através de algoritmo que considera os parâmetros da Matriz Monodrômica (Bulut, 2011).

No final do ano de 2010 e início de 2011 (Mazzei Jr., 2011) analisou um sistema de cardans, um motor e outro movido, considerando apenas o movimento de rotação e cardans se movendo em apenas um plano. Foram definidas as equações diferenciais não homogêneas do movimento com coeficientes dependentes do tempo e ressonâncias oriundas de harmônicos da rotação crítica, como ressonâncias forçadas também podem ocorrer. O questionamento é se uma dessas causas podem induzir ressonâncias no sistema variando linearmente a rotação no cardan motor e se após imediatamente identificada por quanto tempo ela permanece no sistema (Mazzei Jr., 2011).

Em 2009 (Zaheer, 2009) avaliou a aplicação de junta universal na base de uma torre em alto mar que em sua extremidade próxima a superfície possui uma câmera que está sujeita às ações do vento e das ondas do mar. Devido à importância de prever falhas por fadiga com este equipamento a junta universal foi estudada por dois critérios de falha por fadiga: método da curva S-N (método de Palmgren-Miner) e método do princípio da mecânica da fratura. O modelo matemático dinâmico dependente do tempo é determinado e com emprego do histórico de tensões de cisalhamento na junta universal é possível analisar e estimar a confiabilidade, através do método de confiabilidade de primeira ordem e do método de simulação de Monte Carlo (Zaheer, 2009).

Ainda em 2009, Browne defendeu o uso de medições e técnicas de análises para solucionar problemas de vibrações, em seu trabalho ele cita um exemplo de um cardan aplicado em um veículo que apresentou trepidações e vibrações audíveis embora o sistema de cardan tenha sido previamente analisado através de cálculos analíticos ou simulados em sistemas atuais de Engenharia. Browne defende o uso de técnicas de medições para soluções de problemas envolvendo instabilidades de sistemas de cardans devido à falta de sistemas de engenharia que simule dados mais próximos aos medidos realmente. Enfatiza que os torques envolvidos são influenciados por vários outros fatores, como por exemplo, forças de atritos, e geram harmônicos não lineares que não são previamente identificados (Browne, 2009).

Em 2008 Vigliani analisou a influência de amortecimentos internos no comportamento dinâmico de árvores rotativas. O problema foi delineado considerando a presença de não linearidades introduzidas pelas forças elásticas de restituição da geometria original através da alternada extensão e compressão das fibras externas dos cardans. Estas forças demonstram uma componente que pode se opor ou aumentar a rotação da árvore (Vatta, 2008).

Em 2007 Bayrakceken estudou uma falha de juntas universal na aplicação automotiva. Durante desenvolvimento do sistema de cardans foram consideradas as propriedades inerentes

à dinâmica da junta universal na qual as flutuações de velocidades e torques são inevitáveis. A falha ocorreu em um dos braços do garfo no qual é instalado o rolamento da cruzeta da junta universal (Bayrakceken, 2007).

Em 2006 Storozhenko continuou os estudos iniciado em 2003 e avaliou os efeitos de dissipações de energias, internas e externas, visando identificar na aplicação real quais as influências da dinâmica de um corpo rígido de forma irregular sobre o principal eixo de inércia do sistema (Storozhenko, 2006).

Em 2003, Mazzei Jr. desenvolveu um conjunto de equações diferenciais lineares acopladas com coeficientes variando no tempo através da técnica de Galerkin. Após o equacionamento os efeitos de amortecimento interno do sistema nas faixas de instabilidades e vibrações são estudados através da técnica da matriz Monodrômica (Mazzei Jr., 2003).

Ainda em 2003 Storozhenko se propôs a estudar um corpo rígido em revolução vertical suspenso através de uma junta universal que permite um movimento pendular. O objetivo principal é determinar o eixo principal de inercia de um corpo rígido em revolução e suspenso através de uma junta universal. O problema foi resolvido sincronizando a revolução vertical do corpo rígido, através de uma junta universal, com a teoria de um movimento pendular já conhecido (Storozhenko, 2003).

No ano de 2001 (Mazzei Jr, 2001) revisitou seu trabalho de 1999, no qual notaram que somente ressonâncias harmônicas do corpo rígido aparecem em determinadas faixas de trabalho em cardans de tamanhos proporcionais aos aplicados em caminhões, que permitiu ignorar a modelo flexível. O mapa de ressonância foi obtido através da técnica da Matriz Monodrômica que requer um trabalho computacional árduo e que consome muito tempo. Neste novo trabalho Mazzei Jr. desenvolveu algumas equações através de computadores estudando as principais regiões de ressonância harmônicas usando a metodologia de Determinante Infinito de Hill (Mazzei Jr, 2001).

No ano de 2000 Chang também considerou o sistema de cardan muito semelhante ao de Asokanthan e Wang, no entanto as formulações foram revistas e com base na Teoria de Floquet e com aplicação de técnicas de perturbação um mapa de estabilidade de alta ordem do sistema amortecido foi obtido. O fato de utilizar um sistema de alta ordem nestas equações permitiu obter as equações de amplitudes que contém um número finito de termos incluindo cúbicos e quadráticos não lineares (Chang, 2000).

Em 1999 Mazzei Jr. estudou a estabilidade dinâmica de um sistema composto por um cardan motor e movido interconectados através de Junta Universal com um pequeno ângulo de desalinhamento. Segundo Mazzei Jr. as variações de velocidade e flutuações de torques e momentos secundários no cardan movido podem gerar harmônicos da frequência natural do sistema e consequentes instabilidades não previstas. Com foco na instabilidade lateral do cardan movido Mazzei Jr. empregou dois modelos específicos, um chamado de corpo rígido, linear e não linear, e outro de corpo flexível linear (Mazzei Jr, 1999).

Em 1996 Asokanthan definiu um modelamento matemático incluindo a flexibilidade torcional entre a entrada e saída do mesmo cardan, ou seja, consideração da existência de uma deformação torcional que gere um ângulo de saída do torque, no mesmo cardan – antes mesmo de entrar na primeira junta universal, diferente do considerado nas literaturas pioneiras (Asokanthan, 1996).

É perceptível, com base nas linhas de pesquisas abordadas, que ainda há um percurso desconhecido para explicar certos fenômenos que ocorrem nas aplicações de sistemas de linhas de transmissão por cardans e juntas universais. A atual teoria com condições de contornos lineares não prevê certas instabilidades e vibrações que surgem por condições adversas conforme descritos nas páginas anteriores, no entanto, ainda não há uma formulação teórica que tenha sido validada e substitua a que está vigente.

Neste trabalho foi dado foco no entendimento teórico e desenvolvimento da aplicação de sistema de cardans em caminhões médios e pesados utilizando o principal conceito teórico atual.

## 1.5 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

### **Capítulo 1º**

- Necessidades específicas de aplicações de caminhões e obrigações em atender legislações afetando velocidade de disponibilidade do produto no mercado, consequentemente a velocidade de desenvolvimento, na qual as simulações são ferramentas de grande utilidade.
- Fatores motivacionais que se confunde com o objetivo, pois a solução da mesma dificuldade que motiva é um dos objetivos.

- Principais linhas de trabalho em desenvolvimento atualmente envolvendo juntas universais e cardans, o estado da arte na aplicação de cardans e juntas universais.

### **Capítulo 2º**

É detalhada a fundamentação teórica necessária visando entender a dissertação do trabalho a ser desenvolvido no capítulo 3º.

### **Capítulo 3º**

É descrita toda metodologia do trabalho efetuado assim como todos os materiais considerados nas análises da carga de mancal do veículo do caso de estudo.

### **Capítulo 4º**

Descrita toda metodologia utilizada para elaboração e uma planilha eletrônica que permita análise de sistemas de linhas de transmissão de torque com todas as considerações apontadas na dissertação.

### **Capítulo 5º**

No capítulo 5º são discutidos todos os resultados referentes aos trabalhos executados no capítulo 3º.

### **Capítulo 6º**

No capítulo 6º são geradas as conclusões sobre os resultados apontados no capítulo 5º comparando os valores mensurados em campo com os obtidos via cálculo analítico e via cálculo numérico MEF – método dos elementos finitos avaliando discrepâncias entre a teoria atual e fatos reais.

Sugestões de continuidade de estudos nesta linha de pesquisa foram definidas.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 INTRODUÇÃO

Com objetivo de gerar conhecimentos específicos sobre a aplicação de cardans é necessário abordar alguns aspectos que influenciam o comportamento e entendimento da linha de cardans.

A quantidade de apoios de um veículo no solo define a distribuição de carga determinando a carga estática e dinâmica que irá agir sobre cada eixo. A deflexão da mola é consequência das cargas estáticas incidentes sobre os eixos. As acelerações horizontais e verticais devido às forças trativas e aos obstáculos durante o tráfego do veículo determinam sua carga dinâmica. A definição de deflexão da mola permite definir as características geométricas das linhas de transmissão de torque através de cardan (SAE Spring Committee, 1989).

São abordadas as definições de quantidades de apoio no solo, e desses, quantos pontos de apoio são trativos (Wallentowitz, 2004; Seherr-Thoss, 1992). Outro fator é a notável influência do posicionamento dos componentes do trem de força, principalmente motor e transmissão que define o roteiro das linhas de cardans, de forma que o arranjo de cardans é uma consequência e nem sempre uma preocupação inicial. Por esta consequência o roteiro da linha de cardans pode ser simples ou complexo (Wallentowitz, 2004; Gillespie, 1992).

Conhecido posicionamento do motor e transmissão, a definição de eixo trativo, consequentemente quantos pontos de apoios e trativos, a distribuição de cargas incidentes sobre cada eixo, que determina a deflexão de cada mola, é possível definir a geometria da linha de transmissão de torque através de cardan. Com posse das informações geométricas das linhas de transmissão de torque, das velocidades angulares e dos torques incidentes no cardan, determinadas através das informações do trem de força e distribuição de carga, é possível analisar analiticamente as condições de operação das linhas de transmissão. Resultados como aceleração inercial, aceleração torcional e cargas de mancais é o objetivo desta análise e são determinadas com base na atual teoria praticada determinando sua aprovação ou não (Wagner, 1979).

Para melhor entendimento da linha de raciocínio até a obtenção dos objetivos propostos a fundamentação teórica é delineada segundo os fatores que afetam tanto a geometria de trabalho como também a geometria da linha de cardans definidas em projetos que são:

- Trem de força.
  - Configuração trativa de veículos automobilísticos.
  - Posicionamento do motor e transmissão.
- Deflexão da suspensão (mola) versus carga.
  - Distribuição de cargas estáticas do veículo.
- Torque atuante do eixo cardan.
  - Torque no cardan em função do trem de força.
    - Motor.
    - Transmissão.
  - Torque no cardan em função do escorregamento do pneu.
    - Distribuição de cargas dinâmicas do veículo.
    - Diferencial.
    - Rodas.

Após compreendidos os conceitos dos componentes e características citadas acima, que influenciam no comportamento da linha de transmissão, são descritas as características inerentes ao sistema de linha de transmissão de torque através de cardans, que são:

- Cardan.
  - Rotação crítica.
- Junta universal.
  - Cinemática.
    - Aceleração torcional e inercial.
  - Dinâmica.
    - Carga de mancal.



## 2.2 TREM DE FORÇA

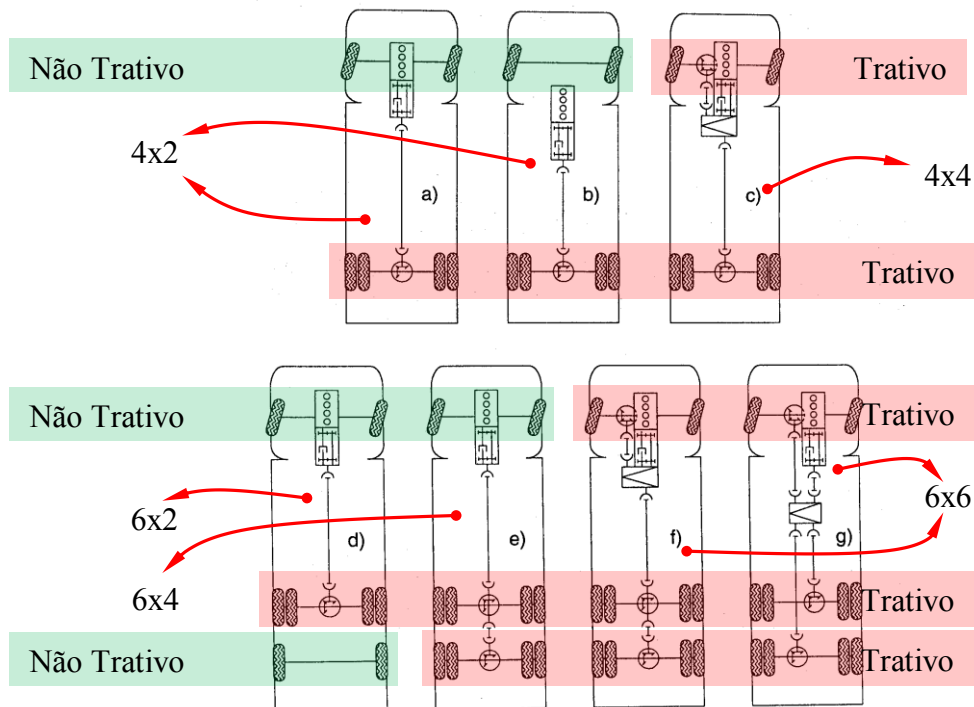
### Configuração trativa de veículos automobilísticos

A configuração trativa de um veículo se refere as quantidades de pontos de apoio versus pontos trativos. A Figura 4 ilustra as principais possibilidades de arranjo de tração dos veículos, pois embora não ilustrado aqui ainda há os veículos 8x2, 8x4, 8x8, entre outros.

A quantidade de pontos de apoios é definida como objetivo do projeto para atender, por exemplo, uma determinada aplicação em função da carga. A nomenclatura dos diferentes arranjos de tração possui o seguinte conceito, por exemplo, 4x2 = quatro pontos de apoio no solo (dois eixos) x dois pontos de tração (um eixo), outro exemplo, 6x2 = seis pontos de apoio no solo (três eixos) x dois pontos de tração (um eixo).

O posicionamento do trem de força no veículo e o arranjo de tração é responsável pela definição geométrica das linhas de cardans (Lechner, 1999).

Figura 4 – Alguns tipos de tração.



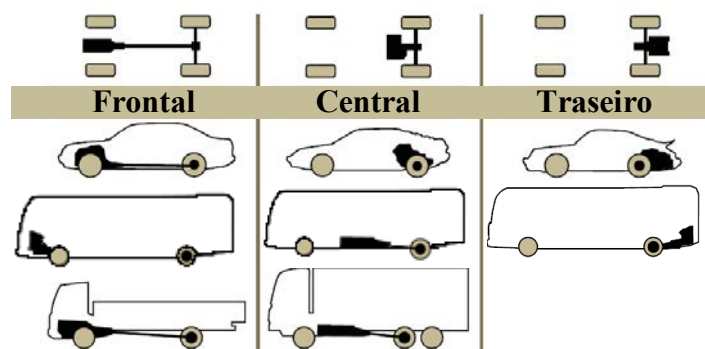
Fonte: (Lechner, 1999).

### Posicionamento do motor e transmissão (trem de força)

Um fator que influencia muito o desenvolvimento das linhas de transmissão é exatamente a distância ou o roteiro da linha de transmissão de torque entre o ponto de fixação da linha de cardans na transmissão até o eixo traseiro (Wallentowitz, 2004).

Algumas configurações melhoram e outras pioram estas condições. Na Figura 5 é possível observar quanto o posicionamento dos componentes como: motor, transmissão e eixos trativos, influenciam esta complexidade.

Figura 5 – Possíveis posicionamentos do motor.

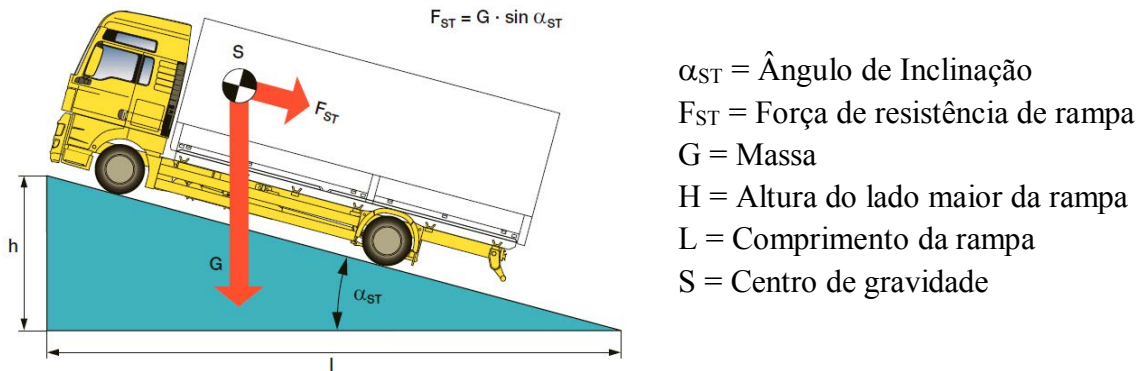


Fonte: (Wallentowitz, 2004) modificada.

A definição de posicionamento do motor pode gerar algumas vantagens e desvantagens, por exemplo, em um veículo de passeio convencional, cuja tração é nas rodas dianteiras, é comum a instalação do motor na região frontal do veículo e isto gera algumas vantagens como eliminação de cardans e juntas universais que causam problemas de vibrações e manutenção, além de evitar que o cardan transite da frente até a traseira do veículo diminuindo o espaço no habitáculo (Wallentowitz, 2004).

Por outro lado há a desvantagem da distribuição de cargas deste mesmo veículo quando estiver em um aclive acentuado, pois a maior parcela da carga atuará sobre o eixo traseiro, e a menor parcela da carga atuando no eixo dianteiro possibilita perda de tração e influencia o sistema de direção do veículo. A Figura 6 permite entender melhor este fenômeno se considerar um caminhão apenas com tração dianteira.

Figura 6 – Distribuição de carga com veículo em aclive considerando tração dianteira.

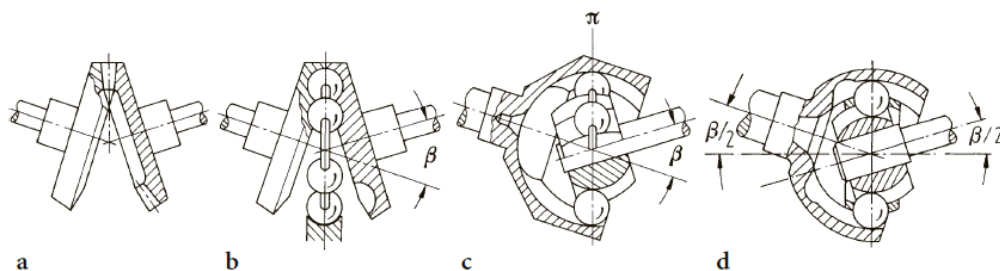


Fonte: Imagem cedida pela MAN Latin America.

A instalação do motor dianteiro em veículos de passeio permite que a transmissão seja acoplada com o diferencial (par: coroa e pinhão da transmissão) eliminando a necessidade de uma linha de transmissão de cardan e possibilita o fluxo de torque diretamente aos semieixos, os quais também acoplado ao diferencial transmite o torque para as rodas trativas, no caso as rodas dianteiras. Os semieixos transmitem o torque da transmissão até as rodas e acompanham toda a dinâmica da suspensão e giro da direção do veículo. Isto é possível porque são utilizadas juntas homocinéticas nas junções do semieixo com a transmissão e com a roda.

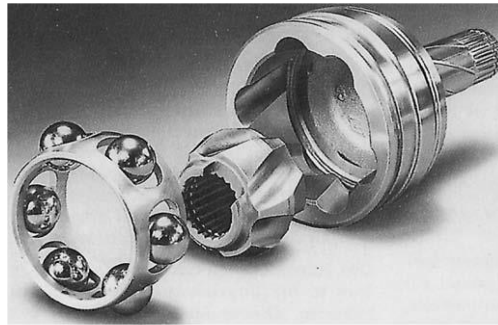
Uma junta homocinética, devido as suas características construtivas, atinge grandes ângulos de desalinhamento com velocidades constantes que permite absorver as variações da suspensão e do esterçamento do sistema de direção, no entanto, possui algumas limitações. Veja imagens das juntas homocinéticas nas Figuras 7 e 8.

Figura 7 – Imagens ilustrando o entendimento passo a passo do funcionamento de uma junta homocinética.



Fonte: (Seherr-Thoss, 1992).

Figura 8 – Imagens de uma junta homocinética desmontada.



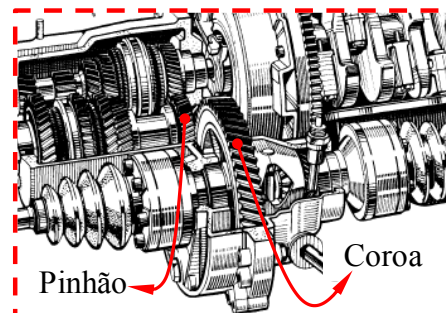
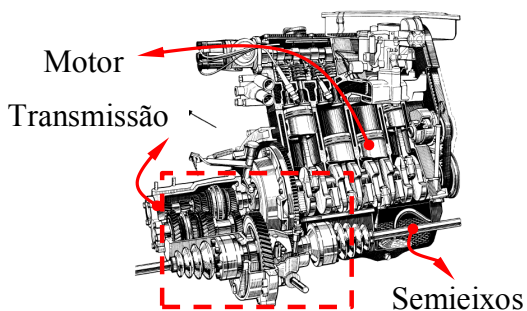
Fonte: (Reimpell, 2001)

Veja na Figuras 9 um exemplo de posicionamento do motor na configuração transversal.

Figura 9 – Posicionamento transversal do motor e transmissão em corte.

a) Motor, Transmissão e semieixos na disposição Transversal.

b) Par: Coroa e Pinhão.

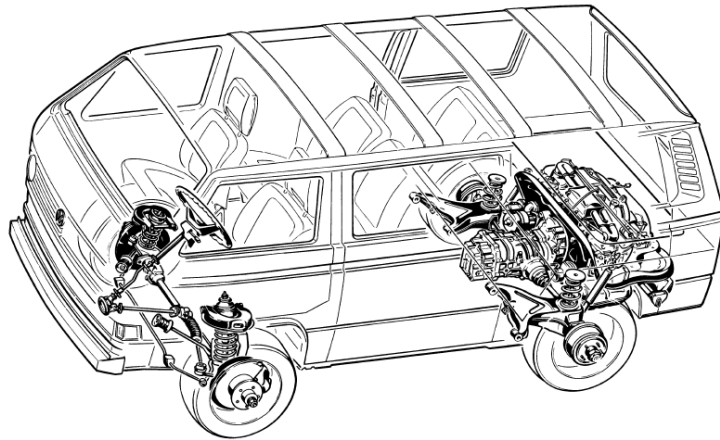


Fonte: (Reimpell, 2001).

Com o mesmo conceito de instalação da transmissão junto ao diferencial no eixo dianteiro há também a possibilidade de instalação do motor e transmissão na parte traseira do veículo, como ocorrem em alguns casos.

O motor e a transmissão junto ao diferencial no eixo traseiro em veículos com tração traseira permitem as mesmas vantagens que o posicionamento do motor e transmissão na dianteira quando o veículo possui configuração de tração dianteira, no entanto diminui consideravelmente a capacidade de carga, principalmente em veículos comerciais. Na Figura 10 é possível visualizar a imagem em raio x de um veículo com tração traseira e com motor e transmissão na região traseira.

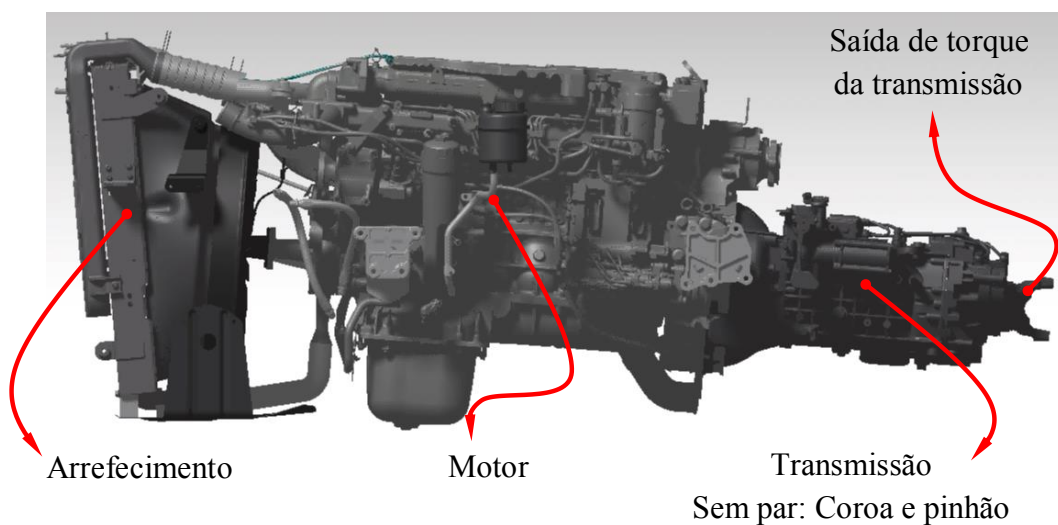
Figura 10 – Imagem de um veículo com tração, motor e transmissão na região traseira.



Fonte: (Reimpell, 2001).

Nos veículos comerciais a instalação do trem de força normalmente, em quase sua totalidade, é posicionado longitudinalmente ao chassi do caminhão ou ônibus. No caso de caminhões comerciais o motor é posicionado na frente do veículo devido a necessidade de liberação de espaço na região da plataforma de carga. Veja na Figura 11 a imagem de um conjunto motor e transmissão utilizada em um caminhão.

Figura 11 – Imagem de um conjunto motor e transmissão utilizada em um caminhão.



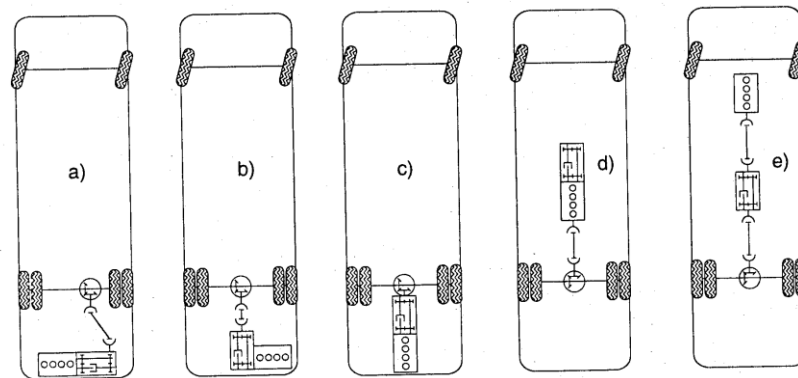
Fonte: Imagens cedidas pela MAN Latin America.

Nos ônibus a flexibilidade é maior e o motor pode ser posicionado em três condições:

- 1) – Na região frontal, na qual os micro ônibus e ônibus de médio porte se enquadram;
- 2) – Na região central, que embora não tão praticada ainda há quem opte por este arranjo de motor, que normalmente são instalados deitado complicando o sistema de arrefecimento;
- 3) – Na região traseira do ônibus, normalmente instalados em ônibus de maior potência.

A Figura 12 ilustra alguns tipos de arranjos de trem de força para ônibus.

Figura 12 – Disposição de trem de força normalmente aplicada a ônibus.



Fonte: (Lechner, 1999).

Não há uma regra que determine qual o melhor ou pior arranjo de instalação de trem de força. Considerando todas as características técnicas que envolvem a dinâmica veicular há vantagens e desvantagens em todas as opções. Normalmente o melhor caminho a seguir é o qual gera menor impacto financeiro, mas na ânsia de gerar um diferencial técnico ou por arbitrariedade acreditar no desempenho de alguma característica considerada mais importante (questão de critério), caminhos diferentes do mercado são praticados.

Normalmente em veículos menores, e até mesmo comerciais de pequeno porte (camionetes) a configuração de tração ocorre em apenas um eixo através da transmissão, que já está acoplada ao diferencial do eixo trativo (comentado anteriormente), ou através de cardan, que é necessário quando o trem de força está distante do eixo trativo.

## 2.3 DEFLEXÃO DA SUSPENSÃO (MOLA) VERSUS CARGA

### **Distribuição de cargas estáticas do veículo**

O conceito de definição de carga versus condição de operação do veículo na mola elíptica estipula algumas condições referenciais para estudo e definição de novos produtos e as condições de cargas estáticas conhecidas e mais praticadas são utilizadas para análise do sistema de linha de transmissão de cardan. As principais configurações de carga utilizadas para análise de linhas de cardans em veículos comerciais são as seguintes:

**Veículo sem carroceria** – é a condição de carga na qual o veículo possui as características de um veículo produzido recente e ainda não recebeu nenhuma intervenção.

**Veículo com carroceria e sem carga – vazio (“Empty”)** – O veículo foi implementado e sua nova distribuição de cargas impõem características diferentes das iniciais quando ainda estava sem implemento. Automaticamente a altura do veículo se altera e conseqüentemente as características geométricas dos cardans também.

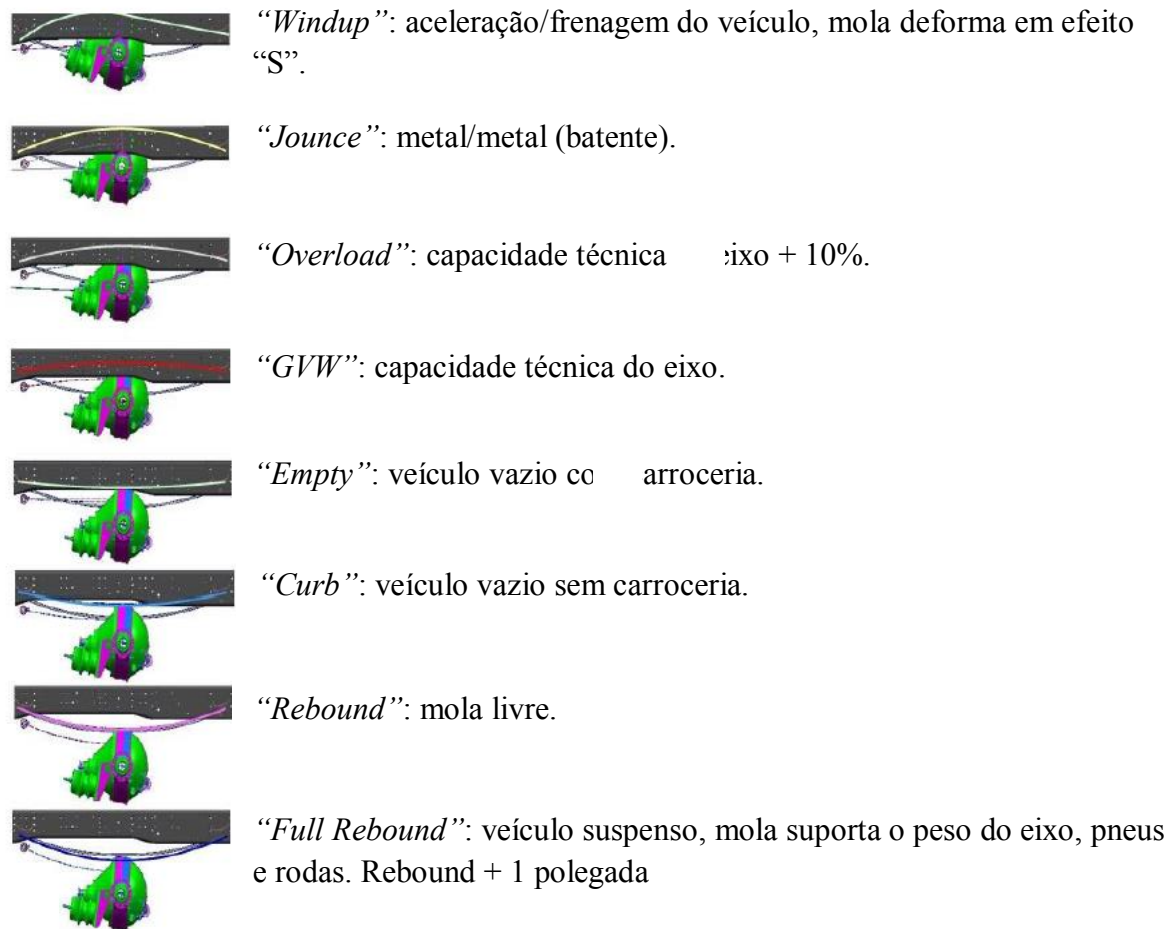
**Veículo com carroceria e com carga – veículo carregado na sua carga vertical máxima admissível (GVW – “Gross Vertical Weight” – peso bruto vertical)** – nesta condição o veículo está carregado até sua máxima carga admissível. Novamente a altura do veículo se altera e conseqüentemente as características geométricas dos cardans também.

A mola é o elemento elástico entre a plataforma de carga/chassi e o eixo e precisa absorver todo o curso da suspensão, tanto na extensão da mola que pode ocorrer quando o veículo passa em uma depressão, como também na compressão, quando o veículo com o eixo na carga máxima admissível passa sobre um obstáculo comprimindo o eixo contra a plataforma de carga/chassi até o batente na suspensão, conhecido como condição de Metal/Metal.

Em algumas necessidades de análises rápidas, grosseiramente é possível considerar a deformação da mola elíptica aproximadamente igual à conhecida lei de Hooke:  $F = k \cdot x$ , no entanto o projeto da mola de um caminhão é bem mais complexo devido às geometrias da suspensão envolvida e ainda há o compromisso de atender a frequência natural entre 1,0 Hz até 1,3 Hz que é a condição de frequência natural que o homem melhor se adapta, veja livro (SAE Spring Committee, 1989).

Para efeito de análises e definição de informações de projeto foram estabelecidas mais algumas condições de operação do veículo conforme pode ser visto na Figura 13.

Figura 13 – Diferentes condições de deflexão da mola e suas correlações de carga.



Fonte: Imagem cedida pela MAN Latin America.

Em função da curva de carga x deflexão da mola é possível estimar todas as características citadas acima.

As informações de carregamento e deflexão das molas são computadas durante o projeto virtual do veículo em 3D e as informações geométricas da linha de cardan resultante para cada condição de deflexão da mola são informados para análise.

A Tabela 1 apresenta um exemplo de dados referente ao desenho de uma mola automobilística com informações de cargas com suas respectivas deflexões.

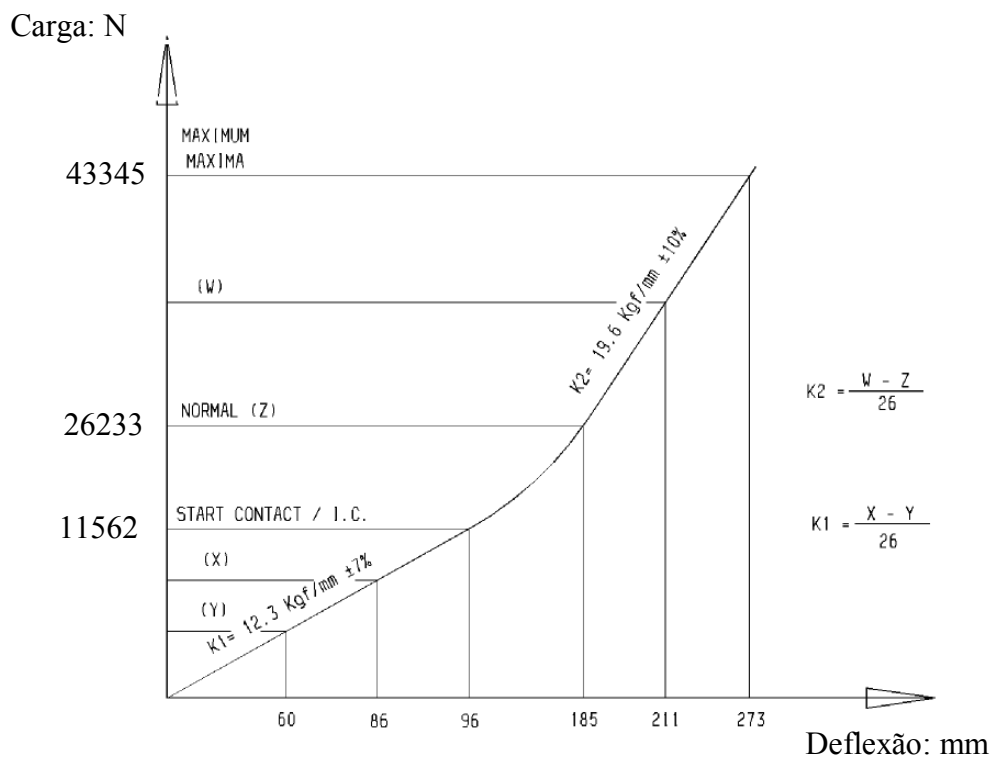


Tabela 1 – Características de um exemplo de curva de mola.

Rigidez da mola: $k_1=120,6$ N/mm (até início de contato)		
$k_2=192,2$ N/mm (após início de contato)		
Condição da mola	Carga (N)	Deflexão (mm)
Livre	0	0
Início de contato	11562	96
Vazio	12749	105
Normal	26233	185
Máxima	43345	273

A Figura 14 apresenta graficamente os dados inseridos na Tabela 1.

Figura 14 – Gráfico representando as cargas e deflexão da Tabela 1.



Fonte: Imagem cedida pela MAN Latin America.

## 2.4 TORQUE ATUANTE NO EIXO CARDAN

### **Torque no eixo cardan em função do trem de força**

#### **Motor**

O torque e potência de um trem de força são basicamente limitados pela fonte de energia que é o motor de combustão interna e são classificados de acordo com suas curvas de torque e potência, características inerentes a cada tipo/projeto de motor. Os motores são concebidos para atender características específicas de operação ou segmento, por exemplo, quando se fala de aplicação de um motor ciclo Otto (gasolina / álcool / gás) em veículos de passeio são desejadas características de desempenho diferenciada da aplicação de um motor ciclo Diesel em caminhão.

A primeira característica que diferencia uma aplicação entre motor Otto e Diesel é a possibilidade do Diesel permitir altas taxas de transferências de torque mesmo com motor em baixas velocidades, segunda principal característica é o próprio combustível e consumo, específico para cada ciclo (Otto ou Diesel) do motor.

A razão entre a potência de um dado motor e o peso do veículo em consideração determina a máxima aceleração a qual este veículo poderá ser submetido. Com base nas informações de distribuição de cargas, torque/potência do motor e conhecidas as características do veículo o desempenho pode ser determinado com relação às capacidades de carga versus capacidade de partida em rampa (Gillespie, 1992).

Para o trabalho proposto é importante conhecer o torque máximo possível versus rotação do motor do trem de força envolvido na análise do sistema de transmissão de energia através de cardans.

#### **Transmissão**

A função principal da transmissão é adaptar a força trativa disponível, oriunda do motor, as diversas condições de condução do veículo que normalmente se alteram devidas as diversas condições como, por exemplo, do terreno, do meio ambiente, características do motorista, etc.

A transmissão é desenvolvida praticamente em função de parâmetros técnicos e de competitividade econômica. Atualmente as transmissões mais utilizadas são as mecânicas, as automatizadas e as automáticas e os principais fatores afetados na determinação de uma

transmissão são confiança, consumo de combustível, facilidade de manuseio e desempenho (Gillespie, 1992).

A curva de torque do motor, que varia em função da rotação, é multiplicada pelas relações de marchas da transmissão. Quanto maior a relação de marcha, maior o torque liberado pela transmissão ao cardan e o inverso é verdadeiro, quanto menor a relação de marcha, menor o torque liberado pela transmissão.

Para o trabalho proposto é importante conhecer a maior e menor relação de transmissão de torque/velocidade entre o motor e o eixo cardan com a transmissão do trem de força envolvido na análise do sistema de transmissão de energia através de cardans. A Equação 1 determina o máximo torque atuante na linha de transmissão de cardan oriundo do trem de força e é considerado na especificação da classe do garfo do cardan (torque admissível da junta universal) avaliando a eficiência da classe de junta universal especificada.

$$T_T = T_m \cdot i_n \cdot \eta_T \quad (1)$$

Onde:

$T_T$  = Torque de saída da transmissão (Torque entrada na linha de cardans)

$T_m$  = Torque disponível pelo motor

$i_n$  = Relação de marcha selecionada

$\eta_T$  = Rendimento da transmissão

### **Torque no eixo cardan em função do escorregamento do pneu**

É necessário conhecer a força de atrito entre pneu e solo, o raio estático do pneu da roda trativa e a relação do diferencial do eixo traseiro para obter o torque atuante na linha de transmissão no escorregamento do pneu.

### **Distribuição de cargas dinâmicas do veículo**

Durante a aceleração do veículo ocorre transferência de carga entre o eixo dianteiro e traseiro, no caso da aceleração a carga é transferida para o eixo traseiro e em caso de frenagem a carga é transferida para a dianteira do veículo, portanto a máxima normal ao eixo trativo é calculada considerando uma distribuição de cargas dinâmicas. A distribuição de cargas estáticas

ou dinâmicas são peculiares a cada configuração do veículo e se baseia na primeira lei de Newton.

O cálculo do torque atuante na linha de transmissão de cardans em função da máxima carga normal (escorregamento do pneu) corresponde a força trativa máxima dividida pelo raio estático do pneu. A carga normal e o coeficiente de atrito entre o pneu e solo permitem calcular a força de atrito máxima para cada condição de carregamento do veículo. A Equação 2 determina a força de atrito máxima em cada roda.

$$F_{amax} = N_R \cdot \mu = \text{Força Atrito por Roda} [N] \quad (2)$$

Onde:

$F_{amax}$  = Força atrito máxima;  $N_R$  = Normal à roda;  $\mu$  = Coeficiente de atrito

## Diferencial

Durante o tráfego do veículo são necessárias inúmeras curvas, acelerações e desacelerações que podem gerar diferentes rotações nas rodas. Nas curvas as rodas internas e as rodas externas à curva não possuem as mesmas velocidades.

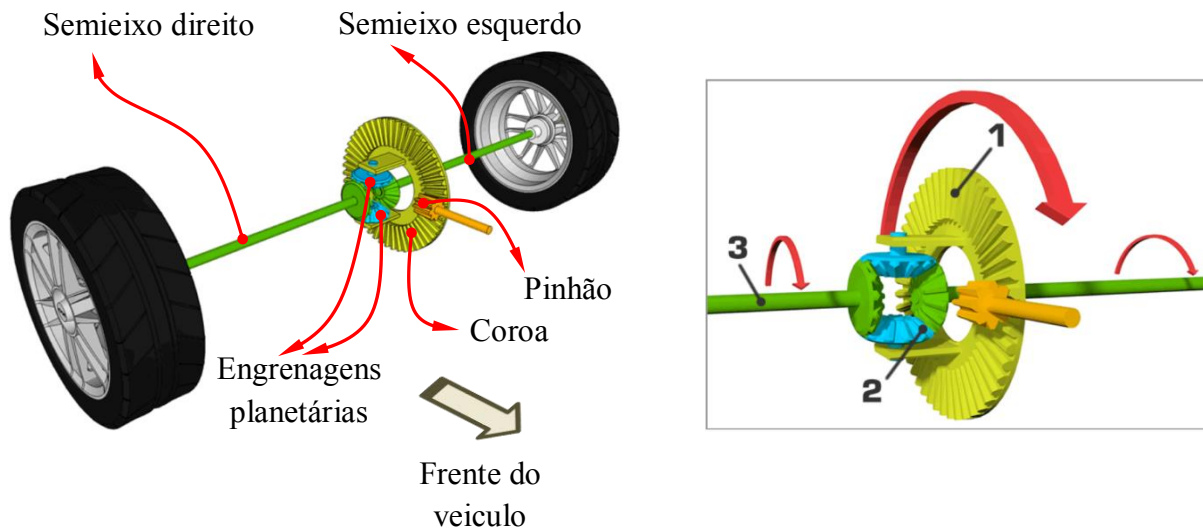
Quando as rodas com diferentes rotações são do mesmo eixo, no caso o trativo, é necessário haver um mecanismo que absorva estas diferenças de velocidades, pois se o eixo for rígido ele torce e falha precocemente. Tal mecanismo, que permite dividir o torque entre os dois semieixos laterais, um para cada roda – lado direito e esquerdo, é o diferencial – veja Figura 15.

O torque de entrada no eixo trativo, conseqüentemente no diferencial, ocorre através do pinhão do diferencial que transmite o torque para a coroa um (1). Entre o pinhão e a coroa há uma relação de engrenamento condizente com o desempenho que se deseja do veículo. A coroa impõe o torque às engrenagens planetárias dois (2) e conseqüentemente aos semieixos três (3) e conseqüentemente rodas.

Considerando o mesmo eixo com cargas semelhantes nos dois lados do eixo geram iguais torques de reação atuando em ambos semieixos de tração. Uma diferença considerável de entrada de torque via escorregamento de pneu, por exemplo, uma roda num atoleiro deslizando, que diminui absurdamente o atrito entre roda versus solo de um dos lados do eixo (roda de um

dos lados), permite que um dos semieixos gire enquanto no outro lado do eixo (roda do lado oposto da deslizante) o semieixo fique travado.

Figura 15 – Representação de um diferencial.



Fonte: (Drivingfast, 2014).

Durante as curvas e deslizamentos de rodas o conjunto de planetárias permite que os semieixos girem em velocidades diferentes. Para análise de linha de transmissão de cardans é necessário apenas a informação de relação do diferencial  $i_D$ .

### Rodas

O pneu possui características dinâmicas de reação com o solo que influencia muito no comportamento dinâmico do veículo como também em questões de ruídos. Para a dissertação duas características do conjunto pneu e roda são de maior importância, o raio do centro da roda até o contato do pneu com o solo e o atrito entre o pneu e solo. O raio do pneu é influenciado pela carga imposta no eixo, pois o pneu se deforma proporcionalmente a carga a qual está submetido. É necessário recorrer ao fabricante ou desenho para obtenção deste parâmetro conhecido como raio estático do pneu. Quando o veículo atinge uma determinada velocidade o pneu passa a trabalhar com o raio dinâmico cuja informação também é disponível nos desenhos dos pneus.

As diferenças de raios como também de coeficiente de atrito influenciam no torque incidente no cardan no escorregamento do pneu que é definido como a força de atrito máxima

multiplicada pelo raio estático do pneu dividido pela relação do diferencial do eixo trativo. A Equação 3 define o cálculo do torque.

$$T_{Cep} = \frac{F_{a\max} \cdot r_e \cdot N}{i_D \cdot \eta_D} [Nm] \quad (3)$$

Onde:

$T_{Cep}$  = Torque cardan no escorregamento do pneu

$i_D$  = Relação do diferencial

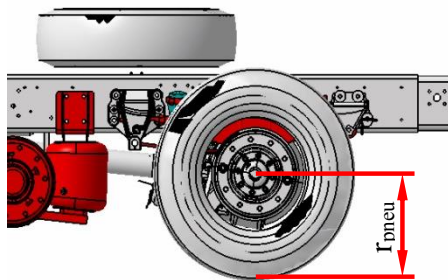
$\eta_D$  = Rendimento do diferencial

$r_e$  = Raio estático do pneu

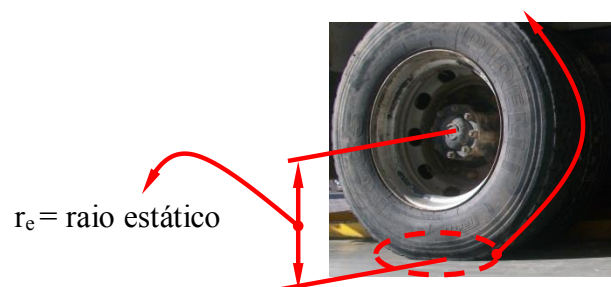
$N$  = Quantidade de pontos trativos

A Figura 16 ilustra a definição do raio estático do pneu.

Figura 16 – Raio estático do pneu.



Pneu deformado define o raio estático do pneu.



Fonte: Imagem cedida pela Man Latin America.

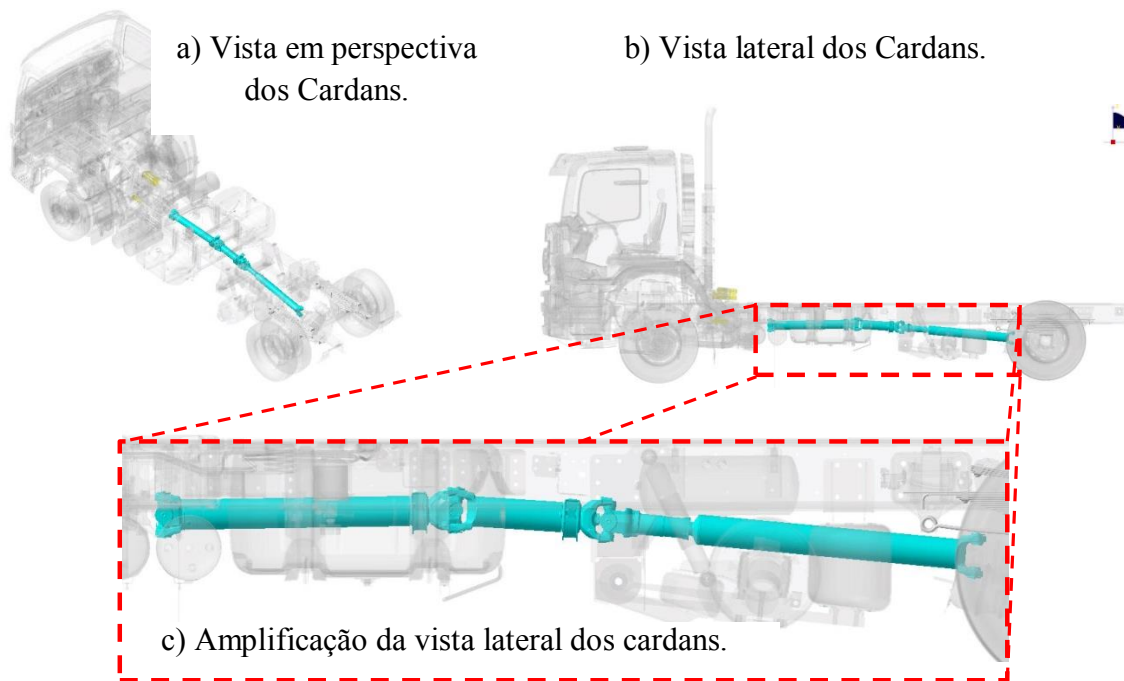
Para cálculo de carga de mancal deve ser avaliado qual o menor torque incidente no cardan, o que gera escorregamento no pneu ( $T_{Cep}$ ) ou o torque disponível pelo motor ( $T_T$ ), deve ser considerado o menor.

## 2.5 CARDAN

Até aqui foram abordados de forma simples o entendimento de todos os componentes importantes do trem de força envolvidos desde a fonte de energia de propulsão até a

transformação dessa energia em cinética. Como visto no item posicionamento do trem de força em veículos comerciais normalmente a transmissão não é acoplada junto ao diferencial que obriga a utilização de uma linha de transmissão de torque entre a transmissão e o diferencial do eixo de tração composta pelo cardan e juntas universais. Veja na Figura 17 ilustra uma linha de transmissão de cardans entre a transmissão e o eixo traseiro.

Figura 17 – Linha de transmissão entre a transmissão e o eixo traseiro



Fonte: Imagens cedidas pela MAN Latin America.

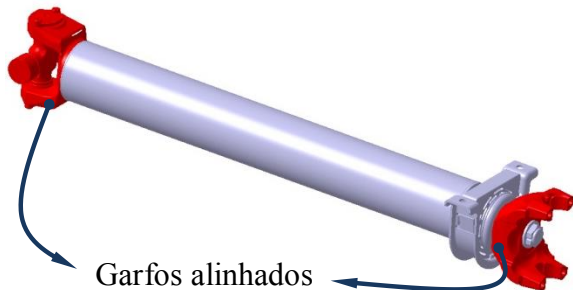
Os cardans são eixos utilizados para transferência de torque sendo submetidos a esforços torcionais que induz a construção em perfil tubular normalmente em aço, mas possui algumas aplicações em alumínio.

Em algumas situações dinâmicas indesejadas, como aceleração ou esforço de mancal, a aplicação de defasagem entre os garfos do mesmo cardan pode diminuir ou até mesmo eliminar estes efeitos, portanto a defasagem entre os garfos do mesmo cardans poderá ser uma alternativa de solução.

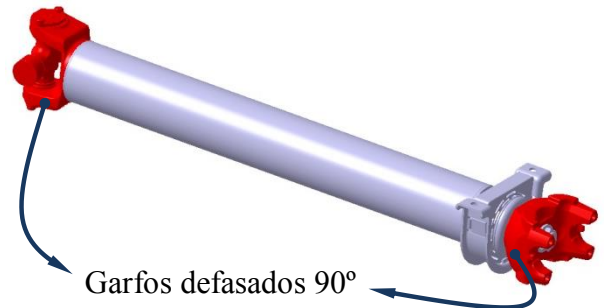
No caso a defasagem sempre ocorre a  $90^\circ$  entre um garfo e outro nas extremidades do mesmo cardan. A Figura 18 ilustra um cardan alinhado e outro defasado.

Figura 18 – Cardan alinhado e defasado.

a) Cardan com Garfos alinhados.



b) Cardan com garfos defasados 90°.



Fonte: Imagens cedidas pela Man Latin America.

### Rotação Crítica

Uma das características de análise na aplicação de cardans são as velocidades críticas dos cardans, ou seja, a velocidade a qual o cardan não pode operar, pois estaria sujeito a ressonâncias/vibrações.

A preocupação com a velocidade crítica aplicadas em eixos em geral tem afetado praticamente todos os segmentos das indústrias devido as altas velocidades as quais as máquinas de forma geral estão sendo submetidas.

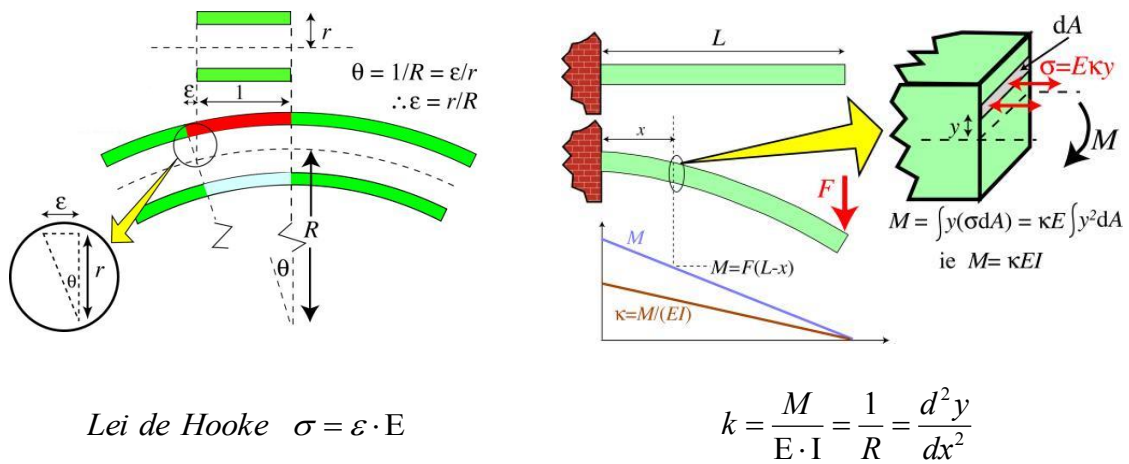
Atualmente a rotação crítica de cardan é determinada em função da massa e rigidez à flexão do cardan, na qual o material e dimensões do cardan possui extrema influência.

A rigidez à flexão do cardan é função da secção transversal da viga, das propriedades de densidade e elasticidade do material, e do comprimento do cardan (Seherr-Thoss, 1992; Dent, 1921).

Antes de apresentar a equação final que permite calcular e estimar a velocidade crítica de qualquer cardan entenderemos o conceito desta análise. Veja na Figura 19 duas imagens que permitem entender tal conceito.



Figura 19 – Lei de Hooke e Rigidez à flexão.



a) Lei de Hooke

b) Rigidez a flexão na superfície do cardan

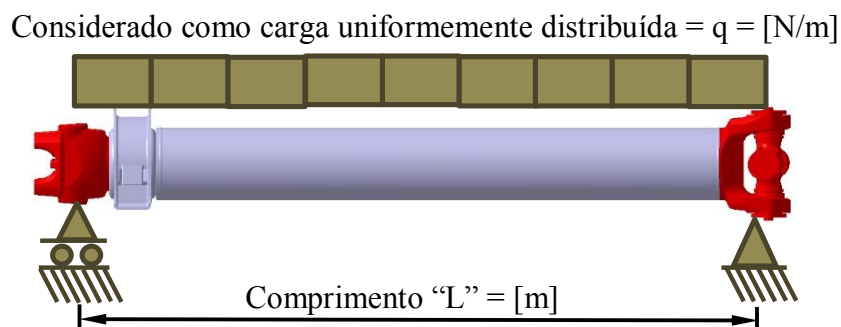
Fonte: (Cambridge, © 2013).

Considerando o cardan como uma viga bi-apoiada sob a ação do seu próprio peso, ilustrado pela Figura 20, e determinando a equação da força cortante é possível obter a deflexão máxima através de três integrações da equação da força cortante assumindo os coeficientes integrais conhecidos através de hipóteses. A deflexão máxima é obtida através da Equação 4.

$$y_{\text{máx}} = -\frac{5 \cdot q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} [m] \quad (4)$$

A figura 20 ilustra um diagrama teórico do carregamento do cardan para determinação da velocidade crítica.

Figura 20 – Cardan bi-apoiado sob a ação do seu próprio peso.



Fonte: Imagem desenvolvida pelo autor.

Segundo (Dent, 1921; Wagner, 1979; Seherr-Thoss, 1992), com base nas informações geométricas e da Equação 4 a velocidade crítica pode ser obtida através da Equação 5.

$$\omega_c = \frac{30 \cdot \pi}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot (D^2 + d^2)}{16 \rho}} \quad [rpm] \quad (5)$$

Onde:

q = Carga por unidade de comprimento  
[N/m]

$\rho$  = Densidade do material [kg/m<sup>3</sup>]

A = Área da secção transversal [m<sup>2</sup>]

D = Diâmetro externo tubo do cardan [m]

d = Diâmetro interno tubo do cardan [m]

L = Comprimento do cardan de cento a centro da fixação da cruzeta no garfo [m]

E = Módulo de elasticidade do material  
[N/m<sup>2</sup>]

I = Momento de Inércia [m<sup>4</sup>]

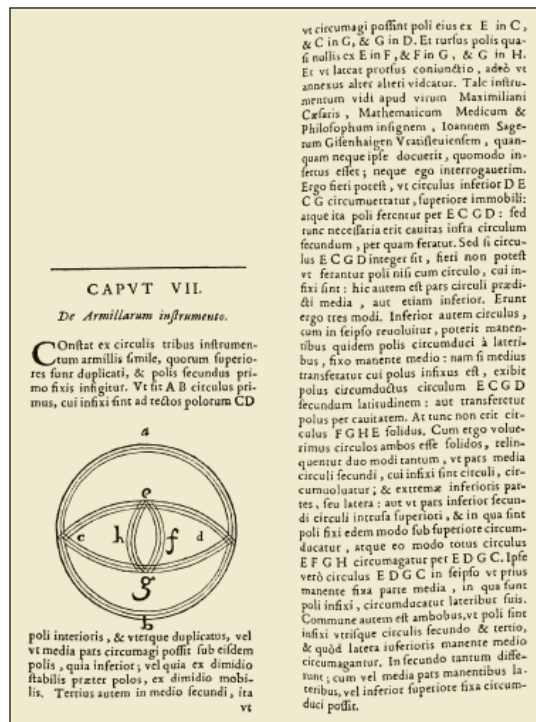
m = Massa [kg]

## 2.6 JUNTA UNIVERSAL

Os vestígios mais antigos sobre juntas vieram de Philon de Bizâncio com suas descrições sobre suspensão articulada há aproximadamente a 230 a.C. Em 1245 um arquiteto de igrejas francês, Villard de Honnecourt, esboçou em suas descrições um pequeno fôgão esférico suspenso por anéis circulares. Aproximadamente em 1500, Leonardo da Vinci desenhou uma bússola e um balde que foram montados em anéis.

A junta esférica ficou conhecida na Europa através Geronimo Cardano, ele trabalhou no campo da engenharia e em suas obras menciona a construção de uma cadeira para o Imperador Charles V a qual foi montada sobre uma suspensão com três anéis conectados a 90° entre si possibilitando três graus de liberdade. A Figura 21 é um dos mais antigos registros sobre o invento de Geronimo Cardano que após Geronimo Cardano esta suspensão e o tipo de junta formado foram nomeadas de Suspensão Cardan ou Junta Cardan (Seherr-Thoss, 1992).

Figura 21 – Demonstração da Junta de Geronimo Cardano.



Fonte: (Seherr-Thoss, 1992)

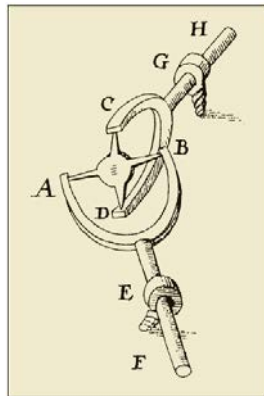
Aproximadamente em 1300 houve necessidade de conectar o eixo de acionamento dos ponteiros do relógio da torre da Catedral de Strasbourg na França com o motor e havia um sério problema, pois o eixo do motor estava desalinhado com o eixo dos ponteiros do relógio devido a arquitetura da torre.

Um manuscrito de 1664 do Jesuíta Gaspar Schott, sobre a Catedral de Strasbourg de 1354, comenta que o desalinhamento no mecanismo do relógio poderia melhor ser resolvido se fosse utilizado uma cruz com quatro articulações em suas extremidades conectadas através de garfos aos eixos do motor e dos ponteiros do relógio, veja Figura 22. Após este manuscrito o mecanismo passou a ser chamado de Schott.

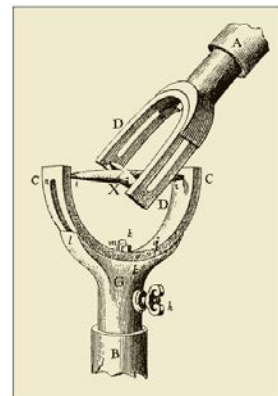
Em seu manuscrito ele comenta sobre artigos não publicados redigidos por Amicus que já não era mais vivo e se analisar a figura 22a é notável a semelhança que há entre o mecanismo desenvolvido por Amicus e Schott e a junta universal de Hooke. A matemática deste mecanismo não foi clara para Schott porque ele acreditava que ambos os eixos sempre giravam com a mesma velocidade.

Em 1663 Robert Hooke construiu um aparelho no qual também incorporou uma junta articulada, veja Figura 22b. Hooke passou a ter contatos mais frequentes com os matemáticos da época e também procurou se especializar em cinemática aplicada, diferente de Schott ele sabia que a junta universal não transmitia velocidade constante durante a revolução (Seherr-Thoss, 1992).

Figura 22 – Mecanismos.



a) Mecanismo do Manuscritos de Schott e Amicus.



b) Mecanismo de Hooke.

Fonte: (Seherr-Thoss, 1992).

Gaspard Monge estabeleceu os princípios fundamentais da geometria descritiva da junta universal em 1794 na Escola Politécnica de Paris. O mais importante avanço veio já no século XIX através do matemático e engenheiro francês Jean-Victor Poncelet que em 1824 provou, com o auxílio da trigonometria esférica, que o movimento de rotação da junta universal, ou junta de Hooke, não é uniforme.

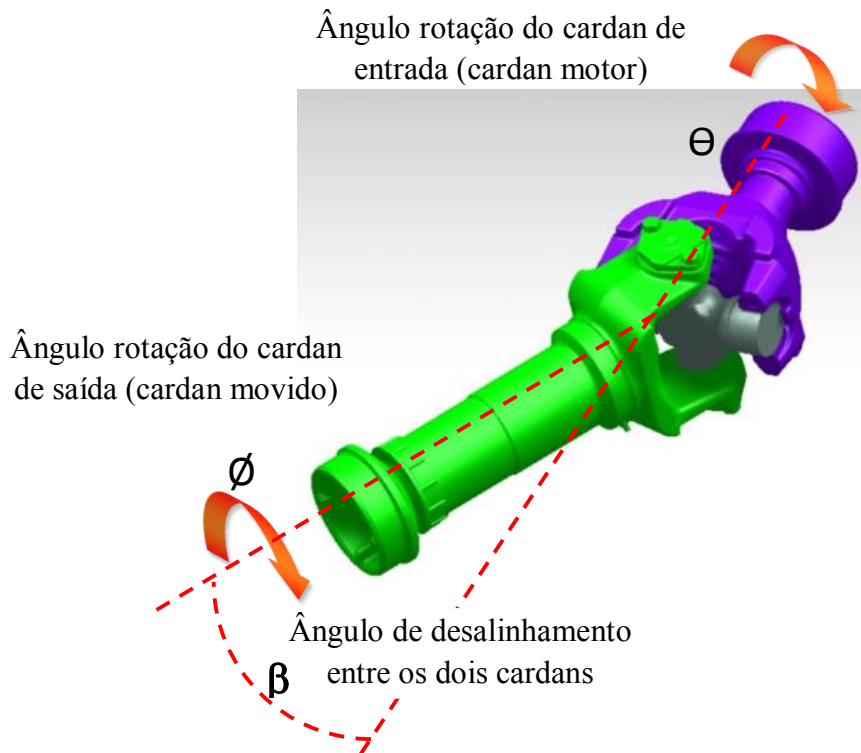
A teoria, sobre juntas universais, utilizadas até os dias de hoje é encontrada nos livros mais antigos como: A teoria das máquinas (McKay, 1915) e Elementos de mecanismos (Schwamb, 1921) como também nos livros mais recentes como (Seherr-Thoss, 1992).

### Cinemática da Junta Universal

A junta universal possui algumas características cinemáticas e dinâmicas muito peculiares que serão abordadas, considere dois eixos cardans desalinhados de um ângulo entre eles

conectados através de uma cruzeta da junta universal. O cardan de entrada possui posicionamento angular radial igual a  $\Theta$  enquanto que o cardan de saída possui posicionamento angular radial igual a  $\emptyset$ . A Figura 23 permite visualizar estas convenções.

Figura 23 – Dois eixos cardans conectados através de uma junta universal.

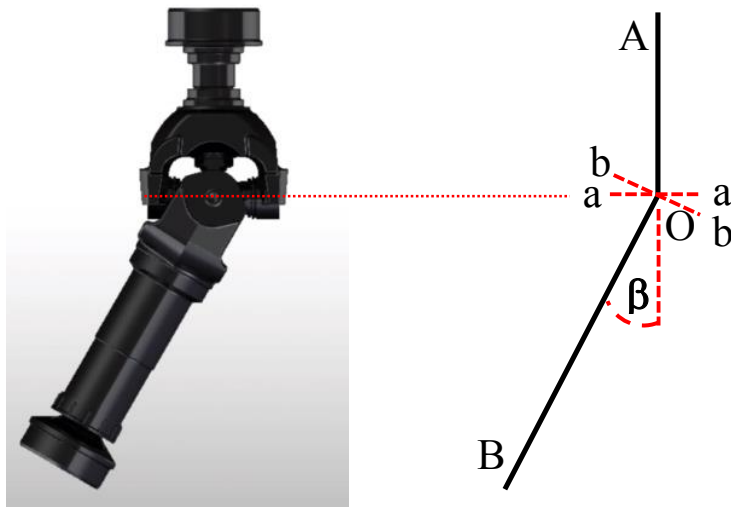


Fonte: Imagem cedida pela Man Latin America.

No entanto, conforme já comentado antes, as velocidades entre o eixo de entrada e de saída não permanece constante. Veja o diagrama representado pela Figura 24 e imagine-o como a representação planificada da vista superior dos dois cardans apresentados na Figura 23.

A linha AO representando o eixo cardan de entrada e os braços do garfo descrevem uma circunferência contida no plano aOa, perpendicular à linha (ou cardan) AO, enquanto que os braços do garfo do cardan movido, representado pela linha BO, descrevem uma circunferência contida no plano bOb, perpendicular à linha (ou cardan) BO.

Figura 24 – Cardans e Diagrama.



a) Vista superior de dois cardans

b) Diagrama geométrico dos dois cardans

Fonte: Imagem Cedida pela Man Latin America

Quando o sistema é observado através do eixo axial do cardan motor, AO, um círculo é visualizado, já referente ao giro do garfo do cardan movido, aOa, a imagem é de uma elipse, referente a visão oblíqua do giro do garfo do cardan movido, que se encontra desalinhado de um ângulo do cardan motor.

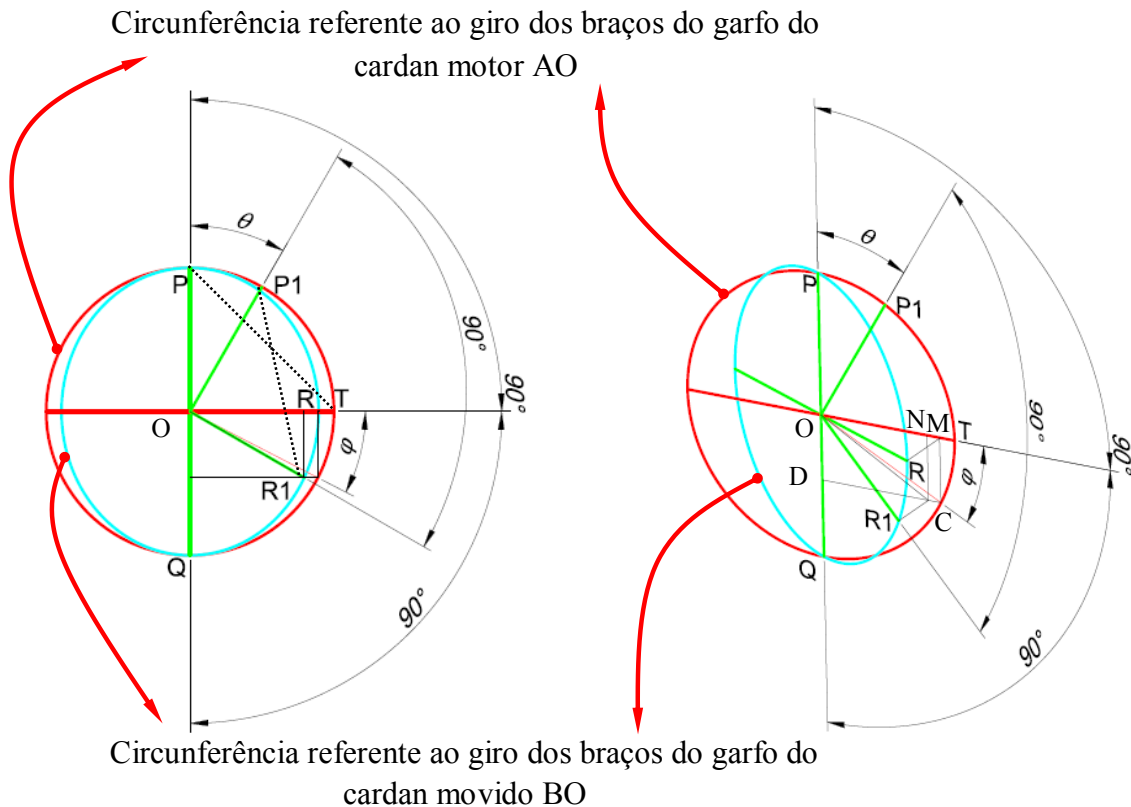
A Figura 25 apresenta as geometrias de giros dos garfos dos cardans e é a base de entendimento da cinemática das juntas universais. Considere o círculo através dos pontos PTQ da Figura 25 como sendo o giro do garfo do cardan motor e que descreve uma velocidade constante.

A  $90^\circ$  está conectado o garfo do cardan movido representando a elipse através dos pontos PRQ e seu deslocamento circular possui uma característica geométrica peculiar, pois, se todos os braços da cruzeta possuem os mesmos comprimentos algo ocorre para comportar os diversos raios da elipse. Imaginando que os pontos P e R representam uma das extremidades dos dois eixos da cruzeta, em uma extremidade está conectado um dos braços do garfo do cardan motor e no outro eixo da cruzeta um dos braços do garfo do cardan movido.

O cardan motor gira a uma velocidade constante e é a referência de deslocamento e velocidade. O cardan motor AO deslocando um ângulo  $\Theta$  representa o deslocamento do ponto P de sua posição inicial para a posição  $P_1$  distante um ângulo  $\Theta$  de sua posição inicial na trajetória circular comum aos braços de seu garfo (cardan motor). A Figura 25 ilustra a vista do

plano perpendicular ao eixo axial do cardan motor. É possível notar neste plano que a trajetória que os braços do garfo do cardan motor percorrem é exatamente uma circunferência e neste mesmo plano, axial ao cardan motor, a trajetória dos braços do garfo do cardan movido é uma elipse.

Figura 25 – Representação do plano perpendicular ao cardan motor AO.



Fonte: Imagem desenvolvida pelo autor.

OP por definição é perpendicular a OR, que são os eixos da cruzeta e nos quais estão conectados os garfos dos cardans motor e movido. Mas OR não está contido no plano de revolução do cardan motor e se desloca na trajetória representada pela elipse, conseqüentemente a projeção do ângulo formado pelo deslocamento angular do ponto R até a posição  $R_1$  não é  $\Theta$ .

Graficamente é possível determinar o ponto  $R_1$ , pois a distância entre os pontos iniciais P e R representado pela linha preta pontilhada na Figura 25 não se altera, portanto se considerar um círculo com o raio igual a distância entre os pontos P e R com o centro localizado no ponto  $P_1$  o ponto  $R_1$  é determinado através da intersecção deste círculo com a elipse cujo ponto é a

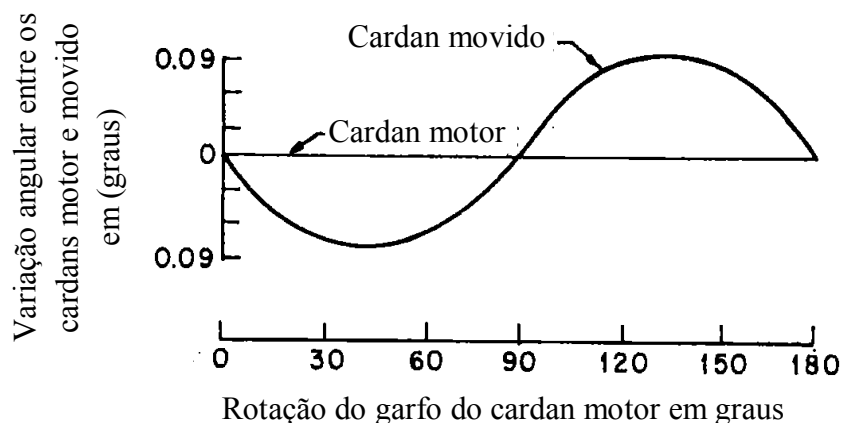
localização angular real do ponto  $R_1$  e sua projeção no plano axial do cardan motor, ou seja, a projeção do ângulo na circunferência pode ser determinada graficamente.

O ângulo do cardan movido pode ser obtido através da consideração de que a distância vertical  $R_1N = CM$  e  $OC$  é o raio nos quais ambos se movem. O ângulo  $TOC$  é o ângulo  $\phi$  de giro do cardan movido pelo deslocamento do ponto  $R$ , enquanto que o ponto  $P$  se move através do ângulo  $\theta$ . O Triângulo  $OMC$  é a verdadeira projeção do triângulo  $ONR_1$ . As correlações entre as definições de deslocamento entre os ângulos  $\theta$  e  $\phi$  podem ser determinadas e resulta na equação 8 (McKay, 1915):

$$\tan \phi = \tan \theta \cdot \cos \beta \quad (6)$$

A Equação 6 representa a variação de deslocamento radial em graus do cardan movido em função do ângulo radial de giro do cardan motor e o desalinhamento entre os dois cardans, motor e movido. A Figura 26 representa a variação angular entre os cardans motor e movido em função do giro do cardan motor.

Figura 26 – Curvas características da variação angular entre o cardan motor e movido desalinhado em  $4^\circ 30'$ .



Fonte: (Wagner, 1979)

Se os pontos  $T$  e  $Q$  são tomados como posição inicial ao invés de  $P$  e  $R$  a Equação 6 pode ser escrita da seguinte forma:

$$\tan \theta = \tan \phi \cdot \cos \beta$$

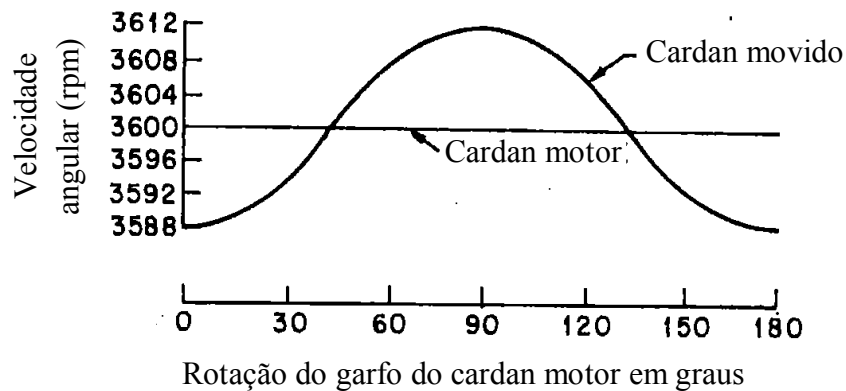


A derivação da Equação 6 no tempo gera a Equação 7 que representa a velocidade do cardan movido, pois o cardan motor possui velocidade constante pré-definida.

$$w_1 = w \cdot \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \theta \cdot \sin^2 \beta} \quad (7)$$

A Equação 7 representa a variação de velocidade radial em rpm do cardan movido em função do ângulo radial de giro do cardan motor e o desalinhamento entre os dois cardans, motor e movido. A Figura 27 representa a variação de velocidade angular entre os cardans motor e movido em função do giro do cardan motor a 3600 rpm fixo.

Figura 27 – Curvas características da variação de velocidade angular entre o cardan motor e movido desalinhado em  $4^{\circ}30'$ .



Fonte: (Wagner, 1979)

Se os pontos T e Q são tomados como posição inicial ao invés de P e R a equação 15 pode ser escrita da seguinte forma:

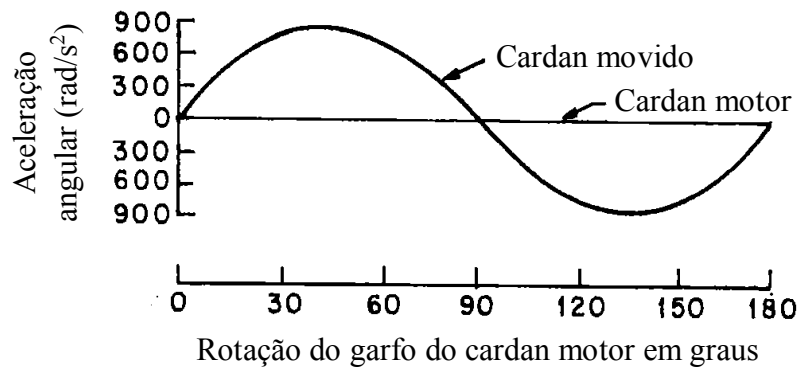
$$w_1 = w \cdot \frac{\cos \beta}{1 - \cos^2 \theta \cdot \sin^2 \beta}$$

A derivação da Equação 7 no tempo gera a Equação 8 da aceleração do cardan movido, pois, o cardan motor possui aceleração nula, não possui variação de velocidade.

$$\alpha = \frac{2\omega^2 \cdot \text{sen}^2 \beta \cdot \text{sen} \theta \cdot \cos \theta \cdot \cos \beta}{(1 - \text{sen}^2 \theta \cdot \text{sen}^2 \beta)^2} \quad (8)$$

A Equação 8 representa a variação da aceleração radial em  $\text{rad/s}^2$  do cardan movido em função do ângulo radial de giro do cardan motor e o desalinhamento entre os dois cardans, motor e movido. A Figura 28 representa a variação de aceleração angular entre os cardans motor e movido em função do giro do cardan motor a 3600 rpm fixo.

Figura 28 – Curvas características da aceleração de uma junta universal operando a 3600 rpm com  $4^{\circ}30'$ .



Fonte: (Wagner, 1979)

Uma informação importante é a amplitude torcional dos cardans, ou seja, a maior diferença entre o ângulo radial do cardan motor e o ângulo radial do cardan movido e ocorre quando a diferença de velocidade é nula, ou seja, quando e define a equação 9 e 10:

$$\tan \theta = \sqrt{\frac{1}{\cos \beta}} \quad (9)$$

Substituindo a equação 18 na equação 17 obtém-se a equação 19:

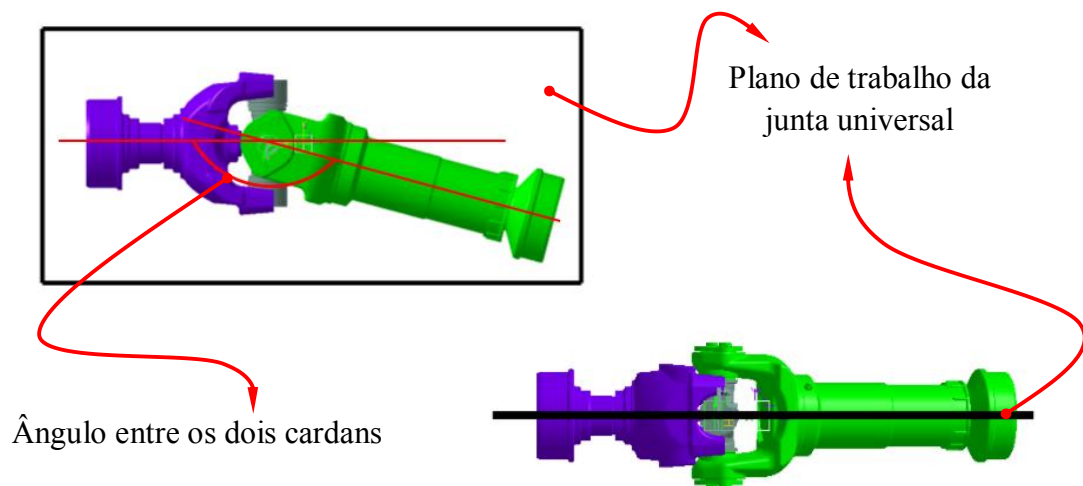
$$\tan \phi = \sqrt{\cos \beta} \quad (10)$$

Todo cálculo apresentado se refere a apenas uma junta universal, no entanto, as linhas de cardans operam com no mínimo duas juntas universais que é o caso de veículos com apenas um cardan, mas, é comum aplicações de dois cardans e com menor frequência aplicações acima de 2 cardans.

Nas situações com mais de uma junta universal há uma metodologia apresentada pela Seção 7 da SAE que reduz o sistema com “n” juntas universais a apenas uma, mas possuem diferentes considerações de redução do sistema para uma junta universal para as características de acelerações: torcionais, inerciais de tração e inerciais da massa tracionada.

Antes é necessário conhecer o posicionamento angular das juntas universais, imagine um sistema de linha de transmissão de cardan com 2 cardans que resulta no uso de 3 juntas universais, cada junta universal possui seu ângulo de posicionamento específico e não operam todas no mesmo plano. O plano da junta é definido como o plano que intersecciona ao centro os dois cardans que a junta universal está envolvida. Veja na Figura 29 a definição de plano da junta.

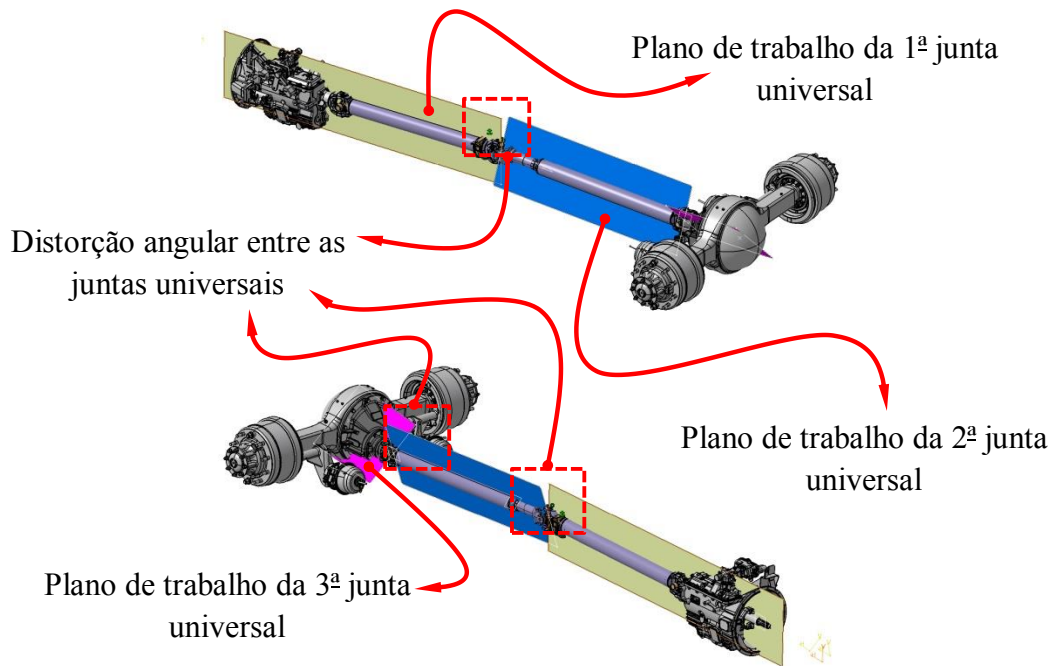
Figura 29 – Definição do plano de uma junta universal.



Fonte: Imagem cedida pela Man Latin America

Seguindo o mesmo conceito de definição do plano de trabalho da junta universal, a Figura 30 permite notar que os cardans não operam no mesmo plano.

Figura 30 – Diferentes planos das juntas universais de um veículo com 2 cardans.

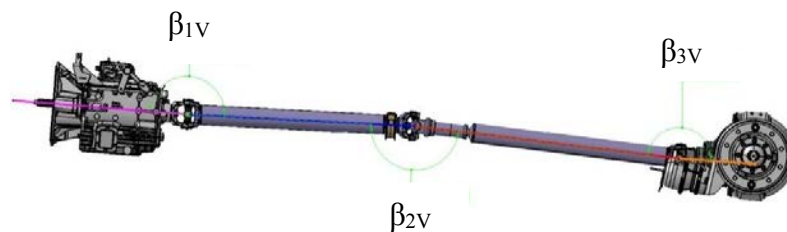


Fonte: Imagem cedida pela MAN Latin America.

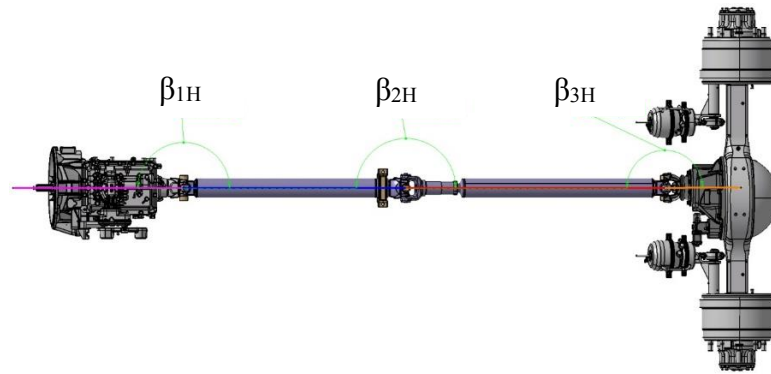
Conhecido o conceito das distorções angulares é necessário conhecer os ângulos da vista lateral e de planta do sistema de cardans que possibilita obter o ângulo real de cada junta universal e conseqüentemente seu plano de trabalho. Veja Figura 31.

Figura 31 – Vistas lateral e superior de um sistema de cardans.

a) Vista lateral de um sistema de cardans.



b) Vista superior de um sistema de cardans.



Fonte: Imagem cedida pela MAN Latin America

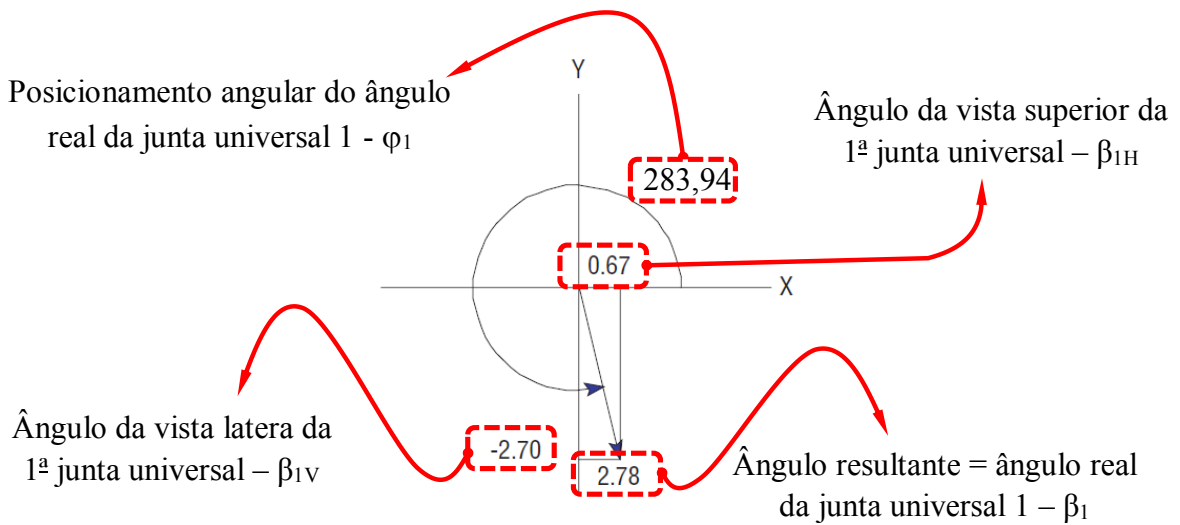
As informações de ângulos da vista lateral e de planta normalmente são compiladas conforme o exemplo da Tabela 2.

Tabela 2 – Ângulos referente as vistas lateral e superior.

	Junta Universal 1	Junta Universal 2	Junta Universal 3
Vista Lateral - $\beta_V$ (graus $^\circ$ )	-2,70	-1,25	2,45
Vista Superior - $\beta_H$ (graus $^\circ$ )	0,67	0,13	-0,80

Em posse das informações angulares das vistas lateral e superior das juntas universais é possível calcular o ângulo real da junta universal e o posicionamento angular do plano das juntas universais referenciando-as umas às outras. Tomando a 1ª junta universal como exemplo e assumindo os valores da Tabela 2 como sendo os valores encontrados no exemplo da Figura 31 o ângulo real da junta é determinado na Figura 32.

Figura 32 – Vista axial do primeiro cardan representando o ângulo real da 1ª junta universal entre o 1º Cardan e a transmissão.



Fonte: (Dana Holding Corporation, 2012)

O cálculo do ângulo verdadeiro da junta universal é bem simples, com base no teorema de Pitágoras é possível obter o ângulo resultante entre o ângulo lateral e superior.

$$\beta_1 = \sqrt{(\beta_{1V})^2 + (\beta_{1H})^2}$$

$$\beta_1 = 2,78^\circ$$

O posicionamento angular é uma consequência assim como o ângulo real da junta. No caso o posicionamento angular da junta universal um é  $270^\circ$  mais o ângulo que ultrapassou de  $270^\circ$ . A dedução do ângulo de  $270^\circ$  é devido os sinais dos ângulos superior e lateral da junta universal. No exemplo o ângulo superior é positivo e o ângulo lateral é negativo que indica o posicionamento do ângulo real no 4º diedro, portanto, ultrapassa  $270^\circ$ . O valor do ângulo que ultrapassa  $270^\circ$  é calculado como segue:

$$\varphi_1 = 270^\circ + \tan^{-1}\left(\frac{\beta_{1H}}{\beta_{1V}}\right)$$

$$\varphi_1 = 283,94^\circ$$

Com estes cálculos foram definidos o ângulo real e a posição do plano da junta universal um do exemplo da Tabela 2, seguindo os mesmos passos foram definidos os ângulos reais e de posição do plano das juntas universais dois e três do exemplo da Tabela 2, resultando na Tabela 3.

Tabela 3 – Ângulos referente as vistas lateral e superior, definição de ângulos reais das juntas e de posicionamento dos planos das juntas universais da Tabela 2.

	Junta Universal 1	Junta Universal 2	Junta Universal 3
Vista Lateral (graus°) – $\beta_V$	-2,70°	-1,25°	2,45°
Vista Superior (graus°) – $\beta_H$	0,67°	0,13°	-0,80°
Ângulo real da junta (graus°) - $\beta$	2,7819°	1,2567°	2,5773°
Quadrante do posicionamento do plano da junta Universal	4°	4°	2°
Posição angular do plano da junta universal (graus°) - $\varphi$	283,94°	275,94°	108,08°

Com base nas informações da Tabela 4 as acelerações torcionais, inerciais de tração e da massa tracionada poderão ser calculadas.

### **Aceleração Torcional**

Conforme comentado antes a linha de cardans possui mais que uma junta universal e que estas juntas universais seriam reduzidas a uma única, no entanto é necessário o entendimento de que a aceleração é única para qualquer nomenclatura adotada e o que muda são as diferentes considerações para obtenção da redução de “n” juntas universais à uma única junta universal.

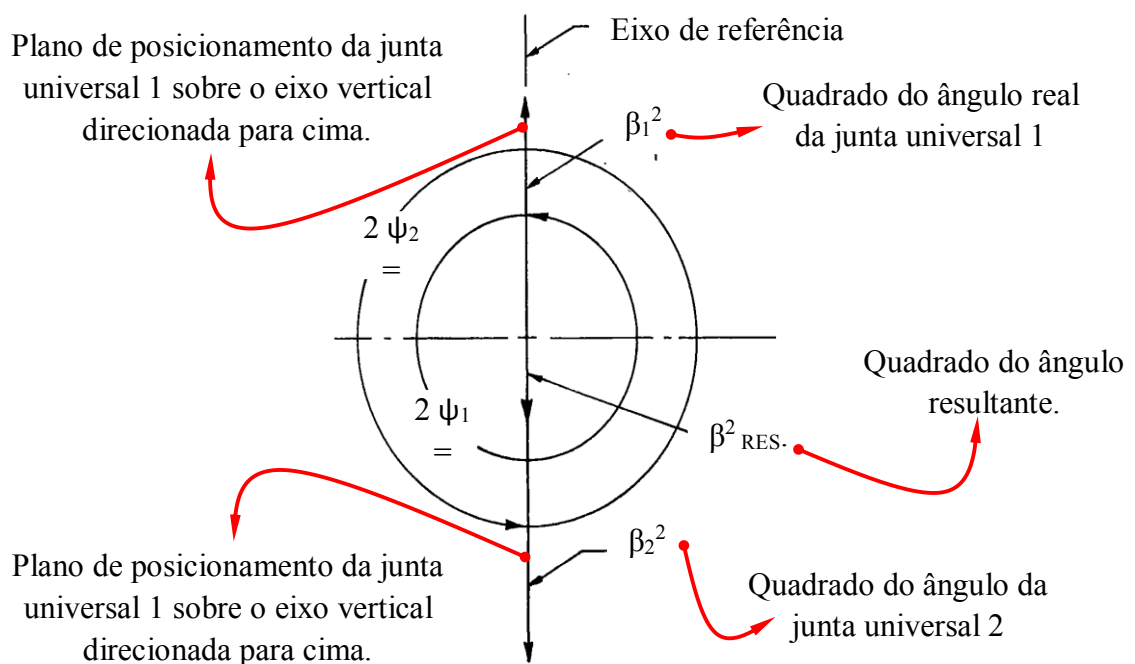
Lembrando que toda a cinemática da junta universal é baseada no conceito de que a velocidade é proporcional ao ângulo real da junta e que a aceleração é proporcional ao quadrado do ângulo real e velocidade da junta universal fica claro que o resultado de acelerações obtido através de diferentes reduções de ângulos de juntas geram resultados diferentes para acelerações angulares. A aceleração torcional permite avaliar o impacto que as distorções de fase nos posicionamentos dos planos dos ângulos das juntas causam no sistema.

A Figura 33 representa através dos dois círculos o posicionamento angular dos dois garfos da mesma junta universal. É uma convenção que o garfo de entrada do sistema (motor), no caso o garfo da transmissão, sempre esteja na vertical e nesta condição uma das extremidades da cruzeta estará fixada ao cardan através de uma das extremidades do garfo (braço do garfo) e o lado oposto do mesmo eixo da cruzeta estará fixada a outra extremidade do garfo (braço oposto do garfo) formando obviamente um ângulo  $180^\circ$  entre os braços do mesmo garfo e é denominado de  $\psi_1$ .

Já o ângulo formado pelos braços do garfo do cardan movido, que por construção é defasado  $90^\circ$  do garfo do cardan motor, está posicionado a  $270^\circ$  da mesma referência vertical e é denominado de  $\psi_2$ . Este conceito é arbitrário assim como as relações matemáticas:  $2 \cdot \varphi_1 = 360^\circ$  e  $2 \cdot \varphi_2 = 540^\circ$ , mas tal arbitrariedade permite correlacionar os posicionamentos dos planos das juntas universais.

Como a aceleração é proporcional ao quadrado do ângulo de desalinhamento dos cardans, os ângulos reais das juntas são elevados ao quadrado antes de serem posicionados no gráfico da Figura 33. Os ângulos estão sobre a linha vertical e significa que os planos dos cardans estão na vertical, com uma junta universal direcionada para baixo e outra para cima, não há defasagem de desalinhamento lateral.

Figura 33 – Exemplo simples de redução de dois ângulos reais à um único.



Fonte: (Wagner, 1979)



Na Figura 34 há um exemplo de uma redução de ângulo de uma aplicação mais próxima da realidade, na qual há desvio angulares tanto na vista superior quanto na lateral.

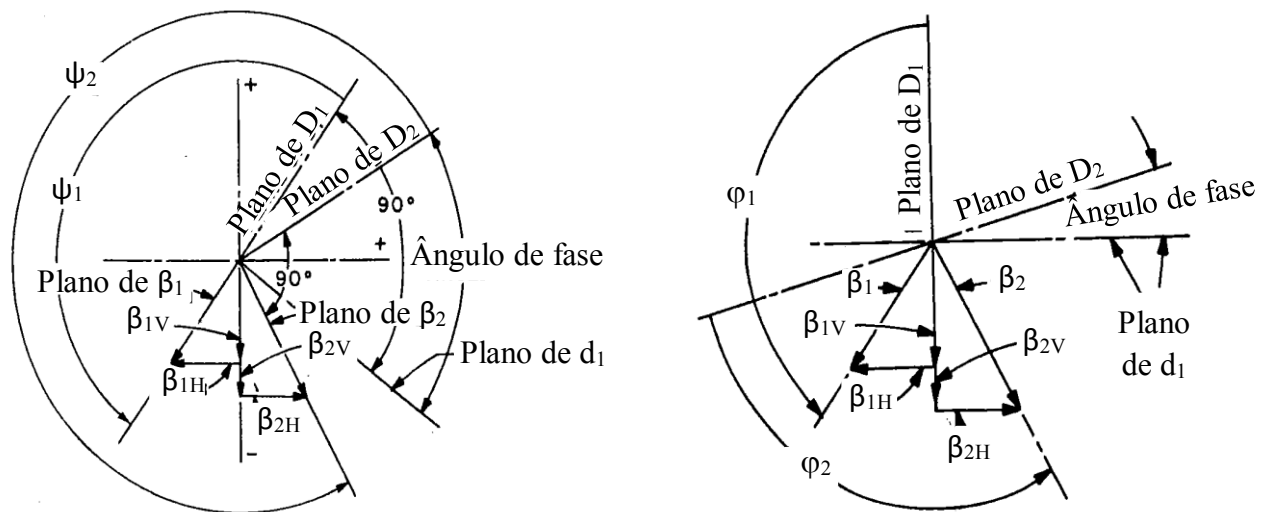
É possível notar que há uma distorção angular devido os posicionamentos dos planos dos ângulos das juntas universais, que foram posicionadas referenciando umas às outras conforme descrito no passo anterior.

A distorção angular gera um ângulo de fase entre as juntas universais permitindo valores de velocidades e acelerações individuais em fases diferentes. A Figura 34 ilustra o detalhamento de todos passos necessários até a obtenção do ângulo resultante para o cálculo da aceleração torcional.

Figura 34 – Posicionamentos dos planos dos ângulos das juntas universais.

a) Exemplo da aplicação de um cardan mais próximo da realidade.

b) Posicionamento dos quadrados dos ângulos reais com base na figura 35.

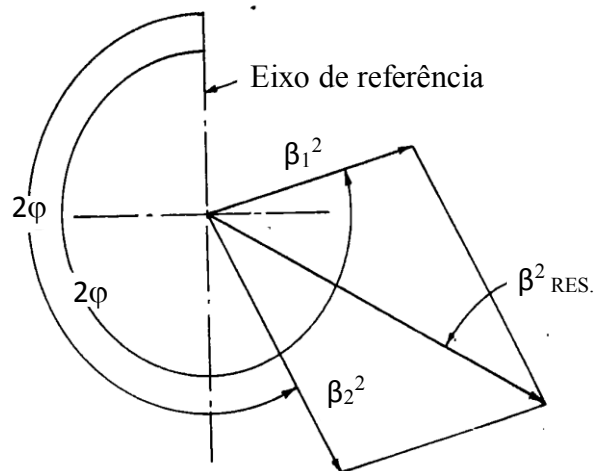


Fonte: (Wagner, 1979)

A figura 35 representa o quadrado do ângulo resultante dentre os vetores apresentados na Figura 34.

Para a aceleração torcional o ângulo resultante é a soma dos vetores referentes aos quadrados dos ângulos reais das juntas universais individualmente com seus respectivos planos de posicionamento.

Figura 35 – Demonstração da obtenção do quadrado do ângulo resultante.

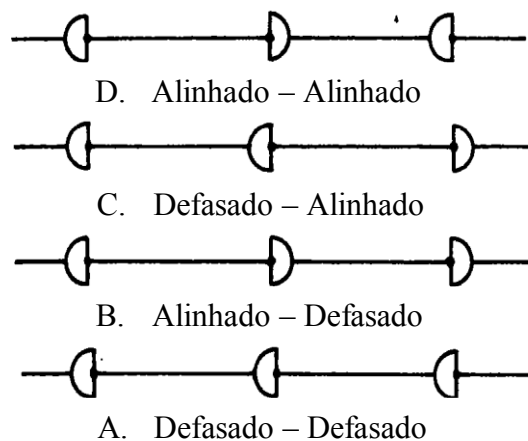


Fonte: (Wagner, 1979)

Como pode ser observado o cálculo final é o somatório de uma decomposição de vetores e a utilização da metodologia descrita permite analisar em qual posição angular se encontra o ângulo  $\beta^2$  resultante, conseqüentemente o ângulo  $\beta$  resultante.

Outro modo mais simplificado é a identificação de defasagem ou não entre os garfos do mesmo cardan. Esta identificação segue o padrão apresentado pela Figura 36 na qual considera a aplicação de dois cardans.

Figura 36 – Identificação de cardan defasado ou alinhado.



Fonte: (Wagner, 1979)

As Equações 11, 12, 13 e 14 com suas respectivas configurações de montagem e defasamento de garfos de cardans, que permitem calcular de forma direta o ângulo resultante, são apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4 – Alternativa de cálculo do ângulo resultante torcional da junta universal.

Fase do cardan	Cálculo Junta resultante
Alinhado – Alinhado	$\sqrt{\beta_1^2 - \beta_2^2 + \beta_3^2}$ (11)
Defasado – Alinhado	$\sqrt{\beta_1^2 + \beta_2^2 - \beta_3^2}$ (12)
Alinhado – Defasado	$\sqrt{\beta_1^2 - \beta_2^2 - \beta_3^2}$ (13)
Defasado – Defasado	$\sqrt{\beta_1^2 + \beta_2^2 + \beta_3^2}$ (14)

O ângulo resultante determinado através do método direto não é correlacionado com o ângulo de fase. Após determinado o ângulo resultante torcional o valor obtido é substituído na Equação 8, junto com o ângulo de desalinhamento entre os cardans, e a aceleração é obtida.

Lembrando que:

- 1) O valor de  $w$  (velocidade angular) a ser considerado é a rotação máxima do motor do veículo, em rad/s.
- 2) É necessário determinar o ângulo  $\Theta$ , no qual a velocidade do garfo movido é mínima e a aceleração é máxima. Isto é possível através da Equação 11.
- 3) Substituir os valores do desalinhamento torcional resultante e do ângulo  $\Theta$  do obtido no passo anterior na Equação 10.

### **Aceleração Inercial**

Conforme já comentado a aceleração é única, o que muda é o conceito do ângulo de desalinhamento resultante a ser utilizado para cada condição. No passo anterior foi calculada uma junta resultante capaz de representar as diferentes distorções ocasionadas ao sistema de linhas de transmissão de torque através de cardans sem preocupações com a existência de variações de velocidades dos cardans intermediários que é consequência da cinemática da junta universal. A aplicação de um único cardan já gera problemas de variações de velocidade e

podem gerar ruídos significantes e limitações da aplicação de cardans e esta complexidade aumenta conforme a quantidade de cardans. A aceleração inercial é fundamental para avaliação da flutuação de torque e possíveis ruídos e o critério de aprovação é definido pelo fornecedor de cardans. A Equação 15 rege os efeitos que as acelerações inerciais podem gerar.

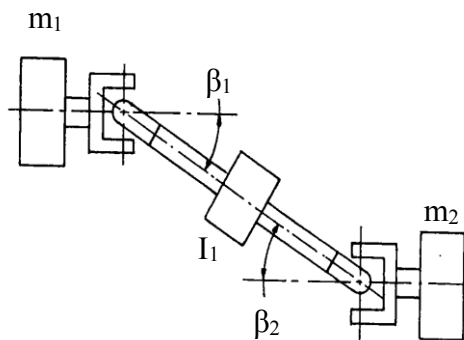
$$T = I \cdot \alpha . \quad (15)$$

Onde:  $I$  = Momento de inercia do cardan [ $m^4$ ]

$T$  = Torque de excitação [N.m]  $\alpha$  = Aceleração inercial [ $rad/s^2$ ]

Considere o sistema da Figura 37 no qual as massas  $M_1$  e  $M_2$  estão sujeitas as oscilações de torque do cardan intermediário.

Figura 37 – Sistema com uma massa em cada extremidade de apenas um cardan.



Fonte: (Wagner, 1979)

Se  $m_1$  e  $m_2$  são iguais e bem maior se comparado com  $I_1$  é aceitável assumir que as Massas  $m_1$  e  $m_2$  estarão sujeitas as oscilações de torque que é igual ao efeito da aceleração máxima do ângulo de junta multiplicada pela inércia do cardan.

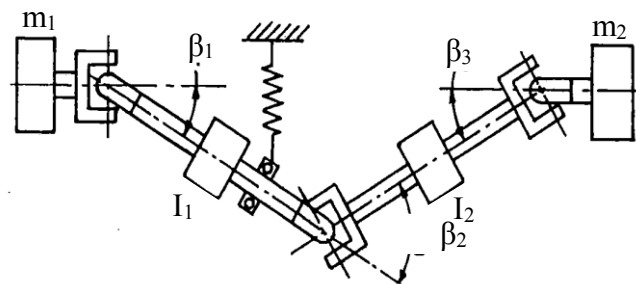
Se  $m_1$  e  $m_2$  são pequenos comparados com  $I_1$  é aceitável assumir que o cardan irá girar com amplitudes mais estáveis enquanto que as máximas amplitudes e acelerações ocorrerá através das massas  $m_1$  e  $m_2$ .

E também é aceitável assumir que se  $m_1$  ou  $m_2$  é bem maior se comparado um com outro, a menor massa sofrerá as máximas amplitudes e vibrações.

A Figura 37 considera diferentes ângulos,  $\beta_1$  e  $\beta_2$ , de desalinhamento entre as massas  $m_1$  e  $m_2$  e o cardan e as massas  $m_1$  e  $m_2$  são iguais e muito grandes se comparadas com a inércia do cardan  $I_1$ .

Há ainda dois conceitos importantes, primeiro quando o veículo está em marcha e recebendo torque através do motor, neste caso a aceleração inercial é denominada de “*Drive*” – “Tração”, e segundo quando o veículo se encontra em uma descida e é impulsionado através da massa tracionada, neste caso a aceleração inercial é denominada de “*Coast*” – “descida”. Quando o veículo está na condição “*Drive*” – “Tração” o ângulo que influencia na definição da aceleração é o da primeira junta universal, junto a transmissão, e quando o veículo está na condição “*Coast*” – “descida” o ângulo que influencia na definição da aceleração é o da segunda junta universal, junto ao eixo traseiro. A Figura 38 representa um sistema de cardans com dois cardans e três juntas universais.

Figura 38 – Sistema com uma massa em cada extremidade e com dois cardans.



Fonte: (Wagner, 1979)

Tomando a Figura 38 como base podemos assumir as seguintes considerações:

- 1) – Referente a  $m_1$ , a inércia  $I_1$  é sujeita as oscilações torcionais influenciada pelo ângulo  $\beta_1$ .
- 2) – Referente a  $m_1$ , a inércia  $I_2$  é sujeita as oscilações torcionais influenciada pelo ângulo  $\beta_1$  e  $\beta_2$ .
- 3) – Referente a  $m_2$ , a inércia  $I_2$  é sujeita as oscilações torcionais influenciada pelo ângulo  $\beta_3$ .
- 4) – Referente a  $m_2$ , a inércia  $I_1$  é sujeita as oscilações torcionais influenciada pelo ângulo  $\beta_2$  e  $\beta_3$ .

Com base nos conceitos assumidos foram definidas as equações que determinam os ângulos resultantes em tração e massa tracionada (descida). As Equações 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22 e 23 representam as montagens geométricas apresentadas na Figura 38 e permite calcular de forma direta o ângulo da junta resultante do sistema.

Na Tabela 5 são apresentadas as Equações 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22 e 23 com suas respectivas configurações de montagens e defasamento de garfos de cardans.

Tabela 5 – Alternativa de cálculo do ângulo resultante inercial da junta universal.

Fase do cardan	Cálculo Junta resultante de Inercia	
	“Drive” ou Tração	“Coast” ou Massa tracionada
Alinhado – Alinhado	$\beta_D = \sqrt{2 \cdot \beta_1^2 - \beta_2^2}$ (16)	$\beta_C = \sqrt{2 \cdot \beta_3^2 - \beta_2^2}$ (20)
Defasado – Alinhado	$\beta_D = \sqrt{2 \cdot \beta_1^2 + \beta_2^2}$ (17)	$\beta_C = \sqrt{2 \cdot \beta_3^2 - \beta_2^2}$ (21)
Alinhado – Defasado	$\beta_D = \sqrt{2 \cdot \beta_1^2 - \beta_2^2}$ (18)	$\beta_C = \sqrt{2 \cdot \beta_3^2 + \beta_2^2}$ (22)
Defasado – Defasado	$\beta_D = \sqrt{2 \cdot \beta_1^2 + \beta_2^2}$ (19)	$\beta_C = \sqrt{2 \cdot \beta_3^2 + \beta_2^2}$ (23)

A solução vetorial segue os mesmos princípios que para definição do ângulo torcional, porém, considerando os ângulos resultante referentes a análise a ser considerada, em tração ou massa tracionada, por exemplo, análise em Tração – “*Drive*” para um sistema de dois cardans deverão ser considerados duas vezes o quadrado do ângulo  $\beta_1$  e apenas uma vez o quadrado do ângulo  $\beta_2$ . As Equações 24 e 25 são deduções genéricas de redução de sistemas de linhas de cardans, com “n” juntas universais, a uma única possibilitando o cálculo de aceleração inercial de tração ou da massa tracionada.

Tração (“*Drive*”)

$$\beta_D^2 = (n-1) \cdot \beta_1^2 \pm (n-2) \cdot \beta_2^2 \pm \dots \pm (1) \cdot \beta_{(n-1)}^2 \pm (0) \cdot \beta_n^2 \quad (24)$$

Inércia da massa tracionada (“*Coast*”)

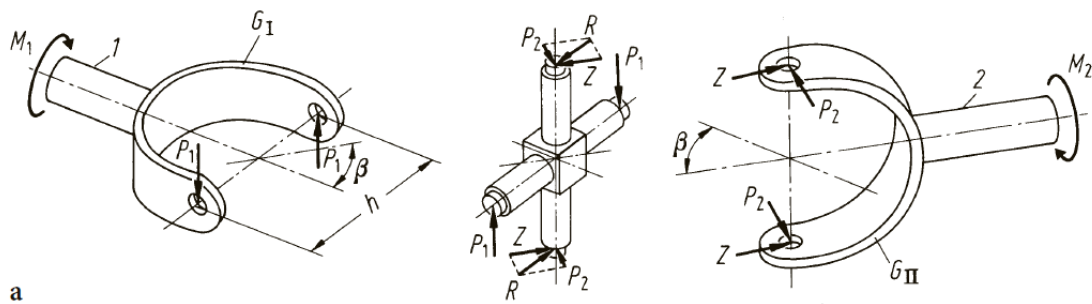
$$\beta_C^2 = (n-1) \cdot \beta_n^2 \pm (n-2) \cdot \beta_{(n-1)}^2 \pm (n-3) \cdot \beta_{(n-2)}^2 \pm \dots \pm (0) \cdot \beta_1^2 \quad (25)$$

## Carga de Mancal

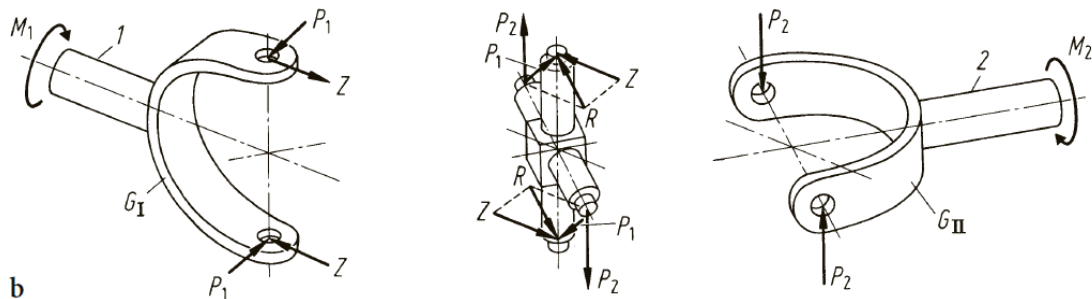
Quando utilizadas juntas universais na transferência de torque através da linha de cardans, surgem forças axiais proporcionais ao ângulo de desalinhamento entre os componentes conectados (transmissão + cardan; cardan + cardan; cardan + Eixo final).

Estas forças que geram o torque secundário da linha de transmissão variam entre um ponto mínimo e máximo duas vezes por revolução, reagem na estrutura através dos suportes dos cardans fixados ao longo do chassi, em especial veículos comerciais, e são fontes de muitas excitações e conseqüentemente vibrações geradas nas aplicações de linhas de transmissão através de cardans que podem ocorrer em condições diferentes da frequência natural determinada através da velocidade crítica. Veja na Figura 39 o conceito das forças do torque de acoplamento secundário.

Figura 39 – Decomposição das forças nos garfos dos cardans durante transferência de torque.



a) Decomposição das forças nos garfos dos cardans com garfo de entrada a  $0^\circ$ .



b) Decomposição das forças nos garfos dos cardans com garfo de entrada a  $90^\circ$ .

Fonte: (Seherr-Thoss, 1992)

- a) As Equações 26 e 27 determina os valores dos momentos e decomposição das forças para o ângulo do garfo de entrada na posição inicial de  $0^\circ$  ( $\Theta = 0^\circ$ ).

$$M_2 = R \cdot h \cdot \cos(\beta) = \text{Torque de saída do acoplamento} \quad (26)$$

$$M_z = M_d \cdot \sin(\beta) = \text{Torque secundário do acoplamento} \quad (27)$$

- b) As Equações 28 e 29 determina os valores dos momentos e decomposição das forças para o ângulo do garfo de entrada na posição de  $90^\circ$  ( $\Theta = 90^\circ$ ).

$$P_1 \cdot h = M_1 = M_d \quad \therefore \quad M_2 = \frac{M_d}{\cos(\beta)} = \text{Torque de saída do acoplamento} \quad (28)$$

$$M_z = M_d \cdot \tan(\beta) = \text{Torque secundário do acoplamento} \quad (29)$$

É notável que quando o cardan motor está com o garfo a zero grau ( $0^\circ$ ), representado pela geometria demonstrada pela figura 39a, o torque secundário é máximo para o cardan movido enquanto que para o cardan motor é exatamente nula (zero), sendo o valor de torque secundário máximo igual ao resultado da Equação 27.

A situação se inverte quando o garfo do cardan motor está a noventa graus ( $90^\circ$ ), representado pela geometria demonstrada pela figura 39b., o torque secundário máximo é para o cardan motor enquanto que para o cardan movido é nula (zero), sendo o valor de torque secundário máximo igual ao resultado da Equação 29.

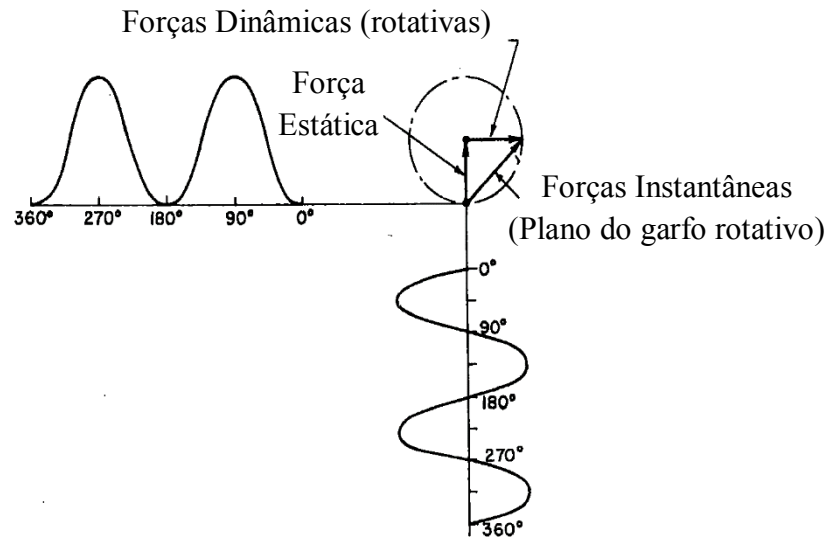
Portanto, para ambos os garfos, cardan movido ou motor, há uma força cíclica que se alterna duas vezes por revolução entre zero e o valor máximo.

Para que isto seja possível é necessário haver uma força estática, que é conhecida e normal ao plano do ângulo real da junta, que se soma e subtrai, dependendo da posição angular radial instantânea da junta universal em questão, à uma força dinâmica de igual intensidade à força estática. Quando a força dinâmica está orientada para a mesma direção da força estática ocorre o maior carregamento e quando a força dinâmica está direcionada para a direção oposta a da força estática ocorre o menor carregamento. Esta oscilação alterna duas vezes por revolução.



A Figura 40 permite compreensão gráfica deste fenômeno que inclusive é base para definição de conceitos posteriores.

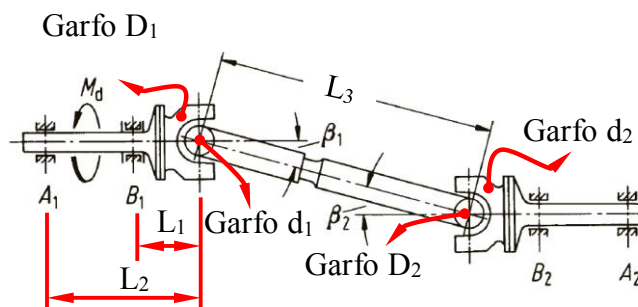
Figura 40 – Representação da oscilação dinâmica do torque secundário.



Fonte: (Wagner, 1979)

Considere o conjunto da Figura 41, o qual é constituído por um cardan conectado através de duas juntas universais a transmissão, em um dos lados, e ao eixo diferencial, no lado oposto.

Figura 41 – Sistema com um cardan e duas juntas universais.



Fonte: (Seherr-Thoss, 1992)

A Equações 30, 31 e 32 apresentadas na metodologia a seguir são deduzidas em função da quantidade de cardans e mancais do sistema das linhas de transmissão de cardans, ou seja, se alterar a quantidade de cardans ou mancais no sistema é necessário o desenvolvimento de novas Equações com o objetivo de gerar uma distribuição de cargas de momento e forças com

base na 1ª lei de Newton, portanto, as equações 30, 31 e 32 se referem ao sistema apresentado na Figura 41 e a determinação da carga do rolamento B<sub>1</sub> segue a metodologia a seguir:

a) Cálculo da força secundária do garfo d<sub>1</sub> – M<sub>d</sub> · sen(β<sub>1</sub>)

$$F_1 = \frac{M_d \cdot \text{sen}(\beta_1) \cdot L_2}{L_3 \cdot (L_2 - L_1)} \quad (30)$$

b) Cálculo da força secundária do garfo D<sub>2</sub> – M<sub>d</sub> · tan(β<sub>2</sub>)

$$F_2 = \frac{M_d \cdot \text{tan}(\beta_2) \cdot L_2}{L_3 \cdot (L_2 - L_1)} \quad (31)$$

c) Cálculo da força secundária do garfo D<sub>1</sub> – M<sub>d</sub> · tan(β<sub>1</sub>)

$$F_1' = \frac{M_d \cdot \text{tan}(\beta_1)}{(L_2 - L_1)} \quad (32)$$

Estas forças de acoplamento são utilizadas para análise de todos os efeitos dinâmicos aos quais são submetidos às linhas de cardans suportados através dos mancais e rolamentos internos à transmissão e eixo traseiro.

A Figura 42 representa uma solução vetorial com resultantes estáticas e dinâmicas a partir dos resultados de forças obtidos nos cálculos anteriores. A solução gráfica segue os seguintes passos:

1º) – O eixo vertical é tomado como referência e considerando a Figura 42 o ângulo β<sub>1</sub> é direcionado para baixo do eixo vertical enquanto que o ângulo β<sub>2</sub> é direcionado para cima do eixo vertical, e os garfos d<sub>1</sub> e D<sub>2</sub> estão alinhados com a horizontal. Este procedimento é arbitrário.

2º) – O máximo valor de forças de acoplamento secundário ocorre normal ao plano do seu ângulo de junta. Tomando como base o sentido de direção dos ângulos β<sub>1</sub> e β<sub>2</sub> com a referência vertical resulta que as máximas forças de acoplamento secundário ocorrem alinhadas

com o eixo horizontal. O máximo valor de  $F_1$  é localizado a  $90^\circ$  sentido horário do plano de sentido do ângulo de junta  $\beta_1$ , veja Figura 42. O máximo valor de  $F_2$  é localizado a  $90^\circ$  sentido horário do plano de sentido do ângulo de junta  $\beta_2$ . O máximo valor de  $F_1'$  é localizado a  $90^\circ$  sentido anti-horário do plano de sentido do ângulo de junta  $\beta_1$ . Os direcionamentos dos vetores são definidos em função das reações do mancal do cardan às forças de acoplamento secundários, pois os garfos não geram forças na mesma direção (Ver Figura 39).

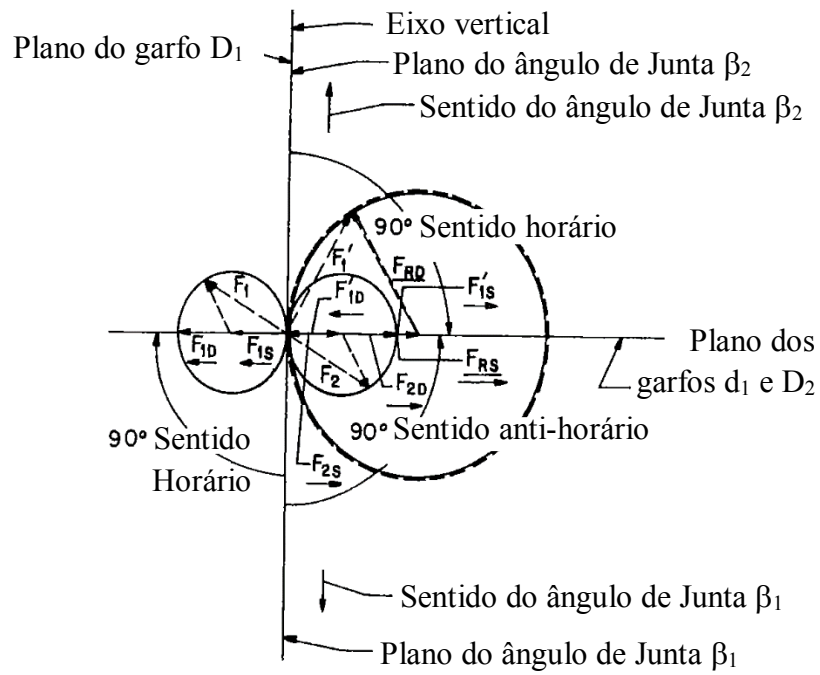
3º) – Conforme comentado previamente a força de acoplamento é composta por uma força estática constante e normal ao seu ângulo de junta somada a uma força dinâmica de igual magnitude que oscila, entre um valor máximo e mínimo, com uma frequência de duas vezes por revolução. As forças  $F_{1S}$ ,  $F_{2S}$  e  $F_{1S}'$ , na Figura 42, estão localizadas no plano horizontal normais aos planos de seus ângulos de juntas e são somadas sem considerar os ângulos de fase dos cardans. A soma vetorial é a resultante estática  $F_{RS}$  e é localizada conforme apresentado na Figura 42.

4º) – Quando são somadas as forças dinâmicas os ângulos de fase se fazem importante. Garfos  $d_1$  e  $D_2$  estão localizados na horizontal enquanto o garfo  $D_1$  está localizado a  $90^\circ$  desta posição que definem a direção dos vetores de forças dinâmicas. A Força dinâmica  $F_{1D}$  é direcionada para a esquerda no ponto onde o traço circular de  $F_1$  intersecciona a linha de referência do garfo  $d_1$ , o qual se encontra a esquerda na horizontal. O vector  $F_{2D}$  é direcionado para a direita no ponto onde o traço circular de  $F_2$  intersecciona a linha de referência do garfo  $D_2$ , o qual também se encontra na horizontal. O vector  $F_{1D}'$  é direcionado para a esquerda no ponto onde o traço circular de  $F_1'$  intersecciona a linha de referência do garfo  $D_1$ , o qual se encontra na vertical. Após todas as forças vetoriais serem corretamente posicionadas podem ser somadas. A soma vetorial é a resultante dinâmica  $F_{RD}$  e é localizada conforme mostrada na Figura 42 (Wagner, 1979).

A defasagem de ângulo entre os garfos do mesmo cardan altera todo comportamento dinâmico do cardan, afinal a posição radial do garfo direciona as forças dinâmicas. Uma vez o ângulo entre os garfos alterados (defasados), toda a análise tem que ser revisada, no entanto as forças estáticas não são alteradas, pois são direcionadas para a normal da junta universal em questão.

A Figura 42 permite correlacionar graficamente a descrição sobre forças estáticas e dinâmicas com os respectivos ângulos de fase.

Figura 42 – Diagrama de forças vetoriais do cardan da Figura 41 -  $\beta_1 = \beta_2$ .



Fonte: (Wagner, 1979)

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

#### 3.1 INTRODUÇÃO

Com base em toda a fundamentação teórica desenvolvida foi analisado um estudo de caso no qual a linha de transmissão através de cardan gerou problemas. O estudo de caso é referente a um veículo coletor de resíduos 6x2 equipado com transmissão mecânica e que possui características específicas. Sobre este tipo de veículo normalmente é instalado um implemento de coleta de resíduos 19 m<sup>3</sup>, denominados de compactadores. Em função da distribuição de carga, este tipo de veículo necessita ser do tipo empurrador (“*pusher*”) que obriga a instalação do eixo auxiliar à frente do eixo trativo.

Embora a folha de aplicação de cardans fosse aprovada pelo fabricante, a linha de transmissão de torque apresentou falhas no suporte do mancal do cardan. Antes da falha ocorrer o veículo foi exaustivamente testado, no entanto as condições severas, bem particular das aplicações de coleta de resíduos, geraram efeitos diferentes dos testes levando a falha do suporte do cardan em campo. É conhecido que há um carregamento constante devido as massas fixadas ao suporte e também há carregamentos variáveis no tempo devido a dois fatores: a) Acelerações das massas fixadas ao suporte; b) Forças dinâmicas oriundas da dinâmica da junta universal.

É conhecido também que o carregamento variável no tempo é muito superior que o carregamento estático do suporte do mancal o que determina a falha por fadiga e sugere análises de carga de mancal e seus efeitos sobre o suporte. A análise ocorreu conforme os seguintes passos:

(1°) – Cálculos analíticos das cargas dos mancais com base na fundamentação teórica do capítulo 2°.

(2°) – Um novo suporte do mancal, no local do suporte falhado, foi instrumentado com um quarto de ponte de Wheatstone por ponto (“*Strain Gage*”) identificando a tensão superficial no suporte durante uma aplicação real do veículo na operação de coleta de resíduos.

(3°) – Os resultados de cargas de mancais do 1° passo foram considerados como condições de contornos para uma análise de elementos finitos da geometria do suporte falhado, avaliando a aderência à teoria através do cálculo analítico versus o método numérico dos elementos finitos.

(4º) – Com o resultado do modelo de elementos de Elementos finitos do 3º passo é possível estimar qual a força necessária para gerar a mesma tensão superficial mensurada durante instrumentação do veículo ou análises de elementos finitos.

Antes de detalhar a análise especificamente é necessário conhecer as características técnicas do veículo envolvido na análise, pois informações como: torque do motor, relação de marchas, relação do diferencial do eixo traseiro, especificação e raio dinâmico do pneu, distribuições de cargas nas condições de linha de produção vazio (com implemento e sem carga – “*curb*”), e carregado (com implemento e com carga – PBT - Peso Bruto total - ↔ GVW - “*Gross Vehicle Weight*”), são imprescindíveis para a análise do sistema de linha de transmissão de torque.

### Características Técnicas do Veículo

Na Tabela 6 estão descritas e especificadas as principais características do veículo que foram envolvidas nas análises da linha de transmissão de cardan.

Tabela 6 – Principais características do veículo envolvida na análise.

<b>Características</b>	<b>Informação</b>
Torque máximo do motor	1050 Nm
Máxima rotação do motor	2400 rpm
Maior relação de marcha da transmissão	12,73:1
Menor relação de marcha da transmissão	1:1
Relação do diferencial do eixo traseiro	4,56:1
Especificação do pneu	275/80 R22,5
Coefficiente de atrito	1
Diâmetro estático do pneu	491 mm

## **Distribuição de carga estática**

Conforme já comentado, desde que o veículo comercial deixa a linha de produção possui três características principais de carregamento, sem implemento, com implemento vazio e com implemento carregado gerando três distribuições de cargas distintas, conseqüentemente diferentes deflexões de molas e geometrias das linhas de cardans.

A distribuição de carga de um veículo novo, conforme sai da linha de produção, é efetuado ainda quando o veículo está em desenvolvimento, pois se trata de todos os componentes do motor posicionados ao longo do veículo como: cabine, motor, chassis, eixos, etc., com suas respectivas massas gerando a resultante de massa que irá incidir no eixo dianteiro e no eixo traseiro.

Após o veículo protótipo ser fabricado ele é pesado por eixo e a real carga do veículo conforme ele deixa a produção é precisamente mensurada e é denominada como “tara” ou “peso do veículo em ordem de marcha”.

Conhecidas as cargas estáticas incidentes nos eixos com o veículo na condição de linha de produção e com posse das informações de centro de gravidade e peso, tanto do implemento quanto da carga, é possível efetuar as distribuições de cargas estáticas nas demais condições dos veículos (implemento vazio e carregado).

A distribuição de cargas estáticas apresentada na Tabela 7 é dividida em três configurações do veículo, além das diferentes cargas:

- Nas condições de sem implemento ou com implementos vazio o veículo opera na configuração de 4x2 (eixo auxiliar suspenso).
- Na condição implemento carregado o veículo opera na configuração de 4x2 (eixo auxiliar suspenso).
- Na condição implemento carregado o veículo opera na configuração de 6x2 (eixo auxiliar no solo).

A Tabela 7 representa as condições de veículo vazio somente na configuração 4x2 e na condição de veículo carregado para as configurações do veículo em 4x2 e 6x2.

A distribuição de cargas por eixos definidas na Tabela 7, explicita em percentual considerando a carga máxima como 100% e nesta base todos os percentuais das demais cargas, é a característica que determina as deflexões das molas e conseqüentemente as diferentes geometrias da linha de cardan.

Tabela 7 – Percentual de carregamento por eixo e centro de gravidade dos veículos.

Característica	Eixo dianteiro (N)	Eixo auxiliar (N)	Eixo trativo (N)	Total (N)	Centro de gravidade (mm)	Tração veiculo
Chassis	14,0%	0%	11,3%	25,3%	2199,10	4x2
Chassi + implemento	15,6%	0%	28,9%	44,5%	3203,48	4x2
Chassi + implemento + carga	39,2%	0%	60,8%	100%	3000,00	4x2
Chassi + implemento + carga	22,5%	33,2%	44,3%	100%	3000,00	6x2

### Geometrias das linhas de transmissão de torque (Cardans)

Durante a elaboração do projeto do veículo foram determinadas as distribuições de cargas para as diferentes condições de carregamento que representa diferentes deflexões das molas das suspensões do veículo, tanto dianteiras como traseiras, sendo que a maior influência incide sobre as molas traseiras em função do posicionamento da plataforma de carga na traseira do veículo (principalmente compactador de resíduos sólidos).

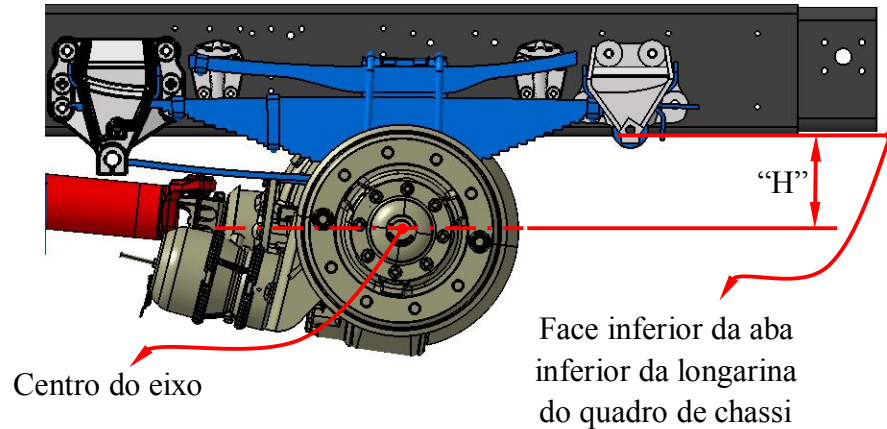
Da carga medida ou da considerada no solo é subtraída a massa que não está apoiada sobre as molas das suspensões, denominadas de massa não suspensa. A massa resultante é a massa real incidente sobre as molas da suspensão.

Estas condições de carregamento reais nas diferentes condições de trabalho do veículo foram consideradas no projeto virtual da suspensão estabelecendo as diferentes alturas entre o centro dos eixos (dianteiro, auxiliar – quando no solo e trativo) e um ponto referência no chassi, por exemplo, a face inferior da aba inferior do quadro de chassi. A Figura 43 facilita o entendimento desta definição.



Figura 43 – Distância centro do eixo até face inferior da aba inferior do quadro de chassi.

Molas traseiras defletem em função dos carregamentos e geram diferentes alturas (“H”) entre o centro do eixo e a face inferior da aba inferior do quadro de chassi.

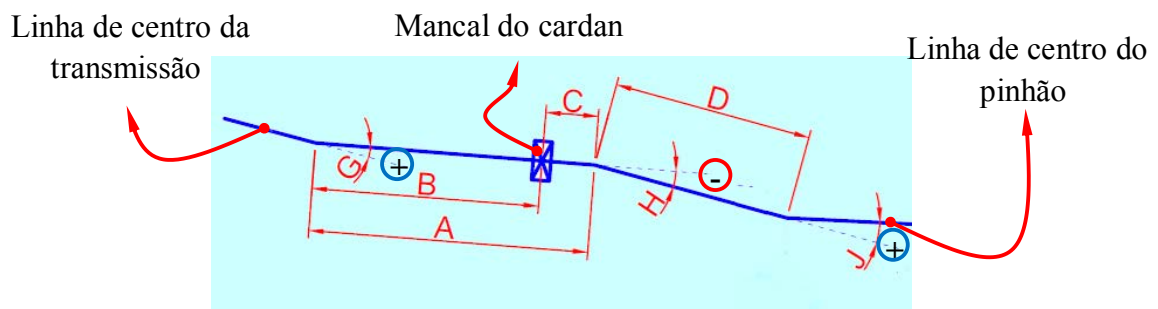


Fonte: Imagem cedida pela MAN Latin America

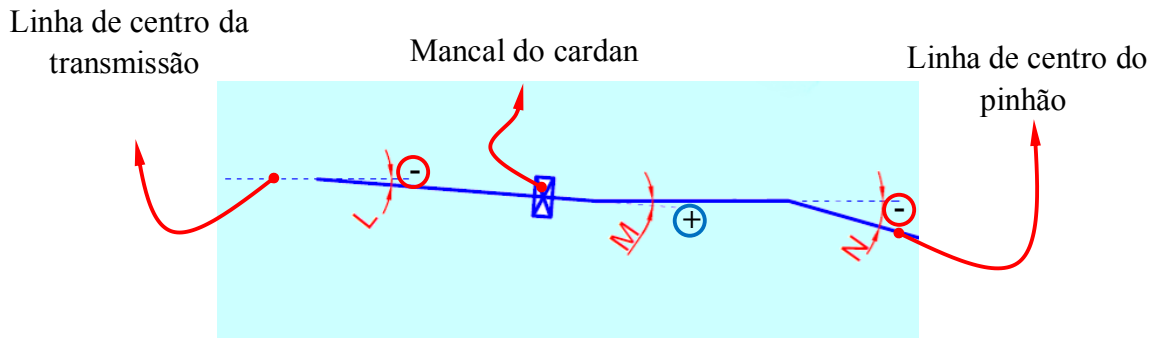
Em função das diferentes alturas de trabalho da suspensão, vazio ou carregado, a linha de cardan se altera gerando diferentes ângulos de junta universal. Se referenciando pela Figura 44, as diferentes geometrias de linhas de transmissão de torque através de cardan estão compiladas na Tabela 8.

Figura 44 – Nomenclatura das informações das vistas lateral e superior da linha de transmissão de cardans.

a) Vista lateral da linha de transmissão de cardans.



b) Vista superior da linha de transmissão de cardans.



Fonte: Imagens desenvolvidas pelo autor.

Tabela 8 – Geometrias da linha de cardan em função das condições de carregamento do veículo.

I\* – Veículo na condição de carga máxima, com implemento e com carga “PBT”.

II\* – Veículo na condição com implemento e sem carga – “Vazio”.

Geometria de cardans										
Carregamento	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	G (°)	H (°)	J (°)	L (°)	M (°)	N (°)
I*	1752,5	1610,6	141,9	1310,5	1,09	-4,96	3,89	0,0	-1,07	1,07
II*	1752,5	1610,6	141,9	1316,0	1,09	-6,07	5,07	0,0	-1,07	1,07
Comprimento dos cardans e posição do mancal					Ângulos vista lateral			Ângulos vista superior		

Em posse das informações do trem de força, da distribuição da carga estática, da altura do centro de gravidade e das geometrias das linhas de cardans é possível iniciar a análise da linha de transmissão de cardans.

Inicia-se pelo posicionamento do plano da junta universal, arbitrariamente admite-se que o garfo de saída da transmissão sempre posicionado a 90°, ou seja, na posição vertical e em

função dos ângulos de vistas superior e lateral é possível determinar o ângulo do plano que se encontra cada junta universal, conforme os passos a seguir:

**(1) Cálculo dos ângulos verdadeiros das juntas.**

As dimensões angulares apresentadas na Tabela 8 foram obtidas em ambiente virtual considerando as vistas lateral e superior, as quais não representam a verdadeira grandeza do ângulo real da junta universal. O resultado do ângulo real, quadrante e ângulo de posicionamento das juntas universais do sistema está compilado na Tabela 9.

Tabela 9 – Cálculo do ângulo real das juntas universais e posicionamento angular.

Carregamento	Referência do ângulo	Junta universal 1 ( $\beta_1$ )	Junta universal 2 ( $\beta_2$ )	Junta universal 3 ( $\beta_3$ )
Veículo em GVW com implemento e com carga	Vista lateral	1,09°	-4,96°	3,89°
	Vista Superior	0,0°	-1,07°	1,07°
	<i>Ângulo real da junta</i>	<i>1,09°</i>	<i>5,07°</i>	<i>4,03°</i>
	<i>Quadrante de posicionamento do plano da junta universal</i>	<i>1°</i>	<i>3°</i>	<i>1°</i>
	<i>Posição angular do plano da junta universal</i>	<i>90°</i>	<i>257,83°</i>	<i>74,62°</i>
Veículo vazio com implemento e sem carga	Vista lateral	1,09°	-6,07°	5,07°
	Vista Superior	0,0°	-1,07°	1,07°
	<i>Ângulo real da junta</i>	<i>1,09°</i>	<i>6,16°</i>	<i>5,18°</i>
	<i>Quadrante de posicionamento do plano da junta universal</i>	<i>1°</i>	<i>3°</i>	<i>1°</i>
	<i>Posição angular do plano da junta universal</i>	<i>90°</i>	<i>260°</i>	<i>78,08°</i>

Veículo carregado:

$$\beta_1 = \sqrt{1,09^2 + 0^2} = 1,09^\circ; \beta_2 = \sqrt{(-4,96)^2 + (-1,07)^2} = 5,07^\circ; \beta_3 = \sqrt{3,89^2 + 1,07^2} = 4,03^\circ;$$

Veículo vazio:

$$\beta_1 = \sqrt{1,09^2 + 0^2} = 1,09^\circ; \beta_2 = \sqrt{(-6,07)^2 + (-1,07)^2} = 6,16^\circ; \beta_3 = \sqrt{5,07^2 + 1,07^2} = 5,18^\circ;$$

## **(2) Identificação dos quadrantes de posicionamento angular dos ângulos reais das juntas universais.**

Esta etapa é bem simples, pois basta apenas identificar o quadrante do ângulo verdadeiro da junta em função dos sinais dos ângulos laterais e superiores. A Tabela 9 já contém esta análise.

## **(3) Posicionamento dos planos dos ângulos reais das juntas universais.**

O posicionamento do plano do ângulo real da junta universal é definido em função do quadrante de posicionamento somado ao ângulo que ultrapassa o ângulo inicial do quadrante de posicionamento. O ângulo que ultrapassa o ângulo inicial do quadrante de posicionamento é definido pelo arco tangente entre as magnitudes dos ângulos das vistas superior e lateral em módulo. Portanto esta etapa é completa utilizando a informação gerada no passo 2.

### **Cálculo dos ângulos de posicionamento do veículo carregado:**

$$\varphi_1 = \arctg\left(\frac{1,09}{0}\right) = \text{tende a } 90^\circ; \varphi_2 = \arctg\left(\frac{4,96}{1,07}\right) = 77,83^\circ; \varphi_3 = \arctg\left(\frac{3,89}{1,07}\right) = 74,62^\circ;$$

O posicionamento da junta universal 1 é no quadrante 1, e o cálculo do ângulo entre o posicionamento do ângulo real da junta universal 1 e a horizontal é  $90^\circ$ , portanto o ângulo de posicionamento do ângulo real da junta universal 1 é  $0 + 90^\circ = 90^\circ$ .

O posicionamento da junta universal 2 é no quadrante 3, e o cálculo do ângulo entre o posicionamento do ângulo real da junta universal 2 e a horizontal é de  $77,83^\circ$ , portanto o posicionamento do ângulo real da junta universal 2 é de  $180^\circ + 77,83^\circ = 257,83^\circ$ .

O posicionamento da junta universal 3 é no quadrante 1, e o cálculo do ângulo entre o posicionamento do ângulo real da junta universal 3 e a horizontal é de  $74,62^\circ$ , portanto o posicionamento do ângulo real da junta universal 3 é de  $0^\circ + 74,62^\circ = 74,62^\circ$ .

**Cálculo dos ângulos de posicionamento do veículo vazio:**

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg}\left(\frac{1,09}{0}\right) = \text{tende a } 90^\circ; \varphi_2 = \operatorname{arctg}\left(\frac{6,07}{1,07}\right) = 80^\circ; \varphi_3 = \operatorname{arctg}\left(\frac{5,07}{1,07}\right) = 78,08^\circ;$$

O posicionamento da junta universal 1 é no quadrante 1, e o cálculo do ângulo entre o posicionamento do ângulo real da junta universal 1 e a horizontal é  $90^\circ$ , portanto o ângulo de posicionamento do ângulo real da junta universal 1 é  $0 + 90^\circ = 90^\circ$ .

O posicionamento da junta universal 2 é no quadrante 3, e o cálculo do ângulo entre o posicionamento do ângulo real da junta universal 2 e a horizontal é de  $80^\circ$ , portanto o posicionamento do ângulo real da junta universal 2 é de  $180^\circ + 80^\circ = 260^\circ$ .

O posicionamento da junta universal 3 é no quadrante 1, e o cálculo do ângulo entre o posicionamento do ângulo real da junta universal 3 e a horizontal é de  $78,08^\circ$ , portanto o posicionamento do ângulo real da junta universal 3 é de  $0^\circ - 78,08^\circ = 78,08^\circ$ .

Para a análise do sistema de cardans é necessário ainda o cálculo dos quadrados dos ângulos reais das juntas universais como também o posicionamento angular do quadrado dos ângulos reais das juntas universais.

**Cálculo do quadrado do ângulo real da junta universal e posicionamento angular.**

O cálculo do quadrado da junta é muito simples, pois, é exatamente elevar o valor do ângulo real da junta ao quadrado.

Já o posicionamento angular depende de identificar qual o posicionamento angular do garfo de entrada da junta e considerar uma das duas possibilidades,  $\psi = 360 - 2 * \varphi$  ou  $\psi = 540 - 2 * \varphi$ , para cálculo do ângulo  $\psi$  de posicionamento do quadrado do ângulo real da junta universal em referência ao eixo vertical.

### Quadrado dos ângulos das juntas universais

Veículo carregado:

$$\beta_1^2 = 1,19^\circ; \quad \beta_2^2 = 25,70^\circ; \quad \beta_3^2 = 16,24^\circ$$

Veículo vazio:

$$\beta_1^2 = 1,19^\circ; \quad \beta_2^2 = 37,95^\circ; \quad \beta_3^2 = 26,83^\circ$$

### Posicionamento do quadrado dos ângulos das juntas universais

A primeira junta universal possui o garfo de entrada a  $90^\circ$  como arbitrariamente já foi definido, portanto o posicionamento angular dos quadrados dos ângulos reais das juntas universais em referência ao eixo vertical é:

Veículo carregado:

$$\varphi_1 = 2 \cdot 90 - 360 = -180^\circ;$$

$$\varphi_2 = 2 \cdot 257,83 - 540 = -24,34^\circ;$$

$$\varphi_3 = 2 \cdot 74,62 - 360 = -210,76^\circ$$

Veículo vazio:

$$\varphi_1 = 2 \cdot 90 - 360 = -180^\circ;$$

$$\varphi_2 = 2 \cdot 260 - 540 = -20^\circ;$$

$$\varphi_3 = 2 \cdot 78,08 - 360 = -203,84^\circ$$

Para facilitar vamos somar  $90^\circ$  a cada posicionamento angular passando a referência angular para o eixo horizontal.

Veículo carregado:

$$\varphi_1 = -180^\circ + 90^\circ = -90^\circ;$$

$$\varphi_2 = -24,34^\circ + 90^\circ = 65,66^\circ;$$

$$\varphi_3 = -210,76^\circ + 90^\circ = -120,76^\circ$$

Veículo vazio:

$$\varphi_1 = -180^\circ + 90^\circ = -90^\circ;$$

$$\varphi_2 = -20^\circ + 90^\circ = 70^\circ;$$

$$\varphi_3 = -203,84^\circ + 90^\circ = -113,84^\circ$$

A referência do posicionamento angular na horizontal facilita a decomposição de ângulos quadrados nos eixos vertical e horizontal que se faz necessário no passo posterior.

### 3.2 ACELERAÇÃO TORCIONAL

A Equação 8 se refere ao cálculo da aceleração de uma junta universal e já foi apresentada na fundamentação teórica. Esta equação depende do quadrado do ângulo real de desalinhamento da junta universal e o quadrado da velocidade a qual o cardan foi submetido.

No entanto é necessária a redução do sistema de juntas universais a uma única apenas que é em função da resultante das somas dos vetores dos quadrados dos ângulos reais das juntas.

O quadrado do ângulo real da junta foi decomposto nos eixos horizontal e vertical possibilitando a soma de vetores e encontrando um único ângulo real da junta, ou seja, reduzindo o sistema a apenas uma junta universal. O posicionamento angular foi referenciado no eixo horizontal de forma a facilitar os cálculos neste momento.

#### Decomposição dos quadrados dos ângulos reais nos eixos horizontal e vertical

Veículo carregado:

$$\beta_{1x}^2 = 1,19^\circ \cdot \cos(-90) = 0 ;$$

$$\beta_{1y}^2 = 1,19^\circ \cdot \text{sen}(-90) = -1,19^\circ$$

$$\beta_{2x}^2 = 25,70^\circ \cdot \cos 65,66 = 10,59^\circ$$

$$\beta_{2y}^2 = 25,70^\circ \cdot \text{sen} 65,66 = 23,42^\circ$$

$$\beta_{3x}^2 = 16,24^\circ \cdot \cos(-120,76) = -8,31^\circ$$

$$\beta_{3y}^2 = 16,24^\circ \cdot \text{sen}(-120,76) = -13,96^\circ$$

Veículo vazio:

$$\beta_{1x}^2 = 1,19^\circ \cdot \cos(-90) = 0$$

$$\beta_{1y}^2 = 1,1881^\circ \cdot \text{sen}(-90) = -1,19^\circ ;$$

$$\beta_{2x}^2 = 37,95^\circ \cdot \cos 70,00 = 12,98^\circ$$

$$\beta_{2y}^2 = 37,95^\circ \cdot \text{sen} 70,00 = 35,66^\circ ;$$

$$\beta_{3x}^2 = 26,83^\circ \cdot \cos(-113,84) = -10,85^\circ ;$$

$$\beta_{3y}^2 = 26,83^\circ \cdot \text{sen}(-113,84) = -24,54^\circ$$

#### Soma das componentes em “X” e “Y”

Veículo carregado:

$$\beta_{Rx}^2 = 0 + 10,59 - 8,31 = 2,28^\circ$$

$$\beta_{Ry}^2 = -1,19 + 23,42 - 13,96 = 8,27^\circ$$

Veículo vazio:

$$\beta_{Rx}^2 = 0 + 12,98 - 10,85 = 2,13^\circ \qquad \beta_{Ry}^2 = -1,19 + 35,66 - 24,54 = 9,93^\circ$$

### Magnitude do ângulo real da junta equivalente

Veículo carregado:

$$\beta_R^2 = \sqrt{(\theta_{Rx}^2)^2 + (\theta_{Ry}^2)^2} = \sqrt{2,28^2 + 8,27^2} = 8,58^\circ \qquad \beta_R = \sqrt{(\theta_R^2)^2} = \sqrt{8,58} = 2,93^\circ$$

Veículo vazio:

$$\beta_R^2 = \sqrt{(\theta_{Rx}^2)^2 + (\theta_{Ry}^2)^2} = \sqrt{2,13^2 + 9,93^2} = 10,16^\circ \qquad \beta_R = \sqrt{(\theta_R^2)^2} = \sqrt{10,16} = 3,19^\circ$$

### Quadrante de posicionamento do ângulo real da junta equivalente

As componentes em “X” e “Y” tanto para o veículo carregado como vazio são positivas, portanto, ambas pertencem ao 1º quadrante.

### Posicionamento angular da junta universal equivalente

Como o ângulo da junta equivalente já está elevado ao quadrado o posicionamento encontrado é definitivo, e como pertence ao primeiro diedro é determinado como segue:

Veículo carregado:

$$\varphi_R = \arctg\left(\frac{8,27}{2,28}\right) = 74,59^\circ$$

Veículo vazio:

$$\varphi_R = \arctg\left(\frac{9,93}{2,13}\right) = 77,89^\circ$$

### Cálculo do ângulo radial de aceleração máxima

O ângulo de aceleração máxima ocorre quando as velocidades dos cardans motor e movido se igualam. Considerando o desalinhamento dos cardans através dos ângulos das juntas equivalentes definidas nos passos anteriores é possível definir o ângulo de aceleração máxima através da Equação 9.



Veículo carregado

$$\theta = \arctg \sqrt{\frac{1}{\cos \beta}} = \arctg \sqrt{\frac{1}{\cos 2,93}} = 45,019^\circ$$

Veículo vazio

$$\theta = \arctg \sqrt{\frac{1}{\cos \beta}} = \arctg \sqrt{\frac{1}{\cos 3,19}} = 45,022^\circ$$

### Cálculo da aceleração torcional

Para cálculo da aceleração torcional é utilizada a Equação 8.

Veículo carregado

$$\alpha = \frac{2 \cdot 251,33^2 \cdot \text{sen}^2(2,93) \cdot \text{sen}(45,019) \cdot \cos(45,019) \cdot \cos(2,93)}{(1 - \text{sen}^2(45,019) \cdot \text{sen}^2(2,93))} = 165,04 \text{ rad/s}^2$$

Veículo vazio

$$\alpha = \frac{2 \cdot 251,33^2 \cdot \text{sen}^2(3,19) \cdot \text{sen}(45,022) \cdot \cos(45,022) \cdot \cos(3,19)}{(1 - \text{sen}^2(45,022) \cdot \text{sen}^2(3,19))} = 195,60 \text{ rad/s}^2$$

### 3.3 ACELERAÇÃO INERCIAL

Da mesma forma que para a aceleração torcional a Equação 8 possibilita o cálculo da aceleração inercial que já foi apresentada na fundamentação teórica.

As Equações indicadas em função do defasamento dos cardans apresentados na Tabela 5 possibilita o cálculo de ângulo de junta resultante de acelerações inerciais de cardans de uma forma direta, no entanto a mesma forma que demonstrado para o cálculo da aceleração torcional, através da decomposição dos ângulos reais das juntas, também é demonstrada para o cálculo das acelerações inerciais. O posicionamento angular foi referenciado no eixo horizontal de forma a facilitar os cálculos neste momento.

### Aceleração inercial em tração

A redução das juntas universais a apenas uma no caso inercial de tração é definida segundo a Equação  $\beta_T^2 = 2 \cdot \beta_1^2 + \beta_2^2$ .

### Decomposição dos quadrados dos ângulos reais nos eixos horizontal e vertical

Veículo carregado:

$$2 \cdot \beta_{1x}^2 = 2 \cdot 1,19^\circ \cdot \cos(-90) = 0$$

$$\beta_{2x}^2 = 25,70^\circ \cdot \cos 65,66 = 10,59^\circ$$

$$2 \cdot \beta_{1y}^2 = 2 \cdot 1,19^\circ \cdot \text{sen}(-90) = -2,38^\circ$$

$$\beta_{2y}^2 = 25,70^\circ \cdot \text{sen} 65,66 = 23,42^\circ$$

Veículo vazio:

$$2 \cdot \beta_{1x}^2 = 2 \cdot 1,19^\circ \cdot \cos(-90) = 0$$

$$\beta_{2x}^2 = 37,95^\circ \cdot \cos 70,00 = 12,98^\circ$$

$$2 \cdot \beta_{1y}^2 = 2 \cdot 1,19^\circ \cdot \text{sen}(-90) = -2,38^\circ$$

$$\beta_{2y}^2 = 37,95^\circ \cdot \text{sen} 70,00 = 35,66^\circ$$

### Soma das componentes em “X” e “Y”

Veículo carregado:

$$\beta_{Rx}^2 = 0 + 10,59 = 10,59^\circ$$

$$\beta_{Ry}^2 = -2,38 + 23,42 = 21,04^\circ$$

Veículo vazio:

$$\beta_{Rx}^2 = 0 + 12,98 = 12,98^\circ$$

$$\beta_{Ry}^2 = -2,38 + 35,66 = 33,28^\circ$$

### Magnitude do ângulo real da junta equivalente

Veículo carregado:

$$\beta_R^2 = \sqrt{(\beta_{Rx}^2)^2 + (\beta_{Ry}^2)^2} = \sqrt{10,59^2 + 21,04^2}$$

$$\beta_R^2 = 23,55^\circ$$

$$\beta_R = \sqrt{(\beta_R^2)^2} = \sqrt{23,55} = 4,85^\circ$$

Veículo vazio:

$$\beta_R^2 = \sqrt{(\beta_{Rx}^2)^2 + (\beta_{Ry}^2)^2} = \sqrt{12,98^2 + 33,28^2}$$

$$\beta_R^2 = 35,72^\circ$$

$$\beta_R = \sqrt{(\beta_R^2)^2} = \sqrt{35,72} = 5,98^\circ$$

### Quadrante de posicionamento do ângulo real da junta equivalente

As componentes em “X” e “Y” tanto para o veículo carregado como vazio são positivas, portanto, ambas pertencem ao 1º quadrante.

### Posicionamento angular da junta universal equivalente

Como o ângulo da junta equivalente já está elevado ao quadrado o posicionamento encontrado é definitivo, e como pertence ao primeiro diedro é determinado como segue:

Veículo carregado:

$$\varphi_R = \arctg\left(\frac{21,04}{10,59}\right) = 63,28^\circ$$

Veículo vazio:

$$\varphi_R = \arctg\left(\frac{33,28}{12,98}\right) = 68,69^\circ$$

### Cálculo do ângulo radial de aceleração máxima

O ângulo de aceleração máxima ocorre quando as velocidades dos cardans motor e movido se igualam. Considerando o desalinhamento dos cardans através dos ângulos das juntas equivalentes definidas nos passos anteriores é possível definir o ângulo de aceleração máxima através da Equação 9.

Veículo carregado

$$\theta = \arctg\sqrt{\frac{1}{\cos\beta}} = \arctg\sqrt{\frac{1}{\cos 4,85}} = 45,051^\circ$$

Veículo vazio

$$\theta = \arctg\sqrt{\frac{1}{\cos\beta}} = \arctg\sqrt{\frac{1}{\cos 5,98}} = 45,078^\circ$$

### Cálculo da aceleração inercial de tração

Veículo carregado:

$$\alpha = \frac{2 \cdot 251,33^2 \cdot \text{sen}^2(4,85) \cdot \text{sen}(45,051) \cdot \cos(45,051) \cdot \cos(4,85)}{(1 - \text{sen}^2(45,051) \cdot \text{sen}^2(4,85))} = 451,53 \text{ rad/s}^2$$

Veículo vazio:

$$\alpha = \frac{2 \cdot 251,33^2 \cdot \text{sen}^2(5,98) \cdot \text{sen}(45,078) \cdot \cos(45,078) \cdot \cos(5,98)}{(1 - \text{sen}^2(45,078) \cdot \text{sen}^2(5,98))} = 685,59 \text{ rad/s}^2$$

### Aceleração inercial da massa tracionada

A redução das juntas universais a apenas uma no caso de inercial de massa tracionada é definida segundo a Equação  $\beta_{MT}^2 = 2 \cdot \beta_3^2 + \beta_2^2$ .

### Decomposição dos quadrados dos ângulos reais nos eixos horizontal e vertical.

Veículo carregado:

$$\beta_{2x}^2 = 25,70^\circ \cdot \cos 65,66 = 10,59^\circ$$

$$2 \cdot \beta_{3x}^2 = 2 \cdot 16,24^\circ \cdot \cos(-120,76) = -16,61^\circ$$

$$\beta_{2y}^2 = 25,70^\circ \cdot \text{sen} 65,66 = 23,42^\circ$$

$$2 \cdot \beta_{3y}^2 = 2 \cdot 16,24^\circ \cdot \text{sen}(-120,76) = -27,91^\circ$$

Veículo vazio:

$$\beta_{2x}^2 = 37,95^\circ \cdot \cos 70,00 = 12,98^\circ$$

$$2 \cdot \beta_{3x}^2 = 2 \cdot 26,83^\circ \cdot \cos(-113,84) = -21,69^\circ$$

$$\beta_{2y}^2 = 37,95^\circ \cdot \text{sen} 70,00 = 35,66^\circ$$

$$2 \cdot \beta_{3y}^2 = 2 \cdot 26,83^\circ \cdot \text{sen}(-113,84) = -49,09^\circ$$

### Soma das componentes em “X” e “Y”.

Veículo carregado:

$$\beta_{Rx}^2 = 10,59 - 16,61 = -6,02^\circ ;$$

$$\beta_{Ry}^2 = 23,42 - 27,91 = -4,49^\circ$$

Veículo vazio:

$$\beta_{Rx}^2 = 12,98 - 21,69 = -8,71^\circ$$

$$\beta_{Ry}^2 = 35,66 - 49,09 = -13,43^\circ ;$$

### Magnitude do ângulo real da junta equivalente

Veículo carregado:

$$\beta_R^2 = \sqrt{(\beta_{Rx}^2)^2 + (\beta_{Ry}^2)^2} = \sqrt{6,02^2 + 4,49^2}$$

$$\beta_R^2 = 7,51^\circ$$

$$\beta_R = \sqrt{(\beta_R^2)^2} = \sqrt{7,51} = 2,74^\circ$$

Veículo vazio:

$$\beta_R^2 = \sqrt{(\beta_{Rx}^2)^2 + (\beta_{Ry}^2)^2} = \sqrt{8,71^2 + 13,43^2}$$

$$\beta_R^2 = 16^\circ$$

$$\beta_R = \sqrt{(\beta_R^2)^2} = \sqrt{16} = 4,00^\circ$$

### Quadrante de posicionamento do ângulo real da junta equivalente

As componentes em “X” e “Y” tanto para o veículo carregado como vazio são negativas, portanto, ambas pertencem ao 3º quadrante.

### Posicionamento angular da junta universal equivalente

Como o ângulo da junta equivalente já está elevado ao quadrado o posicionamento encontrado é definitivo, e como pertence ao primeiro diedro é determinado como segue:

Veículo carregado:

$$\varphi_R = \arctg\left(\frac{4,49}{6,02}\right) = 36,72^\circ + 180^\circ = 216,72^\circ$$

Veículo vazio:

$$\varphi_R = \arctg\left(\frac{13,43}{8,71}\right) = 57,03^\circ + 180^\circ = 237,03^\circ$$

### Cálculo do ângulo radial de aceleração máxima

O ângulo de aceleração máxima ocorre quando as velocidades dos cardans motor e movido se igualam. Considerando o desalinhamento dos cardans através dos ângulos das juntas equivalentes definidas nos passos anteriores é possível definir o ângulo de aceleração máxima através da Equação 9.

Veículo carregado

$$\theta = \arctg\sqrt{\frac{1}{\cos\beta}} = \arctg\sqrt{\frac{1}{\cos 2,74}} = 45,016^\circ$$

Veículo vazio

$$\theta = \arctg\sqrt{\frac{1}{\cos\beta}} = \arctg\sqrt{\frac{1}{\cos 4,00}} = 45,035^\circ$$

### Cálculo da aceleração inercial da massa tracionada

Para cálculo da aceleração da massa tracionada é utilizada a Equação 8.

Veículo carregado:

$$\alpha = \frac{2 \cdot 251,33^2 \cdot \text{sen}^2(2,74) \cdot \text{sen}(45,016) \cdot \cos(45,016) \cdot \cos(2,74)}{(1 - \text{sen}^2(45,016) \cdot \text{sen}^2(2,74))} = 144,35 \text{ rad/s}^2$$

Veículo vazio:

$$\alpha = \frac{2 \cdot 251,33^2 \cdot \text{sen}^2(4,00) \cdot \text{sen}(45,035) \cdot \cos(45,035) \cdot \cos(4,00)}{(1 - \text{sen}^2(45,035) \cdot \text{sen}^2(4,00))} = 307,37 \text{ rad/s}^2$$

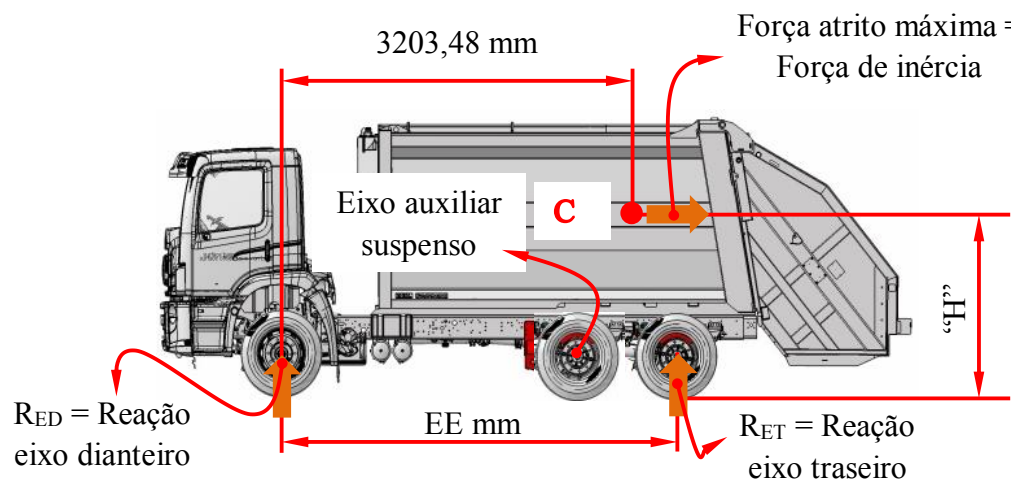
### 3.4 TORQUE ATUANTE NA LINHA DE CARDAN

Conforme já visto antes o torque atuante na linha de transmissão pode ser em função do escorregamento do pneu ou do torque disponível pelo do motor, o que for menor, para esta análise é necessário efetuar uma distribuição de carga dinâmica do veículo que representa a parcela de carga inercial que se desloca entre os eixos em função da aceleração imposta para o deslocamento do veículo. Considerando as duas distribuições de cargas apresentadas na Tabela 7, que são as formas de operação do caminhão compactador de resíduos, foram avaliadas as magnitudes do torque de escorregamento do pneu.

#### Torque atuante no escorregamento do pneu na condição de carregamento vazio

A Figura 45 representa graficamente a distribuição de carga dinâmica do veículo vazio.

Figura 45 – Representação gráfica da distribuição de carga dinâmica do veículo vazio.



Fonte: Imagem cedida pela MAN Latin America

A Equação 33 permite calcular a força de atrito máxima do veículo em função do escorregamento do pneu e nesta equação a quantidade de pontos trativos já está contabilizada, portanto, a Equação 34 é uma derivação da Equação 3 da qual foi removida apenas o fator  $N =$  *quantidade de pontos trativos*.

$$F_{am\acute{a}x} = \frac{\mu \cdot m \cdot CG}{EE - \mu \cdot H} \cdot g \text{ [N]} \quad (33)$$

Onde:

$F_{am\acute{a}x}$  = Força atrito máxima.

$m$  = Massa do veículo.

$\mu$  = Coeficiente de atrito

$g$  = Aceleração da gravidade.

$EE$  – Distância entre os eixos dianteiro e trativo traseiro.

$H$  = Altura do CG do veículo.

$$T_{Cep} = \frac{F_{a\max} \cdot r_e}{i_D \cdot \eta_D} \text{ [Nm]} \quad (34)$$

Aplicando a equação 33 e 34 para o caso de estudo obtém-se a força de atrito / força de inércia e torque atuante no cardan no escorregamento do veículo na condição de vazio:

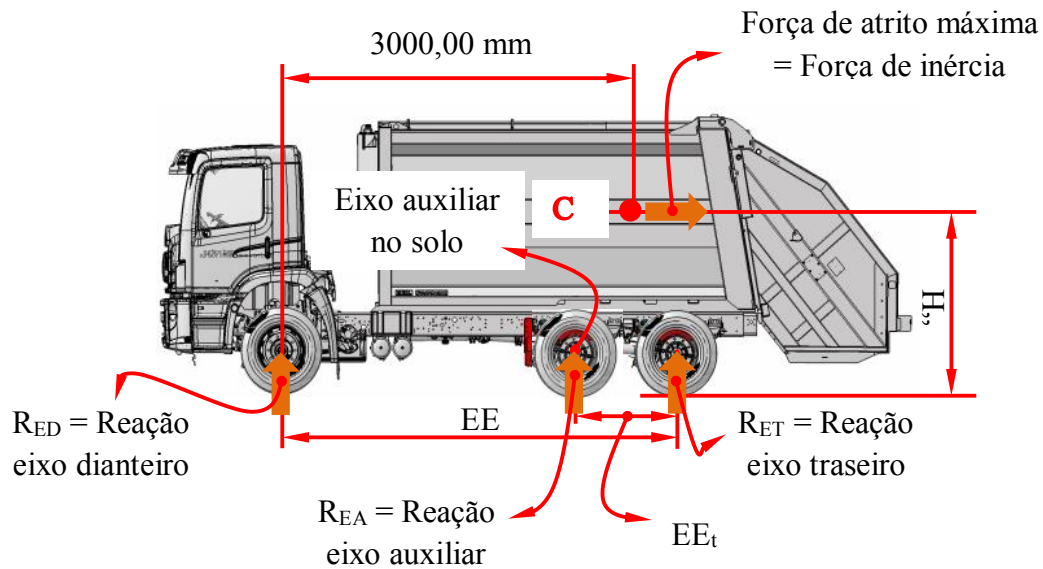
$$F_{am\acute{a}x} = 110366,08 \text{ N}$$

$$T_{Cep} = \frac{110366,08 \cdot 0,491}{5,38} = 10072,44 \text{ Nm}$$

### **Torque atuante no escorregamento do pneu na condição de carregado**

Condição na qual o veículo está equipado com implemento e com carga em sua máxima capacidade. A Figura 46 representa graficamente a distribuição de carga dinâmica do veículo totalmente carregado.

Figura 46 – Representação gráfica da distribuição de carga dinâmica do veículo carregado.



Fonte: Imagem cedida pela MAN Latin America

Na condição de veículo carregado é necessário considerar a reação do eixo auxiliar na definição da força de atrito, pois, a normal do eixo trativo não é total devido a divisão da carga traseira com o eixo auxiliar. O cálculo da força de atrito é determinado conforme a Equação 35.

$$F_{am\acute{a}x} = \frac{\mu \cdot [(m \cdot CG) - R_{EA} \cdot (EE - EE_t)]}{EE - \mu \cdot H} \cdot g \text{ [N]} \quad (35)$$

Onde:

$R_{EA}$  = Reação do eixo auxiliar no solo.

$EE_t$  – Distância entre os eixos traseiros.

Cálculo da forma de atrito máxima para a condição de carregamento máxima.

$$F_{am\acute{a}x} = 138908,49 \text{ N}$$

Cálculo do torque atuante no cardan na condição de carregamento máximo, PBT.

$$T_{Cep} = \frac{138908,49 \cdot 0,491}{5,38} = 12677,34 \text{ Nm}$$



Há situações nas quais o veículo mesmo com o carregamento total opera com o eixo auxiliar suspenso, ou seja, na configuração 4x2, portanto utilizando a equação 36 foi analisado o torque atuante no cardan nesta condição.

$$F_{am\acute{a}x} = 232443,34 \text{ Nm}$$

Cálculo do torque atuante no cardan na condição de carregamento máximo e configuração 4x2, PBT.

$$T_c = \frac{232443,34 \cdot 0,491}{5,38} = 21213,69 \text{ Nm}$$

### **Torque atuante no cardan oriundo do motor**

Até o momento foi analisado o torque incidente na linha de transmissão do cardan considerando o torque máximo oriundo das rodas em função do escorregamento do pneu. Este torque entra na linha de transmissão pelo lado do eixo traseiro. O torque incidente no cardan em função do trem de força é calculado segundo a Equação um considerando o rendimento da transmissão igual a 100%.

$$T_T = T_m \cdot i_n \Leftrightarrow T_T = 1050 \cdot 12,73 = 13366,50 \text{ Nm}$$

### 3.5 CÁLCULO DE CARGA DE MANCAL

Todo a análise efetuada anteriormente é necessária visando identificar se alguns parâmetros não foram obedecidos, mas, os momentos de acoplamento secundários são teoricamente os principais suspeitos da causa da falha da suportação do mancal do veículo do estudo de caso. Apenas para orienta o   adotado arbitrariamente que o garfo de entrada (entrega do torque) na junta universal   denominado por “D” maiúsculo e o garfo de saída (libera o do torque) na junta universal   denominado por “d” minúsculo. As informaçoes da Tabela 10   base para cáculo da carga de mancal.

Tabela 10 – Informações de comprimentos dos cardans e ângulos reais das juntas.

Geometria de cardans								
Carregamento	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	Vista	Junta universal 1 ( $\beta_1$ )	Junta universal 2 ( $\beta_2$ )	Junta universal 3 ( $\beta_3$ )
GVW-Carregado	1752,5	1610,6	141,9	1310,5	Lateral	1,09°	-4,96°	3,89°
					Superior	0,0°	-1,07°	1,07°
					Real	1,09°	5,07°	4,03°
					Plano da junta real	90°	257,83°	74,62°
Vazio	1752,5	1610,6	141,9	1316,0	Lateral	1,09°	-6,07°	5,07°
					Superior	0,0°	-1,07°	1,07°
					Real	1,09°	6,16°	5,18°
					Plano da junta real	90°	260,00°	78,08°
Comprimento dos cardans e posição do mancal					Ângulo lateral, superior, Real e Ângulo de posição do plano do ângulo real			

Os cálculos das forças que geram os momentos secundários são calculadas como segue.

**(1) Cálculo da intensidade e direção da força  $F_1$  referente ao acoplamento do garfo  $d_1$**

Intensidade da força  $F_1$ :

Veículo carregado:

$$F_1 = \frac{T \cdot \text{sen}(\beta_1)}{L_1} = \frac{13366,5 \cdot \text{sen}(1,09)}{1,6106}$$

$$F_1 = 157,87 \text{ N}$$

Veículo vazio:

$$F_1 = \frac{T \cdot \text{sen}(\beta_1)}{L_1} = \frac{10072,44 \cdot \text{sen}(1,09)}{1,6106}$$

$$F_1 = 118,97 \text{ N}$$

A direção da força estática ocorre a  $90^\circ$  (normal) no sentido anti-horário do ângulo de sentido do plano do ângulo real da junta universal 1, portanto, as forças estáticas e dinâmicas  $F_{1S}$  e  $F_{1D}$  foram decompostas nos eixos vertical e horizontal para posterior definição da resultante.

Veículo carregado:

$$F_{1Sx} = \frac{F_1}{2} \cdot \cos(90+90) = -78,94 \text{ N}$$

$$F_{1Sy} = \frac{F_1}{2} \cdot \text{sen}(90+90) = 0 \text{ N}$$

$$F_{1Dx} = \frac{F_1}{2} \cdot \cos(90+90) = -78,94 \text{ N}$$

$$F_{1Dy} = \frac{F_1}{2} \cdot \text{sen}(90+90) = 0 \text{ N}$$

Veículo vazio:

$$F_{1Sx} = \frac{F_1}{2} \cdot \cos(90+90) = -59,49 \text{ N}$$

$$F_{1Sy} = \frac{F_1}{2} \cdot \text{sen}(90+90) = 0 \text{ N}$$

$$F_{1Dx} = \frac{F_1}{2} \cdot \cos(90+90) = -59,49 \text{ N}$$

$$F_{1Dy} = \frac{F_1}{2} \cdot \text{sen}(90+90) = 0 \text{ N}$$

## (2) Cálculo da intensidade e direção da força F2 referente ao acoplamento do garfo D2

Intensidade da força F2:

Veículo carregado:

$$F_2 = \frac{T \cdot \tan(\beta_2)}{L_1} = \frac{13366,5 \cdot \tan(5,07)}{1,6106}$$

$$F_2 = 736,29 \text{ N}$$

Veículo vazio:

$$F_2 = \frac{T \cdot \tan(\beta_2)}{L_1} = \frac{10072,44 \cdot \tan(6,16)}{1,6106}$$

$$F_2 = 674,97 \text{ N}$$

A direção da força ocorre a  $90^\circ$  (normal) no sentido anti-horário do ângulo de sentido do plano do ângulo real da junta universal 2, portanto, as forças estáticas e dinâmicas  $F_{2S}$  e  $F_{2D}$  foram decompostas nos eixos vertical e horizontal para posterior definição da resultante.

Veículo carregado:

$$F_{2Sx} = \frac{F_2}{2} \cdot \cos(257,83+90) = 359,87 \text{ N}$$

$$F_{2Dx} = \frac{F_2}{2} \cdot \cos(90-257,83+180) = 359,87 \text{ N}$$

$$F_{2Sy} = \frac{F_2}{2} \cdot \text{sen}(257,83 + 90) = -77,61 N$$

$$F_{2Dy} = \frac{F_2}{2} \cdot \text{sen}(90 - 257,83 + 180) = 77,61 N$$

Veículo vazio:

$$F_{2Sx} = \frac{F_2}{2} \cdot \cos(260 + 90) = 332,37 N$$

$$F_{2Dx} = \frac{F_2}{2} \cdot \cos(90 - 260 + 180) = 332,37 N$$

$$F_{2Sy} = \frac{F_2}{2} \cdot \text{sen}(260 + 90) = -58,61 N$$

$$F_{2Dy} = \frac{F_2}{2} \cdot \text{sen}(90 - 260 + 180) = 58,61 N$$

### (3) Cálculo da intensidade e direção da força F2' referente ao acoplamento do garfo d2

Intensidade da força F2':

Veículo carregado:

$$F_2' = \frac{T \cdot \text{sen}(\beta_2) \cdot L_2}{L_1 \cdot L_3} = \frac{13366,5 \cdot \text{sen}(5,07) \cdot 1,7525}{1,6106 \cdot 1,3169} = 976,01 N$$

Veículo vazio:

$$F_2' = \frac{T \cdot \text{sen}(\beta_2) \cdot L_2}{L_1 \cdot L_3} = \frac{10072,44 \cdot \text{sen}(6,16) \cdot 1,7525}{1,6106 \cdot 1,3169} = 893,04 N$$

A direção da força ocorre a 90° (normal) no sentido anti-horário do ângulo de sentido do plano do ângulo real da junta universal 2, portanto, a força estáticas e dinâmicas F<sub>2S'</sub> e F<sub>2D'</sub> foram decompostas nos eixos vertical e horizontal para posterior definição da resultante.

Veículo carregado:

$$F_{2Sx}' = \frac{F_2'}{2} \cdot \cos(257,83 - 90) = -477,04 N$$

$$F_{2Dx}' = \frac{F_2'}{2} \cdot \cos(90 - 257,83 + 180) = 477,04 N$$

$$F_{2Sy}' = \frac{F_2'}{2} \cdot \text{sen}(257,83 - 90) = 102,88 N$$

$$F_{2Dy}' = \frac{F_2'}{2} \cdot \text{sen}(90 - 257,83 + 180) = 102,88 N$$

Veículo vazio:

$$F'_{2Sx} = \frac{F'_2}{2} \cdot \cos(260 - 90) = -439,75 \text{ N}$$

$$F'_{2Dx} = \frac{F'_2}{2} \cdot \cos(90 - 260 + 180) = 439,75 \text{ N}$$

$$F'_{2Sy} = \frac{F'_2}{2} \cdot \text{sen}(260 - 90) = 77,54 \text{ N}$$

$$F'_{2Dy} = \frac{F'_2}{2} \cdot \text{sen}(90 - 260 + 180) = 77,54 \text{ N}$$

#### (4) Cálculo da intensidade e direção da força F3 referente ao acoplamento do garfo D3

Intensidade da força F3:

Veículo carregado:

$$F_3 = \frac{T \cdot \tan(\beta_3) \cdot L_2}{L_1 \cdot L_3} = \frac{13366,5 \cdot \tan(4,03) \cdot 1,7525}{1,6106 \cdot 1,3169} = 776,35 \text{ N}$$

Veículo vazio:

$$F_3 = \frac{T \cdot \tan(\beta_3) \cdot L_2}{L_1 \cdot L_3} = \frac{10072,44 \cdot \tan(5,18) \cdot 1,7525}{1,6106 \cdot 1,3169} = 754,48 \text{ N}$$

A direção da força ocorre a  $90^\circ$  (normal) no sentido horário do ângulo de sentido do plano do ângulo real da junta universal 3, portanto, a força estáticas e dinâmicas  $F_{3S}$  e  $F_{3D}$  foram decompostas nos eixos vertical e horizontal para posterior definição da resultante.

Veículo carregado:

$$F_{3Sx} = \frac{F_3}{2} \cdot \cos(74,62 - 90) = 374,27 \text{ N}$$

$$F_{3Dx} = \frac{F_3}{2} \cdot \cos(90 - 74,62 + 180) = -374,27 \text{ N}$$

$$F_{3Sy} = \frac{F_3}{2} \cdot \text{sen}(74,62 - 90) = -102,95 \text{ N}$$

$$F_{3Dy} = \frac{F_3}{2} \cdot \text{sen}(90 - 74,62 + 180) = -102,95 \text{ N}$$

Veículo vazio:

$$F_{3Sx} = \frac{F_3}{2} \cdot \cos(78,08 - 90) = 369,12 \text{ N}$$

$$F_{3Dx} = \frac{F_3}{2} \cdot \cos(90 - 78,08 + 180) = -369,12 \text{ N}$$

$$F_{3Sy} = \frac{F_3}{2} \cdot \text{sen}(78,08 - 90) = -77,92 \text{ N}$$

$$F_{3Dy} = \frac{F_3}{2} \cdot \text{sen}(90 - 78,08 + 180) = -77,92 \text{ N}$$

### Cálculo das resultantes das forças estáticas e dinâmicas.

Para determinar a carga atuante no mancal do cardan é necessário efetuar a soma das forças que cada garfo do sistema de cardan influencia. Iniciaremos efetuando a soma das forças estáticas.

#### Veículo carregado:

**Soma das componentes das forças estáticas**

$$F_{RSx} = F_{1Sx} + F_{2Sx} + F'_{2Sx} + F_{3Sx} = 178,16 \text{ N}$$

$$F_{RSy} = F_{1Sy} + F_{2Sy} + F'_{2Sy} + F_{3Sy} = -77,68 \text{ N}$$

**Resultante da força estática**

$$F_{RS} = \sqrt{178,16^2 + 77,68^2} = 194,35 \text{ N}$$

#### Quadrante da força estática

A componente em “x” é positiva e a componente em “y” é negativa indicando que a força resultante estática está direcionada para o 4º quadrante.

#### Direção e sentido da força estática

$$\varphi_{RS} = 360 - \arctg\left(\frac{77,68}{178,16}\right) = 336,44^\circ \text{ ou } -23,56^\circ$$

**Soma das componentes das forças dinâmicas**

$$F_{RDx} = F_{1Dx} + F_{2Dx} + F'_{2Dx} + F_{3Dx} = 383,7 \text{ N}$$

$$F_{RDy} = F_{1Dy} + F_{2Dy} + F'_{2Dy} + F_{3Dy} = 77,54 \text{ N}$$

**Resultante da força dinâmica**

$$F_{RD} = \sqrt{383,7^2 + 77,54^2} = 391,46 \text{ N}$$

#### Direção e sentido da força dinâmica

Diferente da força estática a força dinâmica não possui propriamente um quadrante de atuação, pois ela sempre inicia no fim do vetor da força estática e gira na mesma frequência de rotação do cardan. É possível encontrar o ângulo de fase inicial da força dinâmica e a maior carga no mancal ocorrerá quando a força dinâmica estiver alinhada (no mesmo ângulo) que a direção da força estática.

$$\varphi_{RD} = \arctg\left(\frac{77,54}{383,7}\right) = 11,42^\circ$$

**Veículo Vazio:****Soma das componentes das forças estáticas**

$$F_{RSx} = F_{1Sx} + F_{2Sx} + F'_{2Sx} + F_{3Sx} = 202,25 \text{ N}$$

$$F_{RSy} = F_{1Sy} + F_{2Sy} + F'_{2Sy} + F_{3Sy} = -58,59 \text{ N}$$

**Resultante da força estática**

$$F_{RS} = \sqrt{202,25^2 + 58,59^2} = 210,57 \text{ N}$$

**Quadrante da força estática**

A componente em “x” é positiva e a componente em “y” é negativa indicando que a força resultante estática está direcionada para o 4º quadrante.

**Direção e sentido da força estática**

$$\varphi_{RS} = 360 - \arctg\left(\frac{58,59}{202,25}\right) = 343,84^\circ \text{ ou } -16,16^\circ$$

**Soma das componentes das forças dinâmicas**

$$F_{RDx} = F_{1Dx} + F_{2Dx} + F'_{2Dx} + F_{3Dx} = 343,51 \text{ N}$$

$$F_{RDy} = F_{1Dy} + F_{2Dy} + F'_{2Dy} + F_{3Dy} = 58,23 \text{ N}$$

**Resultante da força dinâmica**

$$F_{RD} = \sqrt{343,51^2 + 58,23^2} = 348,41 \text{ N}$$

**Direção e sentido da força dinâmica**

Diferente da força estática a força dinâmica não possui propriamente um quadrante de atuação, pois, ela sempre inicia no fim do vetor da força estática e gira na mesma frequência de rotação do cardan. É possível encontrar o ângulo de fase da força dinâmica e a maior carga no mancal ocorrerá quando a força dinâmica estiver alinhada (no mesmo ângulo) que a direção da força estática.

$$\varphi_{RD} = \arctg\left(\frac{58,23}{343,51}\right) = 9,62^\circ$$

A Tabela 11 compila todos os resultados analíticos da análise para comparativo posterior e a Figura 47 ilustra a posição estática da carga através do vetor azul e o vetor vermelho representa a variação da carga dinâmica na mesma frequência de giro do cardan.

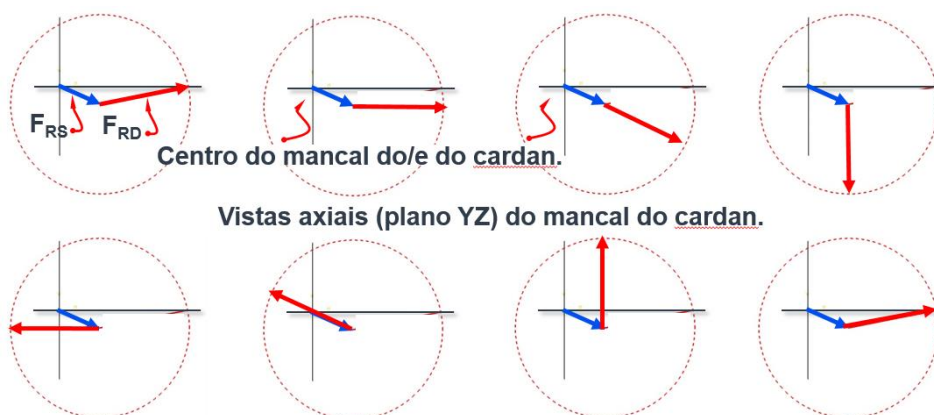
Tabela 11 – Resultados analíticos da linha de cardan do estudo de caso proposto.

Resultado analítico		
Característica analisada	Vazio	Carregado
Aceleração torcional (rad/s <sup>2</sup> )	195,60	165,04
Aceleração Inercial de tração (rad/s <sup>2</sup> )	685,59	451,53
Aceleração Inercial da massa tracionada (rad/s <sup>2</sup> )	307,37	144,35
Carga de mancal (N)	Estática	210,57
	Dinâmica	348,41

Figura 47 – Diagrama de forças atuantes no mancal.

$F_{RS}$  – Força resultante estática (todos vetores azuis).

$F_{RD}$  – Forças resultantes dinâmicas, oscila com a mesma frequência do cardan (todos vetores vermelho).



Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.

### 3.6 INSTRUMENTAÇÃO DE UM SUPORTE DE CARDAN EM CAMPO

Devido a já comentada falha apresentada no suporte do mancal do cardan do veículo do caso de estudo durante a operação normal de coleta de resíduos tomou-se a decisão de



instrumentar o suporte com extensômetros (“*Strain Gage*”) formando um quarto de pontes de Wheatstone em cada ponto a ser instrumentado na região de nucleação da trinca para identificar a qual tipo de esforço que o suporte estava sendo submetido.

A Figura 48 é uma foto do suporte do mancal do cardan falhado. É possível perceber que o suporte falhou por fadiga, pois não foi uma falha imediata, nem mesmo em função de outro componente (interferência / impacto), mas ocorreu de forma prematura. Os carregamentos dinâmicos, muitos superiores aos estáticos, geraram componentes principalmente verticais oscilando entre valores positivos e negativos resultando em duas falhas num curto período de tempo. Uma falha ocorreu com 764 horas / 11.245 km do veículo e a segunda com 2600 horas / 35.714 km.

Figura 48 – Foto do suporte do mancal falhado.



Fonte: Foto cedida pela MAN Latin America.

As suspeitas de nucleação da trinca estão nas bordas da dobra do suporte no qual é fixado o mancal do cardan. A Figura 49 apresenta os locais de suspeita de nucleação da trinca que propagou a falha.

Figura 49 – Pontos prováveis para nucleação de trincas.



Fonte: Foto cedida pela MAN Latin America.

Para avaliar as tensões na região das suspeitas de nucleação de trincas foram instaladas quatro “Strain Gage” na região da dobra do suporte no qual é fixado o mancal do cardan. Foram utilizados “Strain Gages” uniaxiais de 3 mm da HBM com o objetivo de medir as tensões na direção perpendicular a da trinca. As principais informações do material do suporte do mancal do cardan estão listadas a seguir:

Material: LNE 38 conforme NBR 6656

Tensão de escoamento: 373 MPa

Tensão de ruptura: 460 MPa

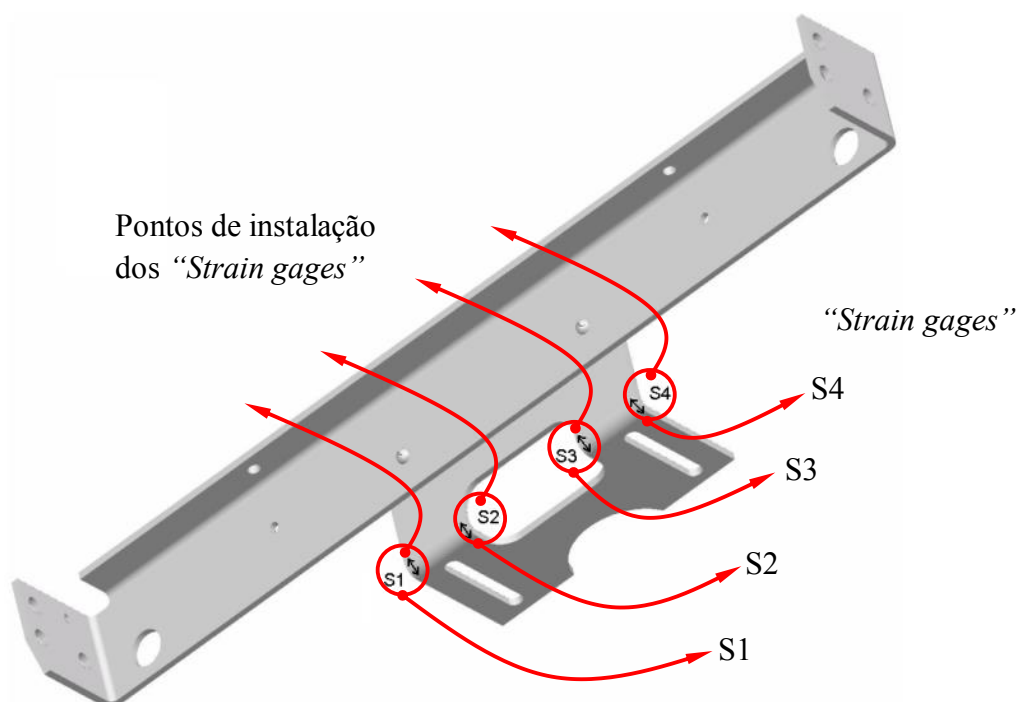
Módulo de elasticidade: 210 GPa

Tensão limite de fadiga do material: 132,39 MPa (obtida através dos fatores de correção de forma, acabamento, superfície, etc.)

Possibilitando se referenciar em relação a Figura 50, que apresenta o local de instalação dos “Strain Gages”, as posições S1, S2, S3 e S4 representam as posições dos “Strain Gages”

vistos pela traseira do suporte do mancal do cardan de forma que a localização do “*Strain Gage*” S4 está exatamente no local da falha e os demais “*Strain Gages*” localizados a esquerda de S4 seguindo a localização de acordo com seus respectivos índices, ou seja, S3 logo a esquerda de S4, S2 a esquerda de S3 e S1 a esquerda de S2.

Figura 50 – Pontos de instalação dos “*Strain Gages*” no suporte do mancal do cardan.



Fonte: Imagem cedida pela MAN Latin America.

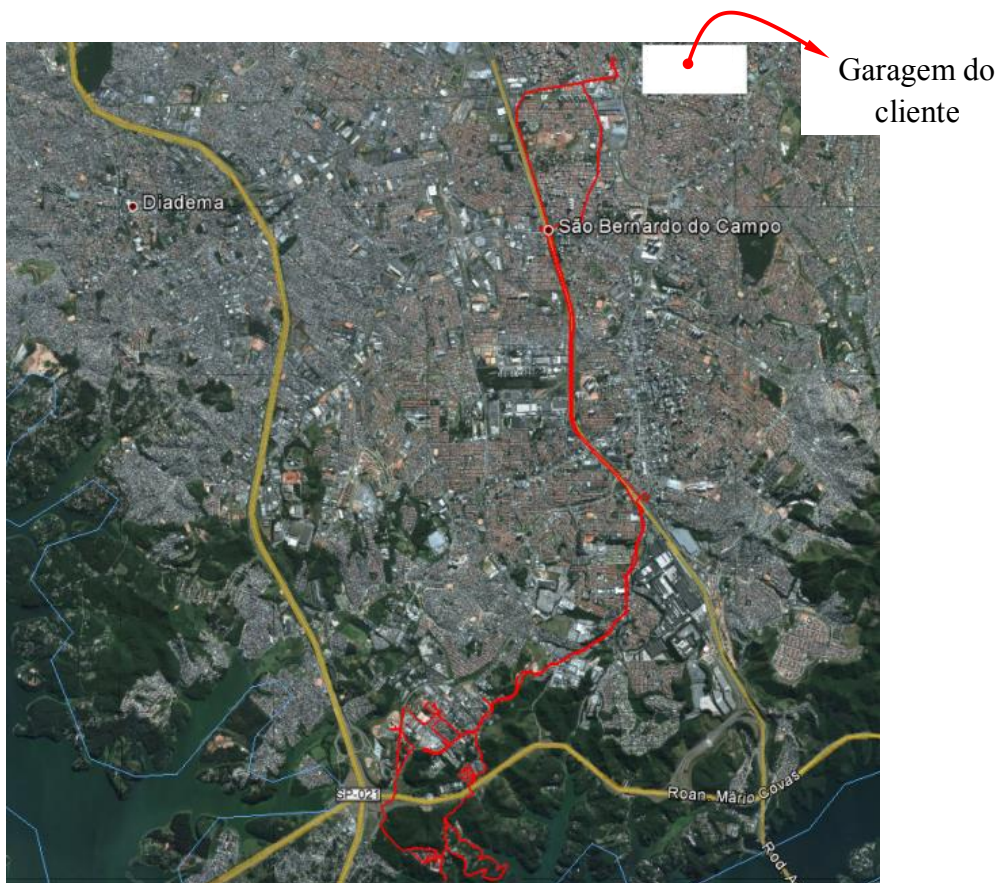
Estas tensões específicas são equivalentes aos valores de tensão de von Mises e Máxima principal e sua direção (tensões principais) são perpendiculares à direção de crescimento de trinca. Assim, a aplicação direta desses valores para previsão de nucleação da trinca de fadiga é válida. O veículo equipado com um suporte novo instrumentado percorreu durante um turno de trabalho na operação de coleta de resíduos na cidade de São Bernardo do Campo no estado de São Paulo, Brasil, o equivalente a 46,5 km.

O dispositivo utilizado para aquisição de dados foi o MGCplus da HBM que possui um conversor analógico-digital (ADU) patentado pela HBM. A CPU - Unidade de Processamento Central padronizada, os dois slots PCMCIA - Personal Computer Memory Card International Association - Associação internacional de cartões de memória de computadores pessoal - e a estrutura modular possibilita ampliar o MGCplus com novos módulos que independente da

magnitude permite medir, força, massa, deslocamento, pressão, etc. mesmo com o veículo em movimento.

Observou-se na rota de operação da coleta de resíduos, durante a aquisição de dados, incontáveis pavimentações precárias, grande quantidade de curvas e conseqüentemente constantes necessidades de redução e aumento de velocidade. A média de velocidade foi mensurada em 8,5 km/h. A imagem da Figura 51 apresenta a rota percorrida durante a operação de coleta de resíduos desde o início da operação na qual o veículo deixa a garagem na condição de vazio e com eixo auxiliar suspenso. Para esta aquisição em especial foi solicitado que o veículo retornasse para a garagem carregado para possíveis observações estruturais, de angulações resultantes e de funcionamento do sistema de linha de transmissão de cardans.

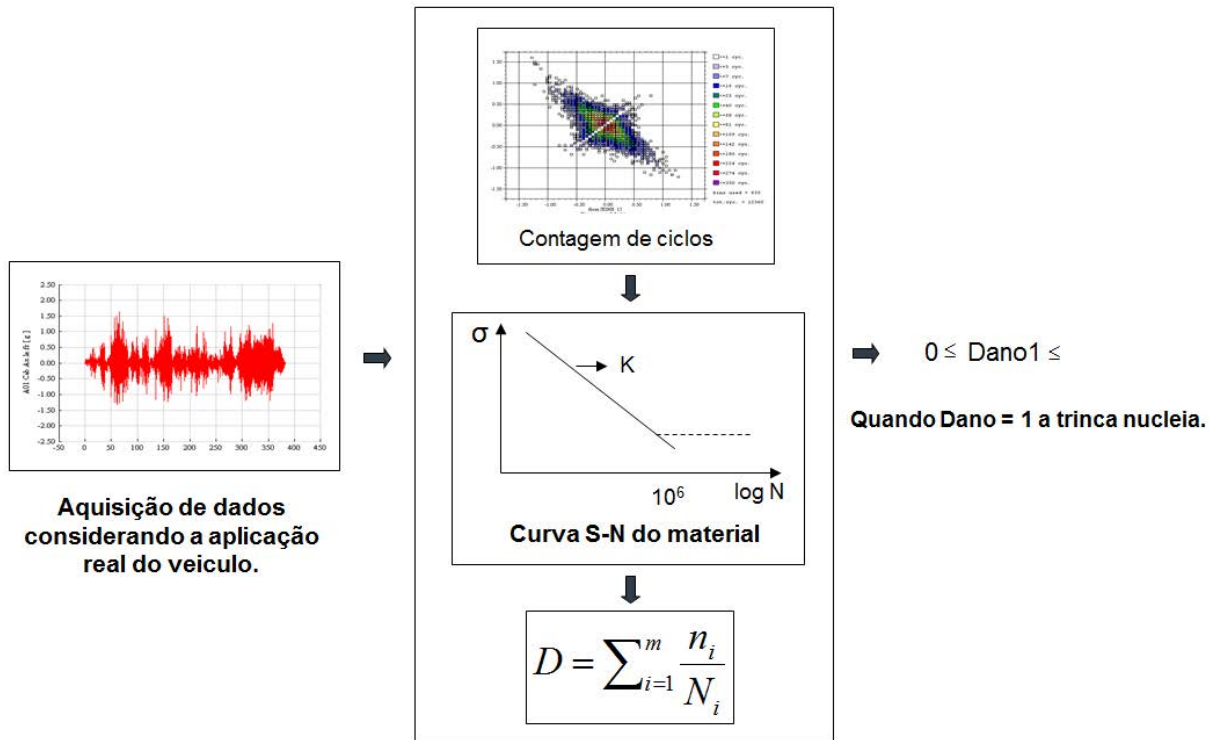
Figura 51 – Imagem da rota percorrida pelo veículo equipado com o suporte instrumentado.



Fonte: Imagem cedida pela MAN Latin America

A metodologia adotada foi a contagem do acúmulo de danos através da contagem dos ciclos e através da curva S-N do material foi estimado a quantidade de ciclos até a falha por fadiga. A Figura 52 ilustra a sequência dos passos.

Figura 52 – Sequência da metodologia adotada para estimativa de falha por fadiga.



Fonte: Imagem cedida pela MAN Latin America.

Os resultados da aquisição de dados e da análise conforme a metodologia descrita gera a Tabela 12 com as informações das tensões medidas.

Tabela 12 – Picos das tensões em cada “strain gage”.

“Strain Gage” Uniaxial	Valor máximo de tensão (MPa)	Valor mínimo de tensão (MPa)
S1	135,33	-121,60
S2	79,43	-67,08
S3	111,80	-103,95
S4	214,77	-193,19

Não foram encontrados valores acima da tensão de escoamento do material, porém, no “strain gage” S4 foi encontrada tensão acima da tensão limite de fadiga do material considerando o efeito da tensão média (equação de Goodman).

Os resultados dos danos que foram conhecidos através da contagem dos ciclos na rota específica da operação de coleta de resíduos por meio da aquisição de dados permitiu estimar a vida útil do suporte do mancal devido a falha na região do “*strain gage*” S4. A Tabela 13 apresenta os valores de quilometragem do veículo até que o suporte do mancal falhe.

Tabela 13 – Estimativa vida útil do suporte em função da contagem de danos.

“Strain Gage” uniaxial	Quilometragem função da nucleação da trinca (Goodman)	Quilometragem função da nucleação da trinca (Gerber)
S1	---	---
S2	---	---
S3	---	---
S4	5815 km	5960 km

O resultado demonstra que aproximadamente 125 ciclos de 46,4 km considerados na aquisição de dados são suficientes para nuclear uma falha por fadiga considerando o “*Strain gage*” S4.

### 3.7 ANÁLISE ESTRUTURAL DO SUPORTE DO MANCAL DO CARDAN

#### **Cálculo Numérico – MEF – Método dos Elementos Finitos**

Considerado um método confiável e de aplicação no âmbito industrial desde a década de 50, quando foi criado, o Método dos Elementos Finitos cada vez mais é exigido nas análises de todos os projetos automobilísticos.

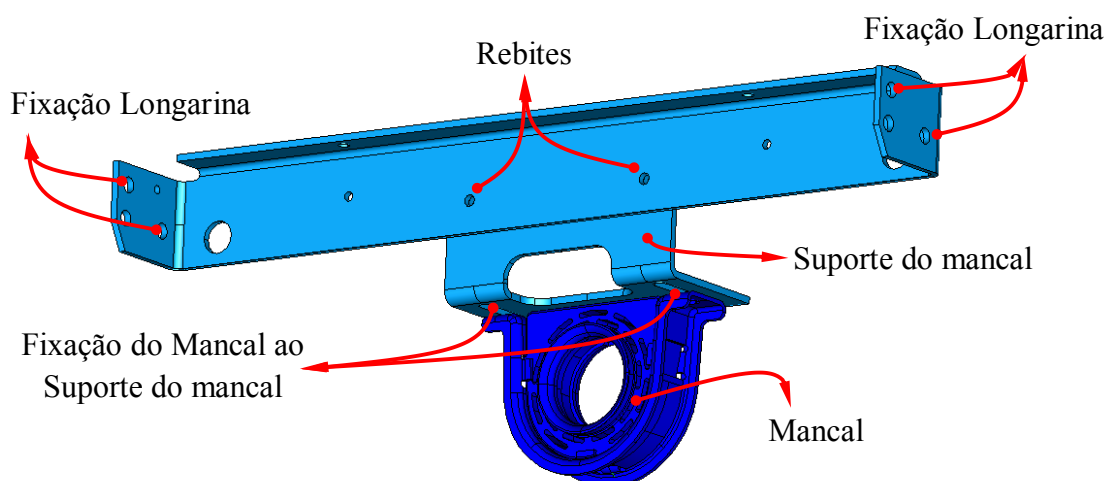
O MEF foi aplicado na análise do suporte do mancal do cardan identificando quais são as tensões incidentes nos pontos identificados pelos “*Strain Gage*”.



Na análise foi considerado o suporte do mancal do cardan isoladamente das longarinas do quadro de chassi, local no qual o suporte é fixado, e as massas dos cardans são representadas por cargas concentradas agindo no centro do mancal.

Somada as cargas de massa estão as forças de cargas de mancal que agem no centro do mancal com intensidade e direção calculadas nos passos anteriores. A Figura 53 ilustra os componentes envolvidos na análise do suporte do mancal do cardan.

Figura 53 – Componentes envolvidos na análise do suporte do mancal do cardan.



Fonte: Imagem cedida pela MAN Latin America.

O software utilizado para a análise do suporte do mancal do cardan foi o NX Ideas 5.

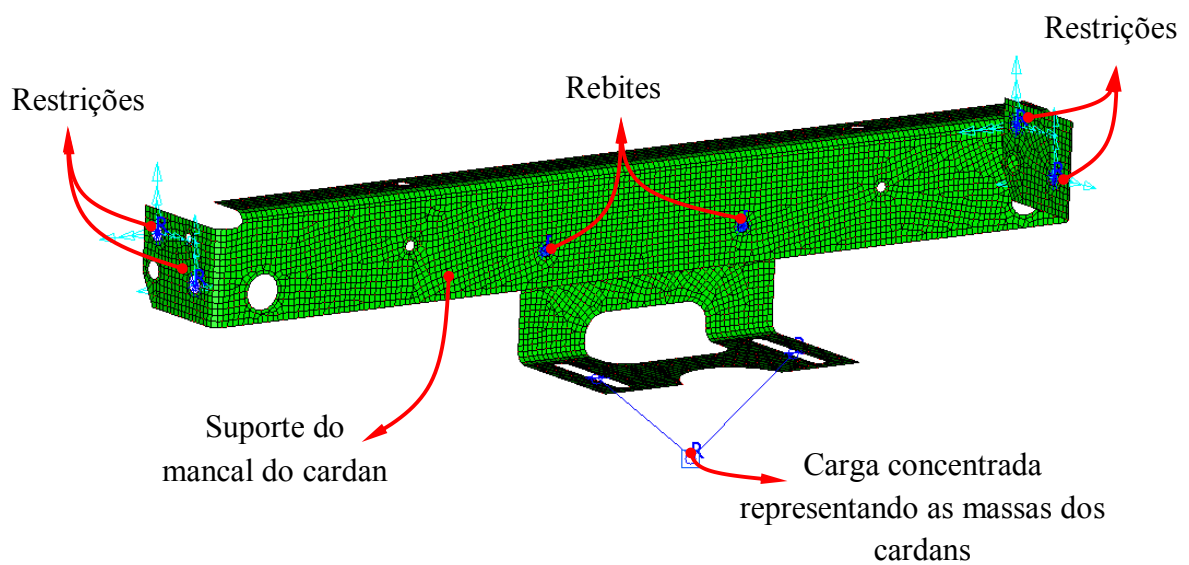
No modelamento da malha do suporte do mancal foram considerados os seguintes elementos:

- Suporte do mancal: Elementos de casca (quad/tria) espessura 6,35 mm.
- Rebites: Elementos de viga secção circular de 10 mm de diâmetro.
- Mancal: Elemento rígido.
- Fixação à longarina: Elementos rígidos.

O modelo gerou 7577 nós e 7183 elementos. Duas das condições de contornos definem:

- As fixações do suporte do mancal junto às longarinas (esquerda e direita) como restrição do sistema para todas as análises de carregamento. Veja Figura 54.
- A massa concentrada considerada no modelo como a soma das metades das massas dos dois cardans, 35 kg, suportados pelo mancal. Veja Figura 54.

Figura 54 – Representação dos elementos, restrições e carga concentrada na malha do suporte do mancal.



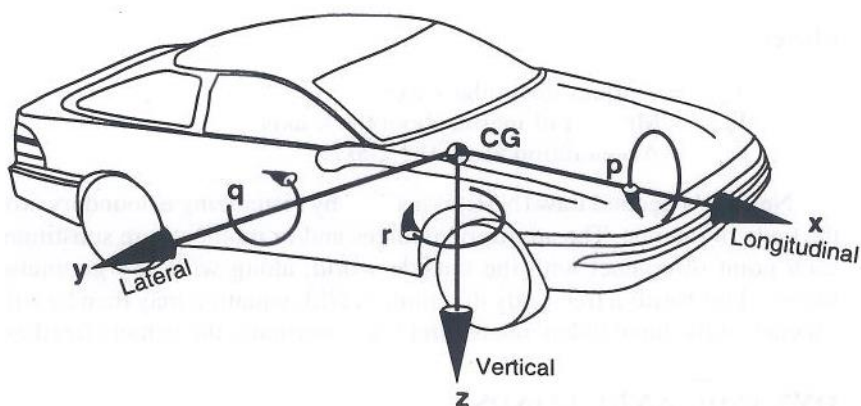
Fonte: Imagem cedida pela MAN Latin America.

Para melhor análise e compreensão do fenômeno de carregamento em função das forças calculadas analiticamente nos passos anteriores várias condições de carregamento foram avaliadas.

Para melhor interpretação das direções das forças a Figura 55 apresenta os eixos de referência no veículo.



Figura 55– Eixos de referência no veículo.



Fonte: (Gillespie, 1992)

### Condições de carregamento consideradas nas análises

Carregamento 1 – Aceleração vertical igual a  $4 \times g$ .

Carregamento 2 – Aceleração lateral igual a  $1 \times g$ .

Carregamento 3 – Aceleração longitudinal igual a  $3 \times g$ .

Carregamento 4 – Diagrama força máxima, estática mais a dinâmica, igual a  $586 \text{ N}$  à  $-23,51^\circ$ .

Carregamento 5 – Deslocamento trem de força na longitudinal igual a  $810 \text{ N}$ .

Carregamento 6 – Aceleração vertical de  $2 \times g$  mais diagrama força máxima ( $586 \text{ N}$  à  $-23,51^\circ$ ).

Carregamento 7 – Aceleração lateral de  $0.5 \times g$  mais diagrama força lateral de  $561 \text{ N}$ .

Carregamento 8 – Deslocamento trem de força na longitudinal ( $810 \text{ N}$ ) mais diagrama força máxima ( $586 \text{ N}$  à  $-23,51^\circ$ ).

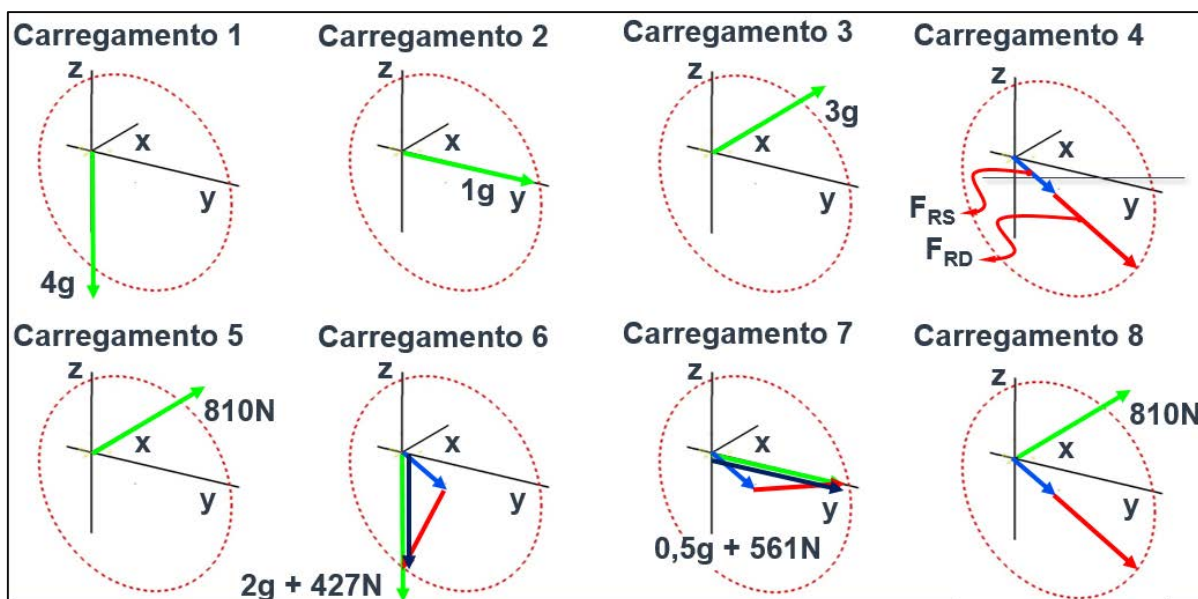
Nos carregamentos 4, 6 e 7 são consideradas forças estáticas e dinâmicas obtidas através dos cálculos analíticos. A força estática sempre é direcionada para o mesmo ângulo radial enquanto que a força dinâmica se orienta de acordo com o giro do cardan.

A uma imensa possibilidade de posicionamento radial da carga dinâmica durante a revolução do cardan que resulta em um somatório, carga estática mais dinâmica, para cada posição radial. Nas considerações de carregamento 4, 6 e 7 a carga dinâmica considerada foi a

que coerentemente mais contribuiria para a falha do suporte do mancal na posição do “*Strain gage*” 4 – S4.

A Figura 56 ilustra graficamente as condições de carregamentos listados de 1 à 8.

Figura 56 – Representação gráfica dos carregamentos considerados na análise de elementos finitos.



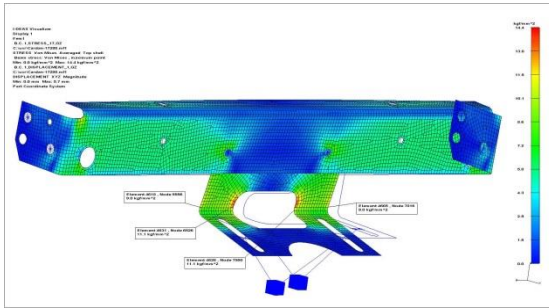
Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.

Todos os carregamentos foram aplicados no centro do mancal do cardan. As tensões obtidas no modelo foram: von Mises, máxima principal e mínima principal e na análise dos resultados são consideradas as tensões máximas e mínimas que correspondem as medições em campo.

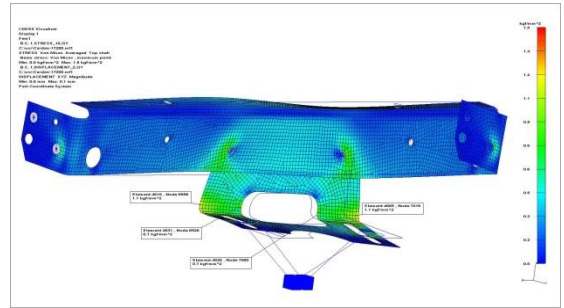
Apenas para ilustração e possível noção das direções de tensão no suporte do mancal são apresentadas na Figura 57 os resultados das análises dos carregamentos listados de 1 até 8 que correspondem respectivamente as figuras individuais de a) à h).

A intenção das várias análises de carregamento para o mesmo componente foi gerar uma gama de possibilidades de resultados possibilitando identificar através do método de elementos finitos qual tipo de carregamento cujo resultado de tensão mais se assemelha aos resultados mensurados na prática.

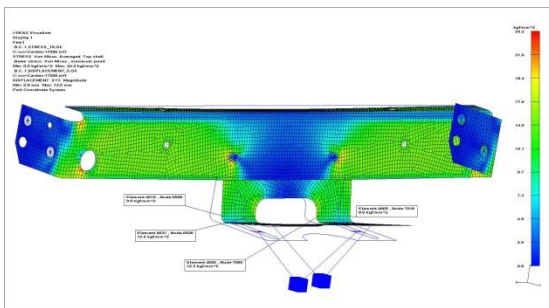
Figura 57 – a) – Carregamento 1; b) – Carregamento 2; c) – Carregamento 3; d) – Carregamento 4; e) – Carregamento 5; f) – Carregamento 6; g) – Carregamento 7; h) – Carregamento 8.



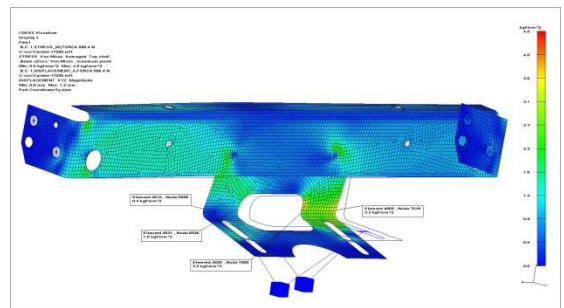
a) – Carregamento 1



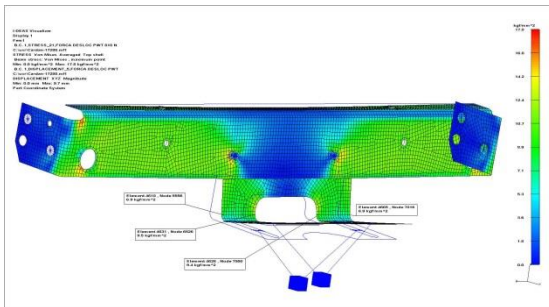
b) – Carregamento 2



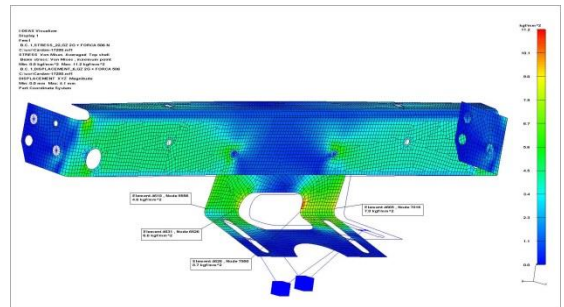
c) – Carregamento 3



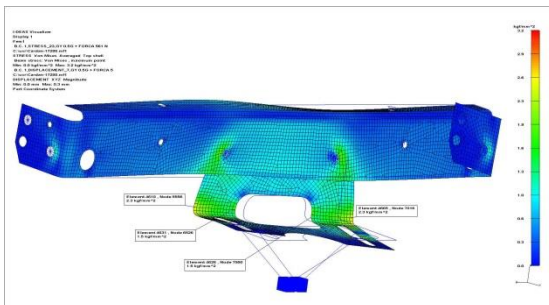
d) – Carregamento 4



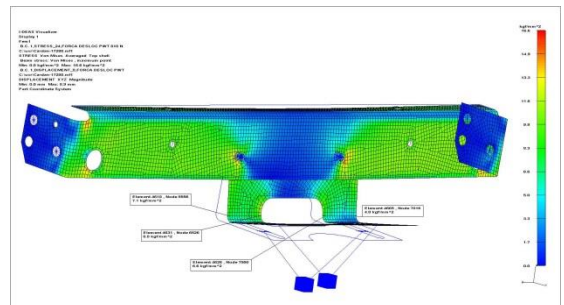
e) – Carregamento 5



f) – Carregamento 6



g) – Carregamento 7



h) – Carregamento 8

Fonte: Imagens cedidas pela MAN Latin America

A Tabela 14 indica todos os resultados de tensões de von Mises, máxima e mínima principal para todos os carregamentos.

Tabela 14 – Carregamentos, tensões de von Mises, máxima e mínima principal.

Carregamento (N)	Tensão (MPa)	Posição da tensão (“Strain Gage”)			
		S1	S2	S3	S4
1 = 1372,93 N (direção -Z)	Máx. Principal	---	---	---	---
	Mín. Principal	<b>-90,22</b>	<b>-111,80</b>	<b>-111,80</b>	<b>-90,22</b>
	von Mises	88,26	108,85	108,85	88,26
2 = 343,23 N (direção Y)	Máx. Principal	10,79	7,85	---	---
	Mín. Principal	0,00	0,00	-7,85	-10,79
	von Mises	<b>10,79</b>	<b>6,86</b>	<b>6,86</b>	<b>10,79</b>
3 = 1029,70 N (direção X)	Máx. Principal	<b>88,26</b>	<b>124,54</b>	<b>124,54</b>	<b>88,26</b>
	Mín. Principal	-0,98	---	---	-0,98
	von Mises	<b>88,26</b>	<b>121,60</b>	<b>120,62</b>	<b>88,26</b>
4 = 586 N à -23,51 (plano Y,Z)	Máx. Principal	2,94	---	---	---
	Mín. Principal	-1,96	-10,79	-32,36	-34,32
	von Mises	3,92	9,81	31,38	32,36
5 = 810 N (direção X)	Máx. Principal	<b>68,65</b>	<b>95,12</b>	<b>95,12</b>	<b>68,65</b>
	Mín. Principal	-0,98	---	---	-0,98
	von Mises	67,67	93,16	92,18	67,67
6 = 686,47 N (direção -Z) + 586 N à -23,51 (plano Y, Z)	Máx. Principal	0,00	---	---	---
	Mín. Principal	<b>-46,09</b>	<b>-66,69</b>	<b>-88,26</b>	<b>-78,45</b>
	von Mises	45,11	64,72	85,32	76,49
7 = 732,62 N (direção Y)	Máx. Principal	23,54	15,69	---	---
	Mín. Principal	0,00	0,00	-15,69	-23,54
	von Mises	22,56	14,71	14,71	22,56
8 = 810 N (direção X) + 586 N à -23,51 (plano Y, Z)	Máx. Principal	<b>70,61</b>	<b>89,24</b>	<b>66,69</b>	<b>37,27</b>
	Mín. Principal	---	---	---	-2,94
	von Mises	69,63	86,30	64,72	39,23

Todos os resultados das análises analíticas, da aquisição de dados em campo e das análises de tensões, através do método dos Elementos Finitos, serão apresentados discutidos no capítulo 5.

## 4 APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

### 4.1 INTRODUÇÃO

Após todas as etapas de estudo e análise do assunto proposto no intuito de buscar a causa da falha do suporte do mancal do cardan é possível avaliar os resultados. Foram observadas as correlações entre as especificações de forças atuantes em função dos cálculos teóricos analíticos e carregamentos considerados na análise de elementos finitos através dos comparativos das tensões máximas, mínimas e forças obtidas tanto na aquisição de dados em campo e como também nas condições de contorno na análise de elementos finitos – MEF.

Primeiro são apresentados os valores de tensões máximas e mínimas mensurado em campo, através de aquisição de dados, e os resultados são comparados com os valores de tensão de fadiga do material envolvido.

Em segundo lugar foram considerados vários carregamentos objetivando encontrar qual o que mais se assemelharia ao tipo de resultados de tensão máxima e mínima encontrados na aquisição de dados. Em seguida são analisadas as correlações de tensões com os respectivos carregamentos que as geraram na análise de elementos finitos. São comparados os carregamentos oriundo do cálculo analítico com os carregamentos na análise de elementos finitos. Na análise de elementos finitos foram considerados carregamentos isolados nas direções x, y e z. Como a análise é linear é possível estimar qual força necessária em cada direção para obter o resultado de tensão encontrado na aquisição de dados.

### 4.2 TENSÃO MÁXIMA, MÍNIMA E CARREGAMENTOS

A referência de validação dos resultados obtidos é em função dos valores obtidos nas aquisições de dados em campo.

### Tensões máximas e mínimas obtidas em campo.

A Tabela 15 apresenta os valores de tensões máximas e mínimas obtidas na aquisição de dados com seus “*Strain Gage*” correspondentes.

Tabela 15 – Picos das tensões em cada “strain gage”.

“ <i>Strain Gage</i> ” Uniaxial	Valor máximo de tensão (MPa)	Valor mínimo de tensão (MPa)
S1	135,33	-121,60
S2	79,43	-67,08
S3	111,80	-103,95
S4	214,77	-193,19

O limite de escoamento do material, LNE 38 conforme NBR 6656, empregado no suporte do mancal do cardan possui tensão de escoamento de 372,65 MPa e aplicando todos os fatores de correção de fadiga como superfície, forma, etc. o valor estimado da tensão limite de fadiga do material cai para 132,39 MPa.

De fato a falha no suporte do mancal do cardan ocorreu exatamente na localização do “*Strain gage*” S4 no qual a tensão máxima obtida é de 214,77 MPa e a mínima de -193,19 MPa. Importane salientar que os valores mensurados são valores de picos e com base nas informações de frequência é possível estimar tempo de vida.

No caso a falha do suporte do mancal do cardan ocorreu de forma prematura se comparadas com a mesma aplicação em modelos de veiculos similares e também porque a vida útil real do suporte do mancal do cardan não atendeu nem a expectativa do fabricante e principalmente a do cliente.

Atriu-se a causa da falha os elevados picos de tensões que obviamente ocorreram frequentemente. Veja na Tabela 16 a estimativa de vida do suporte do mancal do cardan.

Tabela 16 – Estimativa vida útil do suporte em função da contagem de danos.

“Strain Gage” Uniaxial	Quilometragem função da nucleação da trinca (Goodman)	Quilometragem função da nucleação da trinca (Gerber)
S1	---	---
S2	---	---
S3	---	---
S4	5815 km	5960 km

Na realidade as falhas ocorreram com intervalos de 11245 km e 24469 km que sugere uma reavaliação nos fatores de correção da estimativa do limite de fadiga do material.

#### **Tensões máximas e mínimas obtidas em análise de elementos finitos.**

Durante a análise de elementos finitos foram atribuídos vários tipos de carregamentos. As tensões máximas e mínimas são as referências da análise de resultados e consideradas nas diversas condições de carregamento, a condição de carregamento determinado pela teoria e as condições de carregamento que atualmente são empregadas como critérios de aprovação por parte do fabricante. São abordados os resultados dos seguintes carregamentos:

Carregamento 1 – Aceleração vertical (Z) igual a 4 x g.

Carregamento 2 – Aceleração lateral (Y) igual a 1 x g.

Carregamento 3 – Aceleração longitudinal (X) igual a 3 x g.

Carregamento 4 – Diagrama força máxima, estática mais a dinâmica, igual a 586 N à -23,51°.

Carregamento 5 – Deslocamento trem de força na longitudinal (X) igual a 810 N.

Carregamento 6 – Aceleração vertical (Z) de 2 x g mais diagrama força máxima (586 N à -23,51°).

Carregamento 7 – Aceleração lateral (Y) de 0.5 x g mais diagrama força lateral de 561 N.

Carregamento 8 – Deslocamento trem de força na longitudinal (X – 810 N) mais diagrama força máxima (586 N à -23,51°).

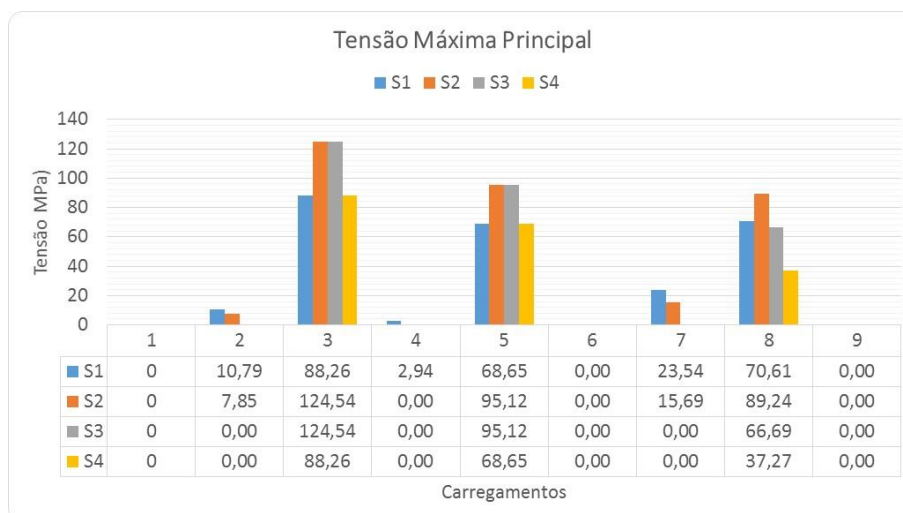
Carregamento 9 – Estimativa da aceleração vertical (Z) de 4 x g mais diagrama força máxima (586 N à -23,51°).

Carregamento 10 – Estimativas de forças em cada “Strain Gage” em função das forças aplicadas no modelo x tensões geradas como resultados.

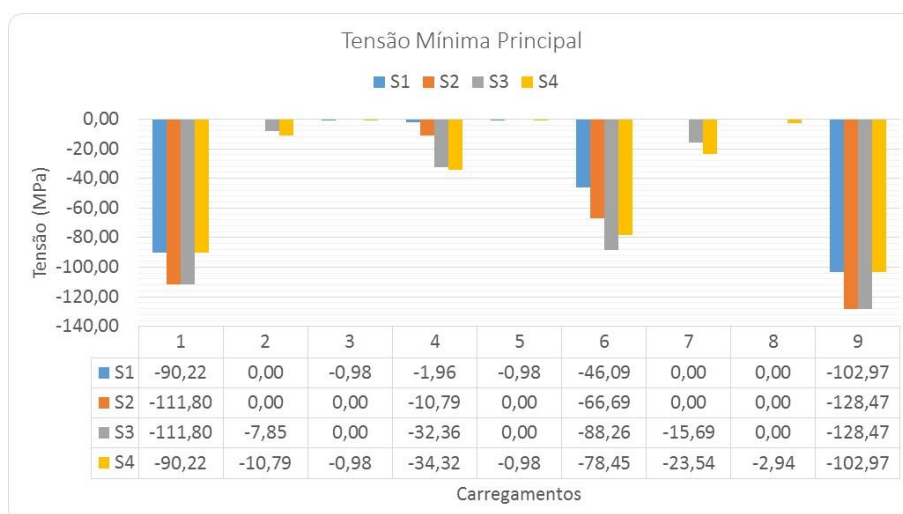
Os gráficos de Pareto das tensões em cada “Strain Gage” em função do carregamento permite comparar os valores de tensões obtidos por tipos de carregamentos e qual parcela deste carregamento age no “Strain Gage” S4 que foi o local da falha. A Figura 58 apresenta os gráficos de tensão máxima e mínima.

Figura 58 – Gráficos de valores de tensões máximas e mínimas.

a) Gráfico referente aos valores de tensão máxima versus carregamento.



b) Gráfico referente aos valores de tensão mínima versus carregamento.



Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.



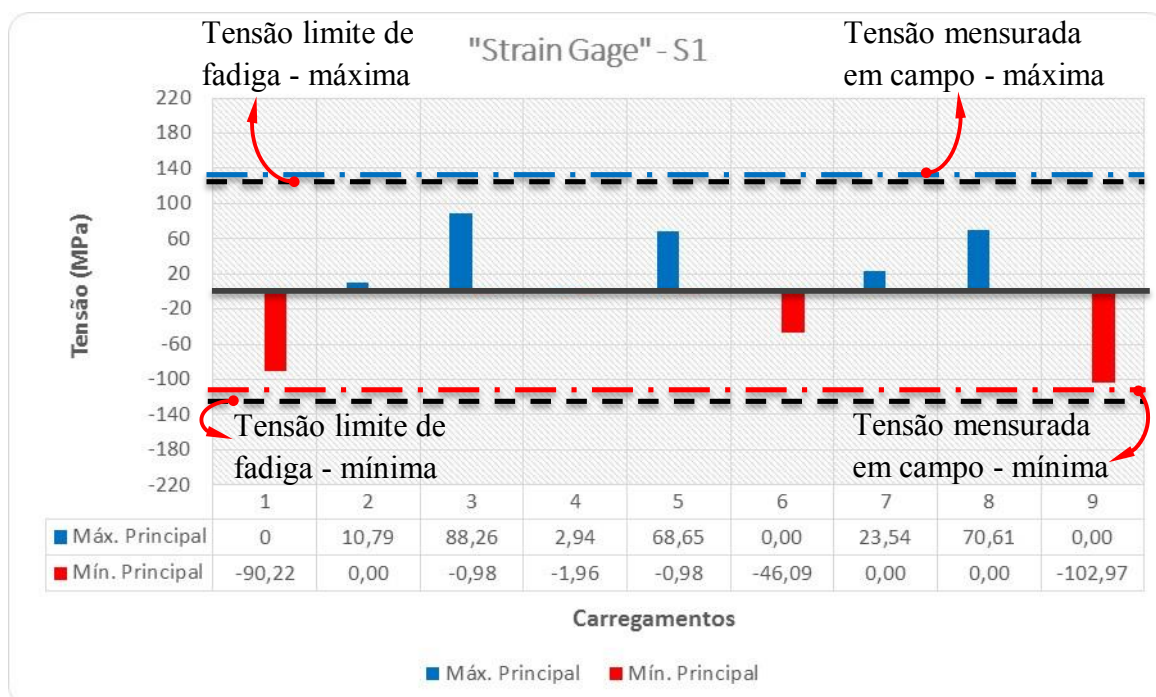
Observando os gráficos da Figura 58, primeiro para os valores de tensões máximas, é notório que os carregamentos 3, 5 e 8 geram os maiores valores de tensões, respectivas a ordem do carregamento citada, mas os valores de tensão máxima no “Strain Gage” S4 que é o local da falha é o menor entre os valores de tensões obtidos para cada um dos carregamentos 3,5 e 8.

Já os valores de tensões mínimas são maiores nos carregamentos 9,1 e 6 respectivamente. O carregamento 9 é uma combinação do carregamento 1 somado com o carregamento 4, a soma dos dois gerou a maior intensidade de tensão mínima. Os maiores valores de tensões mínimas, semelhante a tensão máxima, também não ocorrem no “Strain Gage” S4.

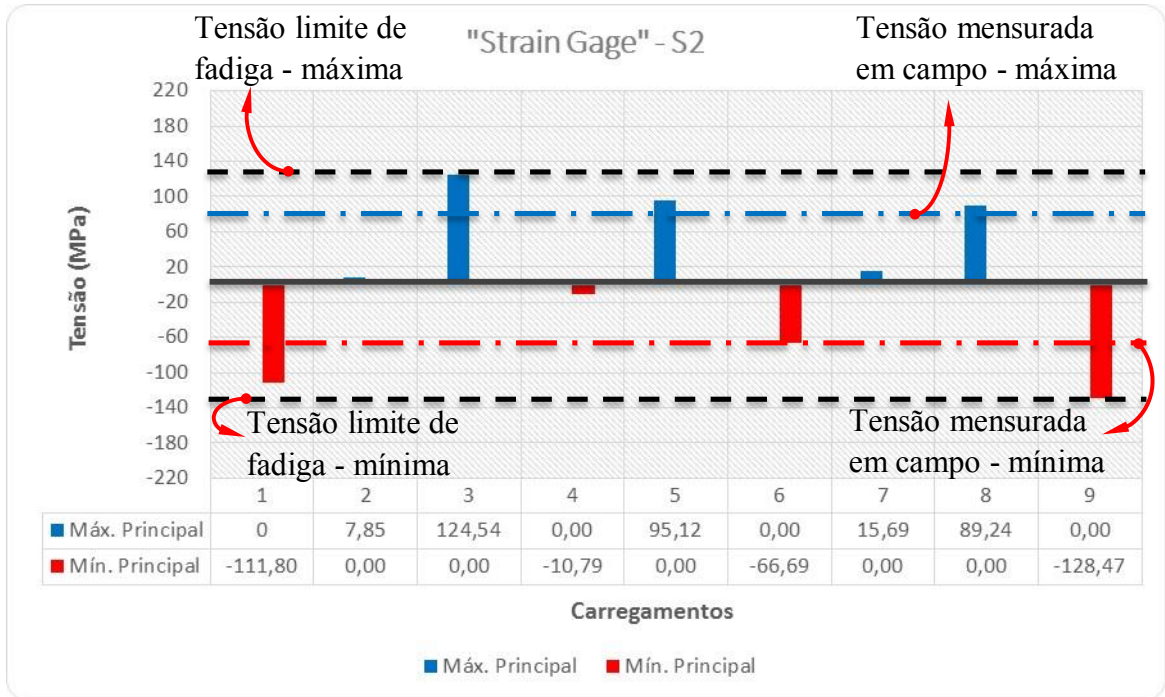
A Figura 59 permite comparar os valores obtidos através do método dos elementos finitos com as tensões obtidas na aquisição de dados e com as tensões limites de fadiga através de quatro gráficos.

Figura 59 – Gráficos representando os carregamentos de 1 a 9 no “Strain Gage” – S1, S2, S3 e S4.

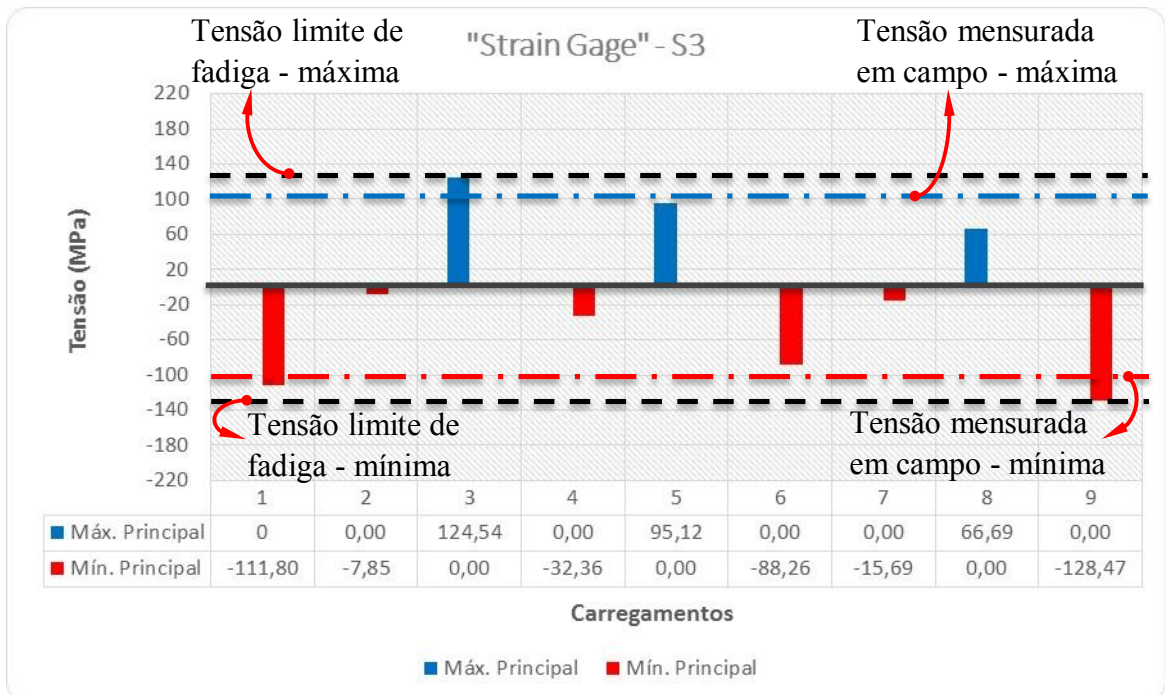
a) Carregamentos no Strain Gage S1.



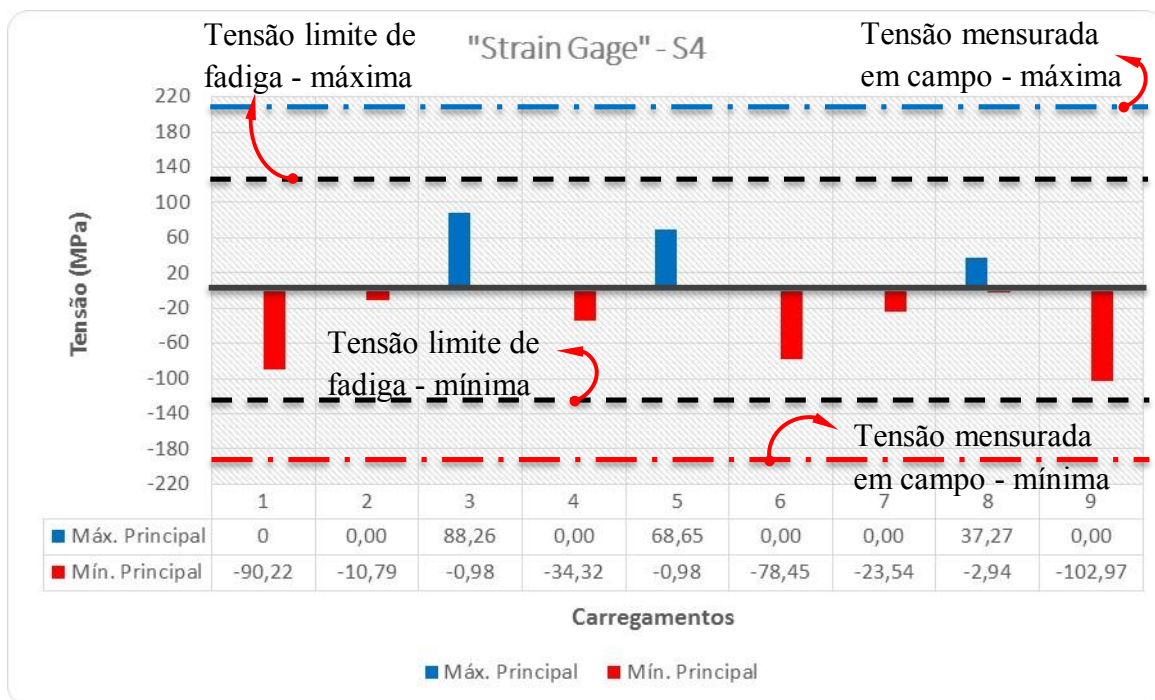
b) Carregamentos no Strain Gage S2.



c) Carregamentos no Strain Gage S3.



## d) Carregamentos no Strain Gage S4.



Tensão limite de fadiga máximo e mínimo - - - - -

Tensão máxima obtida em campo - . . . . .

Tensão mínima obtida em campo - - . . . . .

Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.

Avaliando os resultados de tensão para todos os tipos de carregamentos aplicados nas análises de elementos finitos na posição de todos os "Strain Gage" é possível avaliar os resultados:

"Strain Gage" S1, não foram ultrapassados os valores de tensão limite de fadiga do material, os valores obtidos em campo e não representa o local da falha.

"Strain Gage" S2, os carregamentos 1 e 9 geram tensões mínimas que representam respectivamente 84% e 97% do valor da tensão limite de fadiga do material e o carregamento 3 gera tensão máxima que representa 94% do valor limite de fadiga, já os valores de tensão máxima e mínima obtidos em campo foram bem inferiores representando 60% e 51%, tensão máxima e mínima, do valor da tensão limite de fadiga do material. O "Strain Gage" S2 não representa o local da falha.

“*Strain Gage*” S3, os carregamentos que geram as maiores tensões no “*Strain Gage*” S3 são iguais ao do carregamento do “*Strain Gage*” S2, os carregamentos 1 e 9 geram tensões mínimas que representam respectivamente 84% e 97% do valor da tensão limite de fadiga do material e o carregamento 3 gera tensão máxima que representa 94% do valor limite de fadiga, já os valores de tensão máxima e mínima obtidos em campo foram diferentes que no “*Strain Gage*” S2, representando 84% e 78,5%, tensão máxima e mínima respectivamente, do valor da tensão limite de fadiga do material. Os valores medidos em campo e os obtidos através do MEF estão mais próximos no entanto o “*Strain Gage*” S3 não representa o local da falha.

“*Strain Gage*” S4, os carregamentos 1, 6 e 9 que geram tensões mínimas representam respectivamente 68%, 59% e 78% do valor da tensão limite de fadiga do material e o carregamento 3 gera tensão máxima que representa 67% do valor limite de fadiga, já os valores de tensão máxima e mínima obtidos em campo foram bem superiores representando 162% e 146%, tensão máxima e mínima, do valor da tensão limite de fadiga do material. O “*Strain Gage*” S4 representa o local da falha.

Ainda com foco em obter qual o carregamento que poderia gerar a falha no suporte do mancal do cardan, para cada “*Strain Gage*” foi calculado o carregamento que gerou a tensão limite de fadiga e a tensão obtida na aquisição de dados em campo gerando o carregamento 10.

10 – Estimativas de forças em cada “*Strain Gage*” em função das forças aplicadas no modelo versus tensões geradas como resultados.

Com base nos carregamentos 1, 2 e 3 é possível estimar as forças atuantes em cada direção isolada para obtenção dos valores de tensões de estimativa do limite máximo de fadiga do material como também dos valores obtidos durante aquisição de dados em campo.

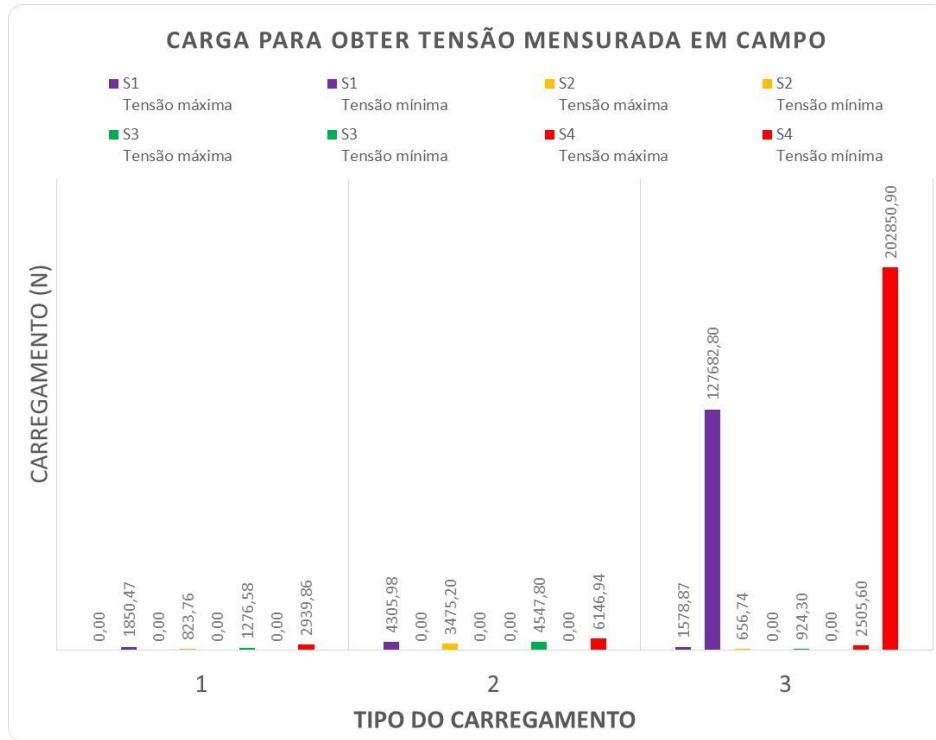
Foram avaliadas as correlações das tensões versus carregamentos 1, 2 e 3 na direção Z, Y e X respectivamente e devido a linearidade da análise foi possível estimar os carregamentos na direção indicadas para obter a mesma tensão adquirida em campo.

A análise é arbitrária e tem como objetivo conhecer qual a magnitude da força que atuou no sistema e que levou a falha do suporte do mancal do cardan. A Figura 60 são dois gráficos representando os carregamentos citados acima.

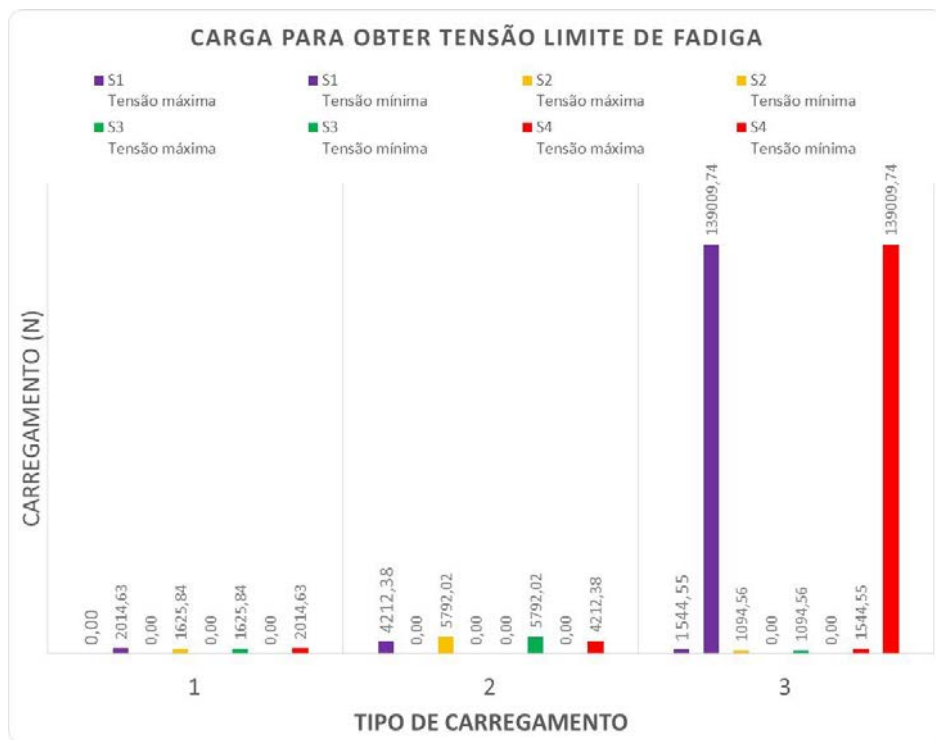
Um dos gráficos representa o carregamento em função da tensão limite de fadiga do material e o segundo referente as tensões obtidas em campo.

Figura 60 – Gráficos representando os carregamentos para obtenção de tensões limite de fadiga do material e tensões obtidas no campo.

a) Carregamento para obtenção do valor de tensão de limite de fadiga do material.



b) Carregamento para obtenção dos valores mensurados em campo.



Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.

O carregamento 3, longitudinal, para obtenção de tensões iguais às de limite de fadiga do material e tensões obtidas na aquisição de dados em campo são muito superiores aos considerados nas análises de elementos finitos e principalmente ao obtidos na análise analítica de cálculo das forças de cargas de mancais.

As análises em elementos finitos com as diversas condições de contorno (carregamento) apresentadas, incluindo os valores de carregamento oriundo da teoria apresentada no capítulo 3, apontam para valores de tensões inferiores aos obtidos na aquisição de dados durante operação do veículo de coleta de resíduos.

## 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

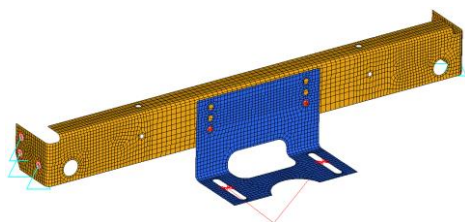
A iniciativa deste trabalho tinha como principal objetivo desenvolver o conhecimento da aplicação de cardans referente as especificações, análises e aprovações de linhas de transmissão de cardans segundo a atual teoria aplicada junto aos fornecedores. Houve muita dificuldade na obtenção de literatura que permitisse a aquisição de conhecimento, apenas com a indicação de que havia uma literatura, norma seção 7 da SAE, a qual continha o assunto proposto foi possível a continuidade do trabalho.

Embora a amostragem seja pequena, pois foi citado apenas a análise de um veículo, com base nos resultados de tensões obtidos da aquisição de dados em campo indicam que neste veículo, na aplicação, na rota, com a carga e demais características de testes os valores de carregamentos são praticamente o dobro dos considerados como condições de contornos nas análises de elementos finitos e muito superiores quando comparados com os valores de carregamento obtidos via cálculo analítico.

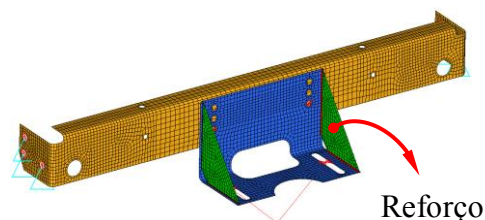
O problema da falha do suporte do mancal do cardan foi solucionado incluindo uma chapa triangular ligando os dois lados do “L” do suporte e conseqüentemente enrijecendo o suporte. A Figura 61 ilustra o suporte com o reforço.

Figura 61 – Suporte do mancal do cardan com reforço.

a) Suporte do mancal do cardan sem reforço



b) Suporte do mancal do cardan com reforço



Fonte: Imagem cedida pela Man Latin America

Mazzei Jr., Browne, Bulut, Lu, Chang, entre outros, recentemente estudaram influências como amortecimento devido forças de restituição do material, a própria deformação torcional que gera fatores de rigidez e amortecimento e conseqüentemente diferentes valores de velocidades até mesmo entre a entrada e saída do mesmo tubo de cardan, da própria folga entre os



componentes da junta universal inerente ao processo de fabricação, entre outras várias características influentes no sistema.

Com base no conhecimento adquirido durante a elaboração deste trabalho e mediante o conhecimento dos pesquisadores citados no estado da arte algumas conclusões podem ser listadas:

- ✓ A insistência dos pesquisadores em explicar ou buscar uma precisão desta análise vai ao encontro das divergências de resultados demonstrados.
- ✓ A análise de apenas um veículo, além do fato de ser vocacional, sugere que os estudos sejam realizados em maiores amostragem e em veículos comerciais.
- ✓ Atualmente a teoria aplicada vem sendo corrigidas com alguns fatores, por exemplo, a velocidade crítica é aprovadas somente se abaixo de 75% do valor calculado.
- ✓ Dificuldade de estudo em função de muitas variáveis.
- ✓ Alguns casos, que fogem das explicações teóricas, geram problemas principalmente vinculados à vibrações (devido as acelerações) e geram custos com recursos humanos e testes até a solução do problema.

Acredita ser possível a combinação de carregamentos nas análises de elementos finitos na intenção de obter explicação para os altos valores de tensões mensurados no campo, no entanto é um método empírico e gera dúvida, pois a direção do carregamento real é desconhecido. Por outro lado, a coleta de várias aquisições em diversos tipos de terrenos, aplicações, cargas, rotas, gera um banco de dados que poderá ser útil na tentativa de correlacionar as variáveis, de uma forma lógica e coerente, com os valores de tensões obtidos na prática. Este é um método empírico e normalmente utilizado por empresas que sem pressa e sem intenção de investimento neste campo de pesquisa aguardam pelo conhecimento através da experiência / tempo.

O método mais indicado para certificar a repetitividade do trabalho executado seria avaliar as influências das variáveis envolvidas isoladamente e assim como os pesquisadores citados no estado da arte confrontar os resultados com os previstos através da atual teoria contribuindo com a ciência através de novos conceitos e prever o comportamento dinâmico do eixo cardan com maior precisão.

Algumas sugestões de trabalhos para continuidade deste estudo seriam:

- ✓ Aquisitar maiores quantidades de dados em campo através de instrumentação possibilitando analisar aderência das medições á teoria (maior amostragem).



- ✓ Instalar extensômetros (Strain Gage) possibilitando identificar carregamento e tensão nas direções x, y, z simultaneamente, que por sua vez permite conhecer com maior precisão o comportamento dinâmico do sistema de linhas de transmissão de cardans.
- ✓ Continuar estudos de influências de rigidez e amortecimentos torcionais que atualmente não são considerados.
- ✓ Influências das forças dinâmicas do sistema de cardans sobre a rigidez torcional do chassi com diferentes carrocerias (implementos) causando ruídos e vibrações.
- ✓ Influência da rigidez do mancal do cardan na definição da frequência natural do sistema de cardans.
- ✓ Influência da rigidez dos mancais elastômeros do trem de força assim como a consideração de movimentação do eixo trativo, no qual a linha de transmissão está conectada, na definição da frequência natural do sistema de linha de transmissão de torque.
- ✓ Influência do atrito da luva dentada deslizante do último cardan durante transmissão de torque. A luva dentada deslizante absorve as variações de comprimentos em função do trabalho da suspensão do veículo.
- ✓ Influência da decomposição de forças das massas de cardans, em função dos pequenos ângulos dos cardans, na carga estática de mancal do sistema.

## 6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

A Discovery, C. (2003). <http://auto.howstuffworks.com/enlarge-image.htm?terms=transmission&page=17>. Retrieved abril 12, 2014, from howstuffworks: <http://auto.howstuffworks.com/enlarge-image.htm?terms=transmission&page=17>.

Asokanthan, S., & Wang, X.-H. (1996). Characterization of Torsional Instabilities in a Hooke's Joint Driven System Via Maximal Lyapunov Exponents. *Journal of Sound and Vibration*, 83-91.

Barbieri, J. C., & Álvares, A. T. (2011). Inovações nas Organizações Empresariais. *Pós-Graduação em Gestão de Negócios Automotivos*, pp. 1-19.

Bayrakceken, H., Tasgetiren, S., & Yavuz, I. (2007, Junho). Two Cases of Failure in the Power Transmission System on Vehicles: A Universal Joint Yoke and a Drive Shaft. *Engineering Failure Analysis*, 14(4), 716-724.

Brasil, C. d. (2011). [http://www.cummins.com.br/cla/downloads/\\_aplicacoes/\\_01Caminhoes/ISL\\_TRUCK\\_400.pdf](http://www.cummins.com.br/cla/downloads/_aplicacoes/_01Caminhoes/ISL_TRUCK_400.pdf). Retrieved abril 12, 2014, from www.cummins.com.br: <http://www.cummins.com.br/>.

Browne, M., & Palazzolo, A. (2009). Super Harmonic nonlinear lateral vibrations of a segmented driveline incorporating a tuned damper excited by non-constant velocity joints. *Journal of Sound and Vibration*, 334-351.

Bulut, G., & Parlar, Z. (2011, 06 12). Dynamic Stability of a Shaft System Connected Through a Hooke's Joint. *Mechanism and Machine Theory*, p. 2011.

Cambridge, U. o. (© 2013). © 2004-2013 University of Cambridge - *Bending moments and beam curvatures*. Retrieved Abril 20, 2014, from © 2004-2013 University of Cambridge. Except where otherwise noted, content is licensed under a Creative Commons Attribution-

NonCommercial-ShareAlike 2.0 UK: England & Wales License.:  
[http://www.doitpoms.ac.uk/tlplib/beam\\_bending/bend\\_moments.php](http://www.doitpoms.ac.uk/tlplib/beam_bending/bend_moments.php).

Chang, S. (2000). Torsional Instabilities and non-Linear Oscillation of a System Incorporating a Hooke's Joint. *Journal of Sound and Vibration*, 993-1002.

Dana Holding Corporation. (2012). *Dana Holding Corporation*. Retrieved abril 23, 2014, from Copyright © 2012 Dana Limited. All Rights Reserved:  
<http://www.dana.com/wps/wcm/connect/dext2lit/DANA+RESOURCE/Critical+Resource>.

Dent, M., & Harper, M. (1921). *Kinematics and Kinetics of Machinery*. (I. JOHN WILEY & SONS, Ed.) New York, USA: PRESS OF BRAUNWORTH ft CO. BOOK MANUFACTURERS BROOKLYN, N. Y..

Drivingfast. (2014). *Differentials*. Retrieved abril 19, 2014, from Drivingfast:  
<http://www.drivingfast.net/technology/differentials.htm>.

Éidinov, M., Nykro, V., & Éidinov, R. (1976, março). Torsional Vibration of a System with Hooke's Joint. *Plenum Publishing Corporation* , pp. 291-298.

Faria, L. G. (2011). *A CO-EVOLUÇÃO DOS ELEMENTOS DO SISTEMA*. UNESP - Universidade Estadual Paulista "Julio de Mesquita Filho", Araraquara.

Fisher, M. (Março-abril de 1997). Harvard Business Review. *Pós-Graduação Em Gestão de Negócios Automotivos*, pp. 105-116.

Gillespie, T. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. (I. Society of Automotive Engineers, Ed.) Pennsylvania: Society of Automotive Engineers, Inc.

Heiler, H. (2002). *Advanced Vehicle Technology* (2nd ed.). (H. Heiler, Ed.) Reed Educational and Professional Publishing Ltd.

Khoshravan, M. R., Paykani, A., & Akbarzadeh, A. (2011, Abril). Design and Modal Analysis of Composite Drive Shaft for Automotive Application. *International Journal of Engineering Science and Technology*, 3(4), 2543-2549.

Lechner, G., & Naunheimer, H. (1999). *Automotive Transmissions - Fundamentals, Selections, Design and Application*. (S.-V. B. Heidelberg, Ed.) Berlin, Germany: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

Lu, J., Xu, Y., Hu, C., Vakakis, A. F., & Bergman, L. A. (2013, 04 13). 5-DOF Dynamic Model of Vehicle Shimmy System with Clearance at Universal Joint in Steering Handling Mechanism. *Shock and Vibration*, pp. 951-961.

Lu, J.-W., Wang, G.-C., Chen, H., Vakakis, A. F., & Bergman, L. A. (2013). Dynamic Analysis of Cross Shaft Type Universal Joint with Clearance. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 3201-3205.

Mazzei Jr, A. J., Argento, A., & Scott, R. A. (1999). Dynamics Stability of a Rotating Shaft Driven Through a Universal Joint. *Journal of Sound and Vibration*, 19-47.

Mazzei Jr, A., & Scott, R. (2001). Principal Parametric Resonance Zones of a Rotating Rigid Shaft Driven Through a Universal Joint. *Journal of Sound and Vibration*, 555-562.

Mazzei Jr., A. J. (2011). Passage Through Resonance in a Universal Joint Driveline System. *Journal of Vibration and Control*, 667-677.

Mazzei Jr., A., & Scott, R. (2003). Effects of Internal Viscous Damping on the Stability of a Rotating Shaft Driven Through a Universal Joint. *Journal of Sound and Vibration*, 863-885.

McKay, R. F., & Mesch.E., M. A. (1915). *The Theory of Machines*. London: Edward Arnold.

Nash, W. (1990). *Resistência dos Materiais* (3rd ed.). (M. M. Filho, Ed.) São Paulo: Editora McGraw-Hill Ltda.

Reimpell, P.-I., Stoll, D., & Betzler, P.-I. (2001). *The Automotive Chassis: Engineering Principles* (2nd ed.). (B.-H. 2001, Ed.) Woburn: © Reed Elsevier and Professional Publishing Ltd 2001.

Sachs. (2014). *Motor Vehicle Clutches - Function and Design*. (A. M. Sachs, Ed.) Schweinfurt: Verlag Modern Industries.

SAE Spring Committee. (1989). *SAE Spring Design Manual*. (I. Society of Automotive Engineers, Ed.) Pennsylvania: Society of Automotive Engineers, Inc.

SAE, B. (2014). Dinâmica da Suspensão. In B. SAE, & S. Brasil (Ed.), *Prof. Omar Madureira* (pp. 1-75). São Paulo, Brasil: SAE Brasil.

Schwamb, S., Merrill, S. L., & James, S. H. (1921). *Elements of Mechanism*. New York and London: John Wiley & Sons, Inc. and Chapman & Hall, Limited.

Seherr-Thoss, D.-I. C., Schmelz, D.-I., & Aucktor, D.-I. (1992). *Universal Joints and Driveshafts - Analysis, Design and Applications*. Berlin, Germany: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

Shaver, R., & Chrysler Corporation. (1997). *Manual Transmission Clutch Systems*. (R. Shaver, & C. Corporation, Eds.) Pennsylvania: Society of Automotive Engineers, Inc.

Storozhenko, V. (2003). A Technique for Identification of the Principal Central Axis of Inertia in an inhomogeneous Rigid Body. *International Applied Mechanics*, 1464-1472.

Storozhenko, V. (2003). A Technique for Identification of the Principal Central Axis of Inertia in an inhomogeneous Rigid Body. *International Applied Mechanics*, 1464-1472.

Storozhenko, V. (2006). Issue of Stability and Accuracy in Identifying the Principal Axis of Inertia of an Inhomogeneous Rigid Body with a Rotating Hooke's Joint. *International Applied Mechanics*, 1311-1321.

Vatta, A. F. (2008, Fevereiro 8). Internal Damping in Rotating Shafts. *Mechanism and Machine Theory*, pp. 1376-1384.

Verri, L. B. (2014). © 2003-2014. *Administradores - O Portal da Administração*. Acesso em 25 de 02 de 2014, disponível em O Portal da Administração.: <http://www.administradores.com.br/artigos/tecnologia/a-velocidade-do-desenvolvimento-tecnologico-a-aplicacao-das-inovacoes-e-sua-difusao/70244/>

Wagner, P. E., & Cooney, C. (1979). *Universal Joint and Driveshaft Design Manual* (Vol. 7). (I. Society of Automotive Engineers, Ed.) Pennsylvania: Society of Automotive Engineers, Inc.

Wallentowitz, -P. D.-I. (2004). *Longitudinal Vehicle Dynamics* (4th ed.). (P. D.-I.-I. (ika), Ed.) Aachen, Germany: Vervielfältigungsstelle der Hochschule.

Yaghoubi, M., Mohtasebi, S. S., Jafary, A., & Khalegui, H. (2011, Fevereiro 01). Design, Manufacture and Evaluation of a New and Simple Mechanism for Transmission of Power Between Intersecting Shafts Up to 135 Degrees. *Mechanism and Machine Theory*, pp. 861-868.

Zaheer, M., & Islam, N. (2009, Dezembro 29). Reliability Analysis of Universal Joint of a Compliant Platform. *Fatigue & Fracture Of Engineering Materials & Structures*, pp. 408-419.

ZF Motion and Mobility, C. (n.d.). *Technical Training - PC Powertrains Components*. Retrieved abril 18, 2014, from © ZF Friedrichshafen AG: [http://www.zf.com/multimedia/zf\\_services/SACHS\\_PC\\_Powertrain/](http://www.zf.com/multimedia/zf_services/SACHS_PC_Powertrain/)

## APÊNDICE A

### A. PLANILHA DE CÁLCULO

#### A.1 INTRODUÇÃO

Durante as preparações das/ e análises como aquisição de dados em campo, aplicação do Método de Elementos Finitos e principalmente a análise analítica do sistema de cardans foi elaborada uma planilha de cálculo em um software muito conhecido que faz parte do pacote “office” da “Microsoft” e que também possui alternativas de versões de uso gratuitos na internet, o Excel. O objetivo principal da elaboração da planilha foi possibilitar a análise do sistema de cardans ainda durante a fase de projeto eliminando a necessidade ou dependência da análise do sistema de cardans por parte do fornecedor que normalmente demora em média 20 dias e se houver uma resposta negativa haverá necessidade de retrabalho do projeto, gerar novas informações e aguardar que novamente o projeto seja analisado pelo fornecedor. Há alguns “softwares” como o “ADAMS - Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems” – (Análises Dinâmica Automática de Sistemas Mecânico) que permite avaliar as condições dinâmicas de um sistema de linhas de transmissões através de cardans com muita precisão, no entanto, possui custo elevado se comparado com o Excel além de necessitar de um determinado tempo e profissional especializado para modelagem do sistema enquanto que na planilha é o tempo necessário para escrever as mesmas informações que seriam enviadas ao fornecedor. A planilha é composta basicamente por quatro abas de uma pasta de planilha de cálculo no Excel. A Figura A1 apresenta a base da planilha mostrando as quatro abas existentes.

Figura A1 – Abas da planilha de cálculo de sistema de cardans.

25	MINIMA RELAÇÃO DA TRANSMISSÃO	0,65
26	FATOR DE EFICIÊNCIA DA TRANSMISSÃO	1,00
27	DISTÂNCIA ENTRE - 1ª JUNTA UNIVERSAL E 1ª ROLAMENTO DA TRANSMISSÃO	500,00

PRONTO	INFORMAÇÕES DE ENTRADA	TABELAS DE VALIDAÇÃO	PROCESSAMENTO	RESULTADOS
--------	------------------------	----------------------	---------------	------------

Abas da planilha de cálculo de sistema de cardans

Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.

As abas das planilhas recebem o nome conforme sua função na planilha de cálculo.

1ª aba – INFORMAÇÕES DE ENTRADA – São as informações necessárias para que a planilha possa calcular um sistema específico de cardan.

2ª aba – TABELAS DE VALIDAÇÃO – Definidas algumas informações de entrada a tabela de validação determina os valores de alguns parâmetros.

3ª aba – PROCESSAMENTO – É o cérebro da planilha e efetua todos os cálculos com as considerações da aba das informações de entrada e dos parâmetros das tabelas de validação.

4ª aba – RESULTADOS – É a aba que expõe os resultados dos cálculos.

Das quatro abas apenas duas ficam visíveis, a 1ª e 4ª aba. Somente na aba das informações de entrada há manipulação de dados nos campos pré-determinados, enquanto que na aba de resultados o objetivo é verificar os resultados e critérios de aprovação.

## A.2 1ª aba – INFORMAÇÕES DE ENTRADA

As primeiras informações imputadas na planilha permite rastrear o veículo a que se refere a análise e também são informações que permitem calcular a distribuição de carga. A Figura A2 apresenta esta primeira parte das informações de entrada.

Figura A2 – Informações de rastreabilidade e distribuição de carga.

INFORMAÇÕES DO VEICULO				
APLICAÇÃO	Caminhão de Coleta de Resíduos			
MODELO	17.280 - Sem Rento - 6x2 - Transmissão Automática			
CONFIGURAÇÃO	6X2 - PUSHER			
TRANSMISSÃO	AUTOMÁTICA			
QUANTIDADE DE EIXOS DIANTEIROS	1,00	EIXO		
QUANTIDADE DE EIXOS TRASEIROS	2,00	EIXOS		
ENTRE EIXOS	4930,00	mm		
ENTRE EIXOS DIANTEIRO		mm		
ENTRE EIXOS TRASEIRO	1295,00	mm		
DISTRIBUIÇÃO DE CARGA E ALTURA DE CG				
	"CURB"	VAZIO - "EMPTY"	CARREGADO - GVW	BATENTE - "METAL TO METAL"
CARGA EIXO DIANTEIRO ANTERIOR	3650,00 kg	4220,00 kg	6500,00 kg	22750,00 kg
CARGA EIXO DIANTEIRO POSTERIOR	0,00 kg	0,00 kg	kg	0,00 kg
CARGA EIXO TRASEIRO ANTERIOR	0,00 kg	0,00 kg	9000,00 kg	9000,00 kg
CARGA EIXO TRASEIRO POSTERIOR	3060,00 kg	7830,00 kg	12000,00 kg	42000,00 kg
ALTURA DO CG	1000,00 mm	1300,00 mm	1800,00 mm	1800,00 mm

Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.



Os campos ficam automaticamente disponíveis quando estão sem cor, ou seja, em branco. Um veículo 6x2 não possui distância de entre eixos dianteiros, portanto, a célula referente a esta informação fica colorida. Da mesma forma o parâmetro de quantidade de eixos dianteiros não necessita ficar disponível para ser preenchido, pois através da informação de configuração tratativa do veículo, no caso 6x2, a planilha identifica nas tabelas de validação da 2ª aba qual a quantidade de eixos dianteiros e traseiros são necessários. A Figuras A3 apresenta como é a primeira parte da planilha para um veículo 4x2 e outro 8x2 respectivamente.

Figura A3 – Primeira parte da 1ª aba da planilha para veículo 4x2 e 8x2.

a) – 1ª aba da primeira parte da planilha para veículo 4x2.

INFORMAÇÕES DO VEICULO					
APLICAÇÃO	Caminhão de Coleta de Resíduos				
MODELO	17.280 - Sem Repto - 6x2 - Transmissão Automática				
CONFIGURAÇÃO	4X2				
TRANSMISSÃO	AUTOMÁTICA				
QUANTIDADE DE EIXOS DIANTEIROS	1,00	EIXO			
QUANTIDADE DE EIXOS TRASEIROS	1,00	EIXO			
ENTRE EIXOS	4930,00	mm			
ENTRE EIXOS DIANTEIRO		mm			
ENTRE EIXOS TRASEIRO	1295,00	mm			
DISTRIBUIÇÃO DE CARGA E ALTURA DE CG					
	"CURB"	VAZIO - "EMPTY"	CARREGADO - GVW	BATENTE - "METAL TO METAL"	
CARGA EIXO DIANTEIRO ANTERIOR	3650,00 kg	4220,00 kg	6500,00 kg	22750,00 kg	
CARGA EIXO DIANTEIRO POSTERIOR	0,00 kg	0,00 kg		0,00 kg	
CARGA EIXO TRASEIRO ANTERIOR	0,00 kg	0,00 kg	9000,00 kg	9000,00 kg	
CARGA EIXO TRASEIRO POSTERIOR	3060,00 kg	7830,00 kg	12000,00 kg	42000,00 kg	
ALTURA DO CG	1000,00 mm	1300,00 mm	1800,00 mm	1800,00 mm	
INFORMAÇÕES POWER TRAIN					
MÁXIMO TORQUE DO POWERTRAIN (Nm)	1050,00 Nm				

b) – 1ª aba da primeira parte da planilha para veículo 8x2.

INFORMAÇÕES DO VEICULO					
APLICAÇÃO	Caminhão de Coleta de Resíduos				
MODELO	17.280 - Sem Repto - 6x2 - Transmissão Automática				
CONFIGURAÇÃO	8X2 - PUSHER				
TRANSMISSÃO	AUTOMÁTICA				
QUANTIDADE DE EIXOS DIANTEIROS	2,00	EIXOS			
QUANTIDADE DE EIXOS TRASEIROS	2,00	EIXOS			
ENTRE EIXOS	4930,00	mm			
ENTRE EIXOS DIANTEIRO		mm			
ENTRE EIXOS TRASEIRO	1295,00	mm			
DISTRIBUIÇÃO DE CARGA E ALTURA DE CG					
	"CURB"	VAZIO - "EMPTY"	CARREGADO - GVW	BATENTE - "METAL TO METAL"	
CARGA EIXO DIANTEIRO ANTERIOR	3650,00 kg	4220,00 kg	6500,00 kg	22750,00 kg	
CARGA EIXO DIANTEIRO POSTERIOR	0,00 kg	0,00 kg		0,00 kg	
CARGA EIXO TRASEIRO ANTERIOR	0,00 kg	0,00 kg	9000,00 kg	9000,00 kg	
CARGA EIXO TRASEIRO POSTERIOR	3060,00 kg	7830,00 kg	12000,00 kg	42000,00 kg	
ALTURA DO CG	1000,00 mm	1300,00 mm	1800,00 mm	1800,00 mm	
INFORMAÇÕES POWER TRAIN					
MÁXIMO TORQUE DO POWERTRAIN (Nm)	1050,00 Nm				

Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.

A segunda parte da 1ª aba da planilha – Informações e Entrada é referente as informações do trem de força, todas informações como velocidade, torque, relações de diferencial, transmissão, raio estático do pneu, etc., são compiladas na segunda parte da aba. Assim como na primeira parte alguns parâmetros são pré-determinados através da aba de tabelas de validação. A Figura A4 apresenta a segunda parte da 1ª aba da planilha.

Figura A4 – Segunda parte da 1ª aba da planilha referente as informações do trem de força.

INFORMAÇÕES POWER TRAIN		
MÁXIMO TORQUE DO POWERTRAIN (Nm)	1050,00	Nm
MÁXIMA POTÊNCIA DO POWERTRAIN (HP)	273,00	HP
MÁXIMA ROTAÇÃO DO MOTOR (RPM)	2400,00	RPM
RELAÇÃO DO CONVERSOR DE TORQUE	1,98	:1
MÁXIMA RELAÇÃO DA TRANSMISSÃO	3,49	:1
MÍNIMA RELAÇÃO DA TRANSMISSÃO	0,65	:1
FATOR DE EFICIÊNCIA DA TRANSMISSÃO	1,00	
DISTÂNCIA ENTRE - 1ª JUNTA UNIVERSAL E 1º ROLAMENTO DA TRANSMISSÃO	500,00	mm
DISTÂNCIA ENTRE - 1ª JUNTA UNIVERSAL E 2º ROLAMENTO DA TRANSMISSÃO	150,00	mm
RELAÇÃO DO DIFERENCIAL DO EIXO TRASEIRO	6,83	:1
FATOR DE EFICIÊNCIA DO EIXO TRASEIRO	1,00	
RAIO DINÂMICO DO PNEU	0,491	m
COEFICIENTE DE ATRITO DO PNEU	1,000	

Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.

A terceira parte da 1ª aba da planilha – Informações e Entrada é referente as informações das propriedades dos materiais e especificações envolvidas no sistema de transmissão. Todas informações como torque admissível, densidade do material, coeficiente de elasticidade, etc., são compiladas na terceira parte da aba referente as informações de entrada. Alguns parâmetros são pré-determinados através da aba de tabelas de validação. A Figura A5 apresenta a terceira parte da 1ª aba da planilha.

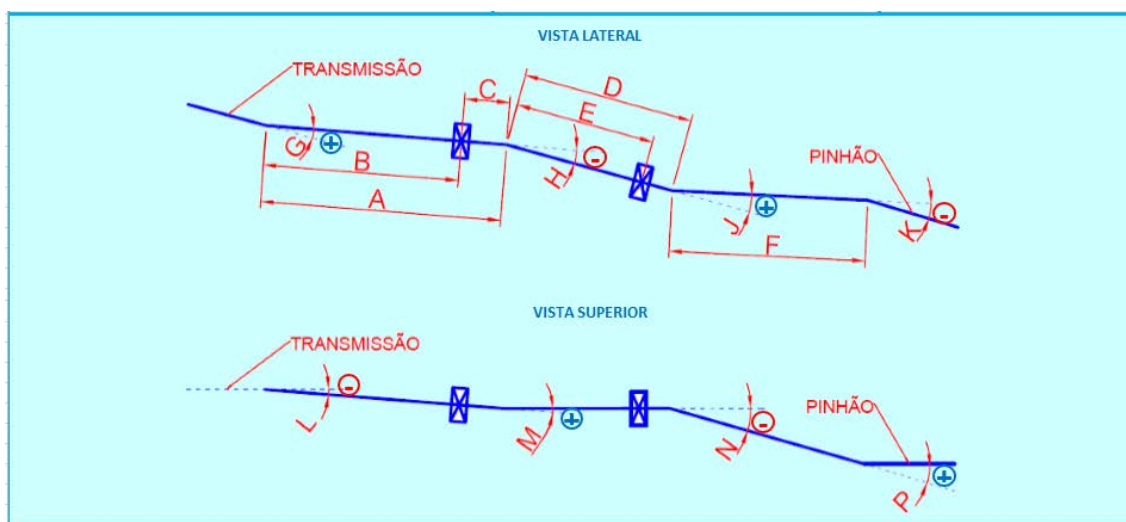
Figura A5 – Terceira parte da 1ª aba da planilha referente as informações do sistema de cardans.

INFORMAÇÕES DO DRIVELINE		
FABRICANTE	DANA	
SÉRIE DE YOKE	1710	
TORQUE ADMISSÍVEL DO CARDAN	13829,34	Nm
DIÂMETRO EXTERNO DO TUBO DO CARDAN	114,30	mm
DIÂMETRO INTERNO DO CUBO DO CARDAN	107,44	mm
MATERIAL DO CARDAN	AÇO	
DENSIDADE DO MATERIAL	7850,00	kg/m <sup>3</sup>
MÓDULO DE ELASTICIDADE DO MATERIAL	207000000000,00	N/m <sup>2</sup>
FATOR SEGURANÇA VELOCIDADE CRÍTICA 1º CARDAN	0,75	
FATOR SEGURANÇA VELOCIDADE CRÍTICA 2º CARDAN	0,75	
FATOR SEGURANÇA VELOCIDADE CRÍTICA 3º CARDAN	0,75	
QUANTIDADE DE CARDANS	3,00	CARDANS

Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.

Para preenchimento da quarta parte da 1ª aba da planilha, referente as informações de entrada, é necessário haver uma referência para indicar o ângulo correspondente com a nomenclatura adotada tanto para o ângulo quanto para o comprimento do sistema de cardans. A Figura A6 apresenta esta imagem de referência que também consta na 1ª aba da planilha.

Figura A6 – Imagem de referência nomeando cada ângulo com sua respectiva posição.



Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.

A quarta parte da 1ª aba da planilha – Informações e Entrada é referente as informações geométricas do sistema de transmissão. Todas informações ângulos, comprimentos e defasagem de garfos de cardans são compilados em uma tabela da quarta parte da aba referente as informações de entrada. A Figura A6 é referência para preenchimento na tabela. A Figura A7 apresenta a quarta parte da 1ª aba da planilha.

Figura A7 - Quarta parte da 1ª aba da planilha referente as informações geométricas do sistema com três cardans.

GEOMETRIA CARDANS														
POSIÇÃO	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P
METAL TO METAL - M/M	1126,3	984,4	141,9	577,0	435,1	1337,6	1,75	-2,05	-1,58	1,35	0,00	0,00	-1,05	1,05
GROSS VERTICAL WEIGHT - GVW	1126,3	984,4	141,9	577,0	435,1	1342,9	1,75	-2,05	-3,44	3,74	0,00	0,00	-1,05	1,05
EMPTY	1126,3	984,4	141,9	577,0	435,1	1343,7	1,75	-2,05	-4,58	4,90	0,00	0,00	-1,05	1,05
CURB		0,0			0,0									
REBOUND		0,0			0,0									
FULL REBOUND		0,0			0,0									
							Side View Angle				Top View Angle			
Defasagem do Yoke do Cardan	1º CARDAN			2º CARDAN			3º CARDAN							
	0			90			0							

Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.

A Figura A7 apresenta a tabela de informações geométricas com todos os campos em branco devido a seleção de 3 cardans que pode ser observado na Figura A7, no entanto, quando o sistema é composto por um ou dois cardans a coloração da tabela automaticamente se ajusta indicando nas células em branco os campos que devem ser preenchidos. A Figura A8 apresenta as imagens da tabela referente as duas possibilidades, um ou dois cardans. Quando o sistema é composto por um cardan há menores quantidades de comprimentos, quantidades de ângulos e possibilidades de defasagem dos garfos do cardan. A quantidade de cardans orienta a coloração ou não dos campos da tabela da quarta parte da 1ª aba da planilha.

Figura A8 - Quarta parte da planilha referente as informações geométricas do sistema com um ou dois cardans.

a) – Quarta parte da 1ª aba da planilha referente as informações geométricas do sistema com um cardan.

GEOMETRIA CARDANS														
POSIÇÃO	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P
METAL TO METAL - M/M	1126,3	984,4	141,9	577,0	435,1	1337,6	1,75	-2,05	-1,58	1,35	0,00	0,00	-1,05	1,05
GROSS VERTICAL WEIGHT - GVW	1126,3	984,4	141,9	577,0	435,1	1342,9	1,75	-2,05	-3,44	3,74	0,00	0,00	-1,05	1,05
EMPTY	1126,3	984,4	141,9	577,0	435,1	1343,7	1,75	-2,05	-4,58	4,90	0,00	0,00	-1,05	1,05
CURB		0,0			0,0									
REBOUND		0,0			0,0									
FULL REBOUND		0,0			0,0									
							Side View Angle				Top View Angle			
Defasagem do Yoke do Cardan	1º CARDAN			2º CARDAN			3º CARDAN							
	0			90			0							

b) – Quarta parte da 1ª aba da planilha referente as informações geométricas do sistema com dois cardans.

GEOMETRIA CARDANS														
POSIÇÃO	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P
METAL TO METAL - M/M	1126,3	984,4	141,9	577,0	435,1	1337,6	1,75	-2,05	-1,58	1,35	0,00	0,00	-1,05	1,05
GROSS VERTICAL WEIGHT - GVW	1126,3	984,4	141,9	577,0	435,1	1342,9	1,75	-2,05	-3,44	3,74	0,00	0,00	-1,05	1,05
EMPTY	1126,3	984,4	141,9	577,0	435,1	1343,7	1,75	-2,05	-4,58	4,90	0,00	0,00	-1,05	1,05
CURB		0,0			0,0									
REBOUND		0,0			0,0									
FULL REBOUND		0,0			0,0									
							Side View Angle				Top View Angle			
Defasagem do Yoke do Cardan	1º CARDAN			2º CARDAN			3º CARDAN							
	0			90			0							

Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.

Perceba que os campos disponíveis para preenchimento se alteram. Após o preenchimento completo da 1ª aba da planilha de cálculo o resultado poderá ser observado na 4ª aba da planilha referente aos resultados.

### A.3 4ª aba – RESULTADOS

Conforme já comentado a 2ª e 3ª aba da planilha são independentes e juntas definem alguns parâmetros e efetuam os cálculos necessários para análise de um sistema de linha de transmissão de torque através de cardans. Os resultados são apresentados na 4ª aba.

Na primeira parte da 4ª aba são apresentados os ângulos de defasagem dos cardans definidos e informados na 1ª aba. São informados novamente apenas como reforço da definição adotada, em seguida é avaliado o torque incidente na linha de transmissão de cardan para cada condição de carregamento do veículo e confrontando com a especificação de torque admissível informado na 1ª aba e informando se aprovado ou não.

De mesmo modo são verificadas se as velocidades as quais os cardans estarão sujeitos ultrapassam as velocidades críticas calculadas pela planilha e são indicadas sua aprovação ou não. Com base nesta análise é possível corrigir parâmetros do projeto, visando atingir a aprovação.

Aumentar a série do garfo de transferência de torque do cardan, aumentar o diâmetro ou a espessura do tubo, diminuir o comprimento do tubo do cardan, etc., são recursos que permite atingir a aprovação, no entanto, podem interferir em outras características como os ângulos dos cardans e afetar características já aprovadas como por exemplo as acelerações de forma geral. A Figura A9 apresenta a 1ª parte da 4ª aba da planilha referente aos resultados.

Figura A9 – 1ª parte da 4ª aba da planilha referente aos resultados de Transferência de torque e velocidade crítica do sistema.

Defasagem do Yoke do Cardan			1º CARDAN	2º CARDAN	3º CARDAN
			0	90	0
SÉRIE DE YOKE					
YOKE	Torque Power Train - (Nm)	Torque Admissível Yoke especificado (Nm)	Torque atuante no Yoke No escorregamento do pneu - (Nm)		
			GVW	EMPTY	CURB
1710	7255,71	13829,34	13324,94	7496,93	2706,18
CONCLUSÃO		APROVADO	TRAÇÃO	TRAÇÃO	ESCORREGAMENTO
ROTAÇÃO CRÍTICA					
Descrição	Rotação Crítica - função de $\omega_n$ (RPM)	Rotação Máxima - PowerTrain (RPM)	Vel. Máx. Veículo (km/h) (RPM Rotação Crítica)	Vel. Máx. Veículo (km/h) (RPM Rotação Máxima)	CONCLUSÃO
1º Cardan	11221,61	3692,31	304,12	100,07	APROVADO
2º Cardan	42757,44		1158,79		APROVADO
3º Cardan	7956,29		215,63		APROVADO

Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.

A segunda parte da 4ª aba da planilha – Resultados é referente as características cinemáticas do sistema de transmissão de torque através de cardans. Com base nas informações de velocidade do trem de força, relações de engrenamento e ângulos de desalinhamento do sistema de cardans são calculadas as acelerações torcionais e inerciais e confrontadas com os critérios de aprovação do fornecedor. Os resultados são apresentados na segunda parte da 4ª aba da planilha – Resultados. Veja Figura A10.

Figura A10 – 2ª parte da 4ª aba da planilha referente aos resultados de acelerações torcionais e inerciais.

		CINEMÁTICA					
DESCRIÇÃO		GVW	EMPTY	CURB	M/M	REBOUND	FULL REBOUND
ACELERAÇÃO TORSIONAL (rad/s <sup>2</sup> )	RESULTADO	✓ 54,36	✓ 91,49	✓ 0,00	✓ 85,47	✓ 0,00	✓ 0,00
	CRITÉRIO	500,00	500,00	500,00	500,00	500,00	500,00
	CONCLUSÃO	APROVADO	APROVADO	APROVADO	APROVADO	APROVADO	APROVADO
ACELERAÇÃO INERCIAL - DRIVE (rad/s <sup>2</sup> )	RESULTADO	✓ 559,22	✗ 971,44	✓ 0,00	✓ 153,60	✓ 0,00	✓ 0,00
	CRITÉRIO	1000,00	1000,00	1000,00	1000,00	1000,00	1000,00
	CONCLUSÃO	APROVADO	APROVADO	APROVADO	APROVADO	APROVADO	APROVADO
ACELERAÇÃO INERCIAL - COAST (rad/s <sup>2</sup> )	RESULTADO	✓ 721,53	✗ 1242,92	✓ 0,00	✓ 235,75	✓ 0,00	✓ 0,00
	CRITÉRIO	1000,00	1000,00	1000,00	1000,00	1000,00	1000,00
	CONCLUSÃO	APROVADO	REPROVADO	APROVADO	APROVADO	APROVADO	APROVADO

Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.

A terceira parte da 4ª aba da planilha – Resultados é referente as características de carga de mancal do sistema de transmissão de torque através de cardans.

Com base nas informações de torque do motor, relações de engrenamento e ângulos de desalinhamento do sistema de cardans são calculadas as cargas estáticas e dinâmicas dos mancais e confrontadas com os critérios de aprovação do fornecedor. A carga de mancal também pode ser definida em função do torque atuante no escorregamento do pneu quando este é inferior ao torque disponível pelo motor e suas relações de engrenamento.

O cálculo é definido em função da quantidade de cardans que compõem o sistema. No caso de apenas um cardan o cálculo da carga se refere ao rolamento que se encontra dentro da transmissão. Está análise o fornecedor não executa.

Quando o sistema é composto por dois cardans o cálculo da carga de mancal se refere ao mancal do 1º cardan. Quando o sistema é composto por três cardans as cargas de mancais se referem ao mancal do 1º e 2º cardan. A Figura A11 apresenta a terceira parte da 4ª aba da planilha referente aos resultados.

Figura A11 – 3ª parte da 4ª aba da planilha referente aos resultados de cargas de rolamento ou mancais.

CARGA DE MANCAL							
DESCRIÇÃO		GVW	EMPTY	CURB	M/M	REBOUND	FULL REBOUND
CARGA ROLAMENTO - 1 CARDAN (N)	RESULTANTE ESTÁTICA - FRS	---	---	---	---	---	---
	RESULTANTE DINÂMICA - FRD	---	---	---	---	---	---
	FRS + FRD	---	---	---	---	---	---
CRITÉRIO		334,00	334,00	334,00	334,00	334,00	334,00
CONCLUSÃO		---	---	---	---	---	---
CARGA MANCAL - 2 CARDANS CARGA 1ª MANCAL - 3 CARDANS (N)	RESULTANTE ESTÁTICA - FRS	238,99	239,11	---	238,59	---	---
	RESULTANTE DINÂMICA - FRD	277,92	278,25	---	277,32	---	---
	FRS + FRD	⊗ 516,91	⊗ 517,37	---	⊗ 515,91	---	---
CRITÉRIO		334,00	334,00	334,00	334,00	334,00	334,00
CONCLUSÃO		REPROVADO	REPROVADO	---	REPROVADO	---	---
CARGA 2ª MANCAL - 3 CARDANS (N)	RESULTANTE ESTÁTICA - FRS	284,04	373,12	---	160,31	---	---
	RESULTANTE DINÂMICA - FRD	302,21	393,47	---	148,70	---	---
	FRS + FRD	⊗ 586,25	⊗ 766,59	---	⊗ 309,01	---	---
CRITÉRIO		334,00	334,00	334,00	334,00	334,00	334,00
CONCLUSÃO		REPROVADO	REPROVADO	---	APROVADO	---	---

Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.

A quarta parte da 4ª aba da planilha – Resultados é referente aos complementos de informações referentes as características de carga de mancal. Nesta parte da 4ª aba da planilha são informados os quadrantes das posições angulares das forças estáticas e dinâmicas atuantes nos mancais. A Figura A12 apresenta a quarta parte da 4ª aba da planilha referente aos resultados.

Figura A12 – 4ª parte da 4ª aba da planilha referente aos quadrantes de posicionamento dos resultados de cargas estáticas e dinâmicas atuantes nos mancais.

POSICIONAMENTO ANGULAR DA CARGA DE MANCAL - INFORMATIVO							
DESCRIÇÃO		GVW	EMPTY	CURB	M/M	REBOUND	FULL REBOUND
CARGA ROLAMENTO - 1 CARDAN (N)	RESULTANTE ESTÁTICA - FRS	---	---	---	---	---	---
	RESULTANTE DINÂMICA - FRD	---	---	---	---	---	---
	FRS + FRD	---	---	---	---	---	---
	FRS + FRD	---	---	---	---	---	---
CARGA MANCAL - 2 CARDANS CARGA 1ª MANCAL - 3 CARDANS (N)	RESULTANTE ESTÁTICA - FRS	2º Quad 174,236479385 011°	2º Quad 173,680657512 865°	---	3º Quad 184,286828535 746°	---	---
	RESULTANTE DINÂMICA - FRD	4º Quad 355,045977062 498°	4º Quad 354,572387024 898°	---	1º Quad 3,68730577116 634°	---	---
	FRS + FRD	2º Quad 174,236479385 011°	2º Quad 173,680657512 865°	---	3º Quad 184,286828535 746°	---	---
	FRS + FRD	1º Quad 57,7791227172 372°	1º Quad 76,7483235107 416°	---	1º Quad 57,7791227172 372°	---	---
CARGA 2ª MANCAL - 3 CARDANS (N)	RESULTANTE ESTÁTICA - FRS	1º Quad 57,7791227172 372°	1º Quad 76,7483235107 416°	---	1º Quad 57,7791227172 372°	---	---
	RESULTANTE DINÂMICA - FRD	4º Quad 305,099876149 804°	4º Quad 282,590588154 784°	---	4º Quad 305,099876149 804°	---	---
	FRS + FRD	1º Quad 57,7791227172 372°	1º Quad 76,7483235107 416°	---	1º Quad 57,7791227172 372°	---	---
	FRS + FRD	1º Quad 57,7791227172 372°	1º Quad 76,7483235107 416°	---	1º Quad 57,7791227172 372°	---	---

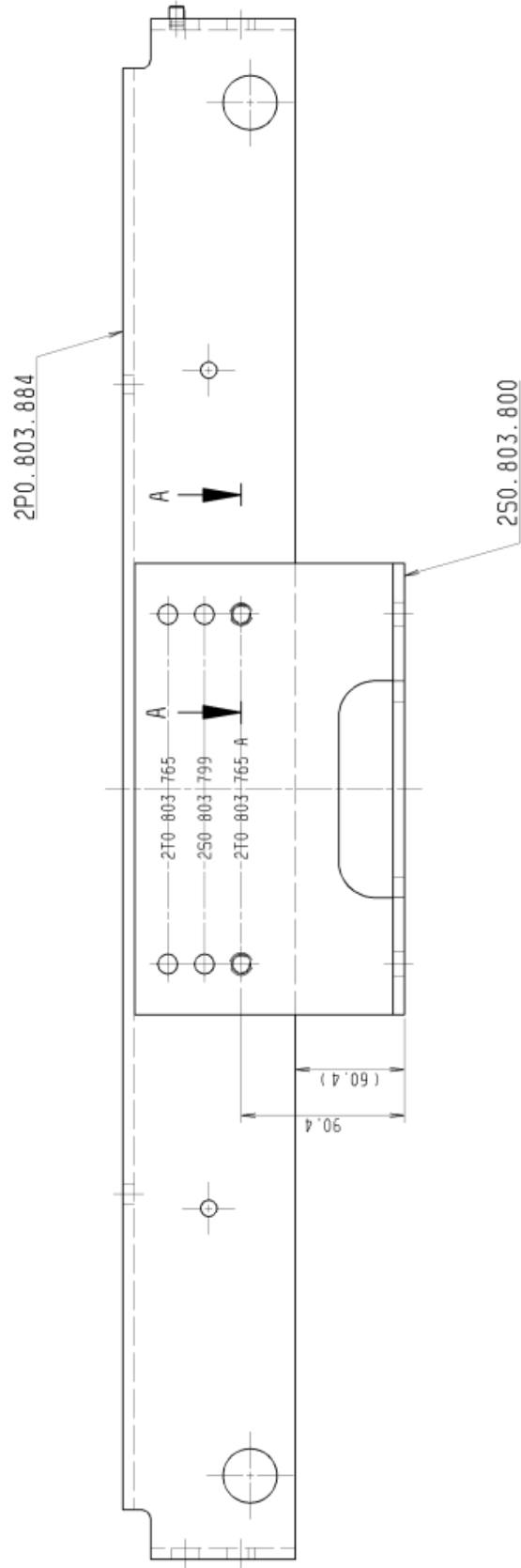
Fonte: Imagem desenvolvida pelo próprio autor.

Com este trabalho foi possível antecipar as análises que antes eram executadas pelos fornecedores evitando que o projeto fique “congelado” até aprovação ou ainda pior com retrabalhos devido a reprova pelo fornecedor.



**ANEXO A – DESENHO DO SUPORTE DO MANCAL DO CARDAN.**

Vista Frontal  
Front View  
Somente para 2T0.803.765.A  
Only for 2T0.803.765.A



**ANEXO B – VISTA FRONTAL E LATERAL DO SUPORTE DO MANCAL DO  
CARDAN.**

