

GILVAN CÉSAR DE CASTRO CORREARD

PROJETO DE UMA RODA PARA COMPORTA VAGÃO USANDO ELEMENTOS
FINITOS

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

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

Guaratinguetá
2006

Ficha catalográfica preparada na Seção de Aquisição e Tratamento da Informação da Biblioteca – FEG/UNESP

C824p	<p>Correard, Gilvan César de Castro</p> <p>Projeto de uma roda para comporta vagão usando elementos finitos./Gilvan César de Castro Correard. Guaratinguetá, 2006</p> <p>159f.: il.;</p> <p>Bibliografia: f.114-116</p> <p>Inclui apêndice</p> <p>Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2006.</p> <p>Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva</p> <p>1. Métodos numéricos, 2. cálculos mecânicos, 3. comportas hidráulicas I. Título</p> <p>CDU 519.615</p>
-------	---

UNESP  UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

PROJETO DE UMA RODA PARA COMPORTA VAGÃO USANDO
ELEMENTOS FINITOS

GILVAN CÉSAR DE CASTRO CORREARD

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE

“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROJETOS E MATERIAIS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-
GRADUAÇÃO

Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Jr.
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
Orientador / UNESP – FEG

Prof. Dr. JOÃO ZANGRANDI FILHO
UNESP – FEG

Prof. Dr. ANSELMO MONTEIRO ILKIU
UNITAU - TAUBATÉ

Fevereiro de 2006

DADOS CURRICULARES

GILVAN CÉSAR DE CASTRO CORREARD

NASCIMENTO	17.04.1970 – GUARATINGUETÁ / SP
FILIAÇÃO	Carlos Alberto Freire Correard Maria José Vieira de Castro Correard
1988/1992	Curso de Graduação Universidade de Taubaté - UNITAU
2003/2006	Mestrado Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá – UNESP

Dedicatória

de modo especial, aos meus pais Carlos e Maria José, pelo apoio ao longo de toda minha vida acadêmica e profissional, à minha esposa Marcela e as minhas filhas Eduarda, Fernanda e Roberta que foram as grandes incentivadoras para que eu continuasse meus estudos.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus por minha vida, saúde, inteligência, dom, família e meus amigos.

À minha esposa *Marcela*, pela compreensão às horas dedicadas a este propósito e que sempre me apoiou nos momentos de trabalho e estudo.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva* pelo auxílio, para que o estudo aqui apresentado fosse realizado.

Agradeço, também, às funcionárias da Biblioteca do Campus de Guaratinguetá, às secretárias da pós-graduação, que são muito atenciosas com os alunos, estando sempre dispostas a cooperar.

Ao colega de trabalho *Willy Roger Mendonça* que me auxiliou no modelamento dos componentes e na análise por elementos finitos.

Agradeço a Alstom do Brasil S.A., em particular nas pessoas dos engenheiros *Antônio Carlos Tonini e José Paulo Grandó*, pelo apoio, direcionamento profissional e incentivo no estudo realizado.

Epígrafe

“A sabedoria não cria o gênio,
mas oferece-lhe, por vezes,
oportunidade para se revelar “

Leoni Kaseff

Correard, G. C. C. **Projeto de Uma Roda para Comporta Vagão Usando Elementos Finitos**. Guaratinguetá, 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

RESUMO

O objetivo desta pesquisa foi apresentar um método de análise para a solução de problemas de contato por elementos finitos e o cálculo dos componentes mecânicos que fazem parte do projeto de uma roda de aço. Foi demonstrado passo a passo à execução de um cálculo analítico da roda de uma Comporta Vagão, calculando as cargas radial e axial presentes, verificando a tensão de Hertz, as tensões localizadas no cubo da roda, as tensões atuantes no eixo e a seleção do rolamento. Após esta etapa retiraram-se os parâmetros iniciais que foram utilizados no cálculo analítico para buscar o cálculo por elementos finitos. Assim, foram definidas as superfícies de contato, a geometria dos componentes, a malha, as restrições, as condições de contorno e por fim a análise dos resultados encontrados antes e após o projeto. Dessa maneira, podê-se determinar com precisão os pontos de concentração de tensão para eliminação as falhas. Com a busca deste cálculo, usando a análise por Elementos Finitos, respaldado pelo cálculo analítico, foi possível reduzir o diâmetro da roda para obter ganhos em massa para este tipo de equipamento que usa uma quantidade alta de rodas (acima de 100 rodas), sem alteração da confiabilidade das peças durante seu funcionamento.

PALAVRAS-CHAVE: Rodas de aço, métodos numéricos, cálculos mecânicos, comportas hidráulicas.

Correard, G. C. C. **Project of a Wheel of Fixed Wheel Gate by Finite Element Analysis**. Guaratinguetá, 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

ABSTRACT

The objective of this research was to present an analysis method for the solution of contact problems for finite elements and the calculation of the mechanical components that are part of the project of a steel wheel. It was demonstrated step by step the execution of an analytic calculation of the wheel of a Fixed Wheel Gate, calculating the radial and axial loads present, verifying the Hertz pressure, the concentrated stresses in the hub of the wheel, the acting stresses in the shaft and hub, and the selection of the roller bearings. After this stage the initial parameters were used in the analytic calculation in order to obtain the calculation using finite elements. After this, it was defined the contact surfaces, the geometry of the components, the mesh, the restrictions, the real constraints and finally the analysis of the results found before and after the project. After this calculation, the other analysis was established in order to determine the points of concentration stress accurately for the elimination of fails. In order to obtain the calculation, using Finite Elements, by the analytic calculation it was possible to reduce the diameter of the wheel to obtain earn in mass for this type of equipment that uses a high amount of wheels (above 100 wheels), without alteration of the reliability of the parts during the operation.

KEYWORDS: Steel wheels, numerical methods, mechanical calculation, hydraulic gates

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 –	Vista da Comporta Vagão modelada em MDT.....	31
Figura 2 –	Foto de uma Comporta Vagão em seu local de instalação	32
Figura 3 –	Esquema básico de uma Usina Hidrelétrica	34
Figura 4 –	Vista da roda com suas peças	35
Figura 5 –	Corte longitudinal da roda com suas peças.....	35
Figura 6 –	Vista do anel de aço da roda	36
Figura 7 –	Vista do eixo	36
Figura 8 –	Corte longitudinal de um rolamento autocompensador de rolos .	37
Figura 9 –	Rolamento autocompensador de rolos com duas carreiras de rolos.....	37
Figura 10 –	Problema de contato com duas esferas em contato.....	38
Figura 11 –	Problema de contato com a esfera em uma superfície côncava esférica	40
Figura 12 –	Problema de contato com rolos à compressão	42
Figura 13 –	Problema de contato de um rolo sobre uma superfície plana	43
Figura 14 –	Divisão do carregamento para comporta de superfície em áreas equivalentes.....	53
Figura 15 –	Divisão do carregamento para comporta de fundo em áreas equivalentes.....	55
Figura 16 –	Carregamento sobre a comporta no plano.....	63
Figura 17 –	Carregamento sobre a comporta em vista isométrica	64
Figura 18 –	Carga de compressão externa atuante sobre a roda e dimensões principais da roda	70
Figura 19 –	Carregamento externo atuante sobre o eixo bi-apoiado.....	75
Figura 20 –	Diagrama de esforços cortantes no eixo	78
Figura 21 –	Diagrama de momento fletor no eixo	79
Figura 22 –	Geometria do eixo modelado no programa <i>ANSYS</i> [®] 9.0	82
Figura 23 –	Pressão aplicada sobre a peça no eixo y	83
Figura 24 –	Restrição tipo engaste radial nos diâmetros externos do eixo	83

Figura 25 –	Malha aplicada no eixo	84
Figura 26 –	Perfil deformado da peça no eixo y (escala não verdadeira)	85
Figura 27 –	Tensão de cisalhamento atuante sobre o eixo	85
Figura 28 –	Tensão de Von Mises atuante sobre o eixo.....	86
Figura 29 –	Modelamento da geometria realizado para a região de contato da roda no programa <i>ANSYS</i> [®] 9.0.....	88
Figura 30 –	Restrições e carga aplicada na região de contato da roda.....	88
Figura 31 –	Malha aplicada para a roda e região de contato com o caminho de rolamento.....	89
Figura 32 –	Condições de contorno e restrições introduzidas.....	90
Figura 33 –	Máxima pressão de contato na roda em vista isométrica [MPa] .	91
Figura 34 –	Máxima tensão de contato na roda em vista lateral [MPa].....	91
Figura 35 –	Pontos concentradores de tensão no eixo x decorrentes da aplicação da carga externa [MPa]	92
Figura 36 –	Pontos concentradores de tensão em vista lateral [MPa].....	92
Figura 37 –	Tensão de cisalhamento máxima na extremidade da roda [MPa]..	93
Figura 38 –	Ampliação do campo de tensão de cisalhamento máximo [MPa]	93
Figura 39 –	Deformação no eixo y decorrente da aplicação da força externa [mm]	94
Figura 40 –	Ampliação do campo de deformações no eixo y [mm]	94
Figura 41 –	Ampliação da deformação no eixo y [mm].....	95
Figura 42 –	Geometria da roda no programa <i>ANSYS</i> [®] 9.0	96
Figura 43 –	Restrições e carregamento da roda no programa <i>ANSYS</i> [®] 9.0.....	96
Figura 44 –	Restrições e carga aplicadas mostradas em uma vista lateral	97
Figura 45 –	Malha aplicada com o elemento SOLID95.....	97
Figura 46 –	Condições de contorno aplicadas na geometria modificada da roda.....	98
Figura 47 –	Máxima tensão de contato na roda com as novas restrições [MPa].....	98
Figura 48 –	Máxima tensão de contato nas extremidades da roda [MPa].....	99

Figura 49 –	Máxima tensão de contato na vista lateral da superfície de rolamento da roda [MPa]	99
Figura 50 –	Pontos concentradores de tensões na roda em vista ampliada [MPa].....	100
Figura 51 –	Tensão de cisalhamento máxima localizada nas extremidades [MPa]	100
Figura 52 –	Profundidade em que ocorre a tensão de cisalhamento máxima [MPa].....	101
Figura 53 –	Deformação por deslocamento no eixo y gerada pela carga aplicada [mm].....	101
Figura 54 –	Deslocamento no eixo y em vista isométrica ampliada [mm]	102
Figura 55 –	Deslocamento no eixo y em vista lateral ampliada [mm].....	102
Figura 56 –	Geometria modificada da roda para novo diâmetro modelado.....	104
Figura 57 –	Geometria modificada com novo diâmetro externo e carga externa aplicada.....	104
Figura 58 –	Malha aplicada para o novo diâmetro externo da roda	105
Figura 59 –	Carregamento externo aplicado ao novo diâmetro da roda	105
Figura 60 –	Restrições aplicadas ao novo diâmetro da roda	106
Figura 61 –	Tensões atuantes no eixo x para o novo diâmetro da roda [MPa] .	106
Figura 62 –	Tensões máximas nas extremidades no novo diâmetro [MPa].....	107
Figura 63 –	Tensões máximas nas extremidades em vista ampliada [MPa]	107
Figura 64 –	Tensão de cisalhamento máxima atuante no plano xy [MPa].....	108
Figura 65–	Profundidade onde ocorre à máxima tensão de cisalhamento para o novo diâmetro da roda [MPa]	108
Figura 66 –	Deslocamento no eixo y de maneira geral [mm]	109
Figura 67 –	Deslocamento no eixo y em uma vista lateral [mm].....	109
Figura 68 –	Deslocamento no eixo y ampliado [mm]	110
Figura 69 –	Deslocamento no eixo y em uma vista lateral ampliada [mm].....	110
Figura A 3.1 –	Comporta Vagão montada em sua ranhura	156
Figura A 3.2 –	Modelo paramétrico para Comporta Vagão.....	157

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 –	Constantes para calcular os semi-eixos da elipse de contato	42
Tabela 2 –	Modelos de possibilidades de análise de contato pelo <i>ANSYS</i> [®] 9.0	48
Tabela 3 –	Tensões admissíveis para o material da roda e pista de rolamento conforme estabelecido no item da NBR8883	61
Tabela 4 –	Tensões admissíveis para o material do eixo conforme estabelecido no item da NBR8883.....	62
Tabela 5–	Carga hidráulica atuante versus casos de carga possíveis	66
Tabela 6 –	Carga total na comporta versus casos de carga possíveis	66
Tabela 7 –	Distribuição de vigas e rodas para igual carregamento hidrostático.....	69
Tabela A.4.1 –	Lista de materiais com tensões de escoamento e dureza Brinell.....	158

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AISC	- American Institute of Steel Construction
AWS	- American Welding Society
DIN	- Deutsche Industrie Normem
NBR	- Norma Brasileira Registrada
CAD	- Computer Aided Design
MDT	- Mechanical Desktop
CAE	- Computer Aided Engineering
MEF	- Método de Elementos Finitos

LISTA DE NORMAS CITADAS NO TRABALHO

DIN 19704	Hydraulic Steel Structures – Criteria for Design and Calculation
DIN 19705	Hydraulic Steel Plants – Design and Construction
NBR 8883	Cálculo de Comportas Hidráulicas
NBR 7259	Comportas Hidráulicas – Terminologia

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Distância para centralização do rolamento	[mm]
a	Raio da esfera	[mm]
a	Raio do círculo de contato	[mm]
a	Semi-eixo da elipse de contato	[mm]
A	Área	[mm ²]
A	Coefficiente para semi-eixo de contato	---
A_s	Área da seção do eixo	[mm ²]
b	Semi-eixo da elipse de contato	[mm]
b	Largura da área retangular de contato	[mm]
B	Largura do rolamento	[mm]
B	Coefficiente para semi-eixo de contato	---
B_L	Vão livre	[mm]
C_o	Capacidade de carga estática do rolamento	[kN]
C	Capacidade de carga dinâmica do rolamento	[kN]
D_1	Diâmetro do eixo na seção 1	[mm]
D_2	Diâmetro do eixo na seção 2	[mm]
D_3	Diâmetro do eixo na seção 3	[mm]
D_{ret}	Diâmetro do eixo na seção do retentor	[mm]
d	Diâmetro da esfera	[mm]
d_1	Diâmetro da esfera 1	[mm]
d_2	Diâmetro da esfera 2	[mm]
d_r	Diâmetro externo da roda	[mm]
D	Diâmetros	[mm]
D_e	Diâmetro externo do rolamento	[mm]
D_{ri}	Diâmetro interno da roda	[mm]
d_i	Diâmetro interno do rolamento	[mm]
∂A	Porção infinitesimal de área	---
∂x	Porção infinitesimal de distância	---
e	Fator para seleção do rolamento	---
$e_1; e_2$	Espessura da cabeceira nos apoios 1 e 2	[mm]
$e_{adotada}$	Espessura adotada	[mm]
E	Módulo de elasticidade do material	[MPa]
E_1	Módulo de elasticidade da esfera 1	[MPa]
E_2	Módulo de elasticidade da esfera 2	[MPa]
E_s	Módulo de elasticidade do aço	[MPa]
f	Flecha ou deslocamento	[mm]
F	Carga atuante sobre a estrutura	[kN]
F_a	Carga axial na roda	[kN]
F_{ra}	Carga axial máxima no rolamento (caso normal/ocasional)	[kN]
F_{rae}	Carga axial máxima no rolamento (caso excepcional)	[kN]
F_r	Carga radial na roda	[kN]
F_r	Carga radial máxima no rolamento (caso normal/ocasional)	[kN]
F_{re}	Carga radial máxima no rolamento (caso normal/ocasional)	[kN]
F_r	Carga preponderante na roda	[kN]

F_{rn}	Carga radial na roda para caso normal	[kN]
F_{ro}	Carga radial na roda para caso ocasional	[kN]
F_{re}	Carga radial na roda para caso excepcional	[kN]
h	Altura a ser vedada	[m]
h_k	Profundidade	[mm]
$h_{m\acute{a}x}$	Profundidade onde ocorre o máximo cisalhamento	[mm]
H	Altura manométrica	[m]
H	Altura de água sobre a soleira	[m]
H_f	Carga hidráulica no frontal a montante	[m]
H_g	Altura do nível do lago até o eixo de aplicação da força	[m]
H_L	Altura livre	[mm]
H_m	Carga hidráulica na soleira a montante	[m]
H_t	Altura manométrica total sobre a soleira	[m]
$h_v; H_v$	Altura vedada	[mm]
$I; I_1; I_2; I_3$	Momento de Inércia do eixo nas seções 1, 2 e 3	[mm ⁴]
k	ndice para número dos componentes (vigas, rodas, etc)	---
L	Largura da roda	[mm]
L	Distância entre centros dos apoios	[mm]
L_v	Vo vedado	[mm]
L_r	Largura de contato efetiva da roda	[mm]
L_{10}	Vida nominal básica do rolamento	[h]
M	Constante do semi-eixo “a” da elipse de contato	---
M	Momento fletor	[kN.m]
$M_{m\acute{a}x}$	Momento fletor máximo	[kN.m]
n	Quantidade de vigas ou rodas	---
N	Constante do semi-eixo “b” da elipse de contato	---
n_{ciclos}	Número de ciclos de movimento da comporta	---
n_g	Número de vigas	---
n_p	Número de painéis	---
n_r	Número de rodas	---
N	Quantidades de equipamentos	---
$NA_{m\acute{a}x}$	Elevação do nível de água excepcional montante	[m]
NA_{oca}	Elevação do nível de água ocasional montante	[m]
NA_{nor}	Elevação do nível de água normal montante	[m]
NA_{jus}	Elevação do nível de água jusante	[m]
NA_{sol}	Elevação da soleira	[m]
N_c	Quantidade de comportas	---
N_R	Quantidade de rodas	---
N_s	Elevação da soleira	[m]
N_t	Quantidade total de rodas no projeto	---
P	Capacidade de carga dinâmica equivalente	[kN]
P	Força externa de compressão	[kN]
P	Pressão estática	[mca]
p	Expoente de cáculo da vida do rolamento	---
P'	Força de compressão por unidade de comprimento	[kN/m]
P'	Força de compressão admissível na roda de aço	[MPa]

P_{adm}	Pressão ou tensão admissível de Hertz	[MPa]
$P_{m\acute{a}x}$	Pressão máxima	[MPa]
P_{hertz}	Pressão ou tensão de Hertz	[MPa]
P_o	Carga estática equivalente (caso normal/ocasional)	[kN]
P_{rn}	Carga estática requerida (caso excepcional)	[kN]
P_{oe}	Carga estática equivalente (caso normal/ocasional)	[kN]
P_{re}	Carga estática requerida (caso excepcional)	[kN]
Q_m	Carga hidráulica na comporta a montante	[kN]
Q_t	Carga hidráulica total na comporta a montante	[kN]
R_{a1}	Reação no apoio 1	[kN]
R_{a2}	Reação no apoio 2	[kN]
R	Raio	[mm]
r	Raio de arredondamento do canto da banda de rodagem	[mm]
r	Índice para posição de rodas	---
r_1	Curvatura do ponto de contato 1	[mm]
r_2	Curvatura do ponto de contato 2	[mm]
r'_1	Curvatura do ponto de contato 1	[mm]
r'_2	Curvatura do ponto de contato 2	[mm]
r_a	Raio de arredondamento	[mm]
S_o	Fator de segurança estático (caso normal/ocasional)	---
S_{oe}	Fator de segurança estático (caso excepcional)	---
t	Espessura	[mm]
V	Esforço Cortante	[kN]
v	Índice para posição de vigas	---
v	Velocidade da comporta	[mm/s]
$W; W_1; W_2$	Módulo de resistência a flexão do eixo nas seções 1 e 2	[mm ³]
Y	Distância dos componentes (vigas e rodas)	[mm]
Y_0	Fator de carga estática do rolamento	---
Y_1	Fator da vida do rolamento	---
Y_k	Posição das vigas horizontais e rodas	[mm]
x	Distância do ponto de aplicação da carga até a soleira	[mm]
α	Constante para cálculo do semi-eixo "a" da elipse de contato	---
β	Constante para cálculo do semi-eixo "b" da elipse de contato	---
β	Coefficiente para posicionamento	---
β_r	Coefficiente para posicionamento de rodas	---
β_v	Coefficiente para posicionamento de vigas	---
δ	Densidade d'água	[kN/m ³]
λ	Deformação local da esfera	[mm]
λ	Coefficiente de redução para largura de placa	---
γ	Peso específico da água	[kN/m ³]
μ	Coefficiente de Poisson do aço	---
$\bar{\sigma}$	Tensão admissível do material	[MPa]
$\bar{\sigma}_{norm}$	Tensão admissível do material para caso normal	[MPa]
$\bar{\sigma}_{ocas}$	Tensão admissível do material para caso ocasional	[MPa]

$\bar{\sigma}_{\text{excep}}$	Tensão admissível do material para caso excepcional	[MPa]
σ_n	Tensão normal atuante no eixo	[MPa]
σ_f	Tensão de flexão atuante no eixo	[MPa]
σ_{comp}	Tensão combinada ou tensão de von Mises atuante no eixo	[MPa]
θ	Ângulo	---
τ	Tensão de cisalhamento	[MPa]
$\tau_{\text{máx}}$	Tensão de cisalhamento máxima	[MPa]
τ_{med}	Tensão de cisalhamento média	[MPa]

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE NORMAS CITADAS NO TRABALHO

LISTA DE SÍMBOLOS

1	INTRODUÇÃO	21
1.1	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	21
1.2	CONSIDERAÇÕES GERAIS	23
1.3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
1.4	OBJETIVOS	28
1.5	CONTRIBUIÇÕES.....	28
2	DEFINIÇÕES BÁSICAS DA COMPORTA VAGÃO	30
2.1	INTRODUÇÃO	30
2.2	NOMENCLATURA DOS COMPONENTES DA RODA	36
3	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	38
3.1	TEORIA DE TENSÃO DE CONTATO OU PRESSÃO DE HERTZ...	38
3.2	SOLUÇÃO DE PROBLEMAS DE CONTATO UTILIZANDO O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	45
3.3	MÉTODO PARA DETERMINAR O ESPAÇAMENTO DAS VIGAS HORIZONTAIS E DAS RODAS DA COMPORTA.....	53
4	CÁLCULO DOS COMPONENTES	57
4.1	CÁLCULO ANALÍTICO DOS COMPONENTES	57
4.2	SIMULAÇÃO NUMÉRICA COM ELEMENTOS FINITOS	82
4.3	CÁLCULO DA RODA (ANALÍTICO)	103
5	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	111
6	COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES	112
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	114
	APÊNDICE A.1 – DESENVOLVIMENTO DE UM PROBLEMA DE CONTATO DE HERTZ NO PROGRAMA <i>PATRAN</i> ®	117

APÊNDICE A.2 – EXEMPLO DE CÁLCULO DA RODA EM PLANILHAS EXCEL	143
APÊNDICE A.3 – GLOSSÁRIO	155
APÊNDICE A.4 –LISTA DE MATERIAIS COM TENSÕES DE ESCOAMENTO E DUREZA BRINELL	158

1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo é apresentada uma introdução geral sobre a dissertação, abrangendo desde a importância do trabalho, passando por uma revisão sobre os assuntos relacionados, objetivos a serem alcançados e finalmente, uma explicação detalhada sobre a estrutura da dissertação.

1.1 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A seguir são apresentados os resumos dos 7 capítulos e dos apêndices que a seguir serão discutidos com maiores detalhes.

No capítulo 1, faz-se a introdução desta dissertação, indicando-se as considerações gerais, a revisão bibliográfica, fixando os objetivos e a contribuição referente ao estudo de um projeto de uma roda de comporta vagão.

No capítulo 2, define-se a terminologia do equipamento, fornecendo maiores detalhes de uma comporta vagão e explica cada um dos componentes da roda, associados a suas respectivas figuras, fornecendo a idéia de sua geometria.

No capítulo 3, comenta-se a teoria de tensão de Hertz, o método de análise para a solução de problemas de contato por elementos finitos e descreve a seqüência para determinar o espaçamento das vigas horizontais e das rodas de aço da comporta.

No capítulo 4, que é o objetivo desta dissertação, mostra-se passo a passo à execução de um cálculo analítico do conjunto da roda da Comporta Vagão, determinando as cargas radial e axial presentes, verificando a pressão de contato ou tensão de Hertz, tensões localizadas no cubo da roda, tensões atuantes no eixo, seleção do rolamento estático e dinâmico, passando uma introdução à tecnologia aplicada no cálculo destes componentes. Desta introdução será possível extrair os parâmetros iniciais para realizar a análise e busca do cálculo pelo método de elementos finitos, detalhando-se o modelamento realizado, destacando a geometria dos componentes e analisando os resultados encontrados antes e após o projeto.

No capítulo 5, mostra-se a discussão dos resultados após a conclusão do projeto dos componentes.

No capítulo 6, mostra-se os comentários e as conclusões ao trabalho ora desenvolvido.

No capítulo 7, indica-se as referências bibliográficas.

No apêndice A.1, indica-se o desenvolvimento de um problema de contato de Hertz no programa *Patran*[®].

No apêndice A.2, mostra-se um exemplo de cálculo da roda em planilhas Excel.

No apêndice A.3, indica-se um glossário dos termos utilizados no equipamento.

No apêndice A.4, indica-se uma lista dos materiais utilizados para eixo, roda e pista de rolamento, com suas respectivas características mecânicas.

1.2 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Todo cálculo mecânico é baseado em métodos matemáticos que geralmente possuem erros introduzidos por aproximações. Em alguns casos, quando se necessita conhecer a dimensão mínima que um determinado componente resiste ao esforço ao qual está submetido, é conveniente que o método por elementos finitos possa ser respaldado por um método já comprovado, seja por uma análise experimental ou um cálculo analítico. Por este motivo, utiliza-se o cálculo em elementos finitos para comprovar as dimensões e resistência destes componentes.

Portanto, a finalidade deste trabalho é realizar uma análise em componentes mecânicos de um Equipamento Hidromecânico de grande porte, utilizado em larga escala em Aproveitamentos Hidroelétricos, Projetos Hidráulicos de Usinas Hidrelétricas, Barragens, Eclusas de Navegação, Estações de Bombeamento e Tratamento de Efluentes, chamado de Comporta Vagão.

Para isto, será utilizado o programa comercial *ANSYS*[®] versão 9.0 no qual a roda, o eixo e a superfície de rolamento serão modelados através do método de elementos finitos, primeiramente em 2-D para depois ser feito um modelo 3-D com o intuito de correlacionar os resultados encontrados em ambos os casos.

Quando se utilizam certos componentes em equipamentos não seriados, é interessante a realização de um processo de busca de um projeto de maneira a se obter uma estrutura que apresente ganhos em: massa (menor massa), custo (maior lucro) e funcionamento (maior segurança).

A utilização da ferramenta de elementos finitos (CAE) principalmente quando se busca o cálculo, quando aliada à ferramenta de desenho (CAD), reduz os ciclos de projeto e fabricação, reduzindo o cronograma de entrega do equipamento, a entrada em operação e a possibilidades de falhas.

Para buscar um projeto, os parâmetros geométricos necessariamente devem variar, de forma a se atingir o resultado desejado. Esse resultado pode basear-se em custo de projeto (menor tempo de projeto), custo de fabricação (menor ciclo, menor gasto de energia, utilização de máquinas menores, facilidade de fabricação, redução

de matéria prima). Geralmente, os resultados desejados devem propiciar uma maior confiabilidade do produto final, com bom desempenho do equipamento em funcionamento e a satisfação do cliente.

1.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A seguir é apresentada uma revisão bibliográfica referente aos temas envolvidos neste trabalho.

Devido ao fato de não existir muitas referências com respeito a artigos e textos sobre o assunto abordado na bibliografia, este trabalho é de suma importância na busca de respostas para a análise de contato realizada.

Erbisti (2002) ressalta que o primeiro passo no dimensionamento de uma comporta consiste na determinação da carga hidrostática atuante sobre o paramento, nas diversas posições ocupadas pela comporta. O valor máximo de carga hidrostática ocorre com a comporta fechada e o reservatório em seu nível máximo, e no caso de comportas submetidas à pressão d'água em ambos os lados, com o reservatório inferior em seu nível mínimo.

Segundo o autor, é conveniente que as vigas horizontais e as rodas de aço da comporta fiquem igualmente carregadas, fazendo com que todas possam ser fabricadas com o mesmo perfil (diâmetro versus largura). Isto é feito dividindo-se o diagrama de pressão hidrostática em áreas equivalentes

Ainda segundo o autor, as rodas são projetadas para resistir à carga hidrostática que atua sobre o tabuleiro, recomendando-se que sua localização seja determinada de forma que todas recebam a mesma parcela de carga hidrostática. As rodas podem ser montadas sobre mancais de rolamento autocompensadores. Para estes casos a superfície da roda pode ser cilíndrica, pois esses mancais permitem pequenos deslocamentos angulares do eixo. Na seleção do rolamento, devem ser observadas as recomendações quanto aos valores limites de desalinhamento angular entre os anéis interno e externo. Para se evitar o enfraquecimento das rodas montadas sobre mancais de rolamento, o diâmetro externo do rolamento não deve exceder 80% do diâmetro da roda.

Ainda segundo o autor, o dimensionamento da roda é feito em função da pressão de contato. Dependendo da geometria da superfície de rolamento da roda e do caminho de rolamento, o contato é retangular ou elíptico. O contato retangular ocorre exclusivamente no caso de rodas cilíndricas apoiadas sobre caminhos de rolamento planos. Caso a roda tenha superfície de rolamento convexa ou o caminho de rolamento apresente uma curvatura no plano horizontal, o contato é elíptico. O diâmetro e a largura da roda são calculados em função da pressão de contato de Hertz.

Faires (1966) ressalta que uma árvore é um elemento que gira transmitindo potência e que um eixo é um elemento fixo suportando rodas rotativas, polias, etc. Por influência dos dias das carroças e carruagens, a palavra eixo é usada para veículos.

Segundo o autor, o movimento dos elementos ou peças de uma máquina exige necessariamente superfícies de apoio, algumas das quais devem suportar diversos tipos de carga e velocidade de operação. Além disso, quando se têm uma relação entre cargas e velocidades de operação elevadas, as folgas, o comprimento e diâmetro das peças de apoio devem ser dimensionadas corretamente. Portanto, deve-se utilizar mancais de apoio. O mesmo diz que um mancal é constituído de duas partes principais: o munhão, que é a parte interna, cilíndrica, usualmente com movimento de rotação ou oscilação, e o mancal, propriamente dito ou superfície de apoio.

Ainda segundo o autor, existem diversos tipos de mancais, entre os quais podem ser destacados os mancais de deslizamento e os mancais de rolamento. A vantagem mais importante dos mancais de rolamento é a de que o atrito na partida não é superior ao de operação, em contraste com o atrito inicial de metal com metal que se observa nos mancais de deslizamento. Isto significa dizer que o coeficiente de atrito varia pouco com a carga e a velocidade, exceto nos casos extremos. Essa propriedade torna os mancais de rolamentos particularmente indicados para elementos de máquinas que devem sofrer paradas e partidas freqüentemente e ou que partem sob carga, como os eixos de carros ferroviários e em nosso caso particular da Comporta Vagão. Uma outra característica dos diversos tipos de

mancais de rolamentos é a de que eles são capazes de suportar esforços radiais e axiais. Os mancais de rolamento requerem pouco lubrificante e pequena manutenção; ocupam um espaço axial menor que os mancais lisos, mas um espaço radial maior; são mais ruidosos e mais caros que estes últimos e têm vida limitada como decorrência das altas tensões (repetidas) em suas pistas, o que resulta em eventual falha por fadiga que não será estudada neste texto.

Ainda segundo o autor, Hertz baseou-se nas suposições de comportamento elástico de um material isotrópico, com carregamento normal à superfície, e uma área de contato cujas dimensões são em comparação relativamente pequenas com os raios de curvatura e com as dimensões dos corpos. Sua análise revelou que a intensidade de pressão P entre duas superfícies curvas gerais, é representada nesta superfície de contato, pelas ordenadas de uma semi-elipse construída sobre a mesma.

A conclusão do autor, em seu estudo de contato entre superfícies de esferas de aço, foi de que quando dois corpos elásticos com superfícies curvadas são pressionados um contra o outro, o ponto inicial ou linha de contato se modifica para uma área de contato, devido à deformação, e um estado tridimensional de tensão é induzido em ambos os corpos. Para definir o perfil da área de contato foi assumido que a curvatura dos dois corpos pudesse ser aproximada através de superfícies de segundo-grau. Para tais corpos, a área de contato encontrada foi uma elipse. O contato é suposto sem atrito. Quando não há nenhum deslize relativo entre as superfícies onde o contato se desenvolve, o problema é modificado a menos que as duas esferas sejam precisamente semelhantes.

Juvinall (1967), ressalta que máquinas ordinárias de teste de dureza do tipo penetração medem a habilidade de um material para resistir à deformação plástica quando submetidas a tensões de contato produzidas por uma carga que é normalmente estática. Apoios de extremidade de vigas, rolos de ponte, e rodas em vagões podem operar com cargas substancialmente estáticas. Por outro lado, aplicações de engenharia mais importantes que envolvem tensões de contato são associadas com o carregamento dinâmico. Quando as superfícies têm um ponto teórico de contato ou linha de contato carregadas em compressão, fracassa-se ao

considerar que a deflexão dá uma resposta absurda que a tensão de compressão é infinita para qualquer carga, porém desprezada. Assim, até mesmo uma estimativa grosseira destas tensões requer uma consideração para deflexão.

Segundo o autor, Timoshenko, Goodier e outros continuaram o grande trabalho de Hertz e concluíram uma importante consideração de tensão que ocorre abaixo da superfície, no interior da zona de contato. Estes estudos revelaram tensões de cisalhamento importantes abaixo da superfície de contato.

Ainda, segundo o autor, a capacidade de cargas envolvidas no carregamento de contato depende das tensões elásticas nominais dos materiais envolvidos no contato e são computadas pelas equações de Hertz. Uma superfície que desliza (ou até mesmo que tem uma tendência para deslizar) gera tensões de cisalhamento nas superfícies de contato; o deslizamento cria atrito, que aquece gerando tensões térmicas que alteram as propriedades dos materiais em contato; filmes líquidos lubrificantes alteram o carregamento da superfície; as tensões de trabalho são normalmente altas e também localizadas, dando origem a tensões residuais.

Neves (1960) ressalta que a pressão hidrostática é a pressão unitária num ponto de uma massa líquida homogênea em equilíbrio e é igual à pressão num ponto de cota superior, aumentada da pressão corresponde à coluna líquida da altura manométrica, sendo esta igual ao peso de um prisma líquido de base unitária e altura igual ao desnível entre os dois pontos. Portanto, a pressão exercida num ponto se transmite integralmente a todos ou outros, aumentada (ou diminuída) da pressão exercida pelo líquido entre eles, bastando-se, conhecer a pressão num ponto qualquer para poder determinar a pressão num outro, em função das suas cotas.

Segundo o autor, o centro de pressão ou centro de empuxo é o ponto de aplicação da pressão total que atua sobre a superfície de um corpo imerso em um líquido em repouso. Nas superfícies planas e horizontais o centro de pressão coincide com o centro de gravidade, mas se a superfície é vertical ou inclinada, o centro de pressão está sempre abaixo do centro de gravidade. A posição do centro de pressão ou centro de empuxo pode ser determinada pelas distâncias aos dois planos coordenados XY e ZY da geometria da barragem.

Timoshenko (1982) ressalta a tensão máxima de compressão ocorre no centro da elipse de contato para o caso de contato elíptico e devem ser calculados os semi-eixos destas elipses de contato com coeficientes α e β determinados pelo mesmo.

Youngs (1989) ressalta que a teoria de Hertz indica as tensões máximas de compressão que ocorrem no centro das superfícies de contato de um cilindro e um elemento plano, mas não as tensões máximas de cisalhamento, que ocorrem no interior dos elementos em compressão. A teoria assume que o comprimento do cilindro e as dimensões da placa são infinitos. Para um cilindro curto e uma chapa com largura inferior a 5 ou 6 vezes a área de contato, ou com espessura inferior a 5 ou 6 vezes a profundidade do ponto onde ocorre à tensão cisalhante máxima, as tensões de trabalho poderão variar sensivelmente em relação aos valores indicados pela teoria.

1.4 OBJETIVOS

O objetivo desta dissertação é realizar a análise no conjunto de roda da Comporta Vagão, a fim de determinar o nível de tensões atuantes na superfície da roda, bem como determinar as dimensões mínimas e seguras para diâmetro, largura e espessura do cubo da roda, utilizando o cálculo analítico e o método dos elementos finitos, e relacionar este nível de tensões com desgaste da superfície de rolamento.

1.5 CONTRIBUIÇÕES

Este estudo é uma fonte de consulta importante para profissionais que trabalham com o cálculo, dimensionamento e projeto de equipamentos hidromecânicos e também para as pessoas que têm interesse no assunto, pelo fato de que existe uma pequena quantidade de referências que abordam este componente mecânico, principalmente no que se trata da profundidade em que ocorre o cisalhamento, com a aplicação do carregamento externo preponderante.

Atualmente, os profissionais envolvidos com o cálculo de componentes mecânicos, utilizam programas próprios que definem a geometria do conjunto da

roda e da pista de apoio, selecionando os materiais compatíveis para o carregamento aplicado. Normalmente, a eficiência destes programas é respaldada em considerações de projeto utilizadas há mais de 50 anos, para este tipo de equipamento, no qual chama-se de considerações da “*boa prática de engenharia*”.

Quanto ao trabalho envolvido consistir na busca de um projeto para o componente mecânico, é necessária a utilização de programas alternativos, que exploram os valores acima do limite estipulado por estas considerações de projeto. Desta maneira, baseado na teoria aplicada ao contato entre as superfícies e utilizando o módulo de contato do programa, é possível determinar as dimensões da roda, garantindo a vida útil do equipamento.

2. DEFINIÇÕES BÁSICAS DA COMPORTA VAGÃO

Neste capítulo é feita uma introdução da terminologia e definições básicas do equipamento hidromecânico chamado Comporta Vagão, bem como de seu local de instalação a fim de indicar e esclarecer a denominação dos diversos componentes envolvidos neste estudo.

2.1 INTRODUÇÃO

Em uma obra hidráulica, diversos locais de instalação são identificados com nomes próprios referentes a sua importância no contexto do empreendimento, cada qual com sua função específica que são relacionados a seguir.

Aproveitamento Hidroelétrico: É toda obra que utiliza a água como elemento principal para: gerar energia, acumular para prevenir cheias, irrigar, ou permitir navegação. Os aproveitamentos hidroelétricos podem ser realizados com ou sem acumulação de água em reservatório.

Barragem: Barragem é uma estrutura erguida para formar um lago de acumulação de água, e pode ser em terra batida, concreto, pedras e mista.

Comporta: É um dispositivo mecânico utilizado para controlar vazões hidráulicas em qualquer conduto livre ou forçado e de cuja estrutura o conduto independe para sua continuidade física e operacional.

Comporta Vagão: É uma comporta de rolamento, geralmente com paramento plano e que se movimenta em suas guias ou peças fixas sob o fluxo hidráulico, utilizando rodas ou roletes de eixos fixos (ver figura 1 e figura 2).

Conduto Forçado: É definido como uma construção soldada em aço, com seção transversal circular, destinada a conduzir água sob pressão desde um reservatório até as turbinas localizadas no interior da Casa de Força da Usina.

Conduto Livre: É um conduto que conduz água na pressão atmosférica. No conduto livre a água escoar sempre em declive, mantendo uma superfície livre sob o efeito da pressão atmosférica. Apresentam grande seção, podendo ser galerias, túneis ou canais.

Desenho paramétrico: É um modelo que pode ser escalado para dimensões específicas, utilizando dados de entrada e parâmetros variáveis.

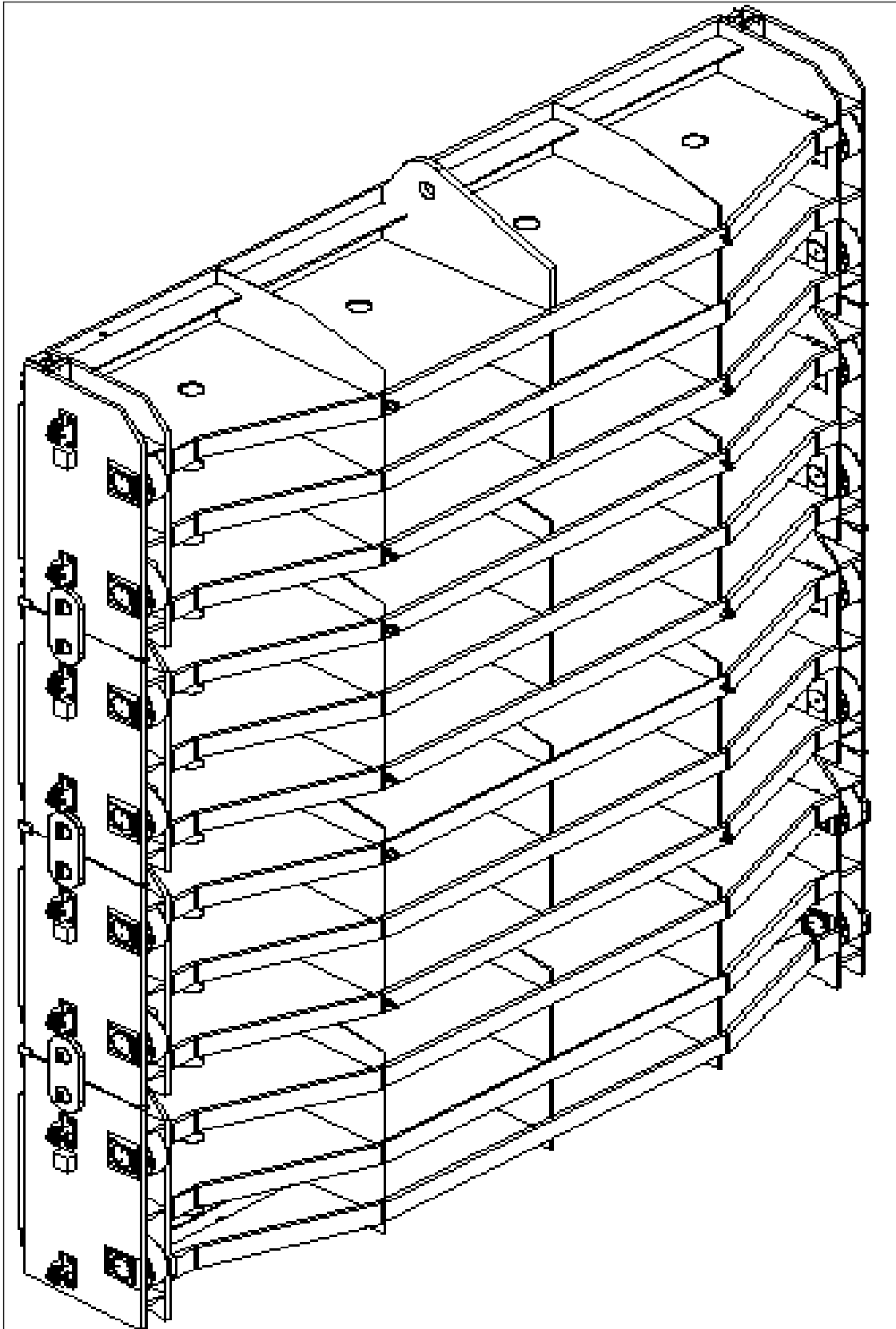


Figura 1 – Vista da Comporta Vagão modelada em MDT.

Para nomenclatura das peças e dos elementos que constituem a comporta ver Glossário do Apêndice A.3.



Figura 2 – Foto de uma Comporta Vagão em seu local de instalação.

Eclusa de Navegação: Eclusa é um reservatório em forma de caixa (câmara) que possibilita, pelo enchimento e esvaziamento, que uma embarcação transponha uma diferença de nível entre o lago e o rio. Para vencer o desnível criado pela barragem é construída uma eclusa que visa, portanto, restabelecer a navegação em todo o trecho anteriormente navegável do rio.

Estação de Bombeamento: Estruturas de concreto onde são instaladas as bombas hidráulicas responsáveis pela elevação do fluido bombeado, de uma elevação menor a uma elevação maior. O fluido pode ser água, água bruta, esgoto e resíduos de processo industrial.

Usina Hidrelétrica: Uma usina hidrelétrica pode ser definida como um conjunto de obras e equipamentos cuja finalidade é a geração de energia elétrica, através de aproveitamento do potencial hidráulico existente em um rio. O potencial hidráulico é proporcionado pela vazão hidráulica e pela concentração dos desníveis existentes ao longo do curso de um rio. Isto pode se dar:

- de forma natural, quando o desnível está concentrado numa cachoeira;
- através de uma barragem, quando pequenos desníveis são concentrados na altura da barragem;
- através de desvio do rio de seu leito natural, concentrando-se os pequenos desníveis nesse desvio.

Basicamente, uma usina hidrelétrica compõe-se das seguintes partes:

- barragem;
- sistemas de captação e adução de água;
- casa de força;
- sistema de restituição de água ao leito natural do rio

Cada parte se constitui em um conjunto de obras e instalações projetadas harmoniosamente para operar, com eficiência, em conjunto.

A água captada no lago formado pela barragem é conduzida até a casa de força através de canais, túneis e/ou condutos metálicos. Após passar pela turbina hidráulica, na casa de força, a água é restituída ao leito natural do rio, através do canal de fuga.

Dessa forma, a potência hidráulica é transformada em potência mecânica quando a água passa pela turbina, fazendo com que esta gire, e, no gerador - que também gira acoplado mecanicamente à turbina - a potência mecânica é transformada em potência elétrica.

A energia assim gerada é levada através de cabos ou barras condutoras dos terminais do gerador até o transformador elevador, onde tem sua tensão (voltagem) elevada para adequada condução, através de linhas de transmissão, até os centros de consumo.

Daí, através de transformadores abaixadores, a energia tem sua tensão levada a níveis adequados para utilização pelos consumidores.

A maior vantagem das usinas hidrelétricas é a transformação limpa do recurso energético natural. Não há resíduos poluentes e há baixo custo da geração de energia, já que o principal insumo energético, a água do rio, está inserido à usina.

Além da geração de energia elétrica, o aproveitamento hidrelétrico proporciona outros usos tais como irrigação, navegação e amortecimentos de cheias.

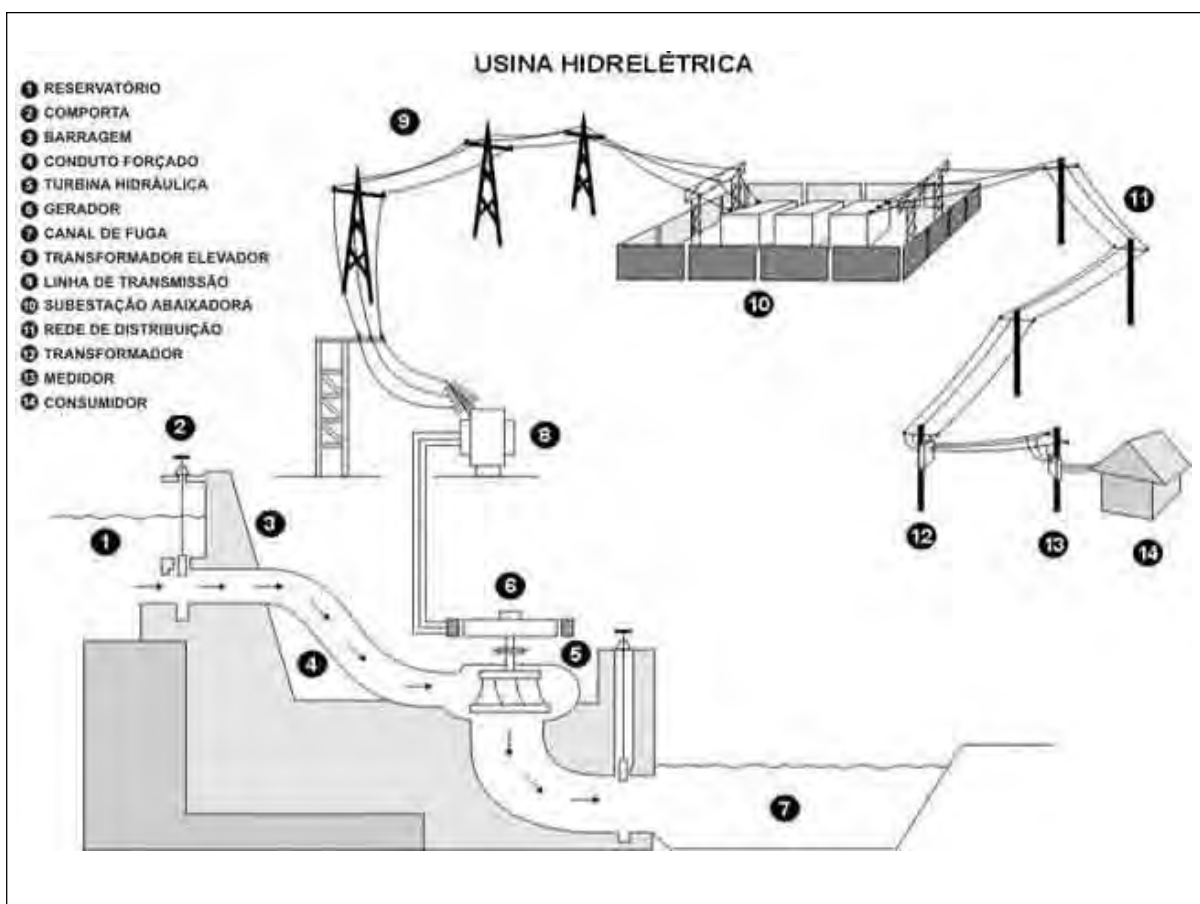


Figura 3 – Esquema básico de uma Usina Hidrelétrica.

Rodas de Comporta: As rodas são classificadas como mancais de rolamento, e constituem componentes essenciais no projeto de uma Comporta Vagão, pois são responsáveis por receberem a reação devida à carga hidrostática aplicada à estrutura da comporta distribuindo as mesmas, através de sua superfície de rolamento ao caminho de rolamento (trilho em aço) concretado na estrutura civil da barragem.

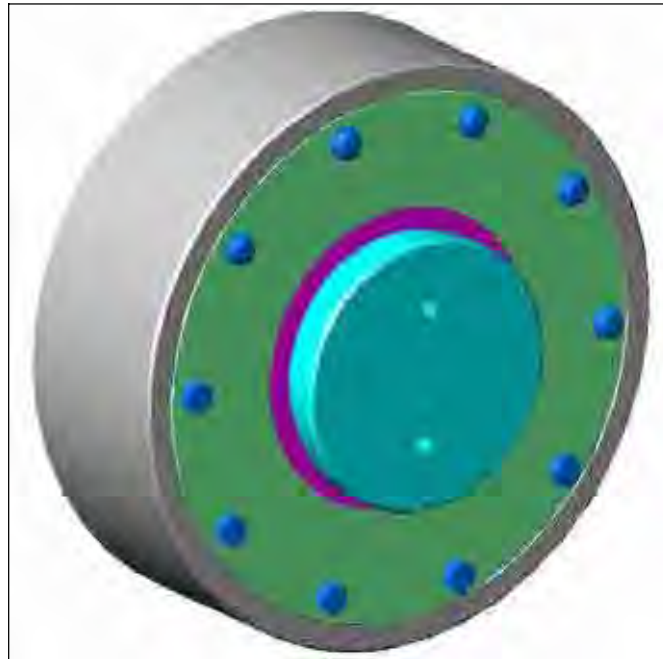


Figura 4 – Vista da roda com suas peças.

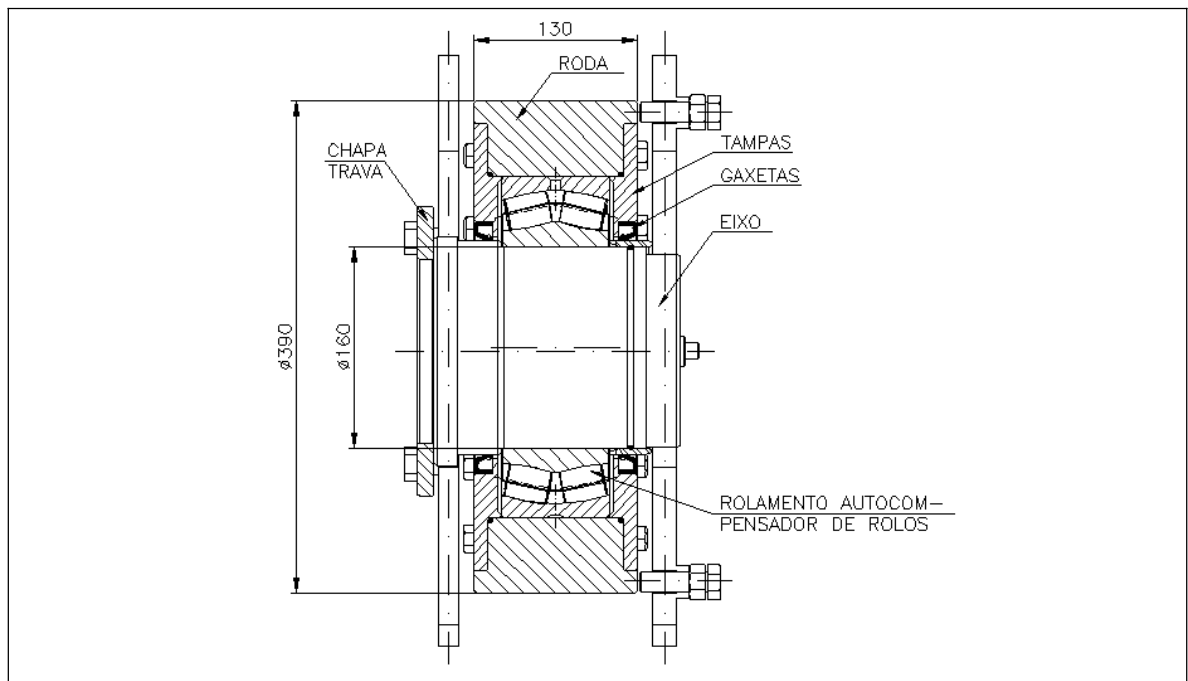


Figura 5 – Corte longitudinal da roda com suas peças.

2.2 NOMENCLATURA DOS COMPONENTES DA RODA

A nomenclatura utilizada para os principais componentes que constituem o conjunto da roda de aço de uma Comporta Vagão é:

Roda: Uma barra prismática de seção transversal cilíndrica de aço fundido ou forjado que suporta grandes cargas e move a comporta através de sua rodagem sobre a pista de rolamento. A figura 6 mostra uma vista isométrica da roda de uma comporta.

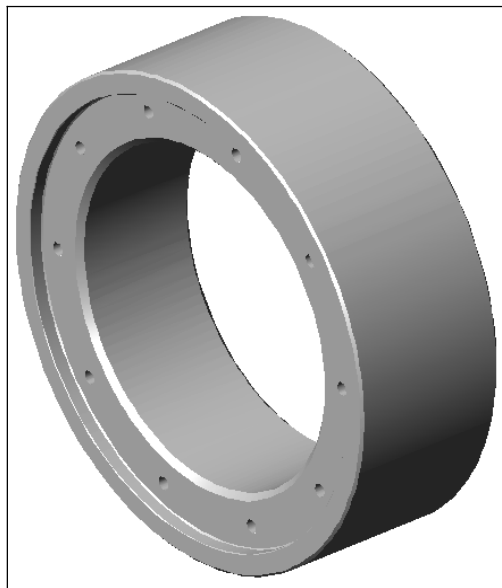


Figura 6 – Vista do anel de aço da roda.

Eixo: Uma barra prismática de seção transversal cilíndrica de aço forjado ou laminado em rodas, engrenagens, etc. e é suportada por rolamentos. O mesmo transmite movimento e potência. A figura 7 mostra um eixo excêntrico de comporta vagão.

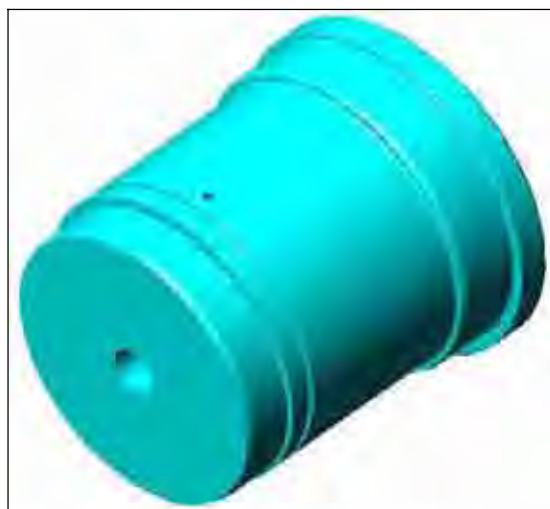


Figura 7 – Vista do eixo.

Rolamento: Onde quer que haja rotação, há a necessidade de algum perfil apoiar o carregamento. A função de um mancal é minimizar a fricção entre as partes móveis da máquina que suportam essa carga. A maioria dos mancais é hoje em dia compostos por rolamentos que consistem em um anel interno, um anel externo, vários elementos rolantes (esferas ou rolos) e uma gaiola. A figura 8 mostra um corte parcial isométrico de um rolamento.



Figura 8 – Corte longitudinal de um rolamento autocompensador de rolos.

Rolamentos autocompensadores de rolos: São rolamentos com duas fileiras de rolos com superfícies de contato esféricas e uma pista esférica comum no anel externo. As duas pistas do anel interno são inclinadas no ângulo de apoio para o eixo. As esferas são autocompensadoras e insensíveis a erros de alinhamento do eixo com relação ao alojamento.



Figura 9 – Rolamento autocompensador de rolos com duas carreiras de rolos.

3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

3.1 TEORIA DA TENSÃO DE CONTATO OU PRESSÃO DE HERTZ

Nesta etapa, descreve-se alguns fundamentos teóricos do tema abordado conforme indicado na bibliografia.

Segundo Timoshenko (1982), se dois corpos elásticos, diga-se duas esferas, estão exercendo pressão um sobre o outro, formar-se-á uma pequena superfície de contato como resultado da deformação local. As pressões distribuídas ao longo desta superfície são chamadas pressão de contato. A grandeza destas pressões e as tensões produzidas nos corpos podem ser calculadas empregando as equações da teoria da elasticidade.

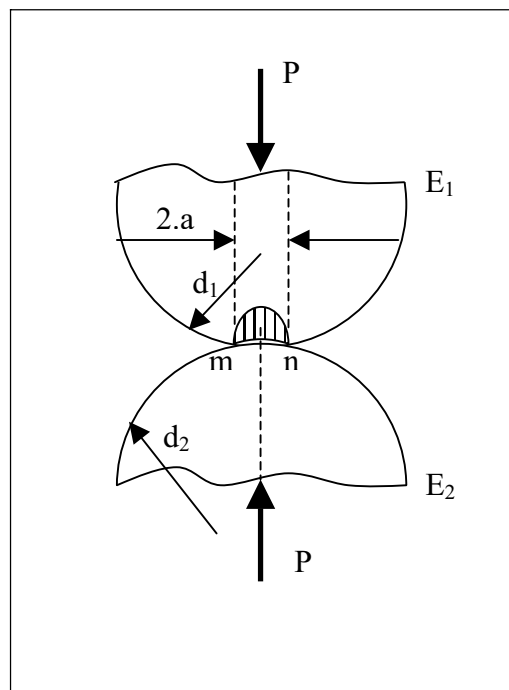


Figura 10 – Problema de contato com duas esferas em contato.

No caso de duas esferas comprimidas por forças P , conforme mostrado na figura 10, as pressões estão distribuídas ao longo de um pequeno círculo de contato mn , cujo raio a é dado pela equação:

$$a = 0,88 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{2} \cdot \frac{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \quad (1)$$

onde:

E_1 e E_2 : módulos de elasticidade das duas esferas [mm];

d_1 e d_2 : diâmetros correspondentes das duas esferas [mm];

P : Força externa de compressão aplicada [kN].

A pressão máxima $P_{m\acute{a}x}$ ocorre no centro do círculo de contato e é dada pela equação:

$$p_{m\acute{a}x} = 1,5 \cdot \frac{P}{\pi \cdot a^2} \quad (2)$$

onde:

a : raio do círculo de contato [mm]; e

Devido à deformação local, os centros das esferas aproximam-se um do outro, da distância λ :

$$\lambda = 0,77 \cdot \sqrt[3]{2 \cdot P^2 \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}\right)} \quad (3)$$

Quando os diâmetros das esferas e os módulos de elasticidade forem iguais, as três equações anteriores tornam-se:

$$a = 0,88 \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot d}{2 \cdot E}} \quad (4)$$

$$p_{m\acute{a}x} = 0,62 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot P \cdot E^2}{d^2}} \quad (5)$$

$$\lambda = 1,54 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot P^2}{E^2 \cdot d}} \quad (6)$$

Quando uma esfera de diâmetro d for comprimida contra um corpo elástico de superfície plana, as fórmulas procuradas são obtidas fazendo $d_1 = d$, $d_2 = \infty$. Supondo $E_1 = E_2 = E$, encontra-se para este caso:

$$a = 0,88 \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot d}{E}} \quad (7)$$

$$p_{m\acute{a}x} = 0,62 \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot E^2}{d^2}} \quad (8)$$

$$\lambda = 1,54 \cdot \sqrt[3]{\frac{P^2}{E^2 \cdot d}} \quad (9)$$

No caso de uma esfera colocada numa superfície côncava esférica, figura 11, o sinal de d_2 deve ser trocado.

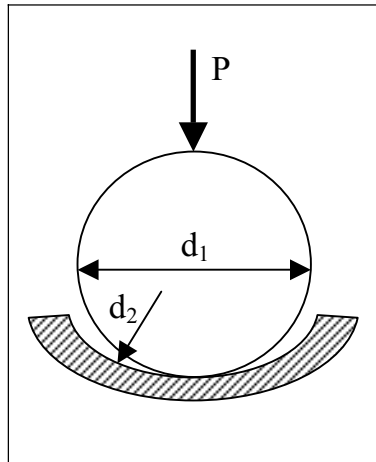


Figura 11 – Problema de contato de uma esfera em uma superfície côncava esférica.

Então, para o caso $E_1 = E_2 = E$, encontra-se:

$$a = 0,88 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{E} \cdot \frac{d_1 \cdot d_2}{d_2 - d_1}} \quad (10)$$

$$p_{\text{máx}} = 0,62 \cdot \sqrt[3]{P \cdot E^2 \cdot \left(\frac{d_2 - d_1}{d_1 \cdot d_2}\right)^2} \quad (11)$$

É interessante notar que, nos casos representados nas equações acima, a tensão de compressão máxima, no centro da superfície de contato depende da grandeza da relação P/d^2 , isto é, a tensão máxima permanece constante se a relação acima também se mantiver.

Isto justifica a prática usual de determinar o diâmetro necessário da esfera, tomando uma determinada grandeza de carga por centímetro quadrado da seção diametral da esfera.

No caso geral da compressão de dois corpos tendo o mesmo módulo de elasticidade E , representa-se por $1/r_1$ e $1/r_1'$ as curvaturas principais no ponto de contato de um dos corpos e por $1/r_2$ e $1/r_2'$ as do outro, por φ o ângulo compreendido entre os planos normais que contém as curvaturas $1/r_1$ e $1/r_2$.

A superfície de contato, para o caso geral, é uma elipse, cujos semi-eixos a e b são dados pelas equações:

$$a = \alpha \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot m}{n}} \quad (12)$$

$$b = \beta \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot m}{n}} \quad (13)$$

onde:

α = constante para o cálculo do semi-eixo a da elipse de contato;

β = constante para o cálculo do semi-eixo b da elipse de contato;

m = constante;

n = constante.

As constantes m e n são calculadas através das seguintes fórmulas:

$$m = \frac{4}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_2}} \quad (14)$$

$$n = \frac{4 \cdot E}{3 \cdot (1 - \mu^2)} \quad (15)$$

onde:

μ = coeficiente de Poisson.

As constantes α e β são tiradas da tabela 3.1, para cada caso particular. O ângulo θ na primeira coluna do quadro é calculado pela equação:

$$\cos \theta = \frac{B}{A} \quad (16)$$

onde:

$$A = \frac{2}{m} \quad (17)$$

$$B = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_2}\right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_1}\right) \cdot \left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_2}\right) \cdot \cos 2 \cdot \varphi} \quad (18)$$

Tabela 1 – Constantes para calcular os semi-eixos da elipse de contato Timoshenko, (1982).

θ [°]	α	β
20	3,778	0,408
30	2,731	0,493
35	2,397	0,530
40	2,136	0,567
45	1,926	0,604
50	1,754	0,641
55	1,611	0,678
60	1,486	0,717
65	1,378	0,759
70	1,284	0,802
75	1,202	0,846
80	1,128	0,893
85	1,061	0,944
90	1,000	1,000

A expressão da pressão máxima no centro da superfície de contato, é então:

$$p_{\text{máx}} = 1,5 \cdot \frac{P}{\pi \cdot a \cdot b} \quad (19)$$

No caso de rolos à compressão, figura 12, a superfície de contato é um retângulo estreito cuja largura b é dada pela equação 20.

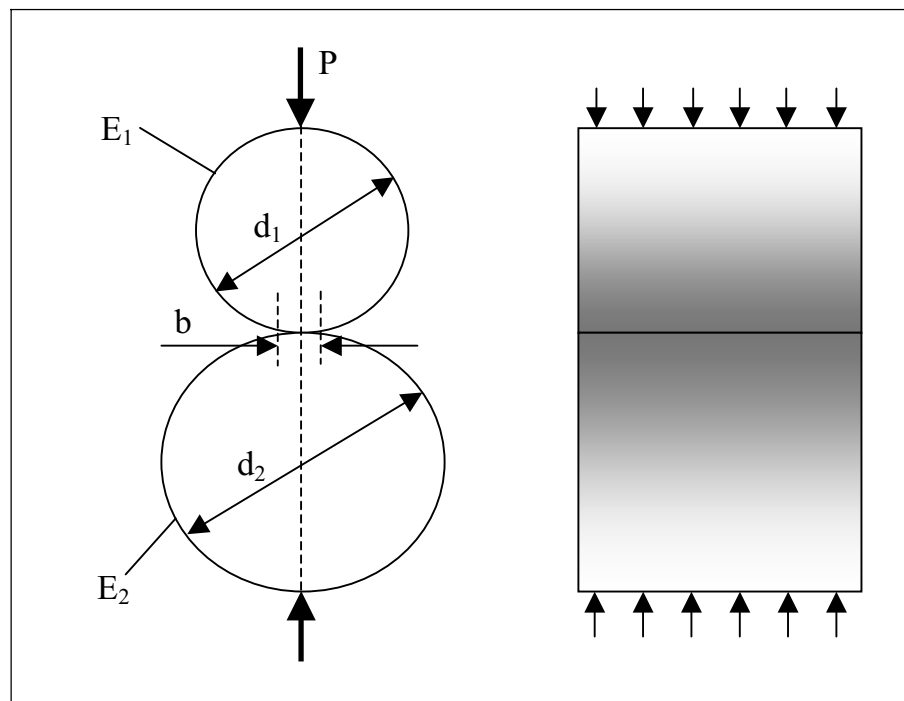


Figura 12 – Problema de contato com rolos à compressão.

$$b = 2,15 \cdot \sqrt{\frac{P'}{2} \cdot \frac{d_1 \cdot d_2}{d_1 + d_2} \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right)} \quad (20)$$

onde:

P' : Força de compressão por unidade de comprimento do rolo [kN].

A pressão unitária máxima no meio do retângulo de contato é:

$$p_{\text{máx}} = 0,59 \cdot \sqrt{2 \cdot P' \cdot \frac{E_1 \cdot E_2 \cdot (d_1 + d_2)}{(E_1 + E_2) \cdot d_1 \cdot d_2}} \quad (21)$$

No caso particular em que os módulos e elasticidade para ambos os rolos são iguais, têm-se:

$$b = 2,15 \cdot \sqrt{\frac{P' \cdot d_1 \cdot d_2}{E \cdot (d_1 + d_2)}} \quad (22)$$

$$p_{\text{máx}} = 0,59 \cdot \sqrt{P' \cdot E \cdot \frac{(d_1 + d_2)}{d_1 \cdot d_2}} \quad (23)$$

Se um dos diâmetros for suposto infinitamente grande, como no caso de um rolo em contato com uma superfície plana, exemplo da figura 13, a equação reduz-se ao indicado na equação 25.

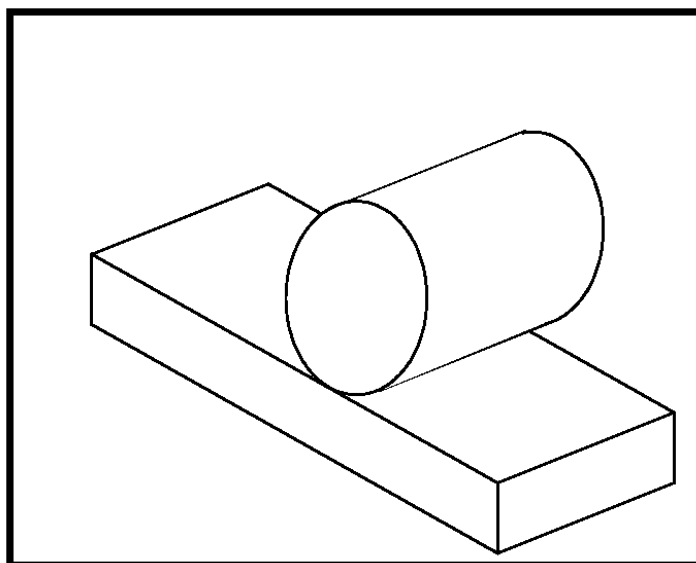


Figura 13 – Problema de contato de um rolo sobre uma superfície plana.

$$b = 2,15 \cdot \sqrt{\frac{P' \cdot d}{E}} \quad (24)$$

$$p_{\text{máx}} = 0,59 \cdot \sqrt{\frac{P' \cdot E}{d}} \quad (25)$$

onde:

P' = Força de compressão admissível [kN].

Este último, é o nosso caso de estudo para a análise da roda sobre a superfície de rolamento.

Será visto que a tensão máxima permanece constante se P' variar na mesma proporção de d . Isto justifica a prática de se determinar às dimensões necessárias baseado na área da seção diametral transversal do rolo. A força de compressão admissível P' , no caso de rolos de aço, comuns nas comportas, é obtida pela equação (26):

$$P' = 50 \cdot d \quad (26)$$

3.2 SOLUÇÃO DE PROBLEMAS DE CONTATO UTILIZANDO O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

O capítulo 8 do *tutorial* do programa *ANSYS*[®] 9.0 trata de Análise Estrutural Não-Linear, sendo neste capítulo que se relacionam os problemas de contato analisados para a roda de aço da comporta e seu trilho de rolamento.

3.2.1 NÃO LINEARIDADE ESTRUTURAL

Na engenharia existem problemas com alto grau de complexidade matemática, descritos por equações diferenciais, que são caracterizados pela não proporcionalidade entre a causa e o efeito.

Nos projetos mecânicos, o problema fundamental é encontrar uma solução que apresente bom desempenho estrutural com baixo custo econômico. Para atingir este objetivo, os projetistas tendem a utilizar materiais de melhor desempenho e conseqüentemente componentes menores.

Assim, é necessário se utilizar teorias mais complexas, como as formulações não lineares, para aproveitar o máximo possível às características dos materiais utilizados, dentro dos critérios de segurança prescritos.

A mecânica dos sólidos possui uma série de problemas caracterizados por comportamento de instabilidade, nos quais não é possível a análise a partir de certa condição crítica, sem consideração da instabilidade.

Um dos tipos de não linearidade é aquele relacionado com mudanças nas condições de contorno e iniciais na estrutura, chamado de não linearidade de contato. Sendo observado em problemas envolvendo contato e impacto entre corpos.

A ferramenta numérica utilizada na solução de problemas estruturais não lineares é o Método dos Elementos Finitos (MEF).

3.2.2 CAUSAS DE COMPORTAMENTO NÃO LINEAR

Segundo o *tutorial* do programa *ANSYS*[®] 9.0, o comportamento estrutural não linear surge de várias causas e os mesmos podem se agrupar nas seguintes categorias:

- a) Estado variável;
- b) Não linearidades geométricas;
- c) Não linearidades de material;
- d) Estado variável (inclusive contato).

Muitas características estruturais comuns exibem comportamento não linear que é um estado dependente. Por exemplo, um cabo de tração pode estar frouxo ou esticado; um apoio de rolo que pode entrar ou não em contato.

O estado modificado poderia ser relacionado para carregar diretamente (como no caso do cabo), ou os mesmos poderiam ser determinados por alguma causa externa.

Situações nas quais o contato acontece estão comumente ligados a muitas aplicações de não linearidades diferentes. As diversas formas de contato constituem subconjuntos distintos e importantes para as não linearidades de variável-estado.

Problemas de contato são altamente não lineares e exigem recursos de computador significantes para resolvê-los. É importante entender a física do problema e montar um modelo o mais real possível.

Problemas de contato apresentam duas dificuldades significantes.

Primeiro, geralmente não se conhece as regiões de contato até que se resolva o problema. Dependendo das cargas, do material, do limite de escoamento, e outros fatores, as superfícies podem estar em contato entre si e também fora de contato de uma maneira largamente imprevisível e abrupta.

Segundo, porque a maioria dos problemas de contato estão relacionados com atrito e desgaste. Há várias leis de atrito e modelos para selecionar-se, e todos são não lineares. A análise de atrito é de difícil solução e convergência.

Além destas duas dificuldades, têm que se relacionar também muitos problemas de contato multi-campo, tais como condutância de calor, correntes elétricas, e fluxo magnético nas áreas de contato.

3.2.3 CLASSIFICAÇÃO DE CONTATO GERAL

Problemas de contato são relacionados em duas classes gerais: rígido-para-flexível e flexível-para-flexível.

Em problemas de contato rígido-para-flexíveis, uma ou mais das superfícies de contato são tratadas como rígida (i.e., tem uma dureza relativa mais alta para o corpo de contato deformável). Em geral, os problemas de contato rígido-para-flexível ocorrem quando um material macio entra em contato com um material duro. Muitos metais entram nesta categoria.

A outra classe, flexível-para-flexível, é o tipo mais comum. Neste caso, ambos (ou todos) os corpos em contato são deformáveis (i.e., tem rigidezes semelhantes). Um exemplo de um contato flexível-para-flexível é o de flanges aparafusados.

3.2.4 MODELOS DE ANÁLISE DE CONTATO PELO PROGRAMA *ANSYS*[®] 9.0

O programa *ANSYS*[®] suporta três modelos de análise de contato: nó-para-nó, nó-para-superfície, e superfície-para-superfície. Cada um dos modelos do programa *ANSYS*[®] utiliza um jogo diferente de elementos de contato e é apropriado para tipos específicos de problemas, como mostrado na tabela 2.

Tabela 2 – Modelos de análise de contato pelo programa *ANSYS*[®] 9.0.

	nó-para-nó			nó-para-superfície	superfície-para-superfície	
	CONTAC 12	CONTAC 52	CONTA 178	CONTA 175, TARGET 169, 170	CONTA 171,172 TARGET 169	CONTA 173,174 TARGET 170
Ponto para ponto	SIM	SIM	SIM			
Ponto para superfície				SIM		
Superfície para superfície				SIM	SIM	SIM
2-D	SIM		SIM	SIM	SIM	
3-D		SIM	SIM	SIM		SIM
Deslizamento	pequeno	pequeno	pequeno	grande	grande	grande
Folga cilíndrica	SIM		SIM			
Multiplicador Lagrangiano puro			SIM	SIM	SIM	SIM
Multiplicador Lagrangiano aumentado			SIM	SIM	SIM	SIM
Multiplicador Lagrangiano normal e tangente			SIM	SIM	SIM	SIM
Restrição interna multiponto (MPC)				Y	Y	Y
Rigidez de contato	definido p/ usuário	definido p/ usuário	semi-automático	Semi-automático	semi-automático	semi-automático
Ferramentas de malha automática	EINTF	EINTF	FINTF	ESURF	ESURF	ESURF
Baixa ordem	SIM	SIM	SIM	SIM	SIM	SIM
Alta ordem				SIM (somente 2-D)	SIM	SIM
Rígido-flexível	SIM	SIM	SIM	SIM	SIM	SIM
Flexível-flexível	SIM	SIM	SIM	SIM	SIM	SIM
Contato térmico				SIM	SIM	SIM
Contato elétrico				SIM	SIM	SIM
Contato magnético				SIM	SIM	SIM

Para modelar um problema de contato, primeiramente devem-se identificar as partes a serem analisadas para a possível interação das mesmas. Se uma das interações estiver a um ponto, o componente correspondente no seu modelo é um nó. Se uma das interações estiver em uma superfície, o componente correspondente de seu modelo é um elemento: ou uma viga, casca, ou elemento sólido. O modelo de elemento finito reconhece possíveis pares de contato pela presença de elementos de contato específicos. Estes elementos de contato são substituídos nas partes do modelo que está sendo analisado para a interação.

3.2.4.1 ELEMENTOS DE CONTATO SUPERFÍCIE-PARA-SUPERFÍCIE

O programa *ANSYS*[®] suporta elementos de contato de superfície-para-superfície rígido-para-flexível e flexível-para-flexível. Estes elementos de contato usam uma "superfície objetivo" e uma "superfície de contato" para formar um par de contato.

A “superfície objetivo” é modelada com elementos *TARGE169* ou *TARGE170* (para 2-D e 3-D, respectivamente).

A “superfície de contato” é modelada com elementos *CONTA171*, *CONTA172*, *CONTA173*, e *CONTA174* (para 3-D).

Para criar um par de contato, nomeia-se o mesmo número da constante real para ambos os elementos, o elemento objetivo e o elemento de contato.

Estes elementos de superfície-para-superfície são bem apropriados para aplicações como ajuste de interferência no contato quando da montagem ou no contato de entrada, forjamento, e problemas de contato profundo. Os elementos de contato de superfície-para-superfície têm várias vantagens sobre o elemento de nó-para-nó *CONTA175*. Estes elementos:

- Suportam elementos de alta e baixa ordem, nas superfícies de contato e objetivo (em outras palavra, canto-nó ou elementos de meio-nó).
- Provêm resultados de contato mais precisos para propósitos de engenharia típicos, como pressão normal e tensão de atrito nas condições de contorno.

- Não tem nenhuma restrição na forma da superfície objetiva. Descontinuidades de superfície podem ser físicas ou devido a discretização da malha.

Usando estes elementos para uma superfície objetivo rígida, pode-se modelar superfícies planas e curvas em 2-D e 3-D, usando freqüentemente formas geométricas simples como círculos, parábolas, esferas, cones, e cilindros. Podem ser modeladas formas rígidas mais complexas ou formas deformadas gerais usando técnicas de pré-processamento especiais.

Elementos de contato de superfície-para-superfície não são bem apropriados para ponto-para-ponto, ponto-para-superfície, ou aplicações de contato de extremidade-para-superfície, como suporte de tubo ou montagens com ajuste. Deve-se utilizar os elementos nó-para-superfície ou nó-para-nó nestes casos. Pode-se usar elementos de contato de superfície-para-superfície para a maioria das regiões de contato e podem-se usar alguns elementos de contato de nó-para-superfície próximos dos cantos de contato.

Os elementos de contato de superfície-para-superfície suportam análise geral estática e transiente, flambagem, análise harmônica, análise modal ou de espectro e análises de sub estruturas.

3.2.4.2 ELEMENTOS DE CONTATO NÓ-PARA-SUPERFÍCIE

CONTA175 é um elemento de contato de nó-para-superfície. O mesmo suporta grande deslizamento, grande deformação, e diferentes malhas entre os componentes de contato.

CONTA175 é um elemento tipicamente usado para modelar aplicações de contato de ponto-para-superfície, como duas vigas que estão em contato uma contra a outra (a uma extremidade de viga ou nó de canto), e os cantos de peças montadas com ajuste.

Pode-se utilizar o elemento *CONTA175* para modelar contato de superfície-para-superfície, se as superfícies em contato estão definidas por um grupo de nós e múltiplos elementos são gerados. As superfícies ou podem ser rígidas ou deformáveis. Um exemplo deste tipo de problema de contato é um arame inserido em uma abertura.

Ao contrário os elementos de contato de nó-para-nó, você não precisa saber o local exato da área contatando anteriormente, nem faz os componentes contatando precise ter uma malha compatível. É permitido e grande deslizamento, embora este também possa modelar pequenos deslizamentos.

O elemento *CONTA175* não suporta elementos 3-D de alta ordem no lado da superfície de contato. O elemento pode falhar se a superfície objetivo conter descontinuidades.

3.2.4.3 ELEMENTOS DE CONTATO NÓ-PARA-NÓ

Elementos de contato de nó-para-nó são tipicamente usados para modelar aplicações de contato de ponto-para-ponto. Para usar elementos de contato de nó-para-nó, precisa-se primeiramente conhecer o local de contato. Estes tipos de problemas de contato normalmente envolvem deslizamento aparentemente pequeno entre as superfícies de contato (até mesmo no caso de não linearidades geométricas). Um exemplo de uma aplicação de contato de nó-para-nó é o modelo de suporte de tubo tradicional onde o ponto de contato sempre fica situado entre a extremidade do tubo e a restrição.

Também podem ser usados elementos de contato de nó-para-nó para resolver um problema de superfície-para-superfície se os nós das duas linhas de superfícies superiores, a deformação de deslizamento relativa é desprezível, e deformações (rotações) das duas superfícies permaneçam pequenas. Estes são tipicamente problemas com faceamentos e geometria simples. Um problema de ajuste de interferência é um exemplo de um problema de superfície-para-superfície onde o uso de contato de nó-para-nó pode ser suficiente.

Outro uso de elementos de contato de nó-para-nó está na análise extremamente precisa de tensões de superfície, como na análise das pás de uma turbina.

Elementos de contato do tipo *CONTA178* é a melhor escolha para a maioria problemas de nó-para-nó. Oferece uma gama mais larga de opções e tipos de solução que os outros elementos. Os elementos *CONTAC12* e *CONTAC52* estão em grande parte disponíveis por razões de compatibilidade de suporte com modelos já existentes.

3.3 MÉTODO PARA DETERMINAR O ESPAÇAMENTO DAS VIGAS HORIZONTAIS E DAS RODAS DA COMPORTA

É conveniente que as vigas horizontais e as rodas da comporta fiquem igualmente carregadas, para que todas possam ser fabricadas com a mesma dimensão. Isto é realizado dividindo-se o diagrama de pressão em áreas equivalentes e localizando as vigas no centro de gravidade de cada área.

Para cada tipo de comporta, têm-se um diagrama diferente e a seguir apresenta-se como calcular cada um deles.

3.3.1 DIAGRAMA DE DISTRIBUIÇÃO DE VIGAS PARA COMPORTA DE SUPERFÍCIE

O método gráfico para divisão do diagrama de pressão em áreas equivalentes está indicado na figura 14. Ver também a bibliografia de Erbisti (2002) e Neves (1960).

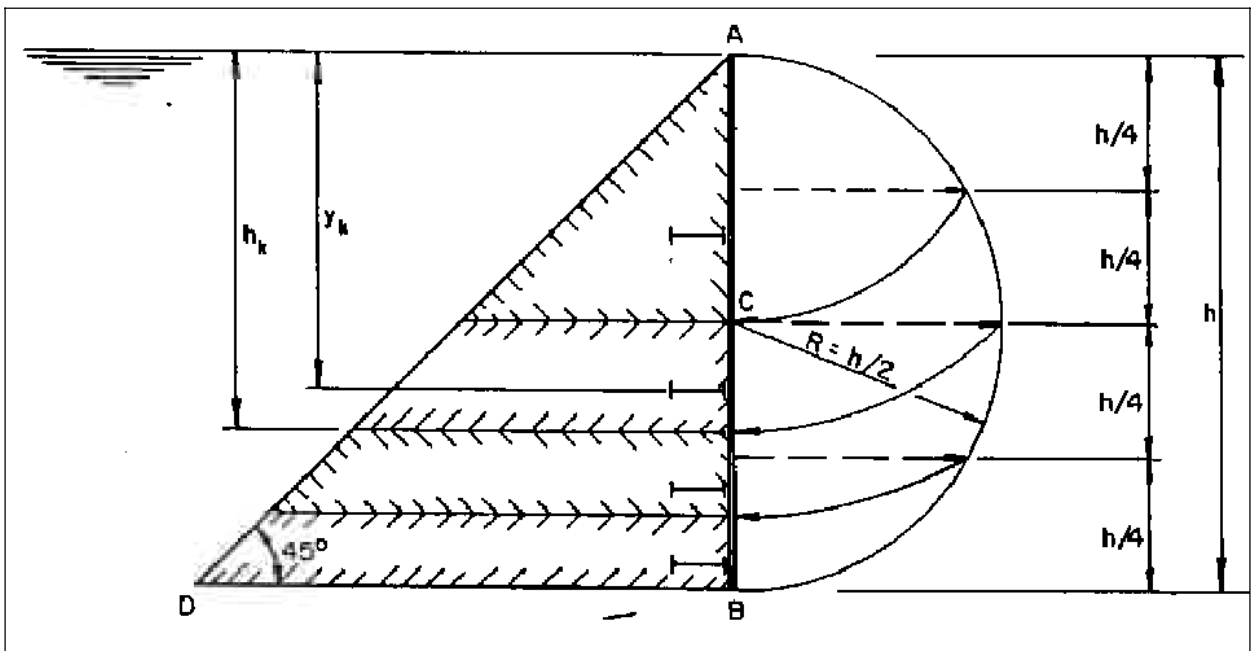


Figura 14 – Divisão do carregamento para comporta de superfície em áreas equivalentes (Erbisti, 2002).

A seqüência a ser obedecida é:

- dividir a altura h (segmento AB) em n partes iguais;
- com o centro em C , traçar a semicircunferência;
- ligar horizontalmente os pontos de divisões dos segmentos AB da semicircunferência;
- com o centro em A , transportar para o segmento AB os pontos de interseção marcados na semicircunferência;
- os novos pontos marcados no segmento AB delimitam no triângulo de carregamento ABD n superfícies de áreas equivalentes;
- as vigas horizontais e rodas devem ser localizadas no centróide de cada área; observar que a área superior tem formato triangular, e as demais, trapezoidais.

A determinação das áreas e da posição das vigas, pode, também, ser feita analiticamente com o auxílio das equações:

profundidade h_k :

$$h_k = h \cdot \sqrt{\frac{k}{n}} \quad (27)$$

posição das vigas horizontais e rodas y_k :

$$y_k = \frac{2 \cdot h}{3\sqrt{n}} \cdot \left[k^{3/2} - (k-1)^{3/2} \right] \quad (28)$$

onde:

n : quantidade de vigas ou rodas.

3.3.2 DIAGRAMA DE DISTRIBUIÇÃO DE VIGAS PARA COMPORTA DE FUNDO

O processo gráfico para definição de superfícies com áreas equivalentes é similar ao anterior, com a diferença de que os arcos dos círculos que transmitem os pontos marcados na semicircunferência para o segmento AB têm o centro no ponto O situado na superfície livre da água, no prolongamento AB.

Este novo método gráfico para divisão do diagrama de pressão em áreas equivalentes está indicado na figura 15.

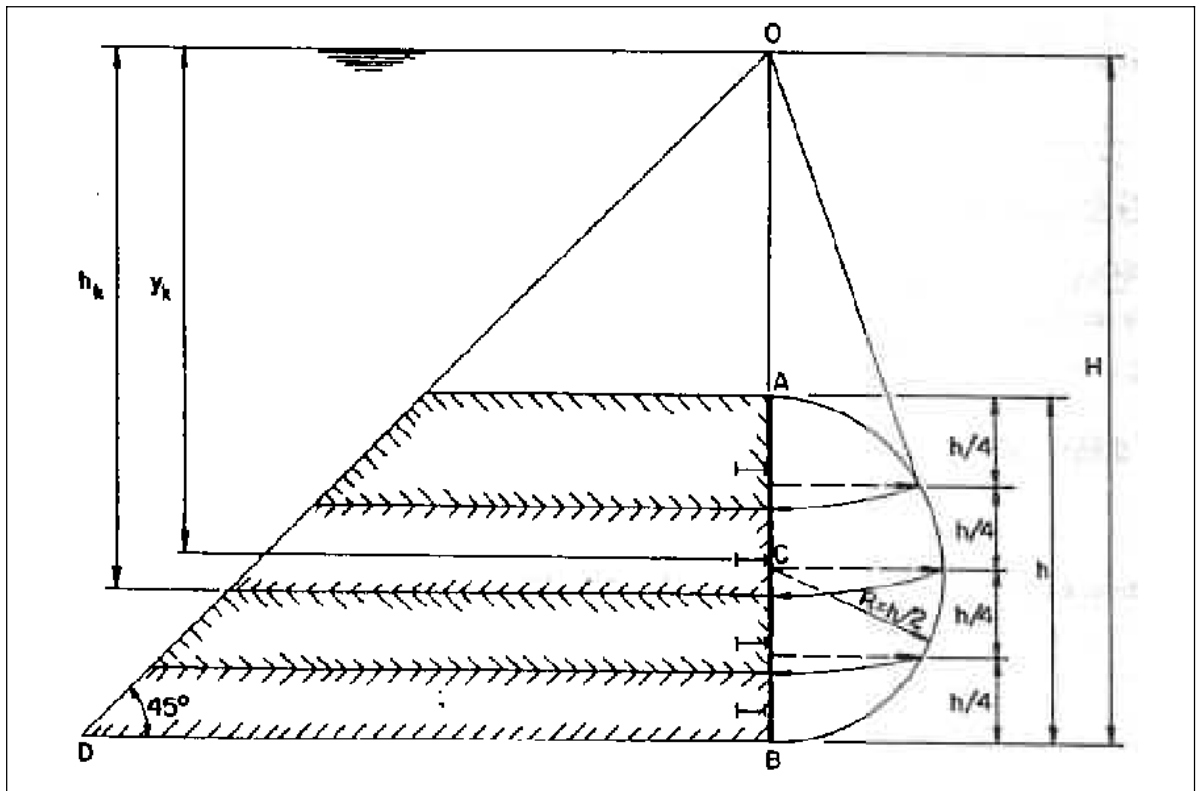


Figura 15 – Divisão do carregamento para comporta de fundo em áreas equivalentes (Erbisti, 2002).

profundidade h_k :

$$h_k = H \cdot \sqrt{\frac{k + \beta}{n + \beta}} \quad (29)$$

onde:

k : 1, 2, 3, ..., n .

$$\beta = \frac{n \cdot (H_m - h_v)^2}{H^2 - (H_m - h_v)^2} \quad (30)$$

onde:

H: altura d'água sobre a soleira [mca];

h: altura a ser vedada [mm];

n: quantidade de vigas.

posição das vigas horizontais e rodas y_k :

$$y_k = \frac{2 \cdot H}{3 \cdot \sqrt{n + \beta}} \cdot \left[(k + \beta)^{3/2} - (k - 1 + \beta)^{3/2} \right] \quad (31)$$

Com este método, todas as vigas estarão igualmente carregadas.

Este processo pode também ser adotado para localização das rodas de uma comporta vagão de forma tal que todas recebam cargas iguais.

4. CÁLCULO DOS COMPONENTES

4.1 CÁLCULO ANALÍTICO DOS COMPONENTES

4.1.1 CONCEITOS INICIAIS

Conforme indicado nas figuras 3 e 4, o conjunto da roda é formado por: um cubo de aço forjado da norma ASTM A668 ou aço fundido da norma ASTM A148, eixo em material SAE 1045 ou SAE 4340, com depósito de aço inoxidável no trecho de contato com a vedação, SAE 1045 ou SAE 4340 totalmente cromados (espessura mínima 50 micrometros, dureza da película maior que 600 HV) ou quando o diâmetro for inferior a 120 mm podem ser fabricados totalmente em aço inoxidável da norma ASTM A276 TP410, por questões econômicas. Além disso, o conjunto possui um rolamento autocompensador de rolos, espaçadores/centralizadores de aço carbono, retentores, anéis de vedação de borracha nitrílica e tampas para fechamento em aço carbono.

Segundo Juvinal (1967), o parâmetro principal para definição da espessura do cubo da roda está relacionado com a distância da superfície de rolamento que deverá ser igual a 2 vezes a profundidade onde ocorre à máxima tensão de cisalhamento.

Segundo Timoshenko (1982), o parâmetro principal para definição da relação entre diâmetro externo e largura do cubo de aço (roda) é a carga estática aplicada sobre a superfície de rolamento da roda. Esta relação, gera uma pressão de contato roda/trilho, constituída basicamente por uma elipse de contato.

Por sua vez, o caminho de rolamento é constituído de uma viga I ou H em aço carbono de norma ASTM A36, revestida com aço inoxidável de alta resistência conforme norma NF EN 10088-2 de classificação X4CrNiMo16-5-1 com nome comercial “Virgo 39”.

A utilização desta configuração é necessária porque deverá ser respeitado o valor de 25 HB – ver Erbisti (2002) – de diferença de dureza entre a superfície da roda e a superfície do trilho (maior no trilho) a fim de propiciar um desgaste admitido para a superfície de rolamento da roda e garantindo que a superfície do trilho não tenha desgaste.

Os rolamentos são dimensionados de acordo com as cargas estáticas radiais e axiais atuantes sobre as rodas.

Segundo Timoshenko (1982), a magnitude das cargas axiais está intimamente ligada à forma construtiva das rodas, que no caso estudado, corresponde a uma roda cilíndrica, onde a carga axial é função da deformação das vigas principais da comporta considerando a viga bi-engastada.

Por critérios de construção e para garantir a correta montagem das partes (tampas, retentores, espaçadores e anéis tipo “O”), primeiramente, iniciar-se-á o cálculo da roda adotando um valor para o diâmetro externo do rolamento. Para isto, se adotará que o diâmetro externo do rolamento não pode ser maior que 70% do diâmetro da roda.

Neste caso, conforme indicado na figura 3, o diâmetro externo da roda é 390 [mm] e o diâmetro externo do rolamento é de 270 [mm]. Entretanto, para o caso que se busca o projeto dos materiais, se verificará esta dimensão com um método numérico como elementos finitos, de maneira a garantir o coeficiente de segurança contra a pressão de contato e pontos concentradores de tensão.

Para o equipamento em estudo, se iniciará o cálculo determinando qual é a intensidade da carga externa de compressão que atua sobre a roda.

4.1.2 DADOS DE ENTRADA PARA DETERMINAÇÃO DE UMA COMPORTA

Nesta etapa, descreve-se os principais dados de entrada necessários para realizar o cálculo da roda da comporta vagão, descrevendo, passo a passo as equações que determinam a magnitude da referida carga.

Primeiramente, como se trabalha com pressão estática, deve-se determinar a coluna de água preponderante que atua sobre a comporta.

Conforme NBR 8883 (1996), no item 4.1.3, os casos de carga são denominados: caso de carga normal, caso de carga ocasional e caso de carga excepcional.

Para se calcular a mesma, deve-se levar em conta os parâmetros iniciais indicados a seguir.

a) Elevações em relação ao nível do mar

Elevação do nível d'água excepcional a montante	$NA_{max} = 158,00$ [m]
Elevação do nível d'água máximo máximo a montante	$NA_{oca} = 158,00$ [m]
Elevação do nível d'água normal a montante	$NA_{nor} = 156,00$ [m]
Elevação do nível d'água a jusante	$NA_{jus} = 124,39$ [m]
Elevação da soleira	$NA_{sol} = 124,39$ [m]

b) Dimensões e características da comporta

Tipo de comporta	Vagão de Emergência
Vão livre	$B_L = 7.067$ [mm]
Altura livre	$H_L = 19.450$ [mm]
Vão vedado	$L_v = 7.230$ [mm]
Altura vedada	$H_v = 19.750$ [mm]
Quantidade de comportas	$N_c = 24$
Quantidade de rodas por comporta	$N_r = 32$
Quantidade total de rodas do projeto	$N_t = 768$

4.1.3 MATERIAIS APLICADOS NO PROJETO

Nesta etapa, faz-se a seleção dos materiais a serem aplicados no projeto.

Normalmente, por critérios de sucessos obtidos em projetos anteriores, a maioria dos clientes deste tipo de equipamento já indica nos Editais ou Especificações Técnicas do respectivo contrato, os materiais aplicáveis para o equipamento em questão. Baseado em um destes documentos, os materiais foram selecionados conforme indicado a seguir.

Roda

Aço carbono fundido da norma ASTM A148 gr. 115-95

Dimensões:	$\phi 390/250 \times 130$ [mm]
Limite de escoamento:	655 [MPa]
Limite de ruptura:	795 [MPa]
Dureza:	225 [HBN]

Pista de rolamento

Aço inoxidável martensítico da norma NF EN 10088-2 X4CrNiMo16-5-1 (VIRGO 39)

Limite de escoamento:	600 [MPa]
Limite de ruptura:	930 [MPa]
Dureza:	260 [HBN]

Eixo

aço inoxidável forjado da norma ASTM A276 TP. 410T HF

Limite de escoamento:	550 [MPa]
Limite de ruptura:	690 [MPa]
Dureza:	207 [HBN]

Rolamento

FAG série 23132 EAS.M

Dimensões:	$\phi 270/160 \times 86$ [mm]
Capacidade de carga estática:	1.530 [kN]

4.1.4 TENSÕES ADMISSÍVEIS PARA OS MATERIAIS

Nesta etapa, determina-se as tensões admissíveis para os materiais de cada componente, adotando os critérios estabelecidos nas normas que regem o cálculo de equipamentos hidromecânicos.

Dessa maneira, segundo a norma NBR 8883 (1996), em sua tabela nº 5, são indicadas as tensões admissíveis para os componentes.

A) PRESSÃO DE HERTZ ADMISSÍVEL

Quando se determina a pressão de Hertz admissível, se relaciona esta última diretamente com a garantia de mínimo desgaste que ocorrerá na superfície de rolamento da roda, quando submetida à força de compressão atuante durante o movimento de abertura e fechamento.

Como a maioria das Comportas Vagão de Tomada D'água, o ciclo de operação de abertura e fechamento é baixo, porque isto geralmente ocorre no fechamento de emergência da Turbina ou no controle de manutenção de um órgão instalado a jusante da mesma, a norma NBR 8883 (1996), em sua tabela, define como frequência de movimentação do equipamento menor que cem vezes por ano.

Portanto, para uma frequência de movimento menor que 100 ao ano, as tensões admissíveis são as indicadas na tabela 3.

Tabela 3 – Tensões admissíveis para o material da roda e pista de rolamento (NBR 8883, 1996).

	Casos de carga		
	Normal	Ocasional	Excepcional
Unidades	[MPa]	[MPa]	[MPa]
Pressão de Hertz admissível	1.471	1.647	N/A

Obs.: Como critério já indicado anteriormente, deve-se garantir que a dureza da pista de rolamento deva ser maior que a dureza da roda em, no mínimo, 25 [HB]. Ver Erbisti, (2002).

B) TENSÕES ADMISSÍVEIS PARA O EIXO

As tensões admissíveis para o eixo são as indicadas na tabela 4.

Tabela 4 – Tensões admissíveis para o material do eixo (NBR 8883, 1996).

	Casos de carga		
	Normal	Ocasional	Excepcional
Unidades	[MPa]	[MPa]	[MPa]
Tensão de comparação	275	347	495

4.1.5 DETERMINAÇÃO DAS CARGAS ATUANTES SOBRE A COMPORTA

Nesta etapa, com os dados de entrada indicados no item 4.1.1, calcula-se a pressão máxima atuante sobre a comporta.

A pressão máxima atuante ocorre na soleira da comporta (parte inferior). O caso crítico de carga é analisado comparando as relações existentes para cada caso de carga atuante contra as relações existentes entre as tensões admissíveis.

Definido o caso crítico de carga preponderante, a carga atuante sobre a estrutura da comporta é determinada pela seguinte equação.

$$F = \gamma \cdot L_v \cdot \left(H \cdot h_v - \frac{h_v^2}{2} \right) \Rightarrow F = \gamma \cdot L_v \cdot h_v \cdot \left(H - \frac{h_v}{2} \right) \quad (32)$$

As figuras 16 e 17 mostram o carregamento e o posicionamento da força F mostrada acima e como determinar seu valor.

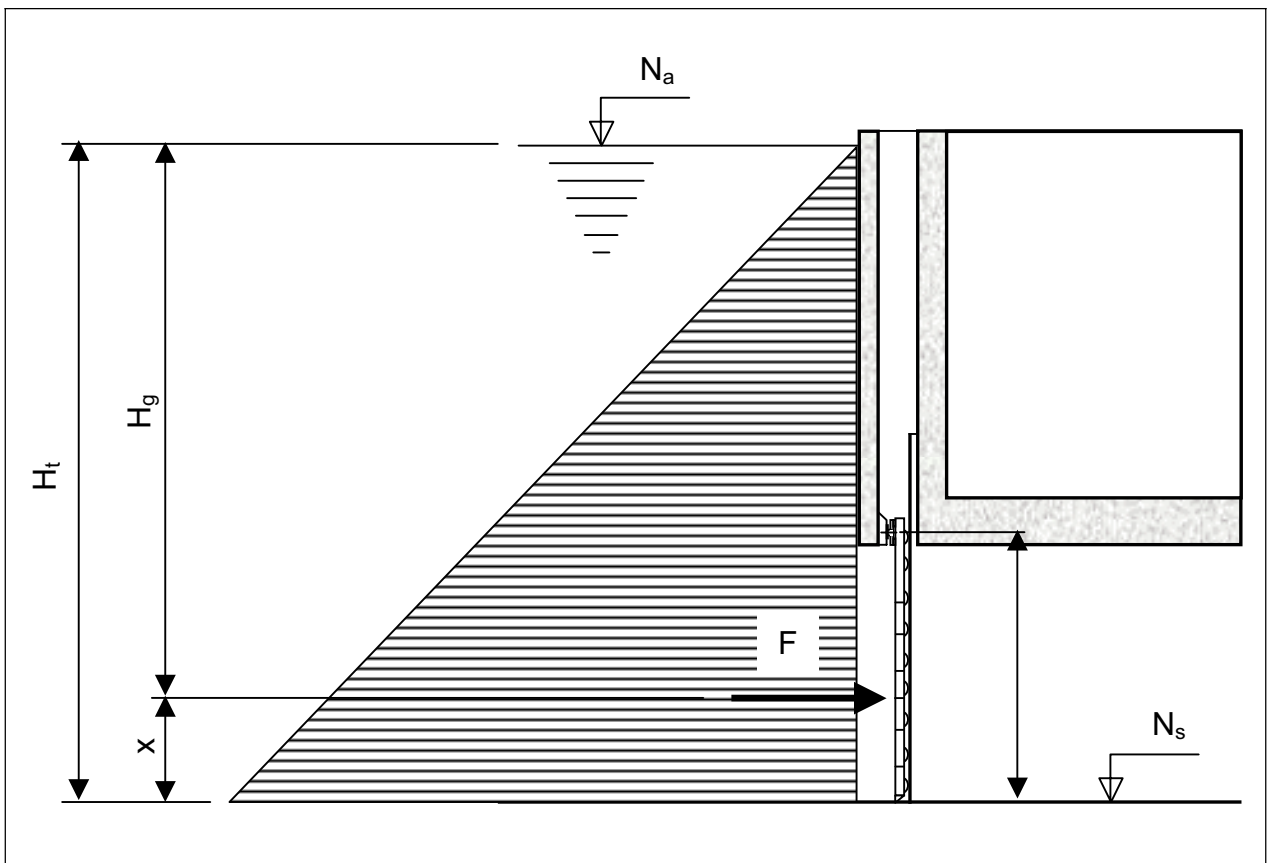


Figura 16 – Carregamento sobre a comporta no plano.

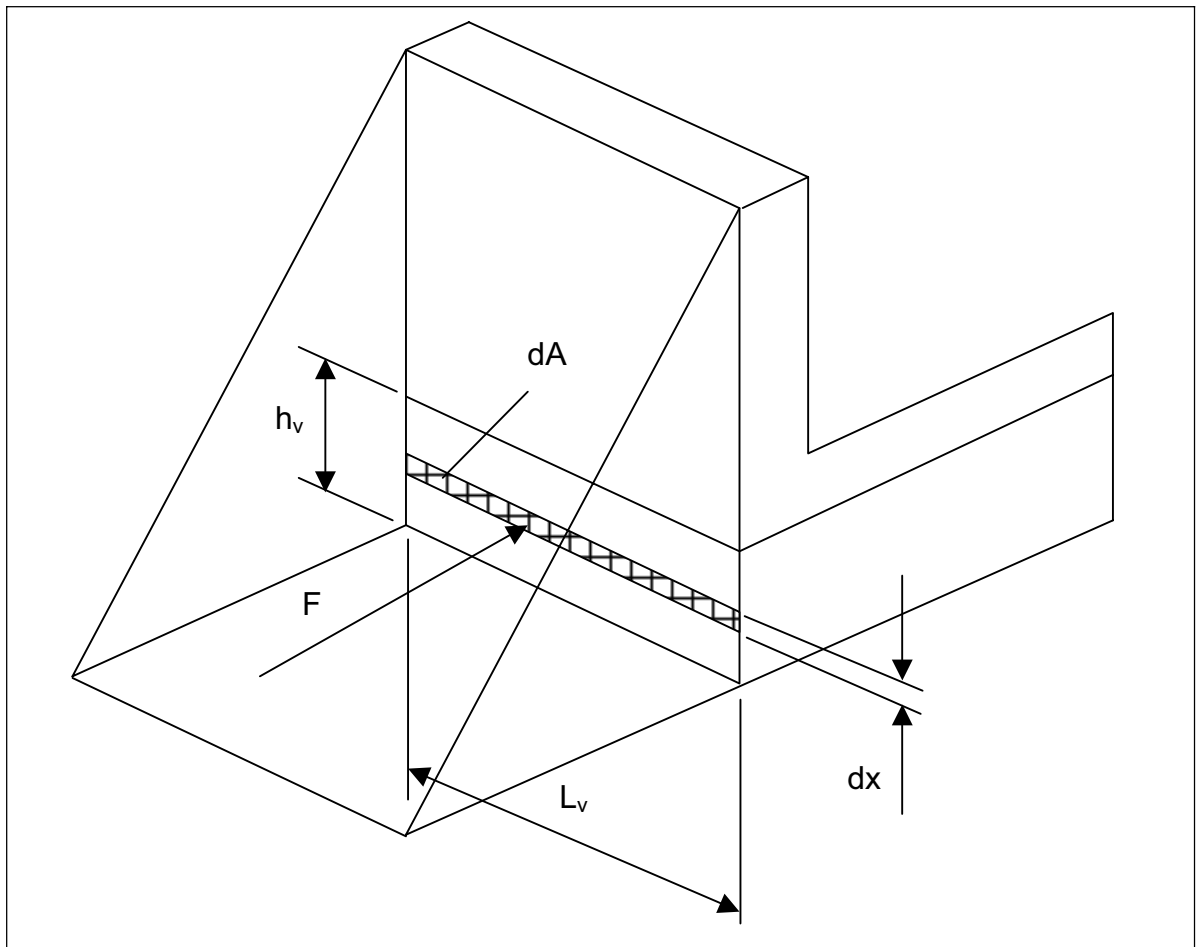


Figura 17 – Carregamento sobre a comporta em vista isométrica.

onde:

N_a = elevação do lago [m];

N_s = elevação da soleira [m];

H = altura manométrica [m.c.a.];

H_t = altura manométrica total [m.c.a.];

H_g = altura do nível do lago até o eixo de aplicação da força F sobre a comporta [m.c.a.];

x = distância do ponto de aplicação da carga até a soleira [m.c.a.];

L_v = vão vedado da comporta [mm];

h_v = altura vedada da comporta [mm];

F = força horizontal aplicada sobre a comporta [kN].

A fórmula para pressão estática é:

$$P = \gamma \cdot H_g \quad (33)$$

Que também se pode escrever:

$$P = \frac{F}{A} \quad (34)$$

A fórmula para obtenção da área é:

$$\partial A = L_v \cdot \partial x \quad (35)$$

A altura manométrica total é definida como:

$$H_t = H_g + x \quad (36)$$

Portanto:

$$H_g = H_t - x \quad (37)$$

A força é:

$$F = P \cdot A \quad (38)$$

Assim, a força horizontal F será definida como:

$$F = P \cdot A \quad (39)$$

$$\partial F = P \cdot \partial A \quad (40)$$

$$F = \int P \cdot \partial A \quad (41)$$

$$F = \int \gamma \cdot H_g \cdot L_v \cdot \partial x \Rightarrow F = \int \gamma \cdot (H_t - x) \cdot L_v \cdot \partial x \Rightarrow F = \gamma \cdot L_v \int_0^{h_v} (H_t - x) \cdot \partial x$$

Fazendo: $H_t = H$, chega-se ao resultado da equação (32) mostrada no início da determinação do esforço.

$$F = \gamma \cdot L_v \cdot \left(H \cdot x - \frac{x^2}{2} \right) \Big|_0^{h_v} \Rightarrow F = \gamma \cdot L_v \cdot \left(H \cdot h_v - \frac{h_v^2}{2} \right) \Rightarrow F = \gamma \cdot L_v \cdot h_v \cdot \left(H - \frac{h_v}{2} \right)$$

Obs.: Formulação idêntica à indicada na equação (32).

Para cada caso de carregamento, obtêm-se os valores indicados na tabela 5 a seguir.

Tabela 5 – Carga hidráulica atuante versus casos de carga possíveis (ver Apêndice A.2).

Casos de carregamento	Carga Hidráulica		
	na soleira a montante	no frontal a montante	na comporta a montante
	H_m	H_{mf}	Q_m
	[m.c.a.]	[m.c.a.]	[kN]
Normal	31,61	11,86	30.436
Ocasional	33,61	13,86	33.237
Excepcional	33,61	13,86	33.237

Portanto, a carga horizontal total F ou Q_t a indicada na tabela 6 a seguir.

Tabela 6 – Carga total na comporta versus casos de carga possíveis (ver Apêndice A.2).

Casos de carregamento	Carga total na comporta	Tensão admissível
	Q_t	σ
	[kN]	[MPa]
Normal	30.436	315,4
Ocasional	33.237	340,3
Excepcional	33.237	381,8

As rodas são posicionadas na estrutura da comporta de maneira a receber a carga máxima horizontal Q_t dividida igualmente para cada uma das mesmas. Portanto, a carga unitária atuante em cada roda será a relação Q_t/N_r para cada caso de carga analisado. Assim, passa-se a realizar o cálculo da roda da comporta, definido pela seguinte seqüência.

4.1.6 DADOS PRINCIPAIS

Conforme NBR 8883, (1996), a relação entre carga radial e carga axial atuante sobre a roda é:

$$F_a/F_r = 0,15.$$

Assim, têm-se, para cada caso de carga, as seguintes cargas radiais e axiais:

Caso normal

F_m = Carga radial por roda

958 [kN]

F_{an} = Carga axial por roda

144 [kN]

Caso ocasional

F_{ro} = Carga radial por roda	1.045 [kN]
F_{ao} = Carga axial por roda	157 [kN]

Caso excepcional

F_{re} = Carga radial por roda	1.045 [kN]
F_{ae} = Carga axial por roda	157 [kN]

4.1.7 PREPONDERÂNCIA DE CARREGAMENTO PARA CÁLCULO DA RODA E EIXO

Para definir o caso preponderante de carga que atua sobre a estrutura/componente, faz-se uma relação entre as tensões admissíveis de cada caso de tensão e compara-se com a carga total na comporta para cada caso de carregamento.

Conforme NBR 8883, (1996), se a relação entre tensões for maior que a relação entre cargas, prevalece o caso de carga de menor intensidade, que é o caso preponderante. Quando a relação entre tensões for menor que a relação entre cargas, prevalece o caso de carga de maior intensidade, que é o caso preponderante.

Portanto, nesta análise, obtêm-se:

Relação para o cálculo da Roda/Pista de rolamento

$$F_{ro}/F_m = 1,09 < \sigma_o/\sigma_n = 1,12$$

Caso preponderante para roda/pista: Normal, para $H_s = 31,610$ [mca]

Relação para o cálculo do eixo:

$$\begin{aligned} F_{ro}/F_m = 1,09 &< \sigma_o/\sigma_n = 1,26 \text{ (caso normal);} \\ F_{re}/F_m = 1,09 &< \sigma_e/\sigma_n = 1,80 \text{ (caso normal);} \\ F_{re}/F_{ro} = 1,00 &< \sigma_e/\sigma_o = 1,43 \text{ (caso ocasional).} \end{aligned}$$

Caso preponderante para o eixo: Normal, para $H_s = 31,610$ [mca]

Para a seleção do rolamento leva-se em conta a maior carga estática que corresponde ao caso de carga excepcional.

4.1.8 DISTRIBUIÇÃO DAS VIGAS E RODAS PARA RECEBER O MESMO CARREGAMENTO

Cálculo de distribuição dos painéis, vigas horizontais e rodas para os seguintes dados:

altura de água sobre a soleira	$H_m = 33,610$ [m]
altura a vedar	$h_v = 19,750$ [m]
nº de painéis	$n_p = 08$
nº de vigas	$n_g = 21$
metade do nº de rodas	$n_r = 16$

Como já mencionado acima, tanto as vigas horizontais, bem como as rodas são posicionadas de maneira a receber a carga máxima horizontal Q_t dividida igualmente para cada uma das mesmas. Assim, determina-se a posição exata de cada componente, ou seja, a posição das vigas e rodas que é calculada pela seguinte fórmula geral, segundo Erbisti (2002):

$$\beta = \frac{n \cdot (H_m - h_v)^2}{H^2 - (H_m - h_v)^2} \quad (42)$$

$$Y = H_m - \frac{2H_m}{3\sqrt{n+\beta}} \left\{ [n + (1+k) + \beta]^{1,5} - (n - k + \beta)^{1,5} \right\} \quad (43)$$

onde:

β = coeficiente para posicionamento das vigas e rodas;

v = índice para vigas;

r = índice para rodas.

Portanto:

$\beta_v = 3,278$ – coeficiente β para posicionamento das vigas;

$\beta_r = 4,303$ – coeficiente β para posicionamento das rodas;

$n = n_p = n_g = n_r$;

$k = [1 \dots n]$ – número da viga ou da roda.

Aplicando-se estes valores nas equações (42) e (43), se obtém, conforme indicado na tabela 7, a divisão das vigas e rodas em relação à soleira, para igual carregamento hidrostático.

Tabela 7 – Divisão das vigas e rodas em relação à soleira, para igual carregamento hidrostático, segundo Erbisti, (2002).

nº viga	distância da soleira	distância entre vigas		Nº roda	distância da soleira	Distância entre rodas	
	Y_v [mm]		[mm]		Y_r [mm]		[mm]
1	334,3		334,3	1	439,7		439,7
2	1.012,0	1-2	677,8	2	1.335,1	1-2	895,4
3	1.704,2	2-3	692,1	3	2.256,1	2-3	921,0
4	2.411,7	3-4	707,5	4	3.204,9	3-4	948,9
5	3.135,6	4-5	723,9	5	4.184,4	4-5	979,4
6	3.877,2	5-6	741,6	6	5.197,6	5-6	1.013,2
7	4.637,7	6-7	760,5	7	6.248,3	6-7	1.050,7
8	5.418,7	7-8	781,0	8	7.341,0	7-8	1.092,7
9	6.222,1	8-9	803,3	9	8.481,2	8-9	1.140,2
10	7.049,7	9-10	827,6	10	9.675,8	9-10	1.194,5
11	7.903,9	10-11	854,2	11	10.933,2	10-11	1.257,4
12	8.787,5	11-12	883,6	12	12.264,7	11-12	1.331,5
13	9.703,8	12-13	916,3	13	13.685,0	12-13	1.420,4
14	10.656,7	13-14	952,9	14	15.215,0	13-14	1.529,9
15	11.650,9	14-15	994,2	15	16.884,7	14-15	1.669,7
16	12.692,3	15-16	1.041,4	16	18.741,5	15-16	1.856,8
17	13.788,5	16-17	1.096,1				
18	14.948,9	17-18	1.160,5				
19	16.186,6	18-19	1.237,7				
20	17.519,5	19-20	1.332,8				
21	18.973,5	20-21	1.454,0				
	19.750,0		776,5				

4.1.9 CÁLCULO DA PRESSÃO DE HERTZ

4.1.9.1 CÁLCULO DA RODA

Segundo Timoshenko (1982), a pressão de Hertz está baseada na teoria elástica e é bem precisa dentro do limite elástico. Porém, depois de exceder o limite elástico, a área de alta tensão abaixo da superfície de contato sofre fluxo plástico que alivia as tensões naquela área.

A pressão de Hertz é geralmente usada como um guia para indicar a severidade do carregamento ou taxas de uso.

Como a tensão aumenta acima do escoamento, durante ciclos repetidos, ocorrem deformações, aumentando sua resistência para um limite de tensão chamada limite de ensaio. Abaixo deste limite de ensaio, o material da superfície é ainda elástico e nenhuma deformação permanente é esperada sobre o caminho de rolamento.

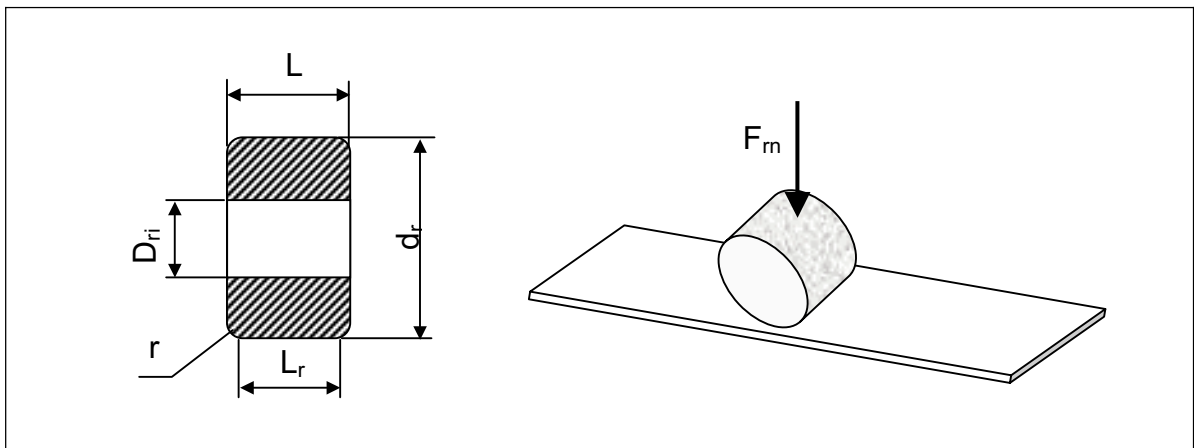


Figura 18 – Carga de compressão externa atuante sobre a roda e dimensões principais da roda.

As principais dimensões da roda são descritas a seguir.

diâmetro externo da roda	$d_r = 390$ [mm]
diâmetro interno da roda	$D_{ri} = 270$ [mm]
largura da roda	$L = 130$ [mm]
raio de arredondamento do canto da banda de rodagem	$r = 2,5$ [mm]
Largura de contato efetiva da roda	$L_r = 125$ [mm]

Devido às grandes forças que as rodas recebem, é importante verificar a tensão de contato da roda atuante no trilho. As fórmulas clássicas de Hertz de tensão de contato para um cilindro (de comprimento finito) agindo sobre um plano são mostradas abaixo.

A máxima pressão de Hertz P_{max} fica diretamente situada abaixo da linha de contato:

$$P_{m\acute{a}x} = 0.59 \sqrt{\frac{F_r \cdot E}{d_r(mm) \cdot L_r(mm)}} \cdot 1000 \quad (44)$$

pressão máxima de Hertz

$$P_{Hertz} = 1.187 \text{ [MPa]}$$

pressão de Hertz admissível

$$P_{adm} = 1.471 \text{ [MPa]}$$

onde:

carga preponderante para a roda:

$$F_r = 957,9 \text{ [kN]}$$

módulo de Young do aço:

$$E_s = 2,06E+06 \text{ [MPa]}$$

coeficiente de Poisson:

$$\mu = 0,3$$

Na comparação de tensões, vê-se que o valor máximo da pressão de Hertz calculado é 1.187 [MPa], valor acima do limite de escoamento.

Não há nenhuma orientação exata sobre o próprio valor para pressão de Hertz aceitável.

Este valor é determinado para aplicações específicas conforme se evolui na busca de resultados dos métodos experimentais já realizados.

A maioria das pesquisas nessa área está relacionada a rolamentos e rodas.

Neste caso, ao longo da superfície de rolamento, sob essas altas tensões de contato só podem acontecer uma vez ao se atingir o colapso do material.

4.1.9.2 CÁLCULO DA TENSÃO DE CISALHAMENTO MÁXIMA

Segundo Juvinal (1967), a tensão de cisalhamento máxima corresponde a 1/3 do valor da pressão de Hertz atuante.

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{1}{3} P_{\text{Hertz}} \quad (45)$$

Assim, com o valor de pressão de Hertz obtido pela equação (44) calculou-se a tensão de cisalhamento máxima, por meio da equação (45), obtendo-se o seguinte resultado:

$$\tau_{\text{máx}} = 396 \text{ [MPa]}$$

4.1.9.3 CÁLCULO DA LARGURA DA ÁREA RETANGULAR DE CONTATO

Segundo Timoshenko (1982), a largura da área retangular de contato é:

$$b = 2.15 \sqrt{\frac{F_r \cdot d_r}{E_s \cdot L_r}} \cdot 1000 \quad (46)$$

Assim, com os dados de F_r , d_r , E_s e L_r , indicados na figura 17, calculou-se a largura da área retangular de contato, por meio da equação (46), obtendo-se o seguinte resultado:

$$b = 8,2 \text{ [mm]}$$

Segundo Juvinal (1967), a profundidade onde ocorre o cisalhamento máximo é:

$$h_{\text{máx}} = 0.4 \times b \quad (47)$$

Assim, com o valor de b obtido pela equação (46) calculou-se a profundidade onde ocorre o cisalhamento máximo, por meio da equação (47), obtendo-se o seguinte resultado:

$$h_{\text{máx}} = 3,3 \text{ [mm]}$$

Conforme informado no capítulo 4, item 4.1.1, adota-se como espessura mínima para o anel do cubo da roda e como espessura mínima do aço inoxidável da pista de rolamento, um valor maior que $2 \times h_{\text{máx}}$, ou seja:

$$e_{\text{adotada}} = 2 \times h_{\text{máx}} \quad (48)$$

Assim, com o valor de $h_{\text{máx}}$ obtido pela equação (47) calculou-se a espessura mínima adotada, por meio da equação (48), obtendo-se o seguinte resultado:

$$e_{\text{adotada}} = 2 \times 3,3 = 6,6 \text{ [mm]}.$$

4.1.10 SELEÇÃO DO ROLAMENTO

Utilizando o catálogo do fabricante para rolamentos autocompensadores de rolos, faz-se a seleção do rolamento. Primeiramente necessita-se dos seguintes dados de entrada, para os casos de carga correspondentes:

4.1.10.1 DADOS DE ENTRADA

carga radial máxima no rolamento (caso normal/ocasional)	$F_r = 1.045$ [kN]
carga axial máxima no rolamento (caso normal/ocasional)	$F_{ra} = 157$ [kN]
fator de segurança estático (normal/ocasional)	$S_o = 1$
carga radial máxima no rolamento (excepcional)	$F_{re} = 1.045$ [kN]
carga axial máxima no rolamento (excepcional)	$F_{rae} = 157$ [kN]
fator de segurança estático (excepcional)	$S_{oe} = 1$
rolamento selecionado	FAG 23132 EAS.M
diâmetro externo do rolamento	$D_e = 270$ [mm]
diâmetro interno do rolamento	$d_i = 160$ [mm]
largura do rolamento	$B = 86$ [mm]

4.1.10.2 VERIFICAÇÃO PARA CARGA ESTÁTICA

Nesta etapa, se realizará a verificação da capacidade de carga estática do rolamento selecionado.

Segundo SKF (1984) a determinação da capacidade de carga estática é realizada através da seguinte seqüência e aplicando as fórmulas (49), (50), (51) e (52) a seguir:

capacidade de carga estática	$C_o = 1.530$ [kN]
fator	$Y_o = 2$
carga estática equivalente (caso normal/ocasional)	

$$P_o = F_r + Y_o \cdot F_{ra} \quad (49)$$

Portanto, utilizando a equação (49) obtêm-se a carga estática equivalente com valor de:

$$P_o = 1.400$$
 [kN]

carga estática requerida (normal/ocasional)

$$P_m = S_o \cdot P_o \quad (50)$$

Portanto, utilizando a equação (50) obtêm-se a carga estática requerida com valor de:

$$P = 1.400 \text{ [kN]}$$

carga estática equivalente (excepcional)

$$P_{oe} = F_{re} + Y_o \cdot F_{rae} \quad (51)$$

Portanto, utilizando a equação (51) obtêm-se a carga estática equivalente com valor de:

$$P_{oe} = 1.400 \text{ [kN]}$$

carga estática requerida (excepcional)

$$P_{re} = S_{oe} \cdot P_{oe} \quad (52)$$

Portanto, utilizando a equação (52) obtêm-se a carga estática requerida com valor de:

$$P_{re} = 1.400 \text{ [kN]}$$

4.1.10.3 VERIFICAÇÃO PARA VIDA DO ROLAMENTO

Nesta etapa, realizar-se-á a verificação para a vida do rolamento selecionado.

Segundo SKF (1984) a determinação da vida do rolamento é realizada por meio dos seguintes dados de entrada principais:

capacidade de carga dinâmica		$C = 980 \text{ [kN]}$
fator e		$e = 0,29$
fator Y_l	para $e \geq F_{ra}/F_r$	$Y_l = 2,32$
expoente ' p '	para rolamento de rolos	$p = 3,33$
velocidade da comporta		$v = 29,0 \text{ [mm/s]}$
curso da comporta		Curso = 17,8 [m]
diâmetro externo da roda		$d_r = 390 \text{ [mm]}$

A capacidade de carga dinâmica equivalente é determinada pela fórmula (53) indicada a seguir:

$$P = F_r + Y_l \cdot F_{ra} \quad (53)$$

Portanto, utilizando a equação (53) obtêm-se a capacidade de carga dinâmica equivalente com valor de:

$$P = 1.409 \text{ [kN]}$$

Número de horas de operação (L_{10h})

Antes de calcular-se o número de horas de operação, deve-se conhecer:

número de rotações por minuto $1,420$ [rpm]

número de horas de operação $L_{10h} = 3.496,6$ [horas]

número de ciclos de abertura/fechamento da comporta

$n_{\text{ciclos}} = 10.254$ [ciclos]

Portanto, concluiu-se que para um curso de movimentação de $17,80$ [m] e velocidade de operação de 29 [mm/s], a vida útil do rolamento implicará num total de 10.254 ciclos de abertura / fechamento.

4.1.11 CÁLCULO DO EIXO BI-APOIADO

Nesta etapa, será realizado o cálculo do eixo suporte da roda. O eixo é considerado como uma viga bi-apoiada com uma carga concentrada aplicada no centro.

4.1.11.1. DADOS

a) A figura 19 mostra o carregamento externo que atua sobre o eixo bi-apoiado. As cargas F_r e F_a estão indicadas na seqüência.

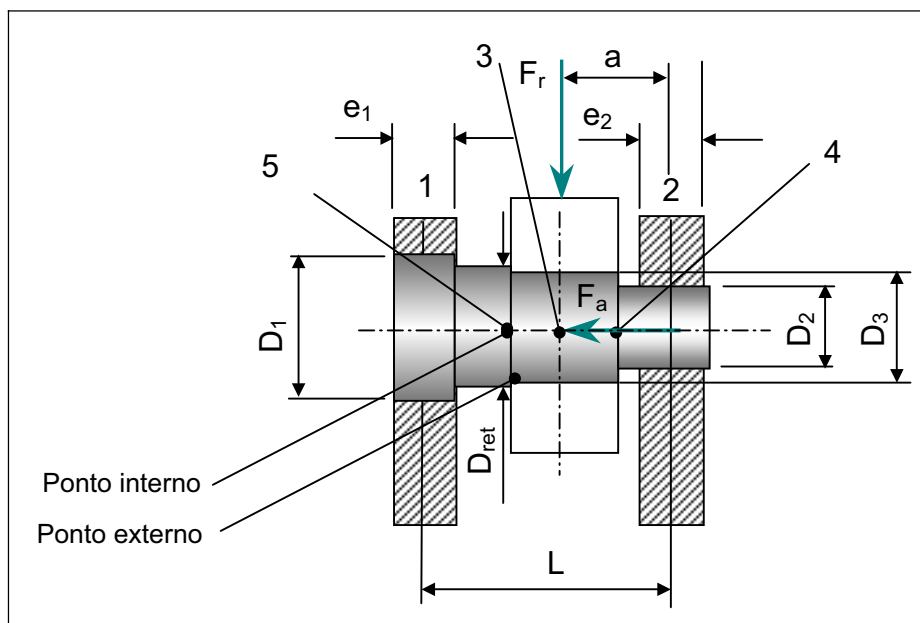


Figura 19 – Carregamento externo atuante sobre o eixo bi-apoiado.

onde:

carga radial no eixo	$F_r = 958$ [kN]
carga axial no eixo	$F_a = 144$ [kN]
distância entre centros dos apoios (cabeceiras)	$L = 171,7$ [mm]
largura do rolamento	$B = 86$ [mm]
distancia 'a'	$a = 85,85$ [mm]
espessura da cabeceira no apoio 1	$e_1 = 16$ [mm]
espessura da cabeceira no apoio 2	$e_2 = 19$ [mm]

b) Propriedades geométricas das seções do eixo:

Por meio da seção transversal da figura plana, obtêm-se as propriedades geométricas da barra circular:

diâmetro do eixo na região do retentor $D_{ret} = 170$ [mm]

Na seção do apoio n° 1, têm-se as seguintes propriedades:

- diâmetro do eixo $D_1 = 182$ [mm]
- área da seção do eixo

$$A_{s1} = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \quad (54)$$

$$A_{s1} = 26.016 \text{ [mm}^2\text{]}$$

- momento de inércia do eixo

$$I_1 = \frac{\pi \cdot D_1^4}{64} \quad (55)$$

$$I_1 = 5,39E+07 \text{ [mm}^4\text{]}$$

- momento de resistência à flexão

$$W_{f1} = \frac{\pi \cdot D_1^3}{32} \quad (56)$$

$$W_{f1} = 5,92E+05 \text{ [mm}^3\text{]}$$

Na seção do apoio n° 2, têm-se as seguintes propriedades:

diâmetro do eixo $D_2 = 153$ [mm]

área da seção do eixo $A_{s2} = 18.385$ [mm²]

momento de inércia $I_2 = 2,69E+07$ [mm⁴]

momento de resistência à flexão $W_{f2} = 3,52E+05$ [mm³]

Na seção do rolamento (3), têm-se as seguintes propriedades:

diâmetro do eixo	$D_3 = 160 \text{ [mm]}$
área da seção do eixo	$A_{s3} = 20.106 \text{ [mm}^2\text{]}$
momento de inércia	$I_3 = 3,22\text{E}+07 \text{ [mm}^4\text{]}$
momento de resistência à flexão	$W_{f3} = 4,02\text{E}+05 \text{ [mm}^3\text{]}$

4.1.11.2 REAÇÃO NOS APOIOS

As reações nos apoios, que são provenientes dos vínculos dos apoios do eixo, devem formar com a carga externa aplicada um sistema de esforços em equilíbrio. Portanto, a reação no apoio 1 corresponde à metade do valor da carga aplicada sobre o eixo e será:

$$R_{a1} = \frac{Fr.a}{L} \quad (57)$$

Assim, calcula-se o valor da reação no apoio 1, que será: $R_{a1} = 479 \text{ [kN]}$

Pelo fato da carga estar centrada em relação aos apoios do eixo, a reação no apoio 2 também corresponde à metade do valor da carga aplicada sobre o eixo e será:

$$R_{a2} = \frac{Fr.(L-a)}{L} \quad (58)$$

Assim, calcula-se o valor da reação no apoio 2, que será: $R_{a2} = 479 \text{ [kN]}$

4.1.11.3 CÁLCULO DO EIXO

Nesta etapa, passa-se a verificar os esforços internos solicitantes, que correspondem aos esforços atuantes nas seções transversais de cada ponto do eixo. Primeiramente, determina-se a tensão axial que atua sobre o eixo.

A tensão axial corresponde à força axial, ou normal, aplicada perpendicularmente ao plano da seção transversal onde à mesma age.

Assim, ao se dividir esta força pela área da seção transversal de cada ponto estudado e por meio da equação (59) obtêm-se os seguintes resultados:

$$\sigma_{n1} = \frac{Fa}{A_{s1}} \quad (59)$$

$$\sigma_{n1} = -5,5 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{n2} = 7,8 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{n3} = -7,1 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{n4} = 7,8 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{n5} = -7,1 \quad [\text{MPa}]$$

O diagrama de esforços cortantes será como indicado na figura 20 abaixo:

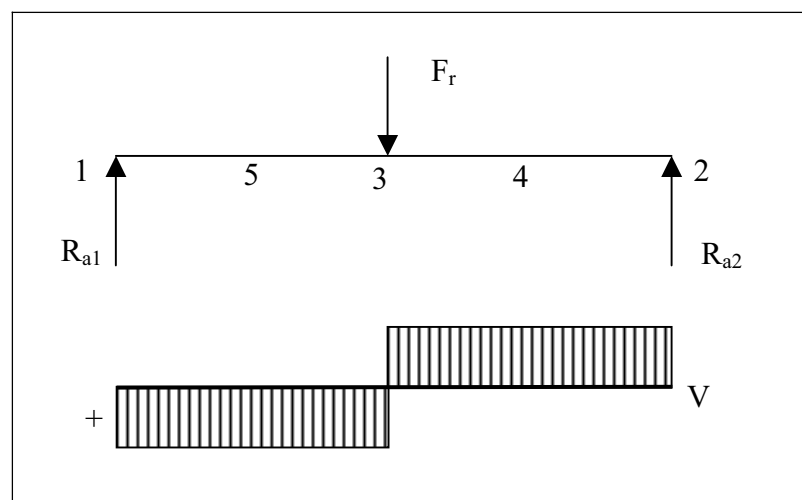


Figura 20 – Diagrama de esforços cortantes no eixo.

Os valores para cada ponto do diagrama correspondem a:

$$V_1 = 479,0 \quad [\text{kN}]$$

$$V_2 = 479,0 \quad [\text{kN}]$$

$$V_3 = 479,0 \quad [\text{kN}]$$

$$V_4 = 479,0 \quad [\text{kN}]$$

$$V_5 = 479,0 \quad [\text{kN}]$$

A tensão de cisalhamento máxima é calculada por meio da aplicação da componente do esforço cortante que age sobre a seção transversal em cada ponto estudado.

Assim, utilizando a equação (60), obtêm-se os seguintes valores para a tensão de cisalhamento máxima:

$$\tau_1 = \frac{4}{3} \cdot \frac{V_1}{A_{s1}} \quad (60)$$

$$\tau_1 = 24,5 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_2 = 34,7 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_3 = 31,8 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_4 = 34,7 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_5 = 31,8 \text{ [MPa]}$$

Analogamente, pode-se calcular a tensão de cisalhamento média por meio da fórmula (61):

$$\tau_{1m} = \frac{V_1}{A_{s1}} \quad (61)$$

$$\tau_{1m} = 18,4 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{2m} = 26,1 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{3m} = 23,8 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{4m} = 26,1 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{5m} = 23,8 \text{ [MPa]}$$

O momento fletor é o esforço solicitante, em forma de momento, cujo plano de ação é perpendicular ao plano da seção transversal. Neste caso, o momento é o produto vetorial da carga externa aplicada no eixo pela distância até o ponto de análise. Assim, têm-se o seguinte diagrama de momentos fletores para o eixo.

O diagrama de momento fletor será como indicado na figura 21 abaixo:

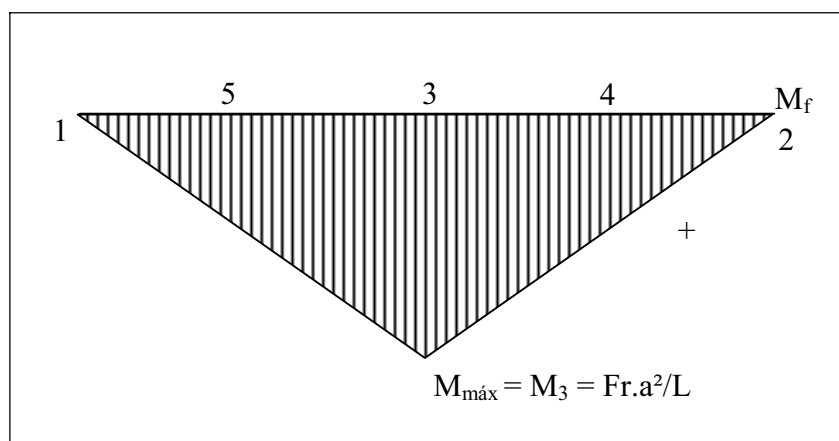


Figura 21 – Diagrama de momento fletor no eixo.

Os valores para cada ponto do diagrama correspondem a:

$$M_{f1} = 0 \text{ [kN.m]}$$

$$M_{f2} = 0 \text{ [kN.m]}$$

$$M_{f3} = 41.118 \text{ [kN.m]}$$

$$M_{f4} = 20.523 \text{ [kN.m]}$$

$$M_{f5} = 20.523 \text{ [kN.m]}$$

Com os valores do momento fletor obtidos no item anterior, pode-se calcular agora a tensão de flexão, que corresponde a:

$$\sigma_{f1} = \frac{M_{f1}}{W_{f1}} \quad (62)$$

$$\sigma_{f1} = 0,0 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{f2} = 0,0 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{f3} = 102,3 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{f4} = 58,4 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{f5} = 51,0 \text{ [MPa]}$$

Nesta etapa, será interessante mostrar que os resultados para a tensão de Von Mises variam na análise de cada ponto do eixo.

Para o ponto 1, interno, as tensões combinadas encontradas (para elementos mecânicos) são as indicadas na fórmula (63) e a tensão normal é combinada com a tensão de cisalhamento máxima.

tensão no ponto 1 (interno)

$$\sigma_{comp1i} = \sqrt{\sigma_{n1}^2 + 3 \cdot \tau_1^2} \quad (63)$$

Assim, com a utilização da equação (63) obtêm-se como resultado para a tensão de Von Mises para o ponto 1 (interno) o valor de:

$$\sigma_{comp1i} = 43 \text{ [MPa]}$$

Para o ponto 1 externo as tensões encontradas são as indicadas na fórmula (64) e tensões de flexão e as tensões normais são somadas e posteriormente combinadas com a tensão de cisalhamento média.

tensão no ponto 1 (externo)

$$\sigma_{comp3e} = \sqrt{(\sigma_{f1} + \sigma_{n1})^2 + 3 \cdot \tau_{1m}^2} \quad (64)$$

Assim, com a utilização da equação (64) obtêm-se como resultado para a tensão de Von Mises para o ponto 1 (externo) o valor de: $\sigma_{\text{comp1e}} = 32$ [MPa]

Analogamente, utilizando as equações (63) e (64), pode-se obter as tensões de Von Mises para os demais pontos do eixo.

tensão no ponto 2 (interno)	$\sigma_{\text{comp2i}} = 61$ [MPa]
tensão no ponto 2 (externo)	$\sigma_{\text{comp2e}} = 46$ [MPa]
tensão no ponto 3 (interno)	$\sigma_{\text{comp3i}} = 55$ [MPa]
tensão no ponto 3 (externo)	$\sigma_{\text{comp3e}} = 104$ [MPa]
tensão no ponto 4 (interno) – equação (63)	$\sigma_{\text{comp4i}} = 61$ [MPa]
tensão no ponto 4 (externo) – equação (64)	$\sigma_{\text{comp4e}} = 80$ [MPa]
tensão no ponto 5 (interno) – equação (63)	$\sigma_{\text{comp5i}} = 55$ [MPa]
tensão no ponto 5 (externo) – equação (64)	$\sigma_{\text{comp5e}} = 60$ [MPa]

4.2 SIMULAÇÃO NUMÉRICA COM ELEMENTOS FINITOS

O método de Elementos Finitos será utilizado para determinar as modificações que se introduzirá no projeto da roda, modificando o diâmetro externo e verificando a possibilidade de surgirem pontos concentradores de tensões.

Primeiro, utilizar-se-á o método dos elementos finitos para calcular a roda e eixo, verificando as possíveis diferenças entre os resultados do método analítico para o método numérico.

Os parâmetros adotados para a análise foram:

Excentricidade do eixo: $e = 3$ [mm]

Módulo de Young do aço: $E_s = 2,06E+06$ [MPa]

Coefficiente de Poisson: $\mu = 0,3$

4.2.1 ANÁLISE DO EIXO

4.2.1.1 GEOMETRIA E CARREGAMENTO

Modelou-se o eixo como um volume sólido. Dividiu-se a região de contato que suporta o rolamento em quatro partes para reproduzir uma aproximação do valor da carga concentrada. A figura 22 mostra o eixo modelado pelo programa *ANSYS*[®] 9.0.

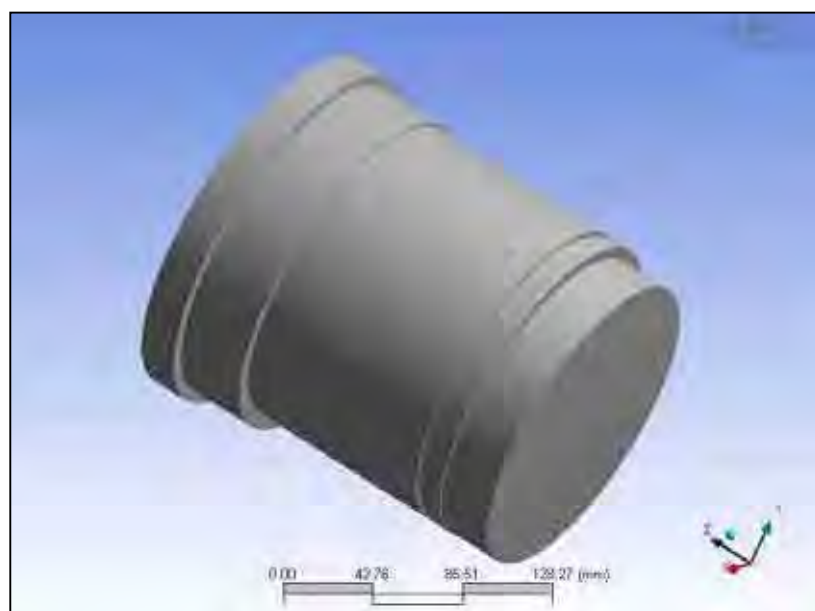


Figura 22 – Geometria do eixo modelado no programa *ANSYS*[®] 9.0.

Adota-se que o carregamento é uma pressão distribuída em uma superfície que representa $\frac{1}{4}$ da circunferência. É uma aproximação do carregamento parabólico aplicado nesta superfície.

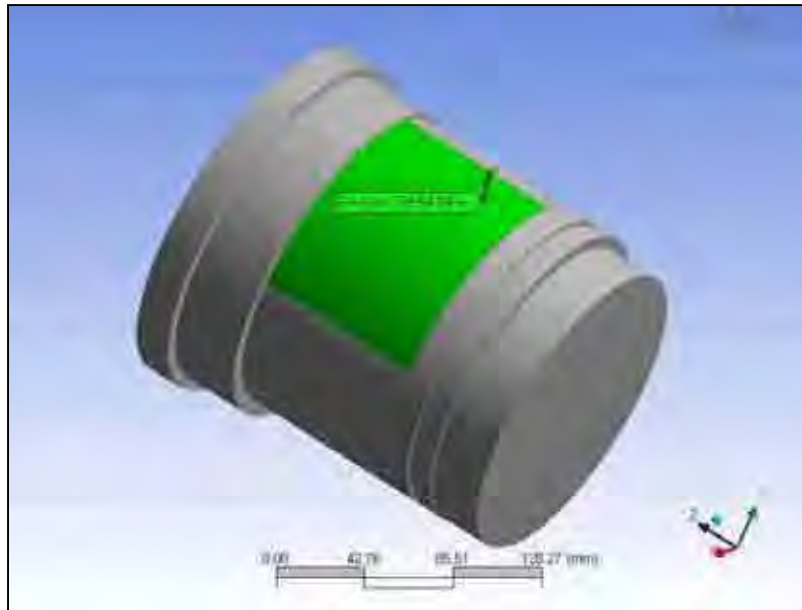


Figura 23 – Pressão aplicada sobre a peça no eixo y.

4.1.2.3 RESTRIÇÕES

A figura 24 mostra que se adotou uma restrição radial do tipo engaste para os diâmetros laterais em cada extremidade do eixo analisado.

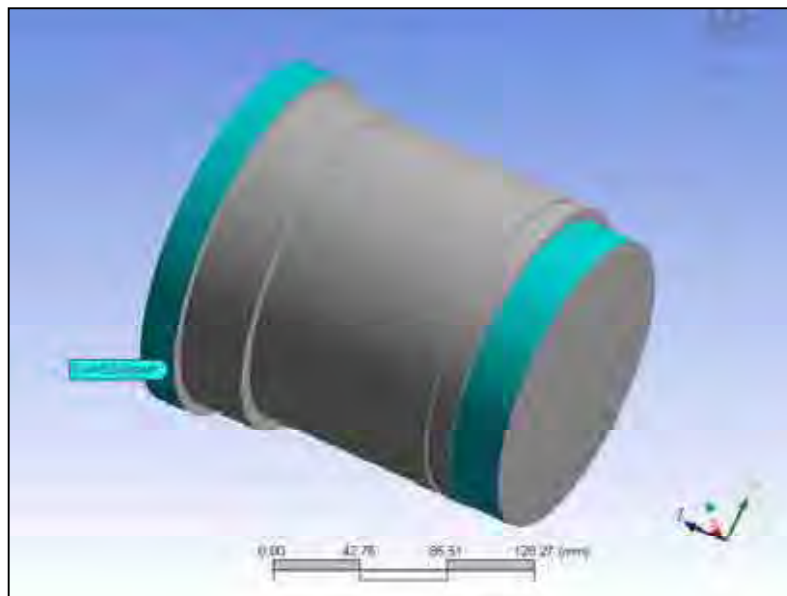


Figura 24 – Restrição tipo engaste radial nos diâmetros externos do eixo.

4.2.1.3 MALHA

Utilizou-se o elemento **SOLID95**. Este elemento pode tolerar formas irregulares sem muita perda de precisão. Elementos de **SOLID95** têm perfil de deslocamento compatível podendo-se modelar boas condições de contorno. O elemento está definido por 20 nós com três graus de liberdade por nó: translações nos nós x, y, e na direção z. O elemento pode ter qualquer orientação de espaço. **SOLID95** admite plasticidade, fluência, resistência à tensão, grande deflexão, e grande capacidade de deformação.

Na geração da malha, foi utilizada uma malha livre, não apresentando um tamanho nem a quantidade definida de nós.

A figura 25 mostra a aplicação da malha de geração livre sobre o eixo.

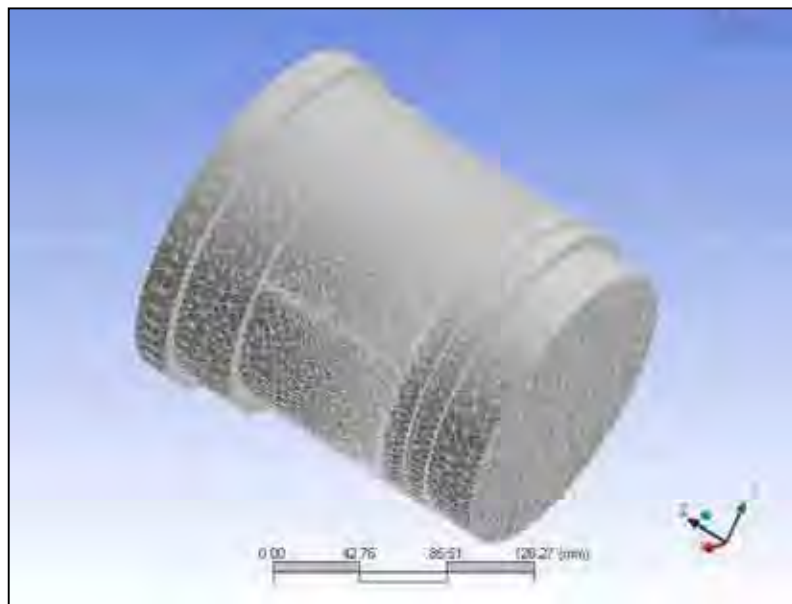


Figura 25 – Malha de geração livre aplicada no eixo.

4.2.1.4 PERFIL DEFORMADO

A figura 26 mostra a deformação gerada pela aplicação da pressão sobre a superfície do eixo.

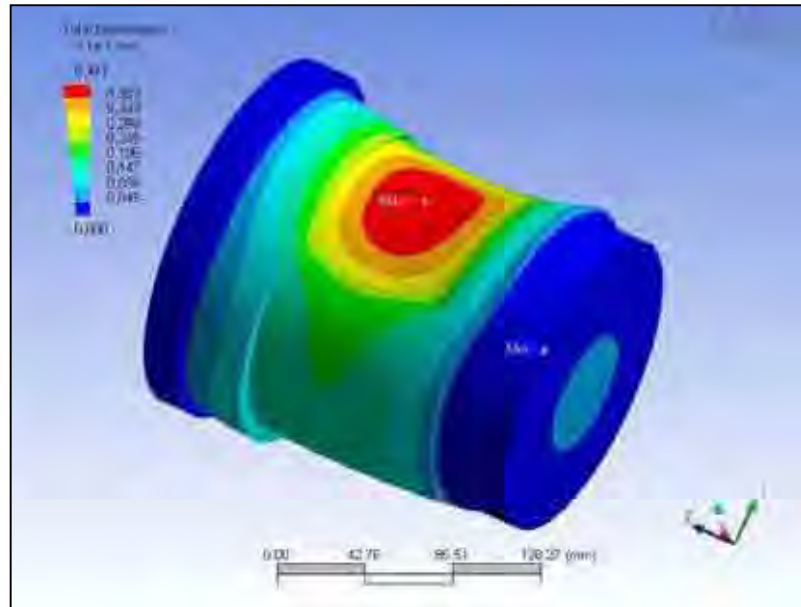


Figura 26 – Perfil deformado da peça no eixo y (escala não verdadeira).

4.2.1.5 TENSÕES ATUANTES

A figura 27 mostra as tensões de cisalhamento atuantes sobre o eixo.

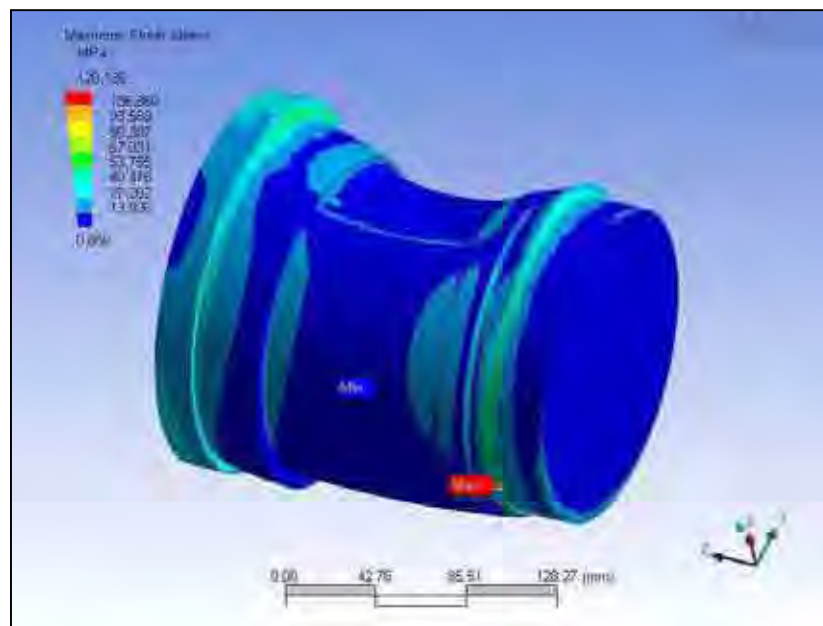


Figura 27 – Tensão de cisalhamento atuante sobre o eixo.

A figura 28 mostra as tensões combinadas atuantes sobre o eixo.

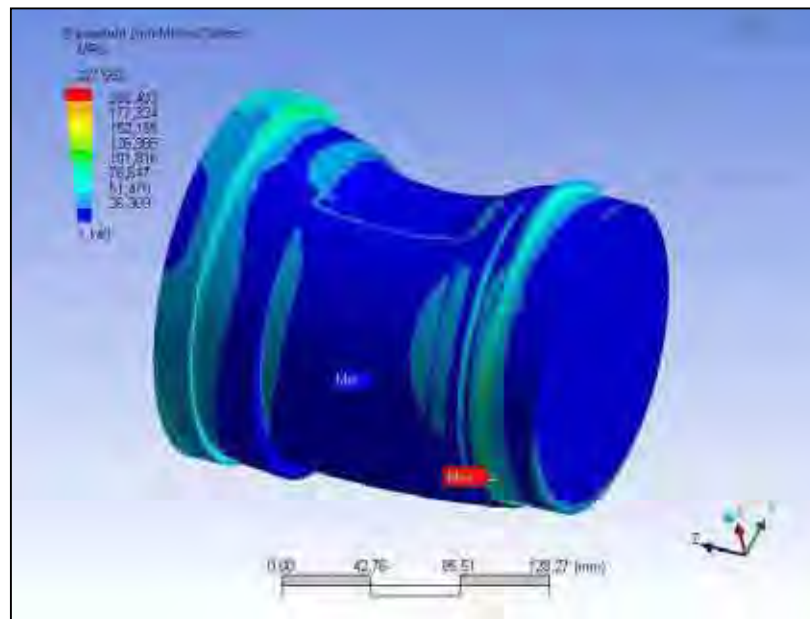


Figura 28 – Tensão de Von Mises atuante sobre o eixo.

Conforme critérios para tensões admissíveis estabelecidos na NBR 8883 (1996), os resultados obtidos pelo MEF para o eixo, mostram que as tensões atuantes no contato entre o diâmetro interno do rolamento e o diâmetro externo do eixo apresentam tensões muito inferiores às admissíveis, e pode-se concluir que o mesmo apresenta um comportamento estrutural seguro e livre de falhas.

4.2.2 ANÁLISE DA PRESSÃO DE HERTZ DA RODA E CAMINHO DE ROLAMENTO PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Utilizando as medidas entre a roda e o trilho como dados de entrada, pode-se realizar uma análise do contato mecânico entre a roda e o trilho, pelo método de elementos finitos (MEF) do programa *ANSYS*[®].

Tradicionalmente, o método é utilizado para investigar o método analítico de Hertz. O mesmo está baseado na suposição de meio-espaço como também em um modelo material linear-elástico.

A suposição de meio-espaço introduz limitações geométricas no contato.

Isto significa que as dimensões significantes da área de contato devem ser pequenas comparadas com os raios relativos de curvatura da roda.

Utilizando o método de Elementos Finitos (MEF) pode-se comparar os resultados do caso de contato no MEF com os resultados do método analítico de Hertz.

4.2.2.1 GEOMETRIA E CARREGAMENTO INICIAL

Adota-se como carregamento inicial, a carga distribuída nos nós da superfície de contato de 8,2 [mm] de largura por 127 [mm] de comprimento. Assim, distribui-se a carga atuante sobre a roda de 97680 [kgf] nos nós posicionados nesta área. A figura 29 mostra o modelamento realizado para a região de contato da roda no programa *ANSYS*[®] 9.0.

Os parâmetros adotados para a análise foram:

Excentricidade do eixo: $e = 3$ [mm]

Módulo de Young do aço: $E_s = 2,06E+06$ [MPa]

Coefficiente de Poisson: $\mu = 0,3$

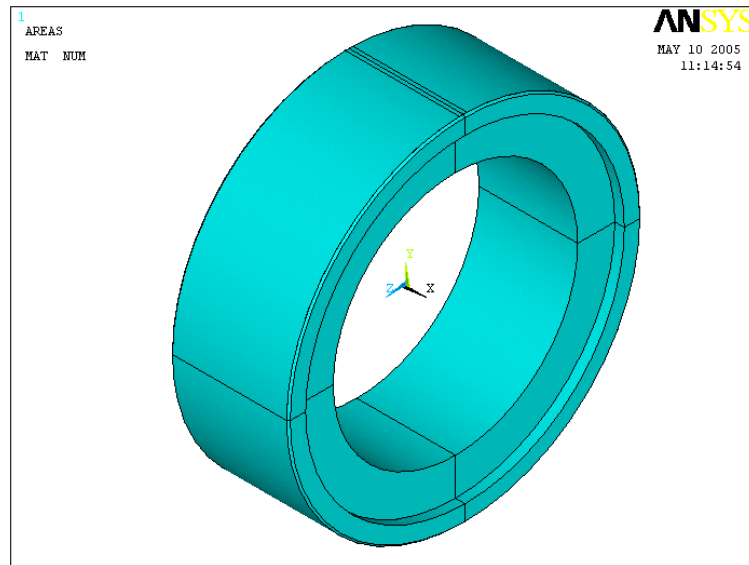


Figura 29 – Modelamento da geometria realizado para a região de contato da roda no programa ANSYS® 9.0.

As restrições introduzidas foram: uma restrição radial, ao longo da superfície do diâmetro interno da roda em 180° e uma restrição para limitar o deslocamento e rotação no eixo x. Adicionalmente, a figura 30 mostra também as restrições.

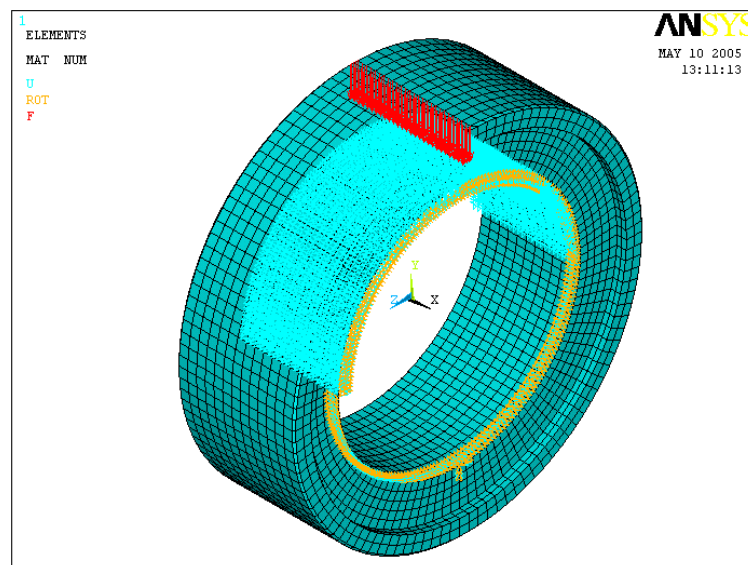


Figura 30 – Restrições e carga aplicada na região de contato da roda.

4.2.2.2 MODELO INICIAL

A) MALHA

Novamente, utiliza-se o elemento **SOLID95** para modelar a região de contato da roda com a superfície do caminho de rolamento. Entretanto, para este caso, utilizou-se uma malha mapeada na superfície de contato de 8,2 [mm] por 127 [mm], distribuindo a carga sobre os nós dispostos nessa região.

A figura 31 mostra a malha mapeada aplicada para a roda e a região de contato com o caminho de rolamento.

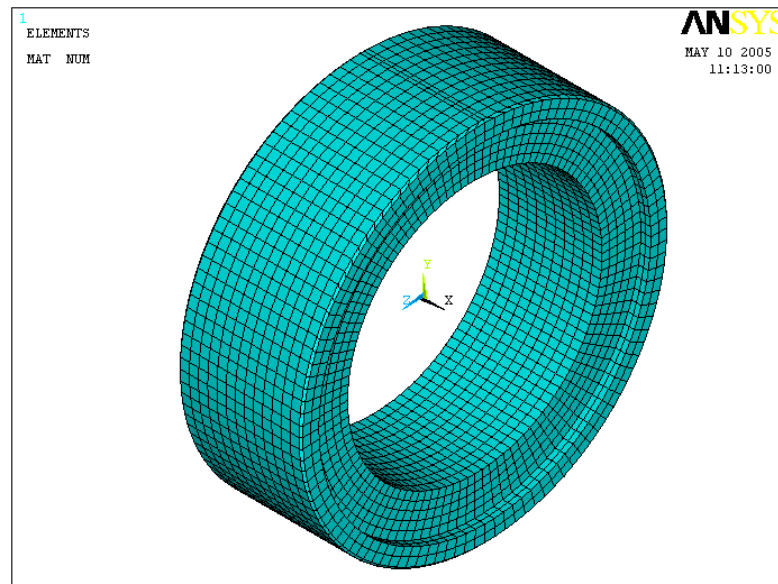


Figura 31 – Malha mapeada aplicada para a roda e região de contato com o caminho de rolamento.

B) CONDIÇÕES DE CONTORNO E RESTRIÇÕES

As restrições introduzidas serão: uma restrição radial, ao longo da superfície do diâmetro interno da roda em 180° e uma restrição para limitar o deslocamento e rotação no eixo x. A figura 32 mostra as restrições introduzidas.

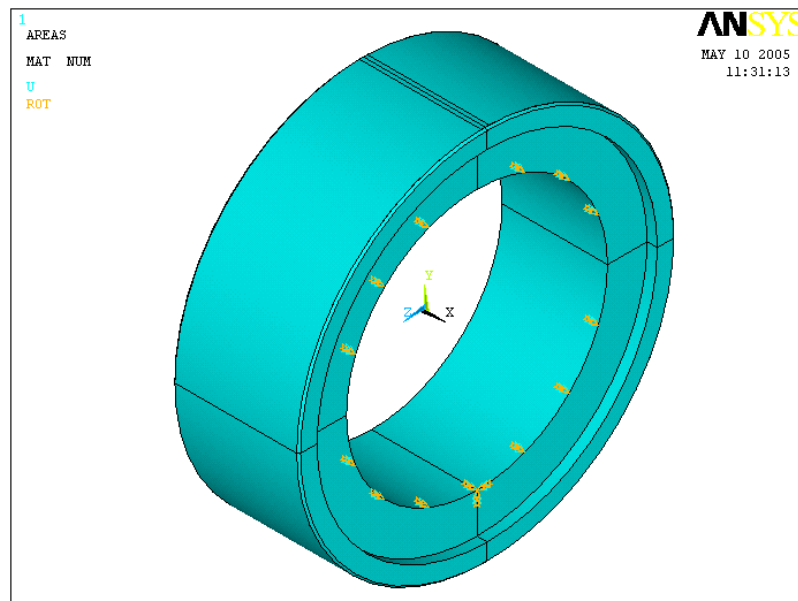


Figura 32 – Condições de contorno e restrições introduzidas

C) TENSÕES ATUANTES

Nesta etapa, apresenta-se o resultado das tensões de contato equivalentes no eixo x, onde se pode verificar pela figura 33, que a máxima tensão de contato ocorre nas bordas da superfície de rolamento da roda.

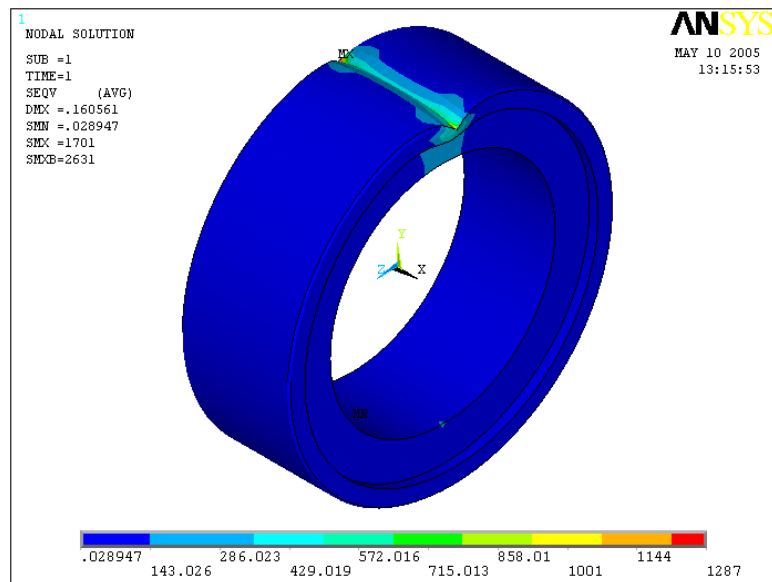


Figura 33 – Máxima pressão de contato na roda em vista isométrica [MPa].

O mesmo campo de tensões é apresentado na figura 34, onde se pode verificar a máxima tensão de contato nas bordas da superfície de rolamento da roda.

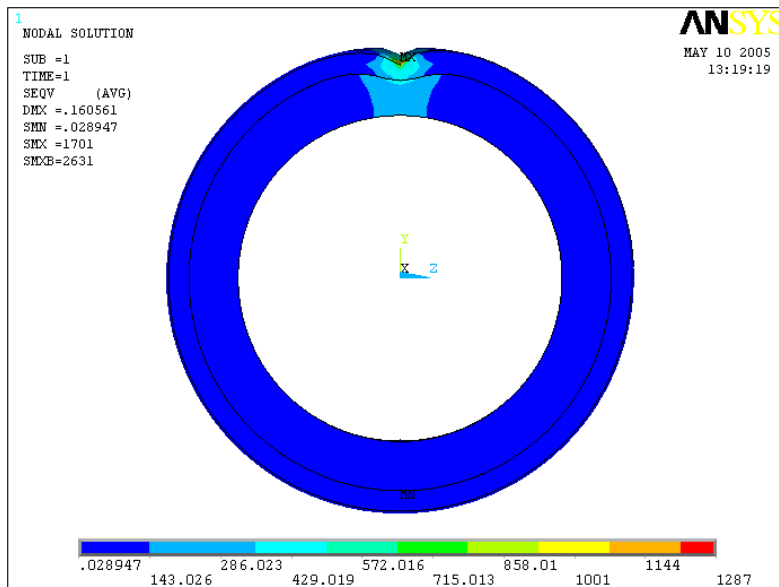


Figura 34 – Máxima tensão de contato na roda em vista lateral [MPa].

O mesmo campo de tensões é apresentado na figura 35, onde pode-se verificar a máxima tensão de contato nas bordas da superfície de rolamento da roda.

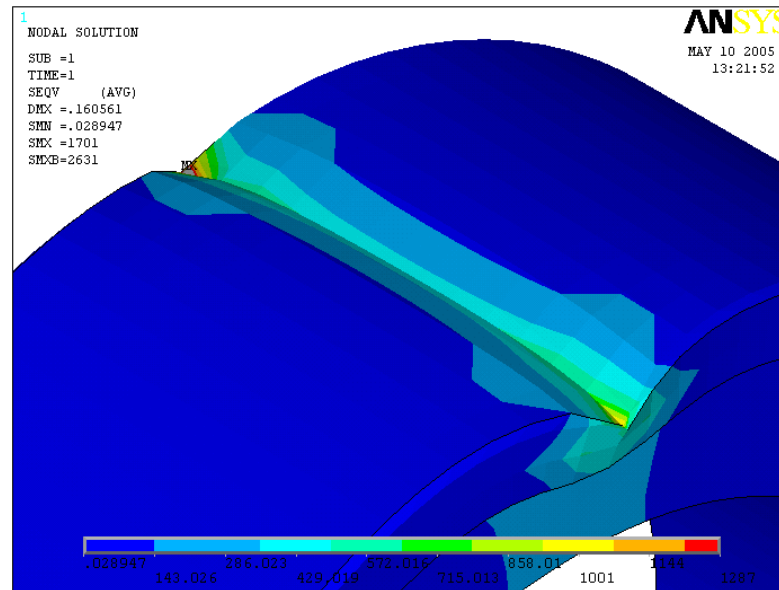


Figura 35 – Pontos concentradores de tensão no eixo x decorrentes da aplicação da carga externa [MPa].

Um campo de tensões ampliado é apresentado na figura 36, onde se pode verificar a máxima tensão de contato nas bordas da superfície de rolamento da roda.

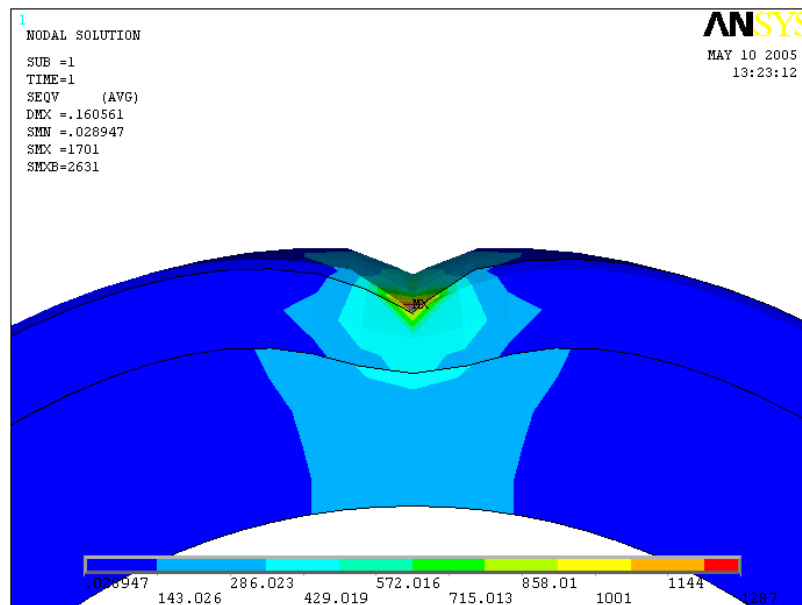


Figura 36 – Pontos concentradores de tensão em vista lateral [MPa].

Da mesma maneira, pode-se apresentar o campo de tensões cisalhantes no eixo xy e mostrar que analogamente às tensões de compressão anteriormente apresentadas, os pontos de máxima tensão cisalhante ocorrem na extremidade da superfície de rolamento da roda. A figura 37 mostra esse campo de tensões.

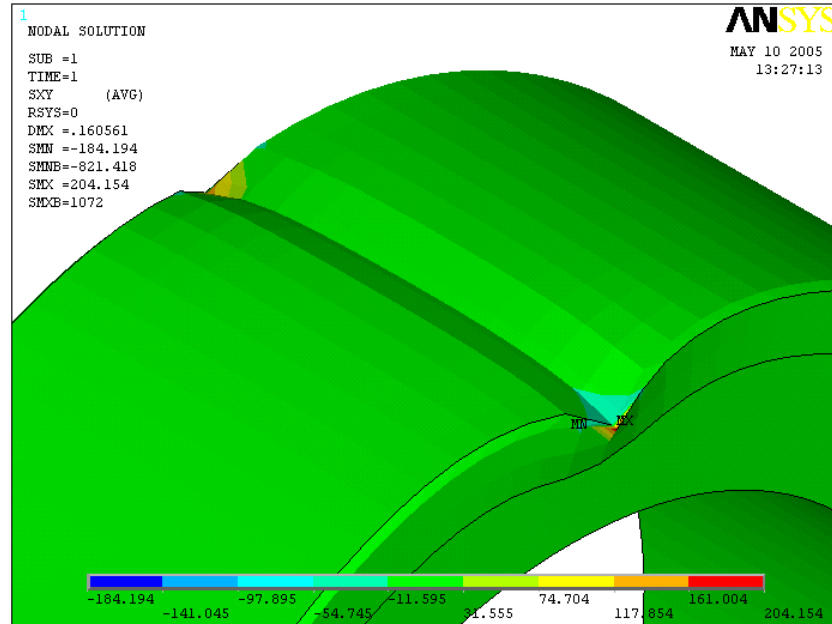


Figura 37 – Tensão de cisalhamento máxima na extremidade da roda [MPa].

Da mesma maneira, pode-se mostrar na figura 38 a vista lateral do plano xy de tensão de cisalhamento máxima.

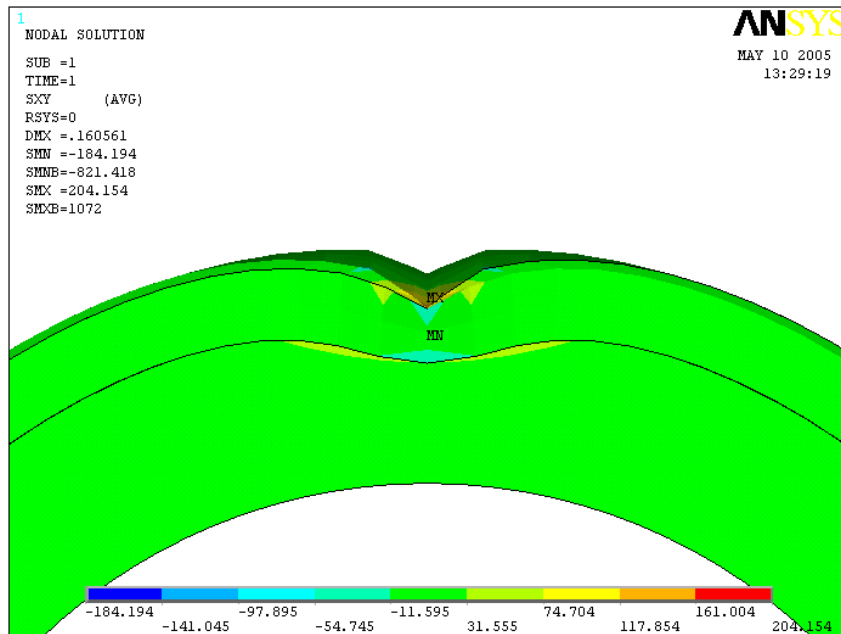


Figura 38 – Ampliação do campo de tensão de cisalhamento máxima [MPa].

Terminada a etapa de análise de tensões, pode-se verificar agora a profundidade em que deverá ocorrer a máxima tensão de cisalhamento, por meio da análise do deslocamento no eixo y. Dessa forma, pode-se comprovar o indicado no item 4.1.9.2, com respeito à máxima profundidade em que o mesmo ocorre, para seleciona-se corretamente a espessura do cubo da roda e a espessura do aço inoxidável da pista de rolamento. Assim, a figura 39 mostra o máximo deslocamento decorrente da aplicação da força externa.

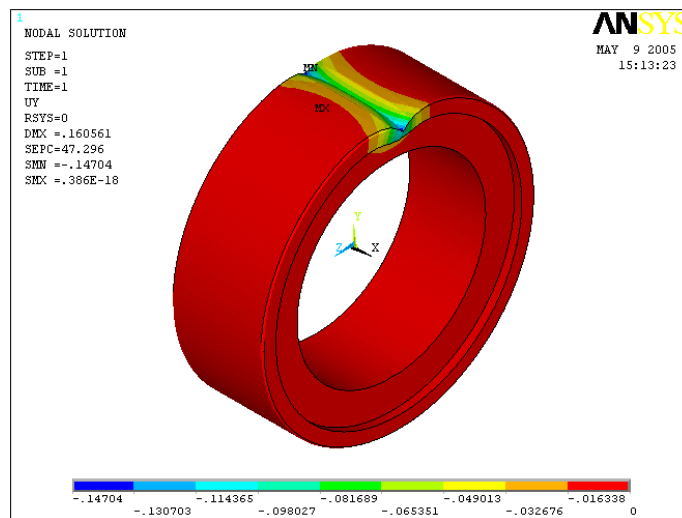


Figura 39 – Deformação no eixo y decorrente da aplicação da força externa [mm].

Já a figura 40 a seguir, mostra a mesma deformação de maneira ampliada. Analogamente as tensões analisadas anteriormente, podem-se verificar que o máximo deslocamento em y ocorre, também, nas extremidades da superfície de rolamento da roda.

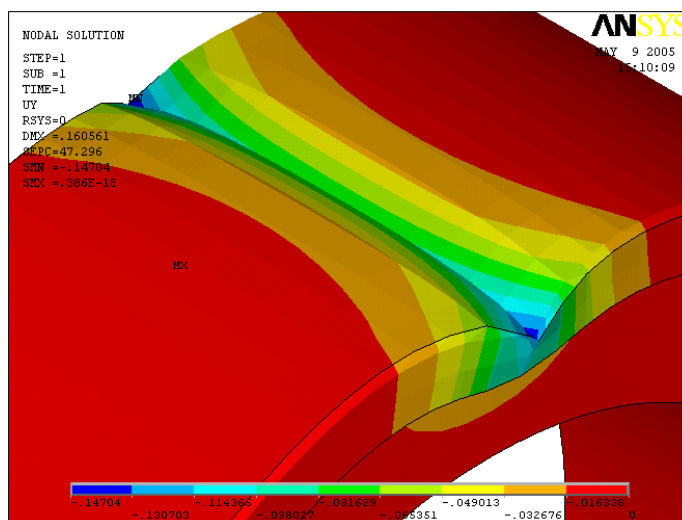


Figura 40 – Ampliação do campo de deformações no eixo y [mm].

4.2.2.3 PROBLEMAS ENCONTRADOS NO MODELO INICIAL

Apesar das aproximações realizadas no modelo inicial, sempre é interessante deixar-se os valores de deformações próximos de um valor comum. Nesta análise, verifica-se que as deformações ocorridas apresentam valores diferentes nas extremidades em relação ao centro da largura da roda, fato este que na realidade não ocorre, justamente porque para que a superfície de contato se deforme diferentemente nas extremidades e no centro é necessário que ocorra o deslocamento da pista de rolamento. Isto não é possível, porque o trilho de rolamento está concretado na estrutura da barragem e possui rigidez maior que a estrutura da roda, não ocorrendo tal deslocamento nas extremidades.

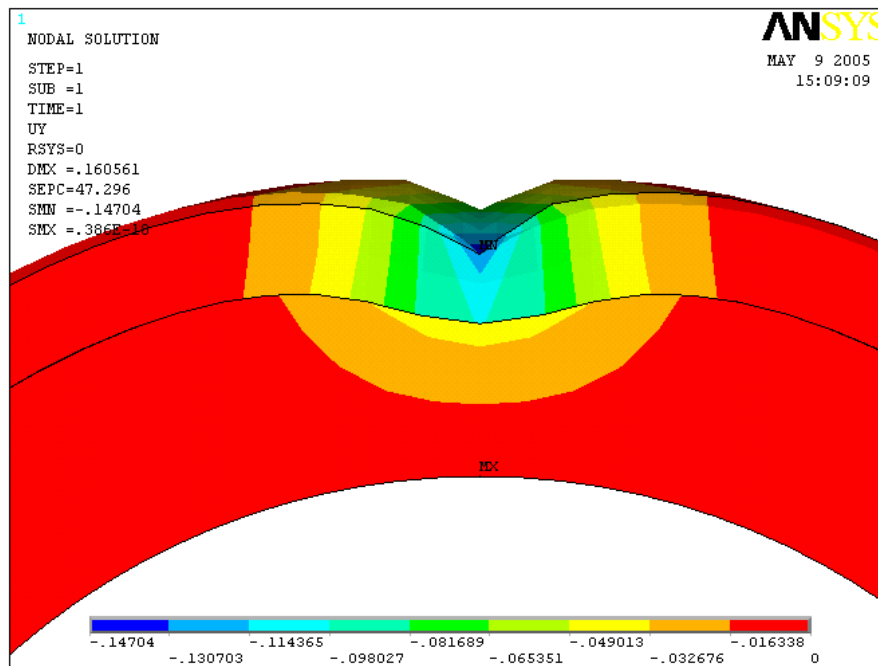


Figura 41 – Ampliação da deformação no eixo y [mm].

Para limitar esta ocorrência, incluiu-se uma restrição no sentido radial, para impedir o deslocamento das extremidades na superfície de 180° sob o rebaixo da tampa, equilibrando as deformações na região de contato.

4.2.2.4 CORREÇÃO DAS RESTRIÇÕES INCORPORADAS A GEOMETRIA

Nas figuras 42, 43 e 44, podem-se verificar as modificações que foram introduzidas nas condições de contorno da roda, para impedir o fenômeno indicado anteriormente.

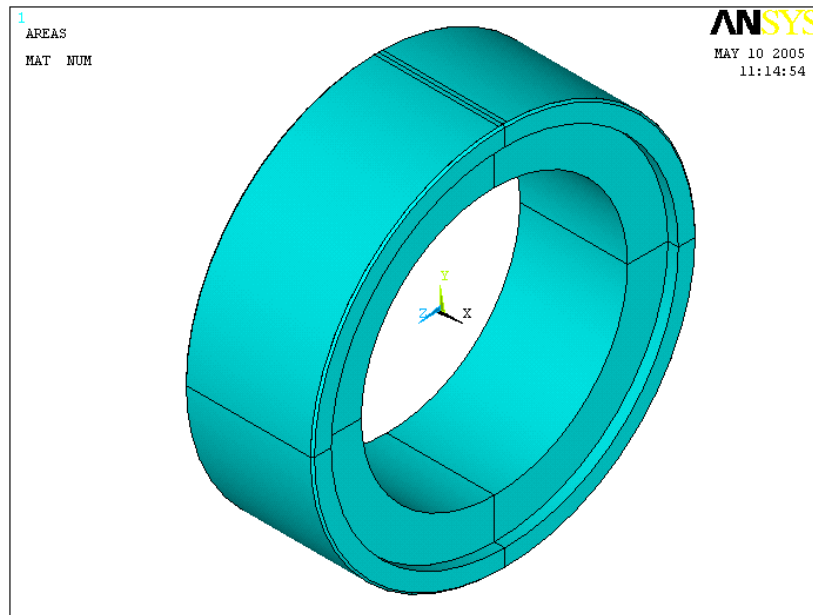


Figura 42 – Geometria da roda no programa *ANSYS*[®] 9.0.

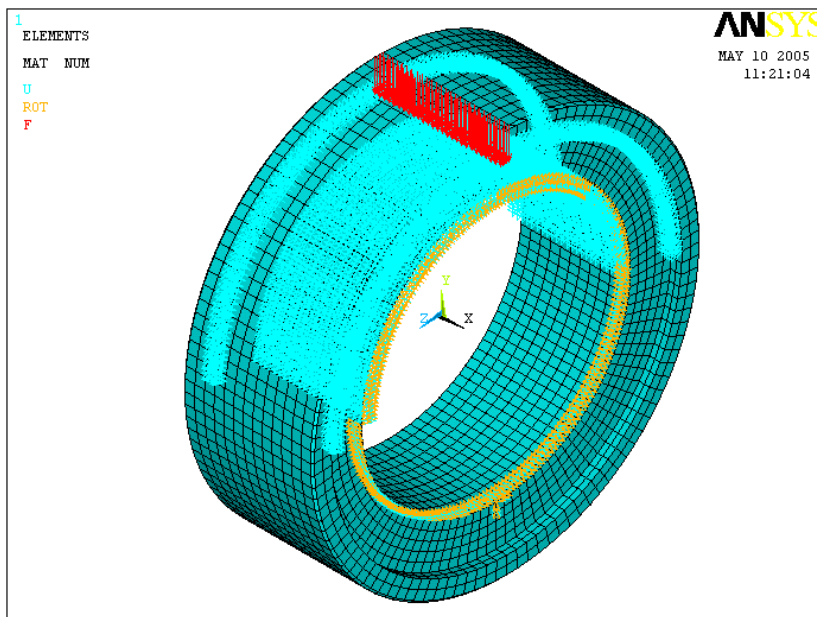


Figura 43 – Restrições e carregamento da roda no programa *ANSYS*[®] 9.0.

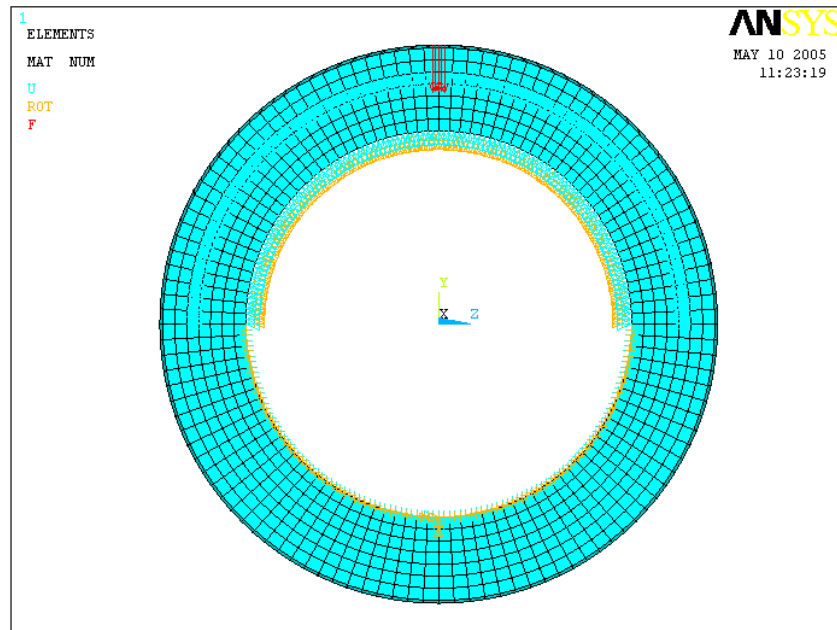


Figura 44 – Restrições e carga aplicadas mostradas em uma vista lateral.

4.2.2.5 MODELO CORRIGIDO

A) MALHA

Novamente utilizou-se o elemento SOLID95 que apresentou resultados satisfatórios. A figura 45 mostra a malha mapeada aplicada com o elemento SOLID95.

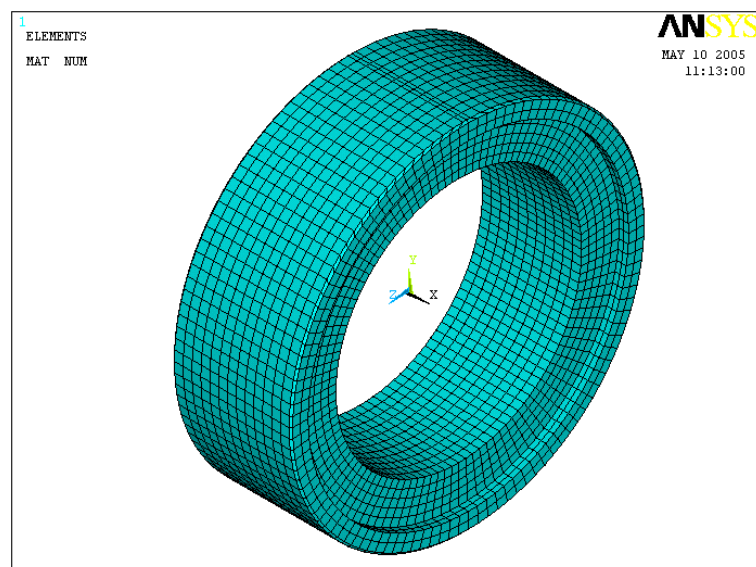


Figura 45 – Malha aplicada com o elemento SOLID95.

B) CONDIÇÕES DE CONTORNO E RESTRIÇÕES

Como já mencionado anteriormente, se incluirá uma restrição no sentido radial, para impedir o deslocamento das extremidades na superfície de 180° sob o rebaixo da tampa, equilibrando as deformações na região de contato.

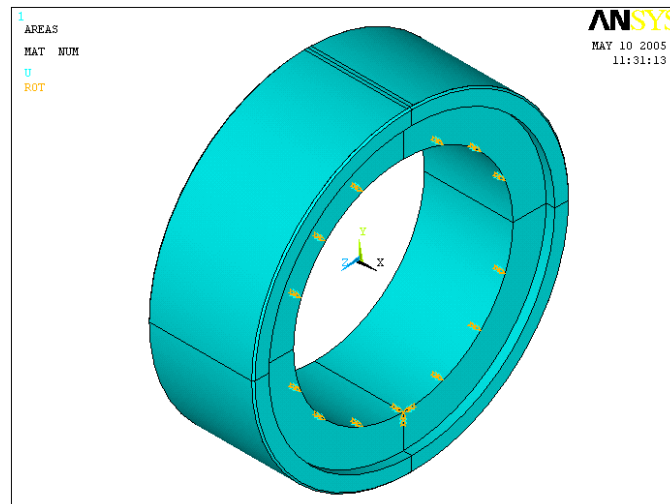


Figura 46 – Condições de contorno aplicadas na geometria modificada da roda.

C) TENSÕES ATUANTES

Com as restrições introduzidas, se apresenta agora o resultado das tensões de contato equivalentes no eixo x, onde se pode verificar pela figura 47, que não ocorreu modificação sensível na região de máxima tensão de contato na roda.

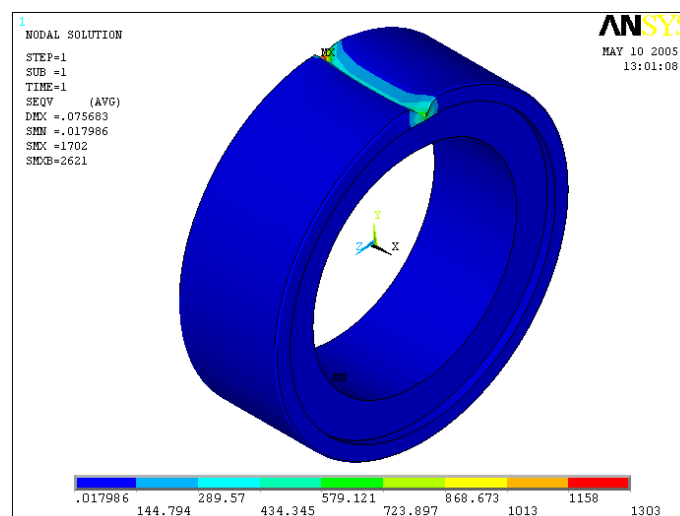


Figura 47 – Máxima tensão de contato na roda com as novas restrições [MPa].

O mesmo campo de tensões é apresentado na figura 48, onde pode-se verificar a máxima tensão de contato nas bordas da superfície de rolamento da roda.

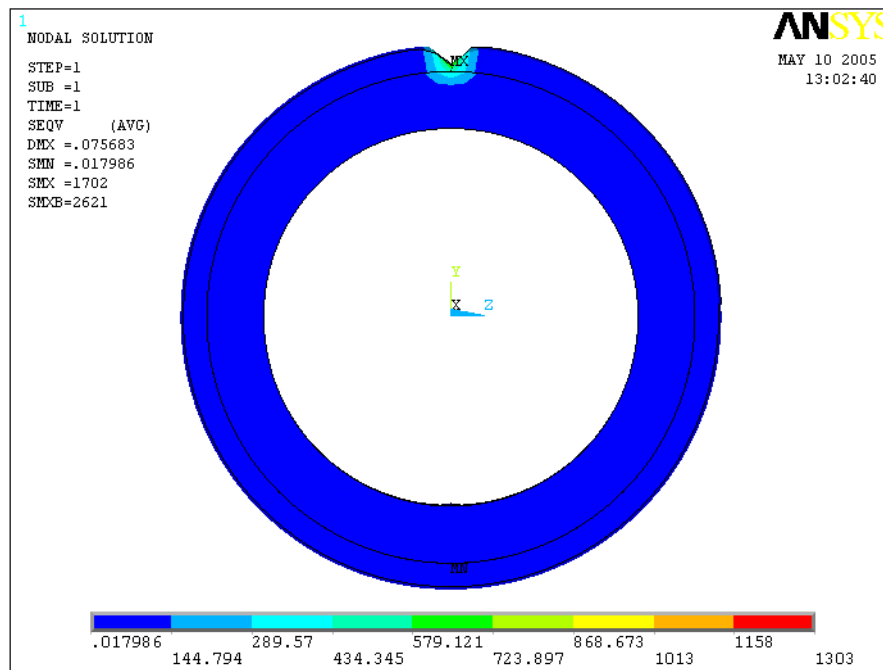


Figura 48 – Máxima tensão de contato nas extremidades da roda [MPa].

O mesmo campo de tensões é apresentado na figura 49, onde se pode verificar a máxima tensão de contato na vista lateral da superfície de rolamento da roda.

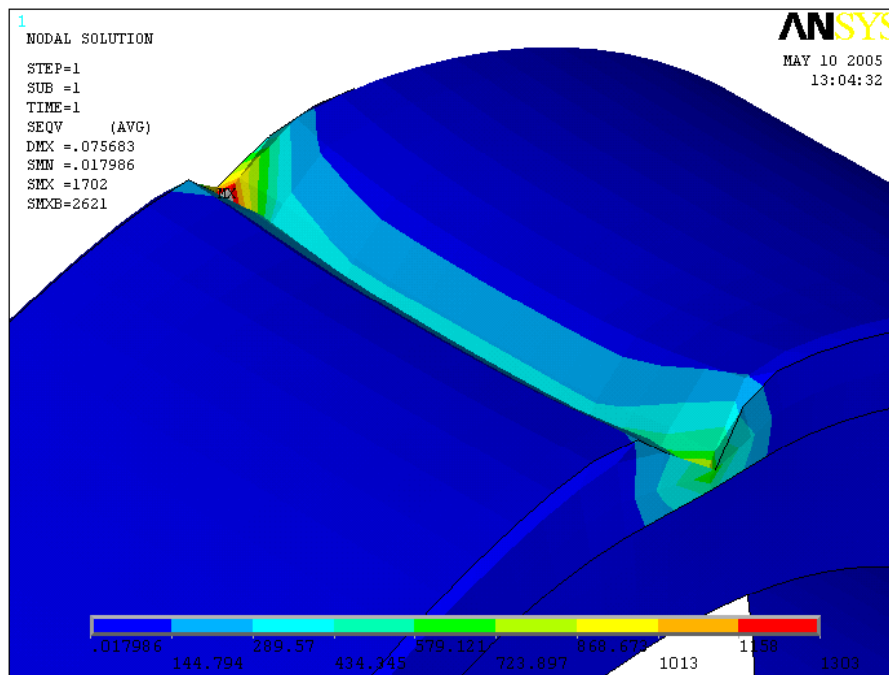


Figura 49 – Máxima tensão de contato na vista lateral da superfície de rolamento da roda [MPa].

Analogamente, pode-se verificar por meio da figura 50, os pontos concentradores de tensão na vista lateral da superfície de rolamento da roda.

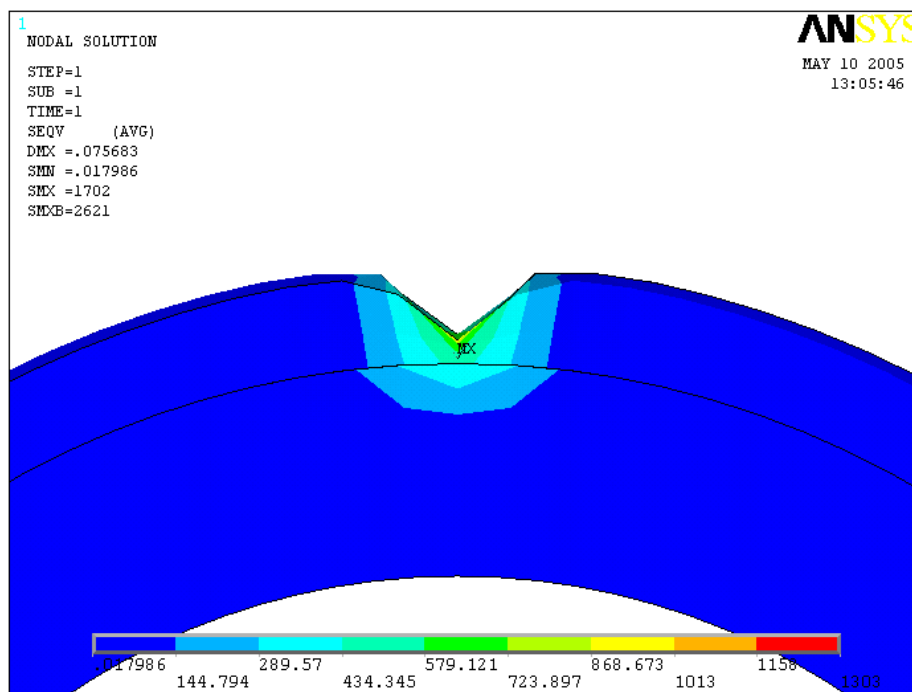


Figura 50 – Pontos concentradores de tensões na roda em vista ampliada [MPa].

Da mesma maneira, pode-se verificar por meio da figura 51 a tensão de cisalhamento no plano xy.

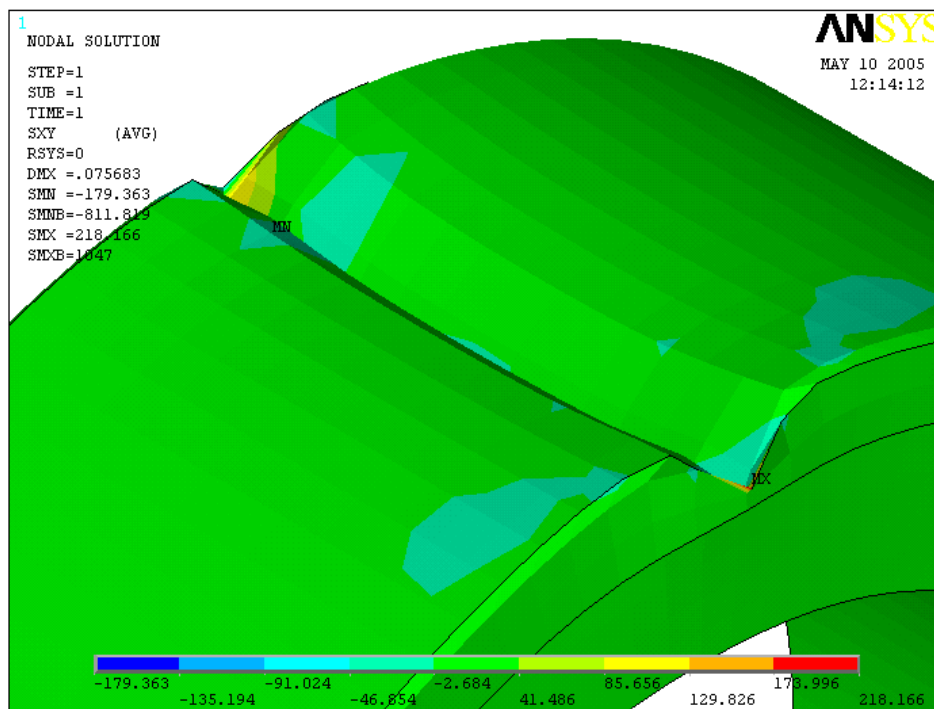


Figura 51 – Tensão de cisalhamento máxima localizada nas extremidades [MPa].

Uma vista lateral ampliada da roda pode ser vista na figura 52, onde também pode-se verificar as tensões de cisalhamento e a máxima profundidade onde a mesma ocorre.

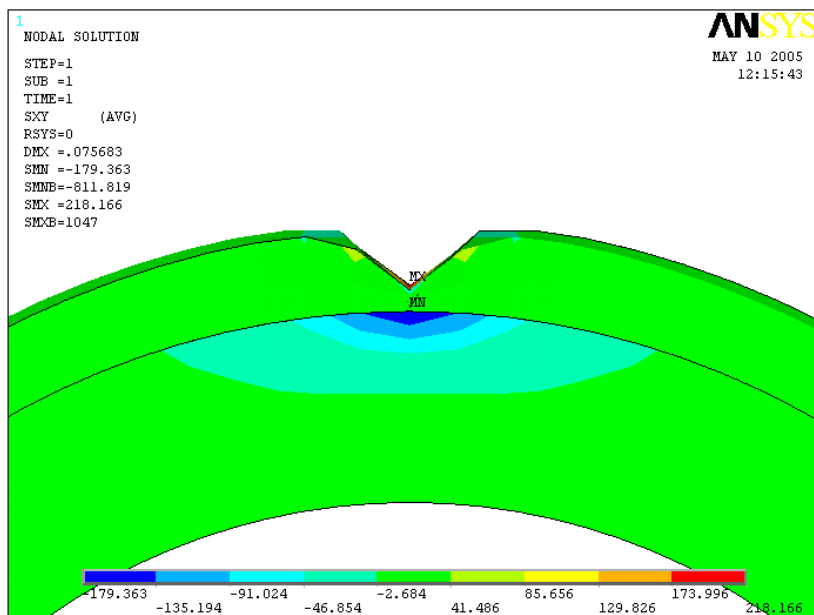


Figura 52 – Profundidade em que ocorre a tensão de cisalhamento máxima [MPa].

Novamente, pode-se verificar a profundidade em que deverá ocorrer a máxima tensão de cisalhamento, por meio da análise do deslocamento da região de contato no eixo y. A figura 53 mostra a deformação gerada.

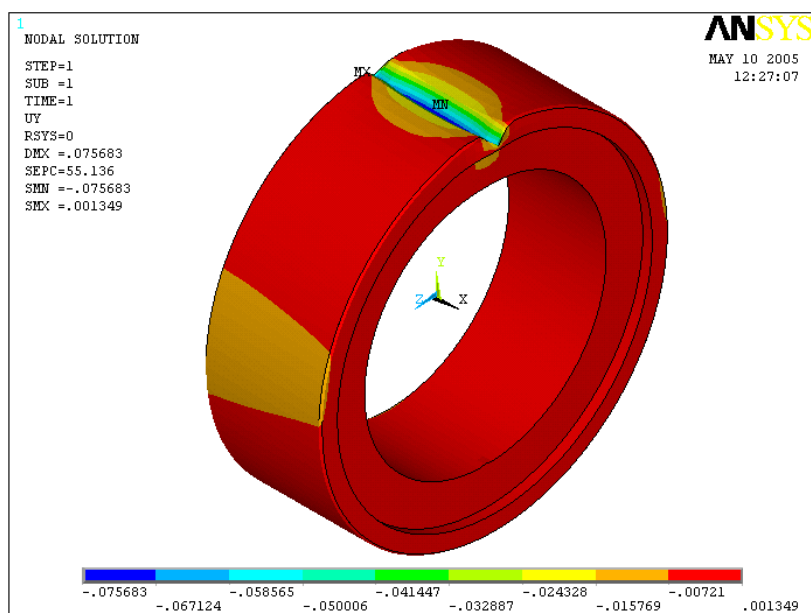


Figura 53 – Deformação por deslocamento no eixo y gerada pela carga aplicada [mm].

A figura 54, mostra o máximo deslocamento no eixo y nas extremidades da superfície de rolamento da roda.

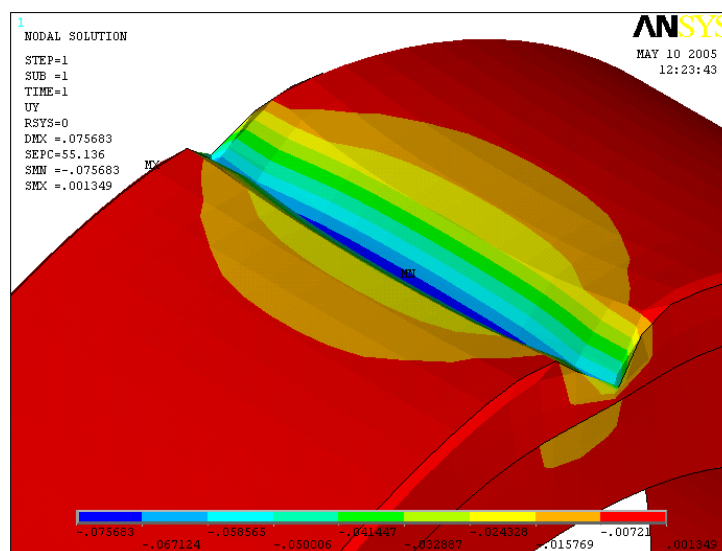


Figura 54 – Deslocamento no eixo y em vista isométrica ampliada [mm].

A figura 55, mostra a mesma deformação, onde se pode verificar a deformação da região de contato em termos de deslocamento do eixo y.

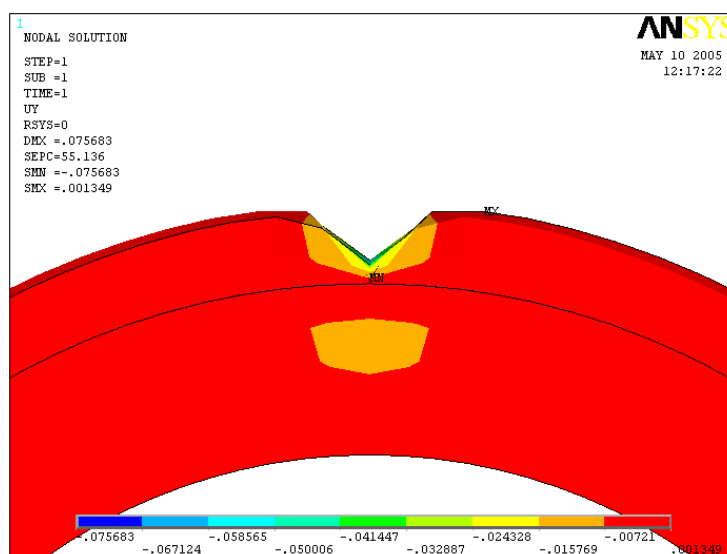


Figura 55 – Deslocamento no eixo y em vista lateral ampliada [mm].

D) CONCLUSÃO

Percebe-se que não ocorreu alteração sensível nas tensões atuantes e as deformações se estabilizaram em valores próximos, tanto para as extremidades quanto para o centro da peça.

4.3 CÁLCULO DA RODA (ANALÍTICO)

A) CÁLCULO DA PRESSÃO DE HERTZ

Novamente, analisou-se analiticamente o cálculo da roda com o novo diâmetro e comparou-se os resultados da pressão de Hertz e do deslocamento obtidos com os dados calculados no programa *ANSYS*[®] 9.0.

O novo diâmetro proposto está relacionado com o menor diâmetro das rodas que não interfere no esforço de acionamento (força necessária para abrir a comporta). Normalmente, a redução de diâmetro aumenta o esforço de acionamento da comporta devido à diminuição do braço de momento resistente ao atrito. Portanto, deve-se sempre conhecer o limite máximo de redução do diâmetro externo da roda baseado neste parâmetro.

Portanto, da figura 17, têm-se os seguintes dados de entrada para cálculo:

novo diâmetro externo da roda	$d_r = 370$ [mm]
diâmetro interno da roda	$D_{ri} = 270$ [mm]
largura da roda	$L = 130$ [mm]
raio de arredondamento do canto da banda de rodagem	$r = 2,5$ [mm]
largura de contato efetiva da roda	$L_r = 125$ [mm]
da fórmula (44) verifica-se a pressão de Hertz	$P_{Hertz} = 1.219$ [MPa]
e compara-se com a pressão de Hertz admissível	$P_{adm} = 1.471$ [MPa]

B) CÁLCULO DA TENSÃO DE CISALHAMENTO MÁXIMA

da fórmula (45) calcula-se a tensão de cisalhamento máxima, onde têm-se:

$$\tau_{m\acute{a}x} = 406 \text{ [MPa]}$$

C) CÁLCULO DA LARGURA DA ÁREA RETANGULAR DE CONTATO

Da fórmula (46) retira-se a largura da área retangular de contato b que corresponde a:

$$b = 8,0 \text{ [mm]}$$

e da fórmula (47) retira-se a profundidade onde ocorre o cisalhamento máximo que corresponde a:

$$h_{m\acute{a}x} = 3,2 \text{ [mm]}$$

D) RESULTADO

Vê-se que os valores da área de contato praticamente não se modificam porque o raio continua preponderante, ou seja, o raio possui dimensão muito maior que a largura da área de contato.

Dessa maneira, pode-se iniciar a análise no programa *ANSYS*[®] para a geometria modificada e verificar se o resultado é compatível com o cálculo analítico.

4.3.1 GEOMETRIA PARA DIÂMETRO EXTERNO DA RODA MODIFICADO

Nas figuras 56 e 57, podem-se verificar as modificações que foram introduzidas no diâmetro externo da roda, a fim de verificar as tensões atuantes.

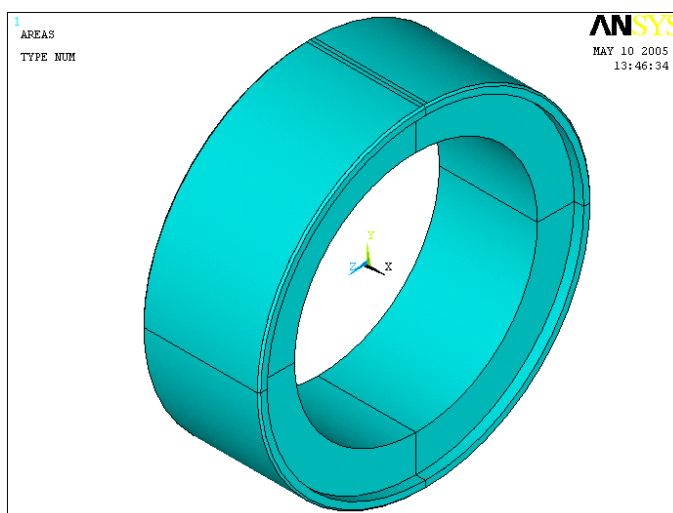


Figura 56 – Geometria modificada da roda para novo diâmetro modelado.

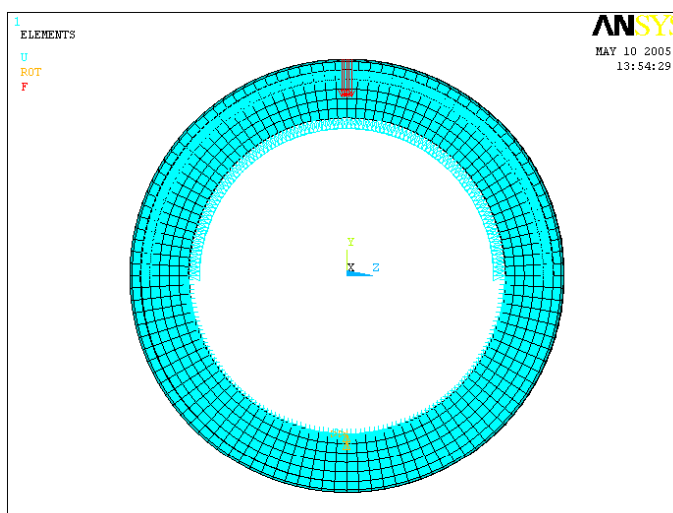


Figura 57 – Geometria modificada com novo diâmetro externo e carga externa aplicada.

4.3.2 MODELO MODIFICADO

A) MALHA

Novamente utiliza-se o elemento SOLID95 que apresentou resultados satisfatórios. A figura 58 mostra a malha mapeada aplicada com o elemento SOLID95.

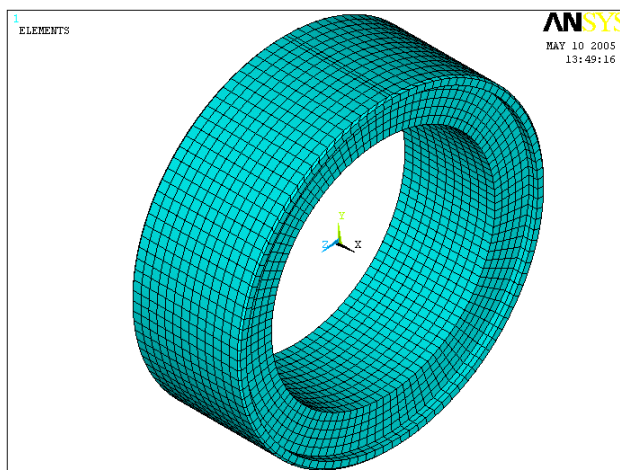


Figura 58 – Malha mapeada aplicada para o novo diâmetro externo da roda.

B) CARREGAMENTO, CONDIÇÕES DE CONTORNO E RESTRIÇÕES

As restrições são as mesmas indicadas no item 4.2.2.4. As figuras 59 e 60 mostram o carregamento externo e as restrições impostas para o novo diâmetro externo da roda.

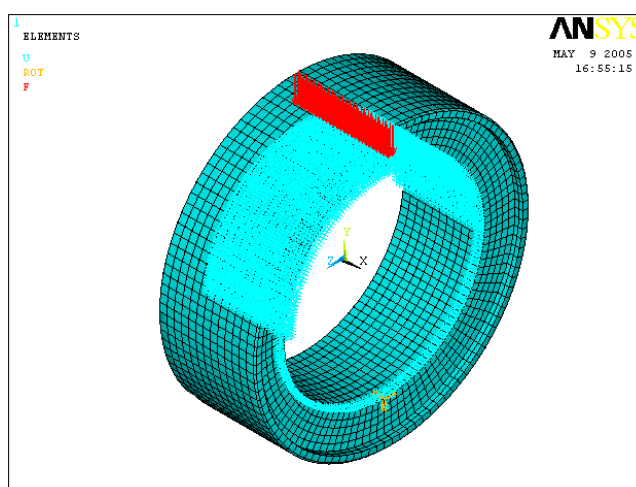


Figura 59 – Carregamento externo aplicado ao novo diâmetro da roda.

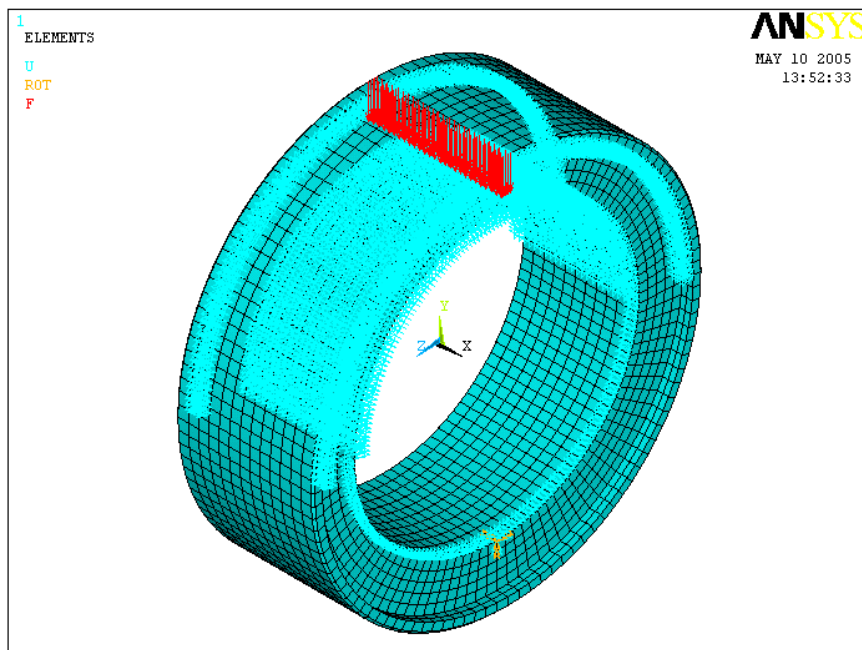


Figura 60 – Restrições aplicadas ao novo diâmetro da roda.

C) TENSÕES ATUANTES

Apresenta-se agora o resultado das tensões de contato equivalentes no eixo x, onde se pode verificar pela figura 61, as tensões atuantes na região de máxima tensão de contato para o novo diâmetro da roda.

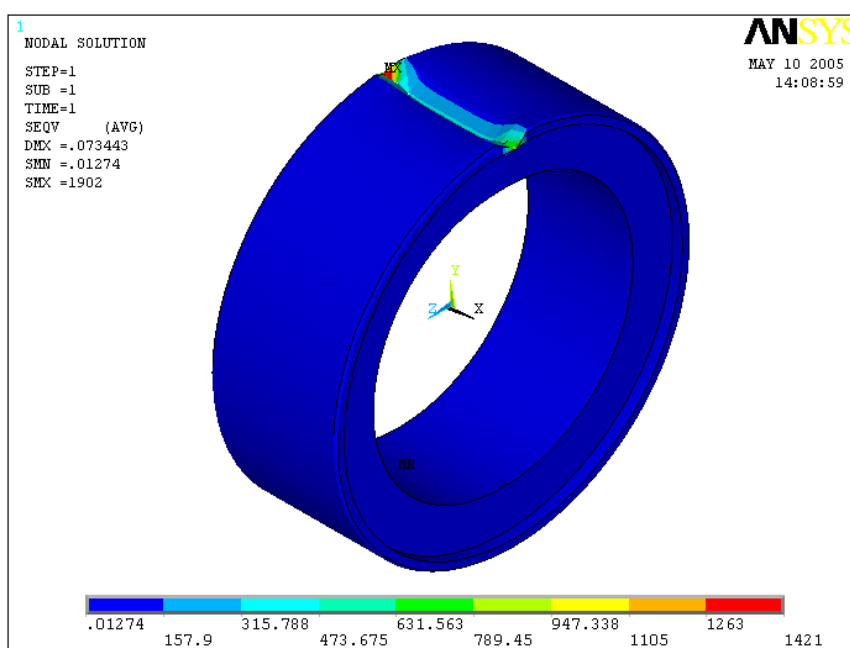


Figura 61 – Tensões atuantes no eixo x para o novo diâmetro da roda [MPa].

O mesmo campo de tensões é apresentado na figura 62, onde se pode verificar a máxima tensão de contato nas bordas da superfície de rolamento da roda.

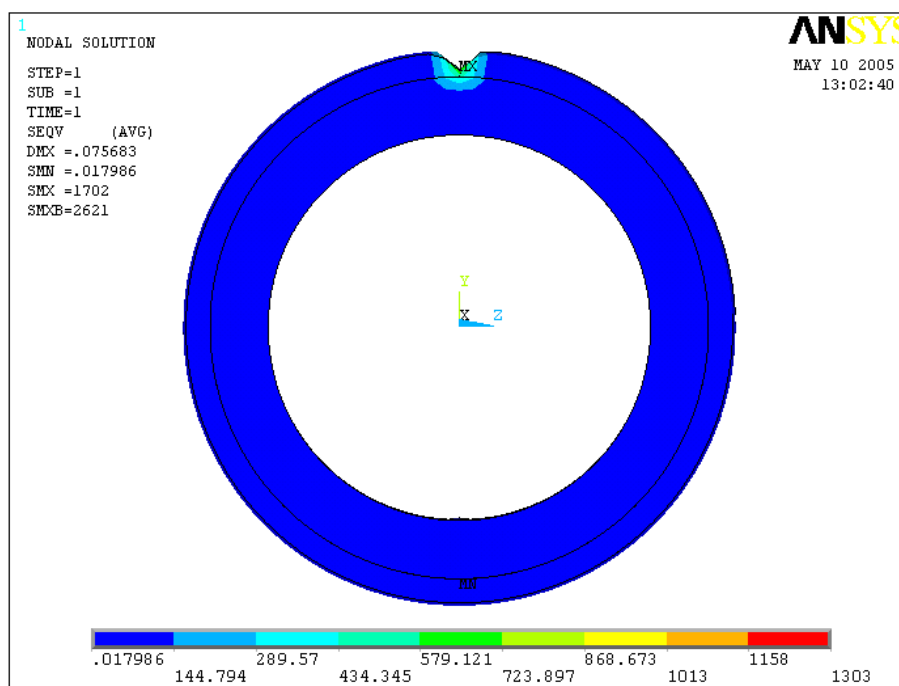


Figura 62 – Tensões máximas nas extremidades no novo diâmetro [MPa].

O mesmo campo de tensões é apresentado na figura 63, onde se pode verificar a máxima tensão de contato nas bordas em vista ampliada.

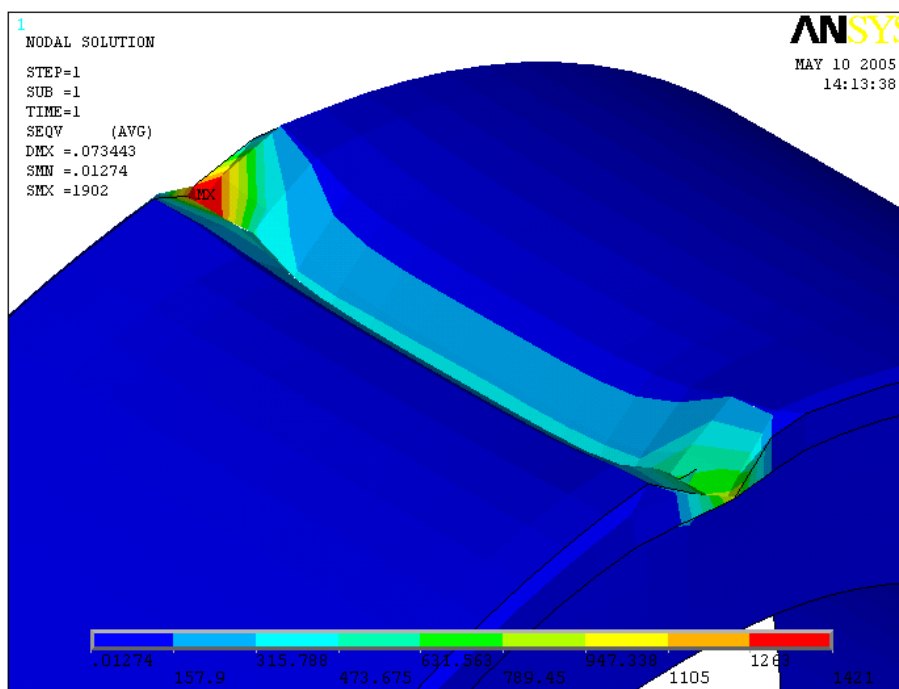


Figura 63 – Tensões máximas nas extremidades em vista ampliada [MPa].

Da mesma maneira, pode-se verificar por meio da figura 64 a tensão de cisalhamento no plano xy.

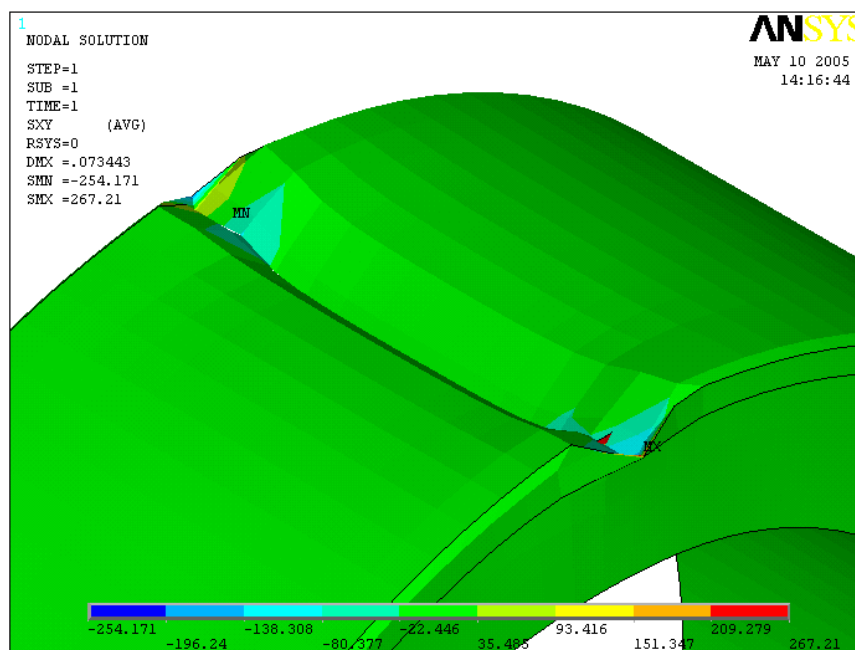


Figura 64 – Tensão de cisalhamento máxima atuante no plano xy [MPa].

Novamente, vê-se uma vista lateral ampliada da roda na figura 65, onde também se pode verificar as tensões de cisalhamento e uma idéia da máxima profundidade onde a mesma ocorre.

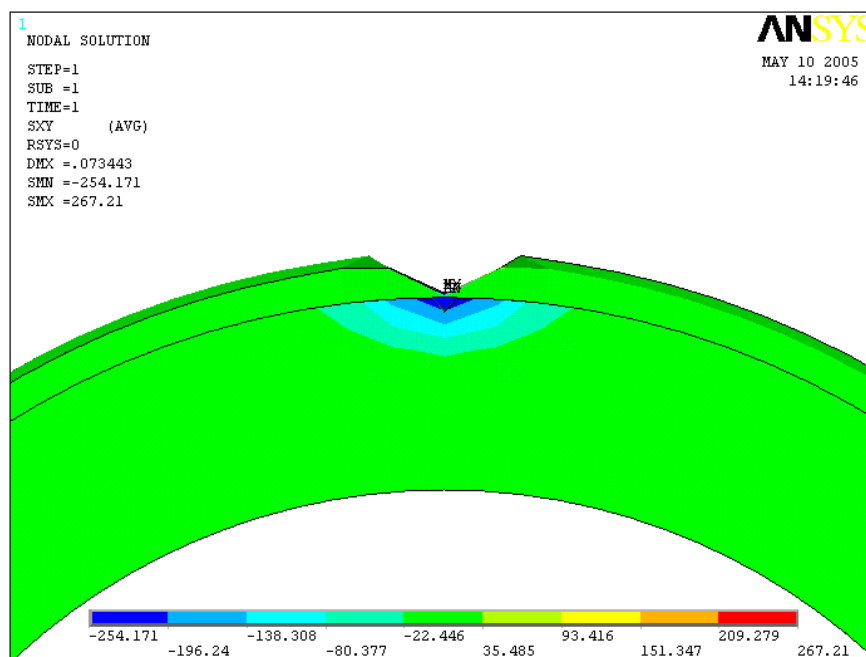


Figura 65 – Profundidade onde ocorre à máxima tensão de cisalhamento para o novo diâmetro da roda [MPa].

Pode-se verificar a profundidade em que deverá ocorrer a máxima tensão de cisalhamento, para o novo diâmetro, por meio da análise do deslocamento da região de contato no eixo y. A figura 66 mostra a deformação gerada.

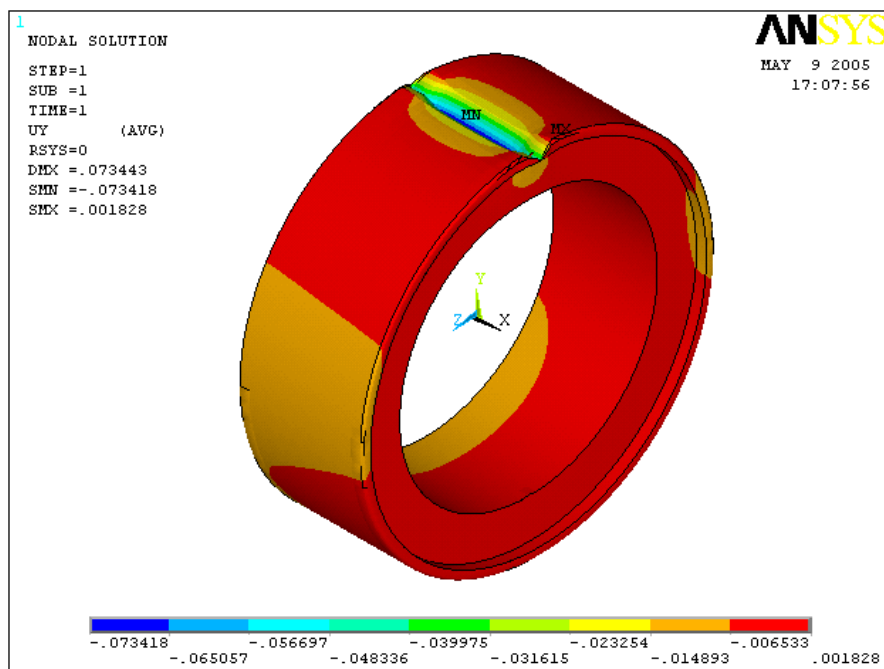


Figura 66 – Deslocamento no eixo y de maneira geral [mm].

A figura 67, mostra o máximo deslocamento no eixo y nas extremidades da superfície de rolamento da roda.

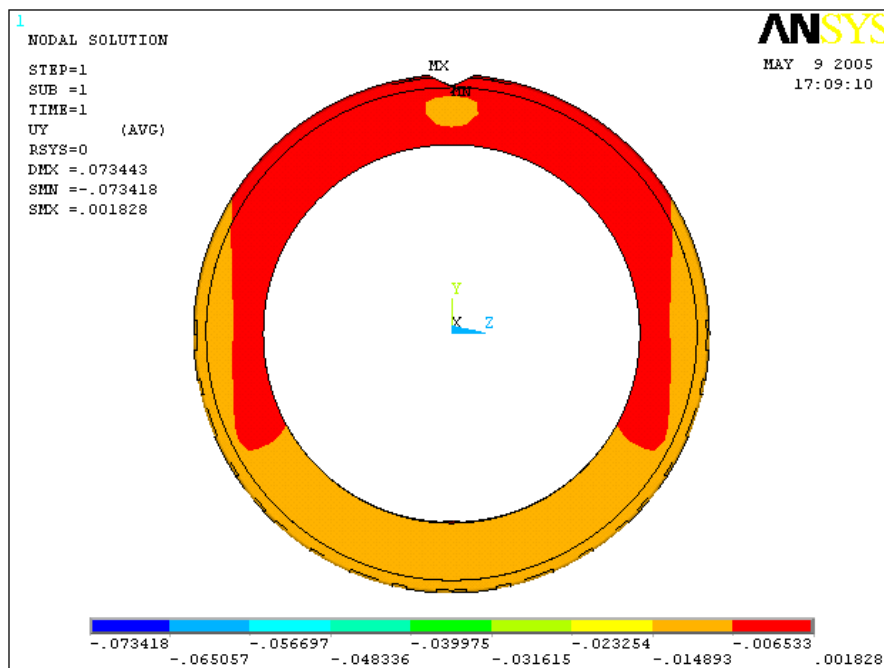


Figura 67 – Deslocamento no eixo y em uma vista lateral [mm].

A figura 68, mostra uma vista ampliada do máximo deslocamento no eixo y na região de contato da roda.

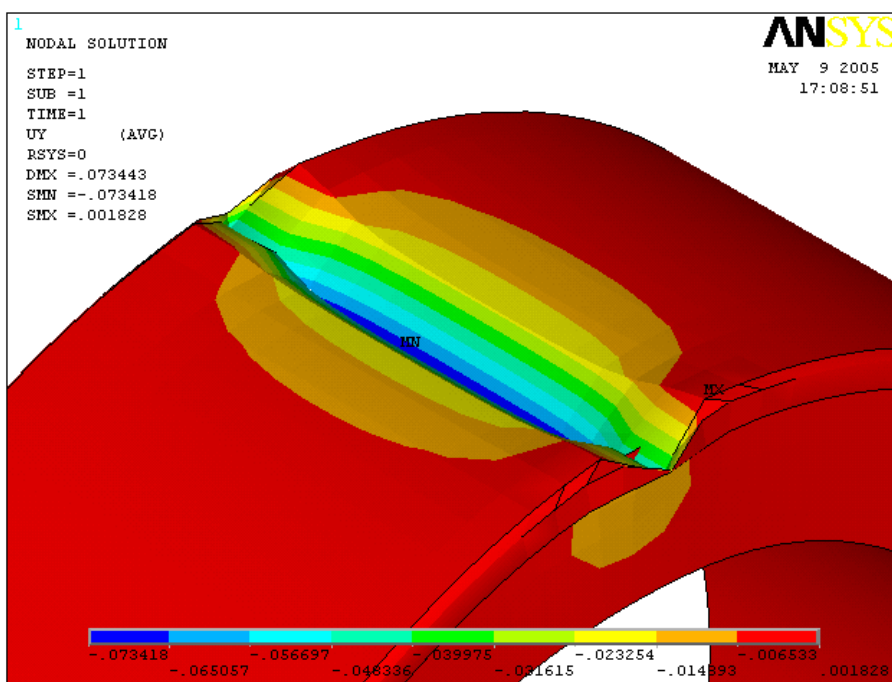


Figura 68 – Deslocamento no eixo y ampliado [mm].

A figura 69, mostra o máximo deslocamento no eixo y nas extremidades da superfície de rolamento da roda em uma vista lateral ampliada.

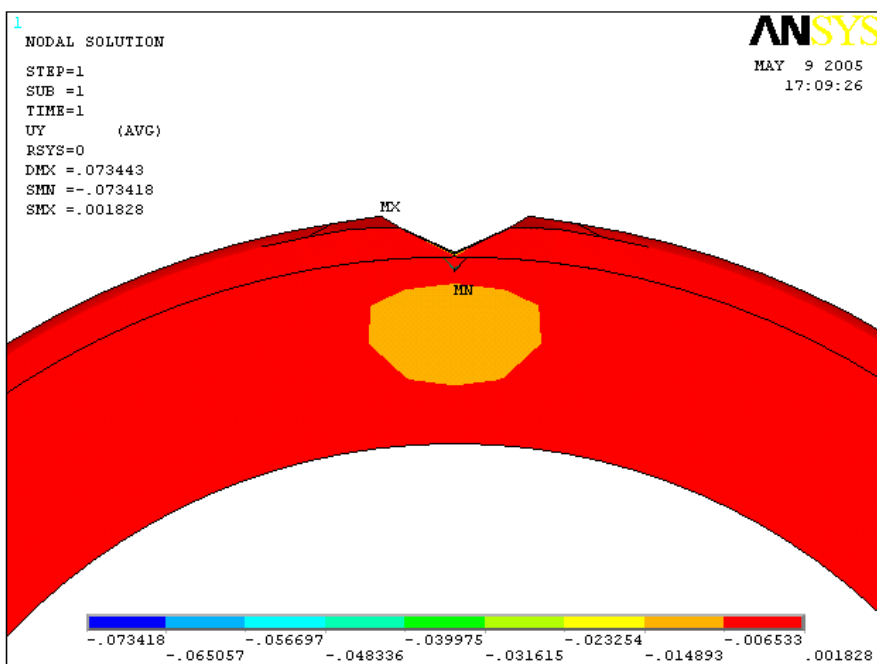


Figura 69 – Deslocamento no eixo y em uma vista lateral ampliada [mm].

5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Neste caso o método de Hertz apresentou uma máxima pressão de contato de valor 1187 [MPa] menor que a solução por MEF, que está ao redor de 1287 [MPa].

5.1 EIXO

A análise por MEF em geral mostra que as tensões atuantes presentes no eixo apresentam valores muito próximos dos valores do cálculo analítico; 104 [MPa] e 126 [MPa]; com exceção de um ponto de concentração de tensão na extremidade direita do eixo; 227,6 [MPa]; que não é considerado no cálculo analítico. Apesar disto, o valor da máxima tensão neste ponto apresenta-se inferior ao valor admissível pela norma NBR8883 (1996).

Os resultados provam que a geometria do eixo é estável e os valores das tensões de von-Mises atuantes são inferiores ao admissível de acordo com a norma NBR8883 (1996).

5.2 RODA

Os resultados provam que a geometria inicial adotada para a roda pode ser modificada, em outras palavras, mesmo com a diminuição do diâmetro externo da roda, a máxima tensão de contato apresenta valores inferiores aos estipulados pela norma NBR 8883 (1996), não penalizando também, o esforço de acionamento da comporta.

Então, o diâmetro externo da roda será modificado para 370 [mm] sem problemas maiores para a tensão de contato.

Lembrando que o novo diâmetro proposto está relacionado com o menor diâmetro das rodas que não interfere no esforço de acionamento.

Normalmente, a redução de diâmetro aumenta o esforço de acionamento da comporta devido à diminuição do braço de momento resistente ao atrito. Portanto, deve-se sempre conhecer o limite máximo de redução do diâmetro externo da roda baseado neste parâmetro.

6 COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

Este trabalho objetivava mostrar uma ferramenta de engenharia capaz de reduzir os erros de aproximação nos cálculos de componentes mecânicos.

De acordo com os resultados obtidos pode-se verificar que os objetivos foram atendidos.

Em relação ao exemplo apresentado da roda da comporta pode-se observar que os resultados obtidos no programa *ANSYS*[®] foram muito próximos do cálculo analítico o que era previsto já que a forma estrutural e o carregamento adotado tornam o cálculo estrutural de fácil determinação. Entretanto, o cálculo analítico não consegue identificar os pontos de concentração de tensões.

Neste caso a busca do cálculo da estrutura através do cálculo analítico não se apresenta eficaz e o coeficiente de segurança normalmente adotado é mais alto o que implica em não se obter o melhor peso para a estrutura.

Os resultados do cálculo analítico da roda e eixo comparados com a análise em elementos finitos, demonstram que os resultados estão muito próximos em todas as seções apresentadas embora a análise em elementos finitos mostre alguns pontos de concentração de tensões. Esta capacidade da análise em elementos finitos identificar regiões de concentração de tensões, permite ao engenheiro calculista reforçar ou alterar as reais constantes (espessuras, qualidade do material) para minimizar essas concentrações.

A utilização do cálculo analítico como uma ferramenta capaz de determinar uma geometria próxima de uma solução ideal, permite que os programas em elementos finitos mais rapidamente encontrem o projeto e diminui a possibilidade de incertezas.

Portanto, pode-se afirmar que se obtêm uma maior confiabilidade no produto final com menores gastos em retrabalhos por erros durante o processo, melhora no desempenho do equipamento e em conseqüência na satisfação do cliente.

Além disso, verifica-se finalmente que o projeto da roda acompanhou a designação determinada pela norma NBR8883 (1996).

As tensões analisadas para a roda e eixo apresentam valores dentro de limites aceitáveis, enquanto que às deflexões são maiores que anteriormente, porém, como foi mostrado, os componentes podem ser adaptados no projeto. A máxima deflexão na direção y (eixo global) é de 0,23 mm.

Ambos apresentam tensões e deflexões muito baixas. Seria possível reduzir o tamanho de roda em 20 [mm] com ganhos de massa consideráveis sem ultrapassar os limites de tensões estabelecidos para a Pressão de Hertz admissível indicada na norma NBR8883 (1996) e garantir a segurança do conjunto.

Portanto, deve-se modificar os desenhos paramétricos para considerar este projeto.

Para finalizar este trabalho de busca de projeto, apresentam-se abaixo os ganhos obtidos para esta modificação:

Massa inicial do cubo da roda:

Líquido	71,8 [kg];
Bruto	97,5 [kg].

Massa final do cubo da roda:

Líquido	59,6 [kg];
Bruto	84,5 [kg].

Portanto, para um total de 768 rodas, têm-se uma diferença de massa bruta de 9.984 [kg].

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT. **NBR-8883, Cálculo de Comportas Hidráulicas**. Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1996. 28 p.

ABNT. **NB-1366, Fabricação de Comportas Hidráulicas**. Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1991. 12 p.

ASTM. **ASTM A276, Standard Specification for Stainless Steel Bars and Shapes**. American Society For Testing Materials, United States of America: ASTM International, 2004, 7 p.

ASTM. **ASTM A668, Standard Specification for Steel Forgings, Carbon and Alloy, for General Industrial Use1**. American Society For Testing Materials, United States of America: ASTM International, 2004, 7 p.

ASM. **ASM METALS HANDBOOK VOLUME 6**, United States of America: ASM International, 1992. 843 p.

DESAI, C. S. **Elementary Finite Element Method**. Prentice-Hall, 1979.

DIN. **Hydraulic Steel Structures. Criteria for Design and Calculation**. Deutsche Industrie Normem: DIN 19704, 1976. 16 p.

DIN. **Hydraulic Steel Structures. Recommendations for Design, Construction and Erection**. Deutsche Industrie Normem: DIN 19705, 1976. 17 p.

ERBISTI, P. C. F. **Comportas Hidráulicas 2ª edição**. Editora Interciência, 2002, 394 p.

FAIRES, VIRGIL M. **Elementos Orgânicos de Máquinas. Volumes I e II**. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1966, 651 p.

HALL, A. S.; HOLOWENKO, A. R.; LAUGHLIN, H. G. **Elementos Orgânicos de Máquinas, 1a ed.** Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico e Ed. da USP, 1968.

JUVINALL, R. C. **Engineering Considerations of Stress, Strain and Strength**. McGraw-Hill International Book Company, 1967. 580 p.

JUVINAL, R. C.; MARSHEK, K. M. **Fundamentals of Machine Component Design**. Singapore: John Wiley e Sons, 1991.

LEWIN, J. **Hydraulic Gates and Valves in Free Surface Flow and Submerged Outlets**. Thomas Telford Publications, 1995, 238 p.

MOSS, H. **Contact Problems of the Theory of Elasticity**. I. N. Sneddon.

NEVES, E. T. Curso de Hidráulica. Editora Globo. 1960, 577 p.

NF EN 10088-2 – EuroNorm Normé Francaise, ed. 1995. 18 p.

NIEMANN, G. **Elementos de Máquinas Vol. I, II e III**, Editora Edgard Blücher Ltda. 1971, 854 p.

NORTON, R. L. **Machine Design: An Integrated Approach**. Prentice-Hall Inc., 1998.

NSK, **Catálogo de Seleção de Rolamentos**. 1996, 361 p.

S.A.E. **SAE HANDBOOK CONTENTS VOLUME 1 - MATERIALS**. Society of Automotive Engineers, United States of America. 2000 54 p.

S.A.E. **SAE J404, Chemical Compositions of SAE Alloy Steels**. Society of Automotive Engineers, United States of America. 2000 12 p.

SHAMES, I. H. **Introdução à Mecânica dos Sólidos**. Editora Prentice-Hall, 1975.

SHIGLEY, J. E. **Elementos de Máquinas, 3a ed.** Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., volume 1, 1984, 347 p.

SKF, **General catalogue. Catalogue 4000E**. Carl Gerber GmbH., W. Germany, 1989, 976 p.

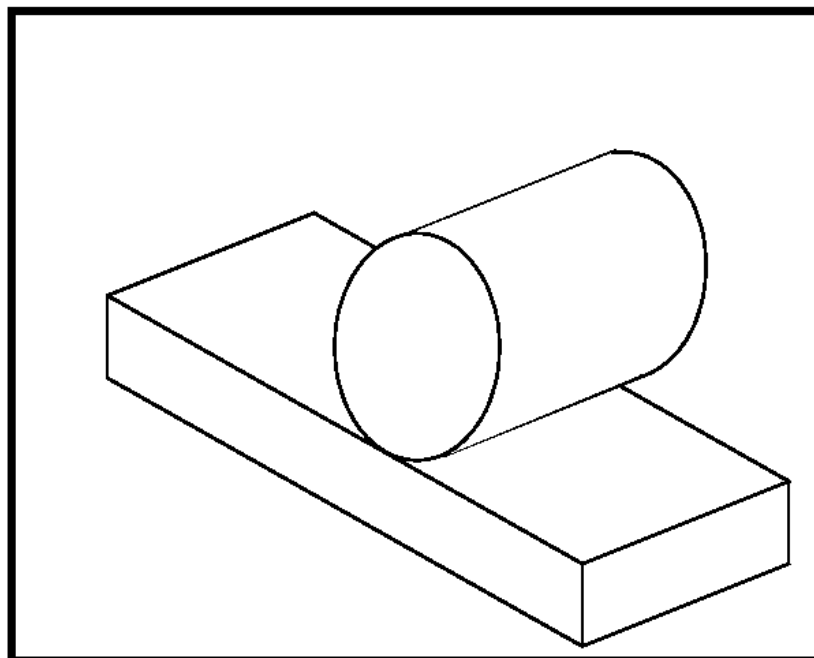
TIMOSHENKO, S. P., **Resistência dos Materiais**. Volume 2, 3ª edição. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1982, 518 p.

TIMOSHENKO, S. P.; Goodier, J. N. **Theory of Elasticity, Third Edition**. McGraw-Hill International Book Company, 1981. 567p.

YOUNGS, W.C. **Roark's Formulas for Stress and Strain**. McGraw-Hill Book Co., 6ª ed., 1989.

VEDABRÁS, **VEDABRÁS 4ª edição revisada e melhorada**. RETENTORES VEDABRÁS INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA. 1998, 325 p.

APÊNDICE A.1 – DESENVOLVIMENTO DE UM PROBLEMA DE CONTATO DE HERTZ NO SOFTWARE *PATRAN*®



Objetivos:

- Uso de um par para contato por aproximação;
- Análise dos múltiplos passos do programa;
- Pós-processamento dos resultados.

1. DESCRIÇÃO DO MODELO

1.1 INTRODUÇÃO

Neste exemplo de problema de contato, um cilindro de aço com um raio de 185 [mm], é comprimido contra uma base de aço inoxidável de 10 [mm] de espessura. O problema é linear menos a condição de contato com a base que é modelada usando a aproximação de par de contatos. O problema é semelhante ao problema de contato de Hertz. (veja Timoskenko e Goodier, 1981) Neste problema criaremos a geometria. Então procederemos à execução da malha, carga e análise do problema. As propriedades que os materiais de aço têm são: Módulo de elasticidade de 2,090E6 [MPa] e coeficiente de Poisson de 0.30. Serão utilizados dois passos para modelar o contato e aplicação da força. O primeiro passo consiste em manter o cilindro e a chapa de base em contato. O segundo passo consiste em aplicar uma carga de 958 [kN] para criar a condição de contato de Hertz.

2. ETAPAS SUGERIDAS PARA O EXERCÍCIO

- Criar um novo arquivo com o nome *hertz.db*;
- Criar a geometria do cilindro e da placa de base;
- Especificar o material e as propriedades dos elementos;
- Especificar as condições de contorno para simetria, a base e confirmação de contato. Também especificar as cargas no cilindro;
- Analisar o modelo e verificar as tensões de contato.

3. PROCEDIMENTO DO EXERCÍCIO

a) Abrir um novo arquivo. O nome será *hertz.db*.

File/New.....

Database Name:

hertz.db

OK

Modificar o formato *New Analysis preference* para *MSCADVANCED_FEA*.

MSCADVANCED FEA

OK

Analysis Code:

b) Criar a geometria para o cilindro e a placa de base.

Criar um grupo que contenha o cilindro com o nome *cylinder*.

Group/Create.....

New group name:

cylinder

Marcar *current*.

Group contents:

add entity selection

Apply

Cancel

- Geometry

Action:

Create

Object:

Curve

Method:

X, Y, Z

Vector coordinates list:

<185, 0, 0>

Origin coordinates list:

[0, 0, 0]

Apply

Action:

Create

Object:

Surface

Method:

Revolve

Patran 2 Convention

Axis:

Coord 0.3

Total angle:

- 180

Surfaces per curve:

2

Curve list:

Curve 1

Apply

Agora vamos criar um grupo para a placa de base

Group/Create.....

New group name:

plate

Marcar current.

Group contents:

add entity selection

Apply

Cancel

- Geometry

Action:

Create

Object:

Surface

Method:

X, Y, Z

Vector coordinates list:

<560, -10, 0>

Origin coordinates list:

[-280, -187.5, 0]

Apply

c) Enviar a geometria do cilindro

Enviar somente a geometria do cilindro

Group/Post.....

Select groups to post:

cylinder

Apply

Cancel

d) Criar sementes de malha para o cilindro

- Finite Elements

Action:

Create

Object:

Mesh seed

Method:

One way bias

Number:

22

L2/L1:

-185

Selecione a extremidade curva no lado direito inferior do cilindro

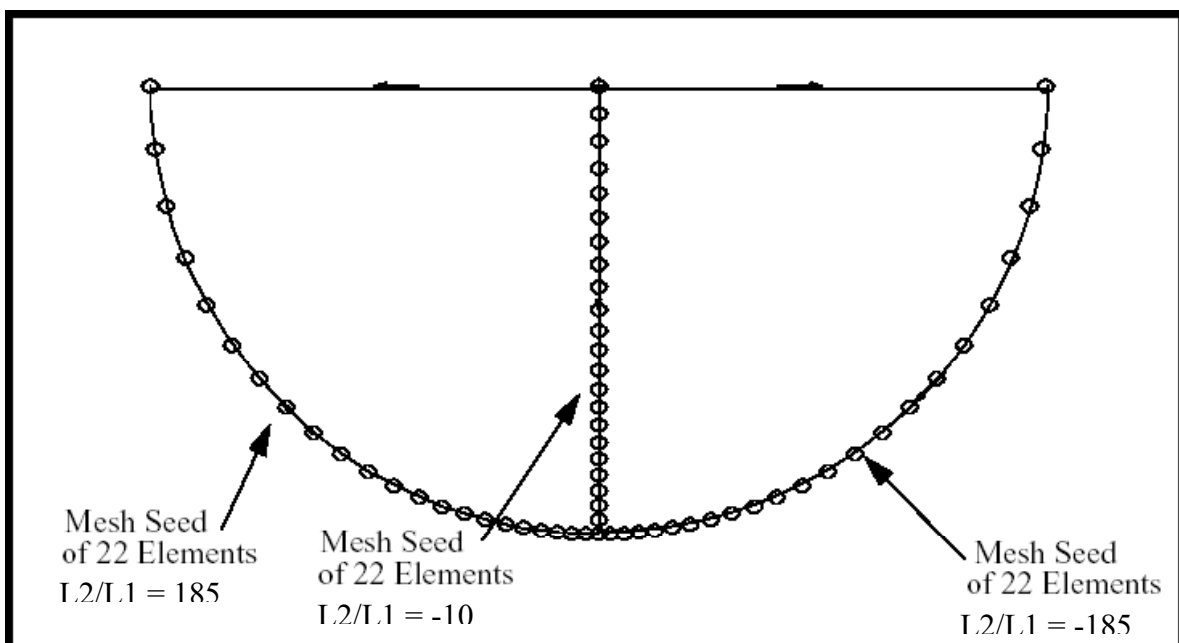
Curve list:

Bottom righth curve
(ver figura 1)

Repita os passos anteriores com o botão na curva esquerda selecionando $L2/L1=185$ e $Number = 22$.

Repita os passos anteriores para a linha de centro vertical com $L2/L1=-10$ e $Number = 22$.

Figura 1 – Localização das sementes de malha no cilindro

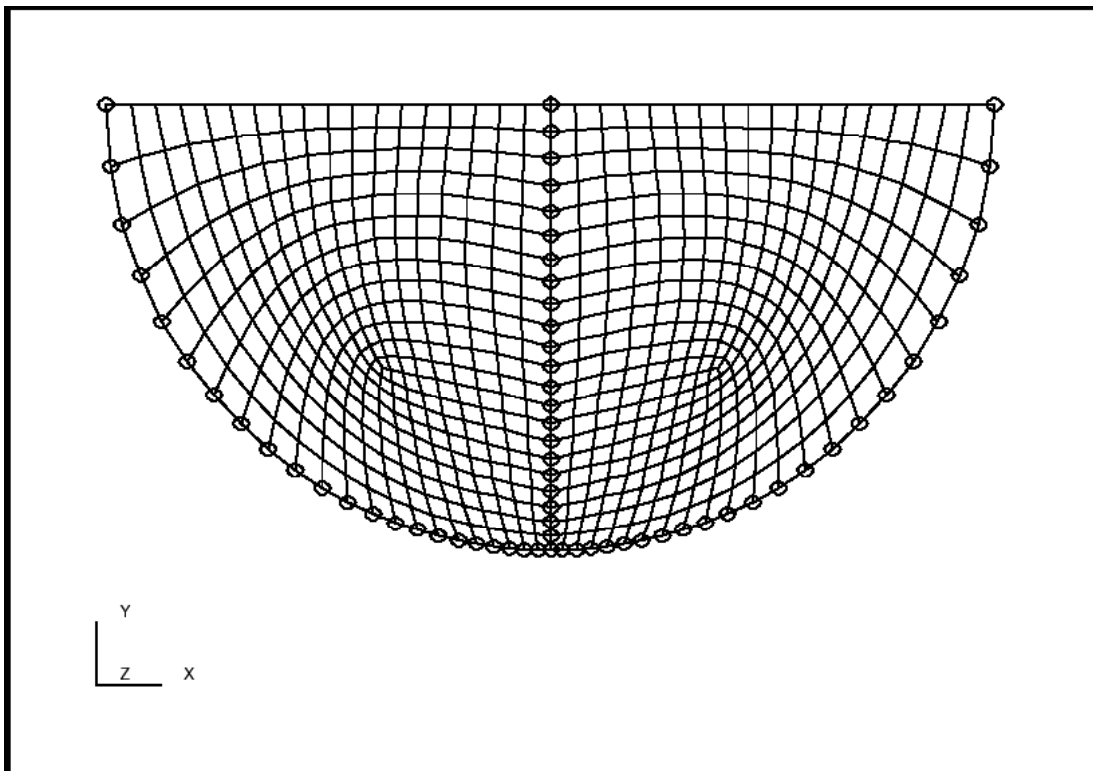


e) Malhar a superfície com elementos **Quad4**

<i>Action:</i>	<input type="text" value="Create"/>
<i>Object:</i>	<input type="text" value="Mesh"/>
<i>Type:</i>	<input type="text" value="Surface"/>
<i>Element topology:</i>	<input type="text" value="Quad4"/>
<i>Surface list:</i>	<input type="text" value="all posted surfaces (surfaces 1 and 2)"/>
<input type="text" value="Apply"/>	

Nosso modelo vai parecer como o mostrado na figura 2

Figura 2 – Malha de superfície representada no cilindro



f) Enviar a geometria da placa base

Enviar somente a geometria da placa base

Group/Post.....

Select groups to post:

<input type="text" value="plate"/>
<input type="text" value="Apply"/>
<input type="text" value="Cancel"/>

g) Criar sementes de malha para a placa

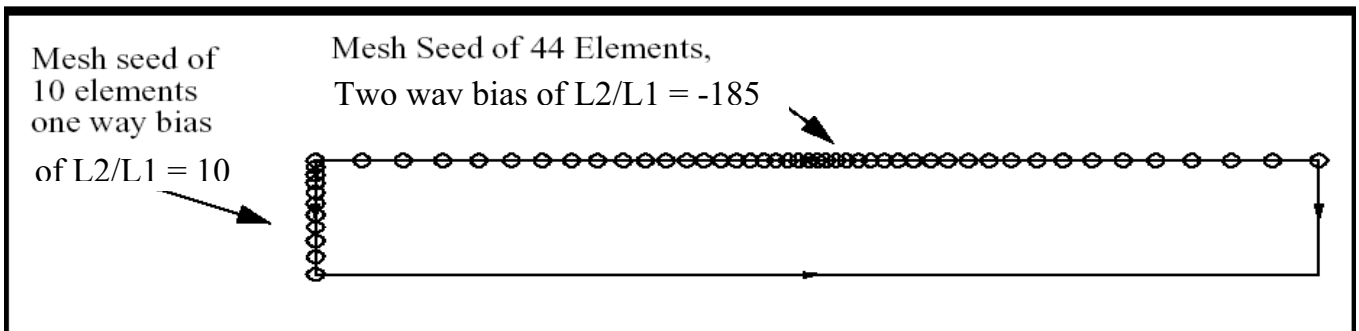
- Finite Elements

<i>Action:</i>	Create
<i>Object:</i>	Mesh seed
<i>Method:</i>	Two way bias
<i>Number:</i>	44
<i>L2/L1:</i>	-185
<i>Curve list:</i>	ver figura 3

Agora, semear o lado da placa.

<i>Action:</i>	
<i>Object:</i>	Mesh seed
<i>Method:</i>	One way bias
<i>Number:</i>	10
<i>L2/L1:</i>	10
<i>Curve list:</i>	ver figura 3

Figura 3 – Localização das sementes de malha da placa



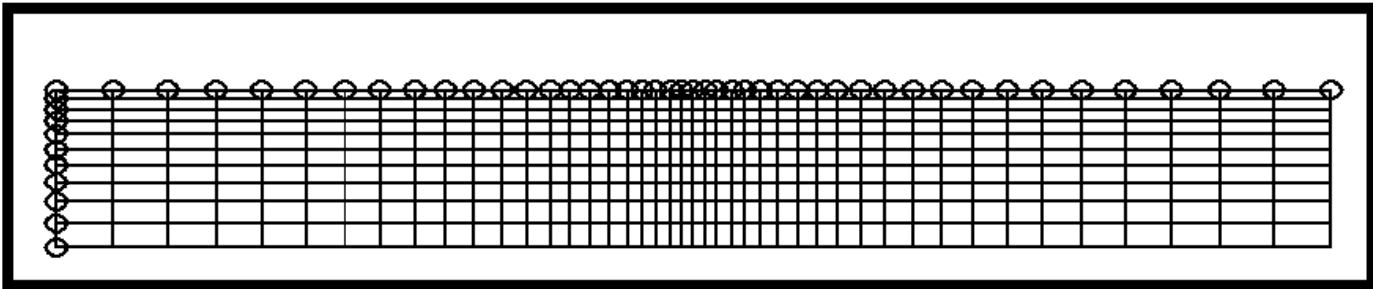
h) Malhar a superfície da placa com elementos **Quad4**

<i>Action:</i>	Create
<i>Object:</i>	Mesh
<i>Type:</i>	Surface
<i>Element topology:</i>	Quad4
<i>Surface List:</i>	Ver figura 3 (superfície 3)

Apply

Nosso modelo deverá parecer agora como mostrado na Figura 4.

Figura 4 – Superfície malhada reproduzindo a placa



- i) Criar um novo grupo **fem**

Este grupo terá todos os elementos finitos para o modelo inteiro nele.

Group/Create.....

New Group Name:

fem

Marcar *current*

Unpost todos os outros grupos

Group Contents

Add all FEM

Applv

Cancel

- j) Equivalência da malha

Action:

Equivalence

Object:

All

Tolerance cube

Method:

Equivalencing tolerance:

0,127

Applv

- k) Verificar elementos normais

Considerando que este é um modelo 2-D de deformação plana, os normais precisarão estar alinhados na direção positiva de Z. Para ajudar-nos a inverter os elementos normais, exibiremos os elementos direito normais nos elementos.

Action:

Verify

Object:

Elements

Test:

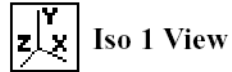
Normal

- Desenhar vetores normais

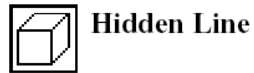
Apply

Agora precisaremos virar o modelo para ver que os vetores estão na direção positiva.

Para girar o modelo rápido, selecione o ícone de *toolbar* seguinte



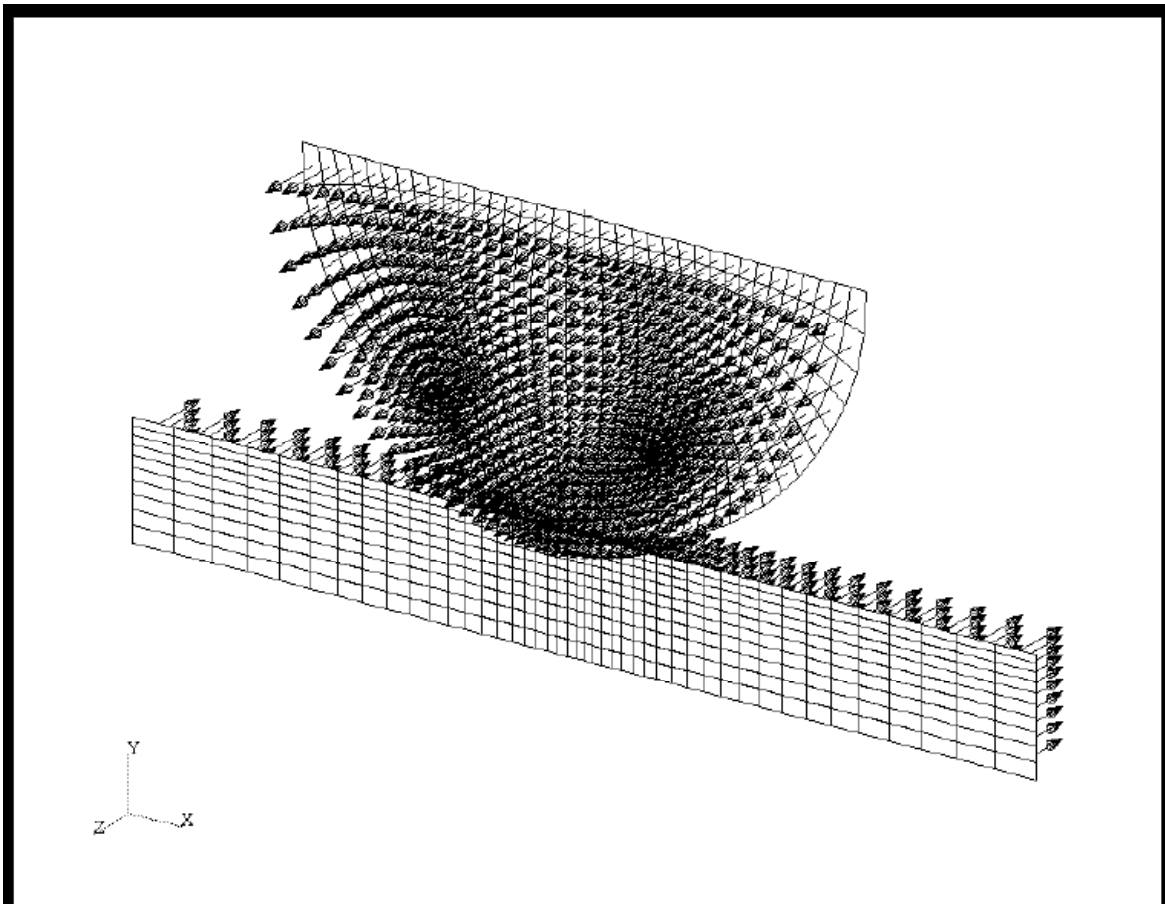
Também, é útil modificar o estilo do modelo para *Hidden line render style*, utilizando o ícone de



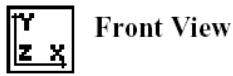
toolbar seguinte.

Nosso modelo ficará parecido com o indicado na figura 5.

Figura 5 – Direção dos elementos normais



Notamos que os elementos da placa estão apontando na direção de Z negativa. Teremos que invertê-los. Primeiro voltar à visão original selecionando o ícone de *toolbar* de visão dianteira e mude o modelo de trás para *wireframe* escolhendo o ícone de *wireframe*:



Front View



Wire Frame

Agora plotar somente os elementos da placa.

Group/Post.....

Select groups to post:

plate

Apply

Cancel

- Finite Elements

Action:

Modify

Object:

Element

Test:

Reverse

Element List:

Selecionar todos os elementos da placa

Apply

Reajuste o display de gráficos selecionando o ícone *reset graphics*.



Reset Graphics

- 1) Criar os materiais de aço. O material de Aço terá um módulo de Young de 30E6 [MPa], e 0.30 de coeficiente de Poisson.

- Materials

Action:

Create

Object:

Isotropic

Method:

Manual input

Material name:

Steel

Input properties.....

<i>Constitutive Model:</i>	Elastic
<i>Elastic Modulus:</i>	30E6
<i>Poisson's Ratio:</i>	0.30
<input type="button" value="Apply"/>	
<input type="button" value="Cancel"/>	

m) Criar um novo grupo chamado **all**.

Este grupo conterá todas as geometrias e os elementos finitos para o modelo inteiro.

Group/Create.....

<i>New Group Name:</i>	all
Marcar <i>current</i>	
Unpost todos os outros grupos	
<i>Group Contents</i>	Add All Entities
<input type="button" value="Apply"/>	
<input type="button" value="Cancel"/>	

n) Criar as propriedades dos elementos *cylinder* e *plate*

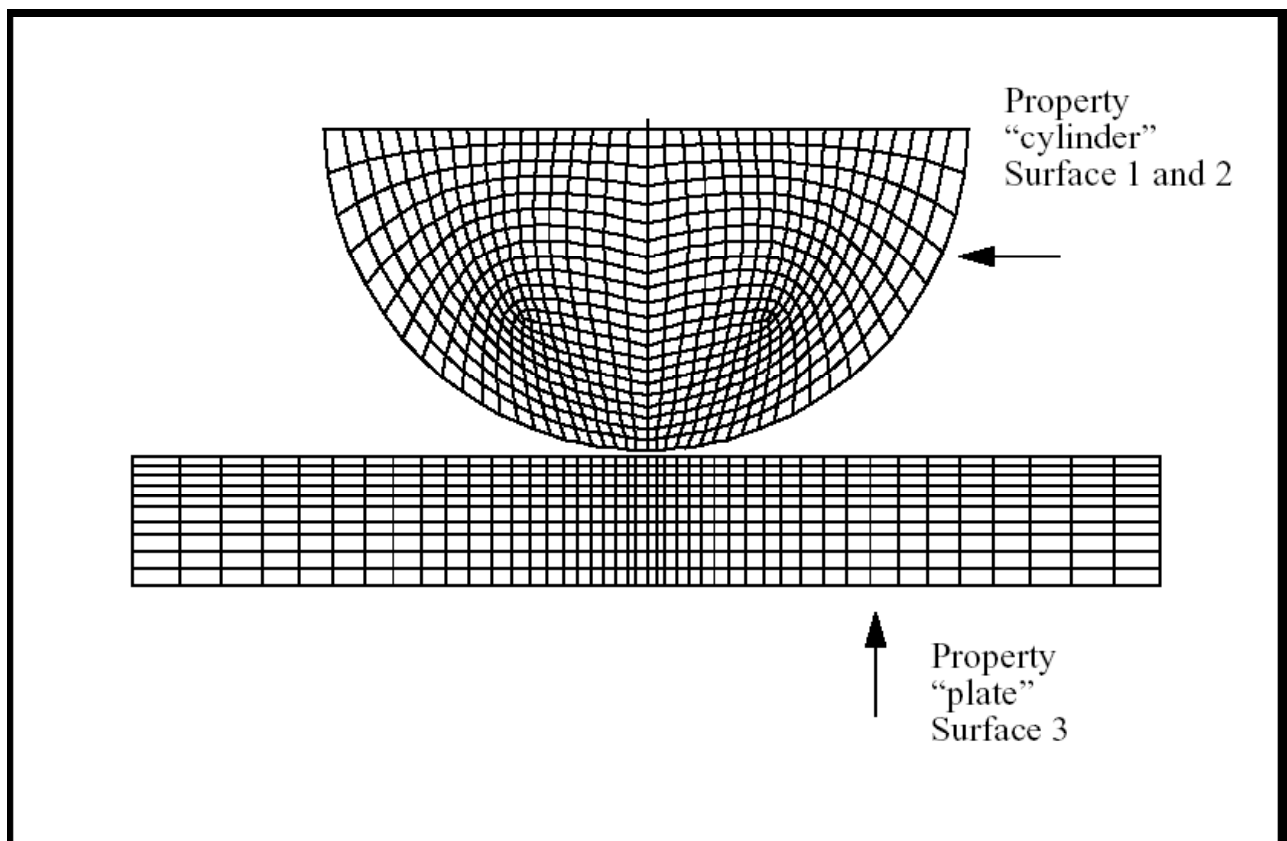
- Properties

<i>Action:</i>	Create
<i>Dimension:</i>	2D
<i>Type:</i>	2D Solid
<i>Property set name:</i>	cylinder
<i>Options:</i>	Plain Strain
	Standard Formulation
<input type="button" value="Input properties....."/>	

<i>Material name:</i>	<input type="text" value="Steel"/>
<i>Thickness:</i>	<input type="text" value="10"/>
<input type="button" value="Ok"/>	
<i>Select Members:</i>	<input type="text" value="ver figura 6"/>
<input type="button" value="Add"/>	
<input type="button" value="Apply"/>	

Repetir o mesmo processo com um novo *Property Set Name* chamado placa. Os dados de entrada das propriedades são os mesmos. Entre em Surface3 (mostrado na figura 6) na caixa de diálogo *Select Members*.

Figura 6 - Elementos com propriedades nomeadas



o) Fixar a base na direção X

- Loads/BCs

Action:

Create

Object:

Displacement

Type:

Nodal

New set name:

Fixed base 1

Input Data.....

Translations <T1,T2,T3>:

<0, ., >

Rotations <R1,R2,R3>:

<, ., >

Ok

Select Application Region...

Geometry Filter:

FEM

Select Nodes:

Selecionar qualquer nó
ao longo do meio, na
vertical, da base

Add

Ok

Apply

p) Fixar a base na direção Y

- Loads/BCs

Action:

Create

Object:

Displacement

Type:

Nodal

New set name:

Fixed base 2

Input Data.....

Translations <T1,T2,T3>:

<. 0.>

Rotations <R1,R2,R3>:

<..>

Ok

Select Application Region...

Geometry Filter:

Geometry

Select Geometry Entities:

ver figura 7

Clique na caixa de diálogo *Select Geometry Entities* e selecione a curva na extremidade final do modelo como mostrado na figura 7:

Primeiro, será necessário clicar no ícone da curva:

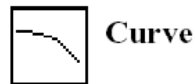
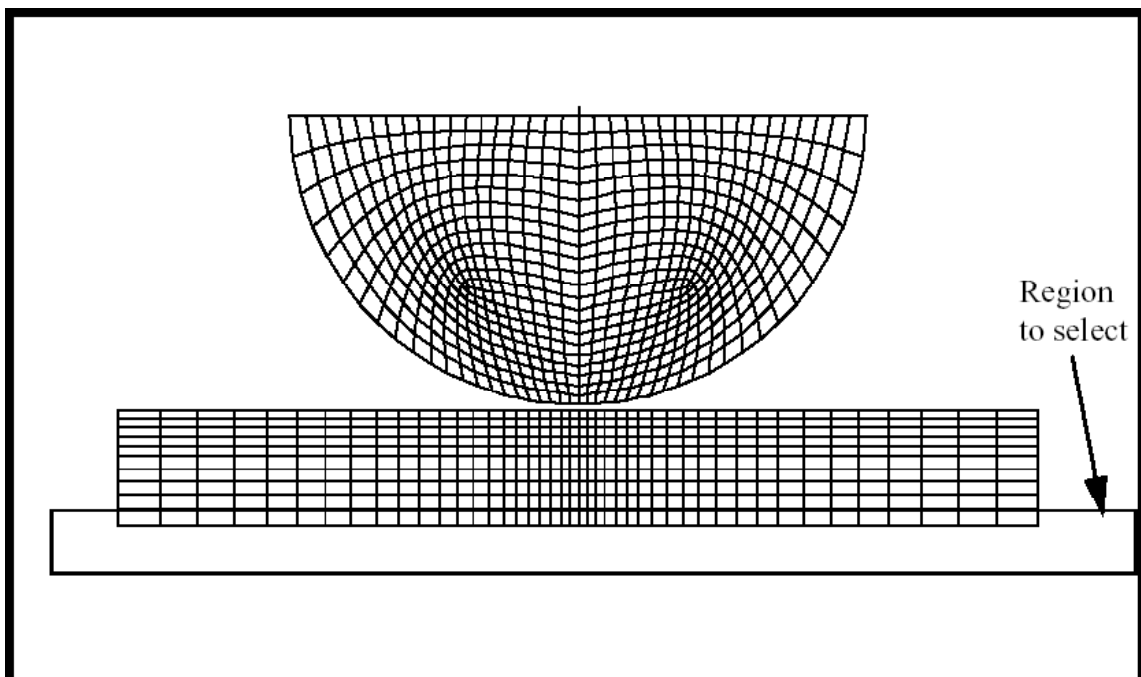


Figura 7 – Fixação da base da placa



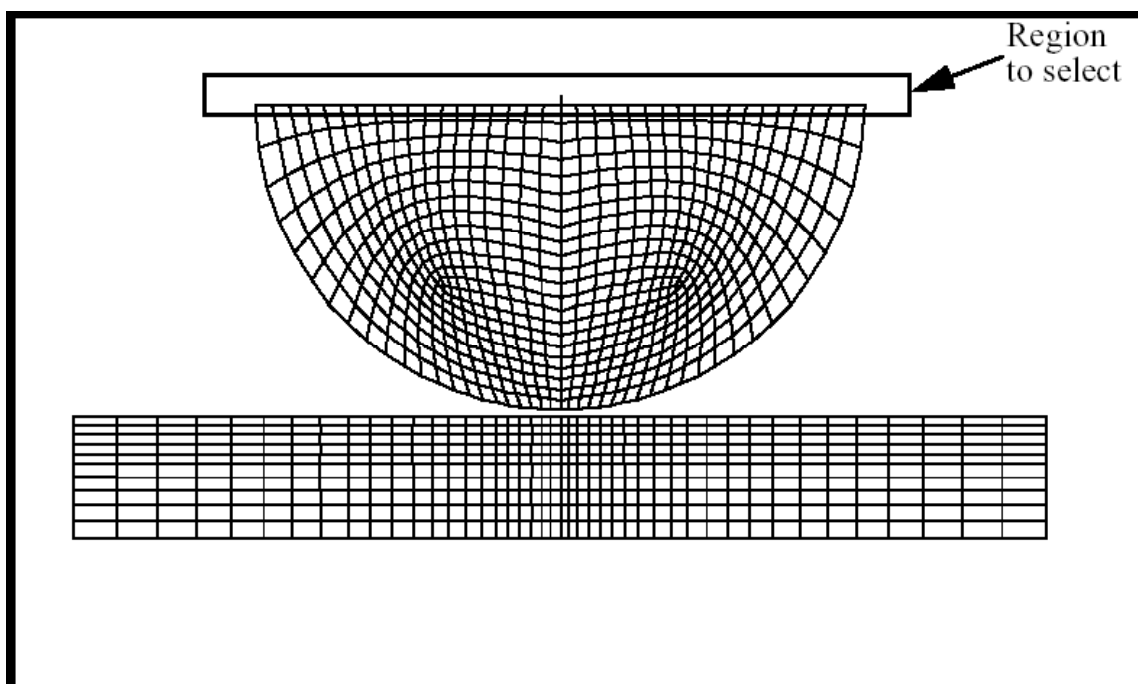
Add
Ok
Apply

- q) Neste passo, vamos criar um jogo de deslocamento que será usado fechar a folga entre o cilindro e a placa e assegurar o contato. Aplicar um deslocamento de -2.667 mm na direção de Y ao longo da superfície de topo. Notar que como a área de contato entre o cilindro e a base é pequena, é assumido que os deslocamentos verticais ao longo do diâmetro do cilindro de aço são uniformes.

Action:	Create
Object:	Displacement
Type:	Nodal
New set name:	close gap
Input Data.....	
Translations <T1,T2,T3>:	<0 , -2.667, >
Rotations <R1,R2,R3>:	<.,.>
Ok	
Select Application Region...	
Geometry Filter:	FEM
Select Nodes:	ver figura 8

Clicar na caixa de diálogo *Select Nodes* e selecione os nós na extremidade do topo do modelo conforme mostrado na figura 8.

Figura 8 – Região selecionada para aplicar o fechamento da folga.

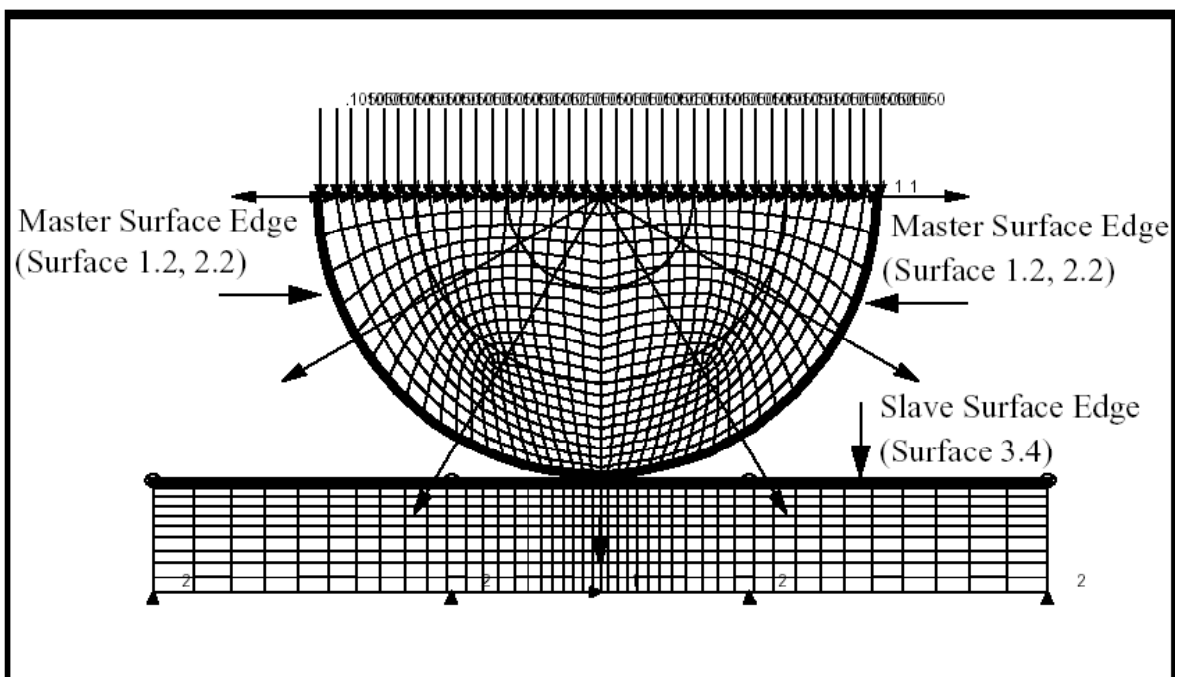


Add
Ok
Apply

r) Criar condições de contato para o par de contato cilindro e placa de base.

Action: Create
 Object: Contact
 Type: Element Uniform
 Option: Deform-Deform
 Analysis Type: Structural
 New set name: cylinder plate contact
 Input Data.....
 Contact Type: General
 Sliding: Small
 Surface Behavior: Hard
 Friction Formulation: Penalty
 Viscous Damping: OFF
 Penetration Type: One Sided
 Ok
 Select Application Region...

Figura 9 – Definição da superfície de contato



Geometry Filter:

Geometry

Master Surface:

2D Solid Edge

Slave Surface:

2D Solid Edge

Active Region:

Master

Select Surface Edges:

ver figura 9

Add

Active Region:

Slave

Select Surface Edges:

ver figura 9

Add

Ok

Apply

- s) A Carga final e a condição de contorno será a pressão aplicada no topo do cilindro. Simularemos uma carga de 95,4 [kN] por unidade de profundidade pelo cilindro inteiro. A pressão aplicada na extremidade será simplesmente a carga unitária por profundidade dividida pelo diâmetro, ou $95400/370 = 257,8$ [MPa] de pressão.

Action:

Create

Object:

Pressure

Type:

Element Uniform

New set name:

hertz load

Target element type:

2D

Input Data.....

Edge pressure:

95400

Ok

Selected application region.....

Geometry Filter:

FEM

Selecionar o elemento 2D ou a extremidade

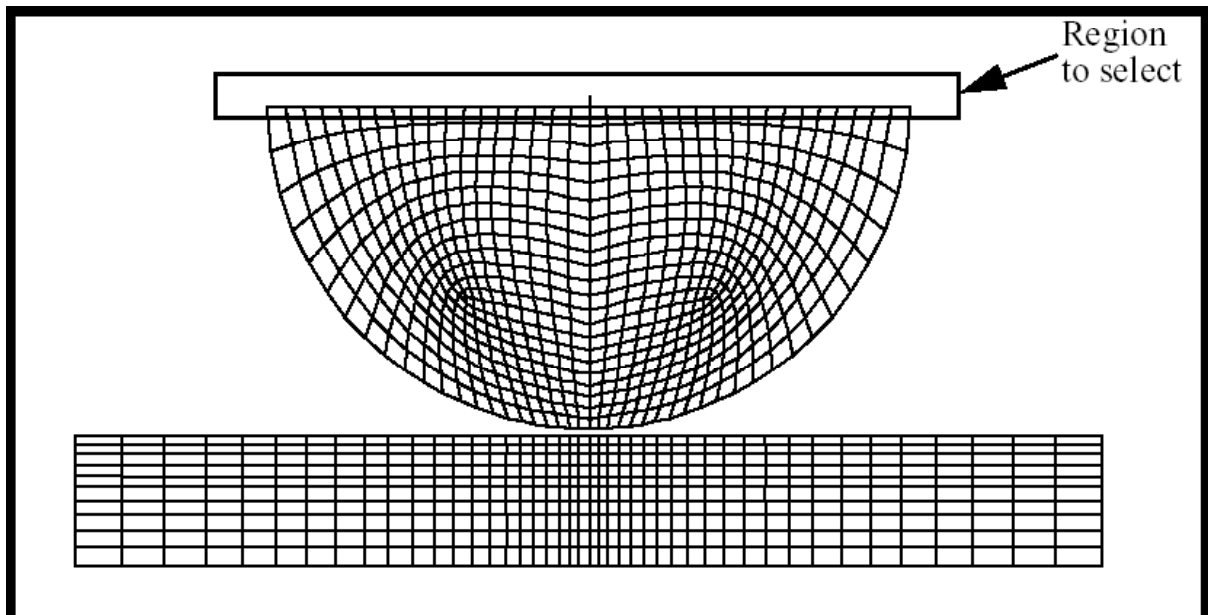
Clicar no ícone do elemento selecionado. Então,



Edge of Element

Selecionar a extremidade superior do modelo conforme mostrado na figura 10.

Figura 10 – Região que se deve aplicar a pressão



Add

Ok

Apply

t) Agora, vamos criar os dois casos de carga para análise.

- Load Cases

Action:

Create

Load case name:

Contact step 1

Assign/Prioritize Loads/BCs

Select LBCs to Add to Spreadsheet:

Conta_cylinder_plate
Displ_close_gap
Displ_fixed_base_1
Displ_fixed_base_2

Ok

Apply

Modificar o nome na caixa de diálogo *Load Case Name*.

Load Case Name:

Hertz_load_step_2

Assign/Prioritize Loads/BCs

Select LBCs to Add to

Spreadsheet:

Press_hertz_load

(select rows containing)

Displ_close_gap

Remove Selected Rows

Ok

Apply

Para revisar, deve-se ter dois Casos de carga com as seguintes cargas e condições de contorno:

<u>Load Case #</u>	<u>Load/BC's</u>
contact_step_1	Conta_cylinder_plate Displ_fixed_base_1 Displ_fixed_base_2 Displ_close_gap
hertz_load_step_2	Conta_cylinder_plate Displ_fixed_base_1 Displ_fixed_base_2 Press_hertz_load

u) Agora, vamos criar os passos da análise. Ambos os passos serão usados os parâmetros de análise padrão e as saídas requeridas.

- Analysis

Action:

Analyse

Object:

Entire model

Method:

Full run

Job name:

hertz

Step creation.....

Job step name:

step 1 hertz contact

Solution type:

Nonlinear static

Select load cases.....

Available load cases:

contact step 1

Ok

Apply

Criar o Segundo passo para concluir a análise de contato de Hertz.

Job step name:

step 2 hertz contact

Solution type:

Nonlinear static

Select load cases.....

Available load cases:

contact step 2

Ok

Apply

Cancel

- v) Selecionar os passos e enviar o trabalho para análise. Ter certeza que o passo de *Static Default* não está selecionado.

Step selection.....

Select job steps:

step_1_hertz_contact
step_2_hertz_contact

~~Apply~~

Apply

- w) Monitorar as análises pelo monitoramento dos arquivos .sta e .msg . Estes arquivos podem ser vistos durante ou após o trabalho completo utilizando os comandos *more* ou *tail*. Quando o trabalho termina, ler os resultados.

Action:

Read results

Object:

Result entities

Method:

Translate

Select result files.....

Select result files:

Hertz.fil

Ok

Apply

Quando o Patran abrir novamente os resultados serão incorporados dentro da base de dados.

- x) Plotar o grupo fem.

Group/Post...

Select groups to post:

fem

Apply

Cancel

y) Plotar as tensões de Von Mises, σ_{yy} e σ_{xy} .

- Resultados

Clicar no resultado selecionado



Create

Action:

Object:

Select results cases:

Select fringe result:

Result quantity:

Quick plot

select the last load case

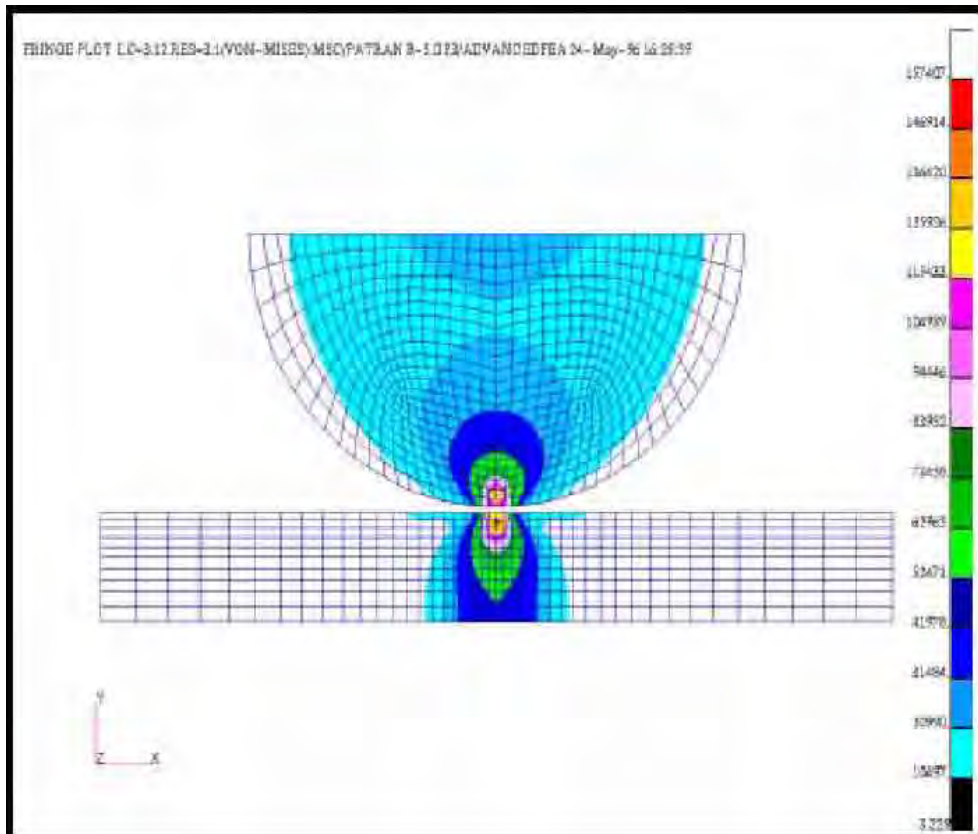
Stress, Components

Von Mises

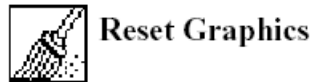
Apply

Seu modelo vai se parecer com o mostrado na figura 11.

Figura 11 – Gráfico do resultado das tensões



Limpar a tela, utilizando o seguinte ícone no topo da barra de menus.



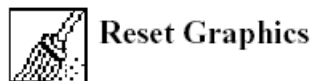
Agora plotar a tensão σ_{yy} .

Result quantity:

Y - Component

Apply

Limpar a tela, utilizando o seguinte ícone no topo da barra de menus.



z) Fazer o perfil deformado plotando a Tensão de Von Mises.

Antes de nós fazermos o perfil deformado, nós precisamos mudar o fator de escala do resultado para 1.0 de forma que o perfil representará a deformação real Na planilha de resultados selecione o ícone *Deform Attributes*.



Scale factor:

1.0

- Escala real
- Mostrar entidades indeformadas

Voltar para a planilha de resultados selecionados



Select results cases:

select last load case

Select fringe result:

Stress, Components

Result type:

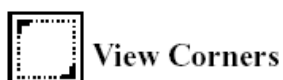
Von Mises

Select deformation result:

Deformation, displacement

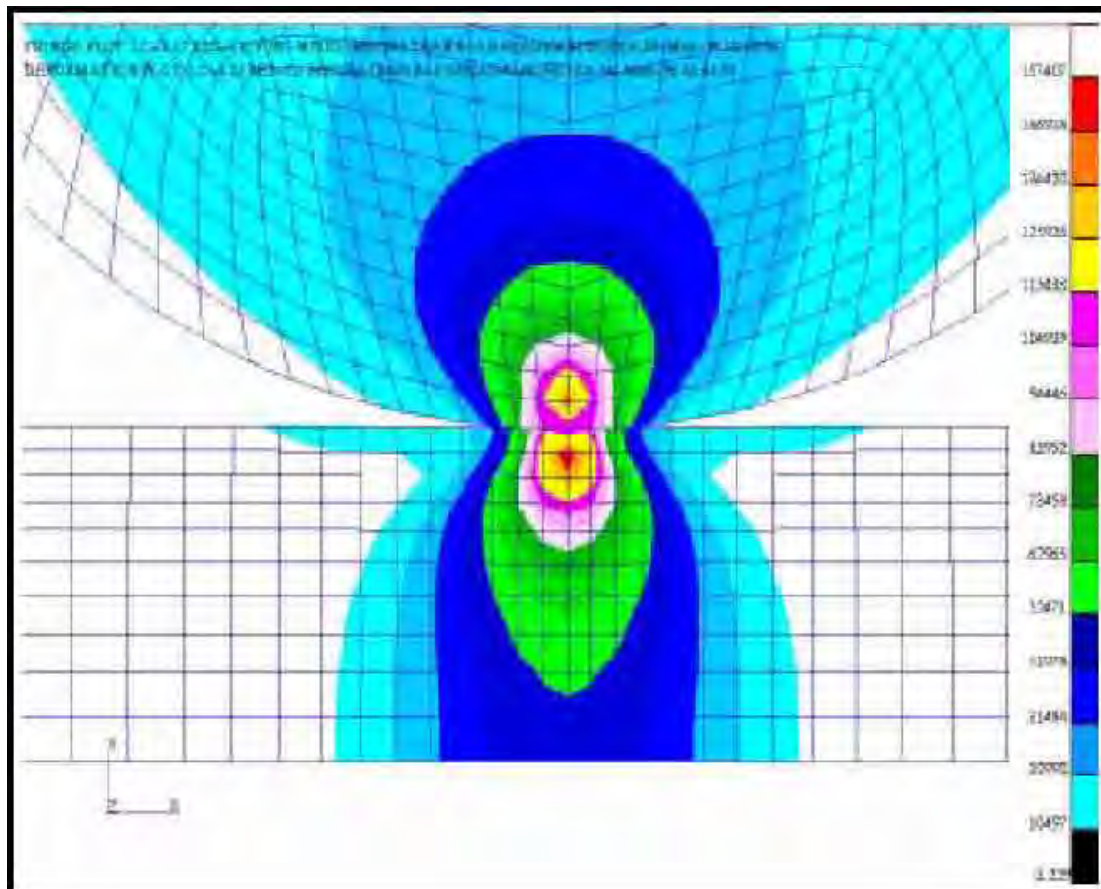
Apply

Notar que os dois corpos entram em contato, e que há uma leve deformação da placa e até mesmo do cilindro. Para se ter uma melhor visualização, aplicar um *zoom in* na zona de contato usando o ícone *view corners*.



O modelo deverá parecer conforme mostrado na figura 12

Figura 12 – Verificação da tensão e do contato em uma vista ampliada

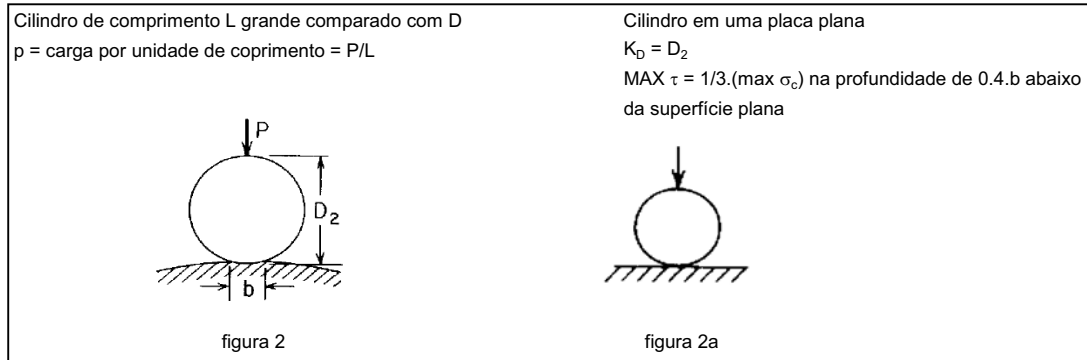


Comentários: Na figura acima pode-se ver a região de contato entre a roda e a pista de rolamento do caminho de rolamento. Os valores obtidos mostram a profundidade onde ocorre as máximas tensões, sendo este o principal parâmetro para a seleção da espessura do cubo da roda (anel) e do aço inoxidável do caminho de rolamento.

Comparação com a teoria

Do livro Roark's Formulas for Stress and Strain, 6th Edition (by Warren C. Young, 1989, pg. 651) podemos derivar a largura de contato, b , e a máxima tensão de compressão.

Figura 13 – Representação teórica da carga



A largura de contato para o modelo completo é dada por

$$b = 1.60 \cdot \sqrt{p \cdot k_D \cdot C_E}$$

onde:

$$C_E = \frac{1 - \nu^2}{E_1} + \frac{1 - \nu^2}{E_2}$$

E a tensão máxima é dada por:

$$Max \sigma_c = 0.798 \cdot \sqrt{\frac{p}{K_D \cdot C_E}}$$

$$b = 2.15 \cdot \sqrt{\frac{p \cdot k_D}{E}}$$

Quando $E_1 = E_2 = E$ e $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$, teremos:

e

A área de contato para a metade do modelo é igual a:

$$Max \sigma_c = 0.591 \cdot \sqrt{\frac{p \cdot E}{K_D}}$$

$$\frac{b}{2} = 1.075 \cdot \sqrt{\frac{7663 \cdot (370)}{2.06 \times 10^{-5}}} = 3.99 [\text{mm}]$$

A tensão máxima de compressão é dada por:

$$\text{Max}\sigma_c = 0.591 \cdot \sqrt{\frac{7663 \cdot 2.06 \times 10^{-5}}{(370)}} = 1220,58[\text{MPa}]$$

Nós podemos comparar os valores da máxima tensão de compressão no eixo Y listando um sumário do resultado das máximas tensões para o cilindro e placa de base em um relatório de texto.

Gerar um relatório de texto das tensões de compressão no eixo Y.

<i>Action:</i>	<input type="button" value="Create"/>
<i>Object:</i>	<input type="button" value="Report"/>
<i>Method:</i>	<input type="button" value="Preview"/>
<i>Select result cases:</i>	<input type="button" value="Select last increment of step2, Time=2.0"/>
<i>Select report result:</i>	<input type="button" value="Stress, Components"/>

Selecionar o ícone *Display Attributes*:



Sort order: - Ascending
Sort data by: - Y Component

Os resultados serão impressos em formato UNIX que foi iniciado no P3. Se você voltar ao topo da lista de saída de dados do relatório de texto, você verá o elemento mais severamente carregado. Use esta informação para preencher a tabela abaixo.

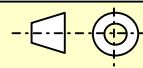
Tabela 1 – Máxima tensão de compressão

	Theoretical	AFEA	% Diff
MAX σ_c	1220,58		

Fechar a base de dados e sair do Patran.

Este exercício está concluído.

APÊNDICE A.2 - EXEMPLO DE CÁLCULO DA RODA EM PLANILHAS EXCEL

04						
03						
02						
01						
00						
VER.	DESCRIÇÃO	DATA	ELABORADO	VERIFICADO	APROVADO	
CLIENTE:		COMPONENTE:				
OBRA:		MASSA UNIT: --- kg				
LOCAL DE INSTALAÇÃO:		ESCALA: ---				
EQUIPAMENTO:		TIPO DOC.: ---				
DESIGNAÇÃO DO GRUPO:					DP.: 001	VERSÃO:
DENOMINAÇÃO:						
		ARQUIVO:				

	Doc N°: 0	Folha 144
	Versão:	de

ÍNDICE

1 DADOS

1 .1 Carregamento

2 MATERIAIS E TENSÕES ADMISSÍVEIS

3 PREPONDERÂNCIA DE CARREGAMENTO PARA CÁLCULO DE RODA E EIXO

4 Cálculos

4 .1 Cálculo da roda

4 .1.1 Cálculo da pressão de Hertz

4 .1.2 Cálculo da tensão de cisalhamento máxima

4 .1.3 Cálculo da largura da área retangular de contato

4 .2 Cálculo de seleção do rolamento

4 .2.1 Verificação para carga estática

4 .2.2 Verificação para vida do rolamento

4 .3 Cálculo do eixo bi-apoiado

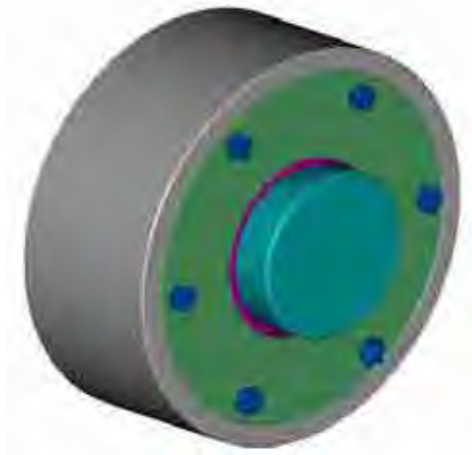
4 .3.1 Dados

4 .3.2 Reação nos apoios

4 .3.3 Cálculo do eixo

	Doc N°: 0	Folha 145
	Versão:	de

CÁLCULO DA RODA PRINCIPAL DA COMPORTA VAGÃO



CLIENTE:
OBRA:
Referência:

	Doc N°: 0	Folha <u>146</u>
	Versão:	de _____

2 MATERIAIS E TENSÕES ADMISSÍVEIS

Segundo norma

NBR 8883 Edição Fev 1996

RODA

Material	ASTM A 148 Gr. 115-95
Tensão de ruptura	$\sigma_{rupR} = 795$ [MPa]
Tensão de escoamento	$\sigma_{escR} = 655$ [MPa]
Dureza	DrR = 225 [HB]

PISTA

Material	TIPO VIRGO 39
Tensão de ruptura	$\sigma_{rupP} = 930$ [MPa]
Tensão de escoamento	$\sigma_{escP} = 600$ [MPa]
Dureza	DrP = 260 [HB]

PRESSÃO DE HERTZ ADMISSÍVEL

obs: DrP deve ser maior que DrR

OK

Frequencia de utilização

frequência de movimento < 100/ano

	Caso de carga					
	Normal		Ocasional		Excepcional	
		[MPa]		[MPa]		[MPa]
Pressão de Hertz admissível		1471		1647		N/A

EIXO

Material	ASTM A 276 TP 410 T HF
Tensão de ruptura	$\sigma_{rupE} = 690$ [MPa]
Tensão de escoamento	$\sigma_{escE} = 550$ [MPa]
Dureza	DrE = 207 [HB]

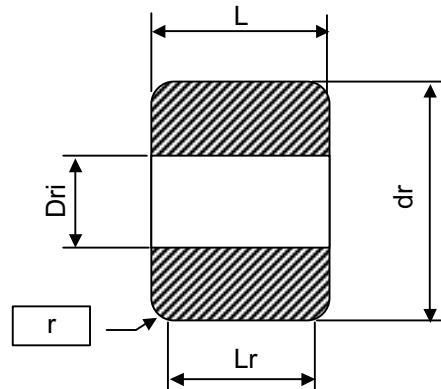
	Caso de carga					
	Normal		Ocasional		Excepcional	
		[MPa]		[MPa]		[MPa]
Tensão de comparação		275		347		495

4 Cálculos

4 .1 Cálculo da roda

4 .1.1 Cálculo da pressão de Hertz

Ref.: Resistência dos Materiais - Timoshenko, Vol 2, cap.8



Diâmetro externo da roda $dr = 390$ [mm]

Diâmetro interno da roda $Dri = 270$ [mm]

Largura da roda $L = 130$ [mm]

Raio de arredondamento do canto da banda de rodagem $r = 2,5$ [mm]

Largura de contato efetiva da roda $Lr = 125$ [mm]

Pressão máxima de Hertz $0.59 \sqrt{\frac{Fr \cdot E}{dr \cdot Lr}} = P_{Hertz} = 1187$ [MPa]

OK

Pressão de Hertz admissível $P_{adm} = 1471$ [MPa]

onde:

Carga preponderante para a roda: $Fr = 957,9$ [kN]

Módulo de Young do aço $Es = 205940$ [MPa]

Coefficiente de Poisson $\mu = 0,3$

4 .1.2 Cálculo da tensão de cisalhamento máxima

Ref: Engineering considerations of Stress, Strain and Strength" - Robert C. Juvinall

Tensão de cisalhamento máxima $\frac{1}{3} P_{Hertz} = \tau_{m\acute{a}x} = 396$ [MPa]

4 .1.3 Cálculo da largura da área retangular de contato

Largura da área retangular de contato $2.15 \sqrt{\frac{Fr \cdot dr}{E \cdot Lr}} = b = 8,2$ [mm]

Profundidade que ocorre cisalhamento máximo $\tau_{m\acute{a}x}: 0.4 \times b = 3,3$ [mm]

	Doc N°: 0	Folha <u>150</u>
	Versão:	de

4 .2.1 Verificação para carga estática

Capacidade de carga estática	Co =	1530	[kN]
Fator	Yo =	2	
Carga estática equivalente (caso normal/ocasional)	Fr +Yo.Fra = Po =	1400	[kN]
Carga estática requerida (normal/ocasional)	So.Po =		[kN]
Carga estática equivalente (excepcional)	Fre +Yo.Frae = Poe =	1400	[kN]
Carga estática requerida (excepcional)	Soe.Poe =		[kgf]

4 .2.2 Verificação para vida do rolamento

Capacidade de carga dinâmica	C =	980	[kN]
Fator	e =	0,29	
Fator	e >= Fra/Fi	Y1 =	2,32
Expoente 'p'		p =	3,33
Velocidade da comporta	v =	29,0	[mm/s]
Curso da comporta	Curso =		
Diâmetro externo da roda	dr =	390	[mm]
Carga dinâmica equivalente	Fr+Y1.Fra =	P =	1409 [kN]
Número de horas de operação (L10h)			
Nº de rotações p/ min.	$\frac{v}{\pi \cdot Dr} = n =$	1,420	[rpm]

Nº de horas de operação $\frac{(C / P)^p}{60 \cdot n} = L_{10h} = 3496,6$ [horas]

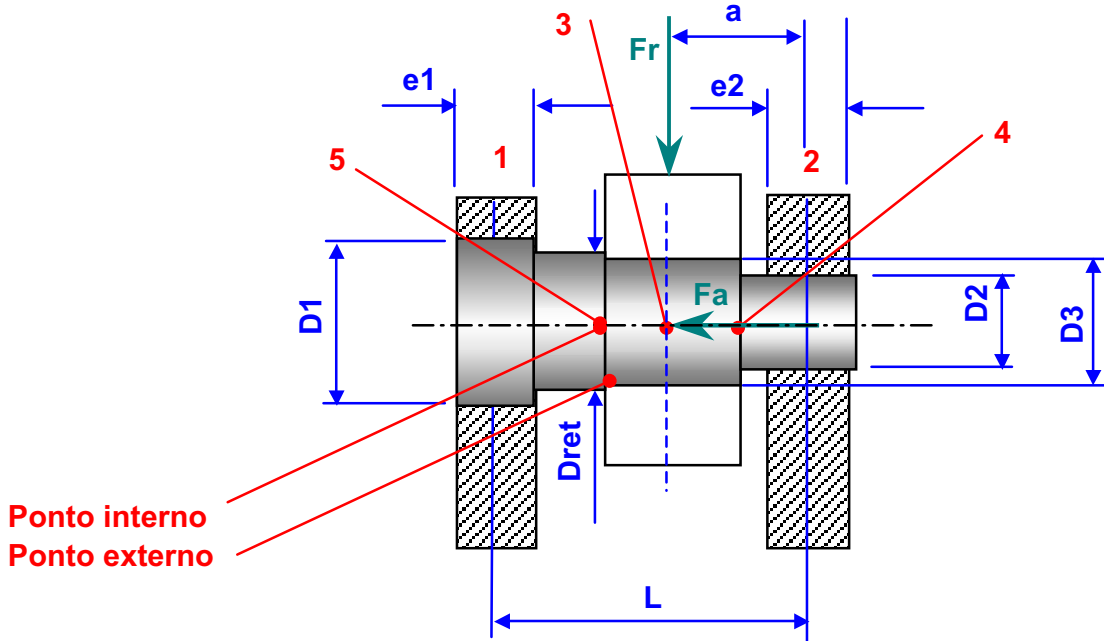
Número de ciclos de abertura/fechamento da comporta

$$\frac{1}{2} \frac{L_{10h}}{\frac{\text{curso}}{v} \frac{1}{60}} = n_{\text{ciclos}} = 10254,1 \text{ [ciclos]}$$

Com curso de movimentação de **17,800** metros e velocidade d **1,74** [m/min], a vida útil do rolamento implicará num total de **10254** ciclos de abertura / fechamento.

4.3 Cálculo do eixo bi-apoiado

4.3.1 Dados



Ponto interno
Ponto externo

Carga radial no eixo

$$Fr = 958 \quad [\text{kN}]$$

Carga radial no eixo

$$Fa = 144 \quad [\text{kN}]$$

Dist. entre centros dos apoios (cabeceiras)

$$L = 171,7 \quad [\text{mm}]$$

Largura do rolamento

$$B = 86 \quad [\text{mm}]$$

Distancia 'a'

$$a = 85,85 \quad [\text{mm}]$$

Espessura da cabeceira no apoio 1

$$e1 = 16 \quad [\text{mm}]$$

Espessura da cabeceira no apoio 2

$$e2 = 19 \quad [\text{mm}]$$

Propriedades geométricas da seção do eixo:

Diâmetro do eixo na região do retentor

$$Dret = 170 \quad [\text{mm}]$$

Seção (apoio 1):

Diâmetro do eixo

$$D1 = 182 \quad [\text{mm}]$$

Área da seção do eixo

$$\frac{\pi \cdot D1^2}{4} = As1 = 26016 \quad [\text{mm}^2]$$

Momento de inércia do eixo

$$\frac{\pi \cdot D1^4}{64} = I1 = 5, \text{E}+07 \quad [\text{mm}^4]$$

Momento de resistência a flexão no apoio 1

$$\frac{\pi \cdot D1^3}{32} = wf1 = 6, \text{E}+05 \quad [\text{mm}^3]$$

Seção (apoio 2):

Diâmetro do eixo

$$D2 = 153 \quad [\text{mm}]$$

Área da seção do eixo

$$\frac{\pi \cdot D2^2}{4} = As2 = 18385 \quad [\text{mm}^2]$$

Momento de inércia

$$\frac{\pi \cdot D2^4}{64} = I2 = 3, \text{E}+07 \quad [\text{mm}^4]$$

Momento de resistência a flexão no apoio 1

$$\frac{\pi \cdot D2^3}{32} = wf2 = 4, \text{E}+05 \quad [\text{mm}^3]$$

	Doc N°: 0	Folha 152
	Versão:	de

Seção no rolamento (3):

Diâmetro do eixo		D3 = 160 [mm]
Área da seção do eixo	$\frac{\pi \cdot D3^2}{4}$	= As3 = 20106 [mm ²]
Momento de inércia	$\frac{\pi \cdot D3^4}{64}$	= I3 = 3,E+07 [mm ⁴]
Momento de resistência a flexão no apoio 1	$\frac{\pi \cdot D3^3}{32}$	= wf3 = 4,E+05 [mm ³]

4 .3.2 Reação nos apoios

Reação no apoio 1	$\frac{Fr \cdot a}{L}$	= Ra1 = 479 [kN]
Reação no apoio 1	$\frac{Fr \cdot (L - a)}{L}$	= Ra2 = 479 [kN]

4 .3.3 Cálculo do eixo Tensão axial

$\frac{Fa}{As 1}$	= σ_{n1}	= -5,5 [MPa]
$\frac{Fa}{As 2}$	= σ_{n2}	= 7,8 [MPa]
$\frac{Fa}{As 3}$	= σ_{n3}	= -7,1 [MPa]
$\frac{Fa}{As 2}$	= σ_{n4}	= 7,8 [MPa]
$\frac{Fa}{As 3}$	= σ_{n5}	= -7,1 [MPa]

Esforço cortante

V1 = 479,0 [kN]
V2 = 479,0 [kN]
V3 = 479,0 [kN]
V4 = 479,0 [kN]
V5 = 479,0 [kN]

	Doc N°: 0	Folha 153
	Versão:	de

Tensão de cisalhamento máxima

$$\frac{4}{3} \frac{V_1}{A_s 1} = \tau_1 = 24,5 \text{ [MPa]}$$

$$\frac{4}{3} \frac{V_2}{A_s 2} = \tau_2 = 34,7 \text{ [MPa]}$$

$$\frac{4}{3} \frac{V_3}{A_s 3} = \tau_3 = 31,8 \text{ [MPa]}$$

$$\frac{4}{3} \frac{V_4}{A_s 2} = \tau_4 = 34,7 \text{ [MPa]}$$

$$\frac{4}{3} \frac{V_5}{A_s 3} = \tau_5 = 31,8 \text{ [MPa]}$$

Tensão de cisalhamento média

$$\frac{V_1}{A_s 1} = \tau_{1m} = 18,4 \text{ [MPa]}$$

$$\frac{V_2}{A_s 2} = \tau_{2m} = 26,1 \text{ [MPa]}$$

$$\frac{V_3}{A_s 3} = \tau_{3m} = 23,8 \text{ [MPa]}$$

$$\frac{V_4}{A_s 2} = \tau_{4m} = 26,1 \text{ [MPa]}$$

$$\frac{V_5}{A_s 3} = \tau_{5m} = 23,8 \text{ [MPa]}$$

Momento fletor

$$M_{f1} = 0 \text{ [kN.m]}$$

$$M_{f2} = 0 \text{ [kN.m]}$$

$$M_{f3} = 41118 \text{ [kN.m]}$$

$$M_{f4} = 20523 \text{ [kN.m]}$$

$$M_{f5} = 20523 \text{ [kN.m]}$$

	Doc N°: 0	Folha 154
	Versão:	de

Tensão de flexão

$$\begin{aligned} \sigma_{f1} &= \frac{M_{f1}}{w_{f1}} & \sigma_{f1} &= 0,0 \text{ [MPa]} \\ \sigma_{f2} &= \frac{M_{f2}}{w_{f2}} & \sigma_{f2} &= 0,0 \text{ [MPa]} \\ \sigma_{f3} &= \frac{M_{f3}}{w_{f3}} & \sigma_{f3} &= 102,3 \text{ [MPa]} \\ \sigma_{f4} &= \frac{M_{f4}}{w_{f2}} & \sigma_{f4} &= 58,4 \text{ [MPa]} \\ \sigma_{f5} &= \frac{M_{f5}}{w_{f3}} & \sigma_{f5} &= 51,0 \text{ [MPa]} \end{aligned}$$

Tensão de von Mises

Ponto 1 (interno)	$\sqrt{\sigma_{n1}^2 + 3 \cdot \tau_1^2} =$	$\sigma_{comp1i} =$	43 [MPa]	OK
Ponto 1 (externo)	$\sqrt{(\sigma_{f1} + \sigma_{n1})^2 + 3 \cdot \tau_1^2} =$	$\sigma_{comp1e} =$	32 [MPa]	OK
Ponto 2 (interno)	$\sqrt{\sigma_{n2}^2 + 3 \cdot \tau_2^2} =$	$\sigma_{comp2i} =$	61 [MPa]	OK
Ponto 2 (externo)	$\sqrt{(\sigma_{f2} + \sigma_{n2})^2 + 3 \cdot \tau_2^2} =$	$\sigma_{comp2e} =$	46 [MPa]	OK
Ponto 3 (interno)	$\sqrt{\sigma_{n3}^2 + 3 \cdot \tau_3^2} =$	$\sigma_{comp3i} =$	55 [MPa]	OK
Ponto 3 (externo)	$\sqrt{(\sigma_{f3} + \sigma_{n3})^2 + 3 \cdot \tau_3^2} =$	$\sigma_{comp3e} =$	104 [MPa]	OK
Ponto 4 (interno)	$\sqrt{\sigma_{n4}^2 + 3 \cdot \tau_4^2} =$	$\sigma_{comp4i} =$	61 [MPa]	OK
Ponto 4 (externo)	$\sqrt{(\sigma_{f4} + \sigma_{n4})^2 + 3 \cdot \tau_4^2} =$	$\sigma_{comp4e} =$	80 [MPa]	OK
Ponto 5 (interno)	$\sqrt{\sigma_{n5}^2 + 3 \cdot \tau_5^2} =$	$\sigma_{comp5i} =$	55 [MPa]	OK
Ponto 5 (externo)	$\sqrt{(\sigma_{f5} + \sigma_{n5})^2 + 3 \cdot \tau_5^2} =$	$\sigma_{comp5e} =$	60 [MPa]	OK

4 .4 Pressão de contato nos apoios (cabeceira / eixo)

$$\begin{aligned} P_{c1} &= \frac{R_{a1}}{e_{1.D1}} & P_{c1} &= 164 \text{ [MPa]} \\ & & & \text{OK} \\ P_{c2} &= \frac{R_{a2}}{e_{2.D2}} & P_{c2} &= 165 \text{ [MPa]} \\ & & & \text{OK} \end{aligned}$$

APÊNDICE A.3 - GLOSSÁRIO

COMPONENTES DAS COMPORTAS

cabeceira – viga de fechamento lateral do tabuleiro, onde se localizam os elementos de apoio.

nervura – viga com funções secundárias, usadas também como elemento de enrijecimento.

paramento – chapa de revestimento do tabuleiro diretamente responsável pela barragem de água.

peças fixas – componentes da comporta que ficam embutidos no concreto e que servem para guiar e/ou alojar o tabuleiro, redistribuir as cargas para o concreto, atuando, também, como proteção do concreto e/ou elemento de apoio da vedação.

tabuleiro – componente principal da comporta, que serve de anteparo à passagem de água, constituído de paramento e vigamento.

vedação – componente responsável pela estanqueidade, geralmente constituído de perfis de borracha.

vigas horizontais – conjunto de vigas responsáveis pela rigidez do tabuleiro e transmissão de esforços aos elementos de apoio.

roda – elemento de rotação cujas funções são a transmissão de cargas e a diminuição dos esforços de atrito entre comporta e peças fixas.

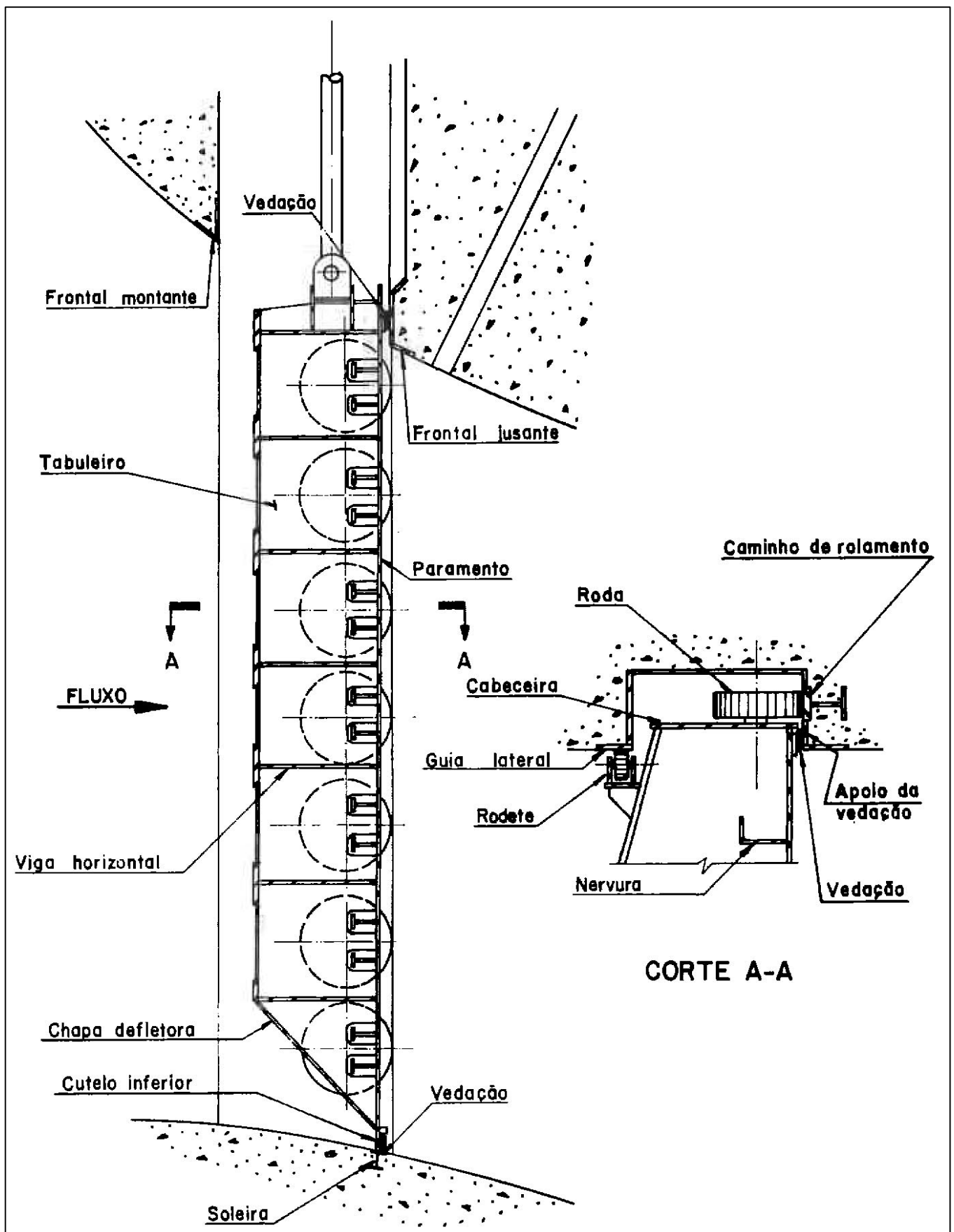


FIGURA A.3.1 – Comporta Vagão montada em sua ranhura.

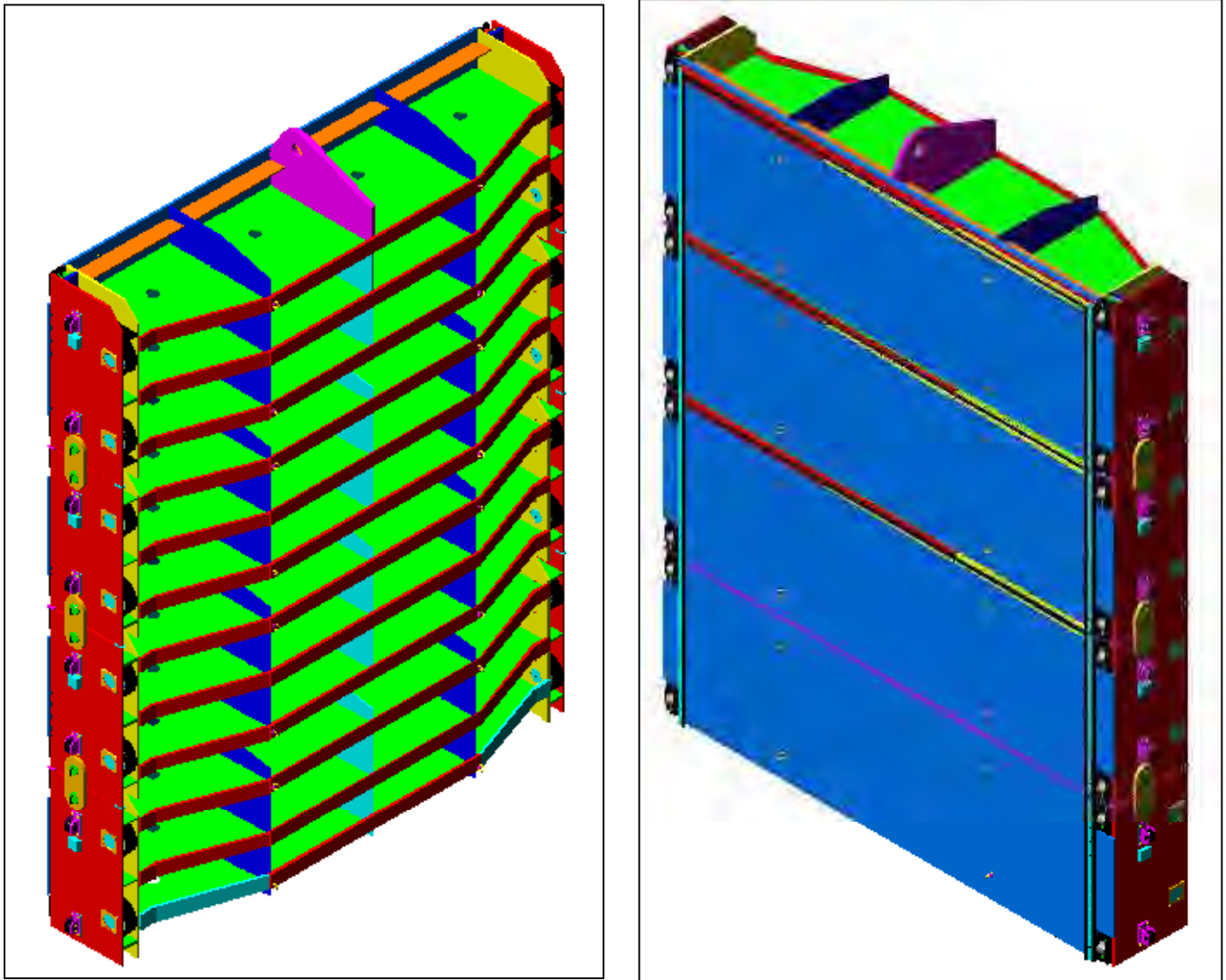


Figura A.3.2 – Modelo paramétrico para Comporta Vagão.

APÊNDICE A.4 – TABELA DE MATERIAIS

Tabela A.4.1.1 – Lista de materiais com tensões de escoamento e dureza Brinell.

Materiais utilizados em pista de rolamento, rodas e eixos			
Materiais e normas aplicáveis	Tensão de escoamento	Tensão de ruptura mínimo	Dureza Brinell
	[MPa]	[MPa]	[HB]
aço inoxidável martensítico NF EN 10088-2 X4CrNiMo16-5-1 (VIRGO 39)	600	930	260
Aço Forjado ASTM A 668 Cl.B	205	415	120
Aço Forjado ASTM A 668 Cl.C	230	455	137
Aço Forjado ASTM A 668 Cl.D	260	515	149
Aço Forjado ASTM A 668 Cl.E	295	570	174
Aço Forjado ASTM A 668 Cl.F	330	565	174
Aço Forjado ASTM A 668 Cl.G	345	550	163
Aço Forjado ASTM A 668 Cl.H	400	620	187
Aço Forjado ASTM A 668 Cl.J	450	620	207
Aço Forjado ASTM A 668 Cl.K	515	690	207
Aço Forjado ASTM A 668 Cl.L	585	760	223
Aço Fundido ASTM A27-Gr.60-30	205	415	118
Aço Fundido ASTM A27-Gr.65-35	240	450	127
Aço Fundido ASTM A27-Gr.70-36	250	485	137
Aço Fundido ASTM A27-Gr.70-40	275	485	137
Aço Fundido ASTM A148-Gr.80-40	275	550	156
Aço Fundido ASTM A148-Gr.80-50	345	550	156
Aço Fundido ASTM A148-Gr.90-60	415	620	176
Aço Fundido ASTM A148-Gr.105-85	585	705	205
Aço Fundido ASTM A148-Gr.115-95	655	795	225
Aço Fundido ASTM A148-Gr.135-125	860	930	263
Aço Fundido ASTM A148-Gr.150-135	930	1035	293
Aço Fundido ASTM A148-Gr.160-145	1000	1105	313
Aço Fundido ASTM A148-Gr.165-150	1035	1140	323
Aço Fundido ASTM A148-Gr.165-150L	1035	1140	323
Aço Fundido ASTM A148-Gr.210-180	1240	1450	411
Aço Fundido ASTM A148-Gr.210-180L	1240	1450	411

Materiais utilizados em pista de rolamento, rodas e eixos			
Materiais e normas aplicáveis	Tensão de escoamento	Tensão de ruptura mínimo	Dureza Brinell
	[MPa]	[MPa]	[HB]
Aço Fundido ASTM A148-Gr.260-210	1450	1795	508
Aço Fundido ASTM A148-Gr.260-210L	1450	1795	508
Aço Fundido ASTM A216-Gr.WCC	275	485	137
Aço Carbono SAE 1030	260	470	137
Aço Carbono SAE 1045	310	570	163
Aço Carbono SAE 1050	340	620	179
Aço Carbono SAE 1060	370	680	201
Aço Carbono SAE 4130 - temperado e revenido	647	775	241
Aço Carbono SAE 4340 - temperado e revenido	863	1020	300
Aço Inoxidável ASTM A-276 TP 304 A HF	205	515	154
Aço Inoxidável ASTM A-276 TP 316 A HF	205	515	154
Aço Inoxidável ASTM A-276 TP 304 L A HF	170	485	145
Aço Inoxidável ASTM A-276 TP 316 L A HF	170	485	145
Aço Inoxidável ASTM A-276 TP 410 A HF	275	480	144
Aço Inoxidável ASTM A-276 TP 410 T HF	550	690	207
Aço Inoxidável ASTM A-276 TP 410 H HF	620	830	249