

Projecto de Equipamento Hidromecânico para Central Mini-hídrica

Manuel Airosa Coelho

Relatório do Projecto Final / Dissertação do MIEM

Orientador na Jayme da Costa S.A.: Engenheiro Carlos Cardoso

Orientador na FEUP: Prof. Paulo Tavares de Castro



FEUP

**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Julho de 2008

Resumo

A Jayme da Costa S.A. incluí, na sua actividade, a instalação de centrais mini-hídricas. Como complemento a esta actividade, fabrica equipamentos hidromecânicos para utilização nas centrais que instala, ou em centrais instaladas por outras empresas.

Deste equipamento hidromecânico destacam-se os limpa-grelhas, destinados a remover os detritos das grelhas que filtram a água a ser turbinada. Dado que a perda de carga nas grelhas e, conseqüentemente, o rendimento da central dependem do desempenho do limpa-grelhas, este equipamento é de grande importância.

Este projecto destina-se a encontrar soluções para o aumento da gama de utilização de limpa-grelhas a correntes, equipamento simples e robusto, mas destinado a tomadas de água de pequena dimensão. Sendo assim são, à data, de utilização limitada.

A metodologia utilizada no desenvolvimento foi a de verificar, em primeiro lugar, quais são os aspectos críticos para transformação do actual desenho e, posteriormente, determinar as soluções a implementar para cada aspecto crítico.

As soluções determinadas levaram à alteração de alguns elementos mecânicos, que tiveram de ser redimensionados. A alteração e o redimensionamento são aqui documentados. É dada ênfase às diferenças de desenho entre as duas gerações de limpa grelhas.

O redimensionamento recorreu essencialmente a métodos analíticos, mas também se recorreu ao método de análise por elementos finitos, não só para verificação de resultados, mas também para colmatar algumas lacunas existentes métodos analíticos.

O resultado final é um projecto de limpa-grelhas cujo fabrico se prevê iniciar em meados de Julho de 2008 e a ser colocado em serviço em meados de Setembro de 2008.

Abstract

The Jayme da Costa S.A. company includes, in its activity, the erection of mini-hydro power plants. As a part of this activity, it manufactures hydro-mechanical equipment for use in these power plants, or in power plants erected by other companies.

One of these equipments is the trash rack, destined to remove debris from the screens that filter the incoming water to the turbines. As the plant performance depends on the head loss on the screens, the trash rack is of the most importance.

In this work it's intended to find solutions to use this simple and robust equipment in bigger power plants, as nowadays it is used only in power plants with small water intakes

The methodology used in this work was to find, in the first place, critical aspects to modify the actual design and, afterwards, find the adequate solutions to implement one for each critical aspect.

The founded solutions caused modifications on several components. These modifications and the dimensioning are documented. The differences between the designs of the two types of trash rack are also documented.

The dimensioning was mainly based in analytical calculations, but the finite element analysis was also used, not only to verify some analytical calculations, but also to cover gaps in some analytical methods.

The result is the design of a new and bigger trash-rack, which manufacture will begin in mid July 2008. Its erection is planned for mid September 2008.

Agradecimentos

O autor agradece ao Engenheiro Carlos Cardoso, pela oportunidade e apoio na realização deste projecto, bem como pelo patrocínio concedido.

O autor agradece ao Engenheiro Paulo Tavares de Castro pelo suporte, pela orientação, pelas críticas e sugestões sempre oportunas, que permitiram desenvolver e documentar este projecto.

Índice

1 Introdução.....	1
1.1 Centrais hídricas e limpa-grelhas.....	1
1.2 Limpa-Grelhas em centrais mini-hídricas: situação actual	2
1.3 Descrição de um limpa-grelhas mecânico por correntes.....	4
1.4 Objectivos do projecto.....	5
2 Desenvolvimento	7
2.1 Aspectos críticos do desenvolvimento	7
2.1.1 Corrente	7
2.1.2 Transmissão.....	7
2.1.3 Raquete.....	8
2.1.4 Apertos	8
2.2 Soluções específicas.....	8
2.3 Dimensionamento	9
2.3.1 Corrente	9
2.3.2 Dimensionamento do motoredutor.....	12
2.3.3 Dimensionamento do veio de transmissão	13
2.3.4 Dimensionamento das chavetas.....	15
2.3.5 Dimensionamento da raquete.....	17
3 Resultados do projecto.....	19
3.1 Descrição das modificações principais	19
3.2 Comparação entre gerações de projecto.....	20
3.3 Melhoria da tendência ao encravamento	21
3.4 Desenhos	21
4 Conclusões.....	23
4.1 Relativas ao Projecto	23
4.2 Relativas a Trabalhos para futuro	23
4.2.1 Desenho de limpa-grelhas	23
4.2.2 Dimensionamento	23
ANEXO A: Determinação da tensão de corte máxima num veio tubular sujeito a um momento de torção ...	25
ANEXO B: Determinação da distribuição das tensões num veio com dois escateis, sujeito a um momento de torção.....	31
ANEXO C: Análise da influência da distância de aplicação das condições fronteira aos escateis, para um veio com dois escateis sujeito a um momento de torção.....	49
ANEXO D: Simulação de chaveta.....	23
ANEXO E: Desenhos	23
Bibliografia	67

Notação e Glossário

b	Largura de chaveta
C_p	Força de tração de corrente
D	Diâmetro
D_e	Diâmetro exterior
D_i	Diâmetro interior
F	Força de rotura
G	Módulo de elasticidade transversal
h	Altura de chaveta
I_p	Momento polar de inércia de uma secção plana
I_{xx}	Momento de inércia de uma secção plana em relação ao eixo xx , que passa no centróide
I_{yy}	Momento de inércia de uma secção plana em relação ao eixo yy , que passa no centróide
J	Momento polar de inércia de um corpo rígido
k	Coefficiente de simultaneidade
L	Distância, entre centros, de transportador a correntes
l	Comprimento
l_{tr}	Comprimento activo de chaveta
M	Binário
M_{motor}	Binário motor
M_t	Momento de torção
N	Coefficiente de segurança
n	Número de correntes
P	Potência; passo da corrente
P_B	Força de tração de corrente no ponto B
p	Pressão de contacto
r	Raio das rodas
t	Tempo
t_1	Altura de escatel
W	Massa total a transportar
W_c	Massa total por metro da corrente
W_d	Massa total de detritos a transportar
W_r	Massa total da raquete

$\tau_{\theta YZ}$	Mesmo que $\tau_{\theta z}$, no CW
α	Ângulo de inclinação do transportador
η_{global}	Rendimento global
μ_c	Coeficiente de atrito global da corrente
μ_m	Coeficiente de atrito da massa a transportar
μ_{s1}	Coeficiente de atrito da corrente, num transportador inclinado
μ_{s2}	Coeficiente de atrito da corrente, num transportador inclinado
μ_{sm}	Coeficiente de atrito da massa a transportar, num transportador inclinado
θ	Ângulo de torção
σ	Tensão normal
$\sigma_{0.2}$	Tensão de cedência
τ_{adm}	Tensão de corte admissível
$\tau_{\theta z}$	Tensão de corte num veio circular sujeito à torção
$\dot{\omega}$	Aceleração angular
AISI	American Iron and Steel Institute
CW	CosmosWorks
DIN	Deutsches Institut für Normung
EN	Norma Europeia
FEA	Finite Element Analysis
ISO	International Organization for Standardization
NPA	Nível de pleno armazenamento
SI	Sistema internacional de unidades
SW	SolidWorks

1 Introdução

1.1 Centrais hídricas e limpa-grelhas

As centrais hídricas necessitam de grelhas, nas tomadas de água, para impedir que a entrada de detritos provoque danos ou perda de funcionalidade dos seus órgãos mecânicos (válvulas de isolamento, directrizes, injectores, rodas de turbina...).

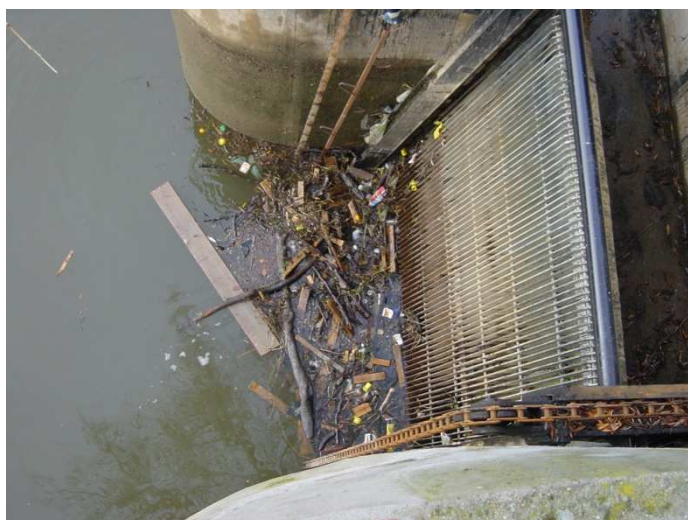


Fig. 1 - Grelha, com detritos, na tomada de água de central mini-hídrica

As grelhas são normalmente fabricadas utilizando barras de aço, lado a lado, espaçadas entre si. A secção e espaçamento destas barras dependem de factores como a velocidade da água, a perda de carga admissível e as dimensões admissíveis para passagem de detritos.

As grelhas tendem a colmatar pela acumulação dos detritos que elas próprias filtram (ver Fig. 1). O limpa-grelhas é um equipamento que se destina a remover periodicamente esses detritos, mantendo as grelhas desobstruídas, com perdas de carga em valores mínimos.

O limpa-grelhas tem, assim, um papel fundamental na exploração de uma central hídrica, tendo o seu desempenho impacto directo no rendimento da instalação.

Os limpa-grelhas podem ter várias soluções construtivas e tamanhos, das quais se destacam aqui 3 tipos fundamentais (Fig. 2):

- limpa-grelhas de cabos: normalmente utilizados em centrais com tomadas de água de elevadas dimensões, em especial profundidade. A raquete (elemento de limpeza) é movimentada por cabos de aço. Tipicamente são dotados de movimento de translação, para limpar a tomada de água em toda a largura.
- limpa-grelhas hidráulico: de utilização corrente em centrais mini-hídricas com tomadas de água de maiores dimensões. A raquete está ligada a um braço articulado comandado hidráulicamente (tipo “retroescavadora”). Tipicamente são dotados de movimento de translação, para limpar a tomada de água em toda a largura.
- limpa-grelhas mecânico por correntes ou cremalheira: utilizados em tomadas de água de pequenas dimensões. A raquete é accionada por correntes metálicas ou cremalheira, Tipicamente são fixos.



Fig. 2 - Limpa grelhas de cabos, hidráulico e de correntes

1.2 Limpa-Grelhas em centrais mini-hídricas: situação actual

Os limpa-grelhas mecânicos são, à partida, uma solução simples e robusta, de custo de fabrico relativamente baixo e utilização eficaz em centrais mini-hídricas.

Face às soluções construtivas actuais, este tipo de limpa grelhas tem uma aplicabilidade limitada a tomadas de água de baixa profundidade e largura (exemplo: $h \times l = 4 \times 3 \text{m}^2$). Embora a potência nominal da central seja proporcional à altura de queda de água, as centrais que utilizam estes limpa-grelhas têm, tipicamente, uma potência inferior a 1MW.

Tabela 1- Comparação entre limpa-grelhas hidráulicos e mecânicos: principais problemas dos limpa-grelhas hidráulicos

Principais problemas dos limpa-grelhas hidráulicos	Comparação com limpa-grelhas mecânicos
risco ambiental elevado, devido a derrames de óleos hidráulicos (risco que pode ser reduzido, utilizando óleos amigos de ambiente, com custos acrescidos)	risco ambiental reduzido pela utilização de motoredutores IP65. Se necessário, a corrente/cremalheira poderá ser lubrificada com massas amigas do ambiente
eficácia da limpeza depende do correcto sincronismo dos vários elementos hidráulicos (realizada através de reguladores de caudal e limitadores de pressão), nem sempre fácil de conseguir	eficácia da limpeza depende essencialmente do peso próprio da raquete, que é constante, desde que esta não sofra empenos
a pressão de contacto entre raquete e grelha tem um ajuste fino assegurado por limitadoras de pressão, sendo difícil de compatibilizar com a elevada potência do comando hidráulico necessário à movimentação dos braços mecânicos	a pressão de contacto entre raquete e grelha depende essencialmente do peso próprio da raquete, que é constante, desde que esta não sofra empenos
afinações, em especial na parte hidráulica, requerem a intervenção de um técnico especializado	afinações fáceis de realizar pelo operador da central

Tabela 2 - Comparação entre limpa-grelhas hidráulicos e mecânicos: principais problemas dos limpa-grelhas mecânicos

Principais problemas dos limpa-grelhas mecânicos	Comparação com limpa-grelhas hidráulicos
raquete tem tendência a encravar, se lixo de elevadas dimensões (troncos, por exemplo) se depositar no fundo de forma a entalar a raquete	o lixo de elevadas dimensões (troncos, por exemplo) depositado no fundo e que impeça o ciclo normal pode ser retirado em modo manual
raquete esbelta, susceptível a empenos	raquete robusta, mas ainda assim susceptível a empenos dada a potência do sistema hidráulico
o peso da raquete representa uma limitação à capacidade de carga real	o sistema hidráulico é normalmente sobredimensionado, não sendo sensível ao peso da raquete
durabilidade das correntes, no caso de limpa grelhas de correntes	nada a assinalar

Em comparação com alguns inconvenientes apresentados pelos limpa-grelhas hidráulicos, em especial no que diz respeito aos custos de fabrico e operação, perspectiva-se interessante procurar novas soluções para o limpa-grelhas mecânico de modo a aumentar a sua gama de utilização. Estas soluções deverão também permitir corrigir alguns problemas de desempenho conhecidos deste tipo e limpa-grelhas.

Nas Tabela 1 e Tabela 2 acima, comparam-se os principais problemas sentidos nos dois tipos de limpa-grelhas aqui referidos.

1.3 Descrição de um limpa-grelhas mecânico por correntes

Um limpa-grelhas mecânico por corrente (ver Fig. 3), que será daqui em diante designado de limpa-

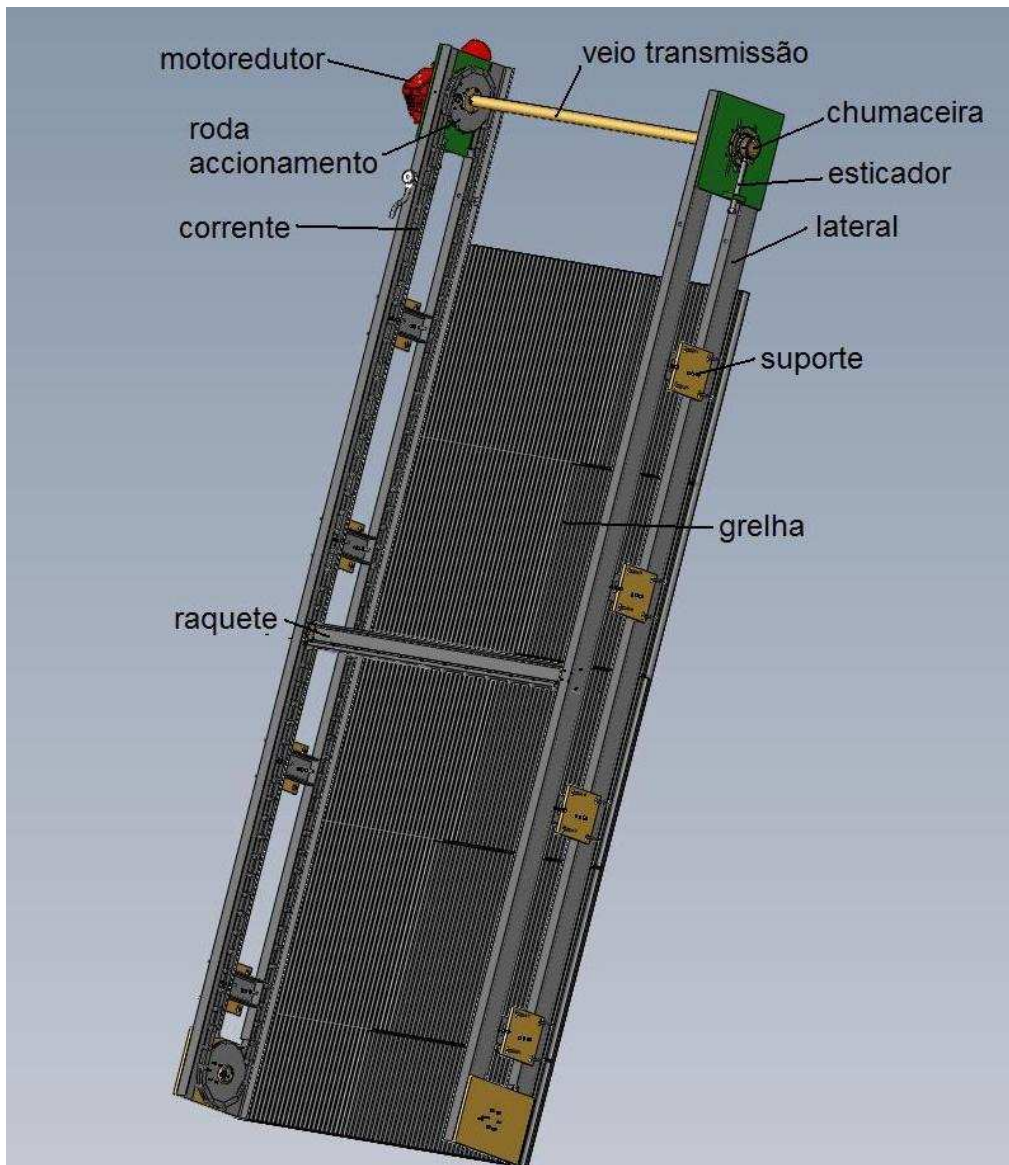


Fig. 3 - Constituição de um limpa-grelhas mecânico por corrente

grelhas, é constituído por uma raquete que desliza sobre a grelha, empurrando os detritos acumulados para cima, num movimento transmitido por duas correntes às quais a raquete está mecanicamente ligada. Estas correntes (uma de cada lado da raquete) são accionadas por duas rodas, ligadas entre si por um veio de transmissão, que recebem movimento de rotação de um motorreductor. O motorreductor é, na realidade, um subconjunto autoportante constituído pelo motorreductor propriamente dito, por uma chumaceira e por um veio de accionamento (ver Fig. 4). Este subconjunto, bem como a chumaceira do outro lado do veio de transmissão, são móveis para permitir o esticamento da corrente.

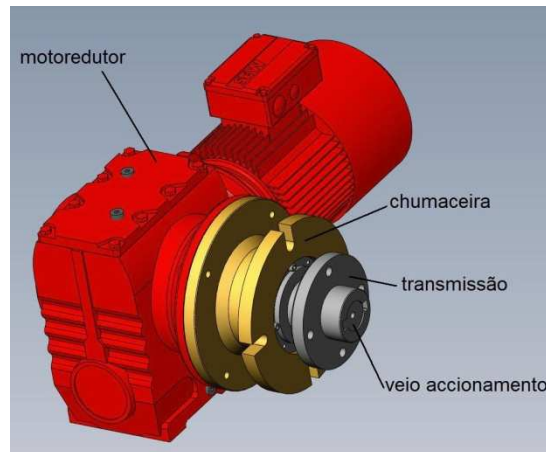


Fig. 4 - Subconjunto motoredutor

As correntes e os órgãos mecânicos de accionamento/chumaceira encontram-se montados em dois chassis, chamados de laterais, independentes. As únicas ligações mecânicas entre as duas laterais são a raquete e o veio de transmissão. As laterais são fixas ao betão da tomada de água por meio de suportes ajustáveis.

Quando a raquete chega ao topo da grelha, os detritos por ela empurrados caem num local da tomada de água destinado a recebê-los.

O limpa-grelhas é comandado por um quadro de comando autónomo, normalmente localizado perto do limpa-grelhas. Este quadro, para além dos equipamentos de comando e protecção do motor, tem o seguinte equipamento principal:

- selector manual/automático
- botoneiras de comando local
- temporizador ajustável

O selector manual/automático permite, na posição manual, realizar comandos com as botoneiras de comando local, que accionam o limpa-grelhas no sentido da limpeza, ou no sentido inverso. Este modo de operação é importante para operações de manutenção ou desencravamento da raquete ou detritos. Na posição de automático realiza o comando periódico temporizado pelo temporizador ajustável pelo operador da central (a periodicidade da limpeza pode variar desde os 15min, no Inverno, até 3h, no Verão). O quadro dispõe de uma interface com a central, podendo receber ordens de limpeza desta (se o autómato da central detectar, por exemplo, perda de carga elevada na grelha) e reportando-lhe o seu estado (se está em comando manual, por exemplo, ou se está em anomalia).

1.4 Objectivos do projecto

O projecto de limpa-grelhas mecânico por correntes pretende atingir os seguintes objectivos:

- implementar soluções que permitam aumentar a sua gama de utilização (aumento da potência de accionamento, aumento da robustez dos elementos mecânicos,...);
- melhorar o desenho da raquete para reduzir a susceptibilidade a empenos, mantendo o peso dentro dos limites admissíveis;

- minimizar a tendência ao bloqueio por detritos “entalados”;
- prever a robustez de elementos mecânicos com recurso ao método FEA.

2 Desenvolvimento

O desenvolvimento do novo limpa-grelhas recorre ao projecto base dos modelos actualmente existentes, mais pequenos.

O aumento das dimensões do limpa-grelhas, em especial no que respeita á profundidade, terá como consequência o aumento das massas em movimento e aumento dos esforços mecânicos nos diversos órgãos e estrutura.

À partida é possível identificar alguns aspectos críticos que irão condicionar a concepção do limpa-grelhas e que terão de ser objecto de modificações significativas.

O desenvolvimento deste projecto recorre a um conjunto de ferramentas informáticas, das quais se destacam: SW 2008, CW 2008, MSExcel 2007, MSWord 2007.

2.1 Aspectos críticos do desenvolvimento

2.1.1 Corrente

Um dos aspectos mais críticos é o da corrente. O aumento do comprimento da corrente terá consequência directa na própria corrente e nos elementos de transmissão pelo aumento do seu peso próprio. Mas o efeito mais preponderante é o aumento da força de esticamento, necessário para contrariar a flecha devido ao efeito de catenária.

Pela equação da catenária verifica-se que o crescimento da força de esticamento, em relação à distância entre apoios, tem a forma aproximada de exponencial.

A esbelteza das laterais do limpa-grelhas não é compatível com o aumento da força de esticamento da corrente, tendendo a sofrer o efeito de encurvadura. Por outro lado, quer por questões económicas de fabrico quer, muito em especial, por questões económicas de montagem, não será interessante um aumento do peso do limpa-grelhas (de notar que o aumento do comprimento da corrente e das laterais do limpa-grelhas irá já provocar um aumento significativo do peso deste equipamento).

A forma de toronar este aspecto crítico será o de permitir uma flecha elevada na corrente, não sendo, por isso, necessário o aumento significativo da força de esticamento. Assim, o aumento de robustez estará mais limitado ao efeito do aumento de pesos próprios.

O aumento da flecha trará inconvenientes para os quais é necessário criar soluções. Esses inconvenientes são, principalmente:

- tendência para a corrente roçar nos perfis das laterais, provocando desgaste na corrente e nos perfis;
- tendência para a corrente “descarrilar” dos perfis, ficando desprotegida (sujeita a acidentes provocados por detritos) e com tendência a desengrenar das rodas

2.1.2 Transmissão

Devido aos constrangimentos de espaço, de modo a maximizar a área de limpeza, a transmissão do motoredutor (ver Fig. 4) deve ser tão curta quanto possível. Tal significa limitações nos comprimentos das chavetas que transmitem o binário motor do veio de accionamento ao veio de transmissão.

Por outro lado, o aumento da largura do limpa-grelhas levará a um ângulo de torção que terá de ser limitado para que o comando das duas correntes se faça em simultâneo, evitando o “atravessamento” da raquete.

Assim é requerida uma análise cuidada destes elementos.

2.1.3 Raquete

Outro aspecto crítico é o da raquete. O aumento significativo da largura do limpa-grelhas obriga, naturalmente, ao aumento da largura da raquete que transporta o lixo. Este facto tem três consequências directas:

- aumento do peso próprio da raquete
- aumento da flecha da raquete
- aumento do peso de lixo (pressupondo a manutenção da rácio peso de lixo/metro de raquete)

O aumento do peso próprio da raquete é de evitar o mais possível já que è inversamente proporcional à capacidade de transporte/remoção de detritos. No entanto esta “conversão” de peso de raquete em peso de detritos poderá não ser totalmente interessante, devido ao aumento de potência que tal poderá acarretar, com consequências no peso e no custo global do equipamento (isto significa que poderá não ser possível a manutenção do rácio peso de lixo/metro).

O aumento da flecha, porque se aumenta a distância entre apoios da raquete, tem como consequência directa a perda de capacidade de limpeza. Durante um ciclo de limpeza, os detritos transportados pela raquete, quer pelo peso próprio quer pelo atrito nas grelhas, tem tendência a afastar a raquete da grelha. A flecha criada por esta força de afastamento pode originar o aparecimento de folgas suficientemente grandes entre a raquete e a grelha para que detritos caiam de volta à água, diminuindo a eficiência do equipamento.

Assim sendo, deverá procurar-se um aumento de rigidez da raquete, mantendo o peso próprio limitado tanto quanto possível para que não obrigue a um sobredimensionamento do accionamento ou perda de capacidade de carga.

2.1.4 Apertos

Verifica-se a necessidade de revisão frequente a equipamentos instalados devido ao desaperto de parafusos, O desaperto é causado pelo funcionamento do limpa-grelhas e por vibrações originadas pelo atrito dos detritos na grelha. Este aspecto deverá ser melhorado para baixar os custos de exploração do equipamento e para baixar a probabilidade de falha devida a acidentes ou avarias por desaperto de parafusos.

2.2 Soluções específicas

O aumento das dimensões do limpa-grelhas e os aspectos críticos atrás abordados levaram a considerar as seguintes soluções específicas para o desenvolvimento:

Tabela 3 - Soluções específicas para o desenvolvimento

	Problema	Solução
1	a corrente, tendo uma força de esticamento limitada, terá tendência a roçar nos perfis das laterais do limpa-grelhas, desgastando corrente.	dotar a corrente de roletes
2	a corrente, tendo uma força de esticamento limitada, terá tendência a roçar nos perfis das laterais do limpa-grelhas, desgastando os perfis	proteger os perfis por uma pista de rolamento inox (onde rolarão os roletes referidos no ponto anterior), fixa por meio de parafusos para eventual substituição em caso de desgaste
3	corrente, tendo uma força de esticamento limitada, terá tendência a “descarrilar” dos perfis	equipar as laterais com barras guia de modo a impedir que a corrente de se desvie lateralmente da pista de rolamento
4	aumento da flecha e peso da raquete	seleccionar um perfil de secção recta que permita uma elevada rigidez a pesos baixos
5	aumento da deformação angular do veio de transmissão permitindo o “atravessamento” da raquete	Utilizar um veio de transmissão tubular de secção recta adequada à rigidez e peso necessários
6	aumento das massa em movimento (aumento do comprimentos das correntes, aumento do peso por metro das correntes devido à utilização de roletes e aumento do peso por metro da raquete e detritos transportados)	Aumentar a potência do motorreductor e dimensionar a transmissão em conformidade
7	desaperto de parafusos	utilizar anilhas de bloqueio, fixadores de roscas e contraporcas. Será seleccionado o método mais adequado a cada caso. Utilizar desenho que permita autobloqueio dos parafusos.

De notar que para os caos 4 e 5 será utilizado o aço. A utilização de materiais alternativos como resinas reforçadas a fibra de vidro não vai ser considerada (outros materiais metálicos como o alumínio também não vão ser considerados dado o elevado preço de mercado que estes materiais actualmente têm), podendo ser alvo de estudos futuros.

2.3 Dimensionamento

2.3.1 Corrente

Manteve-se o passo da corrente já utilizado nos projectos anteriores, $p=100\text{mm}$, bem como a velocidade de rotação de 8,7rpm. Estes valores foram considerados adequados ao projecto actual.

Embora a corrente seja em AISI304 (foi seleccionado aço inox porque, apesar do significativo aumento de preço, tem uma vida largamente superior aos cerca de 4 anos que dura uma corrente em aço de construção), de fabrico próprio, deverá estar de acordo com a normalização aplicável. Assim a corrente estará de conforme ISO 1977/1: corrente M56, com rolete Ø42mm.

A corrente foi verificada utilizando o método de cálculo da RENOLD, descrito na secção 4 do seu manual (1).

O caso considerado é o layout F, mas com particularidades: é considerada a massa total W , do layout G, em substituição da massa por metro W_m (ver Fig. 5). É aplicado o coeficiente de atrito da massa W .

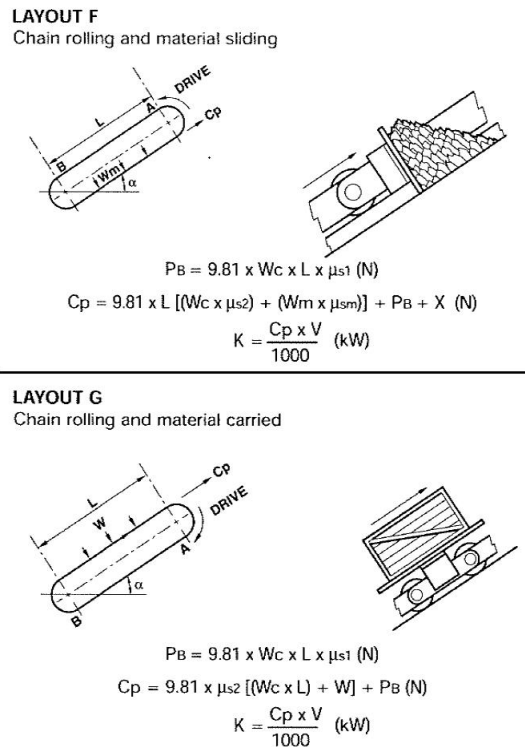


Fig. 5 - Método de cálculo RENOLD: Layouts considerados

Assim, a fórmula de cálculo da força de tracção C_p foi adaptada da seguinte forma:

$$C_p = (9,81 \times \mu_{s2} ((W_c \times L) \times n + W \times \mu_m) + P_B) / n \quad (1)$$

em que:

$$P_B = 9,81 \times W_c \times L \times \mu_{s1} \quad (2)$$

$$\mu_{s1} = (\mu_c \times \cos \alpha) - \sin \alpha \quad (3)$$

$$\mu_{s2} = (\mu_c \times \cos \alpha) + \sin \alpha \quad (4)$$

$$\mu_{sm} = (\mu_m \times \cos \alpha) + \sin \alpha \quad (5)$$

Foram considerados os seguintes dados:

Força máx (de rotura) M56	$F = 56.000\text{N}$
Coef. Segurança	$N = 8$
Massa, por metro, da corrente	$W_c = 4,9\text{kg/m}$
Entre-eixo das rodas	$L = 8,8\text{m}$
Raio das rodas	$r = 0,162\text{m}$
Massa total da raquete	$W_r = 97,5\text{kg}$
Massa total de detritos	$W_d = 261\text{ kg}$
Massa total a transportar	$W = W_r + W_d = 358,5\text{ kg}$
Nº de correntes	$n = 2$
Layout	F/G
Ângulo de inclinação	$\alpha = 70^\circ$
Coef. atrito global da corrente	$\mu_c = 0,2$
Coef. atrito dos detritos	$\mu_m = 0,5$

Resultado:

$$C_p = 3.317\text{N}$$

$$C_{p_{\text{corrente}}} = 1.658\text{N}$$

$$(C_{p_{\text{corrente}}})_{\text{adm}} = 56.000/8 = 7.000\text{N}$$

Considerando o raio r das rodas de accionamento e para uma velocidade de 8,7rpm, o binário motor necessário ao accionamento será:

Resultado:

$$M_{\text{motor}} = C_p \times r \quad (6)$$

$$M_{\text{motor}} = 537\text{Nm}$$

Considerando a capacidade de carga máxima de cada corrente, de 7.000N (em vez do C_p determinado)

$$M_{\text{motor}} = 2.265\text{Nm}$$

Conclusões:

a corrente está sobredimensionada: $C_{p_{\text{corrente}}} \leq (C_{p_{\text{corrente}}})_{\text{adm}}$;

o binário motor deverá ter o valor de $537\text{Nm} \leq M_{\text{motor}} \leq 2.265\text{Nm} @ 8,7\text{rpm}$.

2.3.2 Dimensionamento do motoredutor

O binário motor determinado em §2.3.1 não contempla a inércia das rodas de accionamento nem do veio de transmissão. Entendeu-se importante considerar estas inércias, bem como considerar um rendimento global para compensar factores não contabilizados como cargas infrequentes e detritos que possam prender/atritar na corrente.

Para cálculo das inércias adicionais foi utilizada a seguinte equação:

$$M = J \times \dot{\omega} \quad (7)$$

Foram considerados os seguintes dados:

Inércia 1 roda (são 4 rodas)	$J_{\text{roda}} = 0,151\text{kgm}^2$	(valor calculado pelo SW)
Inércia do veio transmissão	$J_{\text{veio}} = 0,080\text{kgm}^2$	(idem)
Velocidade angular	$\omega = 0,911\text{rad/s}$	(8,7rpm)
Tempo aceleração	$t = 0,1\text{s}$	estimado
Rendimento global	$\eta_{\text{global}} = 70\%$	estimado

Resultado:

$$M = 6,23\text{Nm}$$

O binário total será então determinado recorrendo à equação:

$$M_{\text{motor}} = \frac{\sum M_i}{\eta_{\text{global}}} \quad (8)$$

Resultado:

$$M_{\text{motor}} = 776\text{Nm}$$

Conclusão:

Seleccionado o motoredutor SEW SAF77DT90S4BMG com as seguintes características:

$$P = 1,1 \text{ kW}$$

$$\text{Binário de saída} = 850\text{Nm}$$

$$\text{Velocidade de saída} = 8,7\text{rpm}$$

De notar que este motoredutor cumpre a condição $537 \text{ Nm} \leq M_{\text{motor}} \leq 2.265 \text{ Nm}$, ou seja, está garantida a robustez das correntes.

2.3.3 Dimensionamento do veio de transmissão

a) Dimensionamento quanto ao ângulo de torção

O alargamento significativo do limpa-grelhas levou à necessidade de verificar o veio de transmissão, uma vez que um elevado ângulo de torção poderia causar a falta de simultaneidade de comando das correntes, provocando o “atravessamento” da raquete. Este fenómeno poderia levar a deficiências de funcionamento (redução da capacidade de limpeza) e até mesmo a encravamentos mecânicos e danos em componentes.

Como base de projecto, considerou-se válido o ângulo de torção de limpa-grelhas em funcionamento e que na prática se verificaram ser adequados.

Temos então o seguinte caso real de veio de transmissão:

Diâmetro exterior	$D_e = 60,3\text{mm}$
Diâmetro interior	$D_i = 52,3\text{ mm}$
Comprimento	$l = 1,735\text{m}$
Binário motor	$M_{\text{motor}} = 530\text{Nm}$
Módulo de elasticidade transversal (aço de construção)	$G = 80\text{GPa}$

Podemos então calcular o ângulo de torção recorrendo à equação:

$$\theta = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} \quad (9)$$

em que o momento polar de inércia é:

$$I_p = \frac{\pi(D_e^4 - D_i^4)}{32} \quad (10)$$

Resultados:

$$I_p = 5,635\text{E-}07\text{m}^4$$

$$\theta = 0,020\text{rad}$$

Foram então estes os dados para determinar a secção do novo veio de transmissão:

Ângulo de torção	$\theta = 0,020\text{rad}$
Comprimento	$l = 3,534\text{m}$
Binário motor	$M_{\text{motor}} = 850\text{Nm}$
Módulo de elasticidade transversal (aço de construção)	$G = 80\text{GPa}$

Resultado:

$$I_p = 1,877E-06m^4$$

Após análise de soluções alternativas, disponíveis no mercado, a melhor relação entre dimensões, peso e rigidez recaiu no veio com as seguintes características:

Diâmetro exterior	$D_e = 76,1mm$
Diâmetro interior	$D_i = 63,5mm$

Resultado:

Refazendo o cálculo de I_p e θ , para o veio seleccionado,

$$I_p = 1,696E-06m^4$$

$$\theta = 0,022rad$$

Discussão do resultado:

Partiu-se da imposição de 0,02rad de ângulo de torção, tendo-se chegado a um tubo de mercado cujas dimensões resultam num ângulo de torção de 0,022rad. Existe, assim, um excesso de 0,002rad em relação ao objectivo inicialmente traçado. Este excesso traduz-se num desvio da posição da corrente de $0,002 \times 0,162 = 3,24E-04m$.

Conclusão:

O excesso de ângulo de torção em 10%, relativamente ao limite inicialmente especificado, é aceitável. A selecção do tamanho acima levaria a um excessivo aumento de peso do veio (seria o veio $D_e = 76,1mm$ e $D_i = 60,1mm$, com $I_p = 2,012E-06m^4$ e $\theta = 0,018rad$, que teria um peso 24% superior) ou a um diâmetro excessivo (caso de veio com $D_e = 88,9mm$).

b) Dimensionamento quanto à tensão de corte

Embora o dimensionamento ao ângulo de torção seja mais conservador que o dimensionamento à tensão de corte, vai ser realizado o cálculo analítico desta tensão e o resultado será comparado com o resultado obtido recorrendo ao FEA (CW).

O cálculo baseia-se na equação

$$(\tau_{\theta Z})_{\max} = \frac{M_{motor} \cdot \frac{D_e}{2}}{I_p} \quad (11)$$

Sendo um veio em aço de construção S235JR (EN 10025), com $\sigma_{0.2} = 235MPa$, podemos determinar a tensão de corte admissível:

$$\tau_{adm} = \frac{2}{5} \sigma_{0,2} \quad (12)$$

Resultado:

Para os dados já definidos no dimensionamento anterior:

$$(\tau_{\theta z})_{max} = 19,07 \text{MPa}$$

$$\tau_{adm} = 94 \text{MPa}$$

Conclusão:

$(\tau_{\theta z})_{max} < \tau_{adm}$. O veio resiste ao binário de accionamento.

Comparação com resultados FEA:

Como exposto no ANEXO A, o modelo utilizado na análise FEA permitiu chegar ao resultado $(\tau_{\theta z})_{max} = 19,24 \text{MPa}$. Trata-se de um desvio de 0,89% em relação ao valor determinado analiticamente.

2.3.4 Dimensionamento das chavetas

Apesar de, noutros projectos, o veio de accionamento ter de Ø42mm, o motoredutor seleccionado tem um Ø45mm. Devido ao facto da ponta do veio de transmissão ser curta e não poder ter o comprimento suficiente de chaveta, optou-se por seleccionar, à partida, um veio com Ø50mm e dupla chaveta.

Para um veio de Ø50mm e para chavetas e escateis conforme DIN6885, temos então os seguintes dados:

Diâmetro do veio	$D = 0,05\text{m}$
Altura da chaveta	$h = 0,009\text{m}$
Altura do escatel	$t_1 = 0,0055\text{m}$
Largura da chaveta	$b = 14\text{mm}$
Comprimento activo da chaveta	$l_{tr} = 0,056\text{m}$
Coefficiente de simultaneidade (2 chavetas)	$k = 1,5$

O dimensionamento analítico foi realizado com base na equação em Dubbel (2):

$$p = \frac{2M_t}{D(h-t_1)l_{tr}} \quad (13)$$

Adaptando a equação para este projecto,

$$p_{chaveta} = \frac{2M_{motor}}{D(h-t_1)l_{tr}} \cdot \frac{1}{k} \quad (14)$$

Resultado:

$$p_{chaveta} = 115,6\text{MPa}$$

Discussão do resultado:

Para a verificação da resistência da chaveta há que considerar que o binário de 850Nm é o valor de binário de saída do motoredutor seleccionado. Esta selecção foi realizada por majoração do valor de 776Nm, calculado para aplicação de condições desfavoráveis de carga máxima e rendimento mínimo (ver §2.3.2). Desta forma, poderemos classificar este problema como sendo um caso de cargas elevadas infrequentes para o qual temos o seguinte limite - Dubdel (2):

Cargas elevadas infrequentes, material aço - $p_{adm} = 200\text{MPa}$.

Em funcionamento normal sem, consideração de factores desfavoráveis, para as cargas máximas temos $M_{motor} = 543\text{Nm}$. Utilizando este valor na equação (14), obtemos:

$$p_{chaveta} = 73,9\text{MPa}$$

Nesta situação já deveremos classificar este problema como sendo um caso de cargas contínuas para o qual temos o seguinte limite - Dubdel (2):

Cargas contínuas, material aço - $p_{adm} = 90\text{MPa}$.

Conclusão:

$p_{chaveta} < p_{adm}$ as chavetas resistem ao binário de accionamento, quer no caso de regime contínuo, quer no caso de cargas elevadas infrequentes.

Embora a conclusão seja a de que o desenho é adequado, uma análise mais cuidada das chavetas e do comportamento do veio escatelado será realizada com recurso à modelação FEA. Em particular pretende-se verificar o comportamento do veio quanto ao raio de concordância entre a base do escatel a as suas faces laterais, quer para o diâmetro seleccionado de 50mm, quer para o diâmetro usado nos modelos anteriores, de 42mm, e que se considerou, à partida, inadequado para o projecto actual.

Esta análise está desenvolvida nos ANEXOS B e C. No anexo D pretende-se explorar uma análise alternativa à dos ANEXOS B e C, mais realista.

2.3.5 Dimensionamento da raquete

Como requisito inicial, estabeleceu-se o limite de 90kg para a massa da raquete.

Como base de projecto, considerou-se válida a rigidez da raquete de limpa-grelhas em funcionamento e que, na prática, se verificou ser adequada.

Nesses casos o perfil HEB100 foi utilizado com êxito do ponto de vista de rigidez, não apresentando flecha significativa. No entanto, apesar do perfil H representar um bom índice rigidez/peso, revelou-se não ser a geometria mais adequada para limpeza, permitindo a queda de detritos devido à sua face superior plana. A eficiência do limpa-grelhas fica, assim, comprometida.

O perfil L100x10 foi utilizado com êxito do ponto de vista de limpeza, em que o “efeito de colher” permitiu conter bem os detritos até à zona de descarga. No entanto, em diversas situações apresentou falta de rigidez, deixando que os detritos se posicionassem entre a raquete deformada e a grelha, resultando na sua queda.

Desta forma, para além da massa máxima acima referida, especificaram-se as seguintes características:

Perfil – L

$$\text{Rigidez} - 169\text{cm}^4 < I_{xx} \leq 450\text{cm}^4$$

(estes valores limite referem-se ao momento de inércia em relação ao eixo xx que passa pelo CG da secção dos perfis HEB100 e L100x10).

Para seleccionar a melhor secção elaborou-se a Tabela 4 de combinações de perfis e reforços onde se evidencia a rigidez, a massa e o índice rigidez/massa.

Tabela 4 - Estudo de combinação de perfis

Configuração	I _{xx} [cm ⁴]	I _{yy} [cm ⁴]	massa [kg/m]	massa@3,5m [kg]	I _{xx} /massa [cm ⁴ /kg]
HEB100	450	167	20,4	71,4	22,1
L100x10	169	169	14,8	51,8	11,4
L100x10 +L30x3 inf dentro	210	174	16,2	56,7	13,0
L100x10+Barra 40x5 inf	214	177	16,4	57,4	13,0
L100x10+L40x5 tras	241	223	17,7	62,0	13,6
L100x10 +L30x3 inf tras	210	188	16,2	56,7	13,0
L100x10+Q25x2	197	175	16,2	56,7	12,2
L120x10	303	303	18	63,0	16,8
L120x10 +L30x3 inf dentro	353	311	19,4	67,9	18,2
L120x10+Barra 40x5 inf	357	315	19,6	68,6	18,2
L120x10+L40x5 tras	393	371	20,9	73,2	18,8
L120x10 +L30x3 inf tras	353	328	19,4	67,9	18,2
L120x10+Q25x2	338	311	19,4	67,9	17,4
L120x12	368	368	21,6	75,7	17,0
L120x12+L40x5 inf	442	395	24,6	86,1	18,0

Conclusão:

Foi seleccionada a configuração “L120x12+L40x5 inf” porque maximiza I_{xx} e I_{yy} , obtendo-se I_{xx} aproximado ao do HEB100 (sendo o I_{yy} superior), para além de se obter um valor I_{xx} /massa dos mais elevados e com um peso inferior a 90kg. São, assim, satisfeitos todos os requisitos.

3 Resultados do projecto

3.1 Descrição das modificações principais

Para cumprimento dos objectivos inicialmente traçados (ver §1.4) foram implementadas as soluções descritas na Tabela 5:

Tabela 5 – Objectivos X Modificações principais

Objectivos	Modificações principais
Aumento da gama de utilização	<p>Aumento da potência de accionamento 0,75 para 1,1kW</p> <p>Aumento do binário de accionamento de 530 para 850Nm</p> <p>Aumento da secção do veio de accionamento</p> <p>Aumento da secção do veio de transmissão</p> <p>Novo desenho de corrente com roletes</p> <p>Alteração do desenho das rodas</p> <p>Utilização de pista de rolamento</p>
Melhoria do desenho da raquete	Utilização de perfil L120x12 reforçado com L40x5
Minimização da tendência de bloqueio	Não foram implementadas alterações a nível de projecto. Foram implementadas alterações de exploração (ver §3.3)

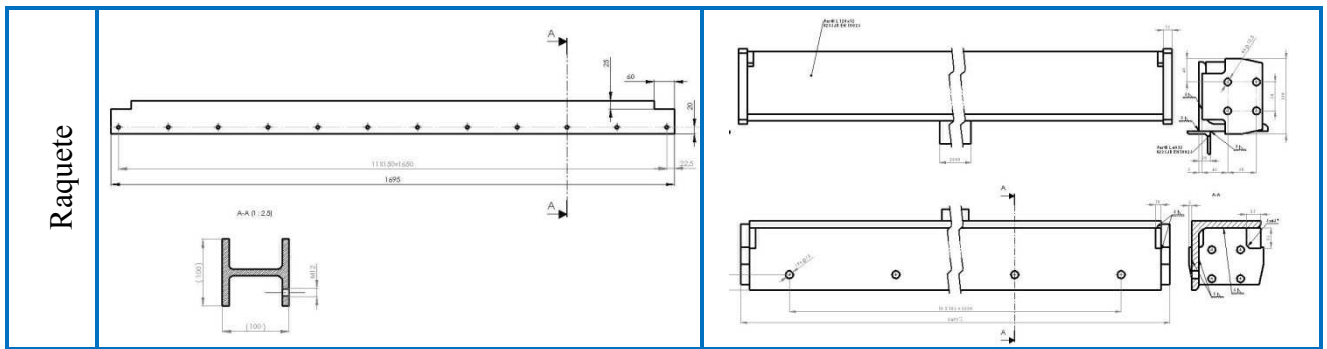
Também foi cumprido o objectivo de utilizar o FEA para analisar componentes e predizer a sua robustez.

3.2 Comparação entre gerações de projecto

Tabela 6 - Comparação entre gerações de projecto

	Antes	Depois
Veio accionamento		
Corrente		
Roda accionamento		
Lateral		

Tabela 7 – continuação da tabela 6



3.3 Melhoria da tendência ao encravamento

Embora, de projecto, não tivesse sido implementada nenhuma solução que melhorasse objectivamente este aspecto, ele tornou-se menos crítico com a experiência adquirida na exploração de centrais. Na verdade, determinou-se um processo que minimiza este problema.

Verificou-se que a regulação manual da turbina para a potência mínima, associada ao comando manual do limpa-grelhas, no sentido de limpeza e no sentido inverso, resolve a maioria dos problemas de encravamento do limpa-grelhas. A reposição do funcionamento normal do limpa-grelhas é rápida e pode-se colocar a central novamente em exploração automática, sem que esta intervenção tenha consequências a nível de produção de energia ou da vida dos equipamentos.

Nas situações limite (e só nestas) poderá ainda recorrer-se a uma paragem de emergência. O golpe criado na água por uma paragem de emergência é suficiente para desencravar os detritos mais difíceis. Esta solução deverá ser usada como último recurso porque se traduz numa sobrecarga dos equipamentos mecânicos (que, no entanto, devem estar convenientemente dimensionados para esta situação) e em perda de água. Esta perda de água pode ser devido ao tempo de paragem, durante o qual o nível do açude pode subir acima do NPA (nível de pleno armazenamento) e descarregar, ou ser devida à água que se descarrega pela turbina durante todo o processo de arranque até ao paralelo com a rede.

Desta forma foi considerado que uma solução mecânica que melhorasse a tendência ao encravamento não era prioritária.

3.4 Desenhos

No ANEXO E encontram-se alguns desenhos que representam o limpa-grelhas.

(esta página foi intencionalmente deixada em branco)

4 Conclusões

4.1 Relativas ao Projecto

Este novo projecto de limpa-grelhas permitirá alargar a sua gama de utilização, quer em largura, quer em profundidade de tomada de água.

Desta forma poder-se-á aumentar o número de instalações deste equipamento que, para além de simples e robusto, tem menor impacte ambiental que as alternativas de comando hidráulico.

O fabrico deste limpa grelhas será iniciado durante Julho de 2008, prevendo-se a sua instalação e entrada em serviço em meados de Setembro de 2008.

4.2 Relativas a Trabalhos para futuro

4.2.1 Desenho de limpa-grelhas

Alterar alguns materiais, nomeadamente veio de transmissão e raquete de modo a maximizar a relação rigidez/peso. Prevê-se que a utilização de resinas reforçadas a fibra de vidro poderá conduzir soluções interessantes.

Melhoria da tendência ao encravamento, implementando soluções mecânicas.

4.2.2 Dimensionamento

Melhorar a modelação de enchavetamentos para predizer, de forma mais precisa, a sua resistência. Esta melhoria passará pela modelação de veios com chaveta e cubo e determinação dos esforços num modelo de grande realismo. A utilização de diferentes FEA poderá conduzir a melhores análises e resultados.

(esta página foi intencionalmente deixada em branco)

ANEXO A: Determinação da tensão de corte máxima num veio tubular sujeito a um momento de torção

Introdução

A resistência do veio de transmissão foi verificada por processos analíticos (ver §2.3.3). Vai ser agora verificada a resistência recorrendo ao método FEA (CW). Os resultados serão comparados com a solução analítica e será verificada a precisão com que o CW resolverá o problema.

Ferramenta de FEA e características do problema

Software: CosmosWorks 2008 SP2.0

Tipo de análise: estática

Tipo de malha: sólida

Solver: FFEPlus

Sistema de unidades: SI

Geometria

Para modelação do problema, foi criado um tubo com as dimensões da peça definitiva:

Diâmetro exterior $D_e = 76,1$ mm

Diâmetro interior $D_i = 63,5$ mm

Comprimento $l = 3,534$ m

Material

O material utilizado foi seleccionado da base de dados de materiais do CW: Plain Carbon Steel. Este material caracteriza com grande aproximação o S235JR (EN 10025) seleccionado para fabrico do veio de transmissão, não havendo necessidade de introdução de outros valores.

As propriedades deste material são as da tabela seguinte:

Tabela 8 - Características físicas e mecânicas do material Plain Carbon Steel do CW

Propriedade	Valor	Unidades
Densidade	7,8E+03	kg/m ³
Coefficiente de dilatação térmica	1,3E-05	K ⁻¹
Condutividade térmica	43	W/(m*K)
Calor específico	440	J/(kg*K)
Módulo de Young	2,1E+11	Pa
Coefficiente Poisson	0,28	-
Módulo de elasticidade transversal	7,9E+10	Pa
Resistência à tracção	4,00E+08	Pa
Tensão de cedência	2,21E+08	Pa

As conclusões serão válidas para o S235JR.

Condições fronteira

O momento de torção aplicado é o máximo binário disponível no motoredutor para accionamento.

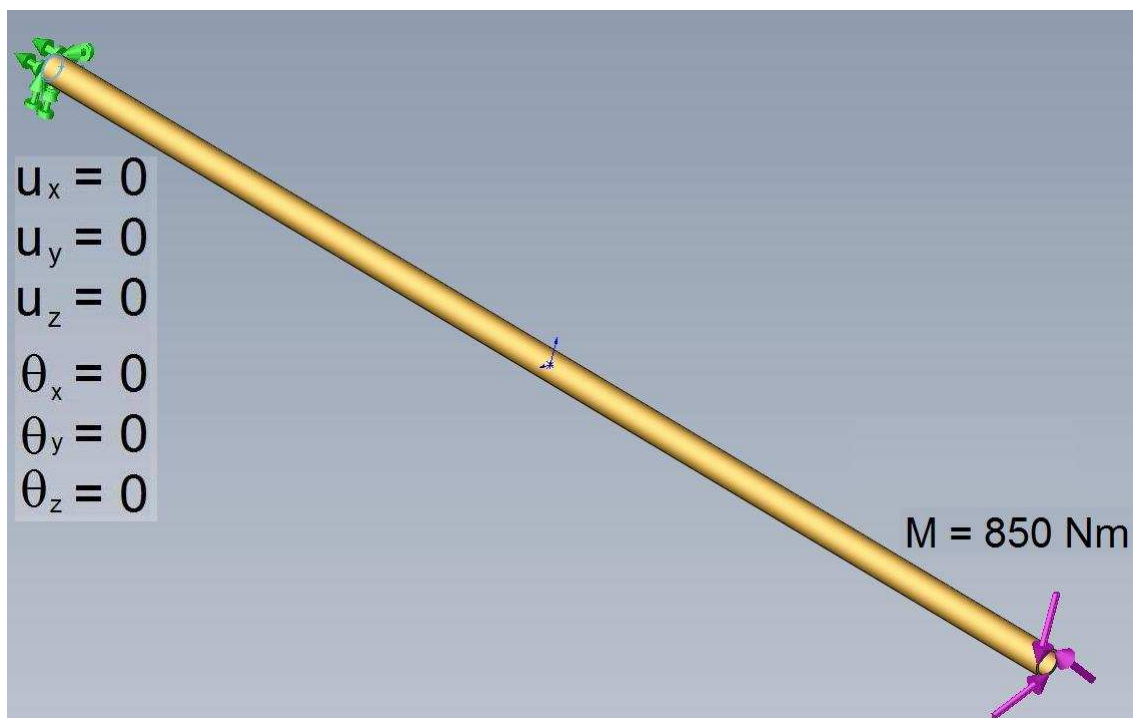


Fig. 6 - Condições fronteira

Malhagem

A malha foi gerada automaticamente pelo CW. Os parâmetros da malha seleccionados são os seguintes:

Dimensão global dos elementos - 8mm

Tolerância - 0,4mm

Malhador - standard

Qualidade - elevada

Tal resultou numa malha com:

Nº de elementos - 72184

Nº de nós - 143752

De notar que o critério de selecção da dimensão global dos elementos da malha tem por base uma proposta do CW. Esta proposta resulta de uma análise que o CW faz à geometria do modelo (volume, superfícies e detalhes geométricos) e à precisão dos resultados.

Para este modelo, o CW apresenta as seguintes sugestões, que podem ser seleccionadas de forma contínua entre a dimensão máxima (limite de malha grossa) e a dimensão mínima (limite de malha fina):

Tabela 9 - Parâmetros de malhagem automática sugeridos pelo CW

Malha tipo	Dimensão elementos [mm]	Tolerância [mm]
Limite malha grossa	33,84	1,69
Limite malha fina	8,46	0,42
Malha sugerida	16,92	0,85

Cabe ao utilizador seleccionar a malha que considera mais adequada ao seu problema (considerar a responsabilidade do componente e a precisão desejada, bem como tempo de processamento e espaço em disco).

Podem ser seleccionados valores de malha fina inferiores ao limite sugerido, mas é espectável um esforço de cálculo e necessidade de espaço em disco consideráveis. Por outro lado, a selecção de valores de malha grossa têm o inconveniente de dificultar a criação de malhas e produzir resultados com erros elevados (curiosamente, tempo que leva a encontrar uma malha grossa bem sucedida poderá levar mais tempo que processar uma mais fina, dependendo do nº de tentativas que se terão de processar por falha de criação de malha grossa).

Para casos onde é necessária grande precisão, em peças de geometria complexa e/ou de elevada responsabilidade, é recomendável não seleccionar malhas demasiado finas, mas sim utilizar controlos locais de malha fina nas zonas críticas (estas zonas críticas poderão ser determinadas em análises prévias utilizando malhas mais grossas, de menor precisão, mas rápidas de processar). Deste modo é possível criar nas zonas críticas malhas de dimensão 10 ou mais vezes inferiores ao limite sugerido pelo CW, sendo expectáveis resultados de elevada precisão nessas zonas, mantendo o esforço de cálculo em níveis aceitáveis (o tempo de análise em zonas não críticas será mais reduzido, compensando o das zonas mais críticas).

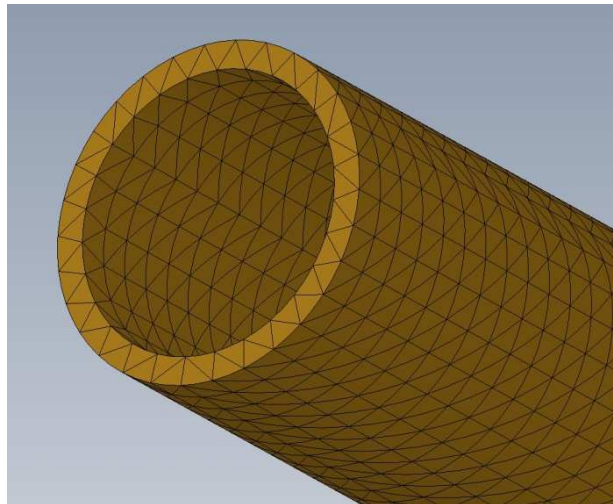


Fig. 7 - Aspecto da malha: dimensão 8mm, tolerância 0,4mm

Resultados

São aqui apresentados os resultados gráficos da tensão de corte τ_{0z} . No CW, a tensão τ_{0z} corresponde ao TauYZ, em que o Z é o eixo axial do veio.

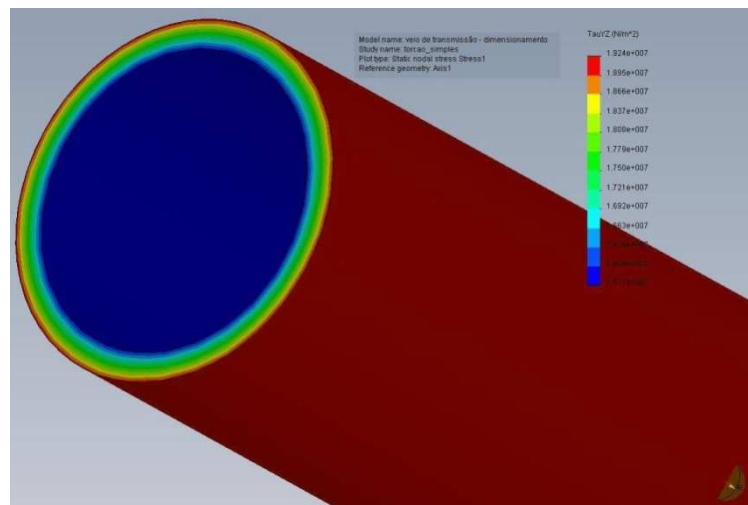


Fig. 8 - Distribuição das tensões de corte τ_{0z}

$$(\tau_{0z})_{\max} = 19,24\text{MPa}$$

Discussão de resultados

Resultado pelo método analítico (ver §2.3.3) - $(\tau_{0z})_{\max} = 19,07\text{MPa}$

Resultado pelo método FEA - $(\tau_{0z})_{\max} = 19,24\text{MPa}$

Desvio do método FEA - 0,89%

Segue-se uma tabela que mostra a influência da dimensão global de elementos na malha e nos resultados:

Tabela 10 - Influência da dimensão global dos elementos nos resultados

Dimensão global elementos [mm]	Tolerância [mm]	Nº elementos	Nº nós	$(\tau_{\theta z})_{\max}$ [MPa]	Desvio ao cálculo analítico %
30	1,5	5574	10976	23,63	23,91
16,9	8,45	17066	34075	19,64	2,99
10	0,5	47500	94981	19,34	1,41
8	0,4	72184	143752	19,24	0,89

Verifica-se que o valor sugerido por defeito pelo CW tem um erro inferior a 3%, o que se pode considerar baixo, adequado para uma primeira análise, implicando um esforço de cálculo relativamente baixo.

Conclusão

O modelo FEA analisado apresenta um desvio desprezável em relação ao cálculo analítico.

Como esperado, verifica-se que a qualidade da malha é fundamental para a precisão do resultado.

(esta página foi intencionalmente deixada em branco)

ANEXO B: Determinação da distribuição das tensões num veio com dois escateis, sujeito a um momento de torção

Introdução

Por constrangimentos dimensionais, foi necessário recorrer à solução da transmissão por duas chavetas. Desta forma seria possível utilizar uma ponta de veio mais curta do que a necessária no caso de utilização de uma única chaveta.

Para validar a solução da utilização de 2 chavetas, foi analisada a influência dos escateis e do diâmetro da ponta do veio na distribuição de tensões de corte, com recurso ao método FEA. Os resultados encontrados são comparados com cálculos disponíveis em bibliografia vária.

Ferramenta de FEA e características do problema

Software: CosmosWorks 2008 SP2.0

Tipo de análise: estática

Tipo de malha: sólida

Solver: FFEPlus

Sistema de unidades: SI

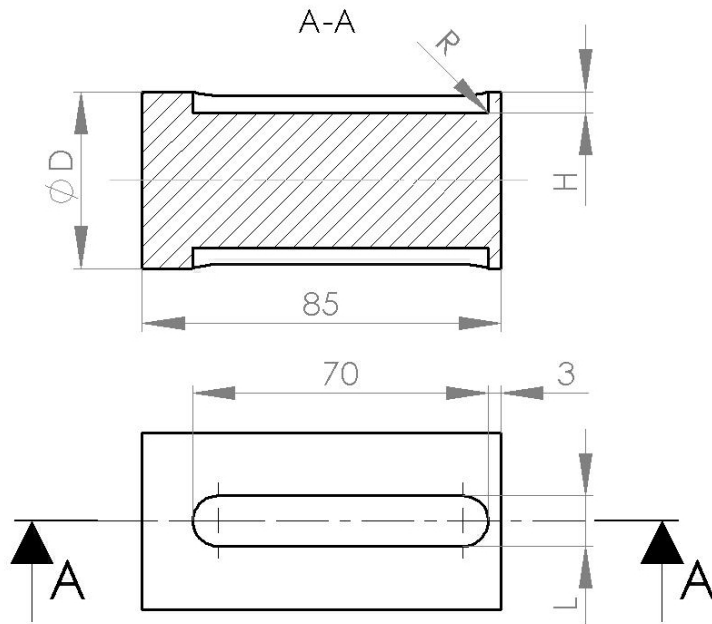
Geometria

Para modelação do problema, foram criadas duas pontas de veio, uma com $\varnothing 42\text{mm}$ (correspondente ao diâmetro utilizado noutros projectos) e outra com $\varnothing 50\text{mm}$ (correspondente ao cálculo analítico do corrente projecto), dispendo de dois escateis diametralmente opostos conforme DIN6885/1. Uma face do veio é submetida ao binário de accionamento do motoredutor e a outra face é encastrada.

Uma das características geométricas que, reconhecidamente, terá influência no nível de tensões existentes no veio é o raio de concordância entre a base do escatel e as suas faces laterais. Assim foram criados vários modelos com diferentes raios de concordância para comparar resultados e seleccionar a melhor configuração.

Chama-se a atenção que, independentemente dos modelos estudados, os valores mínimos e máximos do raio de concordância, para os diâmetros estudados e de acordo com a referida DIN6885/1 são, respectivamente, 0,25mm e 0,4mm.

Na figura seguinte resumem-se os casos estudados.



Caso	ØD mm	H mm	R mm
420	42	5	0,05
421	42	5	0,1
422	42	5	0,2
423	42	5	0,3
424	42	5	0,4
425	42	5	0,5
500	50	5,5	0,05
501	50	5,5	0,1
502	50	5,5	0,2
503	50	5,5	0,3
504	50	5,5	0,4
505	50	5,5	0,5

Fig. 9- Geometria do veio estudado

Material

O material foi seleccionado de acordo com a função do componente – veio de transmissão – e ambiente de utilização – meio com elevada humidade e presença de água.

Material nº1.4057 - X17CrNi16-2, EN 10088 (equivalente AISI431)

Tabela 11- Composição química do aço 1.4057 (AISI431)

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	V	W	Ti	Cu	Al	Nb	B	N
0,12	max.	max.	max.	max.	15,00		1,50								
-	1,00	1,00	0,045	0,030	-		-								
0,22					17,00		2,50								

Tabela 12 - Características físicas e mecânicas utilizadas no CW

Propriedade	Valor	Unidades
Densidade	7,7E+03	kg/m ³
Coefficiente de dilatação térmica	1,12E-05	K ⁻¹
Condutividade térmica	25	W/(m*K)
Calor específico	460	J/(kg*K)
Módulo de Young	2,15E+11	Pa
Coefficiente Poisson	0,283	-
Módulo de elasticidade transversal	8,38E+10	Pa
Resistência à tração	7,6E+08	Pa
Tensão de cedência	5,65E+08	Pa

As conclusões deverão ser válidas no caso de utilização de outros aços adequados ao fabrico de veios.

Condições fronteira

O momento de torção aplicado é o máximo binário disponível no motoredutor para accionamento.

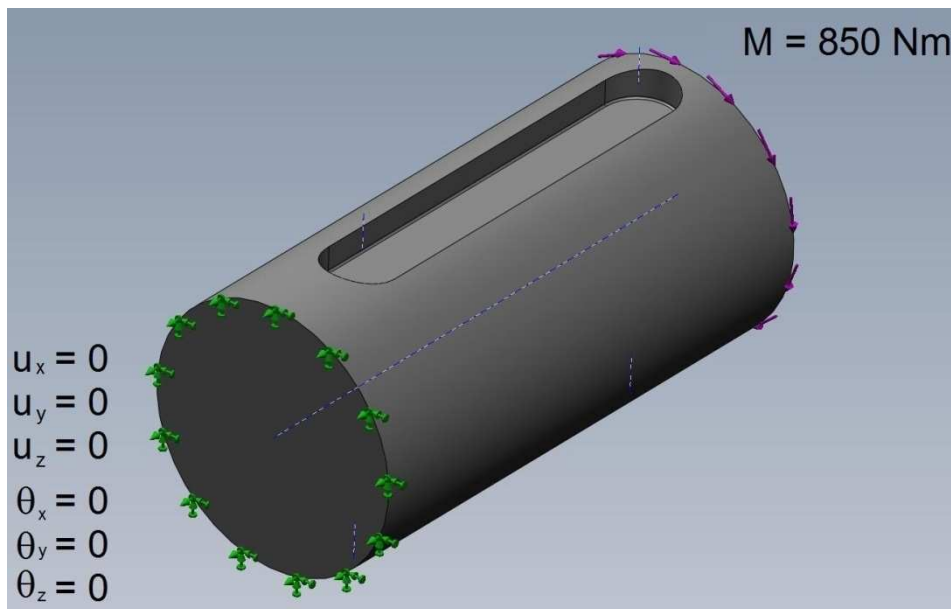


Fig. 10 - Condições fronteira

Malhagem

A malha foi gerada automaticamente, com os parâmetros de malha geral conforme Tabela 13.

Foram definidos parâmetros de controlo para malhagem fina nas superfícies pertencentes ao raio de concordância R.

Tabela 13 - Parâmetros e resultados da malhagem

Caso	ØD mm	R mm	Malha Geral		Malha Fina			Nº elementos	Nº nós
			Tamanho mm	Toler. mm	Tamanho mm	Layers	Razão		
420	42	0,05	2	0,015	0,05	20	1,4	817432	1210857
421	42	0,1	2	0,021	0,07	20	1,4	620843	914090
422	42	0,2	2	0,021	0,07	20	1,4	392326	578845
423	42	0,3	2	0,03	0,1	20	1,4	328123	481248
424	42	0,4	2	0,03	0,1	20	1,4	334791	492859
425	42	0,5	2	0,03	0,1	20	1,4	359727	532002
500	50	0,05	2	0,015	0,05	20	1,4	948361	1396095
501	50	0,1	2	0,03	0,1	20	1,4	328393	476041
502	50	0,2	2	0,03	0,1	20	1,4	346987	504123
503	50	0,3	2	0,03	0,1	20	1,4	377664	551638
504	50	0,4	2	0,03	0,1	20	1,4	387630	568253
505	50	0,5	2,8	0,03	0,1	20	1,4	312321	470358

Tabela 14 - Aspecto visual da malha

Caso	ØD mm	R mm	Aspecto geral	Pormenor
420	42	0,05		

Tabela 14 – cont.

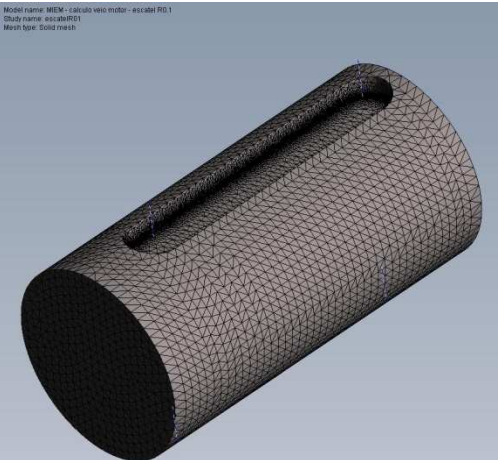
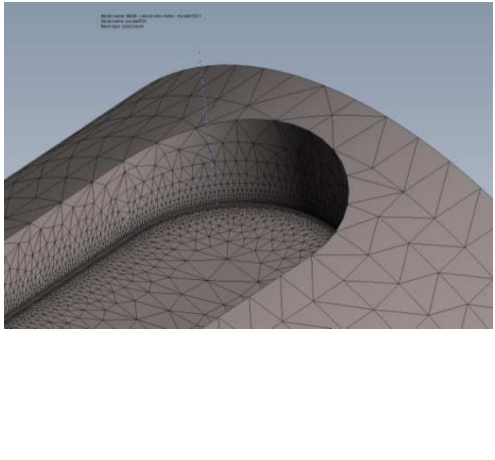
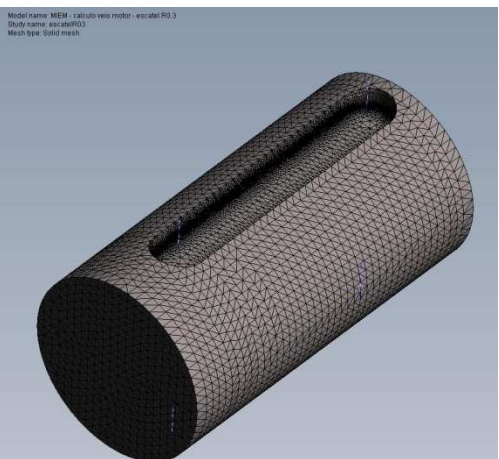
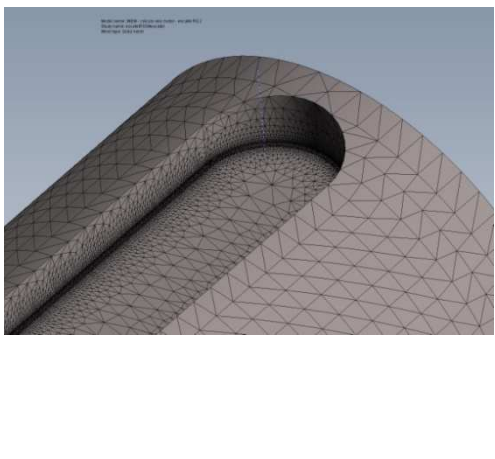
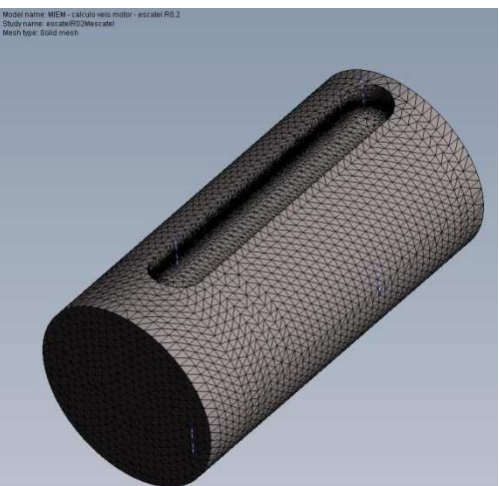
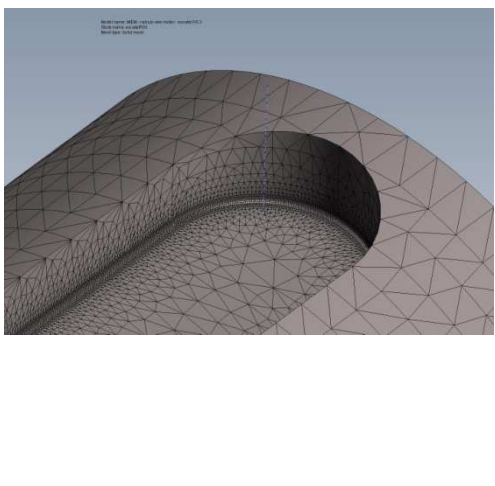
<p>421</p>	<p>42</p>	<p>0,1</p>	<p>Model name: MEM - cálculo vóru motor - escatel R0.1 Study name: escatelR01 Mesh type: Solid mesh</p> 	
<p>422</p>	<p>42</p>	<p>0,2</p>	<p>Model name: MEM - cálculo vóru motor - escatel R0.3 Study name: escatelR03 Mesh type: Solid mesh</p> 	
<p>423</p>	<p>42</p>	<p>0,3</p>	<p>Model name: MEM - cálculo vóru motor - escatel R0.2 Study name: escatelR02(escatel) Mesh type: Solid mesh</p> 	

Tabela 14 – cont.

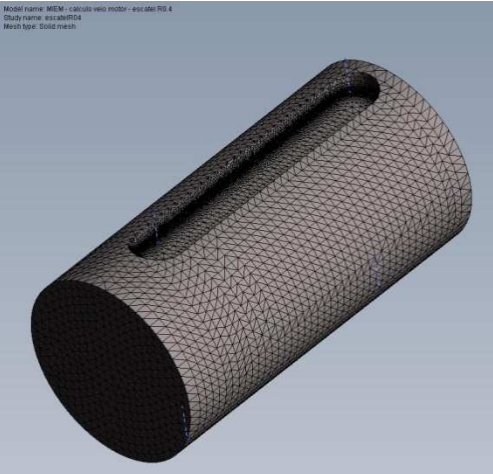
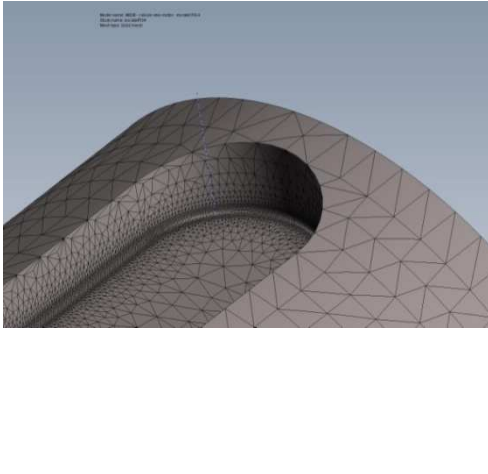
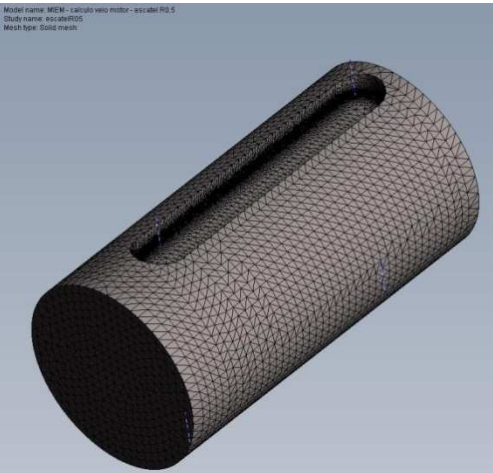
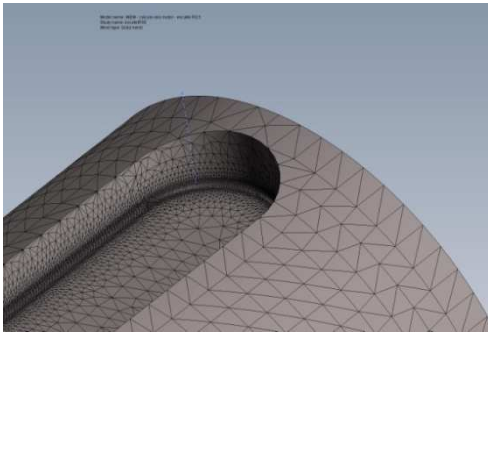
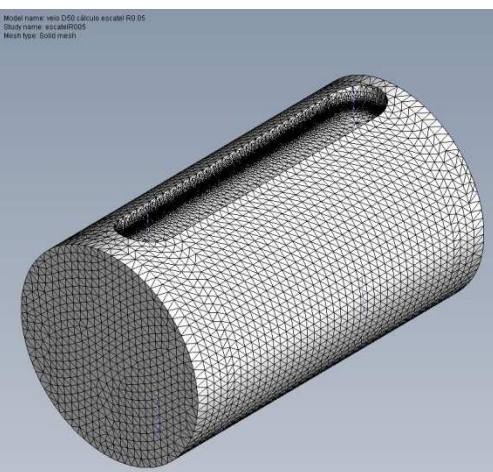
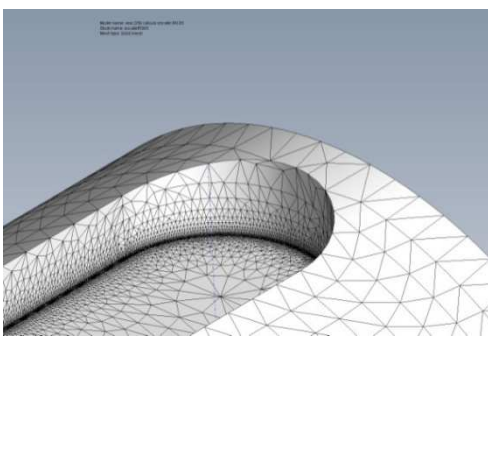
<p>424</p>	<p>42</p>	<p>0,4</p>	<p>Model name: MEM - cálculo veio motor - escabele R0.4 Study name: escabeleR04 Mesh type: Solid mesh</p> 	
<p>425</p>	<p>42</p>	<p>0,5</p>	<p>Model name: MEM - cálculo veio motor - escabele R0.5 Study name: escabeleR05 Mesh type: Solid mesh</p> 	
<p>500</p>	<p>50</p>	<p>0,05</p>	<p>Model name: veio D50 cálculo escabele R0.05 Study name: escabeleR05 Mesh type: Solid mesh</p> 	

Tabela 14 – cont.

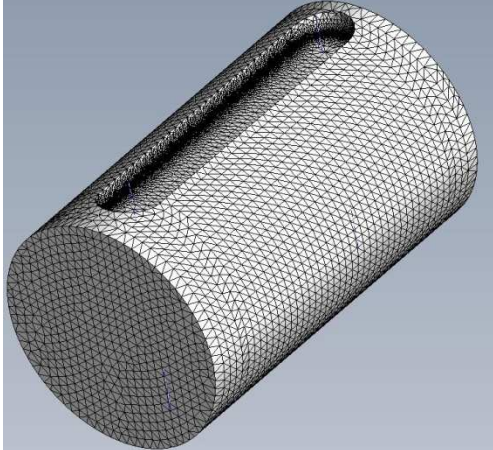
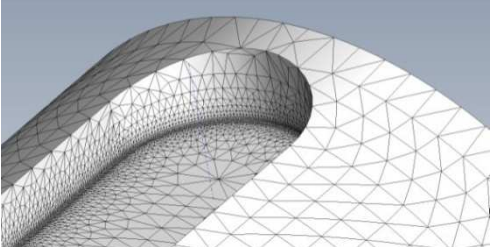
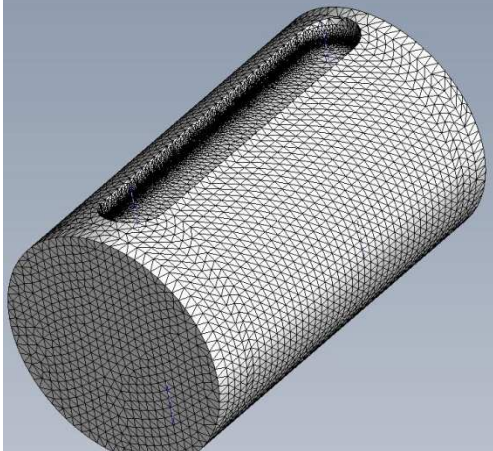
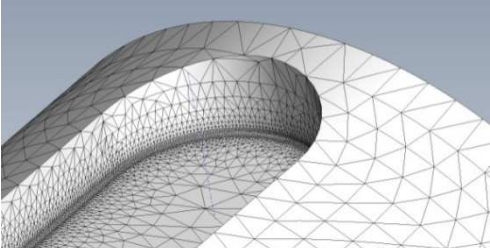
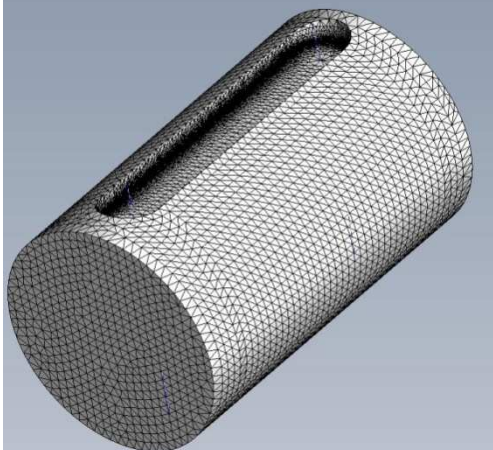
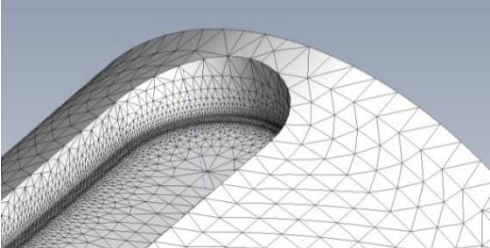
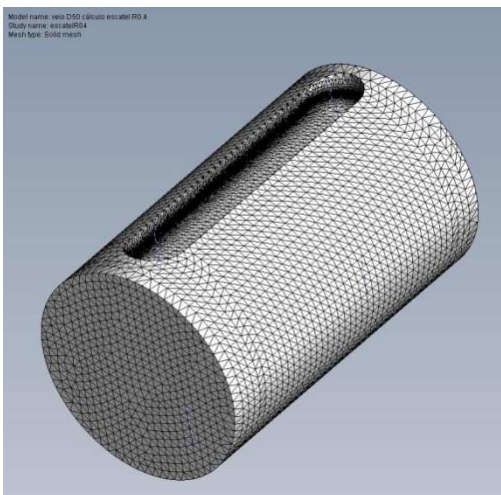
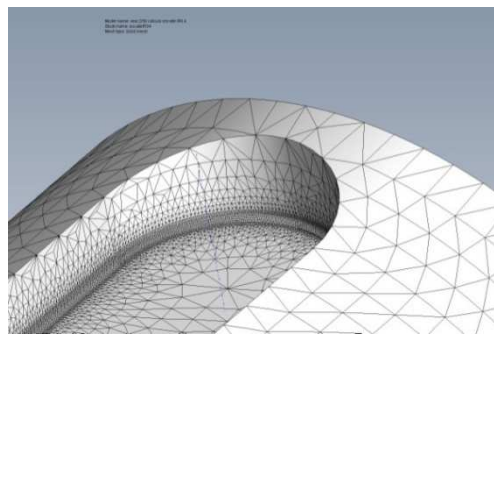
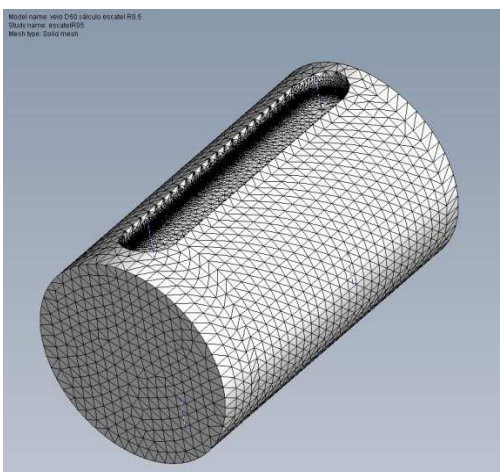
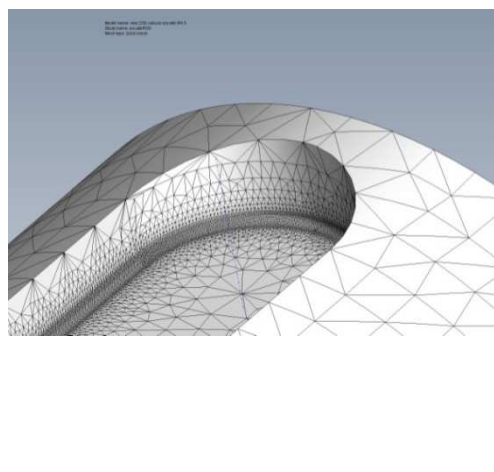
<p>501</p>	<p>50</p>	<p>0,1</p>	<p>Model name: veio D50 cálculo escabel R0.1 Study name: escabelR01 Mesh type: Solid mesh</p> 	
<p>502</p>	<p>50</p>	<p>0,2</p>	<p>Model name: veio D50 cálculo escabel R0.2 Study name: escabelR02 Mesh type: Solid mesh</p> 	
<p>503</p>	<p>50</p>	<p>0,3</p>	<p>Model name: veio D50 cálculo escabel R0.3 Study name: escabelR03 Mesh type: Solid mesh</p> 	

Tabela 14 – cont.

504	50	0,4		
505	50	0,5		

Resultados

Tensões de corte

São aqui apresentados os resultados gráficos da tensão de corte τ_{0z} . No CW, a tensão τ_{0z} corresponde ao TauYZ, em que o Z é o eixo axial do veio.

Tabela 15 - Distribuição das tensões de corte $\tau_{\theta z}$

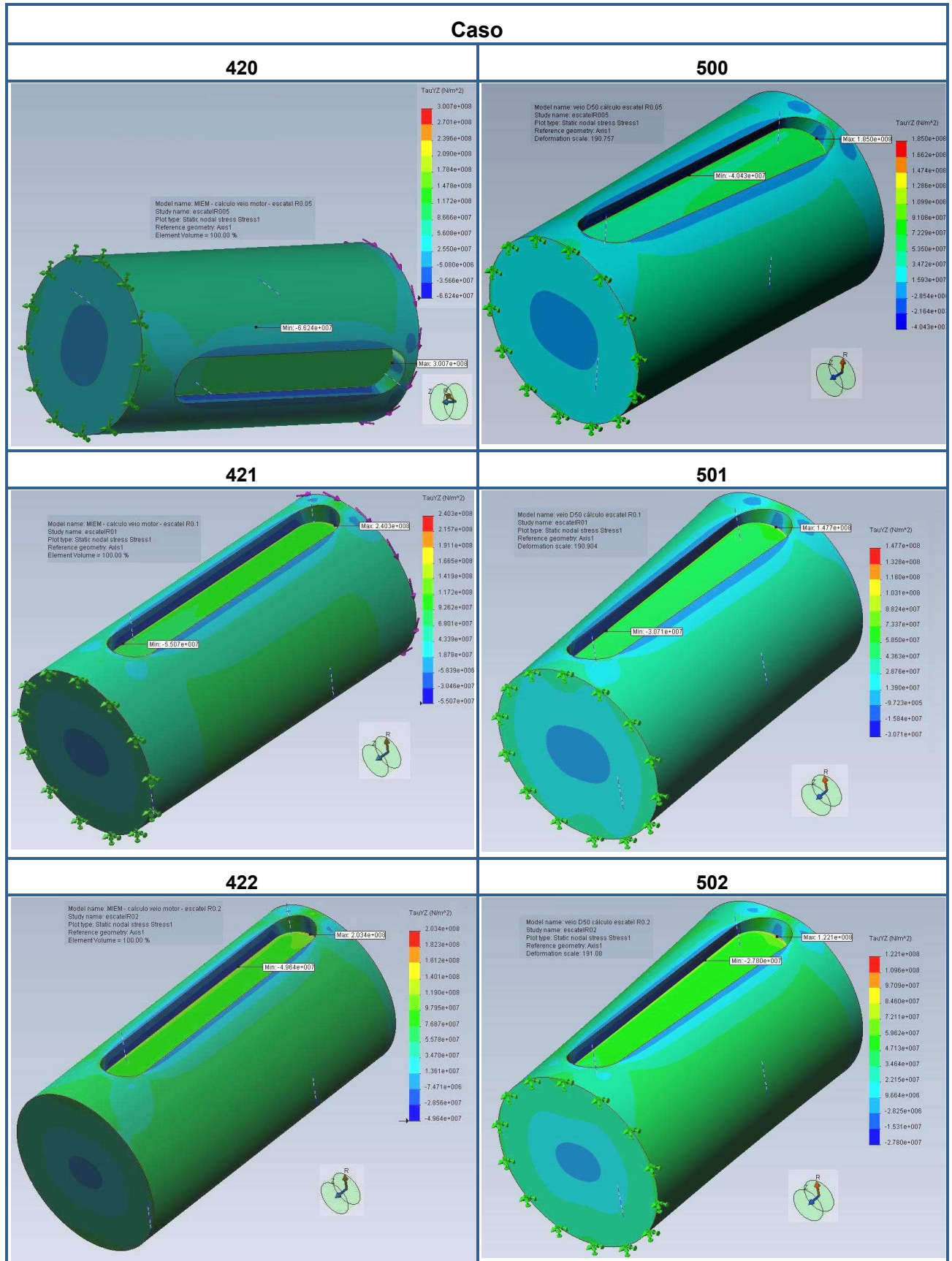
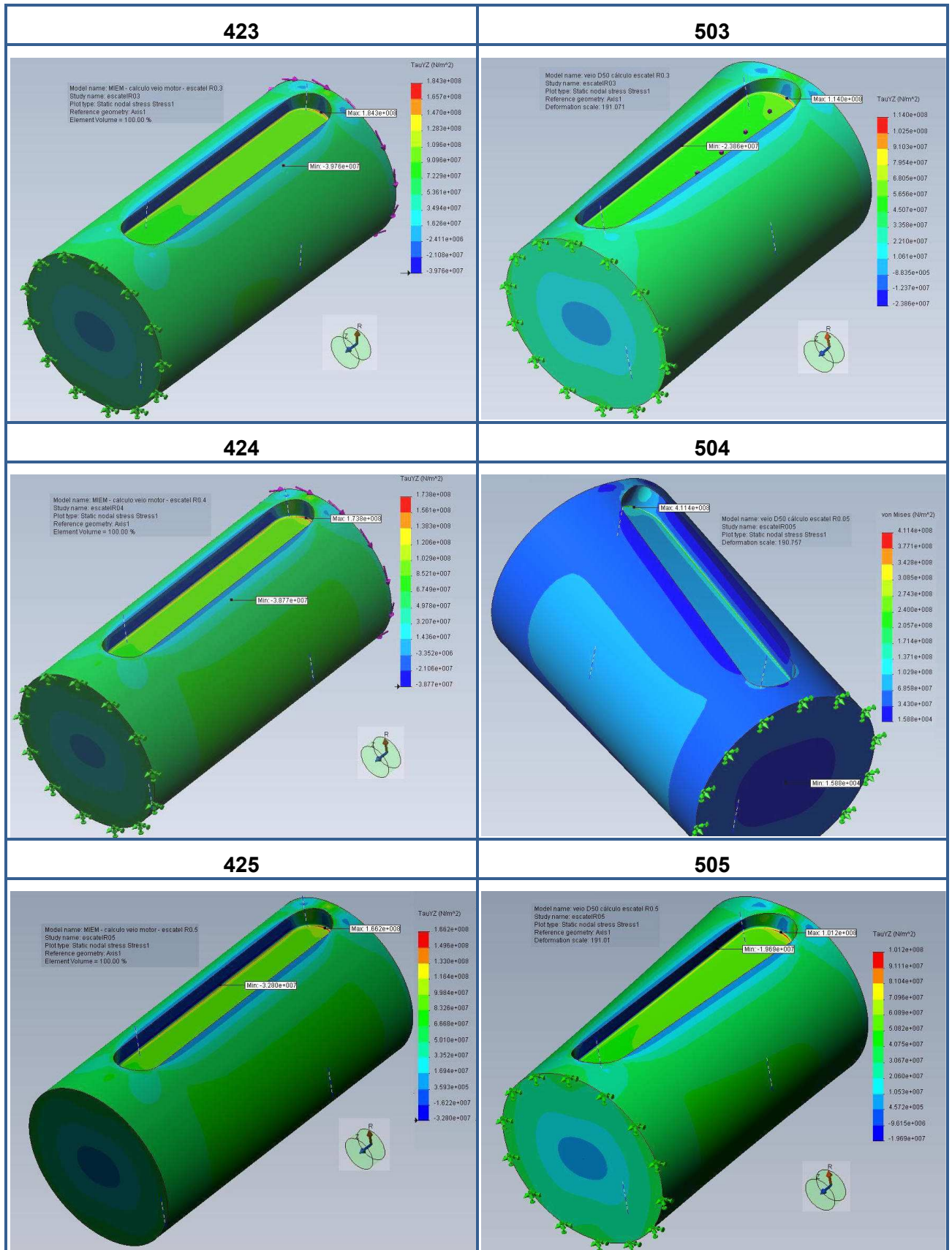


Tabela 15 – cont.



Os valores máximos das tensões de corte, bem como valores de tensões de corte em “locais notáveis” dos modelos são comparados no seguinte gráfico:

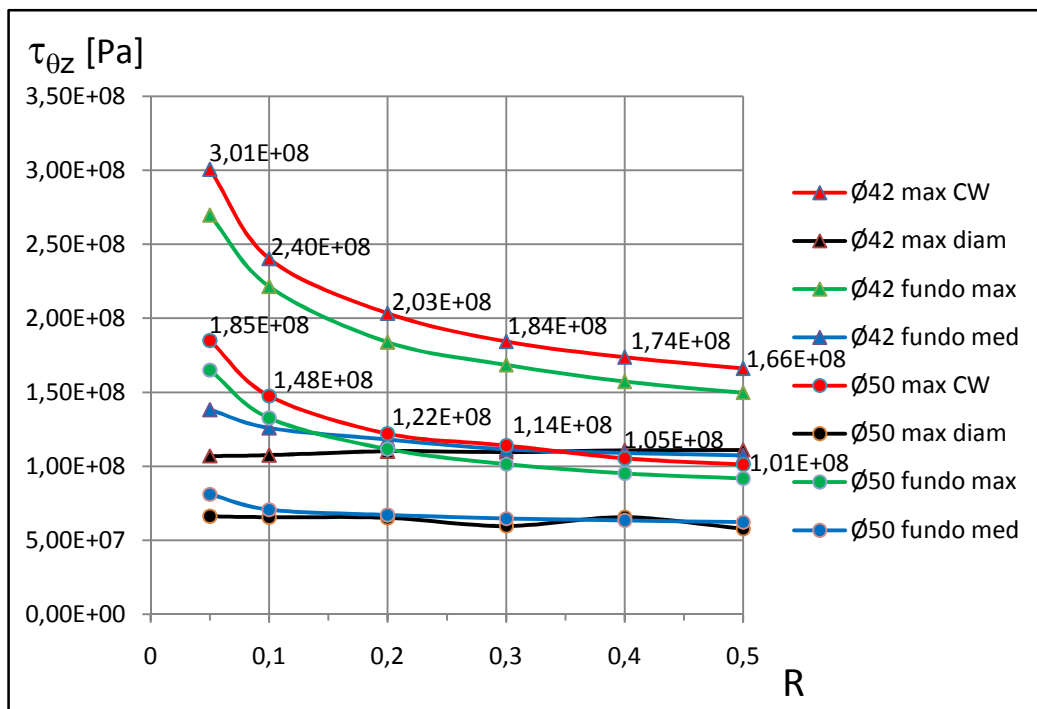


Fig. 11- Tensões de corte em função do raio de concordância R

max CW – $\tau_{\theta z}$ máxima calculada no modelo

max diam – $\tau_{\theta z}$ máxima calculada na superfície correspondente ao diâmetro exterior

fundo max – $\tau_{\theta z}$ máxima calculada no fundo do escatel (superfície plana)

fundo med – $\tau_{\theta z}$ média calculada no fundo do escatel (superfície plana)

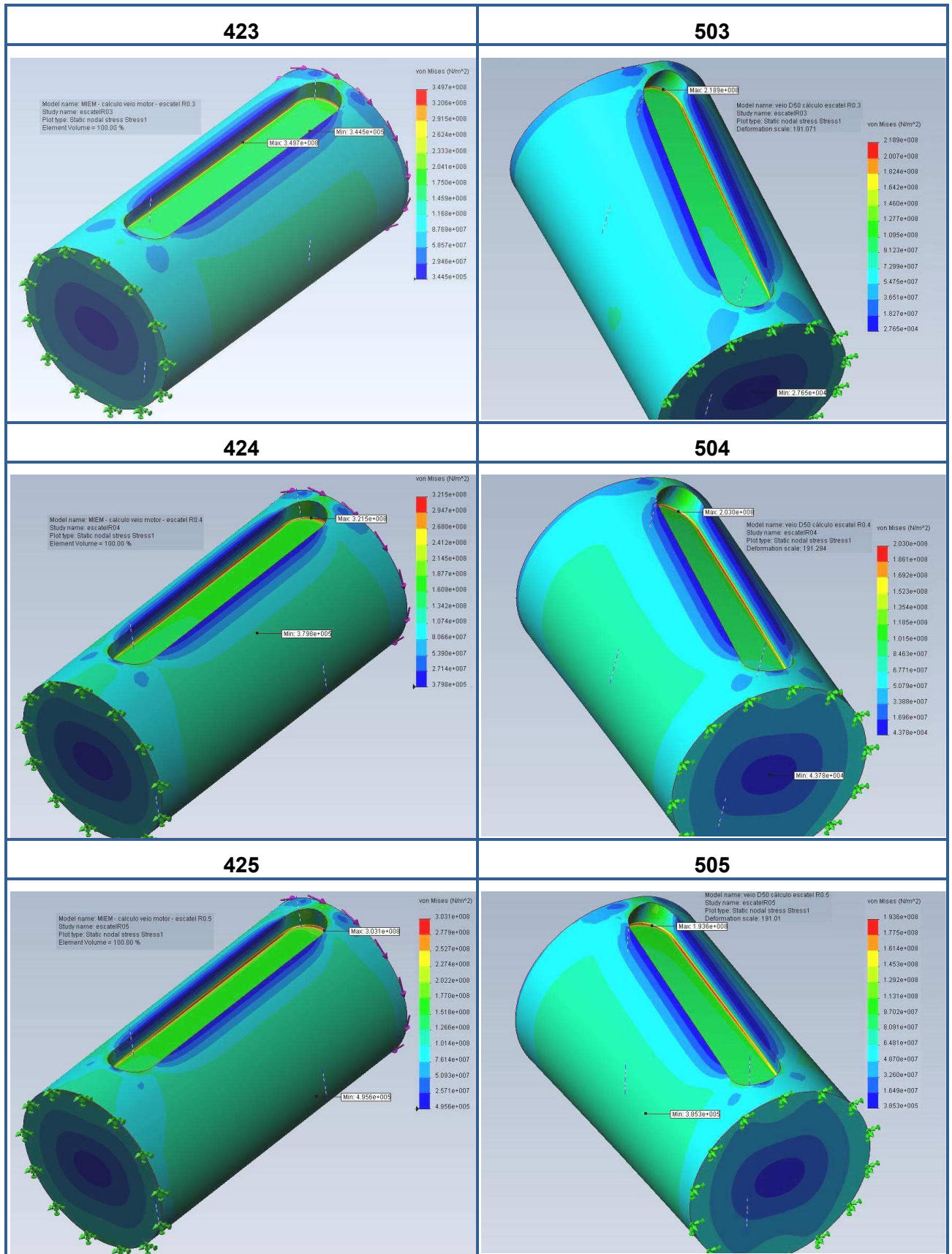
Tensões normais - critério von Mises

São aqui apresentados os resultados gráficos da tensão normal σ , determinada pelo critério de cedência von Mises.

Tabela 16 - Distribuição das tensões normais σ , critério von Mises

Caso	
420	500
421	501
422	502

Tabela 16 – cont.



Os valores máximos das tensões normais dos modelos são comparados no seguinte gráfico:

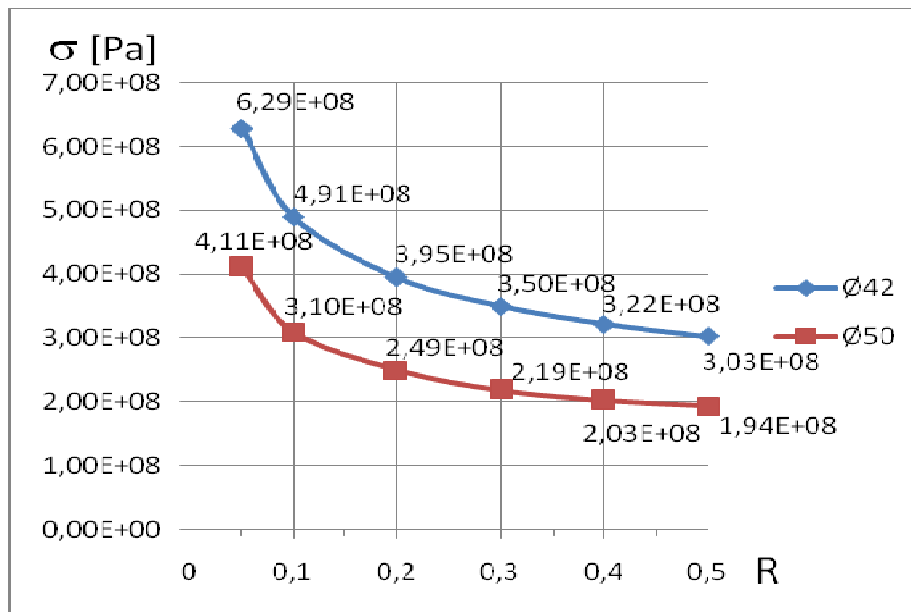


Fig. 12- Tensões normais em função do raio de concordância R

Resultados obtidos por métodos alternativos

Valor teórico da tensão tangencial

Para comparação dos resultados obtidos com FEA, foram determinados valores teóricos de tensão de corte, utilizando a Equação (11) para os seguintes casos:

veio Ø42mm: $\tau_{0z}=5,84E+07Pa$

veio Ø50mm: $\tau_{0z}=3,46E+07Pa$

veio Ø32mm: $\tau_{0z}=1,32E+08Pa$ (diâmetro inscrito pelo fundo do escatel do veio Ø42)

veio Ø39mm: $\tau_{0z}=7,30E+07Pa$ (diâmetro inscrito pelo fundo do escatel do veio Ø50)

Método “Roark”

Método descrito em Roark (3) - tabela 20, linha 29, que determina o valor de tensão tangencial na base do escatel. Este método de cálculo não considera a influência do raio de concordância R.

Veio Ø42: $\tau_{0z}= 9,55E+07Pa$

Veio Ø50: $\tau_{0z}= 5,49E+07Pa$

Método “Peterson”

Baseado em Peterson (4), gráfico 5.2.. O cálculo é baseado nas tensões de corte determinadas para os diâmetros base dos veios, ignorando a existência dos escateis. Neste caso, utilizando a Equação (11) obtemos os seguintes valores:

veio Ø42mm: $\tau_{0z}=5,84E+07Pa$

veio Ø50mm: $\tau_{0z}=3,46E+07Pa$

Na Tabela 17 encontram-se tabelados os valores de tensões normais, determinados a partir das tensões de corte, considerando o factor de concentração de tensões para cada raio de concordância.

Tabela 17 – Tensões normais considerando factor de concentração de tensões

R	R/42	CW	Peterson		R/50	CW	Peterson	
		σ [Pa]	$\sigma=Kts*\tau_{0z}$ [Pa]	$\sigma=3,4*\tau_{0z}$ [Pa]		σ [Pa]	$\sigma=Kts*\tau_{0z}$ [Pa]	$\sigma=3,4*\tau_{0z}$ [Pa]
0,05	0,001	6,29E+08	n.a.	1,99E+08	0,001	4,11E+08	n.a.	1,18E+08
0,1	0,002	4,91E+08	n.a.	1,99E+08	0,002	3,10E+08	n.a.	1,18E+08
0,2	0,005	3,95E+08	2,36E+08	1,99E+08	0,004	2,49E+08	1,46E+08	1,18E+08
0,3	0,007	3,50E+08	2,07E+08	1,99E+08	0,006	2,19E+08	1,30E+08	1,18E+08
0,4	0,010	3,22E+08	1,88E+08	1,99E+08	0,008	2,03E+08	1,18E+08	1,18E+08
0,5	0,012	3,03E+08	1,76E+08	1,99E+08	0,010	1,94E+08	1,10E+08	1,18E+08

Método “Spénlé”

Baseado no guia de cálculo de D. Spénlé (5). Neste método, a tensão de corte máxima é determinada para o diâmetro inscrito pelo fundo do escatel, afectado de um factor de concentração de tensões dependente da relação R/h (h – altura do escatel).

Neste caso, utilizando a Equação (11) afectada do factor de concentração de tensões $Kt=5,4$, obtemos os seguintes valores:

veio Ø42mm, $\tau_{0z}=7,133E+08Pa$

veio Ø50mm, $\tau_{0z}=3,94E+08Pa$

Discussão de resultados

Os valores de tensões de corte e tensões normais obtidos nos vários modelos tratados pelo CW não revelam incoerências que possam significar erros de modelação. Os valores máximos das tensões têm a forma do inverso de logaritmo, em função de R, conforme esperado.

Os valores máximos das tensões de corte e das tensões normais localizam-se no raio de concordância do fundo do escatel, conforme esperado.

Os valores máximos das tensões de corte localizam-se no semicírculo do topo do escatel.

Os valores máximos das tensões normais localizam-se, tendencialmente, no semicírculo do topo do escatel, nos casos de $R \geq 0,4\text{mm}$. Para casos de $R < 0,4\text{mm}$ os valores máximos das tensões normais localizam-se, tendencialmente, na lateral do escatel. Este comportamento era espectável conforme Peterson (4), onde é definida uma zona no semicírculo de topo do escatel onde a tensão normal é máxima para valores de $r/d \geq 0,015$ e uma zona na face plana do escatel onde a tensão é máxima para valores de $r/d < 0,015$. Existem dois casos, neste estudo, em que esta regra não é cumprida, mas tal poderá estar relacionado com erros do cálculo numérico que, mesmo baixos, podem alterar a seriação nos casos de grandezas próximas.

É de destacar que o valor da tensão de corte máxima no diâmetro exterior é constante, independente do valor de R. O seu valor médio é:

$$\text{Ø}42\text{mm}: 1,09\text{E}+08\text{Pa}$$

$$\text{Ø}50\text{mm}: 6,34\text{E}+07\text{Pa}$$

Estes valores representam um factor multiplicativo de 1,86 e 1,83, respectivamente, em relação aos valores de tensão de corte máxima no diâmetro exterior calculada para veios maciços.

O valor da tensão tangencial média no fundo do escatel também é constante, independente do valor de R, se não considerarmos os valores mais baixos de R (tal deverá dever-se ao peso que as tensões, na vizinhança da tensão máxima, têm no cálculo da média). Não considerando os valores de $R=0,05$ e $0,1$, o seu valor médio é aproximadamente igual à tensão tangencial máxima no diâmetro exterior:

$$\text{Ø}42\text{mm}: 1,12\text{E}+08\text{Pa}$$

$$\text{Ø}50\text{mm}: 6,24\text{E}+07\text{Pa}$$

Comparando o método “Roark” com os cálculos CW verificamos que existe um erro inferior a 15% entre estes métodos. O método “Roark” dará uma imagem da tensão máxima no diâmetro exterior, mas não tem em consideração o factor de concentração de tensões no raio de concordância do escatel.

Considerando o método “Peterson”, os resultados obtidos são menos conservadores que os determinados pelo CW, sendo cerca de 42% mais baixos.

O método “Spénlé” foi considerado demasiado conservador. Dimensiona com segurança, mas os resultados serão demasiado sobredimensionados.

Conclusões

Com base nos resultados do CW, considerando que a carga não é distribuída equitativamente entre os dois escateis (é comum utilizar o coeficiente de simultaneidade de 1,5 e não de 2, como seria o caso ideal), para uma tensão de cedência de $\sigma_{0,2} = 565\text{MPa}$, temos:

$$\text{Coeficiente de simultaneidade } k = 1,5$$

$$R=0,3\text{mm} \Rightarrow \sigma_{\text{max}} = 219\text{MPa}$$

O coeficiente de segurança $N= 1,7$

Considerando que o binário de 850Nm é uma carga elevada infrequente (ver §2.3.4) superior a 1,57x a carga considerada contínua, o dimensionamento do veio é considerado conforme.

(esta página foi intencionalmente deixada em branco)

ANEXO C: Análise da influência da distância de aplicação das condições fronteira aos escateis, para um veio com dois escateis sujeito a um momento de torção

Introdução

Da análise descrita no ANEXO B, foi considerado necessário verificar a influência da proximidade da aplicação das condições fronteira na distribuição das tensões. Esta análise servirá para validar o modelo utilizado no anexo B e dar indicações para futuros estudos.

Esta análise foi realizada apenas para o veio Ø42mm, considerando que os resultados serão reprodutíveis para o Ø50mm.

Ferramenta de FEA e características do problema

Software: CosmosWorks 2008 SP2.0

Tipo de análise: estática

Tipo de malha: sólida

Solver: FFEPlus

Sistema de unidades: SI

Geometria

Para modelação do problema, foi criada uma ponta de veio de Ø42mm com um comprimento “infinito” de 180mm. As faces de aplicação das condições fronteira ficam a 55mm de distância dos limites dos escateis, o que, à partida, é considerado como suficiente para evitar a influência destas condições na distribuição de tensões nos escateis (o valor de 55mm foi arbitrariamente seleccionado numa gama $\emptyset \leq d \leq 1,5 \emptyset$).

Na figura seguinte representa-se o caso estudado.

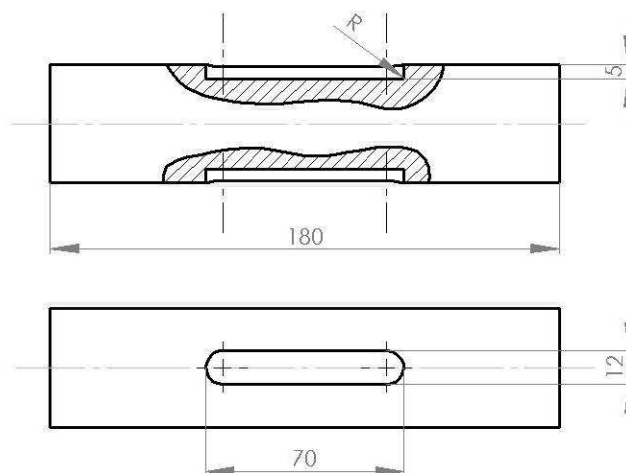


Fig. 13- Geometria do veio "infinito"

Foram estudados modelos com os seguintes valores de R: 0,2mm; 0,3mm; 0,4mm.

Material

O material foi o mesmo utilizado no modelo do ANEXO B.

As conclusões deverão ser válidas no caso de utilização de outros aços adequados ao fabrico de veios.

Condições fronteira

Foram utilizadas as mesmas condições fronteira do modelo do anexo B.

Malhagem

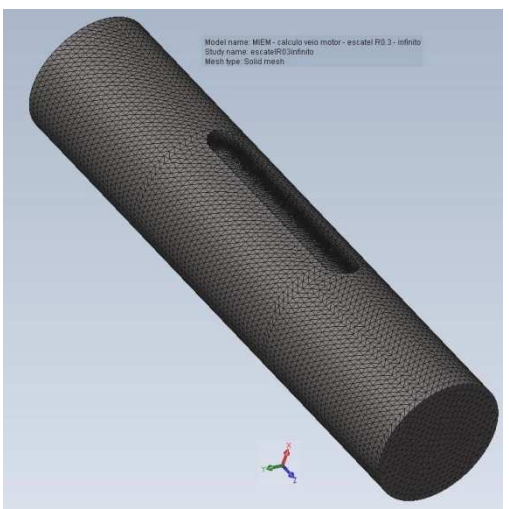
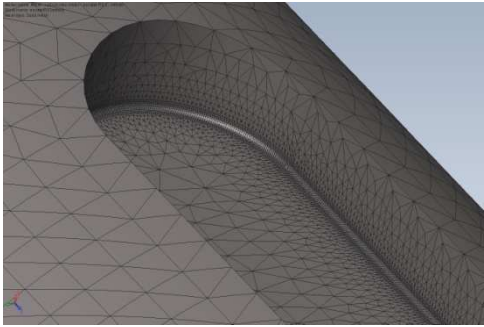
A malha foi realizada automaticamente, com os parâmetros de malha geral conforme Tabela 18. Foram definidos parâmetros de controlo para malhagem fina nas superfícies pertencentes ao raio de concordância R. De notar que os parâmetros da Malha Geral e da Malha Fina são iguais aos correspondentes modelos do anexo B.

Tabela 18- Parâmetros e resultados da malhagem

Caso	ØD mm	R mm	Malha Geral		Malha Fina			Nº elementos	Nº nós
			Tamanho mm	Toler. mm	Tamanho mm	Layers	Razão		
422i	42	0,2	2	0,021	0,07	20	1,4	492849	719000
423i	42	0,3	2	0,03	0,1	20	1,4	422625	613110
424i	42	0,4	2	0,03	0,1	20	1,4	428753	624253

O aspecto da malha pode ser visto na Tabela 19 - Aspecto visual da malha para o caso 423i.

Tabela 19 - Aspecto visual da malha para o caso 423i

Caso	ØD mm	R mm	Aspecto geral	Pormenor
423i	42	0,3		

Resultados

Tensões de corte

São aqui apresentados os resultados gráficos da tensão de corte τ_{0z} . No CW, a tensão τ_{0z} corresponde ao TauYZ, em que o Z é o eixo axial do veio.

Tabela 20 - Distribuição das tensões de corte τ_{0z}

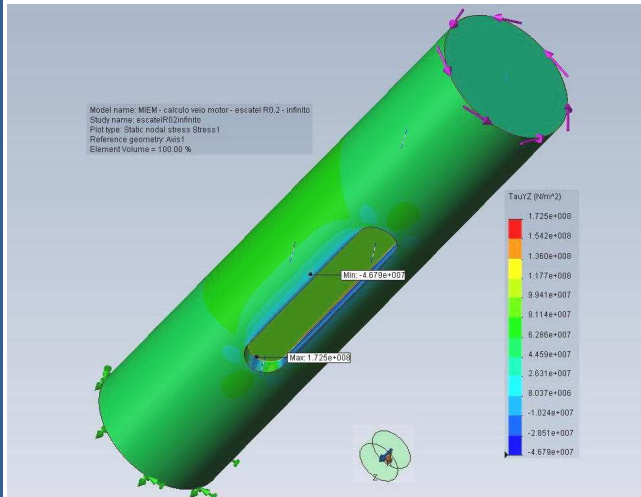
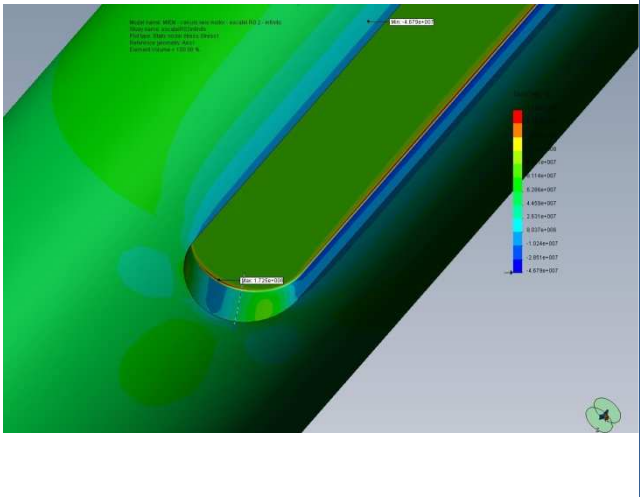
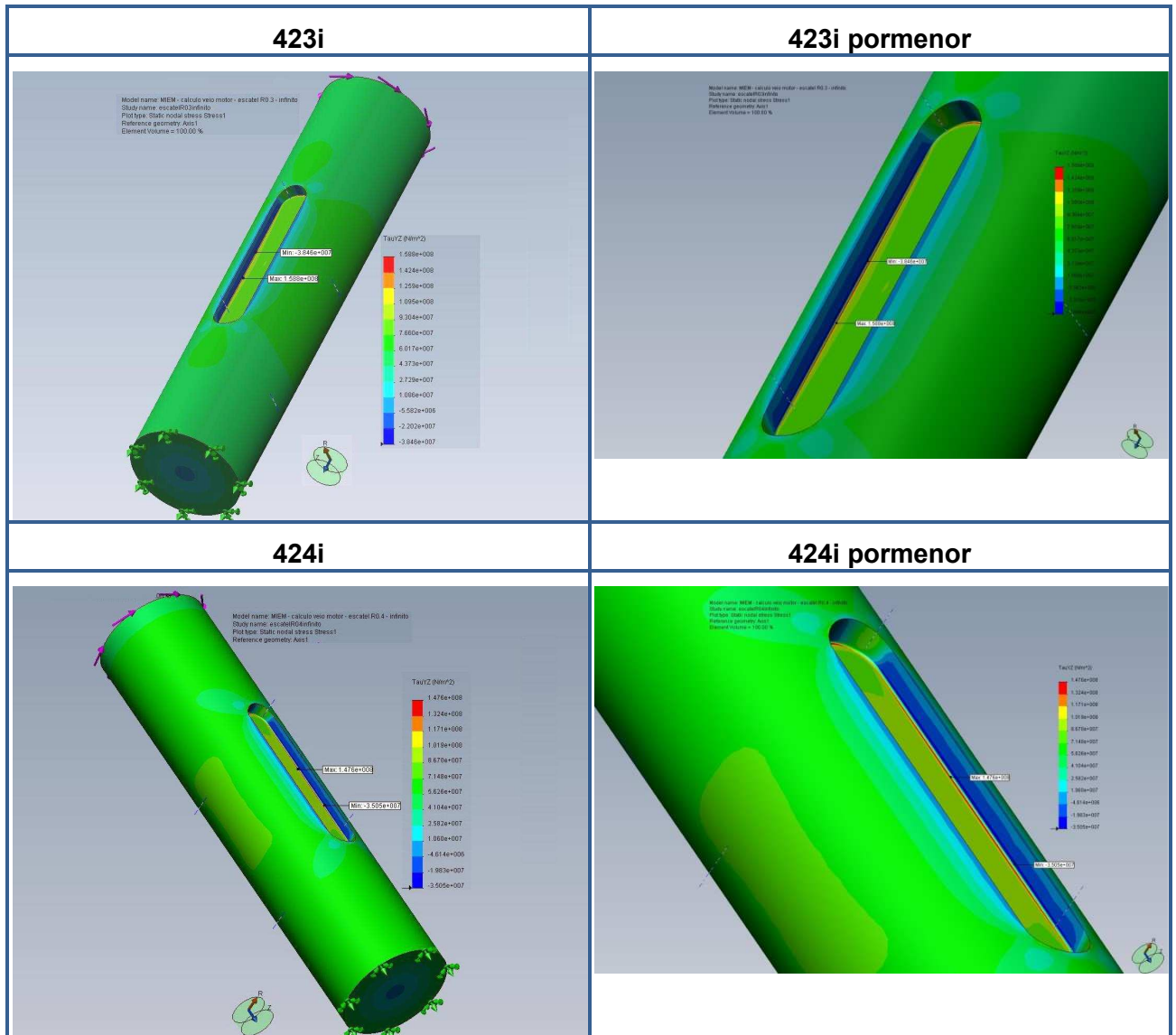
Caso	
422i	422i pormenor
	

Tabela 20 – cont.



Tensões normais - critério von Mises

São aqui apresentados os resultados gráficos da tensão normal σ , determinada pelo critério de cedência von Mises.

Tabela 21 - Distribuição das tensões normais σ , critério von Mises

Caso	
<p>422i</p> <p>Model name: MEM - calculo vao motor - escabel R0.2 - infido Study name: escabelR0.2infido Plot type: Static nodal stress (Stress) Element Volume = 100.00 %</p> <p>von Mises (Pa)(M²)</p> <p>Max: 3.815e+008 Min: 4.938e+004</p>	<p>422i pormenor</p> <p>Model name: MEM - calculo vao motor - escabel R0.2 - infido Study name: escabelR0.2infido Plot type: Static nodal stress (Stress) Element Volume = 100.00 %</p> <p>von Mises (Pa)(M²)</p> <p>Max: 3.815e+008 Min: 4.938e+004</p>
<p>423i</p> <p>Model name: MEM - calculo vao motor - escabel R0.3 - infido Study name: escabelR0.3infido Plot type: Static nodal stress (Stress) Element Volume = 100.00 %</p> <p>von Mises (Pa)(M²)</p> <p>Max: 3.372e+008 Min: 4.820e+004</p>	<p>423i pormenor</p> <p>Model name: MEM - calculo vao motor - escabel R0.3 - infido Study name: escabelR0.3infido Plot type: Static nodal stress (Stress) Element Volume = 100.00 %</p> <p>von Mises (Pa)(M²)</p> <p>Max: 3.372e+008 Min: 4.820e+004</p>
<p>424i</p> <p>Model name: MEM - calculo vao motor - escabel R0.4 - infido Study name: escabelR0.4infido Plot type: Static nodal stress (Stress) Element Volume = 100.00 %</p> <p>von Mises (Pa)(M²)</p> <p>Max: 3.125e+008 Min: 6.542e+004</p>	<p>424i pormenor</p> <p>Model name: MEM - calculo vao motor - escabel R0.4 - infido Study name: escabelR0.4infido Plot type: Static nodal stress (Stress) Element Volume = 100.00 %</p> <p>von Mises (Pa)(M²)</p> <p>Max: 3.125e+008 Min: 6.542e+004</p>

Discussão dos Resultados

O aspecto circular e concêntrico da distribuição das tensões na secção recta do veio, na face encastrada, e o aspecto uniforme da distribuição das tensões no diâmetro exterior, na proximidade das condições fronteira, são indicação de que as condições fronteira estão suficientemente afastadas dos escateis. Deste modo, as tensões de corte e normais, determinadas na vizinhança dos escateis, estarão isentas da influência da proximidade das condições fronteira.

As diferenças entre os valores de tensão obtidas nos modelos do ANEXO B e C estão evidenciadas na tabela seguinte:

Tabela 22 - Comparação das tensões máximas, modelo “normal” e modelo “infinito”

R	τ_{0z} [Pa]			σ (von Mises) [Pa]		
	42x	42xi	Δ	42x	42xi	Δ
0,2	2,03E+08	1,73E+08	-15%	3,95E+08	3,82E+08	-3%
0,3	1,84E+08	1,59E+08	-14%	3,50E+08	3,37E+08	-4%
0,4	1,74E+08	1,48E+08	-15%	3,22E+08	3,13E+08	-3%

As tensões calculadas para o veio de comprimento “infinito” são inferiores, sendo as tensões de corte as mais afectadas pela proximidade das condições fronteira.

A distância, ao escatel, a partir da qual as condições fronteira deixam de influenciar a distribuição de tensões de corte é de 24mm. Na figura seguinte encontra-se representada a distribuição de tensões tangenciais, na secção normal e para o caso 423i, para as seguintes distâncias ao escatel: 0mm; 4,2mm (d/10); 24mm.

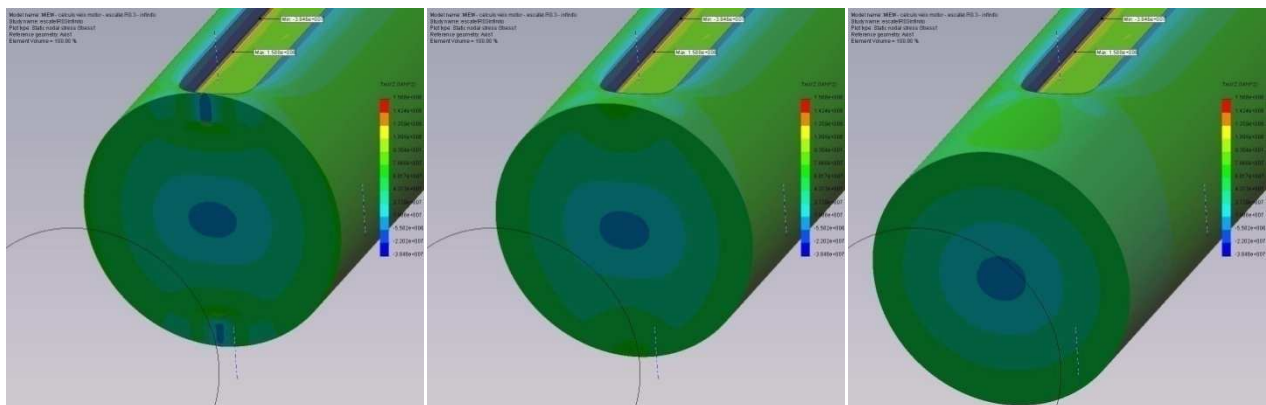


Fig. 14 - Distribuição de tensões de corte, para distâncias ao escatel de 0mm, 4,2mm (d/10) e 24mm

Como se pode verificar, a 4,2mm existe uma significativa influência do escatel na distribuição das tensões; à distância de 24mm, a influência é praticamente nula, tendo as tensões uma distribuição aproximadamente circular e concêntrica.

Conclusões

A influência de alterações geométricas e de condições fronteira na proximidade de escatéis não deve ser negligenciada no projecto.

No caso estudado, com uma distância de $1,3d$ (55mm) entre o limite do escatel e as faces de aplicação das condições fronteira, houve uma redução de 15% nas tensões decorte e de 3% nas tensões normais.

Nas conclusões de Fessler, em Peterson (4), a distância a partir da qual as tensões não são afectadas pela proximidade de um raio de concordância para mudança de secção é de $d/10$. O estudo de Fessler refere-se ao da Fig. 15 - Veio estudado por Fessler, para uma gama limitada de transição de secção de veio: $D/d=1,5$; r_s/d de 0,021a 0,083.

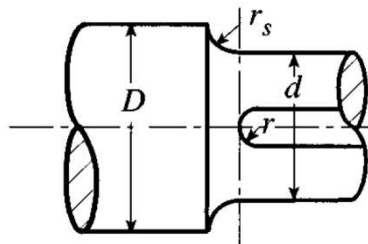


Fig. 15 - Veio estudado por Fessler (4)

As conclusões de Fessler não confirmam os resultados deste estudo, concluindo-se que, para o problema estudado, a razão é $d/1,75$ e não $1/10$. A discrepância entre estas conclusões poderá estar no facto de diferentes alterações geométricas e de condições fronteira conduzirem a diferentes comportamentos.

Contudo, poder-se-á estabelecer duas regras fundamentais para um projecto bem sucedido:

- evitar, sempre que possível, a proximidade entre escateis e transições de geometria;
- os modelos FEA deverão reflectir todas as influências geométricas na proximidade de escateis.

(esta página foi intencionalmente deixada em branco)

ANEXO D: Simulação de chaveta

Introdução

As análises descritas no ANEXO B e C, embora considerem o efeito de concentração de tensões num veio escatelado sujeito a um momento de torção, poderá não representar fielmente o comportamento de um escatel quando sujeito à acção de contacto de uma chaveta. Pretende-se, agora, simular de forma mais realista a acção da chaveta sobre o escatel.

Para tal recorreu-se a 2 tipos de modelo:

MV – modelo igual ao utilizado no ANEXO B, em que o binário é aplicado nas faces longitudinais dos escateis. A força é distribuída nestas faces.

MC – modelo que simula a existência de chavetas. O binário é aplicado nas chavetas, na superfície de contacto com o cubo, e as chavetas agem sobre os escateis.

Estas análises foram realizadas apenas para o veio Ø42mm.

Ferramenta de FEA e características do problema

Software: CosmosWorks 2008 SP2.0

Tipo de análise: estática

Tipo de malha: sólida

Solver: FFEPlus

Sistema de unidades: SI

Geometria

Modelo MV - Para modelação do problema, foi utilizada a ponta de veio de Ø42 mm do ANEXO B, o momento de torção é simulado por um binário aplicado às faces longitudinais dos estateis;

Modelo MC - Para modelação do problema, foi utilizada a ponta de veio de Ø42 mm com duas chavetas montadas. O momento de torção é simulado por um binário aplicado às faces das cavetas.

Foram estudados modelos com os seguintes valores de R: 0,2mm; 0,3mm; 0,4mm.

Material

O material foi o mesmo utilizado no modelo do ANEXO B.

As conclusões deverão ser válidas no caso de utilização de outros aços adequados ao fabrico de veios.

Condições fronteira

É aplicado um binário igual ao máximo binário disponível no motoredutor para accionamento. Este binário é simulado por uma carga uniformemente distribuída na parede do escatel, no caso MV, ou nas faces das chavetas exteriores ao escatel, no caso MC

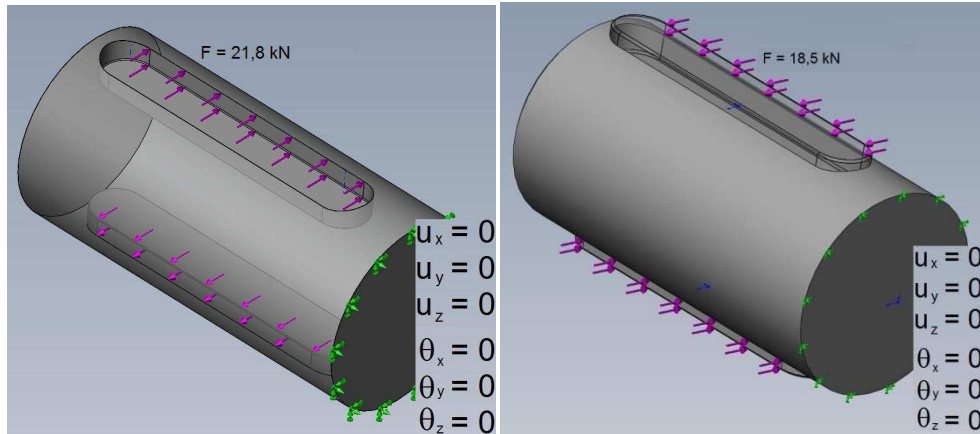


Fig. 16 - Condições fronteira nos modelos MV e MC

Malhagem

Modelo MV - a malha é a mesma do ANEXO B.

Modelo MC - a malha foi processada automaticamente, com os parâmetros de malha geral conforme Tabela 23 - **Parâmetros e resultados da malhagem para o modelo MV (malha do ANEXO B) e MC**. Foram definidos parâmetros de controlo para malhagem fina nas superfícies pertencentes ao raio de concordância R.

Tabela 23 - Parâmetros e resultados da malhagem para o modelo MV (malha do ANEXO B) e MC

Caso	ØD mm	R mm	Malha Geral		Malha Fina			Nº elementos	Nº nós
			Tamanho mm	Toler. mm	Tamanho mm	Layers	Razão		
MV2	42	0,2	2	0,021	0,07	20	1,4	392326	578845
MV3	42	0,3	2	0,03	0,1	20	1,4	328123	481248
MV4	42	0,4	2	0,03	0,1	20	1,4	334791	492859
MC2	42	0,2	2	0,06	0,3	20	1,4	143746	202717
MC3	42	0,3	2	0,03	0,25	20	1,4	162842	231539
MC4	42	0,4	2	0,03	0,25	20	1,4	174725	249834

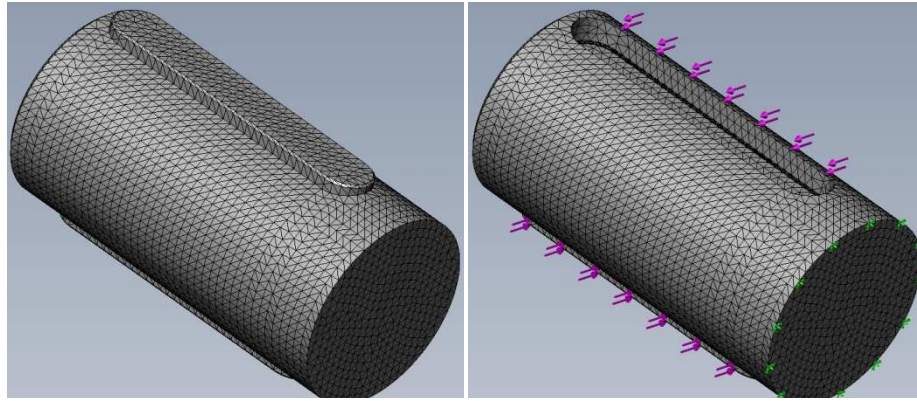


Fig. 17- Aspecto visual da malha para o modelo MC com chaveta e com chaveta escondida

A criação da malha do modelo MC foi problemática e obrigou a aumentar a dimensão dos elementos na zona da concordância do escatel, o que deverá ter consequências a nível da precisão dos resultados e da comparação entre métodos.

Resultados

Tensões de corte

São aqui apresentados os resultados gráficos da tensão de corte τ_{0z} . No CW, a tensão τ_{0z} corresponde ao TauYZ, em que o Z é o eixo axial do veio.

Tabela 24- Distribuição das tensões de corte τ_{0z}

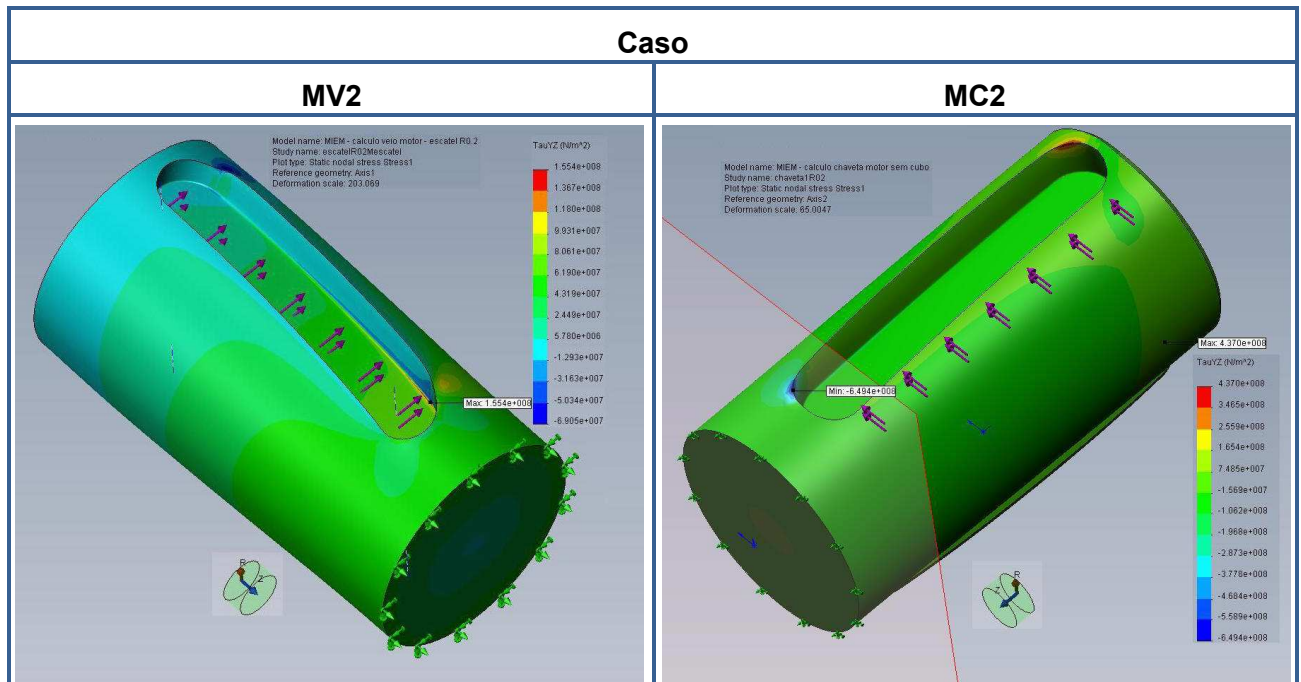
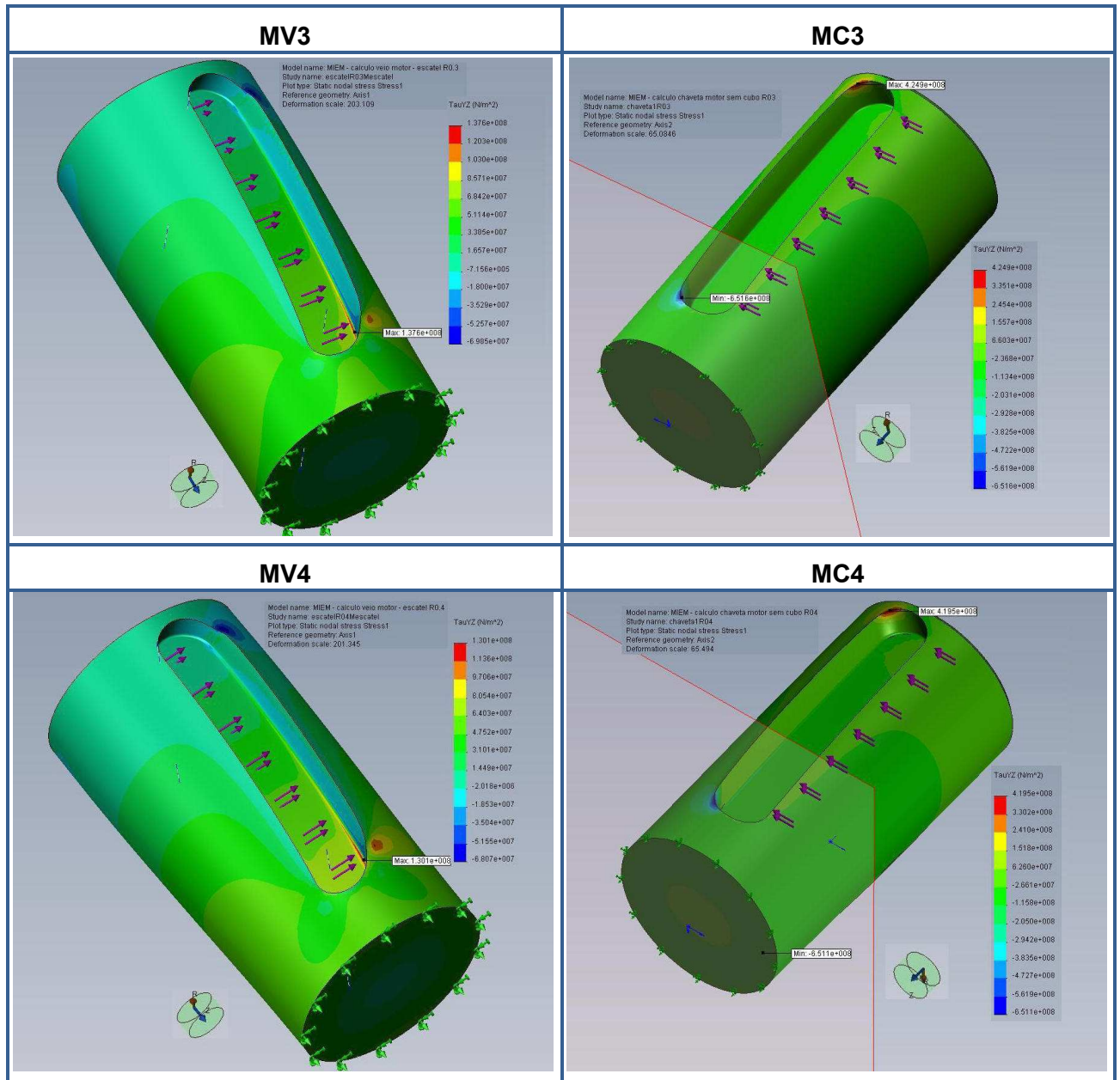


Tabela 24 – cont.



Tensões normais - critério von Mises

São aqui apresentados os resultados gráficos da tensão normal σ , determinada pelo critério de cedência von Mises.

Tabela 25 – Distribuição das tensões normais σ , critério von Mises

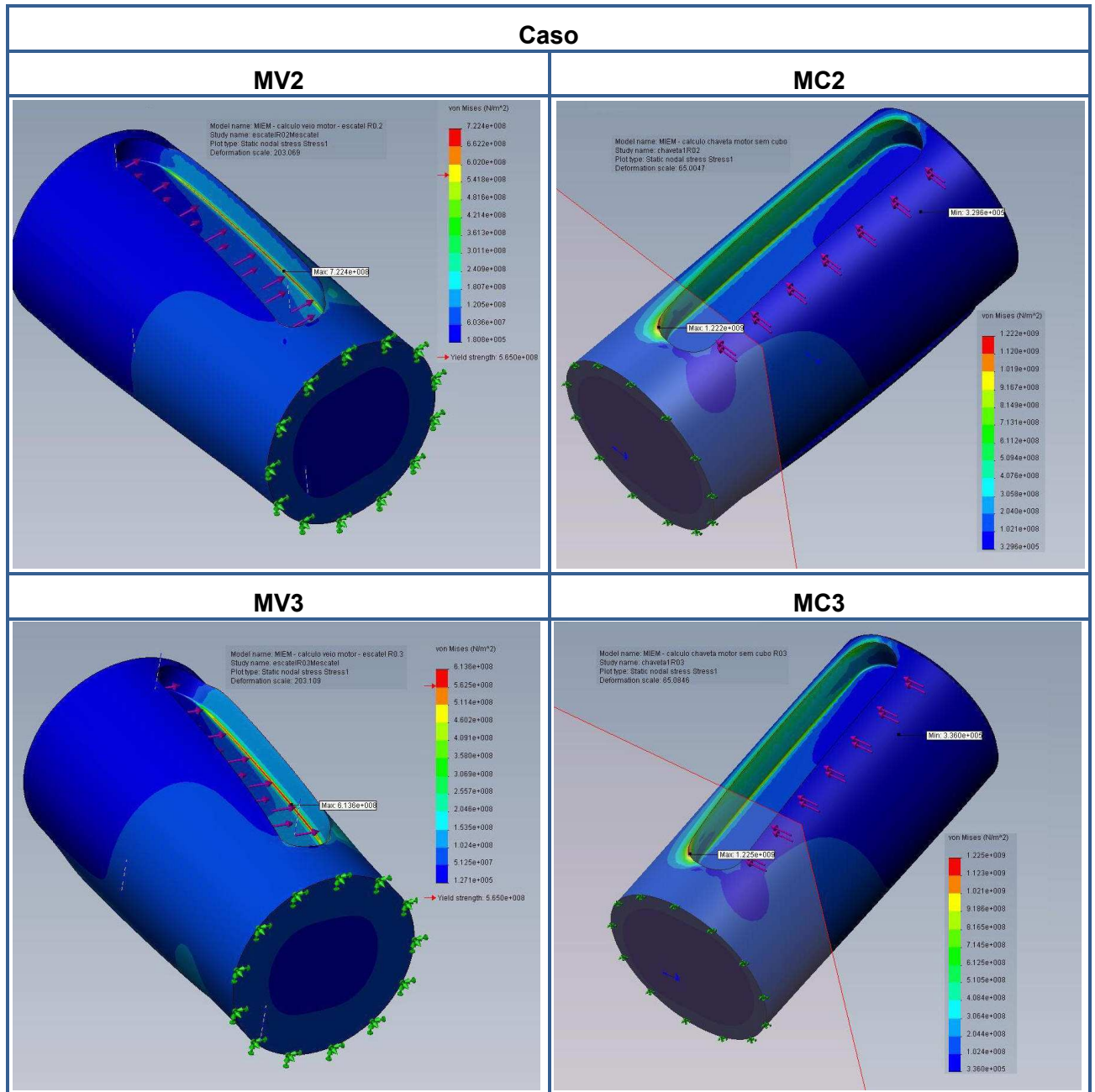
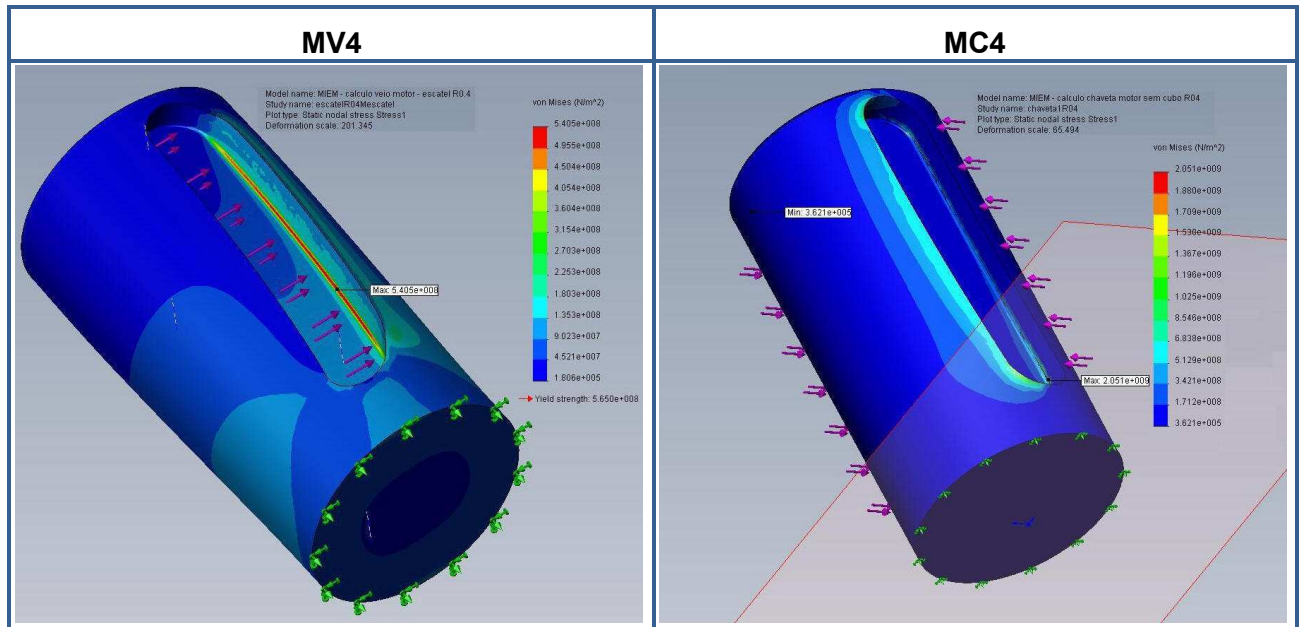


Tabela 25 – cont.



Comparação resultados

Tabela 26 - Comparação de resultados de tensão de corte $\tau_{\theta z}$ e tensão normal σ (von Mises)

x	$\tau_{\theta z}$ [Pa]			σ (von Mises) [Pa]		
	42x	MVx	MCx	42x	MVx	MCx
2	2,034E+08	1,554E+08	4,370E+08 -6,494E+08	3,946E+08	7,224E+08	1,222E+09
3	1,843E+08	1,376E+08	4,249E+08 -6,516E-08	3,497E+08	6,136E+08	1,225E+09
4	1,738E+08	1,301E+08	4,195E+08 -6,511E+08	3,215E+08	5,405E+08	2,051E+09

Discussão dos Resultados

Verificamos que nos modelos MVx, as tensões de corte são inferiores às obtidas nos correspondentes 42x cerca de 25%, em todos os casos estudados.

Já os valores de tensão normal são significativamente mais elevados, sendo +83% no caso MV2, +75% no caso MV3 e +63% no caso MV4. Verifica-se uma tendência dos valores de MVx a convergir para os valores de 42x, mas os desvios são elevados.

O aspecto circular da distribuição das tensões na secção de encastramento está conforme esperado.

Com os modelos utilizados não foi possível determinar e justificar a origem destes desvios. Será necessário recorrer-se a estudos alternativos, nos quais se possa entender bem o comportamento do modelo e validar resultados.

A malha é a mesma nos modelos MVx e 42x, pelo que não será esta a origem dos desvios.

As cargas foram aplicadas uniformemente distribuídas na face do escatel. Assim a carga toma o valor máximo logo na vizinhança do raio de concordância. Esta modelação não será a mais correcta, nem corresponderá à realidade. Uma distribuição triangular das cargas, em altura, deverá aproximar o modelo da situação real. Assim, novos modelos deverão ser analisados considerando que a carga é nula na vizinhança da concordância e toma o valor máximo no diâmetro exterior do veio. É expectável que, nestas condições, haja um decréscimo das tensões calculadas na zona de concordância do escatel.

Os modelos MCx apresentam um comportamento completamente diferente do esperado. Não só os valores apresentam desvios significativos em relação aos casos 42x e MVx, como a distribuição das tensões segue padrões completamente diferentes. Em especial regista-se que as tensões máximas (as de corte e as normais von Mises) deixam de se registar nas concordâncias dos escateis e passam a registar-se no diâmetro exterior do veio.

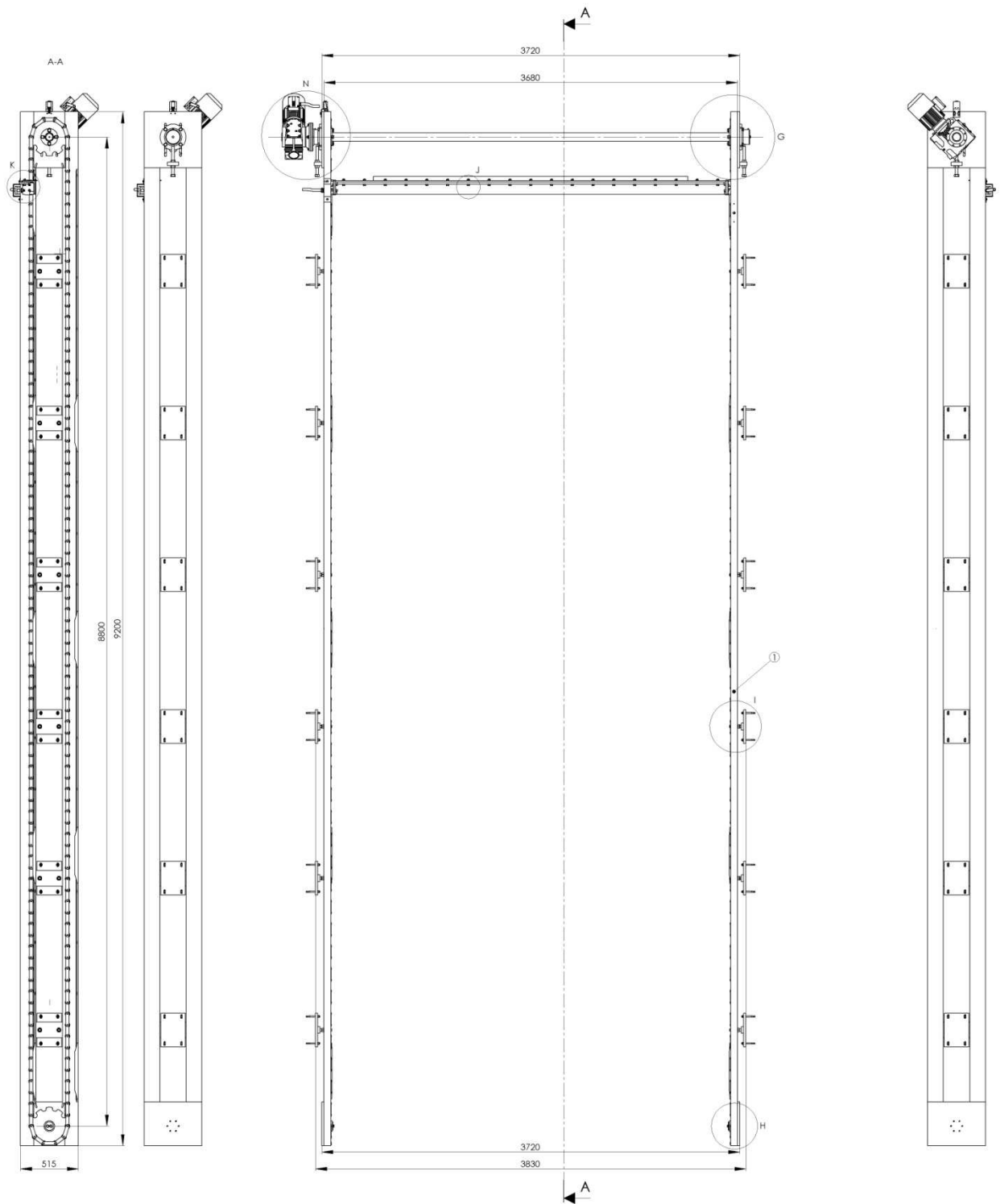
A malha dos modelos MCx é diferente, de menor precisão, da processada nos modelos 42x e MVx. No entanto este facto não explicará o desvio dos resultados deste modelo. Será necessário estudar outras hipóteses de contacto entre chaveta e veio, verificar a necessidade de alterar as características do material da chaveta (as propriedades mecânicas “normais” do material seleccionado, em especial os módulos de elasticidade, poderão não representar o comportamento real das chavetas em funcionamento), verificar a adequabilidade do solver utilizado (será importante comparar resultados obtidos com outros software de FEA, como o ANSYS ou o ABAQUS).

Conclusões

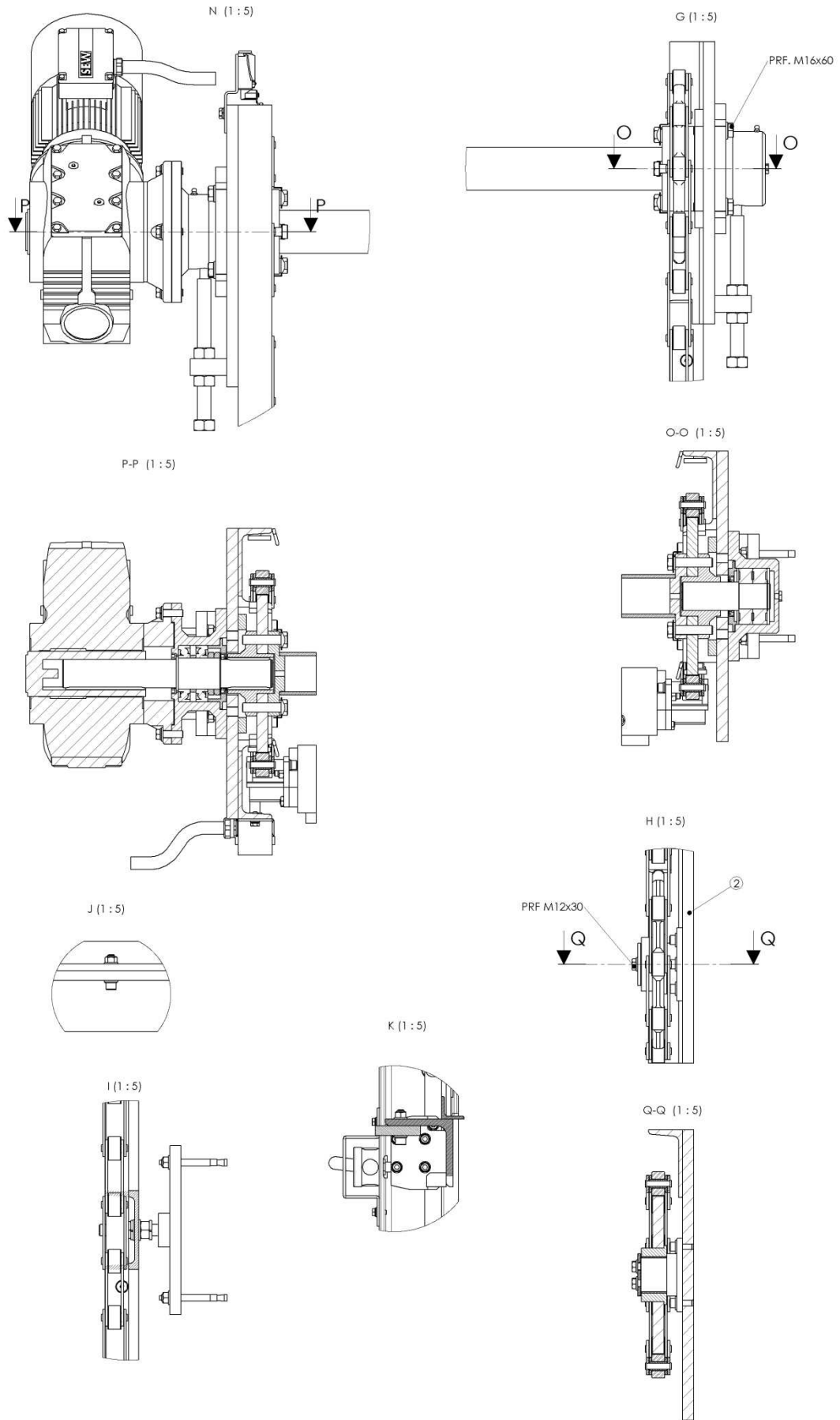
Os resultados até agora obtidos com estes modelos não permitem estabelecer conclusões. Como foi dito na discussão de resultados, será necessário processar novos estudos para validar os modelos, para os modelos MVx. Para os modelos MCx, o estudo passará pela comparação com resultados de modelos processados noutros softwares de FEA.

(esta página foi intencionalmente deixada em branco)

ANEXO E: Desenhos



Projecto de Equipamento Hidromecânico para Central Mini-hídrica



Bibliografia

1. **RENOLD.** 4 - Conveyor Chain Designer Guide.
2. **Dubbel, Heinrich, Beitz, W. and Kuttner, K. H.** *Handbook of Mechanical Engineering.* s.l. : Springer-Verlag, 1994. ISBN0-387-19868-7.
3. **Young, Warren C.** *ROARK'S Formulas for Stress & Strain - 6th Edition.* s.l. : McGraw-Hill International Editions, 1989. ISBN0-07-100373-8.
4. **Pilkey, Walter D.** *Peterson's Stress Concentration Factors - 2nd Edition.* s.l. : John-Wiley & Sons, 1997. ISBN0-471-53849-3.
5. **Spenlé, D. and Gourhant, R.** *Guide du Calcul en Mécanique pour maîtriser la performance des systèmes industriels.* s.l. : Hachette, 1998. ISBN2011675855.