

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

INTRODUÇÃO À ENGENHARIA MECÂNICA

Aula prática laboratorial

**REDUTOR
DE
ENGRENAGENS CILÍNDRICAS
DE
DENTADO EXTERIOR**

José António Almacinha

Departamento de Engenharia Mecânica

2016

As 1ª ed. (1997), 2ª ed. (1998) e 3ª ed. (2002) deste texto foram utilizadas no apoio às aulas práticas-laboratoriais de “Desmontagem, análise e montagem de sistemas mecânicos” da unidade curricular de Desenho Técnico (1º ano, 1º sem.) da Licenciatura em Engenharia Mecânica (LEM), nos anos letivos de 1997/98 a 2005/06, e posteriormente do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica (MIEM) da FEUP, nos anos letivos de 2007/08 a 2012/13.

As 4ª ed. (2013) e 5ª ed. (2016) deste texto são utilizadas no apoio a aulas práticas da unidade curricular de Introdução à Engenharia Mecânica (IEM) do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica (MIEM) da FEUP.

1 – Funções e Campos de Aplicação

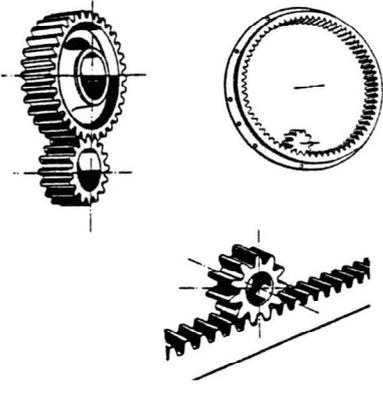
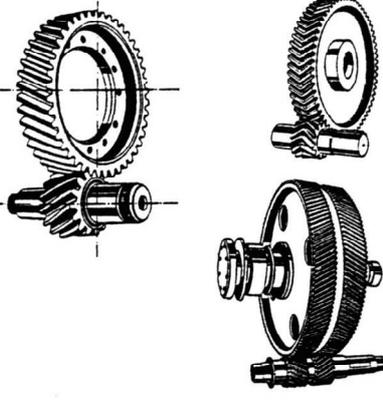
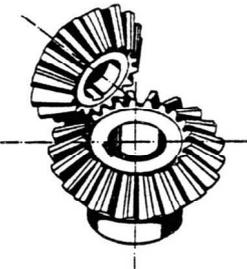
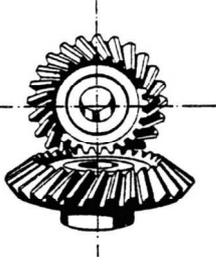
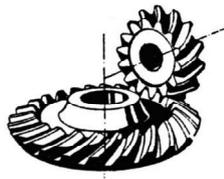
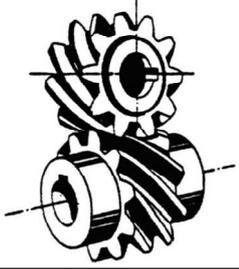
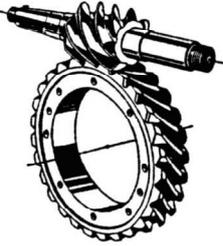
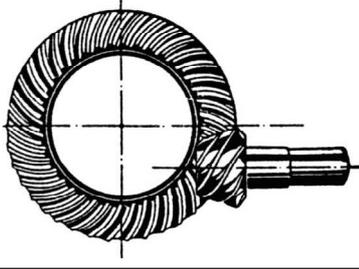
O fornecimento de energia mecânica à generalidade dos **sistemas de produção**, utilizados nos mais diversos tipos de indústrias, é efetuado, normalmente, sob a forma de um binário motor M_t [kN·m] e de um movimento de rotação (velocidade angular ω [s⁻¹]), isto é a Potência: $P = M_t \cdot \omega = M_t \cdot 2 \cdot \pi \cdot n / 60$ [kW]. O acionamento dos sistemas de produção pode ser realizado por intermédio de diferentes tipos de **máquinas motrizes** (motores elétricos, de combustão interna, turbomáquinas), tornando-se, geralmente, necessário intercalar uma **transmissão mecânica** que permita modificar as características dinâmicas da energia motriz disponibilizada, de modo a que, no final, se obtenham as forças e os movimentos necessários (força e deslocamento linear ou momento tissor e deslocamento angular) à efetivação das operações requeridas nos diferentes processos de transformação dos produtos.

A transmissão de potência mecânica entre veios, com uma disposição não coaxial, pode ser materializada através de mecanismos de transmissão por correias, por cabos, por correntes, por rodas de atrito ou por engrenagens. Uma definição geral dos campos preferenciais de utilização de cada um daqueles dispositivos encontra-se disponível na literatura técnica da especialidade, [1, 2].

As transmissões mecânicas por **engrenagens** (“*gear pairs*” – pares de rodas dentadas) constituem a solução técnica com um carácter mais universal, podendo ser aplicadas entre veios paralelos, veios concorrentes ou veios não complanares. Os sistemas de engrenamento podem transmitir toda a gama de potências, desde micropotências, próprias de aparelhos de medição, por exemplo, até elevadas potências, tais como as instaladas nos grandes navios, trabalhando, também, com frequências de rotação e **razões de transmissão** (“*transmission ratios*” – ω_1/ω_2 – quociente da velocidade angular da roda mandante pela velocidade angular da roda mandada) que podem atingir valores muito significativos. Distinguem-se, ainda, por possuírem uma baixa relação peso / potência, pela transmissão de forças sem escorregamento relativo dos perfis dentados, no ponto de tangência dos respetivos círculos primitivos (razão de transmissão constante e independente do carregamento), garantindo assim uma boa exatidão dos movimentos de rotação, pela sua durabilidade e segurança de funcionamento, pela sua resistência às sobrecargas e diminuta manutenção, pelo seu reduzido atravancamento e elevado rendimento, embora, se registe, também, a existência de algumas exceções. Por outro lado, deve assinalar-se o seu custo mais elevado, bem como, um maior nível sonoro de funcionamento e uma transmissão relativamente mais rígida, quando comparados com outros dispositivos de transmissão.

Com base na posição relativa dos eixos das **rodas dentadas** (“*toothed gears*”) conjugadas, as diferentes engrenagens existentes são classificadas, normalmente, em três tipos principais: **engrenagens paralelas** (ou cilíndricas – “*parallel gears*”), **concorrentes** (ou cónicas – “*bevel gears*”) e **esquerdas** (“*crossed gears*”). No quadro 1, apresenta-se um resumo, não exaustivo, dos diferentes tipos de engrenagens, indicando-se, adicionalmente, valores limite nominais de algumas das suas principais características de funcionamento.

Quadro 1 – Diferentes tipos de engrenagens (“gear pairs”)

ENGRENAGENS PARALELAS OU CILÍNDRICAS (EIXOS PARALELOS)			
DENTADO RETO	DENTADO HELICOIDAL		OBSERVAÇÕES
			<p>Para mecanismos com um ou mais andares de transmissão e com as seguintes características limites nominais:</p> <p>Razões de transmissão até 8:1 (10:1), por andar.</p> <p>Potências até 15 000 kW a 22 400 kW.</p> <p>Velocidades tangenciais no primitivo de funcionamento até 150 a 200 m·s⁻¹.</p> <p>O rendimento, por andar, situa-se entre 95 % e 99 % (98 %).</p>
ENGRENAGENS CONCORRENTES OU CÔNICAS (EIXOS CONCORRENTES)			
DENTADO RETO	DENTADO INCLINADO	DENTADO ESPIRAL	OBSERVAÇÕES
			<p>Para razões de transmissão até 6:1 (8:1). Potências até 370 (reto) a 740 kW (inclinado). Velocidades tangenciais no primitivo de func. até 50 a 75 (150) m·s⁻¹. Para aumentar a capacidade de carga (até 3 700 kW) e o rendimento, diminuindo o ruído, utilizam-se dentes espirais.</p> <p>O rendimento é idêntico ao das engrenagens cilíndricas (97 % a 99 %).</p>
ENGRENAGENS ESQUERDAS (EIXOS NÃO COMPLANARES)			
DENTADO HELICOIDAL	PARAFUSO SEM-FIM / RODA DE COROA	DENTADO HIPÓIDE	
			
<p>OBSERVAÇÕES: Razões de transmissão até 5:1 e pequenos entre-eixos, mas também (20:1 a 100:1). Para a transmissão de baixas potências (até 75 kW), pois o contacto entre dentes inicial é do tipo pontual. Veloc. tangenciais no primitivo de funcionamento até 25 a 50 m·s⁻¹. Os rendimentos aproximam-se dos registados nas engrenagens cilíndricas helicoidais (até 95 %).</p>	<p>Razões de transmissão de 10:1 até 60:1 (100:1). Potências até 560 a 750 kW. Velocidades tangenciais no primitivo de funcionamento até 60 a 70 m·s⁻¹. O rendimento situa-se entre 45 % e 95 %, sendo superior para menores razões de transmissão. Baixos níveis de ruído e de vibrações.</p>	<p>Razões de transmissão até 10:1, (20:1 a 100:1), pois o número de dentes do pinhão pode descer até 5. Para pequenas distâncias entre eixos, com uma redução de ruído. Potências até 740 kW. Veloc. tang. no prim. de func. até 40 a 75 m·s⁻¹. Rendimentos ligeiramente inferiores aos registados nas engrenagens cônicas, desde (60 %) até 85 % a 95 % e um aquecimento um pouco mais elevado.</p>	

Assinala-se, no entanto, a existência de muitos casos de aplicação em que as condições de operação não permitem atingir os limites indicados e de alguns outros que, por sua vez, funcionam com valores substancialmente superiores, [1, 3, 4, 5, 6 e 7].

As engrenagens cilíndricas (“*cylindrical gear pairs*”) **com dentados reto** (“*spur gear teeth*”) **ou helicoidal** (“*helical gear teeth*”) (ver também o livro de Simões Morais, Desenho Técnico Básico – DTB-3, pp. 296-298), objeto de análise neste trabalho, são utilizadas entre eixos paralelos, para transmissões de **um só andar de redução** (“*single-stage*”, isto é, com uma só engrenagem), com razões de transmissão até **8:1** (em casos extremos, até **18:1**), de **dois andares de redução** (“*two-stage*”, isto é, com duas engrenagens) até **45:1** (em casos extremos, até **60:1**) e de **três andares de redução** (“*three-stage*”, isto é, com três engrenagens) até **200:1** (em casos extremos, até **300:1**), constituindo, assim, aquilo que se designa por **trem de engrenagens** (“*train of gears*”), para potências nominais até **22 400 kW**, com velocidades tangenciais no primitivo de funcionamento até **200 m·s⁻¹** e frequências de rotação até **100 000 rpm** ou **rot·min⁻¹**. O rendimento de cada andar de redução situa-se, normalmente, entre **95 % e 99 %**, dependendo da forma construtiva adotada e das suas dimensões [1].

As engrenagens cilíndricas de dentado reto (“*spur gear pairs*”) são objeto de processos de conceção, produção e controlo relativamente simples e com grande difusão, sendo adotadas como solução construtiva, pela generalidade dos projetistas, sempre que tal se mostra possível e aconselhável. Estas engrenagens são, normalmente, concebidas para baixas e médias velocidades, solicitando os apoios dos veios apenas com esforços radiais. No entanto, se o ruído de funcionamento não for uma variável importante do projeto, podem trabalhar em quase todos os regimes de velocidades, também acessíveis com outros tipos de engrenagens. **Rodas de dentado reto** (“*spur gears*”), utilizadas em turbinas a gás de aviões, funcionam, por vezes, com velocidades no primitivo acima dos **50 m·s⁻¹**, se bem que, em geral, este tipo de engrenagens não seja utilizado para velocidades muito superiores a **20 m·s⁻¹**. Se o custo de produção for um fator importante, o dentado reto pode ser uma boa escolha, pelo facto do conjunto dos diferentes processos produtivos, passíveis de utilização na sua fabricação, ser o mais diversificado de todos os inerentes a qualquer outro tipo de engrenagens, [8].

As engrenagens cilíndricas exteriores de dentado helicoidal (“*helical gear pairs*”) são, geralmente, utilizadas em regimes de funcionamento com grandes potências e elevadas velocidades e sempre que se pretenda um nível sonoro mais reduzido. Apresentam uma maior durabilidade, mas induzem uma componente axial nas ações exercidas sobre os apoios dos veios. Deve assinalar-se a existência de engrenagens deste tipo projetadas para a transmissão de potências da ordem de **45 000 kW**, em equipamentos das indústrias petrolífera e naval [8], o que dificilmente poderá ser conseguido com uma só engrenagem de outro tipo.

Em termos gerais, os dentes das rodas dentadas podem apresentar múltiplas formas e perfis. As curvas consideradas, tradicionalmente, mais apropriadas para a execução dos flancos dos dentes são:

a ciclóide, a epicyclóide, a hipociclóide, a periciclóide e a **evolvente de círculo** (“*involute of a circle*”) (ver livro de Simões Morais, Desenho Básico – DC-1, pp. 89-91).

As quatro primeiras curvas, estudadas, entre outros, por N. de Cusa, A. Durer, G. Cardano e Ph. de la Hire, entre os séculos XV e XVII, são, teoricamente, de execução mais exata, apresentando as engrenagens, nelas baseadas, um atrito entre dentes, um desgaste, uma pressão nos flancos e um número mínimo de dentes, para evitar a ocorrência de interferência de corte nos seus pés, inferiores aos registados para um equivalente dentado em evolvente de círculo. No entanto, a necessidade da existência de um entre-eixo de funcionamento rigorosamente igual à distância entre eixos normal, para que o engrenamento se realize sem erros periódicos de rotação, e uma fabricação precisa mais difícil, com a utilização de ferramentas mais caras, levaram ao desinteresse da sua aplicação na esmagadora maioria das aplicações industriais. Atualmente, a sua utilização cinge-se a certas engrenagens de relojoaria, a alguns mecanismos muito pequenos, aos rotores do compressor “*Root*” e de bombas e ventiladores volumétricos e a pouco mais, [1, 4, 7, 9 e 10].

Em contrapartida, **o dentado com perfil em evolvente de círculo**, figura 1, já recomendado no final do século XVII por Ph. de la Hire e exaustivamente estudado por L. Euler, considerado por muitos como o “pai das engrenagens em evolvente de círculo”, por volta de 1754, **apresenta um conjunto de vantagens muito significativas**, comparativamente ao dentado de perfil cicloidal, algumas delas já assinaladas por G. Grant, em 1899, na sua obra “*A Treatise on Gear Wheels*”, que impuseram o seu uso quase exclusivo na generalidade das diferentes aplicações industriais, podendo destacar-se, pela sua importância:

- a possibilidade de variar a distância entre eixos a' das rodas, dentro de certos limites, sem que as características de funcionamento da engrenagem sejam afetadas;
- a linha de ação é uma reta com um ângulo de pressão de funcionamento α' constante ao longo de todo o contacto entre cada par de dentes, permitindo, assim, que as forças transmitidas entre as duas rodas tenham uma direção de atuação também constante;
- a talhagem precisa das rodas dentadas, por um processo de geração, através de ferramentas de corte simples e normalizadas, com flancos de perfil reto, permitindo, para um mesmo módulo m , cortar rodas com um qualquer número de dentes z , por intermédio de uma única ferramenta;
- características adequadas ao estabelecimento de um sistema de normalização e à adoção do princípio da intermutabilidade em sistemas mecânicos correntes;
- a possibilidade de fabricação de rodas com dentado corrigido recorrendo apenas a ferramentas de corte normalizadas.

A **teoria da geração do dentado em evolvente de círculo** encontra-se tratada de uma forma bastante desenvolvida em diferentes obras de referência [4, 11, 12 e 13].

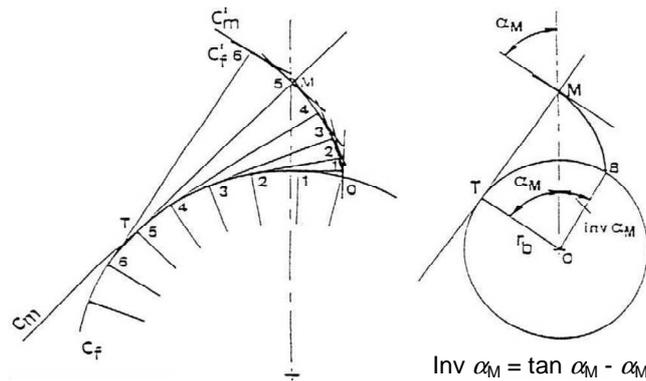


Figura 1 – A geração da evolvente de círculo

Desde o início do século XX, têm sido desenvolvidos numerosos estudos com vista a aprofundar os conhecimentos sobre as condições de funcionamento das engrenagens com dentes de perfil em evolvente de círculo. A enorme experiência entretanto adquirida tem permitido a publicação de inúmeras obras de referência e o desenvolvimento de importantes sistemas de normalização nacionais e internacionais (DIN, NF, SNV-VSM, AGMA, ISO), capazes de assegurar a conceção de engrenagens, com boa fiabilidade, em condições de utilização corrente.

Um estudo sobre qualquer aspeto funcional de uma **engrenagem cilíndrica exterior com dentado em evolvente de círculo** pressupõe um conhecimento aprofundado das suas características geométricas e cinemáticas fundamentais. Um tratamento unificado dos dentados reto e helicoidal aconselha a que a generalidade dos conceitos e parâmetros geométricos e cinemáticos sejam referidos a um plano perpendicular aos eixos das rodas da engrenagem – **a secção transversal**.

A caracterização de uma engrenagem cilíndrica necessita da prévia especificação dos seguintes **parâmetros independentes caracterizadores da sua talhagem e funcionamento** (ver também o livro DTB-3, pp. 296-298), alguns dos quais indicados na figura 2 (o índice 1 é relativo ao **pinhão** (roda com pequeno número de dentes) e o índice 2 à **roda**):

α – ângulo de pressão: normal – α_n ; do perfil de referência – α_p ; de talhagem – α_{p0}

O **ângulo de pressão** (“*pressure angle*”) num ponto do perfil do dente é o ângulo agudo compreendido entre o raio vetor e a tangente ao perfil nesse ponto. Por sua vez, o **ângulo de pressão normal** α_n é o ângulo de pressão num dos pontos da linha de flanco de referência do dente.

Os ângulos de pressão mais utilizados industrialmente são, [15]: 15°, (14,5), 17,5°, **20°**, 22,5° e 25°. O aumento de α_n permite reforçar a base dos dentes e diminuir a pressão superficial nos seus flancos, mas, por outro lado, provoca uma redução da razão de condução aparente da engrenagem e o aumento da componente radial da força de contacto e das ações atuantes nos apoios dos veios. Em engrenagens cilíndricas de mecânica geral e mecânica pesada, a normalização nacional de diferentes países e a normalização internacional (ISO 53: 1998) fixam o valor do ângulo de pressão do perfil de referência em $\alpha_p = 20^\circ$.

Os ângulos de pressão de 15° continuam a utilizar-se em certos equipamentos da indústria gráfica e em transmissões que requerem bastante exatidão cinemática. Ângulos de $17,5^\circ$ têm aplicação em engrenagens da indústria naval com "dentes altos", também designadas por "high contact ratio gears" (HCRG) na literatura de língua inglesa, sempre que é necessário um funcionamento silencioso. Quando o dentado deve ser submetido a tensões de contacto muito elevadas e a suavidade do seu funcionamento não é uma característica fundamental, podem especificar-se ângulos α_n de $22,5^\circ$ e de 25° .

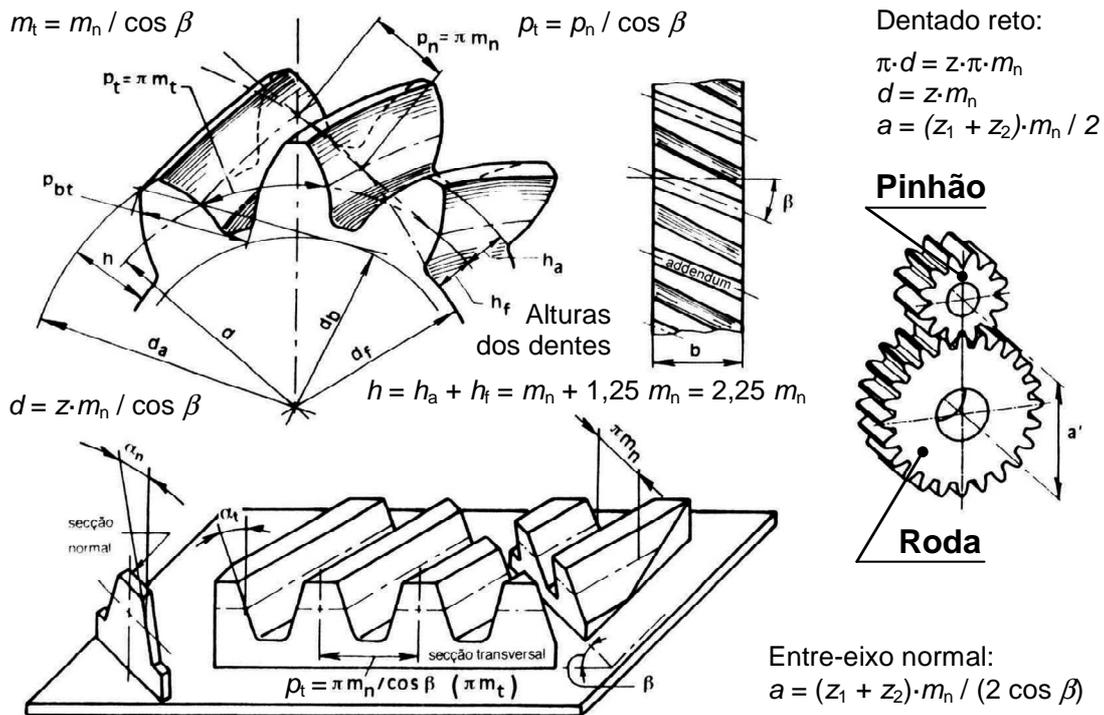


Figura 2 – Alguns parâmetros característicos das rodas dentadas cilíndricas

m_n – módulo normal (m_0 – módulo de talhagem).

O **módulo** ("module") normal é definido como sendo o quociente do **passo normal** ("normal pitch"), p_n , expresso em milímetros, pelo número π ($m_n = p_n / \pi$). A opção pela especificação de valores racionais para os módulos, em detrimento de valores para os passos normais, evita que, devido à presença do número π , os **diâmetros primitivos** ("reference diameters") d e as distâncias entre eixos a' sejam números irracionais. O módulo utiliza-se não só para o cálculo dos diâmetros primitivos, mas também como medida das proporções das características dos perfis dentados (alturas h , h_a , h_f , etc.), ver figura 2.

Por sua vez, o **passo normal** ($p_n = \pi \cdot m_n$) é o comprimento do arco de hélice (arco do círculo, no caso do dentado reto) entre dois flancos direitos ou esquerdos sucessivos sobre o cilindro primitivo de corte, na secção normal dos dentes.

A norma ISO 54: 1996 fixa os valores dos módulos normais para engrenagens de mecânica geral e mecânica pesada ($1 \leq m_n \leq 50$), excluindo a indústria automóvel. A norma DIN 780-Part 1: 1977

contempla, adicionalmente, as engrenagens de engenharia de precisão e de veículos automóveis, alargando a série de módulos fixados ($0,05 \leq m_n \leq 70$).

β – ângulo de hélice primitiva.

O **ângulo de hélice** (“*helix angle*”) é o ângulo agudo compreendido entre a tangente a uma hélice e a geratriz do cilindro sobre a qual ela se desenvolve. Os ângulos de hélice primitiva tomam geralmente valores compreendidos no campo ($0^\circ \leq \beta \leq 45^\circ$). A norma DIN 3978: 1979 indica valores recomendados de β que permitem que uma dada **roda de dentado helicoidal** (“*helical gear*”) possa ser obtida por um qualquer processo de fabricação disponível. O aumento do ângulo de hélice primitiva permite reduzir o nível sonoro da engrenagem e aumentar a sua capacidade de carga. Ângulos β de 10° a 15° são indicados para dentados helicoidais simples, devido à componente axial da força de contacto gerada permanecer relativamente pequena. No **dentado em espinha** (ou **helicoidal duplo**) [“*double helical (or herringbone) toothings*”] devem utilizar-se ângulos $\beta \geq 30^\circ$ e de preferência à volta de 35° , [8].

z_1 e z_2 – números de dentes.

Em engrenagens de mecânica geral ($\alpha_n = 20^\circ$), o relatório técnico ISO/TR 4467: 1982 recomenda que o **número de dentes** (“*number of teeth*”) virtual de uma roda (n° de dentes retos de módulo m_n passíveis de existir numa roda virtual de raio primitivo igual ao maior raio de curvatura da secção elíptica normal à hélice primitiva: $z_{vi} \approx z_i / \cos^3 \beta$) deve ser sempre $z_v \geq 6$ e a soma dos números de dentes virtuais da engrenagem deve ser sempre $\Sigma z_v \geq 20$ e preferencialmente $\Sigma z_v \geq 24$.

Winter [16] indica $z_1 = 12$ como o menor número de dentes aconselhado, na prática, para pinhões de engrenagens de transmissão de potência (conjugados com rodas de $z_2 \geq 23$), enquanto, para a transmissão de movimento, com rodas de dentado reto, este número pode baixar para $z_1 = 7$ (em mecânica geral e mecânica pesada) e $z_1 = 5$ (em mecânica de precisão). No entanto, deve assinalar-se que a utilização de $z_1 = 7$ pressupõe a aceitação da existência de uma pequena interferência de corte nos pés dos dentes, pois, para valores inferiores a $z_1 = 8$, a eliminação dessa interferência produz um dente pontiagudo e encurtado.

b_1 e b_2 – larguras dos dentados.

Em mecânica geral, as rodas de dentado reto apresentam **larguras de dentado** (“*facewidth*”) com valores de $b = (6 \div 16) m_n$, utilizando-se, normalmente, $b = 10 m_n$, em aplicações correntes e nas máquinas-ferramenta, em particular, [14]. Por outro lado, G. Henriot [4] afirma que, para se conseguir uma utilização profícua de rodas de dentado helicoidal, a largura do dentado deve tomar um valor $b \geq \pi \cdot m_n / \sin \beta$.

a' – entre-eixo de funcionamento.

Uma engrenagem pode ser obrigada a trabalhar com um **entre-eixo de funcionamento** (“*centre distance*”), a' , diferente do **entre-eixo normal** (“*reference centre distance*”), a , geralmente por razões

construtivas. As rodas dentadas de uma engrenagem que opere nestas condições necessitam de ter dentes com perfil corrigido. Em mecânica geral, o relatório técnico ISO/TR 4467: 1982, ao indicar limites recomendados e convencionais para o somatório das correções relativas (coeficientes de desvio) dos perfis dos dentes das rodas de uma engrenagem, recomenda, indiretamente, valores limite para a diferença entre o entre-eixo de funcionamento a' e o entre-eixo normal a [$c/ a = (z_1 + z_2) \cdot m_n / (2 \cdot \cos \beta)$].

x_1 e x_2 – coeficientes de desvio.

Um dentado diz-se corrigido, quando a linha primitiva de talhagem da cremalheira de corte não coincide com a sua linha de referência (linha em relação à qual $s_{p0} = e_{p0} = \pi \cdot m_0 / 2$). A distância $x \cdot m_0$ entre essas duas linhas designa-se por **desvio** ou **correção absoluta** (“*profile shift*”). Na figura 3, pode observar-se o efeito da correção de dentado na variação do perfil dos dentes. Se as rodas de uma engrenagem tiverem dentado corrigido, podem ocorrer duas situações:

- i) Correção de dentado sem variação de entre-eixo. O funcionamento de uma engrenagem com entre-eixo normal obriga a que a soma algébrica dos **coeficientes de desvio** (“*profile shift coefficients*”) impostos às duas rodas deva ser nula;

$$x_1 + x_2 = 0.0$$

- ii) Correção de dentado com variação de entre-eixo. A adoção de coeficientes de desvio x_1 e x_2 para o pinhão e a roda, tais que a sua soma algébrica seja não nula, leva a que o entre-eixo de funcionamento tenha de ser diferente do normal;

$$x_1 + x_2 > 0.0 \rightarrow a' > a \text{ (em que o entre-eixo normal: } a = (z_1 + z_2) \cdot m_n / (2 \cdot \cos \beta)\text{)}$$

$$x_1 + x_2 < 0.0 \rightarrow a' < a$$

Em mecânica geral, o relatório ISO/TR 4467: 1982 e o documento E 23-013: 1980 indicam limites recomendados e convencionais para x_1 , x_2 e Σx , bem como zonas para casos especiais, para as quais se torna necessário verificar as características de funcionamento.

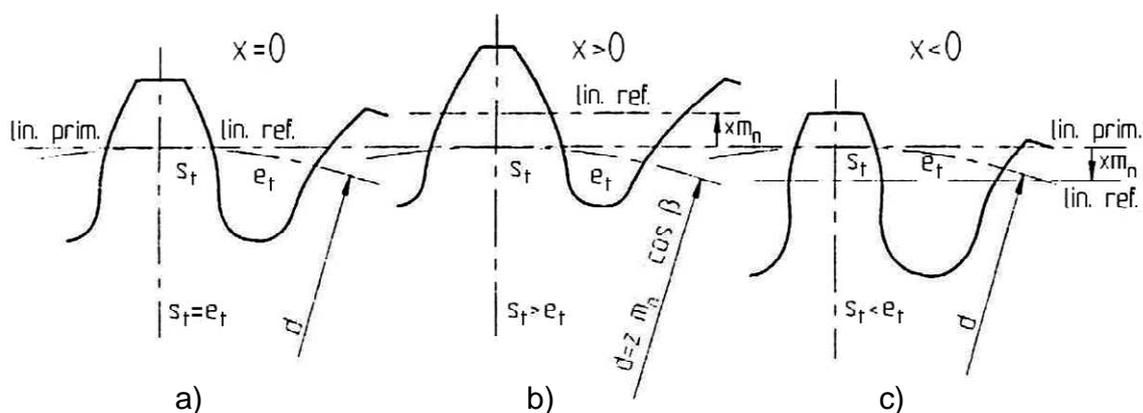
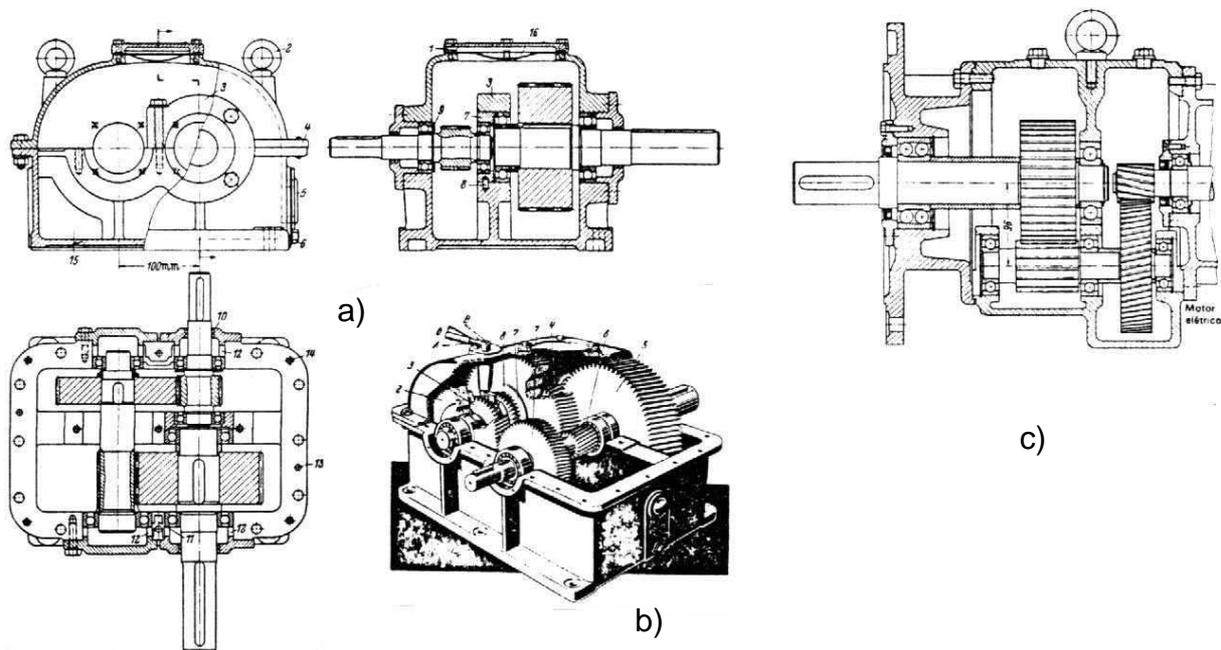


Figura 3 – Comparação entre dentados: a) dentado normal ($x = 0$); b) dentado corrigido positivamente ($x > 0$); c) dentado corrigido negativamente ($x < 0$)

- n_1 – frequência de rotação do veio de entrada [rpm ou rot·min⁻¹].
- P – potência nominal transmitida [kW].

Os **redutores de engrenagens cilíndricas de dentado exterior** (“*external cylindrical gear speed reducers*”) são sistemas **conversores de binário**, baseados neste tipo de engrenagens, que trabalham quase sempre como redutores de velocidade e multiplicadores de binário. Normalmente, os veios paralelos são dispostos num plano horizontal, coincidente com o plano de separação dos dois meios corpos [ver exemplos nas figuras 4 a) e b)], mas, na transmissão de pequenas e médias potências adotam-se também corpos únicos, com tampas laterais que permitam a montagem e a desmontagem dos vários componentes [1] [ver exemplo na figura 4 c)].



- a) Redutor universal com dois andares de redução (isto é, com duas engrenagens).
- b) Redutor universal com dois andares de redução e um seletor de duas razões de transmissão diferentes no primeiro andar (constituído por três engrenagens).
- c) Moto-redutor com dois andares de redução (isto é, com duas engrenagens).

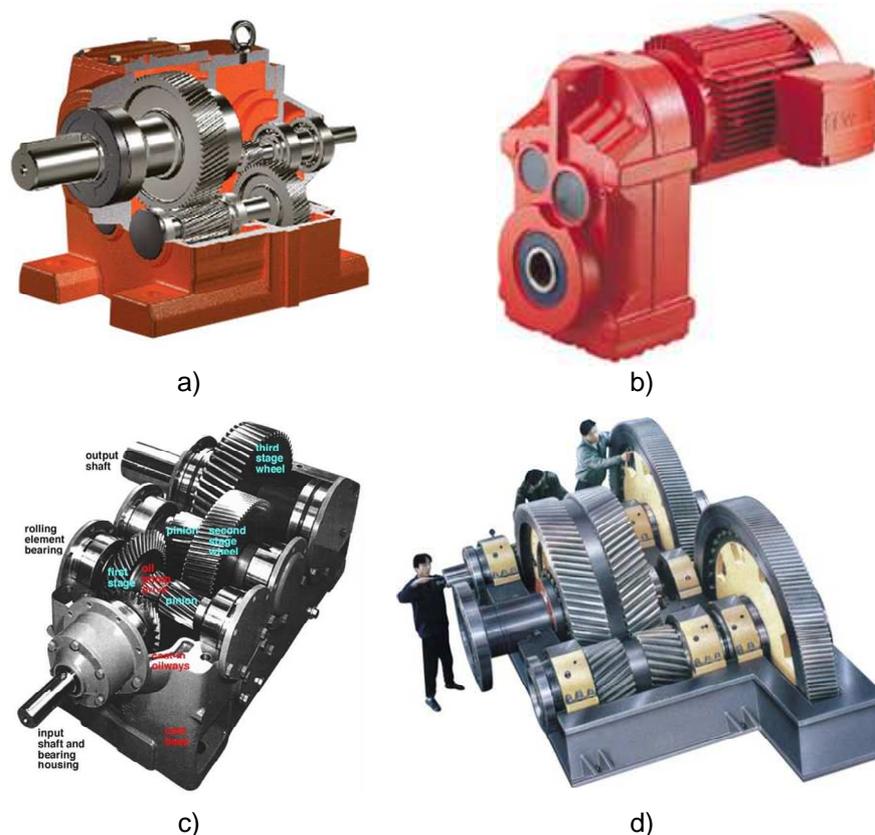
Figura 4 – Exemplos de redutores de engrenagens cilíndricas de dentado exterior [1]

Nos redutores com vários andares, deve decidir-se se os veios de entrada e de saída devem estar alinhados (num exemplo com dois andares, $a'_1 = a'_2$), ver figura 4, se os andares (no plano dos eixos) devem ser sobrepostos ou dispostos um à frente do outro, ver figuras 4 e 5. Em geral, uma transmissão com **uma disposição que mais se aproxime de um quadrado resultará mais compacta**, com um peso e um custo menores.

Nos casos de transmissões que necessitem de **grandes razões de transmissão**, recorre-se a mais do que um andar de redução, de modo a que **a razão de transmissão total i** seja obtida através do produto das razões i_i ($\omega_{1i}/\omega_{2i} = z_{2i}/z_{1i}$) dos diferentes andares $i = i_1 \times i_2 \times i_3 \dots$. **Quando as velocidades de funcionamento são elevadas**, os técnicos alemães sugerem a imposição das

maiores razões i_i nos andares de entrada, o que provoca um maior abaixamento das velocidades nos veios intermédios e um aumento dos correspondentes momentos torsores, dando origem a um conseqüente sobredimensionamento dos veios e das rodas, com um aumento das suas massas, que conduz a uma redução das velocidades críticas do redutor (características internas do sistema), afastando-as da velocidade de funcionamento e evitando, assim, o aparecimento de níveis de vibração e ruído indesejáveis, nomeadamente, pela possibilidade de ocorrência de fenómenos de ressonância.

No entanto, **em aplicações correntes de redutores de velocidade**, utiliza-se o procedimento contrário (menores razões i_i nos andares de entrada) para poder projetar rodas e veios intermédios menos pesados e conseguir obter conversores mais leves e com menor atravancamento.



- a) Redutor universal WUMA com dois andares de redução (isto é, com duas engrenagens helicoidais).
- b) Moto-redutor SEW com dois ou três andares de redução (com duas ou três engrenagens helicoidais).
- c) Redutor universal com três andares de redução (uma engrenagem cônica espiral, na entrada, seguida de duas engrenagens cilíndricas de dentado helicoidal).
- d) Caixa redutora CN GPOWER GEARBOX Co., da série JS, para potências desde 800 kW até 4500 kW, utilizada em sistemas de moagem (cimento, metalurgia, açúcar, etc.) acionados centralmente.

Figura 5 – Exemplos de redutores com engrenagens cilíndricas de dentado exterior

Na referência [1], mostra-se que, genericamente, **para razões de transmissão $i \geq 7,3:1$** , as configurações com **dois andares** apresentam-se mais vantajosas do que as versões com um andar. Por outro lado, até certos limites de potência (**até 75 a 375 kW, para $i \geq 10:1$**), as **transmissões de parafuso sem-fim/roda de coroa** (“*worm gear pairs*”) são mais pequenas, mais leves e mais baratas do que as transmissões por engrenagens cilíndricas.

2 – Descrição Funcional

Acompanhe a leitura desta secção com a consulta dos desenhos nºs REC-1, REC-2, REC-3 ou REC-4, conforme o caso em análise, fornecidos em anexo.

Estes conversores de binário podem ser do tipo **reductor universal** (“*universal speed reducer*”), permitindo acoplamentos diferenciados com as várias máquinas motrizes, ou do tipo **moto-reductor** (“*gearmotor*”), em que o acionamento da caixa redutora é realizado por intermédio de um **motor elétrico** (com **frequências de rotação** de 3000, 1500, 1000 ou 750 rpm) nela diretamente acoplado.

A maioria deste tipo de conversores trabalha como reductor de velocidade e multiplicador de binário. Alguns deles estão preparados (com flanges ou diferentes tipos de patas e respetivas furações no **cárter**) para poderem ser montados quer numa posição horizontal quer numa posição vertical.

Os redutores são, basicamente, constituídos por um **corpo único** (na transmissão de pequenas e médias potências), que aloja e suporta os **trens de engrenagens cilíndricas** de dentados reto e/ou helicoidal, com aberturas laterais, para permitir o acesso ao seu interior, fechadas por **tampas** (“*covers*”) montadas ajustadas ao corpo e fixadas por intermédio de **parafusos** (“*screws*”).

Os **veios** (“*shafts*”) suporte das **rodas dentadas** (“*gears*”), construídos em aços de construção ao carbono ou ligados, estão apoiados em **rolamentos** (“*rolling bearings*”) de esferas rígidos ou de rolos cilíndricos, quando os esforços radiais transmitidos são mais relevantes, ou, ainda, em rolamentos de esferas de contacto angular ou de rolos cónicos, quando os esforços radiais e axiais transmitidos pelas rodas de dentado helicoidal são muito significativos. Por sua vez, os rolamentos estão alojados e posicionados axialmente, em alguns casos, também, com o auxílio de **anéis elásticos** (“*circlips*”), em furos existentes quer no corpo quer nas tampas.

As rodas de pequenos números de dentes são talhadas diretamente no veio (**veios-pinhão** – “*pinion shafts*”), enquanto as restantes rodas são ligadas, em rotação, aos veios, através da interposição de **chavetas paralelas** (“*parallel keys*”). O posicionamento axial de algumas das rodas dentadas é assegurado com o recurso a **casquilhos espaçadores** (“*spacer sleeves ou distance bushes*”) montados nos veios.

O **corpo** tem, também, como função servir de **reservatório de óleo lubrificante**, estando munido de furos roscados com **tacos** (“*plugs*”), também designados por **bujões** ou **tampões** (parafusos com ou sem cabeça apropriados), para o enchimento (com respiro), a purga e a verificação do nível de óleo. De acordo com o tipo de montagem adotado, deve utilizar-se um posicionamento apropriado para o taco com respiro.

3 – Instruções de Desmontagem

Siga cuidadosamente as instruções seguintes, de modo a garantir a integridade dos diferentes componentes do conjunto e retire as notas que achar necessárias para permitir efetuar, posteriormente, uma correta sequência de montagem. Atendendo ao peso significativo de alguns dos componentes, devem ser tomadas todas as precauções julgadas convenientes, para evitar a ocorrência de qualquer acidente de trabalho.

- 1 - Retire, com o auxílio do maço de material plástico, as **chavetas** (“keys”), eventualmente existentes nas **pontas dos veios** (“shaft ends”).
- 2 - Desaperte os vários **parafusos** que asseguram a fixação das **tampas** das aberturas existentes no **corpo**.
- 3 - Retire, com o auxílio de um alicate apropriado, os diferentes **anéis elásticos** de veio, que garantem a fixação axial de algumas das **rodas**. Em alguns modelos, a desmontagem das rodas maiores pode ter de ser realizada com o auxílio de um **sistema saca-rodas** (um fuso, de ponta cónica, roscado a meio de uma barra com furos passantes laterais, para a introdução de parafusos). Neste tipo de sistema, começa-se por apoiar a ponta do fuso, roscado na barra, na ponta do veio, introduzindo dois parafusos nos furos laterais da barra e roscando-os nos furos existentes no corpo da rodas. Em seguida, movimenta-se o fuso no sentido em que o deslocamento originado na barra provoque o arrastamento das cabeças dos parafusos e, conseqüentemente, da roda. Retire também alguns dos **casquilhos espaçadores** existentes.
- 4 - Conforme o exemplar em análise e após a retirada dos diferentes elementos de fixação axial (**anéis elásticos** e tampas) dos **rolamentos**, pressione uma das extremidades dos veios, com o auxílio de umas pancadas dadas com o maço, para libertar os rolamentos dos apoios. Atendendo a que este trabalho é de índole didática, os diferentes conjuntos foram preparados de forma a que, pelo menos, um rolamento de cada tipo possa ser total e facilmente desmontado.
- 5 - Retire, algumas das **chavetas** dos escatéis dos veios.

Nota: Neste trabalho, quando existam **retentores** (“rotary shaft seals”) nas zonas, do corpo ou das tampas, de saída das pontas de veio, não se deve proceder à sua desmontagem, para evitar que possam ficar danificados, uma vez que a sua montagem foi realizada sob alguma pressão. Por outro lado, deve ter-se em conta que alguns ajustamentos entre peças foram aliviados para permitir uma desmontagem mais fácil desses componentes.

4 – Análise das Soluções Construtivas e de Alguns Componentes

Em primeiro lugar, aproveite a desmontagem dos componentes do conjunto para identificar e observar as soluções construtivas utilizadas.

4.1 – Disposição da cadeia cinemática

Analise a disposição para a cadeia cinemática e o tipo de dentado adotados. Determine as **razões de transmissão** em cada andar e **estimativas dos módulos dos dentes** de cada engrenagem.

4.2 – Apoios dos veios

Nas caixas reductores para transmissão de potências que induzam forças de engrenamento com componentes radiais e axiais significativas (**dentado helicoidal**), utilizam-se, geralmente, **rolamentos de rolos cónicos** (admissão de cargas: radiais, muito elevada; axiais, elevada numa direção) e **de esferas com contacto angular** (admissão de cargas: radiais, boa; axiais, elevada numa direção) para o apoio dos veios (ver figura 6). Nas engrenagens de **dentado reto**, as forças de engrenamento só apresentam componentes radiais, pelo que neste caso se empregam **rolamentos de esferas rígidos** (admissão de cargas: radiais, boa; axiais, de pouca a boa) ou **de rolos cilíndricos** (admissão de cargas: radiais, muito elevada; axiais, só em alguns tipos).

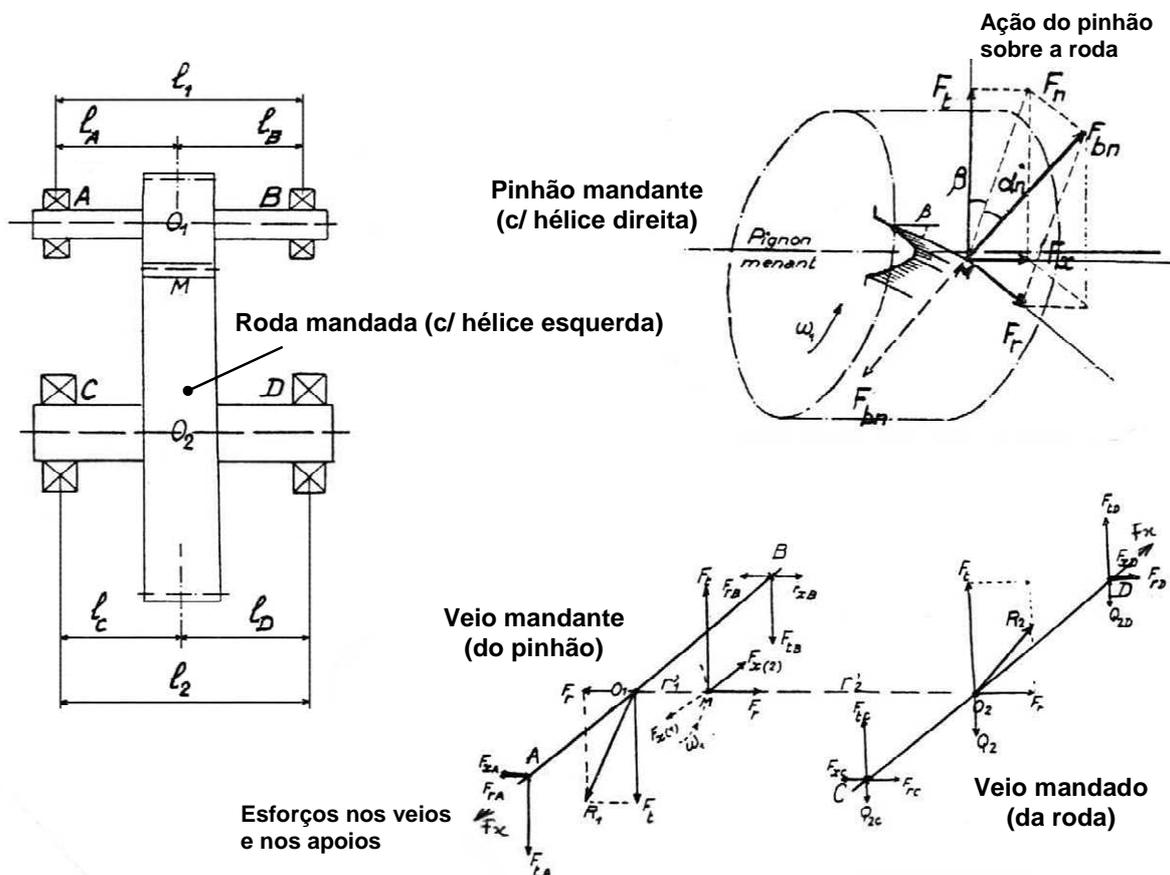


Figura 6 – Esforços nos veios e nos apoios de uma engrenagem paralela de dentado helicoidal [4]

4.3 – Ajustamentos entre peças

Observe como elementos geométricos, de peças distintas, com as mesmas dimensões nominais têm ligações diretas entre si, com características distintas, em resultado de uma escolha criteriosa das tolerâncias especificadas para a dimensões dos elementos-furo e dos elementos-veio (ex: **ajustamento deslizante justo** entre os ressalto das tampas e os furos do corpo e **ajustamento (ligeiramente) preso** entre os anéis exteriores dos rolamentos e os seus furos alojadores; **ajustamentos fortemente presos** entre os anéis interiores dos rolamentos e os tramos de veio respetivos. A ligação em rotação das rodas dentadas aos veios é realizada através dum enchavetamento livre, mas as rodas são montadas nos veios com ajustamentos que podem ir **desde o fortemente preso até ao apertado a frio** (se $n > 200$ rpm.) como proteção contra o efeito da fadiga no escatel do cubo das rodas.

4.4 – Elementos de vedação

Os **retentores** (“*rotary shaft seals*”) (nos casos em que se aplicam) são juntas de vedação de atrito radial constituídas por um material elastómero, uma armadura e uma mola de aço. As condições limite de funcionamento correntes são: pressão máxima de 1 a 10 bar (0,1 a 1 MPa); temperaturas entre -35 °C e $+120$ °C; velocidade circunferencial máxima na zona de atrito: $8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [2].

4.5 – Materiais

As **rodas dentadas cilíndricas** utilizadas em redutores são, geralmente, construídas em **aços de cementação** (CrNi ou MnCr), cementados, temperados e revenidos e, geralmente, retificados, ou em **aços de construção de liga** (CrNiMo), temperados e revenidos. Em rodas moderadamente solicitadas podem também utilizar-se **aços carbono sem elementos de liga**. Em engrenagens com razões de transmissão elevadas, o pinhão pode ser construído num aço com maior dureza superficial do que a do utilizado na roda [1, 4 e 15].

O **cárter** pode ser de **ferro fundido**, o que permite a obtenção de formas complexas, garantindo uma robustez e uma suavidade do funcionamento, nomeadamente, por possuir boas características de amortecimento interno de vibrações e ruído, ou em **construção soldada** [1].

4.6 – Lubrificação

Nas aplicações correntes, a lubrificação faz-se por chapinagem de óleo. A roda fica banhada no óleo, depositado no fundo do corpo (**cárter**), **até ao limite do indicador de nível**, se este existir (ou **até cerca de três vezes o valor da altura do seu dentado**, quando em movimento), sendo o óleo arrastado por ela até à zona de engrenamento. A velocidade tangencial da roda banhada não deve ser muito elevada (no máximo, **10 a 15 m·s⁻¹**), de modo a evitar a expulsão do óleo para o exterior, por ação da força centrífuga, e o seu aquecimento por agitação, com uma consequente diminuição da sua viscosidade e das correspondentes propriedades lubrificantes. **Para velocidades superiores**, poderá ser necessário prever um **sistema de lubrificação forçada**, por injeção [17].

4.7 – Produção dos dentados retos e helicoidais das rodas cilíndricas

Os dentados retos e helicoidais podem ser maquinados através de uma **fresa de forma** (processo menos preciso e para pequenas séries) ou talhados por um **processo de geração de dentado** através de **cremalheira de corte**, **buril-pinhão** ou **fresa-mãe**. Rodas de qualidade são submetidas a um processo de **acabamento por retificação** [17 e 18] (ver exemplos na figura 7). Os parâmetros de talhagem, ângulo de pressão α_{p0} e módulo m_0 , são fundamentais para a caracterização e a normalização destas ferramentas de corte.

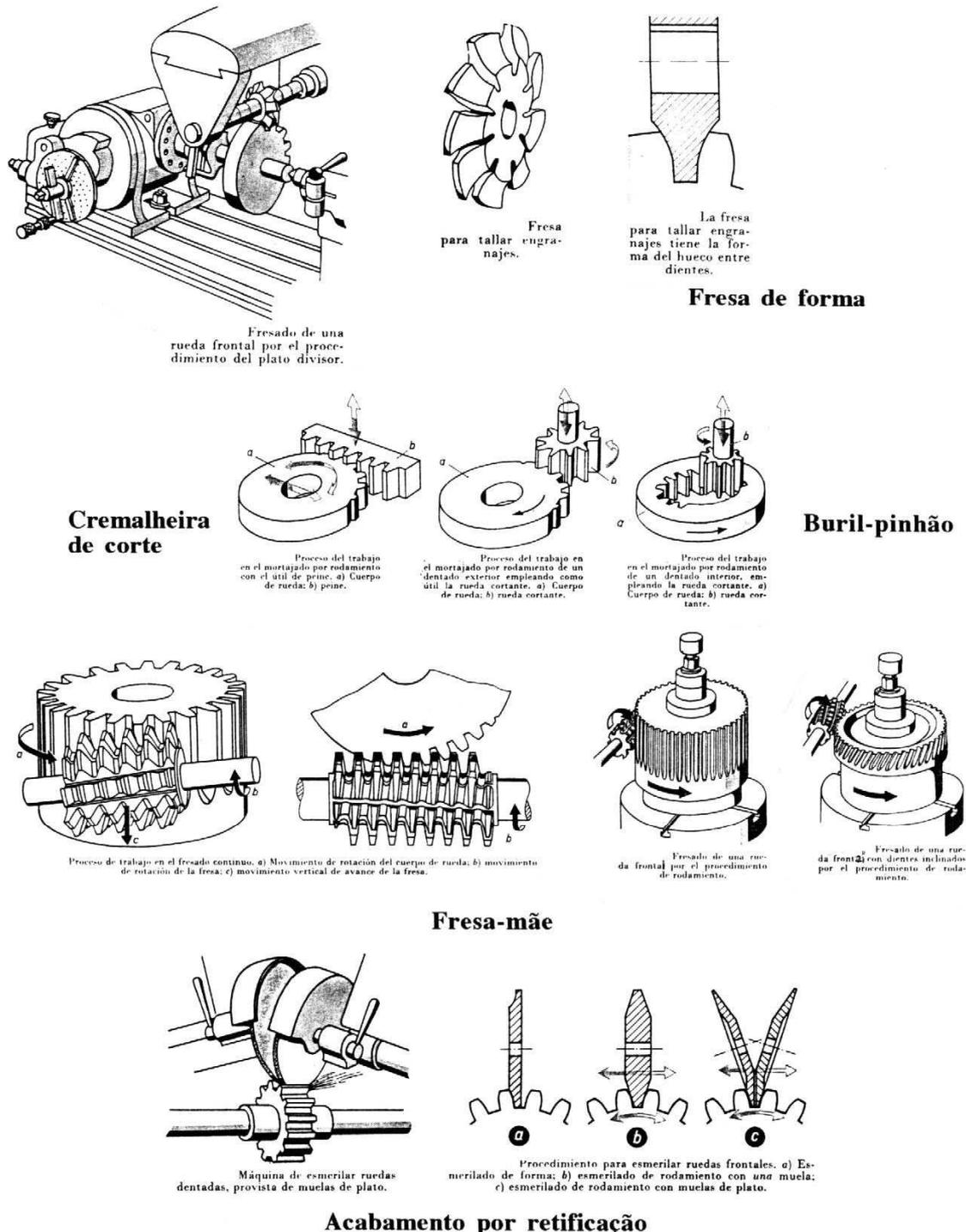


Figura 7 – Exemplos de processos de produção e de acabamento de dentados em rodas cilíndricas [18]

5 – Instruções de Montagem

Efetue a montagem do redutor de engrenagens cilíndricas de dentado exterior, em estudo, tendo em conta as anotações retiradas durante a desmontagem.

6 – Referências

SIMÕES MORAIS, J. – *Desenho Técnico Básico* – DTB -3. Porto: Porto Editora, 2006.

ALMACINHA, J.; SIMÕES MORAIS, J. – *Ligações Mecânicas*. Texto de DCM: Conceitos teóricos e exercícios de aplicação (MIEM). Porto: AEFEUP, 2013.

SIMÕES MORAIS, J. – *Desenho Básico* - DC -1. Porto: Porto Editora, 1986.

- [1] – NIEMANN, G. – *Elementos de Máquinas*. S. Paulo: Ed. Edgard Blucher Ltd, 1971.
- [2] – MANFÈ, G.; POZZA, R.; SCARATO, G. – *Desenho Técnico Mecânico*. S. Paulo: Hemus-Livraria Edit. Ltda, vol.3, 1977.
- [3] – BINDER, S.; KINGSTON, L. – *Tipos Funcionales de Engranajes*. In "Manual de Engranajes". Edit. D.W. Dudley. México: Comp. Edit. Continental S.A., 1973, cap. 2, p. 47-59.
- [4] – HENRIOT, G. – *Traité Théorique et Pratique des Engrenages*. 6ª ed. Paris: Dunod,1979, tome I.
- [5] – STIPKOVIC FILHO, M. – *Engrenagens: geometria, dimensionamento, controle, geração, ensaios*. Rio de Janeiro: Edit. Guanabara S.A.,1983.
- [6] – DUDLEY, D.W. – *Disposicion de los Engranajes*. In "Manual de Engranajes". Edit. D.W. Dudley. México: Comp. Edit. Continental S.A., 1973, cap. 3, p. 61-99.
- [7] – DRAGO, R. J. – *Fundamentals of Gear Design*. USA: Butterworths,1988.
- [8] – DUDLEY, D. W. – *Handbook of Practical Gear Design*. USA: McGraw-Hill Book Company, 1984.
- [9] – CARRERAS SOTO, T. – *Engrenajes*. 1ª ed. Sevilha: Ed. Casa Carreras, 1942
- [10] – DUDLEY, D. W. – *The Evolution of the Gear Art*. Washington D.C.: AGMA, 1969.
- [11] – BUCKINGHAM, E. – *Analytical Mechanics of Gears*. New York: McGraw-Hill Book Comp. Inc., 1949.
- [12] – SALLES, F. – *Cinématique Appliquée et Mecanismes: Engrenages*. Lyon: INSA,1975, tome I.
- [13] – COLBOURNE, J. R. – *The Geometry of Involute Gears*. USA: Springer-Verlag, 1987.
- [14] – ROEGNITZ, H. – *Variadores Escalonados de Velocidades em Máquinas-Ferramenta*. S. Paulo: Ed. Polígono, 1973. [Trad. de: Stufengetriebe an Werkzeugmaschinen. 4ª ed. Berlin: Springer-Verlag, 1965, WB 55].
- [15] – MAAG GEAR BOOK (*Calculation and Practice of Gears, Gear Drives, Toothed Couplings and Synchronous Clutch Couplings*). Zurich: MAAG Gear Company Ltd, 1990.
- [16] – WINTER, H. – *Gearing*. In "Dubbel – Handbook of Mechanical Engineering". Ed. by W. Beitz and K.-H. Kuttner. U.K.: Springer-Verlag Ltd, 1994, cap. F8, p. F117-F157.

[17] – HENRIOT, G. – *Traité Théorique et Pratique des Engrenages*. 5ª ed. Paris: Dunod, 1983, tome II.

[18] – GERLING, H. – *Alrededor de las Maquinas - Herramientas*. Espana: Ed. Reverté S.A., 1975.

7 – Normalização

- ISO 53: 1998 – Cylindrical gears for general and heavy engineering – Standard basic rack tooth profile. ISO.
- ISO 54: 1996 – Cylindrical gears for general engineering and for heavy engineering – Modules. ISO.
- ISO 701: 1998 – International gear notation – Symbols for geometrical data. ISO.
- ISO 1122-1: 1998 – Vocabulary of gear terms – Part 1: Definitions related to geometry. ISO
- ISO 2203: 1973 – Technical drawings – Conventional representation of gears. ISO.
- ISO/TR 4467: 1982 – Addendum modification of the teeth of cylindrical gears for speed-reducing and speed-increasing gear pairs. ISO.
- DIN 780. Part 1. 1977 – Series of Modules for Gears. Modules for Spur Gears. DIN.
- DIN 867: 1974 – Basic Rack of Cylindrical Gears with Involute Teeth for General and Heavy Engineering. DIN.
- DIN 3960: 1987 – Definitions, parameters and equations for involute cylindrical gears and gears pairs. DIN.(em alemão). (edição em língua inglesa: 1980).
- DIN 3972: 1952 – Reference Profiles of Gear-cutting Tools for Involute Tooth Systems according to DIN 867. DIN.
- DIN 3978: 1979 – Helix Angles for Cylindrical Gear Teeth. DIN.
- E 23-013: 1980 – Engrenages. Déport des dentures des roues cylindriques pour engrenages réducteurs. AFNOR.
- PD 6457: 1970 (1990)– Guide to the application of addendum modification to involute spur and helical gears. BS.
- SN 215520: 1988 – Dentures à développante. Profils de référence pour les engrenages cylindriques de mécanique générale. VSM-SNV.

8 – Anexos

Desenhos de redutores de engrenagens cilíndricas de dentado exterior nºs REC-1, REC-2, REC-3, REC-4 e REC-6 (elaborados por J. O. Fonseca).

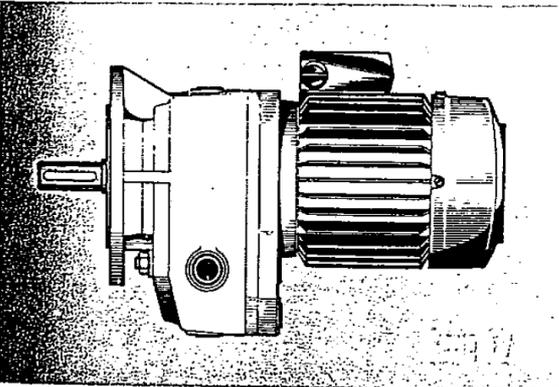
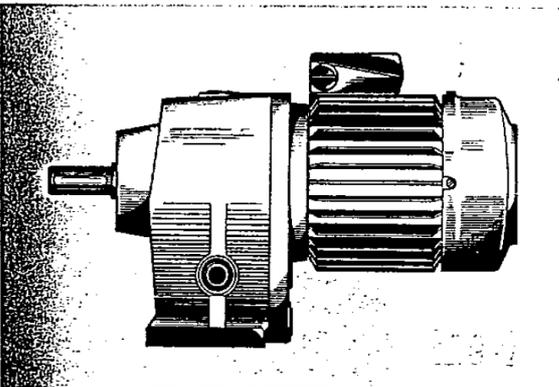
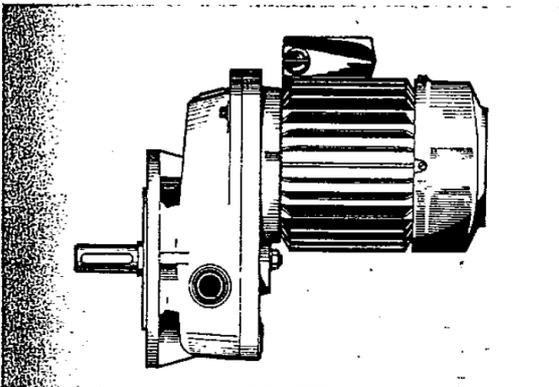
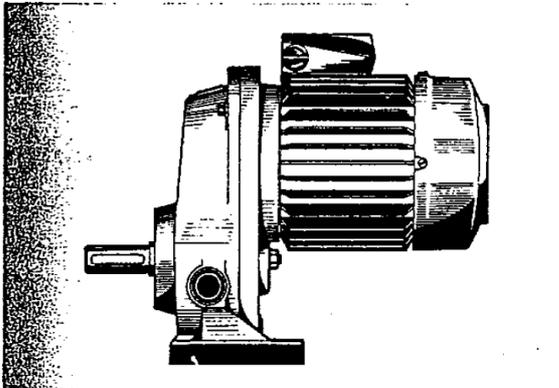
Algumas páginas de catálogos relativos a alguns dos exemplares de redutores de engrenagens cilíndricas de dentado exterior.

Moto-Redutores



GENERALIDADES

COM MOTORES TRIFÁSICOS BLINDADOS DE ROTOR EM CURTO-CIRCUITO



— Os moto-redutores de velocidade EFACEC são constituídos por um motor eléctrico trifásico de rotor em curto circuito e um redutor de velocidade de engrenagens cilíndricas de dentes rectos e helicoidais, com um ou dois trens de engrenagens.

— Constituem um conjunto de construção simples e robusta e de fácil instalação, permitindo obter de forma segura a velocidade de rotação conveniente no veio de saída do redutor. Comparativamente com outros tipos de transmissões reduzem os perigos de acidente, dada a sua forma compacta.

— No seu projecto foram seguidos princípios de avançada técnica, tendo-se conseguido eliminar por completo as cavilhas cónicas. Daqui resultam grandes vantagens na montagem, na desmontagem para inspecção ou eventual reparação, e se evitam os desalinhamentos dos eixos geométricos dos apoios.

GAMA DE FABRICO

POTÊNCIAS: 0,25 a 20 CV — 0,18 a 14,7 kW

VELOCIDADES: 18 a 630 RPM (*)

(*) O escalonamento de velocidades é feito segundo a série de Renard de razão 20, sendo a gama de 18 a 250 RPM coberta com moto-redutores de dois trens de engrenagens — Séries P2 e F2 — e de 280 a 630 RPM com moto-redutores de um trem de engrenagens — Séries P1 e F1.

— Os moto-redutores de velocidade EFACEC são fabricados com patas — séries P1 e P2 — e com flange — séries F1 e F2. As formas de utilização mais correntes, segundo a norma DIN 42.950, serão referidas a seguir.

— As características técnicas dos motores são as constantes do catálogo EFACEC n.º 110.11 j, relativo a Motores Trifásicos Blindados de Rotor em curto-circuito.

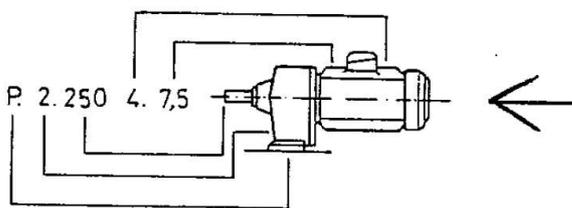
NOMENCLATURA



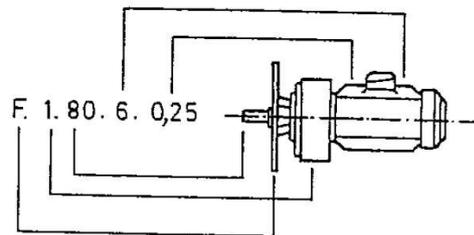
Na designação de um tipo de moto-reductor aparece em primeiro lugar a letra «P» ou «F» que indica a execução «com patas» ou «com flange». Os números seguintes, separados por pontos, indicam respectivamente:

- Número de trens de engrenagens
- Altura de eixo do moto-reductor (*)
- Número de polos do motor
- Potência nominal do motor - CV

(*) Na execução com flange este número indica a correspondência ao reductor com patas daquela altura de eixo.



Moto-reductor com patas, com dois trens de engrenagens, com motor de 7,5 CV — 1 500 RPM (4 polos).



Moto-reductor com flange, com um trem de engrenagens, com motor de 0,25 CV — 1 000 RPM (6 polos).

FORMAS DE UTILIZAÇÃO - segundo DIN 42950

UTILIZAÇÃO HORIZONTAL

B 3	
B 5	
B 6	
B 7	
B 8	

UTILIZAÇÃO VERTICAL

V 1		V 5	
V 3		V 6	

APLICAÇÕES - factor de serviço



O desgaste num moto-reductor depende das condições de trabalho e do tempo de funcionamento.

Assim, um trabalho a carga constante apresenta menos desgaste que um trabalho sob acção de fortes sobrecargas. Do mesmo modo um moto-reductor que trabalha 24 horas por dia sofre maior desgaste que se trabalhasse apenas 6 a 8 horas.

Para garantir a todos os moto-redutores uma vida longa e

idêntica, apesar das diferentes condições de trabalho, deve multiplicar-se o valor da potência nominal por um factor C_s — Factor de serviço — para obter a potência a instalar.

As potências transmitidas pelos diversos tipos de moto-redutores que figuram no presente catálogo foram estabelecidas considerando um funcionamento de 10-12 horas diárias com carga uniforme.

No caso do reductor vir a trabalhar em condições diferentes das inicialmente previstas devem utilizar-se os factores de serviço — C_s — indicados no quadro seguinte:

NATUREZA DA CARGA	CARGA UNIFORME	SOBRECARGAS MODERADAS	SOBRECARGAS PESADAS
HORAS DE FUNCIONAMENTO			
Ocasional — 1-2 horas diárias	0,5	0,8	1,25
Intermitente — 3 horas diárias	0,8	1,0	1,5
10-12 horas diárias	1,0	1,25	1,75
Contínuo — 24 horas diárias	1,25	1,5	2,0



Indicam-se a seguir alguns exemplos de aplicação dos moto-redutores assinalando-se a natureza da carga particular de cada um deles.

Para os casos não referidos aconselha-se uma consulta aos nossos Serviços Comerciais para uma escolha mais judiciosa do factor de serviço - C_s .

CARGA UNIFORME	Gerador eléctrico, engrenagens de avanço de máquinas ferramentas, transportadores de correias, monta-cargas ligeiros, guinchos, turbo ventiladores e turbo compressores, agitadores e misturadores para líquidos homogéneos, etc.
SOBRECARGAS MODERADAS	Comandos principais de máquinas ferramentas, monta-cargas pesados, tambores de guias, ventiladores de minas, agitadores e misturadores para produtos não homogéneos, bombas de pistões múltiplos, bombas de distribuição, etc.
SOBRECARGAS PESADAS	Prensas de embutir, guilhotinas, laminadores, pás mecânicas, centrifugadoras pesadas, bombas pesadas, etc.





RENDIMENTO

Para rendimento dos moto-redutores EFACEC podem considerar-se os seguintes valores médios:

- Moto-redutores de um trem de engrenagens — 98%
- Moto-redutores de dois trens de engrenagens — 96%

ESCOLHA DE UM MOTO-REDUTOR

Conhecendo os seguintes elementos:

- N — Velocidade de saída — RPM
- B — Binário útil na saída do redutor — kg. m
- F — Esforço tangencial aplicado no veio de saída — kg
- D — Diâmetro do acoplamento do veio de saída — mm
- η — Rendimento — %
- Cs — Factor de serviço

a potência do moto-redutor, em CV, é dada pelas fórmulas:

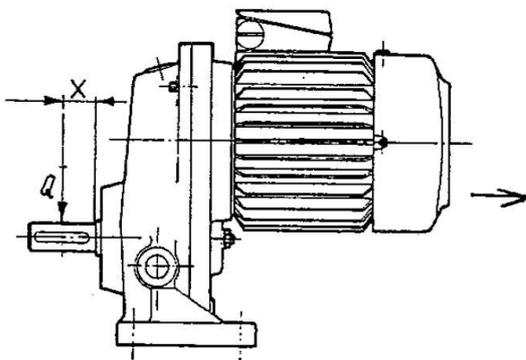
$$P \text{ (CV)} = F \times \frac{D \times N}{1,43 \times 10^4} \times \frac{100}{\eta} \times C_s$$

ou

$$P \text{ (CV)} = B \times \frac{N}{716} \times \frac{100}{\eta} \times C_s$$

CARGAS MÁXIMAS ADMISSÍVEIS NOS VEIOS DE SAÍDA

Nos quadros seguintes indicam-se os respectivos valores para o caso de forças centradas a meio comprimento da ponta do veio.



REDUTOR TIPO	P.1. 80	P.1. 95	P.1. 112	P.1. 150	P.1. 170
630	80	90	140	160	180
560	85	95	160	190	210
500	90	100	180	200	230
450	110	130	200	225	250
400	125	140	225	250	275
355	150	175	250	275	300
315	170	200	275	300	325
280	190	225	300	325	350
Coifa X	30	30	40	55	70

REDUTOR TIPO	P.2. 132	P.2. 150	P.2. 160	P.2. 190	P.2. 200	P.2. 250	P.2. 300	P.2. 355	P.2. 400
250	65	85	140	160	180	250	275	300	350
224	80	95	160	190	210	275	300	325	375
200	85	105	175	210	230	300	325	375	400
180	95	120	195	230	245	325	375	400	425
160	105	135	215	260	280	350	400	425	450
140	120	150	250	300	320	375	425	475	500
125	135	170	280	325	340	400	450	500	550
112	150	190	300	350	375	450	500	550	600
100	165	210	260	300	325	375	400	425	500
90	185	235	295	350	375	400	425	450	550
80	195	265	325	375	400	425	450	475	600
71	200	280	350	400	420	475	500	550	650
63	130	150	200	250	275	350	400	450	750
56	140	160	220	275	300	400	425	475	900
50	165	190	250	300	325	400	450	500	950
45	185	215	300	350	375	450	500	600	1 000
40	200	260	325	375	425	500	700	800	1 120
35,5	200	300	350	400	450	525	750	900	1 250
31,5	200	300	375	425	475	575	850	1 000	1 300
28	200	300	400	450	500	600	875	1 050	1 300
25	—	300	425	475	500	625	900	1 075	1 300
22,4	—	300	450	475	500	650	900	1 100	—
20	—	300	—	475	500	—	—	—	—
Coifa X	20	30	40	40	40	55	55	70	85

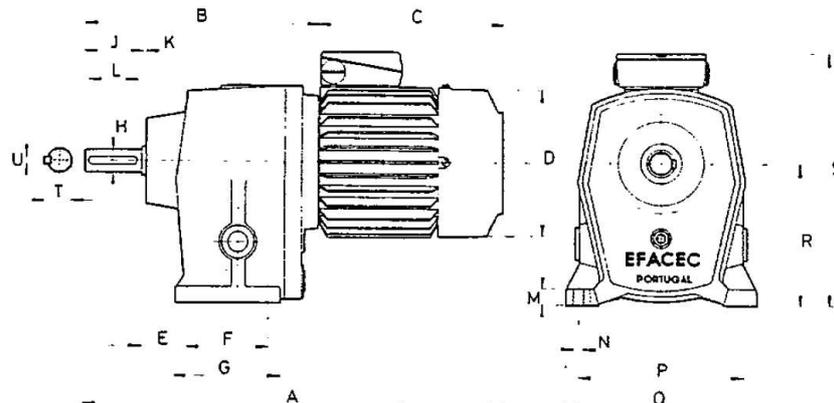
No caso de forças excêntricas aplicar a fórmula

$$Q = \frac{K \times P \times 716,2}{N \times R}$$

- P — Potência em CV
- R — Raio do acoplamento em m
- N — Velocidade de saída RPM

	K
Rodas para correntes	1,00
Rodas dentadas	1,25
Polias para correias trapezoidais	2,00
Polias para correias planas	3,60

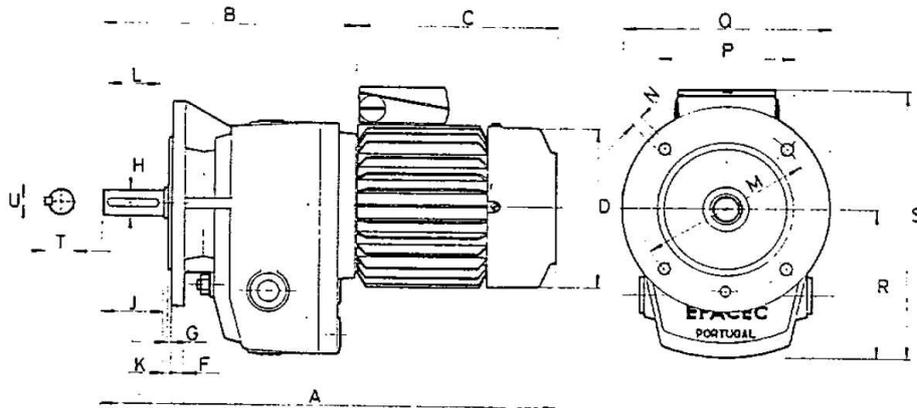
CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS E ATRAVANCAMENTOS-



POTÊNCIA		CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS								MOTO-REDUTOR TIPO	CORRENTE a 380 V A	PESO kg	MOTO-REDUTORES COM PATAS									
kW	CV	VELOCIDADE DE SAÍDA — RPM BINÁRIO DE SAÍDA — kg. m											A	B	C	D	E	F	G	M		
0,18	0,25	20	22,4	25						P. 2. 150. 8.0,25	0,9	30,5	436	243	193	165	50	85	112	18		
		8,94	7,98	7,15						F. 2. 150. 8.0,25												
		28	31,5	35,5						P. 2. 132. 6.0,25	0,8	18,3										
		6,38	5,67	5,04						F. 2. 132. 6.0,25												
		40	45	50	56	63	71	80	90	P. 2. 132. 4.0,25	0,6	18,2	349	175	174	147	35	60	80	15		
4,47	3,97	3,58	3,19	2,84	2,52	2,23	1,99	F. 2. 132. 4.0,25														
100	112	125	140	160	180	200	224	F. 2. 132. 4.0,25														
		250																				
		0,72																				
0,37	0,5	22,4	25							P. 2. 160. 8.0,5	1,7	41,5	484	273	211	187	50	95	120	20		
		16,0	14,3							F. 2. 160. 8.0,5												
		28	31,5	35,5	40						P. 2. 150. 6.0,5	1,3	34,5	436	243	193	165	50	85	112	18	
		12,8	11,3	10,1	8,94						F. 2. 150. 6.0,5											
		45	50	56	63						P. 2. 150. 4.0,5	1,1	27,5	412	238	174	147	50	85	112	18	
7,94	7,15	6,39	5,67						F. 2. 150. 4.0,5													
71	80	90	100	112	125	140	160	P. 2. 132. 4.0,5														
		5,03	4,47	3,97	3,58	3,19	2,86	2,55	2,35	F. 2. 132. 4.0,5												
		180	200	224	250																	
		1,99	1,79	1,60	1,43																	
0,55	0,75	20	22,4	25						P. 2. 190. 8.0,75	2,2	56,8	536	300	236	187	60	105	140	20		
		26,8	23,9	21,5						F. 2. 190. 8.0,75												
		28	31,5	35,5	40						P. 2. 160. 6.0,75	2,1	38,5	466	273	193	165	50	95	120	20	
		19,2	17,0	15,1	13,4						F. 2. 160. 6.0,75											
45	50	56	63	71	80	90	100	P. 2. 150. 4.0,75	1,6	30,5	436	243	193	165	50	85	112	18				
11,9	10,7	9,59	8,51	7,55	6,70	5,96	5,36	F. 2. 150. 4.0,75														
112	125	140	160	180	200	224	250	F. 2. 150. 4.0,75														
		4,79	4,29	3,83	3,35	2,98	2,68	2,39	2,15													
0,74	1	18	20	22,4						P. 2. 200. 8.1	2,9	75	593	334	259	202	70	125	160	22		
		39,7	35,7	31,9						F. 2. 200. 8.1												
		25	28	31,5	35,5						P. 2. 190. 6.1	2,5	55	511	300	211	187	60	105	140	20	
		28,1	25,5	22,7	20,1						F. 2. 190. 6.1											
		40	45									P. 2. 190. 4.1	2,2	51,5	493	300	193	165	60	105	140	20
		17,9	15,9									F. 2. 190. 4.1										
50	56	63						P. 2. 160. 4.1	2,2	38,5	466	273	193	165	50	95	120	20				
14,3	12,8	11,3						F. 2. 160. 4.1														
71	80	90	100	112	125	140	160	P. 2. 150. 4.1	2,2	30,5	436	243	193	165	50	85	112	18				
10,1	8,9	7,9	7,1	6,4	5,7	5,1	4,5	F. 2. 150. 4.1														
180	200	224	250																			
		4,0	3,6	3,2	2,9																	
1,1	1,5	22,4	25							P. 2. 250. 8.1,5	4,2	105	670	411	259	202	80	155	200	30		
		47,9	42,1							F. 2. 250. 8.1,5												
		28	31,5	35,5						P. 2. 200. 6.1,5	3,5	71	566	330	236	187	70	125	160	22		
		38,3	34,0	30,2						F. 2. 200. 6.1,5												
		40	45	50	56						P. 2. 190. 4.1,5	2,9	55	511	300	211	187	60	105	140	20	
26,8	23,8	21,5	19,2						F. 2. 190. 4.1,5													
63	71	80	90	100	112	125	140	P. 2. 160. 4.1,5	2,9	41,5	484	273	211	187	50	95	120	20				
17,0	15,1	13,4	11,9	10,7	9,6	8,6	7,7	F. 2. 160. 4.1,5														
160	180	200	224	250																		
		6,7	6,0	5,4	4,8	4,3																

AS POTÊNCIAS FORAM ESTABELECIDAS PARA UM REGIME DE SERVIÇO ATÉ 12 HORAS DIÁRIAS, SEM SOBRECARGAS.

- MOTO-REDUTORES DE 2 TRENS DE ENGRENAGENS — Dimensões em mm



MOTO-REDUTORES COM PATAS											MOTO-REDUTORES COM FLANGE																	
N	P	Q	R	S	PONTA DE VEIO						A	B	C	D	F	G	M	N	P	Q	R	S	PONTA DE VEIO					
					H*	J	K	L	T	U													H*	J	K	L	T	U
13	170	200	150	268	25	60	5	50	27,9	8	436	243	193	165	12	3,5	165	12	130	200	145	263	25	60	8	50	27,9	8
11	150	170	132	241	16	40	5	36	18,1	5	349	175	174	147	10	3	115	9,5	95	140	130	239	16	40	5	36	18,1	5
13	180	210	160	284	30	80	5	70	32,9	8	484	273	211	187	12	3,5	165	12	130	200	158	282	30	80	8	70	32,9	8
13	170	200	150	268	25	60	5	50	27,9	8	436	243	193	165	12	3,5	165	12	130	200	145	263	25	60	8	50	27,9	8
13	170	200	150	259	25	60	5	50	27,9	8	412	238	174	147	12	3,5	165	12	130	200	145	254	25	60	8	50	27,9	8
11	150	170	132	241	16	40	5	36	18,1	5	349	175	174	147	10	3	115	9,5	95	140	130	239	16	40	5	36	18,1	5
13	200	230	190	314	32	80	5	70	35,3	10	536	300	236	187	12	3,5	190	12	150	225	187	311	32	80	8	70	35,3	10
13	180	210	160	278	30	80	5	70	32,9	8	466	273	193	165	12	3,5	165	12	130	200	158	276	30	80	8	70	32,9	8
13	170	200	150	268	25	60	5	50	27,9	8	436	243	193	165	12	3,5	165	12	130	200	145	263	25	60	8	50	27,9	8
16	220	260	200	336	35	80	5	70	38,3	10	593	334	259	202	13	4	215	14	180	250	198	334	35	80	8	70	38,3	10
13	200	230	190	314	32	80	5	70	35,3	10	511	300	211	187	12	3,5	190	12	150	225	187	311	32	80	8	70	35,3	10
13	200	230	190	298	32	80	5	70	35,3	10	493	300	193	165	12	3,5	190	12	150	225	187	295	32	80	8	70	35,3	10
13	180	210	160	278	30	80	5	70	32,9	8	466	273	193	165	12	3,5	165	12	130	200	158	276	30	80	8	70	32,9	8
13	170	200	150	268	25	60	5	50	27,9	8	436	243	193	165	12	3,5	165	12	130	200	145	263	25	60	8	50	27,9	8
21	250	300	250	386	50	110	5	100	53,5	14	670	411	259	202	20	4	265	14	230	300	247	383	50	110	8	100	53,5	14
16	220	260	200	324	35	80	5	70	38,3	10	566	330	236	187	13	4	215	14	180	250	198	322	35	80	8	70	38,3	10
13	200	230	190	314	32	80	5	70	35,3	10	511	300	211	187	12	3,5	190	12	150	225	187	311	32	80	8	70	35,3	10
13	180	210	160	284	30	80	5	70	32,9	8	484	273	211	187	12	3,5	165	12	130	200	158	282	30	80	8	70	32,9	8

* TOLERANCIAS: Ø 25 até Ø 50 — k 6; acima Ø 50 — m 6

CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS E ATRAVANCAMENTOS-

POTÊNCIA		CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS								MOTO-REDUTOR TIPO	CORRENTE a 380 V A	PESO kg	MOTO-REDUTORES COM PATAS								
kW	CV	VELOCIDADE DE SAÍDA — RPM BINÁRIO DE SAÍDA — kg. m											A	B	C	D	E	F	G	M	
1,47	2	22,4	25								P. 2. 250. 8,2	5,2	108,5	697	411	286	219	80	155	200	30
		63,8	56,1								F. 2. 250. 8,2										
		28	31,5	35,5	40						P. 2. 200. 6,2										
		51,1	45,4	40,3	35,7						F. 2. 200. 6,2										
2,2	3	45	50	56	63	71	80	90	100		P. 2. 190. 4,2	3,6	57	536	300	236	187	60	105	140	20
		31,8	28,6	25,6	22,7	20,1	17,9	15,9	14,3		F. 2. 190. 4,2										
		112	125	140	160	180	200	224	250		P. 2. 160. 4,2										
		12,8	11,4	10,2	8,9	7,9	7,2	6,4	5,7		F. 2. 160. 4,2										
2,9	4	22,4	25	28							P. 2. 300. 8,3	6,2	203	771	459	312	258	90	160	205	35
		95,8	84,2	76,6							F. 2. 300. 8,3										
		31,5	35,5	40							P. 2. 250. 6,3										
		68,1	60,4	53,6							F. 2. 250. 6,3										
4	5,5	45	50	56	63	71	80				P. 2. 200. 4,3	5,3	75	593	334	259	202	70	125	160	22
		47,7	42,9	38,4	34,0	30,2	26,8				F. 2. 200. 4,3										
		90	100	112	125	140	160	180	200		P. 2. 190. 4,3										
		23,8	21,4	19,2	17,2	15,3	13,4	11,9	10,7		F. 2. 190. 4,3										
4	5,5	22,4	25	28							P. 2. 300. 8,4	8	215	809	459	350	258	90	160	205	35
		127,7	112,2	102,1							F. 2. 300. 8,4										
		31,5	35,5	40							P. 2. 250. 6,4										
		90,8	80,6	71,5							F. 2. 250. 6,4										
4	5,5	45	50	56	63	71	80	90	100		P. 2. 250. 4,4	7,1	138	726	414	312	258	80	155	200	30
		63,6	57,2	51,1	45,4	40,3					F. 2. 250. 4,4										
		80	90	100							P. 2. 200. 4,4										
		35,7	31,8	28,6							F. 2. 200. 4,4										
4	5,5	112	125	140	160	180	200	224	250		P. 2. 190. 4,4	7	78	593	334	259	202	70	125	160	22
		25,6	22,9	20,4	17,9	15,9	14,3	12,8	11,4		F. 2. 190. 4,4										
		22,4	25	28							P. 2. 335. 8,5,5										
		175,6	154,3	140,5							F. 2. 335. 8,5,5										
4	5,5	31,5	35,5	40	45						P. 2. 300. 6,5,5	9,4	212	809	459	350	258	90	160	205	35
		124,8	110,8	98,3	87,4						F. 2. 300. 6,5,5										
		50	56	63	71	80	90	100			P. 2. 250. 4,5,5										
		78,7	70,3	62,4	55,4	49,2	43,7	39,3			F. 2. 250. 4,5,5										
4	5,5	112	125	140	160						P. 2. 200. 4,5,5	9,2	108	697	411	286	219	80	155	200	30
		35,1	31,5	28,5	24,6						F. 2. 200. 4,5,5										
		180	200	224	250						P. 2. 190. 4,5,5										
		21,8	19,7	17,6	15,7						F. 2. 190. 4,5,5										
5,5	7,5	25	28								P. 2. 400. 8,7,5	13,4	391	992	581	411	314	125	200	250	40
		210,5	191,5								F. 2. 400. 8,7,5										
		31,5	35,5	40	45						P. 2. 335. 6,7,5										
		170,2	151,1	134,0	119,2						F. 2. 335. 6,7,5										
5,5	7,5	50	56								P. 2. 335. 4,7,5	11,4	254	816	504	312	258	105	185	235	35
		107,3	96,0								F. 2. 335. 4,7,5										
		63	71	80							P. 2. 300. 4,7,5										
		85,1	75,5	67,0							F. 2. 300. 4,7,5										
5,5	7,5	90	100	112	125	140	160	180	200		P. 2. 250. 4,7,5	11,4	209	771	459	312	258	90	160	205	35
		59,6	53,6	47,9	42,9	38,9	33,5	29,8	26,8		F. 2. 250. 4,7,5										
		224	250								P. 2. 400. 8,10										
		23,9	21,5								F. 2. 400. 8,10										
7,4	10	25	28								P. 2. 335. 6,10	16,2	300	926	515	411	314	105	185	235	35
		280,6	255,4								F. 2. 335. 6,10										
		31,5	35,5	40	45						P. 2. 335. 4,10										
		227,0	201,4	178,7	158,9						F. 2. 335. 4,10										
7,4	10	50	56	63	71						P. 2. 300. 4,10	14,6	266	854	504	350	258	105	185	235	35
		143,0	128,0	113,5	100,7						F. 2. 300. 4,10										
		80	90	100	112						P. 2. 250. 4,10										
		89,4	79,4	71,5	63,8						F. 2. 250. 4,10										
7,4	10	125	140	160	180	200	224	250			P. 2. 400. 6,15	23,8	423	1036	581	455	314	125	200	250	40
		57,2	51,1	44,7	39,7	35,8	31,9	28,5			F. 2. 400. 6,15										
		35,5	40								P. 2. 400. 4,15										
		302,1	268,1								F. 2. 400. 4,15										
11	15	45	50	56	63	71					P. 2. 335. 4,15	22,6	393	992	581	411	314	125	200	250	40
		238,3	214,5	191,8	170,2	151,0					F. 2. 335. 4,15										
		80	90	100	112						P. 2. 300. 4,15										
		134,0	119,2	107,2	95,8						F. 2. 300. 4,15										
11	15	125	140	160	180	200	224	250			P. 2. 400. 6,20	22,6	255	881	470	411	314	90	160	205	35
		85,8	76,6	67,0	59,6	53,6	47,9	42,9			F. 2. 400. 6,20										
		35,5	40								P. 2. 400. 4,20										
		402,8	357,4								F. 2. 400. 4,20										
14,7	20	45	50	56	63	71	80				P. 2. 335. 4,20	29,5	448	1060	595	465	354	125	200	250	40
		317,8	286,0	255,8	227,0	201,4	178,7				F. 2. 335. 4,20										
		90	100								P. 2. 300. 4,20										
		158,9	143,0								F. 2. 300. 4,20										
14,7	20	112	125	140	160						P. 2. 300. 4,20	29,5	320	970	515	455	314	105	185	235	35
		127,7	114,4	102,2	89,2						F. 2. 300. 4,20										
		180	200	224	250						P. 2. 300. 4,20										
		79,4	71,5	63,8	57,2						F. 2. 300. 4,20										

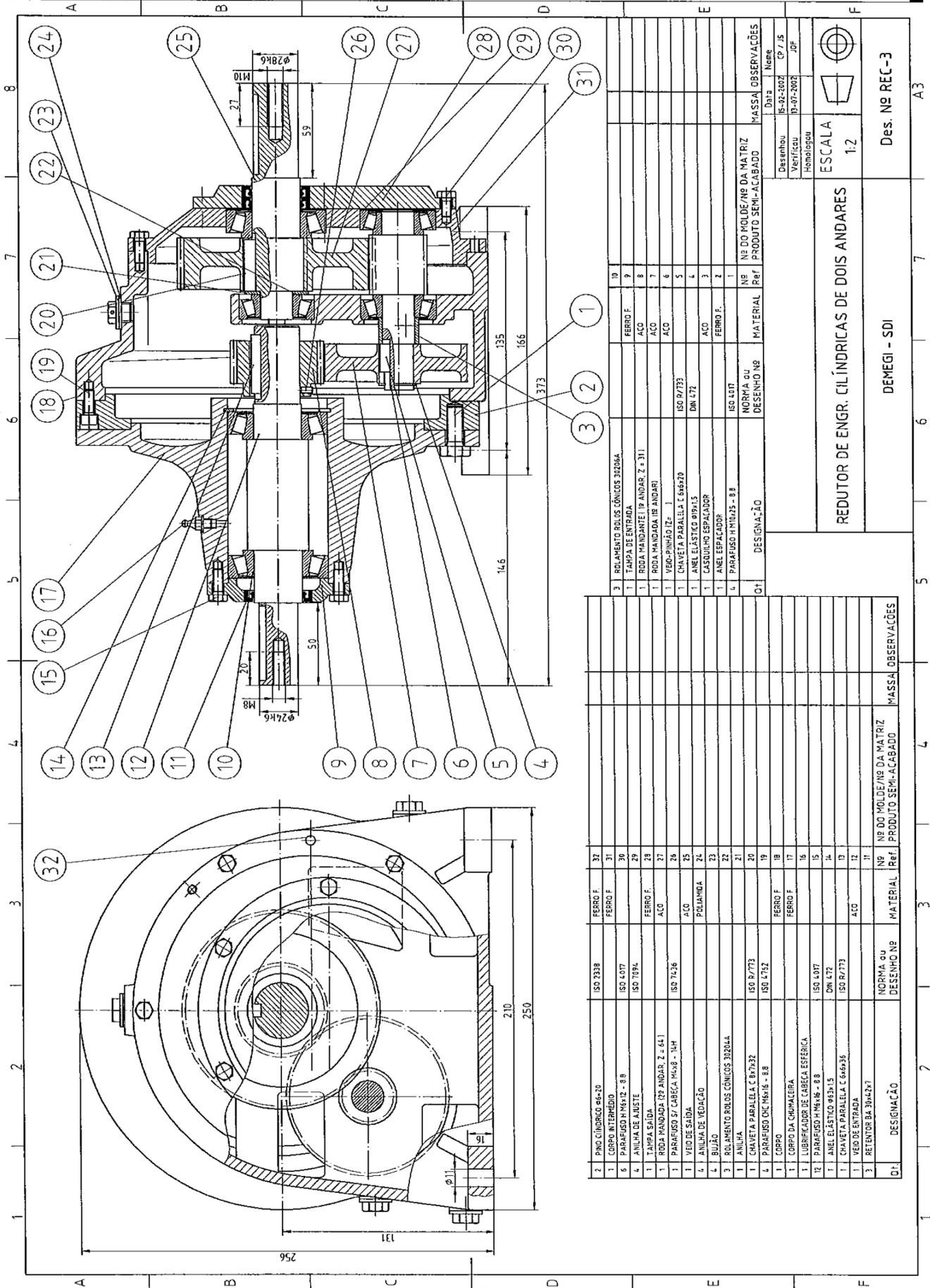
AS POTENCIAS FORAM ESTABELECIDAS PARA UM REGIME DE SERVIÇO ATÉ 12 HORAS DIÁRIAS, SEM SOBRECARGAS.

- MOTO-REDUTORES DE 2 TRENS DE ENGRENAGENS (cont.) — Dimensões em mm



MOTO-REDUTORES COM PATAS											MOTO-REDUTORES COM FLANGE																	
N	P	Q	R	S	PONTA DE VEIO						A	B	C	D	F	G	M	N	P	Q	R	S	PONTA DE VEIO					
					H*	J	K	L	T	U													H*	J	K	L	T	U
21	250	300	250	395	50	110	5	100	53,5	14	697	411	286	219	20	4	265	14	230	300	247	392	50	110	8	100	53,5	14
16	220	260	200	336	35	80	5	70	38,3	10	593	334	259	202	13	4	215	14	180	250	198	334	35	80	8	70	38,3	10
13	200	230	190	314	32	80	5	70	35,3	10	536	300	236	187	12	3,5	190	12	150	225	187	311	32	80	8	70	35,3	10
13	180	210	160	284	30	80	5	70	32,9	8	509	273	236	187	12	3,5	165	12	130	200	158	282	30	80	8	70	32,9	8
27	300	350	300	516	60	140	5	125	64,2	18	771	459	312	258	20	5	300	18	250	350	290	506	60	140	8	125	64,2	18
21	250	300	250	395	50	110	5	100	53,5	14	697	411	286	219	20	4	265	14	230	300	247	392	50	110	8	100	53,5	14
16	220	260	200	336	35	80	5	70	38,3	10	593	334	259	202	13	4	215	14	180	250	198	334	35	80	8	70	38,3	10
13	200	230	190	326	32	80	5	70	35,3	10	559	300	259	202	12	3,5	190	12	150	225	187	323	32	80	8	70	35,3	10
27	300	350	300	516	60	140	5	125	64,2	18	809	459	350	258	20	5	300	18	250	350	290	506	60	140	8	125	64,2	18
21	250	300	250	466	50	110	5	100	53,5	14	726	414	312	258	20	4	265	14	230	300	247	463	50	110	8	100	53,5	14
21	250	300	250	386	50	110	5	100	53,5	14	670	411	259	202	20	4	265	14	230	300	247	383	50	110	8	100	53,5	14
16	220	260	200	336	35	80	5	70	38,3	10	593	334	259	202	13	4	215	14	180	250	198	334	35	80	8	70	38,3	10
13	200	230	190	326	32	80	5	70	35,3	10	559	300	259	202	12	3,5	190	12	150	225	187	323	32	80	8	70	35,3	10
27	340	390	335	585	70	140	5	125	74,6	20	926	515	411	314	22	5	400	18	350	450	332	582	70	140	8	125	74,6	20
27	300	350	300	516	60	140	5	125	64,2	18	809	459	350	258	20	5	300	18	250	350	290	506	60	140	8	125	64,2	18
21	250	300	250	395	50	110	5	100	53,5	14	697	411	286	219	20	4	265	14	230	300	247	392	50	110	8	100	53,5	14
16	220	260	200	345	35	80	5	70	38,3	10	620	334	286	219	13	4	215	14	180	250	198	343	35	80	8	70	38,3	10
13	200	230	190	335	32	80	5	70	35,3	10	586	300	286	219	12	3,5	190	12	150	225	187	332	32	80	8	70	35,3	10
27	400	470	400	650	80	170	5	140	85,5	22	992	581	411	314	25	6	600	22	550	660	390	640	80	170	10	140	85,5	22
27	340	390	335	551	70	140	5	125	74,6	20	854	504	350	258	22	5	400	18	350	450	332	548	70	140	8	125	74,6	20
27	340	390	335	551	70	140	5	125	74,6	20	816	504	312	258	22	5	400	18	350	450	332	548	70	140	8	125	74,6	20
27	300	350	300	516	60	140	5	125	64,2	18	771	459	312	258	20	5	300	18	250	350	290	506	60	140	8	125	64,2	18
21	250	300	250	466	50	110	5	100	53,5	14	726	414	312	258	20	4	265	14	230	300	247	463	50	110	8	100	53,5	14
27	400	470	400	650	80	170	5	140	85,5	22	1036	581	455	314	25	6	600	22	550	660	390	640	80	170	10	140	85,5	22
27	340	390	335	585	70	140	5	125	74,6	20	926	515	411	314	22	5	400	18	350	450	332	582	70	140	8	125	74,6	20
27	340	390	335	551	70	140	5	125	74,6	20	854	504	350	258	22	5	400	18	350	450	332	548	70	140	8	125	74,6	20
27	300	350	300	516	60	140	5	125	64,2	18	809	459	350	258	20	5	300	18	250	350	290	506	60	140	8	125	64,2	18
21	250	300	250	466	50	110	5	100	53,5	14	764	414	350	258	20	4	265	14	230	300	247	463	50	110	8	100	53,5	14
27	400	470	400	650	80	170	5	140	85,5	22	1036	581	455	314	25	6	600	22	550	660	390	640	80	170	10	140	85,5	22
27	400	470	400	650	80	170	5	140	85,5	22	992	581	411	314	25	6	600	22	550	660	390	640	80	170	10	140	85,5	22
27	340	390	335	585	70	140	5	125	74,6	20	926	515	411	314	22	5	400	18	350	450	332	582	70	140	8	125	74,6	20
27	300	350	300	550	60	140	5	125	64,2	18	881	470	411	314	20	5	300	18	250	350	290	540	60	140	8	125	64,2	18
27	400	470	400	667	80	170	5	140	85,5	22	1060	595	465	354	25	6	600	22	550	660	390	657	80	170	10	140	85,5	22
27	400	470	400	650	80	170	5	140	85,5	22	1036	581	455	314	25	6	600	22	550	660	390	640	80	170	10	140	85,5	22
27	340	390	335	585	70	140	5	125	74,6	20	970	515	455	314	22	5	400	18	350	450	332	582	70	140	8	125	74,6	20
27	300	350	300	550	60	140	5	125	64,2	18	925	470	455	314	20	5	300	18	250	350	290	540	60	140	8	125	64,2	18

* TOLERANCIAS: Ø 25 até Ø 50 — k 6 ; acima Ø 50 — m 6



Q1.	DESIGNAÇÃO	NORMA ou DESENHO Nº	MATERIAL	Nº DO MOLDE/MS DA MATRIZ	Ref.	PRODUTO SEMI-ACABADO	MASSA	OBSERVAÇÕES
2	PINO CILÍNDRICO Ø16x20	ISO 2338	FERRO F.	32				
3	CORPO INTERMÉDIO	ISO L077	FERRO F.	31				
4	PARAFUSO F M6x2 - 8.8	ISO 1094	FERRO F.	30				
5	ANILHA DE AJUSTE	ISO 1094	FERRO F.	29				
6	TAMPA SAÍDA	ISO 7436	FERRO F.	28				
7	RODA MANDADA (2º ANDAR, Z = 44)	ISO 7436	FERRO F.	27				
8	PARAFUSO ST CABEÇA M4x8 - 10.4	ISO 7436	FERRO F.	26				
9	VED. DE SAÍDA	ISO 7436	FERRO F.	25				
10	ANILHA DE VEDAÇÃO	ISO 7436	FERRO F.	24				
11	BUJÃO	ISO 7436	FERRO F.	23				
12	ROLAMENTO ROLOS CÔNICOS 302044	ISO 7436	FERRO F.	22				
13	ANILHA	ISO 7436	FERRO F.	21				
14	CHAVETA PARALELA C 8x7x32	ISO 7436	FERRO F.	20				
15	PARAFUSO Ø16x16 - 8.8	ISO 7436	FERRO F.	19				
16	CORPO DA CHUMALEIRA	ISO 7436	FERRO F.	18				
17	LUBRIFICADOR DE CABEÇA ESFÉRICA	ISO 7436	FERRO F.	17				
18	PARAFUSO F M6x6 - 8.8	ISO 7436	FERRO F.	16				
19	ANEL ELÁSTICO Ø13x1,5	ISO 7436	FERRO F.	15				
20	CHAVETA PARALELA C 6x6x36	ISO 7436	FERRO F.	14				
21	VED. DE ENTRADA	ISO 7436	FERRO F.	13				
22	RETENOR BA 30x43x7	ISO 7436	FERRO F.	12				
23	RETENOR BA 30x43x7	ISO 7436	FERRO F.	11				
24	RETENOR BA 30x43x7	ISO 7436	FERRO F.	10				
25	RETENOR BA 30x43x7	ISO 7436	FERRO F.	9				
26	RETENOR BA 30x43x7	ISO 7436	FERRO F.	8				
27	RETENOR BA 30x43x7	ISO 7436	FERRO F.	7				
28	RETENOR BA 30x43x7	ISO 7436	FERRO F.	6				
29	RETENOR BA 30x43x7	ISO 7436	FERRO F.	5				
30	RETENOR BA 30x43x7	ISO 7436	FERRO F.	4				
31	RETENOR BA 30x43x7	ISO 7436	FERRO F.	3				
32	RETENOR BA 30x43x7	ISO 7436	FERRO F.	2				
33	ROLAMENTO ROLOS CÔNICOS 302044	ISO 7436	FERRO F.	10				
34	TAMPA DE ENTRADA	ISO 7436	FERRO F.	9				
35	RODA MANDANTE (1º ANDAR, Z = 31)	ISO 7436	FERRO F.	8				
36	RODA MANDADA (1º ANDAR)	ISO 7436	FERRO F.	7				
37	VED. PINHÃO Fz - 1	ISO 7436	FERRO F.	6				
38	CHAVETA PARALELA C 6x6x36	ISO 7436	FERRO F.	5				
39	ANEL ELÁSTICO Ø13x1,5	ISO 7436	FERRO F.	4				
40	CASQUILHO ESPALDAR	ISO 7436	FERRO F.	3				
41	ANEL ESPALDAR	ISO 7436	FERRO F.	2				
42	PARAFUSO H 10x25 - 8.8	ISO 7436	FERRO F.	1				

REATOR DE ENGR. CILÍNDRICAS DE DOIS ANDARES
 ESCALA 1:2
 Des. Nº REC-3

DEMEGI - SDI

Desenhado: 15-02-2002 CP 7 JS
 Verificado: 19-07-2002 JDF
 Homologado:

