

AULA 03

PROJETO DE REDUTORES

2.13. Projeto de transmissões por engrenagens

2.13.1 Escolha da disposição dos eixos e *lay-out* da transmissão

- Eixos horizontais, paralelos e caixas bi-partidas são preferíveis (Figura 22.1).
- Uma disposição que resulte em dimensões próximas de um quadrado geralmente são as mais econômicas.
- Notar na figura todos os detalhes construtivos (16 itens). **Não se esqueça deles ao fazer seu projeto!**

2.13.1 Escolha da disposição dos eixos e *lay-out* da transmissão

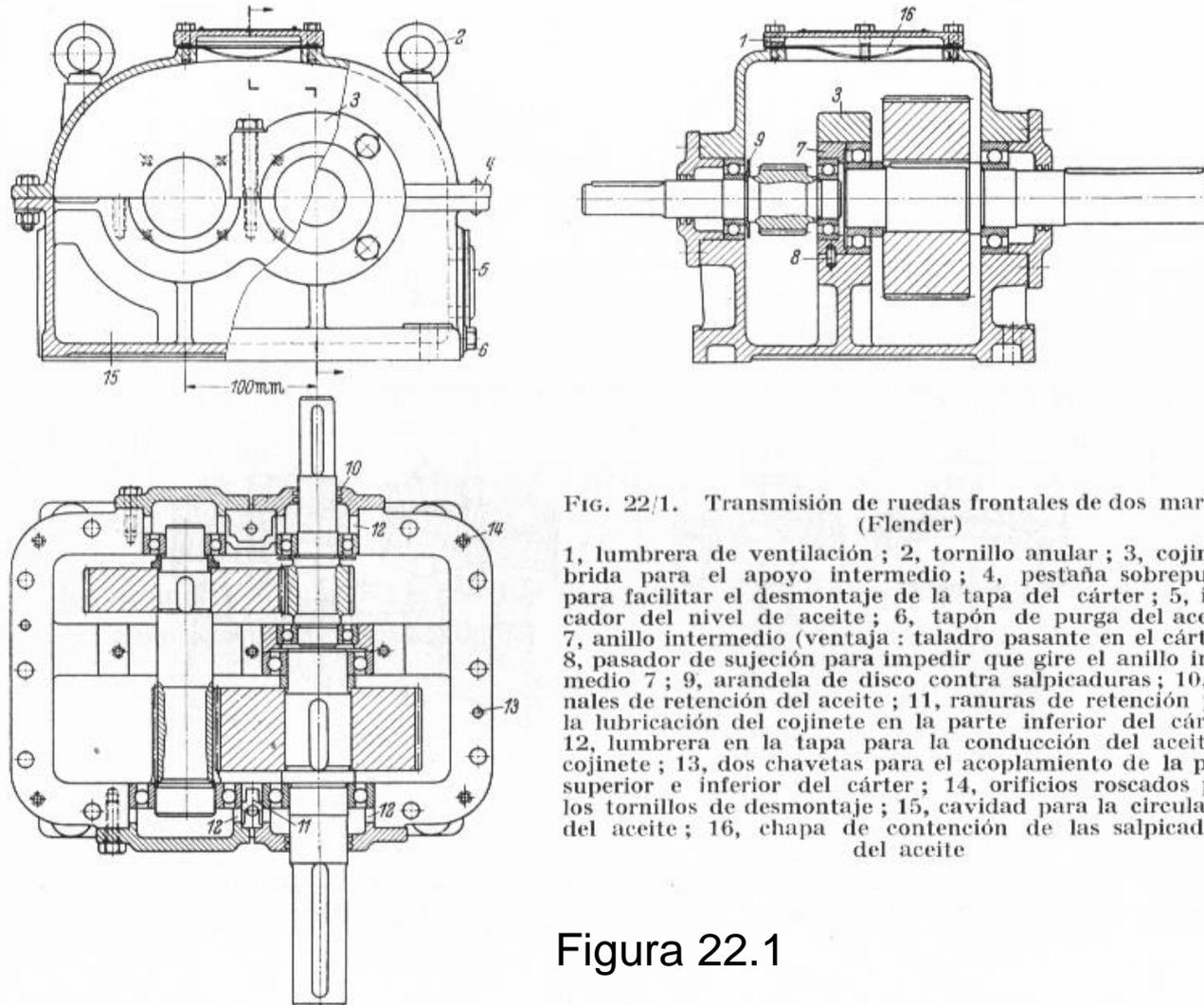


FIG. 22/1. Transmissão de rodas frontais de dois marchas (Flender)

1, lumbrera de ventilação ; 2, tornillo anular ; 3, cojinete-
brida para el apoyo intermedio ; 4, pestaña sobrepuesta
para facilitar el desmontaje de la tapa del cárter ; 5, indi-
cador del nivel de aceite ; 6, tapón de purga del aceite ;
7, anillo intermedio (ventaja : taladro pasante en el cárter) ;
8, pasador de sujeción para impedir que gire el anillo inter-
medio ; 9, arandela de disco contra salpicaduras ; 10, can-
nales de retención del aceite ; 11, ranuras de retención para
la lubricación del cojinete en la parte inferior del cárter ;
12, lumbrera en la tapa para la conducción del aceite al
cojinete ; 13, dos chavetas para el acoplamiento de la parte
superior e inferior del cárter ; 14, orificios roscados para
los tornillos de desmontaje ; 15, cavidad para la circulación
del aceite ; 16, chapa de contención de las salpicaduras
del aceite

Figura 22.1

2.13.1 Escolha da disposição dos eixos e *lay-out* da transmissão

- Para pequenos redutores pode-se ter tampas laterais flangeadas (Fig. 22.2).
- Neste caso não esquecer: parafusos só têm a função de fixar (força axial). Usar então pinos-guia de posicionamento.
- A usinagem dos mancais em tampas flangeadas ou em eixos com 3 mancais (hiperestáticos!) deve ser feita concomitantemente em mandriladora.

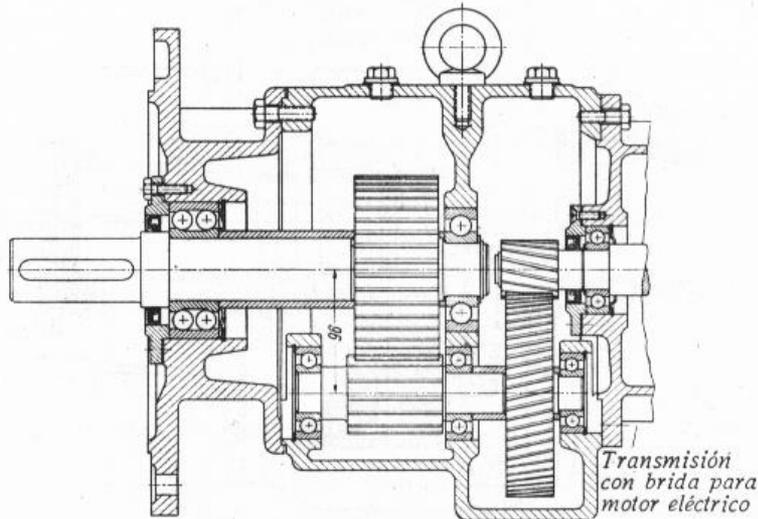


FIG. 22/2. Transmisión con brida para motor eléctrico (Süddeutsche Elektromotorenwerke)

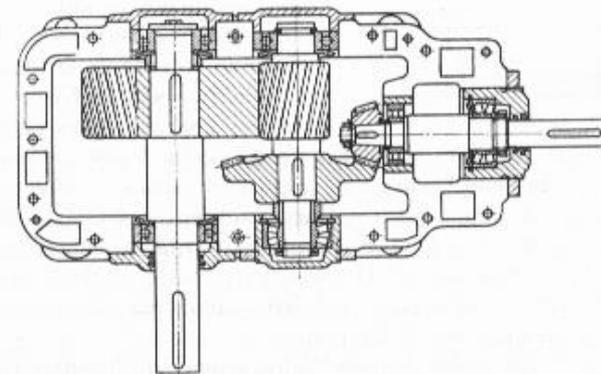


FIG. 22/8. Transmisión con etapas de rueda cónica y frontal (Wülfel). Obsérvese la posibilidad de ajuste axial del piñón y de la rueda cónica por medio del anillo roscado en el casquillo de cojinete

2.13.2. Distribuição das relações de transmissão

- Normalmente a fonte de potência mecânica são motores elétricos, que possuem alta velocidade e baixo torque. Por isso usamos redutores.
- Potência em cada eixo.

$$N_{i+1} = \eta_{mancais} \cdot \eta_{engrenamento} \cdot N_i$$

$$\eta_{mancais} \cong 0,98$$

$$\eta_{engrenamento} \cong 1 - \left(\frac{0,1}{z_{pinhão} \cdot \cos \beta} + \frac{0,03}{v + 2} \right)_i$$

β - ângulo de hélice e v - velocidade tangencial (m/s).

Relação de transmissão i - $i_I = \frac{z_{I2}}{z_{I1}}$ de forma que $i_I > 1$ para reduções.

onde i_I é a relação de transmissão do primeiro par de engrenagens **I** e z_{II} é o número de dentes da engrenagem 1 do par de engrenagens **I**

2.12.2. Distribuição das relações de transmissão

$$i_{total} = i_1 \cdot i_2 \dots i_n$$

- para um estágio **i** até **7** (6 para máquinas de mais precisão).
- para 2 estágios (2 pares de engrenagens ou 3 eixos) **i** até **45**.
- para 3 estágios (3 pares ou 4 eixos) **i** até **200**.
- **i** é regida pela aritmética de inteiros e portanto varia aos saltos.

z_{I1}	16	16	17	17
z_{I2}	39	40	37	38
i	2,4375	2,5000	2,1765	2,2353
variação -		+2,56 %	-10,71 %	-8,29 %

2.13.2. Distribuição das relações de transmissão

- Ao escolher os z não os escolher como múltiplos, mesmo que i o permita, para evitar que um dente sempre engrene com o mesmo outro dente a cada volta . Por exemplo, se $i = 0,5$ escolher 17 e 35 o que dá um erro de -2,8%.
- No caso de projeto de redutores, o momento torsor (e portanto todos os esforços) cresce à medida que a rotação diminui. Também é possível provar que os esforços na engrenagem menor crescem quando i aumenta. **Portanto é aconselhável adotar i decrescentes e aproveitar o momento torsor menor.**
- Para distribuição de i temos duas alternativas:
 - * usar séries normalizadas de *Rénard* (melhor) - Ver apostila de Projeto de caixas de velocidade de Máquinas Ferramentas.
 - * usar números não normalizados.

2.13.2. Distribuição das relações de transmissão

Niemann dá uma fórmula mais sofisticada para distribuir i

- Uma maneira simplificada é adotar $i_{i+1} = i_i^{2/3}$

• se quisermos uma relação total de engrenamento i_T teremos:

- ▶ para dois pares de engrenagem:

$$i_T = i_1 \cdot i_2 = i_1 \cdot i_1^{2/3} = i_1^{5/3}$$

$$\Rightarrow i_1 = i_T^{3/5}$$

obedecendo sempre redução máxima **6** e ampliação máxima $\frac{1}{2}$.

- ▶ para três pares de engrenagem:

$$i_T = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = i_1 \cdot i_1^{2/3} \cdot i_1^{4/9} = i_1^{19/9}$$

$$\Rightarrow i_1 = i_T^{9/19}$$

2.13.2. Distribuição das relações de transmissão

- Exemplo - queremos uma $i_T = 27$:

➤ para dois pares de engrenagem:

$$i_1 = i_T^{3/5} = (27)^{3/5} = 7,2246$$

$$i_2 = i_1^{2/3} = 7,2246^{2/3} = 3,7374$$

portantoo redutor teria : $27 = 7,2246 \cdot 3,7374$ mas a primeira redução é maior que a permitida.

➤ para três pares de engrenagem:

$$i_1 = i_T^{9/19} = (27)^{9/19} = 4,7645$$

$$i_2 = i_1^{2/3} = 4,7645^{2/3} = 2,8313 \quad \text{e} \quad i_3 = i_2^{2/3} = 2,8313^{2/3} = 2,0013$$

portantoo redutor teria : $27 = 4,7645 \cdot 2,8313 \cdot 2,0013$ OK!

2.13.2. Distribuição das relações de transmissão

- Exemplo - queremos uma $i_T = 27$:
- pelo mesmo motivo anterior devemos ter dentes mais robustos para os pares com maior M_t e adotamos para o redutor:

$$m_{i+1} = m_i \cdot \frac{i_i}{i_{i+1}}$$

no caso do exemplo anterior e 3 pares, se adotarmos $m_1 = 5$:

$$m_2 = 5 \cdot \frac{4,7645}{2,8313} = 8,41 \quad , \text{ adota-se } m_2 = 8, \quad \text{de acordo com DIN 7800}$$

$$m_3 = 8 \cdot \frac{2,8313}{2,0013} = 11,31 \quad , \text{ adota-se } m_3 = 11$$

- esta distribuição de m dá o ajuste grosseiro nos cálculos de dimensionamento de engrenagens. O ajuste fino é obtido através da variação da largura.

2.13.3 Escolha do denteamento.

- Os dentes retos são os mais baratos.
- Para velocidades tangenciais maiores ou exigência de ruído menor, ou ainda relação de engrenamento maior, usam-se os dentes helicoidais.

Desvantagem: produzem força axial que precisam ser retidas pelos mancais.

- Se a força axial for muito problemática pode-se optar pelos dentes em V.
- Para economia de espaço pode-se usar sistema planetário ou engrenagens internas.

2.13.4 Escolha dos materiais.

- O material precisa ter em valor adequado as seguintes propriedades:
 - resistência mecânica (σ_{rt} alto)
 - resistência à fadiga
 - resistência à pressão específica (pressão de contato)
 - dureza para evitar desgaste
- As solicitações do pinhão são mais críticas geralmente que a coroa, sendo comum serem de materiais diferentes.
- Se as engrenagens são grandes o suficiente, faz-se o corpo de material mais barato e o denteamento em uma coroa de inserto feita de material mais nobre.
- Tipicamente, para construção mecânica normal, usam-se os aços beneficiados com têmpera ou aços comuns cementados e temperados.

2.13.4 Escolha dos materiais.

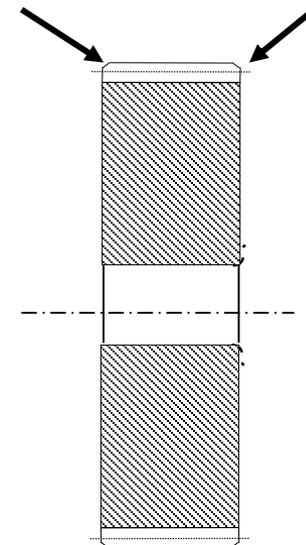
- A tabela de referência para escolha é a **Tabela 22.25 pg. 199 VII Niemann.**

TABELA 22.25 – Características dos materiais** (conversão para outras condições de serviço, ver pág. 200).

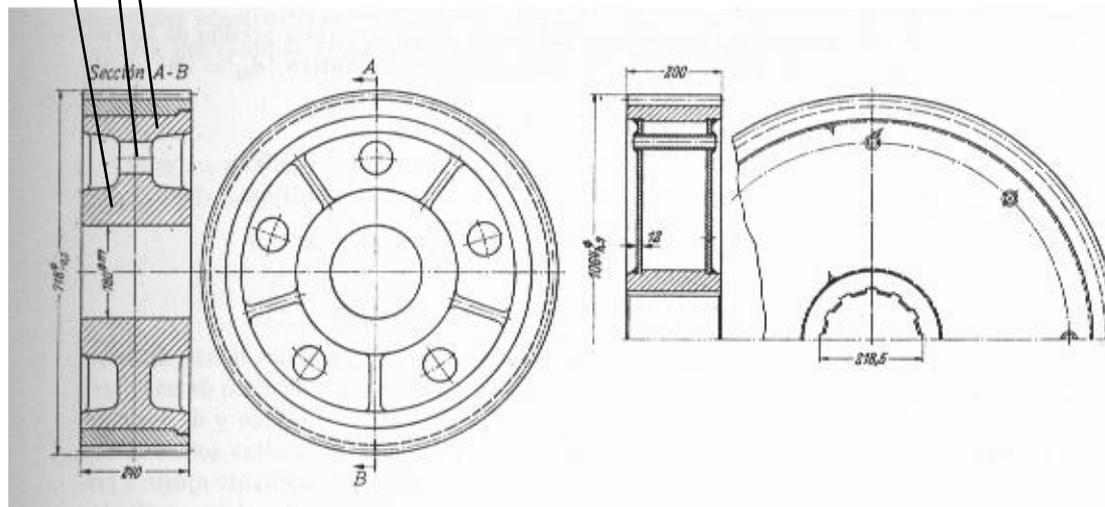
Nr.	Material		Corpo de prova no estado final		Na engrenagem				Profundidade de rugosidade R_a *	
	Tipo e tratamento	Designação	σ_s	σ_{su}	Dureza H_B		Resistência à fadiga			
					Núcleo	Fianco	σ_{-1}	σ_{-1}^d		
kgf/mm ²	kgf/mm ²					kgf/mm ²	kgf/mm ²	mm		
1	Ferro fundido cinzento	GG 18	18	9	170		0,19	4,5	18	6,0
2		GG 26	26	12	210		0,23	6,0	26	
3	Ferro fundido nodular	ferrítico	60	—	170		0,22	25	100	6,0
4		perlítico	70... 75	—	250		0,64	25	140	
5	Aço fundido	GS 52	52	21	150		0,21	15	47	4,5
6		GS 60	60	24	175		0,20	17,5	62	
8	Aço para usinagem	S4 60.11	50... 60	23... 28	150		0,26	19	55	3,0
9		S6 60.11	60... 70	28... 33	180		0,63	21	65	
10		S6 70.11	70... 85	33... 40	208		0,70	24	80	
11	Aço beneficiado	C 23	60... 80	22... 27	140		0,23	19,3	60	3,0
12		C 45	65... 80	30... 34	185		0,40	23	80	
13		C 60	75... 90	34... 41	210		0,51	25,6	90	
14		34 Cr 4	75... 90	36... 44	260		0,80	30	90	
15		37 Mn Si 5	80... 95	38... 46	260		0,70	31,5	95	
16		42 CrMo 4	95... 110	46... 54	300		0,80	31,5	110	
18	Aço cementado	C 15	60... 65	27	190	736	4,9	22	95	2... 3
19		16 MnCr 5	80... 110	—	270	650	5,0	42	140	
20		20 MnCr 5	100... 130	—	380	650	5,0	47	160	
21		15 CrNi 8	90... 120	—	310	650	5,0	44	180	
22		18 CrNi 8	120... 145	—	400	650	5,0	47	170	
23	Aço temperado por chama ou por indução	Ck 45	65... 80	—	220	595	4,3	31,5	140	3,0
24		37 MnSi 5	90... 105	—	270	560	3,7	34	125	
25		53 MnSi 4	90... 110	—	275	815	4,6	35	110	
27	Aço cianetado	41 Cr 4	140... 180	—	450	595	4,3	32	190	3,0
28		37 MnSi 5	150... 190	—	470	550	3,6	35	200	
29	Tecido duro	grosso	—	—	—	—	0,18	5,6	17	6,0
30		fino	—	—	—	—	0,23	5,6	17	
31	Ferro fundido nodular	GGG 90	80... 90	—	300		1,8	22	140	3,0
32	Aço nitretado em banho	C 45	55 ÷ 60	—	450		1,8	31,8	110	
33	Aço nitretado em banho	42 CrMo 4	85 ÷ 90	—	660		2,7	58,0	150	
34	Aço nitretado em gás	31 CrMo V 9	70 ÷ 85	—	700		3,5	45,0	150	
35	Aço temperado por chama ou por indução	42 CrMo 4	90 ÷ 110	—	375	615	4,5	35	110	

2.13.5. Forma construtiva das engrenagens

- Os dentes são chanfrados nos lados sempre!
- As engrenagens pequenas são cheias e feitas de barras (pinhão) e chapas grossas (coroa).
- As maiores tem alívio de peso.



- cubo
- alma
- coroa



2.13.5. Forma construtiva das engrenagens

- Aquelas com alívio de peso podem ser:
 - forjadas
 - fundidas
 - soldadas
- Para engrenagens pequenas é possível forjar a engrenagem junto com eixo.

2.14.6 Largura dos dentes

- Adota-se sempre $b_{\text{pinhão}} = b_{\text{coroa}} + m$ para garantir boa distribuição de carga.
- Para dentes mais largos passa a ser fundamental a distribuição uniforme da carga \Rightarrow bom apoio da engrenagem para não defletir demasiadamente em serviço.

2.13.6 Largura dos dentes

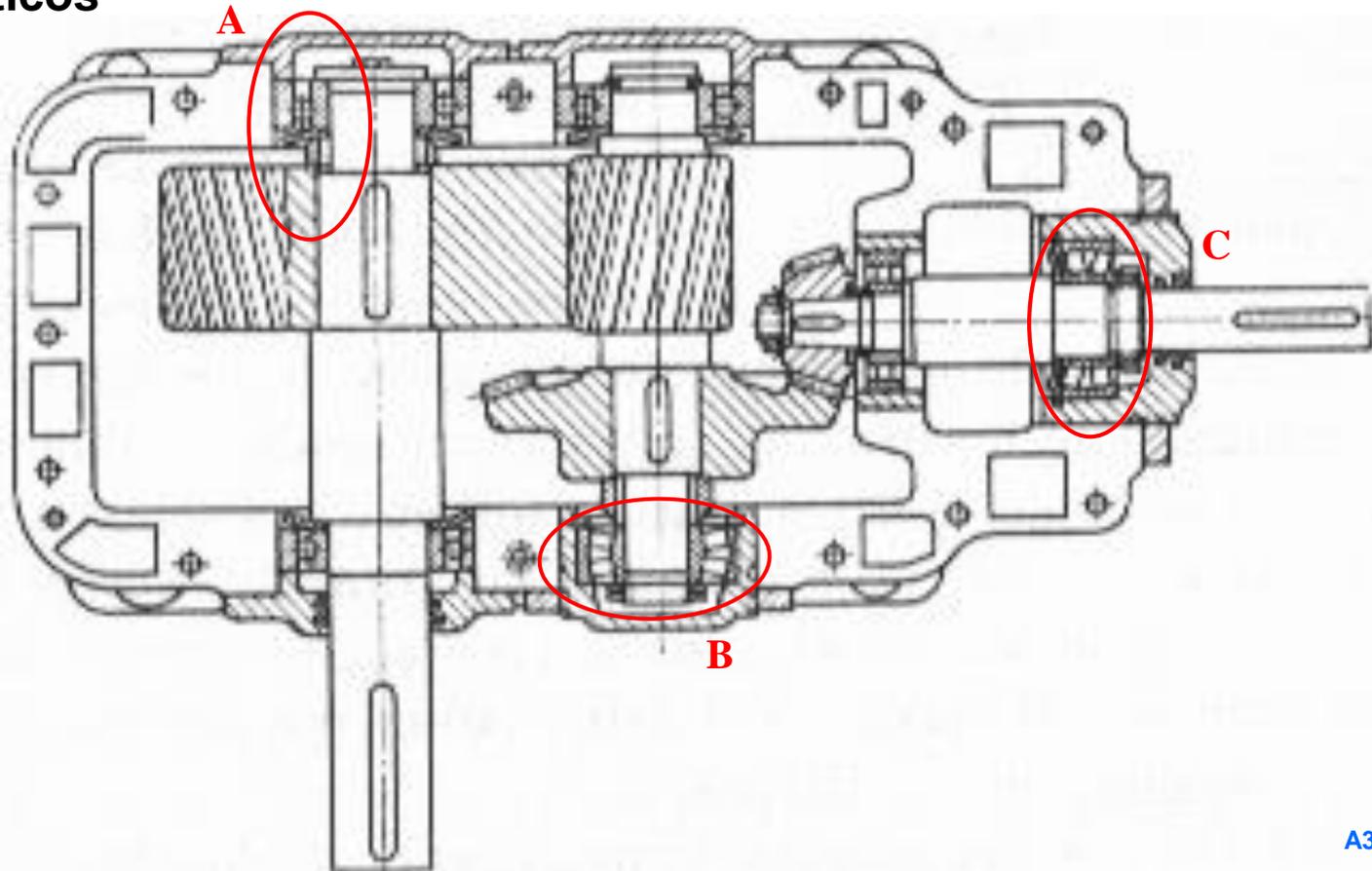
- Valores aconselháveis para largura **b** do dente:
 - eixo biapoiado rígido $b / d_{p \text{ pinhão}} \leq 1,2$
 - em balanço $b / d_{p \text{ pinhão}} \leq 0,75$
- Para efeito de dimensionamento inicial, adotar:
 - um estágio : $b/a = 0,5$; com $a =$ distância entre centros.
 - dois estágios : $b_1/a_1 = 1/3$ e $b_2 = 2 b_1$
 - pode-se manter a razão a razão b/a , fazendo a crescer em série normalizada.
- Nunca é aconselhável usar a largura do dente maior que o diâmetro primitivo do pinhão. Se isto acontecer os esforços de torção concentrarão a carga quase totalmente em uma das extremidades por erros no alinhamento dos dentes e no alinhamento do eixos. Normalmente, para estes casos usa-se uma largura por volta de três vezes o passo circular ($b = 3 P_c$).

2.13.6 Largura dos dentes

- Em engrenagens helicoidais duplas (espinha de peixe) a largura pode ser tão grande como duas vezes o diâmetro primitivo do pinhão antes que o problema de esforços de torção torne-se sério.
- As regras acima resultam em vários valores para a largura. Adota-se o mais razoável e depois verifica-se com cálculos de dimensionamento.

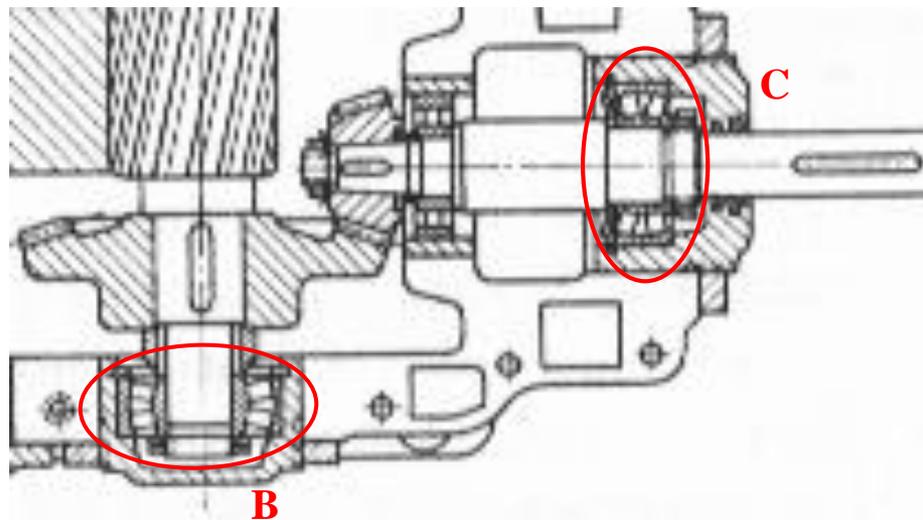
2.13.7 Outros detalhes construtivos

- Preferem-se os assentos passantes de rolamento
- A fixação axial de engrenagens faz-se:
 - com anéis espaçadores e tampa (**detalhe A abaixo**) ou
 - com anéis elásticos



2.13.7 Outros detalhes construtivos

- União eixo cubo é feita com chaveta. Para altas séries pode-se usar outras uniões mais resistentes a M_t (estrias múltiplas, perfil K, etc).
- Os mancais escolhidos são normalmente de rolamentos. Para redutores muito grandes se usa mancais de deslizamento.
- A escolha das varáveis de projeto de engrenagens influem não só no tamanho e desempenho destas, mas também inflei diretamente na escolha no tipo e no dimensionamento dos rolamentos (detalhes B e C).



2.13.8 Dados necessários para o dimensionamento

- Especificações ou dados necessários para o projeto de engrenagens.
 - grandeza da potência a ser transmitida N
 - a velocidade do pinhão (ou da coroa) n
 - relação de transmissão i
 - vida desejada.
- Frequentemente é difícil descobrir quanta potência um par de engrenagens deve transmitir. Tomemos o exemplo de uma engrenagem acionada por um motor de potência nominal 10 HP:
 - o motor pode ser solicitado a girar todos os dias do ano a 10 HP.
 - o motor pode girar somente intermitentemente e a potência bem abaixo de 10HP.
 - ainda em outro caso, o motor pode ser ligado todos os dias e ter que fornecer 20HP por um pequeno período de tempo.

2.13.8 Dados necessários para o dimensionamento

- neste caso usa-se o conceito de **fator de serviço**:

$$N_{serviço} = N_{nominal} \cdot f_s$$

$$f_s = \frac{\text{tempo funcionam. com potência de serviço}}{\text{tempo total}}$$

- Pode ser interessante também calcular a máxima carga contínua que a engrenagem poderá agüentar para a vida dada.
- Em seguida deverá determinar o torque máximo. Esta carga, provavelmente, durará somente um pequeno período de tempo.
- Na maioria dos projetos é necessário fazer cálculos de tensões para somente estas duas condições. Entretanto, em alguns casos, poderá haver uma alta carga intermediária a qual é maior que a máxima contínua, mas não durará tanto quanto ela. Nestes casos é necessário calcular tensões para a carga intermediária.

2.13.9 Dados de saída do projeto

Geralmente os dados, referentes aos dentes, que devem constar do desenho são os seguintes:

dimensões e tolerâncias:

- ✓ número de dentes
- ✓ diâmetro primitivo
- ✓ ângulo de pressão normal
- ✓ módulo normal (ou “*pitch*”)
- ✓ passo circular normal
- ✓ espessura do dente
- ✓ ângulo de hélice
- ✓ direção da hélice
- ✓ addendum
- ✓ altura total.

dados referentes ao material e ao tratamento térmico (se existir).