

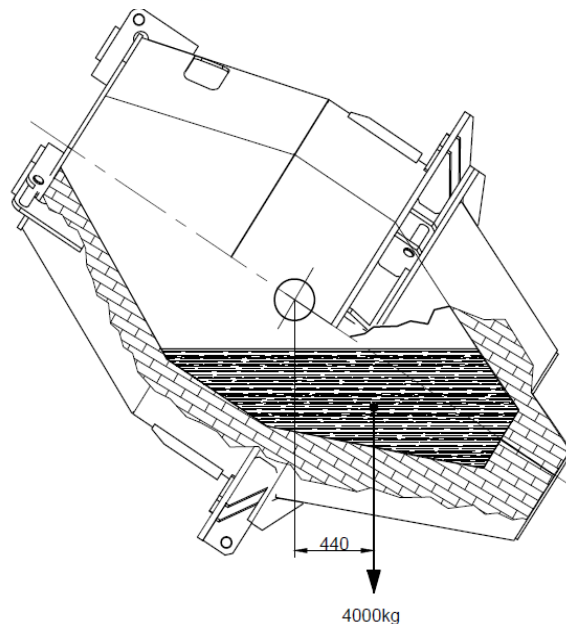
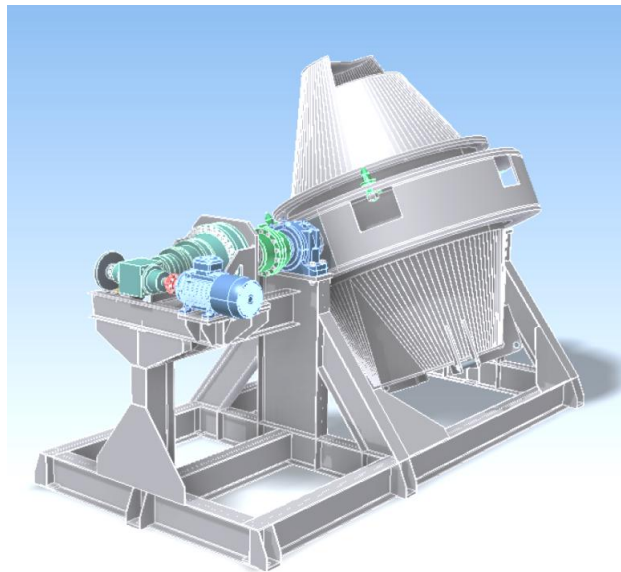
ASSESSOTEC

ASSESSORIA TECNICA EM ACIONAMENTOS

José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel. 9.9606.7789

e. mail: fevereirojl@uol.com.br

COMO CALCULAR A POTÊNCIA DO MOTOR E SELECIONAR O REDUTOR NO ACIONAMENTO DE MAQUINAS E EQUIPAMENTOS



$$M = 4000kg * 0,44m = 1760mkgf \quad P = \frac{M * n}{716,2 * \eta} = CV$$

A teoria aplicada à prática no cálculo do torque necessário, da potência do motor e na seleção do redutor para o acionamento de diversos tipos de equipamentos

ASSESSOTEC ASSESSORIA TECNICA EM ACIONAMENTOS Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel. 99606.7789			
PARTE I – EQUIPAMENTOS MECÂNICOS		PARTE II – AGITADORES E MISTURADORES	
Assunto	Pag	Assunto	Pag
Alavancas	21	Teoria básica da mecânica dos fluídos. . .	81
Cargas radiais admissíveis pelos redutores .	18	- resistência viscosa.	81
Coeficiente de atrito	02	- resistência dinâmica.	84
- atrito de deslizamento.. . . .	02	- coeficiente de viscosidade dos fluídos. . .	83
- ângulo de atrito.	03	- viscosidade cinemática.	85
- atrito de rolamento.	04	- movimento laminar e turbulento.	86
- braço de alavanca da resist. ao rolamento	04	- número de Reynolds.	86
Conversão de unidades.	19		
Energia cinética.	11	Agitadores.	86
Energia cinética rotacional.. . . .	12	- cálculo da potência de acionamento. . . .	86
Equivalência N/kgf.	02	- dimensões do tanque padrão.	86
Forças – Noções.	02	- dimensões diferentes do tanque padrão. .	88
- força de atrito.. . . .	02	- agitadores tipo pás – tabelas e gráfico do	91
- força de aceleração.	06	número de potência.	
Momento de torção – Torque - Noções. . .	07	- agitadores tipo turbina - tabelas e gráfico	101
- momento de aceleração e frenagem	09	do número de potência.	
- momento de inércia de massa.	10	- agitadores tipo âncora - tabelas.	110
Plano inclinado	06	- disco de Cowles – disco dispensor	114
Potência – Noções.	13		
- potência absorvida	19	Misturadores.	115
- potência absorvida pelo motor	19	-Y, V e duplo cone.	115
Roldanas e polias.	20	- Ribbon blender e duplo eixo.	117
Velocidade angular. Radianos/s – rpm. . . .	20	- Seleção de motores e redutores.	118
Acionamentos – Métodos de cálculo de			
potência			
Calandras (de chapas).	68		
Carros de transporte	35		
Correias transportadoras sobre chapa de aço	26		
Correias transportadoras sobre roletes	22		
Elevadores de canecas.	32		
Elevadores de carga e guinchos de obra. . .	48		
Foulard - Cilindros sobre pressão	45		
Fuso com rosca trapezoidal.	34		
Girador de tubos - dispositivo de soldagem	65		
Guinchos.	38		
Laminadores (de chapas)	60		
Mesa pantográfica.	77		
Plataforma giratória.	78		
Ponte rolante – translação	43		
Rosca transportadora.	57		
Tombadores e viradores.. . . .	71		
Transportadores de corrente.. . . .	30		

NOÇÕES DE FORÇA

Chama-se força a tudo que é capaz de modificar o movimento ou repouso de um corpo.

Qualquer corpo tem massa, popularmente denominada peso, mas nos conceitos da física, peso de um corpo é a força com que a Terra o atrai.

A intensidade da força pode ser medida, no sistema técnico, em kgf (quilograma força) ou, no sistema internacional de medidas, em N (Newton).

1 N é a força necessária para deslocar no espaço um corpo de massa 1 kg acelerando a 1m/s^2 e, na superfície de nosso planeta, sobre a ação da força gravitacional de $9,8\text{ m/s}^2$, é preciso uma força de 9,8 N para elevar um corpo de massa 1 kg.

1 kgf é a força necessária para elevar um corpo de massa 1 kg vencendo a mesma força gravitacional da Terra.

Concluindo, 1 kgf equivale a 9,8N. Na prática costuma-se arredondar para 10 N

Exemplo: Para elevar um corpo de massa 5 kg, é necessário aplicar uma força com intensidade superior a 5 kgf ou 49 N, contrária a força da gravidade.

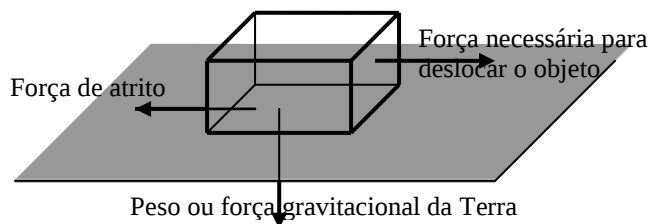
Força necessária p/ elevar o corpo = 5kgf ou 49N



Força gravitacional da Terra (força peso) = 5 kgf ou 49 N

Mas para deslocar um corpo na horizontal, que esteja apoiado sobre uma superfície horizontal, não é necessário aplicar uma força igual a massa do corpo. A força necessária para arrastar um armário é muito menor que a força para levantar o mesmo.

Para deslocar um corpo apoiado sobre um plano horizontal é necessário vencer a FORÇA DE ATRITO gerada pelo atrito entre as superfícies de contato. Esta força tem sentido de direção contrário à força que se faz para se deslocar o corpo e será sempre de menor valor do que seu peso.



A força de atrito é o resultado da multiplicação da força peso pelo COEFICIENTE DE ATRITO. Conhecendo a força peso exercida pelo corpo e o coeficiente de atrito é possível calcular a força necessária ou requerida para deslocar um corpo na horizontal.

1- COEFICIENTE DE ATRITO DE ESCORREGAMENTO OU DESLIZAMENTO. Citando como exemplo, é o atrito gerado entre os pés de uma mesa e o assoalho quando você arrasta esse móvel ou outro qualquer.

Exemplo: Força necessária para deslocar um armário com pés de madeira pesando 200 kg sobre um assoalho de madeira sabendo-se que o coeficiente de atrito de deslizamento entre madeira e madeira é 0,4.

$$F_n = 200\text{kg} \cdot 0,4 = 80\text{kgf} \quad \text{ou} \quad F_n = 200\text{kg} \cdot 9,8\text{m/s}^2 \cdot 0,4 = 784\text{N}$$

O coeficiente de atrito depende do material e do acabamento das partes em contato, mas não depende da área de contato. Os valores, resultados dos testes em experiências práticas, são encontrados em qualquer manual técnico.

COEFICIENTES DE ATRITO DE DESLIZAMENTO

Materiais em contato	Atrito em repouso			Atrito em movimento		
	A seco	Lubrificado	Com água	A seco	Lubrificado	Com água
Aço / aço	0,15	0,10	-	0,12	0,08	-
Aço/bronze	0,19	0,10	-	0,18	0,06	-
Aço/ferro cinzento	0,28	0,15	-	0,20	0,08	-
Aço/gelo			0,014			
Bronze/bronze	-	-	-	0,20	-	0,15
Cortiça/metal	0,60	0,25	0,62	0,25	0,12	0,25
Couro/metal	-	-	-	0,35	0,30	-
Ferro cinz./bronze	0,30	0,15	-	0,28	0,08	0,10
Ferro cinz./ferro cinz.	0,28	-	-	0,20	0,08	-
Poliamida/aço	0,35	0,11	0,30	-	-	-
Poliuretano/aço	0,36					

ÂNGULO DE ATRITO

Como conhecer na prática o coeficiente de atrito estático entre dois materiais:

Utilizar uma placa plana com um dos materiais a serem testados e, para a outra peça, um bloco de formato cúbico com um dos lados bem plano. O corpo que irá deslizar poderá ser um pedaço de madeira qualquer com um dos materiais de teste colado no seu lado mais plano. Iniciar o teste inclinando a rampa suavemente a partir de 0° até atingir a inclinação onde o corpo principia a deslizar lentamente pela rampa. Nesse exato momento medir o ângulo de inclinação θ , denominado ângulo de atrito ou, conhecendo a base B da rampa e a altura A , calcular o coeficiente de atrito pela fórmula:

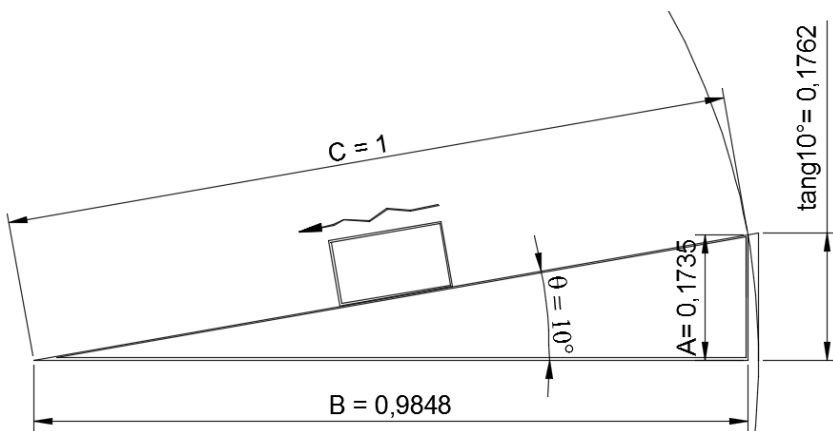
$$\mu = \tan \theta = \frac{A}{B}$$

Na figura ao lado, um exemplo da determinação do coeficiente de atrito estático entre aço e bronze

$$\mu = \tan \theta = \tan 10^\circ = 0,1762$$

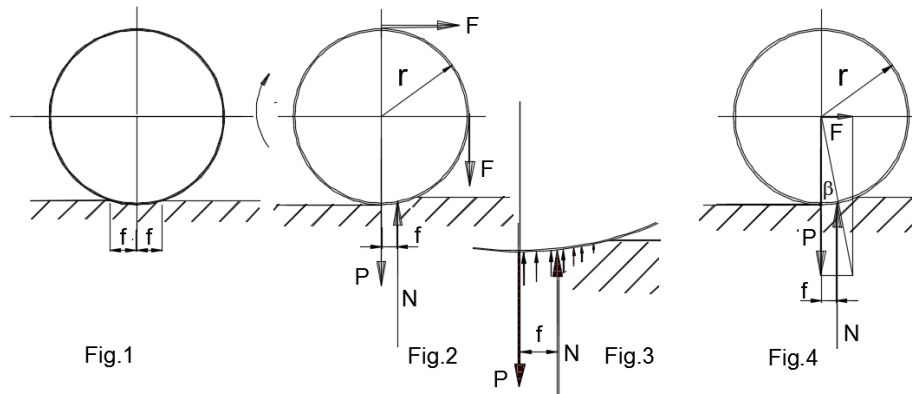
ou

$$\mu = \frac{A}{B} = \frac{0,1735}{0,9848} = 0,1762$$



2- ATRITO DE ROLAMENTO - BRAÇO DE ALAVANCA DA RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO

Coulomb, em ensaios de laboratório, fez experimentos para determinar os valores dos atritos de rolamento e verificou que esse atrito está em razão direta do peso e em razão inversa do diâmetro da roda ou esfera. Para melhor entender o atrito de rolamento, observe as figuras a seguir:



As figuras representam uma roda de aço apoiada sobre uma superfície plana e de material mais mole onde, devido à força peso P e em função da deformação dos materiais, há um aumento da área de contato. Com a roda parada (fig. 1), f é a metade do valor do contato (atrito estático). Quando a roda entra em movimento (fig. 2 e 3), f diminui de valor (atrito cinético). Na figura 2, o raio da roda r é a mesma distância de P até a aplicação da força F e também uma alavanca onde a medida f é o braço de alavanca da resistência ao rolamento. A força F , com apoio em N , eleva e movimentada P e, para fazer a roda girar, o seu valor deverá ser:

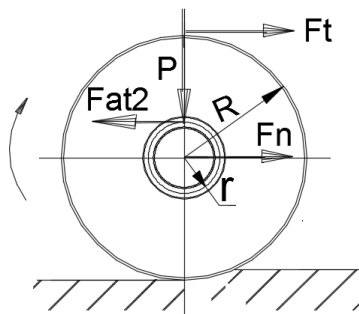
$$F = P \frac{f}{R} \text{ - conforme fig. 2 ou ainda } F = P \cdot \operatorname{tg} \beta \text{ - conforme fig. 4}$$

Os valores de f dependem muito das rugosidades das superfícies e dos tipos de materiais em contato.

No sistema de deslocamento de um corpo qualquer, sobre rodas ou cilindros, a outra força de atrito se refere aos mancais de rolamentos (de esfera ou de roletes) entre o eixo e a roda ou cilindro (Fat_2). O valor de f para mancais de rolamentos é na prática 0,1 mm. A fórmula para o cálculo da força de atrito relativa aos mancais de rolamento é:

$$Fat_2 = P \frac{f}{r}$$

r – raio médio do mancal de rolamento



Exemplo:

Calcular as forças de atrito geradas pelo movimento de um carro pesando 1000kg com rodas diâmetro 560mm ($R = 280$ mm) e diâmetro médio dos rolamentos 50mm ($r = 25$ mm).

Considerando $f = 4$ mm para pneus deslocando sobre asfalto em bom estado.

Calculando, a força de atrito de rolamento dos pneus com o solo.

$$Fat_1 = P \frac{f}{R} = 1000 \frac{4}{280} = 14,3kgf$$

Para o cálculo da força de atrito gerada pelos mancais de rolamentos entre o eixo e a roda, considerando r (raio médio do rolamento) = 25mm teremos para o mesmo carro:

$$Fat_2 = P \frac{f}{r} = 1000 \frac{0,1}{25} = 4kgf$$

Na prática, a fórmula para cálculo da força de atrito gerada pelos mancais de rolamento (Fat_2), a fração f/r é substituída pelo coeficiente de atrito para mancais de rolamento cujo valor aproximado é 0,005.

$$Fat_2 = P \cdot 0,005 = 1000 \cdot 0,005 = 5kgf$$

A força tangencial necessária ou requerida F_t para fazer a roda girar e a força de tração necessária F_n para puxar o carro por um cabo preso ao seu eixo, deve ser levemente maior do que a soma das duas forças de atrito.

$$F_n = F_t \geq Fat_1 + Fat_2 \frac{r}{R} \geq 14,3 + 4 \frac{25}{280} \geq 14,35kgf$$

COEFICIENTE DE ATRITO DE ROLAMENTO . Nas fórmulas anteriores, os valores de $f/R + f/r$, é o coeficiente de atrito de rolamento para carros rodando em vias asfaltadas.

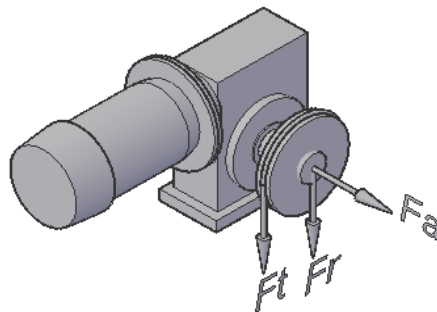
Os valores do coeficiente de atrito de rolamento são mais divulgados nas tabelas e mais utilizados nos cálculos da força de atrito.

O valor de f é dado geralmente em mm e o coeficiente de atrito é adimensional.

Valores de f e do coeficiente de atrito de rolamento

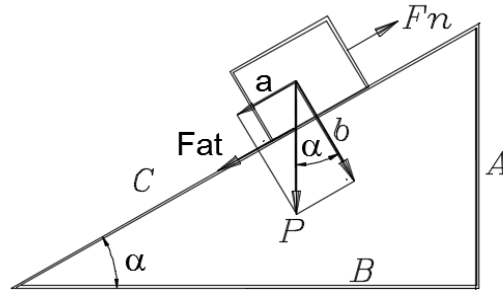
Materiais	f (mm)	Coeficiente de atrito de rolamento	Sem unidade
Aço/madeira dura	1,2	Carros sobre vias asfaltadas	0,010 a 0,015
Aço/aço	0,5	Vagões	0,004 a 0,005

FORÇA RADIAL, FORÇA AXIAL e FORÇA TANGENCIAL



DESLOCANDO UM CORPO NUM PLANO INCLINADO

Quando for necessário deslocar um corpo num plano inclinado, outro fator deverá ser considerado, ou seja, o ângulo de inclinação ou a altura A em relação ao comprimento C .



A figura acima representa um corpo de peso P num plano inclinado onde a componente “a” é uma força resultante de $P \cdot \sin \alpha$ que tende a puxar o corpo rampa abaixo. Quanto maior a inclinação, ou seja, $\sin \alpha$ aproximando-se de 1, maior será o valor dessa força.

A componente “b”, (resultado de $P \cdot \cos \alpha$), multiplicada pelo coeficiente de atrito entre os materiais do corpo e da rampa, gera uma força de atrito F_{at} , resistente ao movimento para cima, que tende a ser menor quanto maior for a inclinação em função de $\cos \alpha$ se aproximar de 0. Para o corpo subir a rampa, o valor da força F_n deverá ser maior do que a soma destas duas forças.

Concluindo:

$$F_n \geq P \cdot \sin \alpha + P \cdot \cos \alpha \cdot \mu \quad \text{ou} \quad F_n \geq P \cdot \frac{A}{C} + P \cdot \frac{B}{C} \cdot \mu$$

F_n = força de tração necessária ou requerida para fazer o corpo subir a rampa

P = força peso exercida pelo corpo

a e b = componentes da força peso

α = ângulo de inclinação

μ = coeficiente de atrito

$$\sin \alpha = \frac{A}{C} \quad \cos \alpha = \frac{B}{C} \quad C = \sqrt{B^2 + A^2}$$

FORÇA DE ACELERAÇÃO

Quando for necessário deslocar grandes massas partindo do repouso e indo a alta velocidade em tempo muito curto, há necessidade de se considerar a FORÇA DE ACELERAÇÃO que em muitos casos é maior do que a força de atrito. Exemplo: Translação de pontes rolantes pesadas, correias transportadoras de minério, vagões, locomotivas e outros similares.

No sistema técnico, o cálculo da força de aceleração causa confusão porque G é força peso, ou seja, a massa submetida à força da gravidade. No cálculo da força de aceleração, a força da gravidade deixa de ser importante e, na fórmula, é preciso substituí-la dividindo por $9,81 \text{ m/s}^2$

$$\text{No sistema técnico } F_a = \frac{G(\text{kgf}) \cdot \alpha(\text{m/s}^2)}{9,81 \text{ m/s}^2} = \text{kgf}$$

$$\text{No sistema internacional } F_a = m(\text{kg}) \cdot \alpha(\text{m/s}^2) = \text{N}$$

$$\alpha = \text{aceleração em } \text{m/s}^2 = \frac{\text{Variação da velocidade}(\text{m/s})}{\text{Tempo de aceleração}(\text{s})}$$

m = massa

G = força peso

Simplificando a fórmula, considerando a variação da velocidade partindo do repouso até a velocidade de trabalho.

$$Fa = \frac{G}{9,81} \cdot \frac{veloctrabalho(m/s)}{tempo.de.aceleração(s)} = kgf \quad \text{ou} \quad Fa = massa \cdot \frac{veloctrabalho(m/s)}{tempo.de.aceleração(s)} = N$$

Exemplo: Calcular a força de aceleração necessária para acelerar uma ponte rolante com massa 30.000kg partindo do repouso até a velocidade de trabalho 0,666 m/s com tempo de aceleração de 4 s.

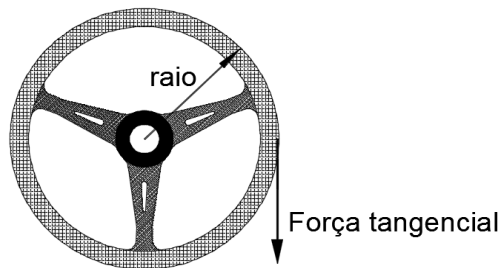
$$Fa = \frac{30000}{9,81} \cdot \frac{0,666}{4} = 509kgf \quad \text{ou} \quad Fa = 30000 \cdot \frac{0,666}{4} = 4995N$$

NOÇÕES DE TORQUE

Quando uma força atua sobre um corpo e a direção dessa força não passa pelo ponto de apoio do corpo ela irá produzir um giro do mesmo. Ao produto da intensidade da força pela distância de atuação da mesma até o ponto de apoio dá-se o nome de TORQUE, MOMENTO DE TORÇÃO, MOMENTO TORÇOR ou ainda CONJUGADO.

Quando você aplica uma força no arco do volante do seu carro você está aplicando um MOMENTO DE TORÇÃO sobre o sistema de direção do mesmo.

A força tangencial exercida pelo seu braço na periferia do volante multiplicada pelo raio (diâmetro do volante dividido por 2) resultará no valor desse momento de torção.

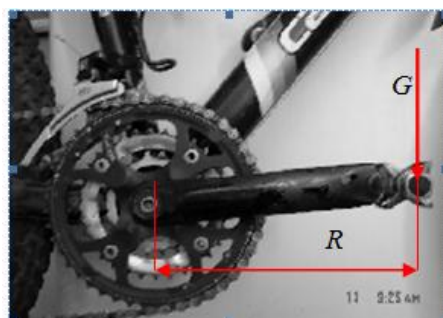


Para o momento de torção normalmente são usadas as unidades de medida Nm (para força em N e raio em m) e kgfm (para força em kgf e raio em m)

Outro exemplo para você entender o que é torque ou momento de torção é o da bicicleta:

Quando você põe o peso do seu corpo sobre o pedal da bicicleta você está aplicando um momento de torção sobre o conjunto pedal-pedivela.

No sistema técnico, a força peso G exercida pelo seu corpo sobre o pedal e multiplicada pelo comprimento do pedivela R , lhe dará o valor desse momento de torção.



Exemplo:

G = força peso do ciclista: 60 kgf

R = comprimento do pedivela: 0,20 m

$M = 60\text{kg} \times 0,20\text{m} = 12 \text{ kgfm}$

Aos momentos acima nós poderemos chamar de MOMENTO DE TORÇÃO FORNECIDO

Nos catálogos de motores esse momento é chamado de CONJUGADO NOMINAL (em kgfm)

Nas tabelas técnicas dos catálogos de redutores e acoplamentos elásticos, você verá o torque ou momento de torção indicado para o eixo de saída. Este é o torque que o redutor e acoplamento foi calculado para suportar (porém inclui alguns fatores de segurança sobre esse torque) e ao qual chamamos de MOMENTO DE TORÇÃO NOMINAL ou TORQUE NOMINAL.

Em alguns catálogos de redutores você verá o torque no eixo de saída expresso em daNm

(10.Nm) Isto facilita a leitura do catálogo porque na prática 1daNm é igual a 1kgfm (na realidade 1daNm é igual a 1,02 kgfm.) . Em outros catálogos o torque está em kgfm ou Nm.

A finalidade de um conjunto motor redutor é fornecer um momento de torção a uma determinada rotação no eixo de saída, momento esse necessário para o acionamento de uma máquina ou equipamento qualquer. O motor fornecerá o torque ou conjugado a uma alta rotação e o redutor multiplicará esse torque na mesma proporção (deduzido o rendimento) em que reduz a rotação. Para calcular um momento de torção fornecido no eixo de saída de um redutor acionado por um motor devem-se utilizar as fórmulas seguintes:

-Para calcular o momento em kgfm a potência do motor deverá estar em CV e a fórmula será:

$$M_2 = \frac{716,2 \cdot P \cdot \eta}{n} = \text{kgfm}$$

M_2 – Momento de torção no eixo de saída em kgfm

n – Rotação por minuto no eixo de saída do redutor

P – Potência do motor em CV

η – Rendimento do redutor

- Para calcular o torque em Nm a potência do motor deverá estar em kW e a fórmula será:

$$M_2 = \frac{9550 \cdot P \cdot \eta}{n} = \text{Nm}$$

M_2 – Momento de torção no eixo de saída em Nm

n – Rotação por minuto no eixo de saída do redutor

P – Potência do motor em kW

η - Rendimento do redutor

Quando calcular um acoplamento para o eixo de saída de um redutor também deverá levar em conta as fórmulas acima além dos fatores de serviço indicados pelo fabricante.

MOMENTO DE TORÇÃO RESISTENTE. Esse é o momento gerado pelas massas a serem deslocadas e pelos atritos internos entre as peças quando uma máquina se encontra em movimento.

Seguindo o exemplo do volante do carro: O atrito do pneu com o solo, gera um momento de torção resistente quando você tenta girar o volante. Então, para que você possa efetivamente mudar a direção do veículo, precisa gerar um momento de torção no volante maior do que o momento resistente gerado pelo atrito entre os pneus e o solo.

Ou seja: Para que a máquina funcione é necessário que o MOMENTO DE TORÇÃO FORNECIDO seja maior do que o MOMENTO DE TORÇÃO RESISTENTE .

MOMENTO DE ACELERAÇÃO e MOMENTO DE DESACELERAÇÃO ou FRENAGEM:

É muito importante quando a finalidade é acelerar ou frear cilindros e discos com grande massa de inércia e em tempo muito curto.

Em inúmeros casos é maior do que o momento necessário para vencer as forças de atrito nas partes internas dos equipamentos.

As fórmulas seguintes são utilizadas para calcular o momento de aceleração e frenagem de mesas giratórias, cilindros pesados, fornos rotativos e outros equipamentos girantes de alta massa de inércia.

Para cilindros ou discos maciços Ex.: Mesa giratória e eixos maciços

$$M_a = M_f = \frac{G \cdot n \cdot d^2}{4 \cdot 9,81 \cdot 19,1 \cdot t} = kgfm \quad \text{ou} \quad M_a = M_f = \frac{m \cdot n \cdot d^2}{4 \cdot 19,1 \cdot t} = Nm^2 / s^2.$$

Para anéis (aros) tubos ou cilindros ocos Ex: Cilindros rotativos, secadores

$$M_a = M_f = \frac{G \cdot n \cdot d^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 19,1 \cdot t} = kgfm^2 / s^2 \quad \text{ou} \quad M_a = M_f = \frac{m \cdot n \cdot d^2}{2 \cdot 19,1 \cdot t} = Nm^2 / s^2$$

G = força peso

m = massa em kg

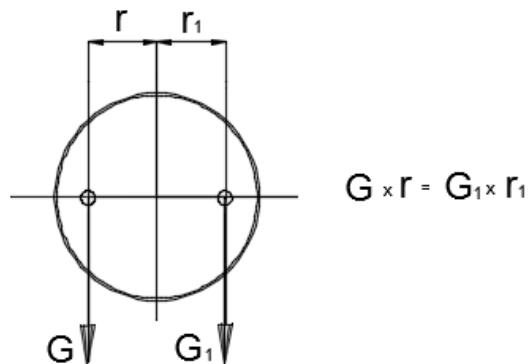
n = rotação por minuto

d = diâmetro do cilindro em m

t = tempo de aceleração ou frenagem em s

Considerações: A constante 19,1 expressa nas duas fórmulas, serve para ajustar as diferentes unidades entre o numerador e o denominador. No numerador rotação por minuto e no denominador o tempo de aceleração ou frenagem em segundos.

Nas fórmulas do sistema técnico, o valor 9,81 é utilizado para eliminar a força gravitacional da terra embutida na força peso (G) porque, em um cilindro perfeito, as massas equidistantes de seu centro e com mesmo volume e valor, não influem no momento rotacional conforme desenho a seguir:

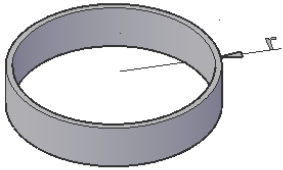
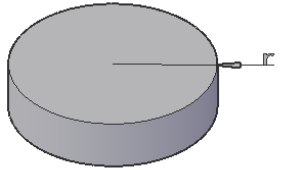
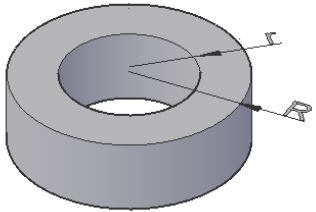


É possível também calcular o momento de aceleração ou frenagem a partir do momento de inércia de massa.

MOMENTO DE INERCIA DE MASSA

O momento de inércia J mede a massa de um corpo em torno de seu eixo de rotação e depende também da sua geometria. A massa quanto mais afastada do eixo de rotação mais aumenta o momento de inércia motivo pelo qual um disco oco com a mesma massa de um cilindro maciço gera maior momento de inércia por ter evidentemente raio maior. Sua unidade de medida no sistema internacional é $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ e é geralmente representado pela letra J . Catálogos de acoplamentos elásticos e hidráulicos e motores elétricos fornecem o momento de inércia de massa.

A seguir as fórmulas utilizadas em função da geometria do corpo e em relação ao eixo de giro

	Anel ou aro $J = m \cdot r^2 = \text{kgm}^2$
	Disco ou cilindro maciço $J = \frac{m \cdot r^2}{2} = \text{kgm}^2$
	Disco ou cilindro oco $J = \frac{m(R^2 + r^2)}{2} = \text{kgm}^2$

A fórmula para calcular o momento de aceleração ou frenagem desses componentes é

$$Ma = \frac{m \cdot v \cdot r}{t} = \frac{m \cdot \pi \cdot 2r \cdot n \cdot r}{60 \cdot t} = \frac{m \cdot \pi \cdot r^2 \cdot n}{30 \cdot t} = \text{Nm}^2 / \text{s}^2$$

Na fórmula acima se $J = m \cdot r^2 = \text{kgm}^2$ substituindo $m \cdot r^2$ por J teremos

$$Ma = \frac{J \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot t} = \text{Nm}^2 / \text{s}^2$$

t = tempo de aceleração ou frenagem em s

v = m/s

n = rotações por minuto

r = raio em metros

ENERGIA CINÉTICA

Energia cinética é a energia que um corpo em movimento possui devido a sua velocidade.
A fórmula para calcular a energia cinética é

$$Ec = \frac{m \cdot v^2}{2} = J$$

v = velocidade em m/s

Exemplos de aplicação da fórmula

1 - Calcular a energia cinética de uma barra de 10 g no instante em que está com uma velocidade de 700 m/s.

Sistema internacional

$$Ec = \frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{0,01kg \cdot 700^2}{2} = 2450J$$

Sistema técnico

$$Ec = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot 2} = \frac{0,01kgf \cdot 700^2}{9,81m/s^2 \cdot 2} = 249kgfm^2/s^2$$

2 - Calcular a energia cinética de um corpo de massa 5kg que cai em queda livre de uma altura de 10 m. Usar o sistema internacional.

Cálculo da velocidade final

$$v^2 = v_o^2 + 2gh = 0 + 2 \cdot 9,8 \cdot 10$$

$$v^2 = 196$$

$$v = 14m/s$$

Cálculo da energia cinética

$$Ec = \frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{5 \cdot 14^2}{2} = 490J$$

v_o = velocidade inicial

g = força gravitacional da terra

h = altura

v = velocidade final

Para explicação da unidade joule J veja a descrição abaixo citada na wikipedia

O **joule** (símbolo: J) é a unidade de energia e trabalho no sistema internacional, e é definida como:

$$1 J = 1 kg \cdot \frac{m^2}{s^2}$$

O nome da unidade foi escolhido em homenagem ao físico britânico James Prescott Joule. O plural do nome da unidade joule é joules.

Um joule compreende a quantidade de energia necessária para se efetivar as seguintes ações:

- A aplicação da força de um newton pela distância de um metro. Essa mesma quantidade poderia ser dita como um newton metro. No entanto, e para se evitar confusões, reservamos o newton metro como unidade de medida de binário (ou torque);
- O trabalho necessário para se mover a carga elétrica de um coulomb através de uma diferença de potencial de um volt; ou um coulomb volt, representado por $C \cdot V$;
- O trabalho para produzir a energia de um watt continuamente por um segundo; ou um watt segundo (compare quilowatt-hora), com $W \cdot s$. Assim, um quilowatt-hora corresponde a 3.600.000 joules ou 3,6 megajoules;
- A energia cinética de uma massa de 2 kg movendo-se à velocidade de 1 m/s. A energia é linear quanto à massa, mas quadrática quanto à velocidade, como em $E = \frac{1}{2}mv^2$;
- A energia potencial de uma massa de 1 kg posta a uma altura de 1 m sobre um ponto de referência, num campo gravitacional de 1 m/s². Como a gravidade terrestre é de 9,81 m/s² ao nível do mar, 1 kg a 1 m acima da superfície da Terra, tem uma energia potencial de 9,8 joules relativa a ela. Ao cair, esta energia potencial gradualmente passará de potencial para cinética, considerando-se a conversão completa no instante em que a massa atingir o ponto de referência. Enquanto a energia cinética é relativa a um modelo inercial, no exemplo o ponto de referência, energia potencial é relativa a uma posição, no caso a superfície da Terra.
- Outro exemplo do que é um joule seria o trabalho necessário para levantar uma massa de **98 g** (uma pequena maçã) na altura de um metro, sob a gravidade terrestre, que também se equivale a um watt por um segundo.

ENERGIA CINÉTICA ROTACIONAL DE UM DISCO OU CILINDRO MACIÇO

Em um disco ou cilindro sólido é possível calcular o momento de torção máximo gerado pela energia cinética rotacional. É o caso do volante de uma prensa qualquer.

A fórmula é

$$Mc = \frac{m \cdot v^2}{2} \cdot \frac{d}{4} = Nm^3 / s^2$$

$$v = \text{velocidade em m/s} \quad v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = m/s$$

n = rotações por minuto

d = diâmetro da peça em m.

A divisão do diâmetro da peça por 4 determina o raio médio para o cálculo da velocidade média e centro das massas.

Exemplo de aplicação

O rotor de um motor, um acoplamento elástico ou hidráulico, pode gerar um torque adicional momentâneo no eixo de entrada de um redutor consequentemente causando sua quebra no caso de dimensionamento inadequado. Isso só ocorrerá se houver um travamento do equipamento acionado. Se conhecermos o momento de inércia e o diâmetro desse componente (o momento de inércia do motor é mencionado no catálogo) poderemos aplicar a fórmula a seguir para o cálculo desse momento:

$$Mc = \frac{J \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot d}{3600} = Nm^3 / s^2$$

A fórmula acima foi deduzida a partir da primeira fórmula da seguinte maneira:

$$Mc = \frac{m \cdot v^2}{2} \cdot \frac{d}{2 \cdot 2} = \frac{m}{2} \cdot v^2 \cdot \frac{d}{4} = \frac{m}{2} \left(\frac{\pi \cdot 2r \cdot n}{60} \right)^2 \cdot \frac{d}{4} = \frac{m}{2} \cdot \frac{\pi^2 \cdot 2^2 \cdot r^2 \cdot n^2}{60^2} \cdot \frac{d}{4} = \frac{m \cdot \pi^2 \cdot r^2 \cdot n^2}{2 \cdot 3600}$$

Sabendo que o momento de inércia para discos ou cilindros maciços é

$$J = \frac{m \cdot r^2}{2} = kgm^2 \text{ e substituindo na fórmula } \frac{m \cdot r^2}{2} \text{ por } J \text{ teremos}$$

$$Mc = \frac{J \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot d}{3600} = Nm^3 / s^2$$

Exemplo:

Cálculo do momento de energia cinética rotacional desenvolvido por um motor WEG de 20 CV - 4 polos 1720 rpm cujo momento de inércia J é 0,0803kgm² e diâmetro do rotor 160mm.

$$Mc = \frac{J \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot d}{3600} = Nm^3 / s^2 = \frac{0,0803 \cdot \pi^2 \cdot 1720^2 \cdot 0,16}{3600} = 104 Nm^3 / s^2$$

Conclusão: No instante do travamento de um equipamento qualquer acionado por esse motor, o mesmo fornecerá um torque instantâneo 130% maior do que em regime normal de funcionamento

MOMENTO DE TORÇÃO REQUERIDO: é o momento necessário para acionar um equipamento qualquer. Na partida é a soma do momento resistente por atrito e do momento de aceleração. Na frenagem o momento resistente de atrito será subtraído do momento de frenagem e o momento de aceleração requerido será maior do que o momento de frenagem desde que os tempos de partida e parada sejam iguais.

NOÇÕES DE POTÊNCIA

POTÊNCIA é o produto da força multiplicado pela velocidade.

Se você conhece a força necessária para deslocar um peso e sabe qual a velocidade em m/s é fácil calcular a potência necessária ou requerida de acionamento através da fórmula abaixo:

$$\text{No sistema técnico: } P = \frac{F \cdot v}{75} = CV$$

F – força em kgf

v – velocidade em m/s

$$\text{No sistema internacional, a potência é medida em kW (quilowatts) ou W (watts) } = \frac{kW}{1000}.$$

Para o cálculo usar a força em N (Newton) e as fórmulas são as seguintes:

$$P = F \cdot v = W$$

$$P = \frac{F \cdot v}{1000} = kW$$

F – força em N

v – velocidade em m/s

Comparando:

- 1W é a potência necessária para deslocar um corpo de massa 1kg a 1m/s^2 e, como na superfície da Terra a aceleração da gravidade é $9,8\text{ m/s}^2$, há necessidade de 9,8 W para elevar esse corpo a altura de 1 m no tempo de 1 segundo.

- 1 CV é a potência necessária para elevar um corpo de massa 75 kg (força peso 75kgf) a altura de 1 m no tempo de 1 segundo.

- Na superfície da Terra para elevar um corpo de massa 75 kg à altura de 1 metro no tempo de 1 segundo é necessário uma potência de $75\text{kg} \times 9,8\text{m/s}^2 = 735\text{ W}$

Concluindo:

$$1\text{ CV} = 735\text{ W}$$

$$1\text{ CV} = 0,735\text{ kW}$$

$$1\text{ kW} = 1,36\text{ CV}$$

Exemplo de aplicação da fórmula

Qual a potência em CV e Watts de uma queda de água de vazão $0,20\text{ m}^3$ por segundo sendo a altura da queda 10 m?

No sistema técnico

$$P = \frac{F \cdot v}{75} = \frac{200\text{kg} \cdot 10\text{m/s}}{75} = 26,6\text{cv}$$

No sistema internacional

$$P = F \cdot v = m \cdot g \cdot v = 200\text{kg} \cdot 9,8\text{m/s}^2 \cdot 10\text{m} = 19600\text{W} \rightarrow 19,6\text{kW}$$

CÁLCULO DA POTÊNCIA NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE UM EQUIPAMENTO EM FUNÇÃO DO MOMENTO ou TORQUE REQUERIDO.

Podemos calcular a potência requerida de acionamento de um equipamento, ou seja, a potência do motor que será utilizado, a partir do conhecimento do momento de torção ou torque requerido e da rotação por minuto no seu eixo de acionamento. O rendimento do sistema de transmissão, geralmente um redutor, também deverá ser conhecido.

PARA POTÊNCIA EM CV

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = \text{CV}$$

M – Momento de torção requerido em kgfm no eixo de acionamento da máquina.

PARA POTÊNCIA EM kW

$$P = \frac{M \cdot n}{9550 \cdot \eta} = \text{kW}$$

M – Momento de torção requerido em Nm no eixo de acionamento da máquina.

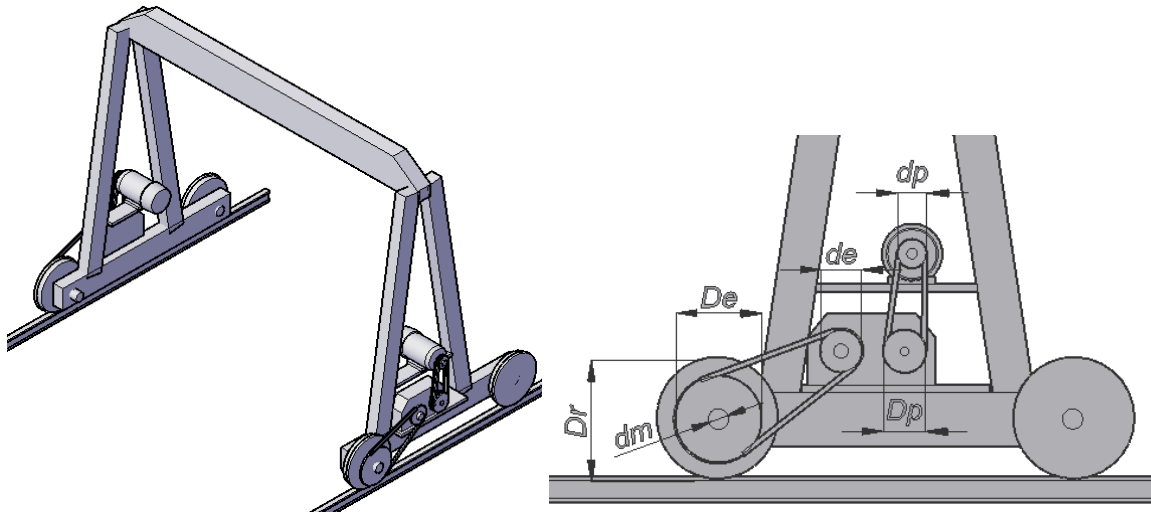
n – rotação por minuto no eixo de acionamento da máquina.

η – rendimento do sistema de acionamento (redutor, polias e engrenagens)

Exemplo de cálculo para aplicação das fórmulas referentes a forças de atrito, força de aceleração, torque e potência.

Cálculo da potência do motor e seleção do redutor para o movimento de translação de um pórtico acionado por dois motores e redutores no plano horizontal (terreno nivelado).

Neste caso foi usado um sistema antigo de motorização com o objetivo de aplicar as fórmulas ensinadas nesta apostila. Atualmente a maioria dos equipamentos usa motoredutor acoplado diretamente ao eixo das rodas dispensando o uso de polias, correias, engrenagens e correntes.



Dados:

Massa da carga: 22000 kg

Massa da estrutura do pórtico: 6000 kg

Velocidade desejada: $v = 10$ m/min

Tempo de aceleração do repouso até a velocidade máxima: 6 s

Diâmetro da roda (Dr) = 400mm

Atrito das rodas com os trilhos: $f_1 = 0,5$ mm (braço de alavanca da resistência ao rolamento aço sobre aço)

Diâmetro médio dos rolamentos dos mancais das rodas (d): 100mm

Atrito dos mancais de rolamentos: $f_2 = 0,1$ mm

Diâmetro da polia do motor (dp): 75mm

Diâmetro da polia no eixo de entrada do redutor (Dp): 150mm

Diâmetro do pinhão no eixo de saída do redutor (de): 80mm

Diâmetro da engrenagem no eixo das rodas (De): 240mm

Para melhor entendimento das fórmulas de cálculo, vamos calcular isoladamente as forças envolvidas no sistema. Como são dois acionamentos, a massa da carga + estrutura poderia ser dividida por 2 mas há uma particularidade: A carga no pórtico pode estar deslocada para as laterais com a força peso concentrada encima de uma das rodas. Sendo assim, para maior segurança nos cálculos, podemos considerar a força peso da carga toda de um lado e sendo movimentada por um único motor. A massa da estrutura em equilíbrio será dividida por 2. Então **a massa sobre as rodas de um único lado será $22000\text{kg} + 6000\text{kg}/2 = 25000\text{kg}$** . Lembrando que, no sistema técnico, a medida de força peso (G) é a própria massa. No sistema internacional, a força peso (massa x aceleração da gravidade) leva em consideração a força da gravidade do lugar onde se encontra o equipamento e, na superfície do nosso planeta para efeito dos cálculos, o valor da gravidade (g) é $9,81\text{m/s}^2$.

Os cálculos serão efetuados no sistema técnico e sistema internacional. As fórmulas do sistema internacional estarão dentro de um retângulo para facilitar a visualização

Forças resistentes ao movimento contínuo

1 - Força de atrito entre as rodas e os trilhos:

No caso de roda sobre trilhos, há um atrito de escorregamento entre o flange das rodas e os trilhos. O valor desse atrito depende do bom alinhamento dos trilhos e até mesmo de ventos transversais que podem provocar uma força transversal ao pórtico e as rodas. Então, para compensar, é adicionado na fórmula o coeficiente multiplicador k_f referente a esse atrito.

Valores de k_f - 1,2 para trilhos bem alinhados

1,5 para trilhos mal alinhados e ventos fortes transversais ao movimento.

$$F_{at1} = G \frac{2 \cdot f_1 \cdot k_f}{D_r} = 25000 \text{kgf} \frac{2 \cdot 0,5 \text{mm} \cdot 1,2}{400 \text{mm}} = 75 \text{kgf}$$

$$F_{at1} = m \cdot g \cdot \frac{2 \cdot f_1 \cdot k_f}{D_r} = 25000 \text{kg} \cdot \frac{9,81 \text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{2 \cdot 0,5 \text{mm} \cdot 1,2}{400 \text{mm}} = 735,7 \text{N}$$

2 - Força de atrito referente aos mancais de rolamento:

$$F_{at2} = G \frac{2 \cdot f_2}{d} = 25000 \text{kgf} \frac{2 \cdot 0,1 \text{mm}}{100 \text{mm}} = 50 \text{kgf}$$

$$F_{at2} = m \cdot g \cdot \frac{2 \cdot f_2}{d} = 25000 \text{kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{2 \cdot 0,1 \text{mm}}{100 \text{mm}} = 490 \text{N}$$

d = diâmetro médio do rolamento dos mancais das rodas (mm)

Conhecidas as forças partimos para o cálculo do momento de torção requerido no eixo das rodas:

3 - Momento de torção para vencer a força de atrito entre as rodas e os trilhos

$$M_{at1} = F_{at1} \cdot \frac{D_r}{2 \cdot 1000} = 75 \text{kgf} \cdot \frac{400 \text{mm}}{2000} = 15 \text{kgfm}$$

$$M_{at1} = F_{at1} \cdot \frac{D_r}{2 \cdot 1000} = 735,7 \text{N} \cdot \frac{400 \text{mm}}{2000} = 147,15 \text{Nm}$$

4 - Momento de torção para vencer a força de atrito dos mancais de rolamento

$$M_{at2} = F_{at2} \cdot \frac{d(\text{mm})}{2 \cdot 1000} = 50 \text{kgf} \cdot \frac{100 \text{mm}}{2000} = 2,5 \text{kgfm}$$

$$M_{at2} = F_{at2} \cdot \frac{d(\text{mm})}{2 \cdot 1000} = 490 \text{N} \cdot \frac{100 \text{mm}}{2000} = 24,5 \text{Nm}$$

5 – Momento de torção para vencer os atritos

$$M_{at} = M_{at1} + M_{at2} = 15 \text{kgfm} + 2,5 \text{kgfm} = 17,5 \text{kgfm}$$

$$M_{at} = M_{at1} + M_{at2} = 147,15 \text{Nm} + 24,5 \text{Nm} = 171,6 \text{Nm}$$

As fórmulas 3, 4 e 5 podem ser substituídas pela fórmula a seguir

$$M_{at} = G \frac{(f_1 \cdot k_f) + f_2}{1000} = 25000kgf \frac{0,5mm \cdot 1,2 + 0,1mm}{1000} = 17,5kgfm$$

$$M_{at} = m \cdot g \cdot \frac{(f_1 \cdot k_f) + f_2}{1000} = 25000kg \cdot 9,81 \cdot \frac{0,5mm \cdot 1,2 + 0,1}{1000} = 171,6Nm$$

6 - Maquinas com elevada massa de inércia e baixo coeficiente de atrito, necessitam de torque relativamente alto na partida.

Para calcular o momento de aceleração é preciso conhecer a força de aceleração.

Força de aceleração (velocidade em m/s e tempo de aceleração em s).

No sistema técnico, o cálculo da força de aceleração causa confusão porque a força peso é a massa do corpo submetida à força da gravidade. Na fórmula de cálculo da força de aceleração, a força da gravidade deixa de ser importante e é preciso substituí-la dividindo por 9,81m/s²

$$F_a = \frac{G}{g} \cdot \frac{v}{ta} = \frac{25000kgf}{9,81m/s^2} \cdot \frac{0,166m/s}{6s} = 70,5kgf$$

$$F_a = m \frac{v}{ta} = 25000N \frac{0,166m/s}{6s} = 691,6N$$

Momento de aceleração para vencer inércia das massas

$$M_a = F_a \cdot \frac{D_r(mm)}{2 \cdot 1000} = 70,5kgf \cdot \frac{400mm}{2000} = 14,1kgfm$$

$$M_a = F_a \cdot \frac{D_r(mm)}{2 \cdot 1000} = 691,6N \cdot \frac{400mm}{2000} = 138,3Nm$$

7 – Momento de torção requerido no eixo das rodas. Somando os momentos:

$$M = M_{at} + M_a = 17,5kgfm + 14,1kgfm = 31,6kgfm$$

$$M = M_{at} + M_a = 171,6Nm + 138,3Nm = 310Nm$$

8 - Momento de torção ou torque requerido no eixo de saída do redutor:

$$M_2 = \frac{M \cdot d_e}{D_e \cdot \eta_e} = \frac{31,6kgfm \cdot 80mm}{240mm \cdot 0,95} = 11,1kgfm$$

$$M_2 = \frac{M \cdot d_e}{D_e \cdot \eta_e} = \frac{310Nm \cdot 80mm}{240mm \cdot 0,95} = 108,7Nm$$

D_e – diâmetro engrenagem de transmissão por corrente no eixo da roda (mm)

d_e – diâmetro engrenagem de transmissão por corrente no eixo de saída do redutor (mm)

η_e = rendimento do conjunto de engrenagens e corrente

9 - Cálculo da rotação por minuto no eixo das rodas:

$$n_e = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot D_r} = \frac{10m/min \cdot 1000}{\pi \cdot 400m} = 7,96rpm$$

D_r = diâmetro da roda (mm)

v = velocidade do carro (m/min)

10 - Cálculo da rotação por minuto no eixo de saída do redutor:

$$n_2 = \frac{n_e \cdot D_e}{d_e} = \frac{7,96rpm \cdot 240mm}{80mm} = 23,9rpm$$

11 - Cálculo da rotação por minuto no eixo de entrada do redutor considerando motor de 4 polos - 1750rpm

$$n_1 = \frac{rpm \text{ do motor} \cdot d_p}{D_p} = \frac{1750rpm \cdot 75mm}{150mm} = 875rpm$$

12 - Cálculo da redução do redutor:

$$i_r = \frac{n_1}{n_2} = \frac{875rpm}{23,9rpm} = 36,6$$

13 - Cálculo da potência necessária ou requerida do motor:

$$P = \frac{M \cdot n_e}{716,2 \cdot \eta_e \cdot \eta_r \cdot \eta_p} = \frac{31,6mkgf \cdot 7,96rpm}{716,2 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,90} = 0,41CV \rightarrow 0,5CV$$

$$P = \frac{M \cdot n_e}{9550 \cdot \eta_e \cdot \eta_r \cdot \eta_p} = \frac{310Nm \cdot 7,96rpm}{9550 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,90} = 0,3kW \rightarrow 0,37kW$$

η_e = rendimento do conjunto de engrenagens e corrente

η_r = rendimento do redutor

η_p = rendimento do conjunto de polias

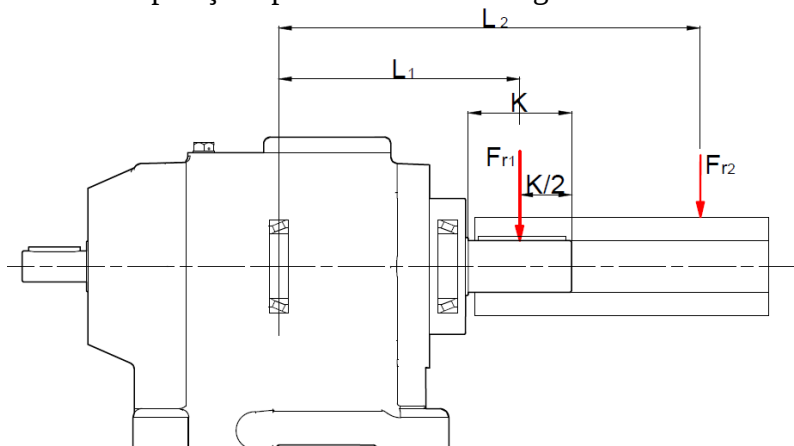
VERIFICAÇÃO DAS CARGAS RADIAIS ADMISSÍVEIS NAS PONTAS DE EIXO DOS REDUTORES

Quando cargas radiais incidirem sobre um ponto mais afastado da dimensão K/2 da ponta de eixo do redutor há necessidade de verificar se essa carga P2 é admissível pelos rolamentos do mesmo.

A força F_{r1} e a dimensão L_1 são os dados fornecidos pelo catálogo do fabricante.

Para verificar a força radial admissível na nova posição aplicar a fórmula a seguir

$$F_{r2} = F_{r1} \frac{L_1}{L_2}$$



VERIFICAÇÃO DA POTÊNCIA ABSORVIDA POR UM EQUIPAMENTO ATRAVÉS DA MEDIÇÃO DA AMPERAGEM E VOLTAGEM DO MOTOR

Para verificar a potência absorvida por um equipamento qualquer utilize a fórmula abaixo:

$$P = \frac{U \cdot I \cdot \sqrt{3} \cdot \eta \cdot \cos\phi}{1000} = kW$$

U = Voltagem da rede

I = amperagem medida a plena carga

η = porcentagem de rendimento do motor (verificar catálogo do fabricante)

$\cos\phi$ = fator de potência (verificar no catálogo do fabricante)

Observação: η e $\cos\phi$ estão em função da potência estimada, conforme se pode perceber no catálogo do fabricante. Exemplo: Motor de 3,7 kW (5 CV) – 4 polos (1730rpm) funcionando em 220 v e com amperagem 10A (aproximadamente 75% da nominal)

Verificando no catálogo da WEG:

Potência		Carcaça	Rpm	Corrente nominal 220 v	Corrente com rotor bloqueado Ip/In	Conjugado nominal kgfm	Conjugado com rotor bloqueado Cp/Cn	Conjugado máximo Cmax/Cn	Rendimento $\eta\%$			Fator pot. $\cos\phi$		
CV	kW								% da potência nominal					
5,0	3,7	100L	1730	13,6	7,5	2,07	3,1	3,0	50	75	100	50	75	100
									80,5	82,3	83,5	0,68	0,79	0,85

$$P = \frac{220 \cdot 10 \cdot 1,73 \cdot 0,823 \cdot 0,79}{1000} = 2,46kW \rightarrow 3,34CV$$

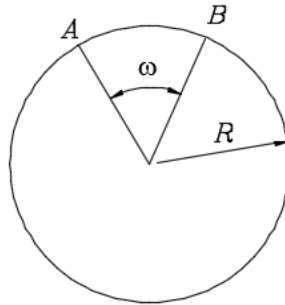
A maioria dos motores fornece um conjugado na partida até 3 vezes maior do que o nominal servindo para iniciar a partida de equipamentos com grande massa de inércia desde que não sejam muitas partidas por hora.

MULTIPLICADORES PARA CONVERSÃO DE UNIDADES MÉTRICAS, SI E AMERICANAS

COMPRIMENTO Polegadas x 25,4 = Milímetros Pés x 0,30480 = Metros MASSA E VOLUME Onças x 28,35 = gramas Libras x 0,45359 = quilogramas Polegadas cúbicas x 16,387 = cm ³ Polegadas cúbicas x 0,016387 = litros Galões x 3,78543 = litros Galões x 0,003785 = m ³ Pés cúbicos x 28,32 = litros Pés cúbicos x 0,0283 = m ³	FORÇA, POTÊNCIA, MOMENTO Libras x 4,4484 = Newtons Libras x 0,45359 = kgf Newton x 0,1020 = kgf HP x 1,014 = CV HP x 0,746 = Kilowatts CV x 0,736 = Kilowatts Pound-feet x 1,3556 = Newton metro Pound-feet x 0,13825 = mkgf Lb in x 0,01152 = mkgf Psi x 0,0731 = kg/cm ² kgfm x 0,98 = daNm daNm x 1,02 = kgfm Pa (pascal)= N/m ² MPa (megapascal) = N/mm ² = 0,1019 kgf/mm ²
---	--

VELOCIDADE ANGULAR

Define-se velocidade angular como sendo o ângulo descrito na unidade de tempo que o móvel percorre o percurso de A a B. É representado pela letra grega ω



Sendo a velocidade tangencial dada em metros por segundo e o raio em metros, obtemos a velocidade angular em radianos por segundo- rad/s

$$\omega = \frac{v}{R} = \text{rad} / \text{s}$$

EQUIVALÊNCIA $n (\text{min}^{-1})$ (rotações por minuto) em rd/s

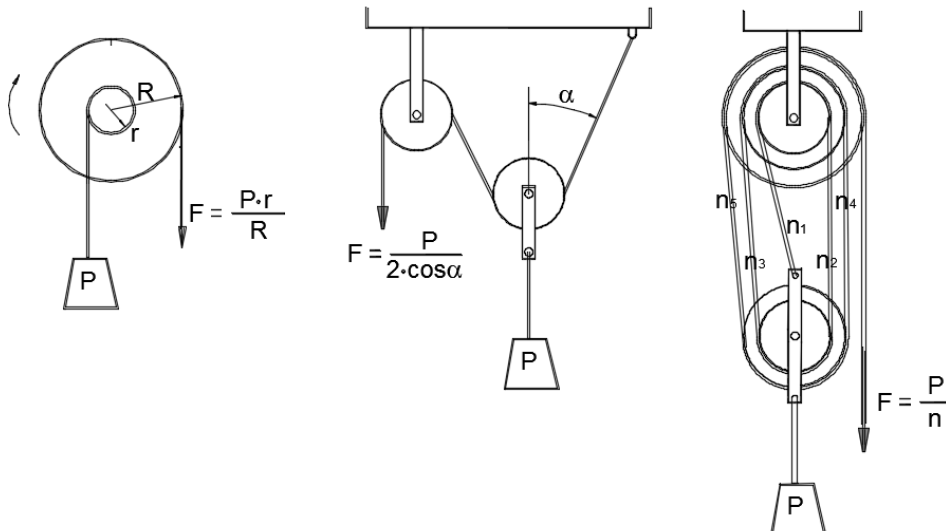
$$\frac{n \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{rd}{s} \therefore n \cdot 0,1047 = \frac{rd}{s}$$

Exemplo: A roda de um trem gira a razão de 125 rpm e o seu diâmetro é 650mm. Determinar sua velocidade linear ou tangencial e a velocidade angular.

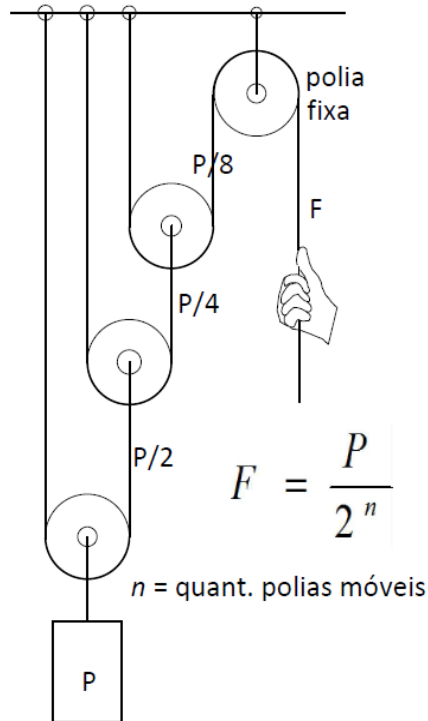
$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,65m \cdot 125rpm}{60} = 4,25m/s$$

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{4,25}{0,325} = 13,07 \text{rad} / \text{s}$$

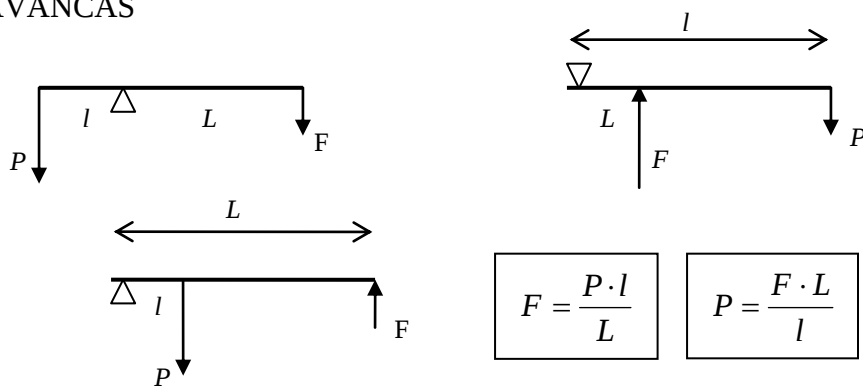
ROLDANAS E POLIAS



Conjunto de polias com multiplicação exponencial da força



ALAVANCAS



P – Peso a ser elevado

F – Força a ser aplicada

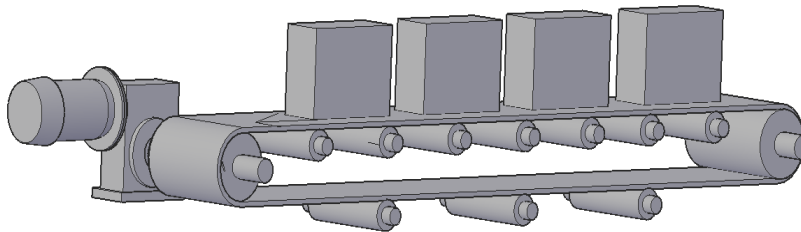
Δ – Ponto de apoio - ponto fixo

ASSESSOTEC

ASSESSORIA TECNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

ACIONAMENTOS – MÉTODOS DE CÁLCULO CORREIA TRANSPORTADORA APOIADA SOBRE ROLETES. TRANSPORTADOR DE CORREIA PARA MATERIAIS A GRANEL



Transportador Tekroll

Para o cálculo da potência necessária para o acionamento de transportadores de correia apoiada sobre roletes, devemos conhecer as cargas que incidem sobre os roletes e seus rolamentos, como a força peso do material e da correia ao longo do transportador. Com esses dados podemos calcular a força de tração necessária para vencer as forças resistentes devidas aos atritos da correia rolando sobre os roletes e seus rolamentos e, quando for transportador em active, os valores referentes à elevação do material.

Para facilitar o entendimento vamos efetuar os cálculos usando o sistema técnico de medidas.

Nos transportadores de correia para produtos a granel, normalmente, os dados de transporte são informados em toneladas por hora (t/h) e, o cálculo da força peso exercida pelo material (G_m) em toda extensão da correia em função da capacidade de transporte, é deduzido pela fórmula:

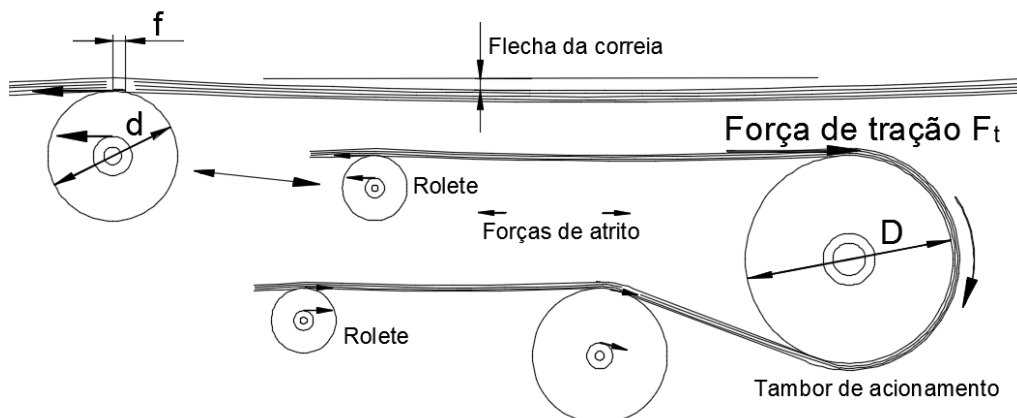
$$G_m = \frac{L \cdot T \cdot 1000}{v \cdot 60} = \text{kgf}$$

L = comprimento do transportador (m)

T = toneladas por hora

v = velocidade da correia (m/min)

Forças de atrito geradas pela correia rolando sobre os roletes de apoio



Podemos dividir as forças de atrito na parte superior e inferior da correia. Na parte superior o valor dessa força será em função, principalmente, do peso da carga adicionado ao peso da correia

e do diâmetro do rolete e seu contato com a correia (f). O valor de f depende da maior ou menor tensão de estiramento da correia como se pode observar na figura acima, mas, para efeito de cálculo, será admitido um valor mais alto, ou seja, 4mm. Para simplificação da fórmula, será considerado também o peso de todos os roletes do transportador.

$$F_{ats} = \left[\left(G_m + \frac{G_b}{2} \right) \cdot \frac{f * 2}{d} \right] + (G_r * \mu_o) = kgf$$

Na parte inferior da correia, a forças de atrito serão geradas principalmente pelo peso da correia rolando sobre os roletes e sobre seus rolamentos ou, em alguns casos, atrito de escorregamento da correia diretamente sobre chapa de aço ou outro material. Os valores dos coeficientes de atrito estão listados numa tabela mais abaixo.

$$F_{ati} = G_b * \mu = kgf \quad \text{ou} \quad F_{ati} = G_b * \mu_o = kgf$$

G_m = peso do material ao longo da correia (kgf)

G_b – peso da correia (kgf)

G_r – peso dos roletes (kgf)

d = diâmetro dos roletes de apoio (mm)

$f = 4 \text{ mm}$ = braço de alavanca da resistência ao rolamento entre correia e rolete.

μ – coeficiente de atrito de escorregamento da correia de retorno sobre apoio

μ_o - coeficiente de atrito de rolamento da correia sobre os roletes

	Materiais em contato	Coeficiente de atrito
Atrito de rolamento μ_o	Roletes com rolamentos	0,01
Atrito de escorregamento μ	Correia/UHMW	0,56
	Correia de poliamida / aço	0,35
	Correia de poliuretano /aço	0,36

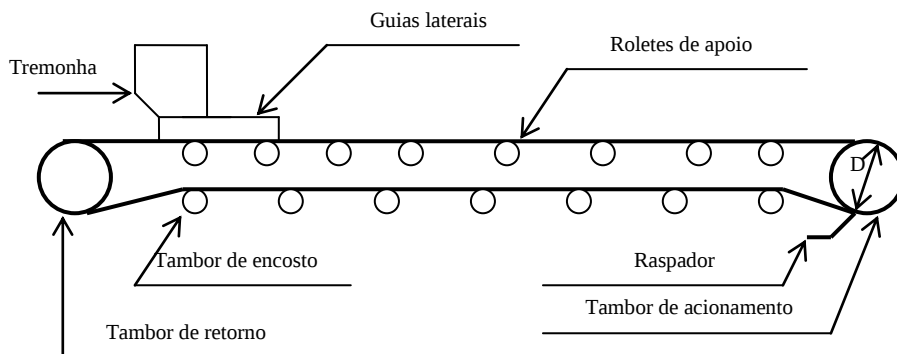
Força para flexionar a correia em torno dos tambores de acionamento e retorno.

No cálculo da CEMA - Associação Americana dos Fabricantes de Transportadores- é admitido 41kg para os dois tambores considerando correia de largura 84 polegadas. Então podemos considerar que, para correias de menor largura, a força deve ser diminuída proporcionalmente.

$$F_{fl} = 41 \cdot \frac{B}{84} = 0,49 * B = kgf \quad B - \text{Largura da correia em polegadas}$$

Forças adicionais

Caso façam parte do sistema, devem ser somadas as forças resistentes devidas aos outros componentes do transportador. Valores conforme CEMA.



$$F_{ad} = F_{ra} + F_{tp} + F_{gu} = kgf$$

1 - F_{ra} = Força para vencer atritos em cada raspador: $F_{ra} = 1,4 \cdot B = kgf$

2 - F_{tp} = Força para acionamento de cada tambor dos trippers conforme tabela a seguir:

Larg.correia (polegada)	16	20	24	30	36	42	48	54	60	72	84
F_{tp} (kgf)	22,7	37,7	49,8	63,4	67,9	72,5	77	81,5	86,1	95,3	104,5

3 - F_{gu} = Força de atrito referente às guias laterais: $F_{gu} = (0,004 \cdot L_g \cdot B^2) + (8,92 \cdot L_g) = kgf$

L_g = comprimento das guias laterais (m)

B – Largura da correia em polegadas

Cálculo da força de tração

1 - Para transportador horizontal:

$$F_t = F_{ats} + F_{ati} + F_{fl} + F_{ad} = kgf$$

Opção de cálculo da força de tração. Fórmula prática para determinar a força de tração em transportadores horizontais, baseada num coeficiente de atrito em função do comprimento.

$$F_t = [(G_m + G_b + G_r) \cdot C] + F_{ad} = kgf$$

O valor de C é obtido na tabela a seguir

COEFICIENTE C PARA CORREIA APOIADA SOBRE ROLETES								
Compr.(m)	Até 5	5-15	15-30	30-60	60-90	90-120	120-150	150-200
C	0,13	0,12	0,08	0,055	0,045	0,035	0,032	0,03

2 - Para transportador em aclave:

A força para elevar o material a uma altura H é deduzida pela fórmula $F_e = G_m \cdot \frac{H}{L} = kgf$

Então a força de tração para transportador em aclave

$$F_t = F_{ats} + F_{ati} + F_{fl} + F_{ad} + G_m \cdot \frac{H}{L} = kgf$$

H – altura de elevação ou desnível (m)

L – comprimento do transportador – distância entre centro dos tambores (m)

d – diâmetro dos roletes (mm)

Para transportadores com muita carga, alta velocidade e muitas partidas por hora, é bom verificar a FORÇA DE ACELERAÇÃO das massas em movimento através das fórmulas:

$$F_a = \frac{G \cdot v}{60 \cdot 9,81 \cdot t_a} = kgf$$

F_a = força de aceleração

G = peso total = $G_m + G_b + G_r$

v = velocidade da correia (m/min)

t_a = tempo de aceleração. A maioria dos motores admite até 6s para acelerar quando há poucas partidas por hora.

Para calcular o momento de torção requerido no eixo do tambor de acionamento:

$$M = (F_a + F_t) \frac{D}{2 \cdot 1000} = kgfm$$

D = diâmetro do tambor de acionamento (mm)

Calculando a rotação por minuto no eixo do tambor.

$$n = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot D} = rpm$$

v = velocidade da correia (m/min)

D = diâmetro do tambor de acionamento (mm)

Definido o torque e a rotação já pode ser selecionado o redutor e o acoplamento de ligação entre os eixos do redutor e do tambor. Caso o redutor esteja acoplado direto ao eixo do tambor, multiplicar o momento de torção M pelo fator de serviço e escolher o redutor pelo torque de saída. Se houver redução por engrenagens e corrente entre os eixos do redutor e do tambor dividir o torque M pela relação de transmissão das engrenagens.

Para o cálculo da potência requerida de acionamento no eixo de entrada do redutor /eixo do motor utilizar as fórmulas:

a - A partir do torque e da rpm do tambor:

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = CV \rightarrow \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

b - A partir de $F_a + F_t$ e da velocidade de transporte:

$$P = \frac{(F_a + F_t) \cdot v}{60 \cdot 75 \cdot \eta} = CV \rightarrow \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

P = potência requerida de acionamento – potência mínima do motor

M = momento de torção requerido no eixo do tambor

n = rpm no eixo do tambor de acionamento

η = rendimento do motorredutor

v = velocidade do transportador em m/min

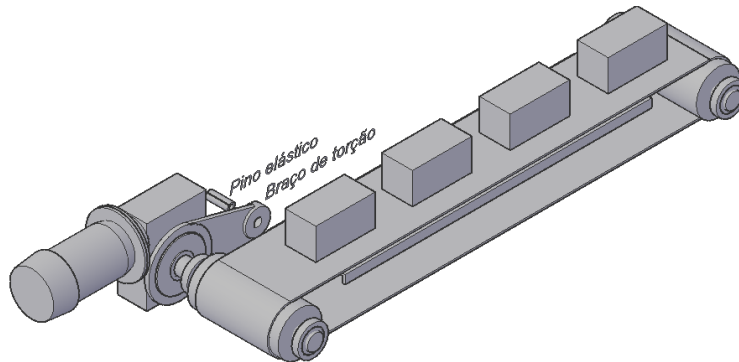
No cálculo de potência foi considerada a força de aceleração das massas em movimento do transportador mais a força de tração para vencer os atritos. Na maioria dos transportadores o momento de aceleração das massas em movimento é menor do que o momento necessário para vencer os atritos, principalmente quando se admite um tempo de aceleração próximo de 6 segundos. A maioria dos motores na partida fornece o dobro ou mais do momento nominal e, sendo assim, esse adicional de torque poderia ser aproveitado para dar a partida se forem poucas por hora. Mas na seleção do redutor e do acoplamento há necessidade de adicionar a força de aceleração ao cálculo.

ASSESSOTEC

ASSESSORIA TECNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

CORREIA TRANSPORTADORA DESLIZANDO SOBRE CHAPA DE AÇO



Para calcular o torque requerido para o acionamento deste tipo de transportador deverá ser considerado o peso do material distribuído sobre a correia somado ao peso da mesma. Quando for informado a capacidade de transporte em kg/h, aplicar a seguinte fórmula para cálculo do peso do material sobre o transportador (G_m)

$$G_m = \frac{L \cdot Q}{v \cdot 60} = kg$$

L = comprimento do transportador (m)

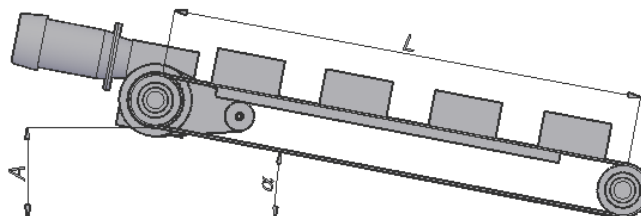
Q = kg/h de material transportado

v = velocidade do transportador (m/min.)

1 – Para transportador horizontal

$$M = (G_m + G_c) \mu \cdot \frac{D}{2 \cdot 1000} = kgfm$$

2 – Para transportador inclinado



$$M = [G_m \cdot \text{sen} \alpha + (G_m + G_c) \cos \alpha \cdot \mu] \frac{D}{2 \cdot 1000} = kgfm$$

M = Momento de torção necessário no eixo do tambor de acionamento

G_m = força peso do material sobre o transportador (kg)

G_c = força peso da correia (kg)

D = diâmetro do tambor (mm)

μ = 0,30 a 0,40 para correia de material sintético deslizando sobre chapa de aço

α = ângulo de inclinação em graus = $\text{sen} \alpha = \frac{A}{L}$

Calculando a rotação por minuto no eixo do tambor / eixo de saída do redutor.

$$n = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot D} = rpm$$

v = velocidade da correia (m/min)

D = diâmetro do tambor de acionamento (mm)

Para calcular a potência necessária de acionamento

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = CV \rightarrow \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

M = momento de torção nominal no eixo do tambor

n = rpm no eixo do tambor de acionamento

η = rendimento do motorreductor.

Exemplo de aplicação: Calcular a potência do motor para acionamento de um transportador horizontal de peças automotivas.

O transportador deve transportar 1260 peças por hora

Massa de cada peça com embalagem = 15kg

Massa da correia: 13kg

Comprimento do transportador = 2m

Diâmetro do tambor: 130mm

Velocidade desejada: 7m/min

O motorreductor com eixo de saída vazado será montado direto no eixo do tambor e fixado a estrutura do transportador através de um braço de torção.

O cálculo será efetuado para se obter a potência em CV (sistema técnico).

Inicialmente devo saber qual o peso a ser transportado no tempo de 1 hora.

Q (peso total das peças a ser transportado em kg/h) $1260 \text{ peças/hora} \times 15\text{kg} = 18900\text{kg/hora}$

Para calcular o peso do material sobre a esteira num momento qualquer G_m

$$G_m = \frac{L \cdot Q}{v \cdot 60} = \frac{2 \cdot 18900}{7 \cdot 60} = 90\text{kgf}$$

Calcular o torque (momento de torção) necessário no eixo do tambor / eixo de saída do redutor

$$M = (G_m + G_c) \mu \cdot \frac{D}{2 \cdot 1000} = (90\text{kgf} + 13\text{kgf}) 0,4 \cdot \frac{130\text{mm}}{2000} = 2,68\text{kgfm}$$

Calcular a rotação do eixo do tambor / eixo de saída do redutor

$$n = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot D} = \frac{7\text{m/min} \cdot 1000}{3,14 \cdot 130\text{mm}} = 17,14\text{rpm}$$

Conhecendo o momento de torção necessário e a rotação por minuto no eixo do tambor / eixo de saída do redutor já pode ser selecionado o motoredutor

Neste caso, um motoredutor SITI MU 40 1:100 com motor de 0,16 CV atende a necessidade com folga.

www.zararedutores.com.br

www.sitiriduttori.it

Dados de catálogo do redutor:

Torque nominal: 4 mkgf

Rpm de saída com motor de 4 polos = 17rpm

Capacidade nominal: 0,18CV

Rendimento: 0,53

Esses dados determinam que esse redutor, se fosse acionado por um motor de 0,16CV, geraria no seu eixo de saída um torque de 3,57 mkgf considerando seu rendimento 0,53 ou 53%. O baixo rendimento do redutor deve-se ao fato de o mesmo ser a coroa e rosca sem fim onde o alto atrito de escorregamento entre essas peças produz uma perda de 47% na multiplicação de torque do motor. Porém esse tipo de redutor tem um custo bem menor do que redutores a engrenagens helicoidais que necessitam de muitas peças para essa redução de 1:100.

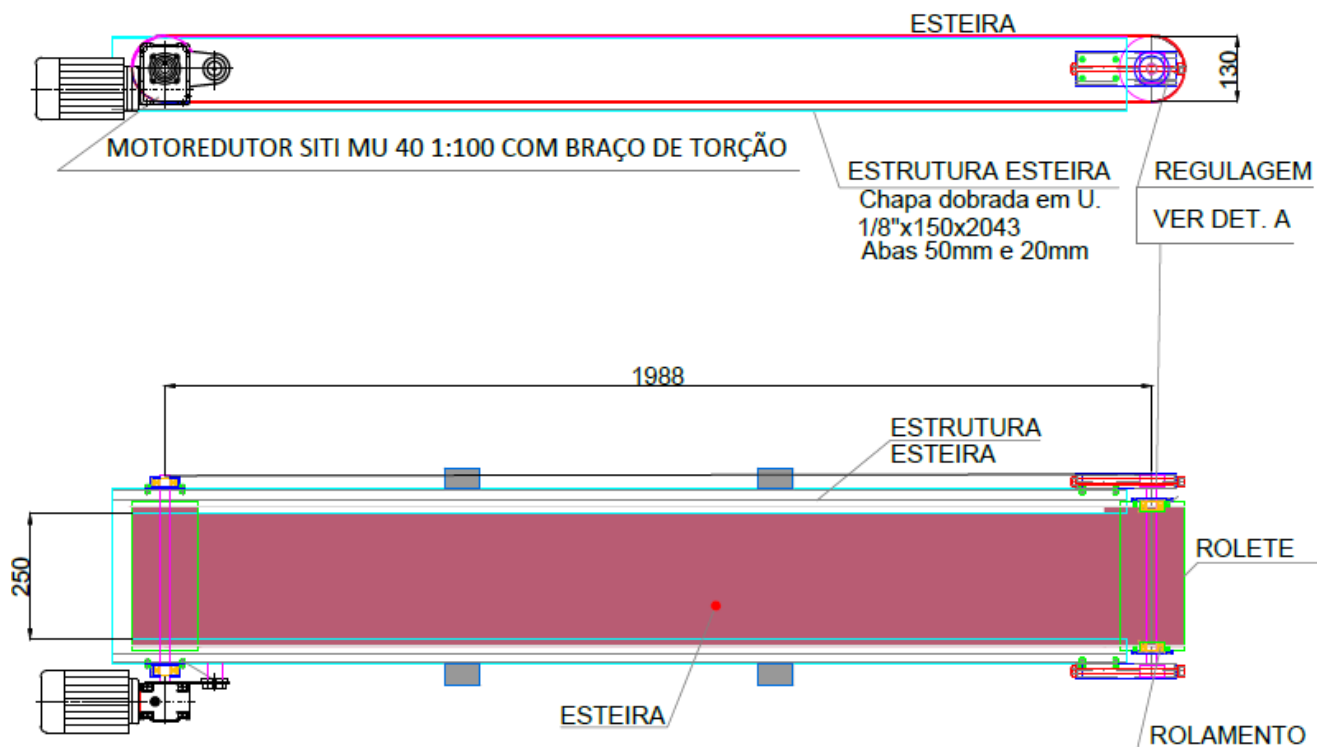
Cálculo da potência mínima ou necessária do motor a partir do torque necessário

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = \frac{2,68 \cdot 17}{716,2 \cdot 0,53} = 0,12CV \rightarrow P(kW) = CV * 0,736 = 0,12CV * 0,736 = 0,09kW$$

Um motor de 0,12CV ficaria muito justo e então foi selecionado um motor de 0,16CV

Fórmula para verificação do torque ou momento fornecido no eixo de saída do redutor considerando motor de 0,16CV:

$$M = \frac{716,2 \cdot 0,16CV \cdot 0,53}{17rpm} = 3,57mkgf$$



Na página seguinte, relação de correias transportadoras fabricadas pela DAMATEC

CORREIA DE TRANSPORTADORA

TABELA DE ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

TIPO	Espessura [mm]	Diâmetro mínimo [mm]	Peso [kg/m²]	Carga de trabalho (1% de alongamento) [N/mm]	Camada de tração			Cobertura superior		Temperatura de trabalho [°C]	
					Nº Telas	Material	Trama	Material	Superfície	Min.	Max.
SVA 4/1E VERDE	1,0	30	1,6	4,0	1	PES	RÍGIDA	PVC	LISA	-10	+80
SVA 4/1E PRETA	1,0	30	1,6	4,0	1	PES	RÍGIDA	PVC	LISA	-10	+80
SVA 4/1E PN PRETA	1,0	30	1,6	4,0	1	PES	RÍGIDA	PVC	PN	-10	+80
FVA 4/1E BRANCA	1,0	30	1,6	4,0	1	PES	RÍGIDA	PVC	LISA	-10	+80
FTN 6/2E NM BRANCA	1,4	40	1,7	6,0	2	PES	FLEXÍVEL	TECIDO	LISA	-10	+80
SVA 8/2E VERDE	2,0	50	2,4	8,0	2	PES	RÍGIDA	PVC	LISA	-10	+80
SVA 8/2E AS VERDE	2,0	50	2,4	8,0	2	PES	RÍGIDA	PVC	LISA	-10	+80
SVA 8/2E PRETA	2,0	50	2,4	8,0	2	PES	RÍGIDA	PVC	LISA	-10	+80
SVA 8/2E PN PRETA	2,0	50	2,4	8,0	2	PES	RÍGIDA	PVC	PN	-10	+80
SVA 8/2E LG VERDE	2,8	80	3,3	8,0	2	PES	RÍGIDA	PVC	LG	-10	+80
FVA 8/2E BRANCA	2,0	50	2,4	8,0	2	PES	RÍGIDA	PVC	LISA	-10	+80
SVN 8/2E VERDE	2,0	50	2,4	8,0	2	PES	RÍGIDA	PVC	LISA	-10	+80
SVN 8/2E PRETA	2,0	50	2,4	8,0	2	PES	RÍGIDA	PVC	LISA	-10	+80
FTN 8/2E BRANCA	1,5	50	1,8	8,0	2	PES	RÍGIDA	TECIDO	LISA	-10	+80
SVA 12/2E VERDE	2,5	80	2,9	12,0	2	PES	RÍGIDA	PVC	LISA	-10	+80
SVA 12/2E SG VERDE	5,5	70	4,7	12,0	2	PES	RÍGIDA	PVC	CORRUGADA	-10	+80
SVA 15/2E AMBER	2,8	80	3,9	15,0	2	PES	FLEXÍVEL	PVC	LISA	-10	+80
FVA 15/2E BRANCA	2,8	80	3,9	15,0	2	PES	FLEXÍVEL	PVC	LISA	-10	+80
STN 15/2E AMBER	2,3	70	3,3	15,0	2	PES	FLEXÍVEL	PVC	RASQUEADO	-10	+80
STN 15/2E PRETA	2,3	70	3,3	15,0	2	PES	FLEXÍVEL	PVC	RASQUEADO	-10	+80
STN 24/3E AMBER	3,4	150	4,8	24,0	3	PES	FLEXÍVEL	PVC	RASQUEADO	-10	+80
STN 24/3E PRETA	3,4	150	4,8	24,0	3	PES	FLEXÍVEL	PVC	RASQUEADO	-10	+80
SVA 24/3E AMBER	4,0	150	5,5	24,0	3	PES	FLEXÍVEL	PVC	LISA	-10	+80
FSA 3/1E AS BRANCA	1,1	8	1,2	3,0	1	PES	RÍGIDA	SI	LISA	-20	+100
FTN 3/1E VERDE	0,5	3	0,4	3,0	1	PES	RÍGIDA	PU	IMPREGNADA	-20	+80
FUA 4/1E AS BRANCA	0,6	4	0,6	4,0	1	PES	RÍGIDA	PU	LISA	-20	+90
FUA 4/1E BRANCA	0,9	6	0,9	4,0	1	PES	RÍGIDA	PU	LISA	-20	+90
FUN 4/1E MT BRANCA	0,9	6	0,9	4,0	1	PES	RÍGIDA	PU	LISA	-20	+90
FUA 5/1E EMB. MARROM	0,9	8	0,9	5,0	1	PES	RÍGIDA	PU	ÁSPERA	-20	+80
FUA 6/1E NM BRANCA	0,8	6	0,9	6,0	1	PES	FLEXÍVEL	PU	LISA	-20	+90
FUA 6/1E AS BRANCA	0,8	6	0,9	6,0	1	PES	RÍGIDA	PU	LISA	-20	+90
FTN 6/2E AS BRANCA	1,0	12	0,8	6,0	2	PES	RÍGIDA	PU	IMPREGNADA	-20	+80
FUA 7/2E BRANCA	1,3	12	1,4	7,0	2	PES	RÍGIDA	PU	LISA	-20	+90
FUN 7/2E AS BRANCA	1,3	12	1,4	7,0	2	PES	RÍGIDA	PU	LISA	-20	+90
SUN 7/2E AS VERDE	1,3	12	1,4	7,0	2	PES	RÍGIDA	PU	LISA	-20	+90
HR 10	1,2	15	1,1	3,0	3	PA	FLEXÍVEL	NBR	LISA	-15	+90
HR 20	2,0	25	2,2	4,5	2	PA	FLEXÍVEL	NBR	ESTRUTURADA	-15	+90
HR 30	3,0	50	3,2	6,5	3	PA	FLEXÍVEL	NBR	ESTRUTURADA	-15	+90
HR 40	4,0	60	4,2	6,5	3	PA	FLEXÍVEL	NBR	ESTRUTURADA	-15	+90
HR 120 STR	2,0	50	1,7	10,0	2	PES	FLEXÍVEL	NBR	ÁSPERA	-10	+100
HR 3EL (ELÁSTICA)	1,4	15	1,5	1,1 *	ELÁSTICA	NBR	FLEXÍVEL	NBR	ESTRUTURADA	-10	+60
HR 150 SGR AZUL	6,0	100	5,5	10,0	2	PES + PA	FLEXÍVEL	NR	CORRUGADA	-15	+80
HR 150 SGR PRETA	6,0	100	5,5	10,0	2	PES + PA	FLEXÍVEL	NR	CORRUGADA	-15	+80

*** CARGA DE TRABALHO PARA 8% DE ALONGAMENTO [N/m]**

PES = POLIÉSTER
PU = POLIURETANO
PVC = POLI CLORETO DE VINILA
LG = RANHURA LONGITUDINAL
NBR = BORRACHA NITRÍLICA

PN = PIRÂMIDE NEGATIVA
NR = BORRACHA NITRÍLICA
AS = ANTIESTÁTICO
SI = SILICONE

PA = POLIAMIDA
SGR = CORRUGADO ÁSPERO
M = NON MONOFILAMENTO
NR = BORRACHA NATURAL

ASSESSOTEC

ASSESSORIA TECNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

TRANSPORTADOR DE CORRENTE.



Para calcular a potência necessária para acionamento de transportadores de corrente, considerar o peso do material distribuído sobre o transportador somado ao peso da corrente e das placas ou taliscas. A corrente que trabalha sobre as guias de apoio gera uma força de atrito resistente ao movimento e, quando em aclave, a força componente da força da gravidade também gera resistência que deve ser vencida pelo conjunto motor redutor.

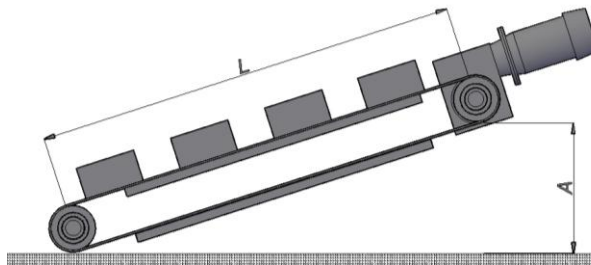
As fórmulas serão no sistema técnico para facilitar os cálculos

Para o cálculo do momento de torção

1 – Para transportador horizontal:

$$M = (G_{ca} + G_{co}) \mu \cdot \frac{D}{2 \cdot 1000} = kgfm$$

2 – Para transportador em aclave:



$$M = [G_{ca} \cdot \text{sen} \alpha + (G_{ca} + G_{co}) \cos \alpha \cdot \mu] \frac{D}{2 \cdot 1000} = kgfm$$

M = Momento de torção necessário ou requerido no eixo da engrenagem de acionamento

G_{ca} = força peso da carga sobre o transportador (kg)

G_{co} = força peso da corrente + placas ou taliscas (kg)

D = diâmetro da engrenagem de acionamento (mm)

$\mu = 0,35$ para corrente de aço deslizando sobre poliamida

μ (estático) = 0,12 para corrente de aço deslizando sobre apoios de aço (sem lubrificação)

μ (dinâmico) = 0,08 para corrente de aço deslizando sobre apoios de aço (sem lubrificação)

μ (estático) = 0,12 para corrente de aço deslizando sobre apoios de aço (engraxado)

μ (dinâmico) = 0,04 para corrente de aço deslizando sobre apoios de aço (engraxado)

α = ângulo de inclinação em graus = $\text{sen} \alpha = \frac{A}{L}$

Calculando a rotação por minuto no eixo da engrenagem motora / eixo de saída do redutor.

$$n = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot D} = rpm$$

v = velocidade do transportador (m/min)

D = diâmetro da engrenagem de acionamento (mm)

Definido o momento de torção no eixo da engrenagem e a rotação por minuto pode-se partir para a seleção do motor e do redutor . Se o mesmo for montado direto no eixo da engrenagem, multiplicar o torque necessário M pelo fator de serviço e com este valor selecionar o tamanho do redutor ou motorreductor pelo torque de saída. Na mesma tabela pode ser verificado qual a capacidade de entrada ou potência do motor mas, neste caso, não esquecer que já está incluído o rendimento do redutor.

Se preferir, a potência do motor e a capacidade do redutor em CV no eixo de entrada, pode ser calculada pela fórmula:

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = CV \quad \rightarrow \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

P = potência requerida de acionamento

M = momento de torção nominal no eixo da engrenagem

n = rpm no eixo da engrenagem de acionamento

η = rendimento do motoredutor.

Outro modo de calcular

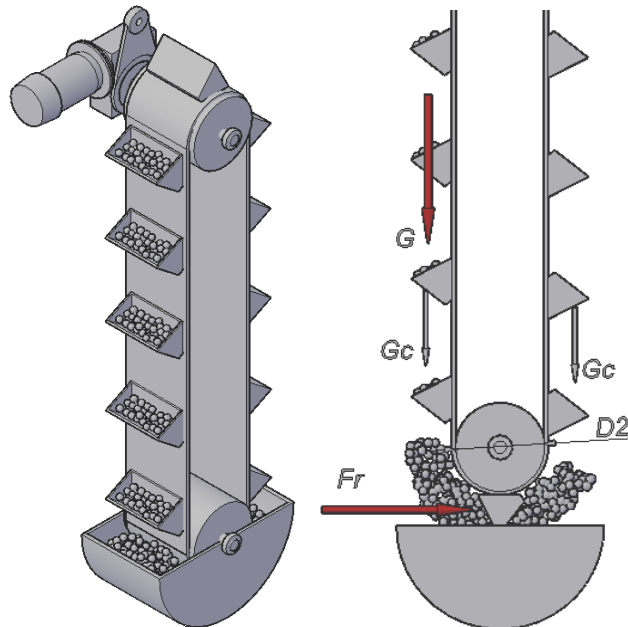
<http://chain-guide.com/basics/2-3-1-coefficient-of-friction.html>

ASSESSOTEC

ASSESSORIA TECNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

ELEVADOR DE CANECAS



Para o cálculo da potência requerida para o acionamento de elevadores de canecas não se considerar o peso das canecas ou da correia por estarem em equilíbrio em ambos os lados do elevador (G_c). Para cálculo do momento de torção no tambor de acionamento, considerar o peso do material dentro das canecas cheias (G) e a força resistente devido à extração (F_r). A fórmula de cálculo é baseada na prática dos fabricantes deste tipo de equipamento (Faço, CEMA). Na maioria das vezes é informada a capacidade de transporte em ton./hora (Q) e para se obter o valor de G (peso do material dentro das canecas), utilizam-se as fórmulas:

$$G = q \cdot c \cdot \gamma = kg \quad \text{ou} \quad G = \frac{Q \cdot A}{v \cdot 3,6} = kg$$

q = quantidade de canecas carregadas

c = capacidade máxima de cada caneca (dm^3 - litros)

γ = peso específico do material

Q = capacidade de transporte em t/h

A = altura do elevador (m)

v = velocidade de transporte (m/s)

Para o cálculo do momento de torção no eixo do tambor de acionamento:

$$M = G \left(\frac{12 \cdot D_2}{A} + 1 \right) \frac{D}{2} = kgfm$$

M = momento de torção no eixo do tambor acionador

G = peso do material dentro das canecas carregadas (kg)

D_2 = diâmetro do tambor inferior (m)

A = altura do elevador (m)

D = diâmetro do tambor de acionamento (m)

Calculando a rotação por minuto no eixo do tambor de acionamento.

$$n = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D} = rpm$$

v = velocidade m/s

D = diâmetro do tambor de acionamento (m)

Para o cálculo da potência necessária de acionamento no eixo de entrada do redutor /eixo do motor utilizar a fórmula:

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = CV \quad \rightarrow \text{Para obter a potência em } kW \text{ multiplicar o valor por } 0,736$$

P = potência requerida ou necessária de acionamento

M = momento de torção no eixo do tambor

n = rpm no eixo do tambor de acionamento

η = rendimento do redutor.

Verificação da capacidade de transporte do elevador em ton/hora

$$Q = \frac{3,6 \cdot c \cdot \gamma \cdot v}{p} = t/h$$

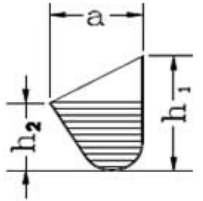
c = capacidade total de cada caneca (dm^3 - litros)

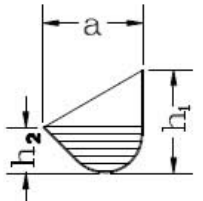
γ = peso específico do material

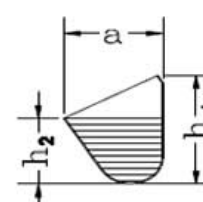
v = velocidade de transporte (m/s)

p = passo das canecas (m)

Dimensões das Canecas

 DIN 15233	Largura da Caneca	b	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250
	Projeção da Caneca	a	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400
	h_1		160	180	200	224	250	280	315	355	400	450
	h_2		63	71	80	90	100	112	125	140	160	180
	Volume(L)		0,95	1,5	2,36	3,75	6	9,5	15	23,6	37,5	60

 DIN 15234	Largura da Caneca	b	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250
	Projeção da Caneca	a	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400
	h_1		180	200	224	250	280	315	355	400	450	500
	h_2		95	106	118	132	150	170	190	212	236	265
	Volume(L)		1,5	2,36	3,75	6	9,5	15	23,6	37,5	60	92

 DIN 15235	Largura da Caneca	b	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250
	Projeção da Caneca	a	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400
	h_1		200	224	250	280	315	355	400	450	500	560
	h_2		95	106	118	132	150	170	190	212	236	265
	Volume(L)		1,50	2,36	3,75	6	9,5	15	23,6	37,5	60	92

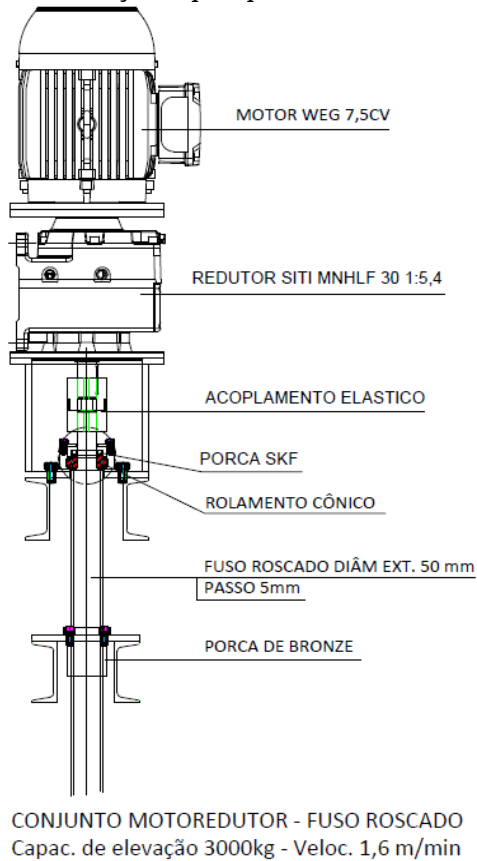
ASSESSOTEC

ASSESSORIA TECNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

ROSCA TRAPEZOIDAL OU FUSO COM CARGA AXIAL

Para calcular a potência necessária de acionamento de um fuso com rosca trapezoidal submetido a uma força Q qualquer em sua extremidade (força ou carga axial) as equações são:



Para o cálculo da força tangencial

$$F = Q(tg\alpha + tg\varphi) = kgf$$

$$F = Q\left(\frac{p}{D \cdot \pi} + \mu\right) = kgf$$

F = força tangencial

Q = carga (kg) a ser elevada ou força (kgf) a ser deslocada

$$\text{Angulo de hélice } tg\alpha = \frac{p}{D \cdot \pi}$$

φ = ângulo de atrito entre aço e bronze:

10,2° a seco

5,7° lubrificado estático

2,3° lubrificado dinâmico

para fuso de esferas: 0,12°

p = passo da rosca (mm)

D = Diâmetro primitivo da rosca (mm)

μ = coeficiente de atrito entre os materiais do fuso

Aço e bronze a seco = 0,18

Aço e bronze lubrificado - estático = 0,1

Aço e bronze lubrificado dinâmico = 0,04

Com fuso de esferas = 0,02

Para o cálculo do torque:

$$M = F \cdot \frac{D}{2 \cdot 1000} = (kgfm)$$

D = diâmetro primitivo (mm)

Para o cálculo da rotação por minuto em função da velocidade de deslocamento:

$$n = \frac{v \cdot 1000}{p} = rpm$$

v = velocidade (m/min)

p = passo da rosca (mm)

Para cálculo da potência do motor:

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = CV$$

η = rendimento do redutor

ASSESSOTEC

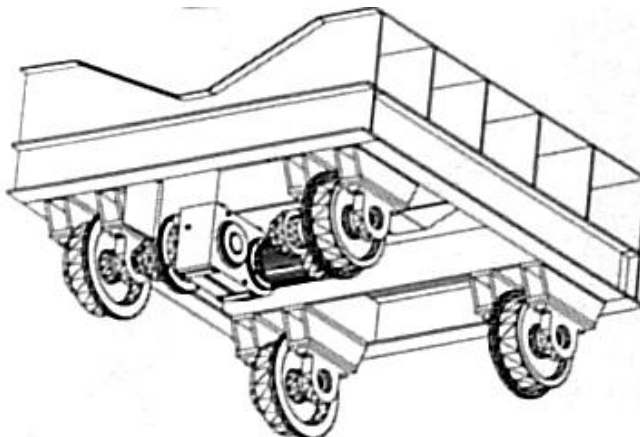
ASSESSORIA TECNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

CARRO DE TRANSPORTE

No cálculo da potência requerida de acionamento de um carro de transporte, há dois sistemas de acionamento. Um deles com o motorreductor acionando diretamente o eixo das rodas como na figura abaixo.

Acionamento direto no eixo das rodas



Para o cálculo do momento de torção no eixo das rodas – eixo de saída do motorreductor, considerar o peso do carro + peso da carga concentrado em uma única roda.

Fórmula utilizada somente para terrenos nivelados.

$$M_{at} = G \frac{f_1 \cdot k_f + f_2}{1000} = kgfm \rightarrow \text{para rodas de aço rolando sobre trilhos}$$

$$M_{at} = G \frac{f_1}{1000} = kgfm \rightarrow \text{para rodas com pneus rolando sobre concreto ou asfalto}$$

M_{at} = Momento requerido no eixo das rodas devido aos atritos.

G = Peso da carga + peso do carro (kgf)

f_1 = braço de alavanca da resistência ao rolamento da roda de aço sobre os trilhos: 0,5mm

braço de alavanca da resistência ao rolamento para rodas com pneus rolando sobre asfalto ou concreto: 4mm

f_2 = braço de alavanca da resistência ao rolamento dos mancais: 0,1 para mancais de rolamento

k_f = Valor relativo ao atrito dos trilhos com o flange das rodas

1,2 para trilhos bem alinhados

1,5 para trilhos mal alinhados

Para iniciar o movimento deve-se calcular o momento de aceleração.

$$M_a = \left(\frac{G}{9,81} \cdot \frac{v}{60 \cdot ta} \right) \frac{D}{2 \cdot 1000} = kgfm$$

v = m/min

D = Diâmetro das rodas (mm)

ta = tempo de aceleração (s)

Para o cálculo da rotação por minuto no eixo das rodas – eixo de saída do redutor:

$$n = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot D} = rpm$$

v = velocidade do carro (m/min)

D = diâmetro da roda (mm)

Para o cálculo da potência requerida ou potência mínima do motor e capacidade do redutor:

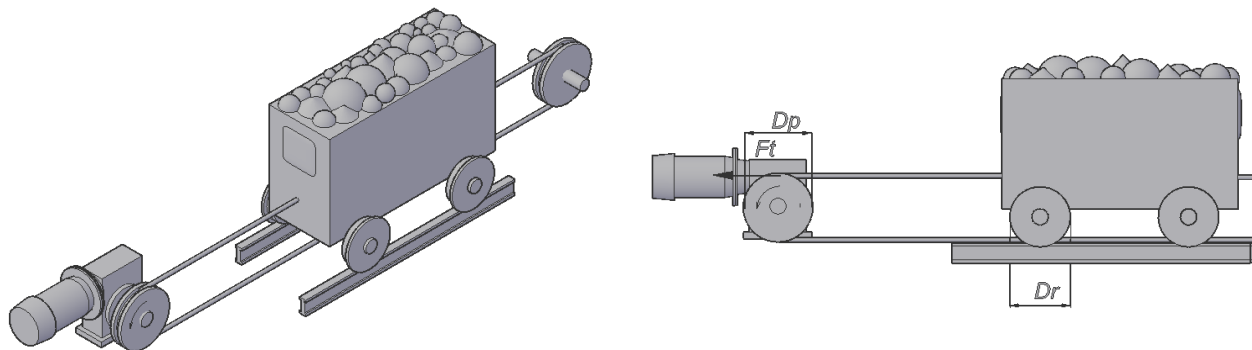
$$P = \frac{(M_{at} + M_a) \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = CV \rightarrow \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

n = rotação por minuto no eixo da roda

η = rendimento do redutor

Para equipamentos com baixo momento de atrito e alto momento de inércia, é importante que o redutor seja selecionado com fator de serviço 1,5 ou mais sobre o motor, quando não houver controle sobre o tempo de aceleração através de inversor.

Acionamento externo



No caso de acionamento externo por qualquer tipo de cabo ou corrente, é necessário calcular a força resistente ao movimento contínuo.

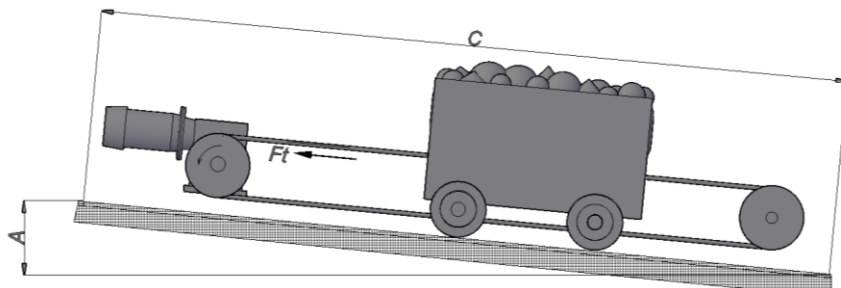
Para o cálculo da força resistente referente aos atritos nas rodas:

1 - Plano horizontal:

$$Fr = G \frac{2 \cdot (f_1 \cdot k_f + f_2)}{Dr} = kgf \rightarrow \text{para rodas de aço rolando sobre trilhos}$$

$$Fr = G \frac{2 \cdot f_1}{Dr} = kgf \rightarrow \text{para rodas com pneus rolando sobre asfalto ou concreto}$$

2- Em active



$$Fr = G \frac{2 \cdot f_1 \cdot k_f}{Dr} + G \frac{A}{C} = kgf \rightarrow \text{para rodas de aço rolando sobre trilhos}$$

$$Fr = G \frac{2 \cdot f_1}{Dr} + G \cdot \frac{A}{C} = kgf \rightarrow \text{para rodas com pneus rolando sobre asfalto ou concreto}$$

Dr - Diâmetro das rodas (mm)

K_f - Valor relativo ao atrito dos trilhos com o flange das rodas

1,2 para trilhos bem alinhados

1,5 para trilhos mal alinhados

G - Peso da carga + peso do carro (kgf)

f_1 = braço de alavanca da resistência ao rolamento da roda de aço sobre os trilhos: 0,5mm

braço de alavanca da resistência ao rolamento para rodas com pneus rolando sobre asfalto ou concreto: 4mm

f_2 - braço de alavanca da resistência ao rolamento dos mancais: 0,1 para mancais de rolamento

Cálculo da força de aceleração

$$F_a = \frac{G \cdot v}{9,81 \cdot 60 \cdot t_a} kgf$$

Cálculo da força de tração na polia do redutor

$$F_t = F_r + F_a = kgf$$

Cálculo do momento de torção no eixo da polia – eixo de saída do redutor

$$M = F_t \cdot \frac{Dp}{2.1000} = kgfm$$

Cálculo da rotação por minuto no eixo da polia - eixo de saída do redutor:

$$n = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot Dp} = rpm$$

v = velocidade do carro (m/min)

Dp = diâmetro da polia (mm)

Para o cálculo da potência requerida ou potência mínima do motor e capacidade do redutor:

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = CV \rightarrow \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

M = momento requerido no eixo da polia – eixo de saída do redutor

n = rotação por minuto no eixo da polia – eixo de saída do redutor

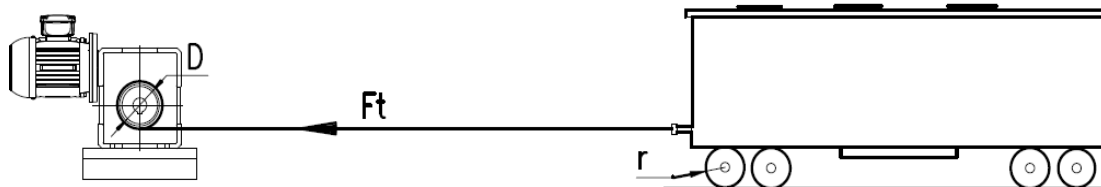
η = rendimento do redutor

ASSESSOTEC

ASSESSORIA TECNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

GUINCHOS



Para calcular a potência requerida para o acionamento de guinchos, somar o peso do carro + carga, anotar o diâmetro das rodas; definir a velocidade, o diâmetro do tambor e estimar a quantidade de camadas do cabo acumuladas em torno do tambor e calcular o diâmetro efetivo conforme fórmula a seguir.

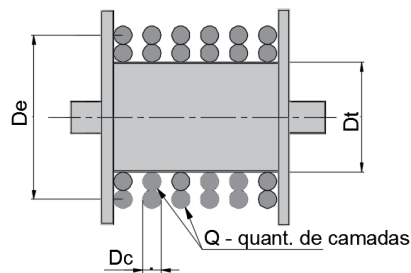
$$De = Dt + Dc (Q + 1)$$

De = diâmetro efetivo do tambor (mm)

Dt = diâmetro do tambor sem o cabo (mm)

Dc = diâmetro do cabo (mm)

Q = quantidade de camadas do cabo em torno do tambor



Se houver inclinação do terreno, anotar o desnível (dimensões C e A).

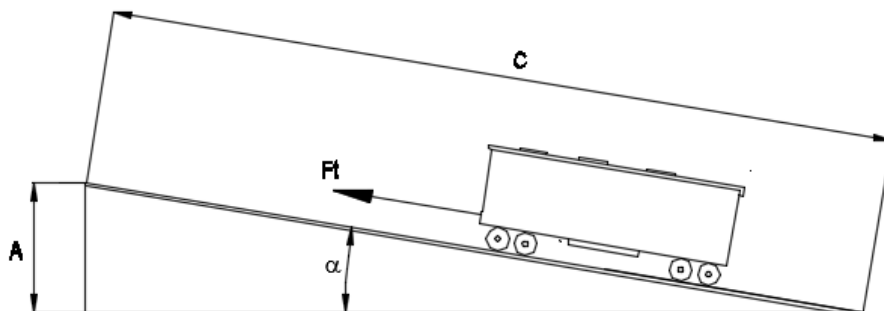
Para o cálculo da força resistente referente aos atritos nas rodas:

1 - Plano horizontal:

$$Fr = G \frac{(f_1 \cdot k_f) + f_2}{r} = kgf \quad \text{para rodas de aço sobre trilhos}$$

$$Fr = G \frac{(f_1 + f_2)}{r} = kgf \quad \text{para rodas com pneus sobre concreto ou asfalto}$$

2- Em terreno inclinado



$$Fr = G \frac{f_1 \cdot k_f}{r} + G \frac{A}{C} = kgf \quad \text{para rodas de aço sobre trilhos}$$

$$Fr = G \frac{f_1}{r} + G \cdot \frac{A}{C} = kgf \quad \text{para rodas com pneus rodando sobre asfalto ou concreto}$$

G = força peso do carro + carga (kg)

f_1 = braço de alavanca da resistência ao rolamento:

1- pneu ou roda de aço revestida com borracha rodando sobre asfalto ou concreto liso = 4mm

2- roda de aço sobre trilho = 0,5mm

3- eixo de aço e roda de madeira = 1,2mm

K_f = coeficiente de atrito referente flange da roda = 1 para rodas normais

1,2 a 1,5 para rodas sobre trilhos

f_2 = braço de alavanca da resistência ao rolamento dos mancais: 0,1 para mancais de rolamento

r = raio da roda (mm)

Para o cálculo da força de aceleração F_a :

$$F_a = \frac{G \cdot v}{9,81 \cdot 60 \cdot t_a} = \text{kgf}$$

G = peso do carro + carga (kg)

v = velocidade do carro (m/min)

t_a = tempo de aceleração desejado (s).

A força de tração F_t é igual a soma da força resistente F_r com a força de aceleração F_a .

$$F_t = F_r + F_a$$

Para cálculo do momento de torção M no eixo do tambor / eixo de saída do redutor:

$$M = \frac{F_t \cdot D_e}{1000 \cdot 2}$$

D_e – Diâmetro efetivo do tambor em mm

Para cálculo da rpm em função da velocidade máxima desejada

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D_e} = \text{rpm}$$

n = rpm no eixo do tambor

v = velocidade máxima (m/min)

D_e = Diâmetro efetivo do tambor (mm)

Para o cálculo da potência requerida máxima em função da velocidade máxima desejada:

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = \text{CV} \quad \rightarrow \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

η = rendimento do redutor

Exemplo de aplicação na página seguinte

Exemplo de aplicação com seleção do motor e redutor

Peso próprio do carro: 10000kg

Carga: 70000kg

Velocidade: 15 m/min

Diâmetro das rodas de aço: 414mm

Curso do carro: 22m

Terreno nivelado

Para o cálculo da força resistente Fr referente aos atritos nas rodas considerando que os trilhos estão nivelados:

$$Fr = G \frac{f_2 + f_1 \cdot k_f}{r} = 80000 \frac{0,1 + 0,5 \cdot 1,4}{207} = 309,2kgf$$

Para o cálculo da força de aceleração Fa :

$$Fa = \frac{G \cdot v}{9,81 \cdot 60 \cdot ta} = \frac{80000 \cdot 15}{9,81 \cdot 60 \cdot 3} = 679,6kgf$$

A força de tração Ft é igual a soma da força resistente Fr e da força de aceleração Fa .

$$Ft = Fr + Fa = 309,2 + 679,6 = 989kgf$$

Para o cálculo do momento de torção M : Considerado 7 voltas do cabo diâmetro 13mm em volta do tambor diâmetro 406mm

$$De = Dt + Dc (Q + 1) = 406 + 13(7 + 1) = 510mm$$

$$M = \frac{Ft \cdot De}{1000 \cdot 2} = \frac{989 \cdot 510}{1000 \cdot 2} = 252mkgf$$

Para o cálculo da rpm em função da velocidade máxima

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot De} = \frac{1000 \cdot 15}{\pi \cdot 510} = 9,36rpm$$

Para o cálculo da potência requerida em função da velocidade máxima:

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = \frac{252 \cdot 9,36}{716,2 \cdot 0,92} = 3,6CV$$

η = rendimento do redutor

Redutor selecionado

Redutor SITI MBH 140 B5-100 com eixo de saída vazado

Redução: 1:182,1

Capacidade nominal a 1700 rpm: 6,9CV

Torque nominal no eixo de saída: 510 mkf

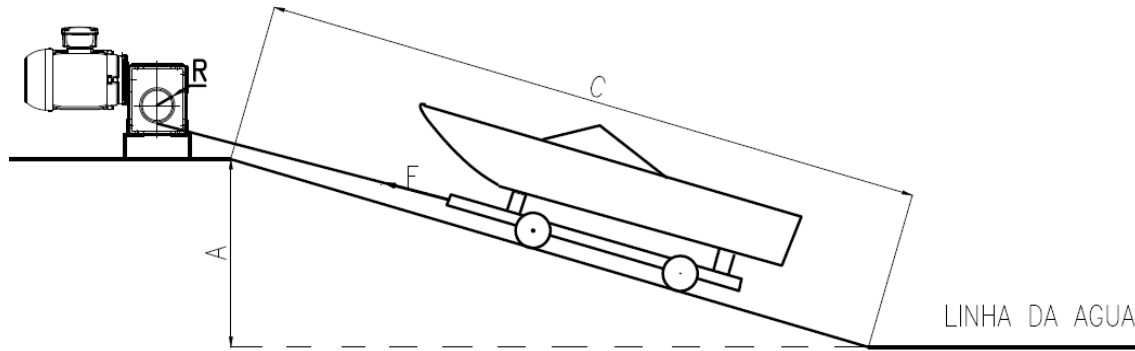
www.zararedutores.com.br

www.sitiriduttori.it

Fator de serviço em relação ao torque necessário: $510/253=2$

Motor recomendado 4,0CV - 4 polos - Conjugado nominal 1,66 mkf em regime

GUINCHOS PARA BARCOS



Cálculo da potência requerida para o acionamento de guincho para retirar barcos da água numa rampa. Considerar o peso do barco com tudo que estiver dentro + peso da carreta, velocidade desejada, diâmetro do tambor + a quantidade de camadas do cabo acumuladas em torno do tambor e dimensões da rampa. A fórmula de cálculo da potência do motor deve considerar, para efeito de segurança, a possibilidade de uma roda estar travada pela entrada de água dentro de um rolamento, o que acontece frequentemente. O coeficiente de atrito de escorregamento do pneu travado, inflado e molhado varia 0,25 a 0,7. No caso de uma carreta com 4 rodas, como somente aproximadamente 1/4 do peso estará sobre uma das rodas travadas, na fórmula foi tomado o valor de $0,6/4 = 0,15$ para determinar a força de tração $F_t = F$ (força resistente). Nesse caso, o coeficiente de atrito de rolamento normal dos pneus com o solo, valor de 0,010 a 0,015 será desprezível e por isso não considerado na fórmula. Ainda devido a esse alto valor de coeficiente de atrito, quando a carreta for montada com rodas de madeira, sem rolamento, a potência do motor estará bem folgada.

Para o cálculo da força de tração $F_t = F$ (força resistente)

$$F_t = G \cdot \frac{A}{C} + G \cdot 0,15 = \text{kgf}$$

G = peso ou massa do barco + carreta (kg)

A = Altura do solo em relação ao nível da água (m)

C = Comprimento da rampa (m)

Para cálculo do momento de torção M no eixo do tambor / eixo de saída do redutor:

$$M = \frac{F_t \cdot D_e}{1000 \cdot 2} = \text{kgfm}$$

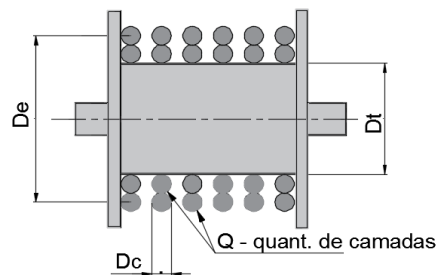
$$D_e = D_t + D_c (Q + 1)$$

D_e = diâmetro efetivo do tambor (mm)

D_t = diâmetro do tambor sem o cabo (mm)

D_c = diâmetro do cabo (mm)

Q = quantidade de camadas do cabo em torno do tambor



Para cálculo da rpm em função da velocidade máxima.

Para tracionar carretas é aconselhável velocidades abaixo de 20m/min e quanto menor a velocidade menor será a potência necessária do motor.

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D_e} = \text{rpm}$$

n = rpm no eixo do tambor

v = velocidade (m/min)

De = Diâmetro efetivo do tambor (mm)

Para o cálculo da potência requerida (potência do motor) em função da velocidade desejada:

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = CV \rightarrow \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

η = rendimento do redutor

Exemplo de aplicação

Peso do barco + carreta = 1000kg

Dimensões da rampa

$C = 10\text{m}$

$A = 1,5\text{m}$

Velocidade desejada = 10m/min

Cabo flexível para guincho (filler) = 5mm (carga de tração > 1500kgf)

Diâmetro do tambor (aconselhável min. 21 x diâmetro do cabo --> 120mm. Com 5 camadas de cabo em volta do tambor o diâmetro efetivo passa a ser

$$De = Dt + Dc (Q + 1) = 120 + 5(5 + 1) = 150\text{mm}$$

Para o cálculo da força resistente F

$$F = G \cdot \frac{A}{C} + G \cdot 0,15 = 1000 \cdot \frac{1,5}{10} + 1000 \cdot 0,15 = 300\text{kgf}$$

Para cálculo do momento M (torque) no eixo do tambor/eixo de saída do redutor:

$$M = \frac{F \cdot De}{1000 \cdot 2} = \frac{300 \cdot 150}{1000 \cdot 2} = 22,5\text{mkgf}$$

Cálculo da rpm

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot De} = \frac{1000 \cdot 10}{3,14 \cdot 150} = 21,2\text{rpm}$$

Redução disponível 1:80 > rpm obtida com motor de 4 polos > $1700/80 = 21,2\text{rpm}$

Redutor selecionado em função do momento M (torque): Redutor a rosca sem fim marca SITI

MU 90 1:80 - Torque nominal 30mkgf - Cap. nominal 1,5CV - rendimento 0,63

Para o cálculo da potência do motor. Considerar motor de 4 polos 1700rpm

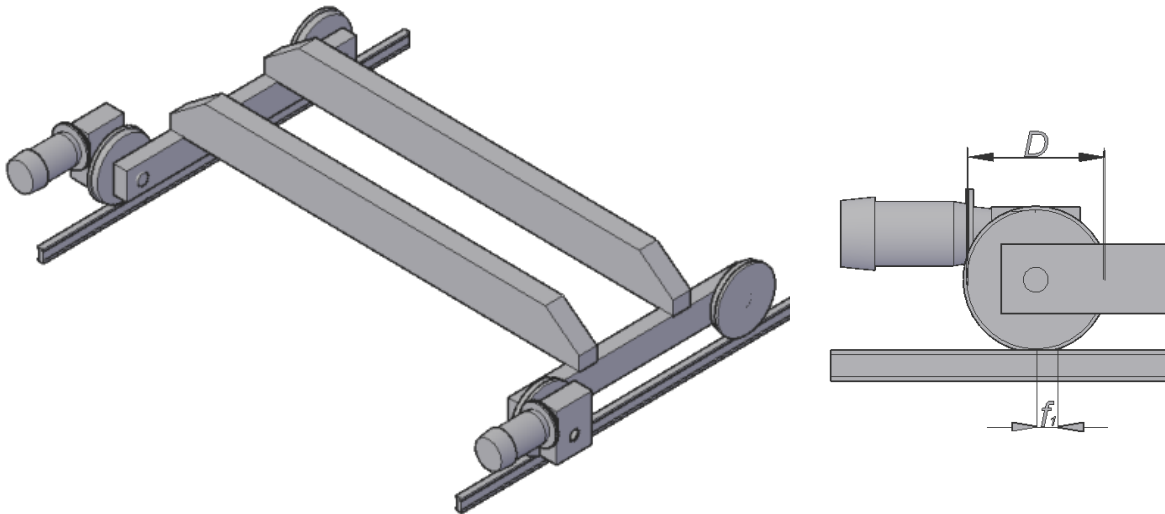
$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = \frac{22,5 \cdot 21,2}{716,2 \cdot 0,63} = 1,0\text{CV} \rightarrow P(\text{kW}) = CV \cdot 0,736 = 1 \cdot 0,736 = 0,74\text{kW}$$

ASSESSOTEC

ASSESSORIA TÉCNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

PONTE ROLANTE – TRANSLAÇÃO



No cálculo da potência requerida de acionamento da translação de ponte rolante nota-se que o maior valor é o relativo à aceleração das massas, aproximadamente 2/3 da potência do motor. O momento resistente devido aos rolamentos das rodas e ao atrito das rodas com os trilhos é geralmente de menor valor.

Para facilitar os cálculos, a fórmula foi reduzida e simplificada calculando diretamente o torque no eixo das rodas.

$$M_{at} = G \frac{f_1 \cdot k_f + f_2}{1000} = kgfm$$

M_{at} = Momento requerido no eixo das rodas devido aos atritos.

k_f = Valor relativo ao atrito dos trilhos com o flange das rodas

1,2 para trilhos bem alinhados

1,5 para trilhos mal alinhados e ventos fortes transversais ao movimento

G = Peso da carga + peso da estrutura (kgf)

f_1 = braço de alavanca da resistência ao rolamento da roda sobre os trilhos: 0,5mm

f_2 = braço de alavanca da resistência ao rolamento dos mancais: 0,1 para mancais de rolamento

O momento de aceleração é função da força de aceleração.

No sistema técnico, o cálculo da força de aceleração causa confusão porque a força peso é a massa do corpo submetida à força da gravidade. No cálculo da força de aceleração, a força da gravidade deixa de ser importante e, na fórmula, é preciso substituí-la dividindo por 9,81m/s²

$$M_a = \left(\frac{G}{9,81} \cdot \frac{v}{60 \cdot ta} \right) \frac{D}{2 \cdot 1000} = kgfm$$

v = m/min

D = Diâmetro da roda (mm)

ta = tempo de aceleração desejado (s). Pode ser conforme norma (tabela abaixo):

CLASSE FEM-ISO 1Bm M3 1Am M4

Veloc. linear (m/min)	5	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80	100
Tempo de partida (s)	1,4	2	2,2	2,5	2,75	3,1	4,6	5,1	5,5	6	6,7	7,1

CLASSE FEM – ISO 2m M5 3m M6

Veloc. linear (m/min)	5	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80	100
Tempo de partida (s)	1,4	2	2,2	2,5	2,75	3,1	3,5	4	4,5	5	5,6	6

Momento de torção requerido no eixo das rodas. Somando os momentos:

$$M = M_{at} + M_a = kgfm$$

Cálculo da rotação por minuto no eixo das rodas:

$$n = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot D} = rpm$$

v = velocidade da ponte (m/min)

D = diâmetro da roda (mm)

Na translação de pontes rolantes são utilizados normalmente dois motores, um de cada lado da ponte. Para o cálculo da potência de cada motor aplicar a fórmula a seguir:

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot 2 \cdot \eta} = CV \rightarrow \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

P = potência de cada motor

M = momento requerido nas rodas

n = rotação por minuto no eixo da roda

η = rendimento do redutor

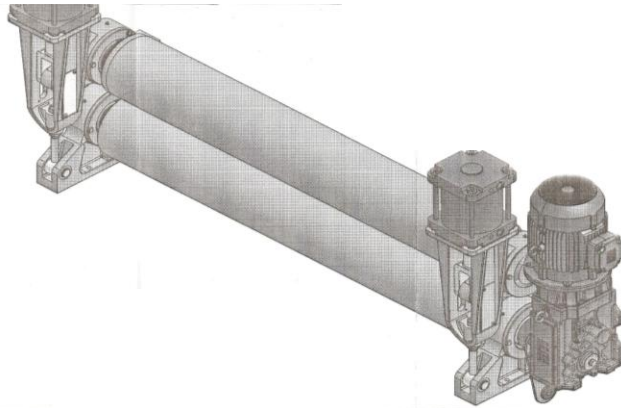
Para equipamentos com momento de inércia bem maior do que o momento de atrito é importante que o fator de serviço aplicado ao redutor e aos acoplamentos seja 1,5 ou acima, sobre a potência do motor quando não houver controle sobre o tempo de aceleração, recurso esse proporcionado pelos inversores de velocidade.

ASSESSOTEC

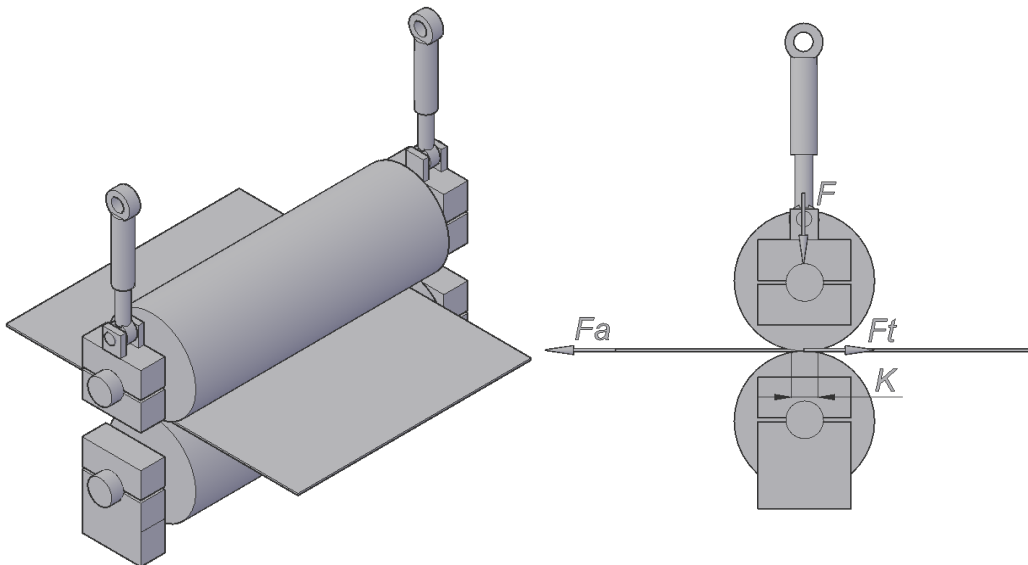
ASSESSORIA TECNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

FOULARD - CILINDROS SOBRE PRESSÃO



Para o cálculo da potência necessária para o acionamento de cilindros emborrachados, operando na indústria têxtil, de plásticos ou de papel, submetidos a uma pressão gerada por pistões pneumáticos, hidráulicos ou qualquer outro meio, aplicar as fórmulas a seguir:



Para o cálculo da força tangencial F_t necessária para acionar os cilindros:

$$F_t = F \cdot \frac{f}{D} + F_a = \text{kgf}$$

F = pressão em kgf

$$f = \frac{k}{2} (\text{mm})$$

k = área de contato entre cilindros (mm)

D = diâmetro do cilindro (mm)

F_a = força de arraste ou tração do tecido, plástico ou papel (kgf). É muitas vezes a força resistente ao giro de uma bobina contida por um freio no eixo da mesma.

Para cálculo do momento de torção M no eixo do cilindro:

$$M = \frac{F_t \cdot D}{2000} = kgfm$$

D = diâmetro do cilindro (mm)

Para o cálculo das rotações por minuto

$$n = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot D} = rpm$$

v = velocidade m/min

D = diâmetro dos cilindros (mm)

Para o cálculo da potência do motor:

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = CV \quad \rightarrow \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

η = rendimento do redutor

Exemplo de aplicação

Foulard

Pressão 10000kgf

Diâmetro dos cilindros: 300mm

Velocidade 8 a 80 m/min controlada por inversor de frequência trabalhando 9 a 90 Hz

Área de contato entre os cilindros sobre pressão: $K = 60mm \rightarrow f = 30mm$

Força de tração para puxar o tecido: 100kgf

Cálculo da força tangencial F_t necessária para acionar os cilindros:

$$F_t = F \cdot \frac{f}{D} + Fa = 10000 \cdot \frac{30}{300} + 100 = 1100kgf$$

Cálculo do momento M no eixo do cilindro / eixo de saída do redutor

$$M = \frac{F_t \cdot D}{2000} = \frac{1100 \cdot 300}{2000} = 165kgfm$$

Para calcular as rotações por minuto no eixo de saída do redutor é necessário considerar neste caso que a rotação do motor de 4 polos (1750rpm a 60 Hz) com 90Hz estará trabalhando a

$$n_1 = \frac{1750 \cdot 90}{60} = 2625rpm$$

Acima de 1800rpm o motor de 4 polos alimentado por inversor de frequência perde torque e, para calcular a rotação dos cilindros /rotação de saída do redutor, sua redução e a potência do motor, é correto fazer os cálculos a partir da rotação nominal do motor ou seja 1750rpm ou 60Hz. Então, se a velocidade da máquina a 90Hz é de 80 m/min, a 60Hz será

$$v = \frac{80 \cdot 60}{90} = 53,3m / min$$

Então a rpm no eixo de saída do redutor deverá ser

$$n = \frac{v * 1000}{\pi * D} = \frac{53,3 * 1000}{\pi * 300} = 56,5rpm$$

Para o cálculo da potência do motor:

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = \frac{165 * 56,5}{716,2 * 0,95} = 13,7CV \rightarrow 15CV$$

Seleção do redutor:

No catálogo da SITI - (www.sitiriduttori.it) (www.zararedutores.com.br) o redutor mais adequado para essa aplicação é o

MBH 125 redução 1: 31,55 com eixo de saída vazado; capac. nominal a 1750rpm 22CV; torque de saída 280mkgf

ASSESSOTEC
ASSESSORIA TÉCNICA
EM ACIONAMENTOS

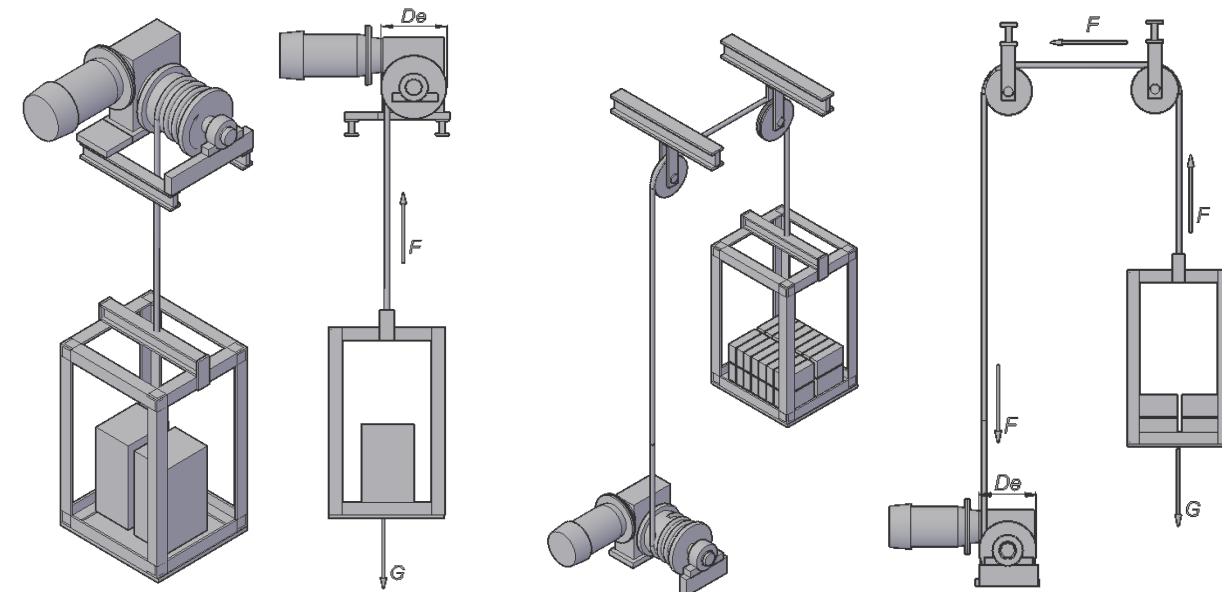
ASSESSOTEC

ASSESSORIA TECNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

ELEVADORES DE CARGA - GUINCHOS DE OBRA

ELEVADOR OU GUINCHO COM CABO SIMPLES



Para efeito de cálculo do momento de torção, da velocidade e potência do motor, é importante considerar que todos esses valores vão aumentando à medida que os cabos vão enrolando e se sobrepondo em camadas em torno do tambor. Isto acontece no caso de elevadores para obras com muitos andares. Para poucos andares, um comprimento do tambor adequado, permitindo várias voltas numa só camada, é o suficiente para que não haja sobreposição do cabo. O diâmetro do tambor deve ser no mínimo 26 x diâmetro do cabo quando for utilizado o tipo 6x25 Filler .

Cálculo do torque no eixo do tambor – eixo de saída do redutor.

O momento de torção necessário para o acionamento é maior quando há uma maior quantidade de camadas do cabo em torno do tambor, ou seja, quando o elevador está no ponto mais alto e com maior velocidade. Nessa posição, verificar o diâmetro efetivo do tambor (De)

Em elevadores ou guinchos para obras com cabo simples (não há polia para retorno do cabo encima da cabina), a força de tração no cabo F , é igual à força peso da cabina + carga G .

Cálculo do diâmetro efetivo do conjunto tambor + cabo (De)

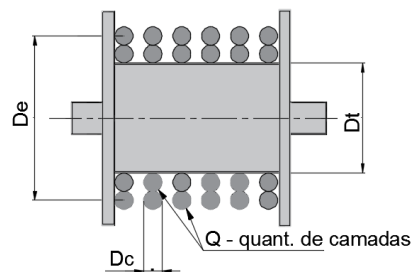
$$De = Dt + Dc (Q + 1) \rightarrow (\text{dimensões em mm})$$

M = momento de torção requerido no eixo do tambor

$$M = F \cdot \frac{De}{2 \cdot 1000} = \text{kgfm} \Rightarrow F = G$$

G = Força peso da cabina + carga (kg)

F = Força de tração no cabo (kgf)



Cálculo da rpm no eixo tambor para elevador de cabo simples

$$n = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot De} = rpm$$

v = velocidade máxima de subida em m/min.

Cálculo da potência mínima requerida para o acionamento

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = CV \quad \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

M = momento de torção requerido no eixo do tambor

n = rpm no eixo do tambor de acionamento

η = rendimento do motorreductor.

Para o cálculo direto da potência necessária de acionamento no eixo do motor, pode ser usada a fórmula direta a seguir:

$$P = \frac{G \cdot v}{60 \cdot 75 \cdot \eta} = CV \quad P = \frac{m \cdot g \cdot v}{60 \cdot 1000 \cdot \eta} = kW$$

v = velocidade máxima em m/min

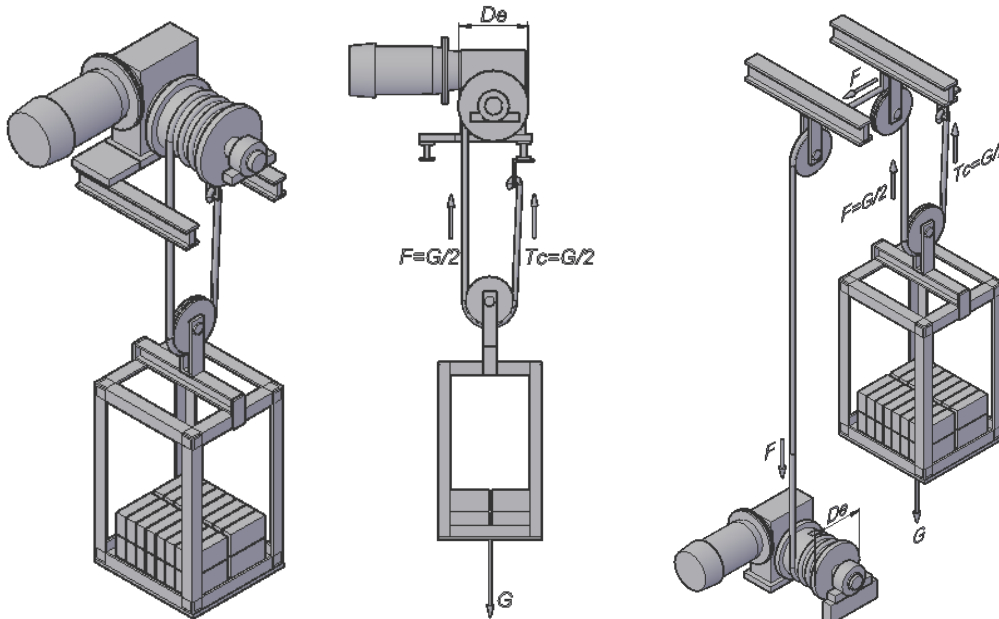
η = rendimento do motoreductor.

G, m = Peso da carga mais cabina (kg)

g = força da gravidade = 9,81m/s²

ELEVADORES OU GUINCHOS COM CABO DUPLO

Elevadores e guinchos com cabo duplo, em relação aos com cabo simples, tem a vantagem de exigir menor torque no eixo de saída do redutor e por tanto um tamanho menor e de menor custo.



Cálculo do momento de torção no eixo do tambor para elevador de cabo duplo:

O momento de torção necessário para o acionamento é maior quando há uma maior quantidade de camadas do cabo em torno do tambor, ou seja, quando o elevador está no ponto mais alto e com maior velocidade. Nessa posição, verificar o diâmetro efetivo do tambor (De)

Cálculo do diâmetro efetivo do conjunto tambor + cabo (De)

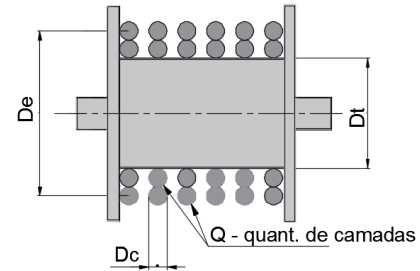
$$De = Dt + Dc (Q + 1) \rightarrow (\text{dimensões em mm})$$

M = momento de torção requerido no eixo do tambor

$$M = F \cdot \frac{De}{2 \cdot 1000} = \text{kgfm} \Rightarrow F = \frac{G}{2}$$

G = Peso da carga mais cabina (kg)

F = Força de tração no cabo



Cálculo da rpm no eixo tambor para elevador ou guincho de cabo duplo

$$n = \frac{v \cdot 2 \cdot 1000}{\pi \cdot De} = \text{rpm}$$

v = velocidade de subida em m/min.

Cálculo da potência mínima de acionamento

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = \text{CV} \quad \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

M = momento de torção requerido no eixo do tambor

n = rpm no eixo do tambor de acionamento

η = rendimento do motoredutor.

ELEVADORES COM MOITÃO

Este sistema com várias polias permite a seleção de um redutor com torque tantas vezes menor quanto o dobro da quantidade de polias móveis.

Para simplificar vamos utilizar o sistema técnico

A força de tração F do cabo em torno do tambor será calculada pela fórmula

$$F = \frac{G}{2 \cdot q} = \text{kg}$$

G = Peso da carga mais cabina (kg)

q = quantidade de polias móveis

v = velocidade de elevação (m/min)

Cálculo do momento de torção requerido no eixo do tambor / eixo de saída do redutor. O cálculo do momento de torção necessário para o acionamento deve considerar quando há uma maior quantidade de camadas do cabo em torno do tambor, com a carga no ponto mais alto e com maior velocidade. Nesse momento, deve ser anotado o diâmetro efetivo do tambor (De).

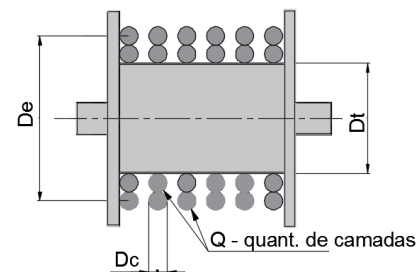
Cálculo do diâmetro efetivo do conjunto tambor + cabo (De)

$$De = Dt + Dc (Q + 1) \rightarrow (\text{dimensões em mm})$$

M = momento de torção requerido no eixo do tambor

$$M = F \cdot \frac{De}{2 \cdot 1000} = \text{kgfm}$$

F = Força de tração no cabo (kgf)



Para calcular a rotação n no eixo de saída do redutor

$$n = \frac{v \cdot 2 \cdot q \cdot 1000}{\pi \cdot De} = rpm$$

q = quantidade de polias móveis

Cálculo da potência mínima requerida para o acionamento

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = CV \quad \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

M = momento de torção (kgfm) requerido no eixo do tambor

n = rpm no eixo do tambor de acionamento

η = rendimento do motoredutor.

Fórmula alternativa para o cálculo da potência mínima necessária de acionamento

$$P = \frac{G \cdot v}{4500 \cdot \eta_1} = CV \rightarrow \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

v = velocidade de elevação (m/min)

η_1 = rendimento do sistema

$$\eta_1 = 0,98^p \cdot \eta$$

η = rendimento do redutor (verificar catálogo do fabricante)

p = quantidade de polias (móveis e fixas)

Exemplo de aplicação na página seguinte

Exemplo de aplicação

Elevador com 8m de largura acionado por 2 conjuntos de motofreio redutores

Peso da carga + estrutura de apoio $G = 12000\text{kg}$

Velocidade de elevação: $4,5\text{m/min}$

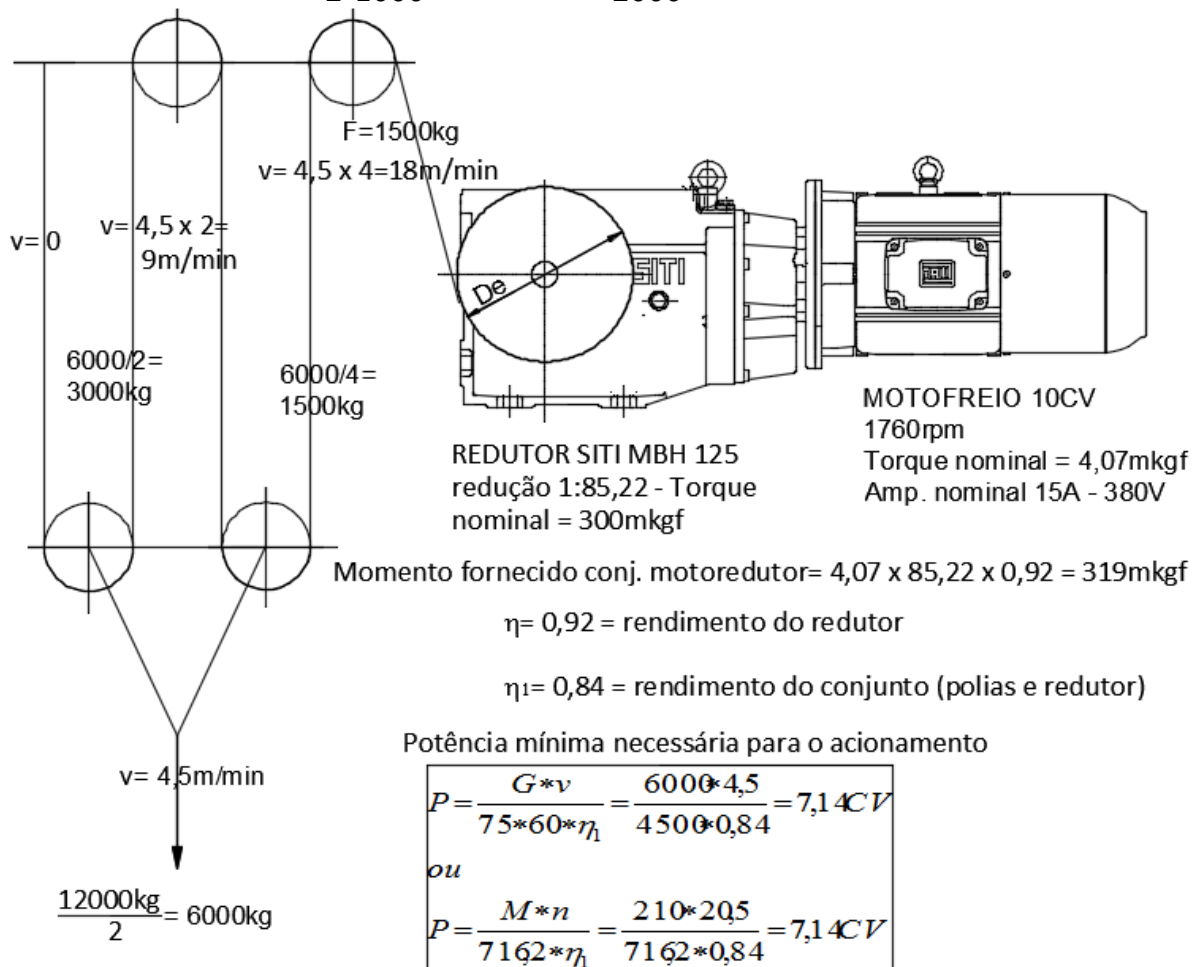
2 polias móveis fixadas na estrutura do elevador e 2 polias fixas na viga.

Neste caso será usado o sistema técnico de cálculo. Torque em mkgf e potência em CV

$$\text{Rpm eixo de saída do redutor } n = \frac{v \cdot 2 \cdot q \cdot 1000}{\pi \cdot De} = \frac{4,5 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 1000}{3,14 \cdot 280} = 20,5\text{rpm}$$

$$\text{Veloc. eixo saída do redutor} = \frac{\pi \cdot De \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 280 \cdot 20,5}{1000} = 18\text{m/min}$$

$$\text{Momento necessário} = F \cdot \frac{De}{2 \cdot 1000} = 1500\text{kgf} \cdot \frac{280\text{mm}}{2000} = 210\text{kgfm}$$



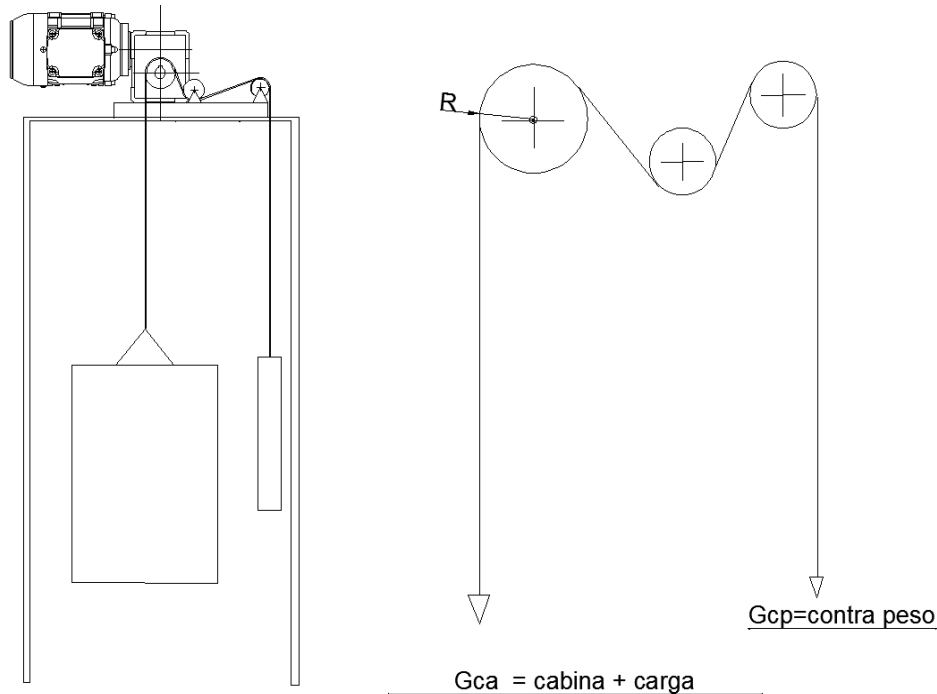
Nos sistemas de elevação de carga os inversores tem a função de manter a velocidade na descida e para isso é importante a correta parametrização dos mesmos.

No caso deste equipamento, nos primeiros testes, a velocidade de subida ficou de acordo com os cálculos, porém, na descida, chegou ao dobro da desejada. Após a correta parametrização do inversor o problema foi resolvido.

Com a alimentação do sistema em 380V, a amperagem medida nos inversores no momento da elevação foi de 12A para cada motor e na descida 7A. A corrente nominal do motor de 10CV, conforme catálogo, é de 15A para 380V, demonstrando seleção correta do motor porém com pequena folga.

ELEVADORES COM CONTRAPESO

CABO SIMPLES



Cálculo do momento de torção no eixo da polia para elevador de cabo simples com contra peso:
 Recomendação: Peso do contrapeso = Peso da cabina + peso da carga dividido por 2. Desta forma, quando houver carga total, o motor deverá fornecer potência para elevar a carga + cabina e, quando não houver carga nenhuma, o motor fornecerá potência para elevar o contra peso, porém, com mesmo valor.

Exemplo:

Peso da cabina: 600kg

Peso da carga: 900kg

Contra peso ideal: 600kg + 450kg = 1050kg

Calculando a diferença:

- com carga máxima: $G_{ca} - G_{cp} = (600 + 900) - 1050 = 450\text{kg}$ (para o motorreductor puxar a carga+cabina para cima)

- sem carga: $G_{cp} - G_{ca} = 1050\text{kg} - 600\text{kg} = 450\text{kg}$ (o motorreductor puxa o contrapeso para cima)

Para o cálculo do momento de torção no eixo da polia considerando carga máxima::

$$M = \frac{(G_{ca} - G_{cp}) \cdot D}{2 \cdot 1000} = \text{kgfm}$$

G_{ca} = Peso da carga mais cabina (kg)

G_{cp} = Peso do contrapeso (kg)

D = diâmetro da polia (mm) + diâmetro do cabo (mm)

Cálculo da rpm no eixo da polia para elevador de cabo simples com contrapeso

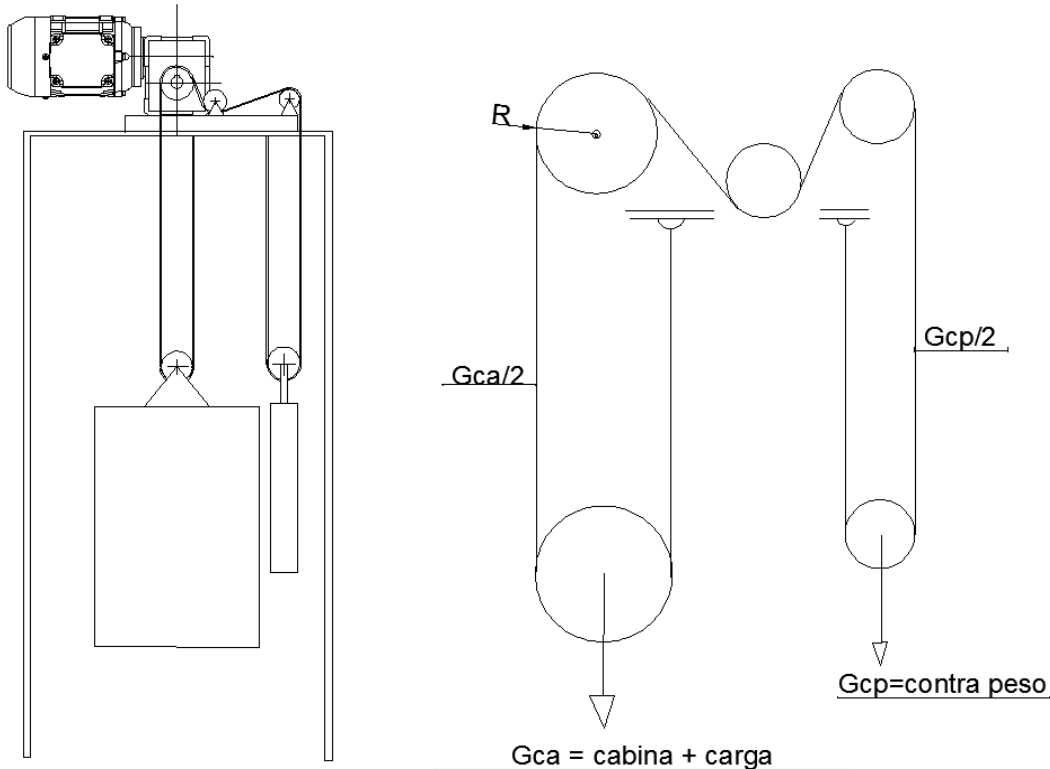
$$n = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot D} = \text{rpm} \quad v = \text{velocidade de subida em m/min.}$$

Para o cálculo da potência mínima requerida para o acionamento

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = \text{CV} \quad \eta = \text{rendimento do motorreductor.}$$

ELEVADORES COM CONTRAPESO

CABO DUPLO



Recomendação: Para o cálculo do contrapeso veja a recomendação na pagina anterior;

Cálculo do momento de torção máximo requerido no eixo da polia

$$M = \frac{(Gca - Gcp) \cdot D}{2 \cdot 2 \cdot 1000} = kgfm$$

Gca = Peso da carga mais cabina (kg)

Gcp = Peso do contrapeso (kg)

D = diâmetro da polia (mm) + diâmetro do cabo (mm)

Cálculo da rpm no eixo da polia para elevador de cabo duplo com contrapeso

$$n = \frac{2 \cdot v \cdot 1000}{\pi \cdot D} = rpm$$

v = velocidade de subida em m/min.

Cálculo da potencia mínima requerida para o acionamento

$$P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = CV \quad \rightarrow \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

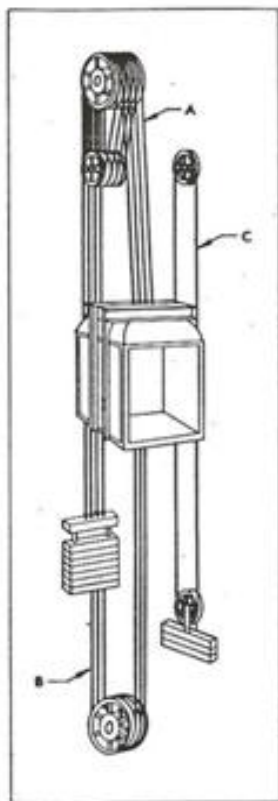
M = momento de torção requerido no eixo do tambor (mkgf)

n = rpm no eixo da polia de acionamento

η = rendimento do motoredutor.

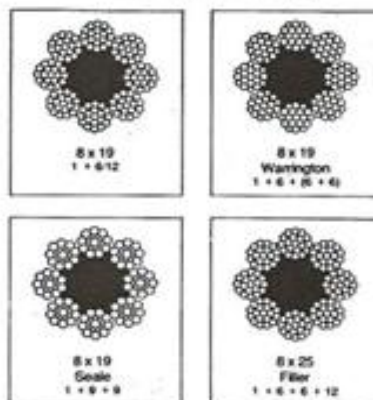
Nas paginas seguintes recomendação dos fabricantes de cabos (CIMAF) para seleção da espessura dos mesmos e diâmetro dos tambores

ELEVADORES (ELEVATORS)



- A) **CABO DE TRACÇÃO (HOIST ROPE)**
8 x 19 Seale, alma de fibra (AF), torção regular, preformado, lubrificação especial, resistência dos arames própria para elevadores (Traction Steel), p. 57.
- B) **CABO DE COMPENSAÇÃO (COMPENSATION ROPE)**
8 x 19 Seale, alma de fibra (AF), torção regular, preformado, resistência dos arames própria para elevadores (Traction Steel), p. 57.
- C) **CABO DE FREIO DE SEGURANÇA (GOVERNOR ROPE)**
6 x 19 Warrington, alma de fibra (AF), torção regular, preformado, p. 56.
ou 8 x 19 Seale, alma de fibra (AF), torção regular, preformado, p. 56.

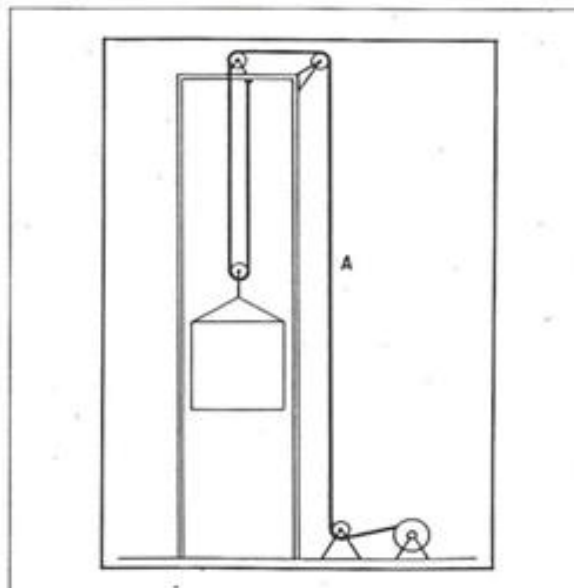
CABO DE AÇO POLIDO DA CLASSIFICAÇÃO 8 x 19 COM ALMA DE FIBRA (AF)



Diâmetro em mm	Diâmetro em polegadas	Peso aprox. em kg/m	Carga de ruptura mínima efetiva em kgf	
			Improved Plow Steel 180 — 200 kgf/mm ²	
6,4	1/4"	0,146	2.130	
8,0	5/16"	0,223	3.310	
9,5	3/8"	0,327	4.750	
11,5	7/16"	0,446	6.430	
13,0	1/2"	0,580	8.370	
14,5	9/16"	0,744	10.500	
16,0	5/8"	0,908	13.000	
19,0	3/4"	1,310	18.600	
22,0	7/8"	1,785	25.100	
26,0	1"	2,340	32.600	
29,0	1 1/8"	2,960	41.100	
32,0	1 1/4"	3,646	50.500	
35,0	1 3/8"	4,420	60.900	

Obs: Estes cabos podem ser fabricados com alma de aço (AAC). Neste caso a carga de ruptura aumenta 10% e o seu peso 20% aproximadamente.

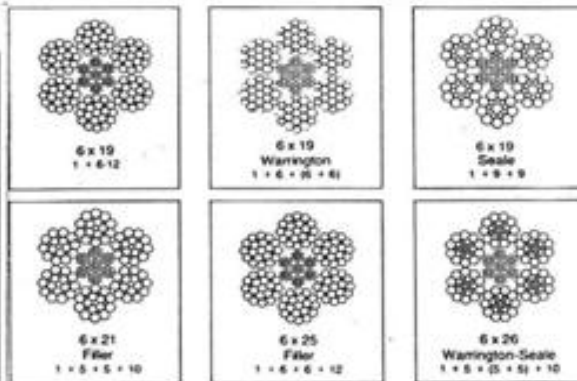
GUINCHO DE OBRA DE CONSTRUÇÃO CIVIL (ELEVADOR DE OBRA)



- A) **CABO DO GUINCHO (CABO DE TRACÇÃO)**
6 x 25 Filer, alma de aço (AAC), torção regular, preformado, IPS, p. 52 ou 6 x 31 Warrington-Seale, alma de aço (AAC), torção regular, preformado, IPS, p. 54.

Observação: Se o enrolamento no tambor do guincho for ordenado, esses cabos podem ser utilizados com alma de fibra (AF) e resistência dos arames CIMAX.

CABO DE AÇO POLIDO DA CLASSIFICAÇÃO 6 x 19 COM ALMA DE AÇO DE CABO INDEPENDENTE (AACI)



Diâmetro em mm	Diâmetro em polegadas	Peso aprox. em kg/m	Carga de ruptura mínima efetiva em kgf	
			Improved Plow Steel 180 — 200 kgf/mm ²	Extra Improved Plow Steel — CIMAX — 200 — 230 kgf/mm ²
3,2	*1/8"	0,043	660	770
4,8	*3/16"	0,096	1.500	1.730
6,4	1/4"	0,171	2.660	3.080
8,0	5/16"	0,267	4.150	4.780
9,5	3/8"	0,382	5.940	6.845
11,5	7/16"	0,528	8.060	9.250
13,0	1/2"	0,684	10.410	12.065
14,5	9/16"	0,878	13.110	15.240
16,0	5/8"	1,071	16.230	18.685
19,0	3/4"	1,548	23.220	26.670
22,0	7/8"	2,113	31.390	36.105
26,0	1"	2,753	40.740	46.900
29,0	1 1/8"	3,482	51.280	58.965
32,0	1 1/4"	4,300	62.990	72.485
35,0	1 3/8"	5,208	75.790	87.090
38,0	1 1/2"	6,190	89.760	103.420
42,0	1 5/8"	7,251	104.400	119.750
45,0	1 3/4"	8,428	120.400	138.600
48,0	1 7/8"	9,653	137.600	157.650
52,0	2"	11,005	155.870	179.625
54,0	2 1/8"	12,425	174.150	200.485
58,0	2 1/4"	13,928	194.570	224.070
60,0	2 3/8"	15,515	217.000	249.000
64,0	2 1/2"	17,193	238.000	274.000

4

Recomendações de uso

4.1 Escolha da construção em função da aplicação

A flexibilidade de um cabo de aço é inversamente proporcional ao diâmetro dos arames externos do mesmo, enquanto que a resistência à abrasão é diretamente proporcional a este diâmetro. Em consequência, escolher-se-á uma composição com arames finos quando prevalecer o esforço à fadiga de dobramento, e uma composição de arames externos mais grossos quando as condições de trabalho exigirem grande resistência à abrasão.

Regra geral vale o quadro abaixo.

Máxima flexibilidade	6 x 41 Warrington-Seale 6 x 36 Warrington-Seale 6 x 25 Filler 6 x 21 Filler	Mínima resistência à abrasão
Mínima flexibilidade	6 x 19 Seale 6 x 7	Máxima resistência à abrasão

Pelo quadro acima, o cabo de aço construção 6x41 WS é o mais flexível, graças ao menor diâmetro dos seus arames externos, porém é o menos resistente à abrasão, enquanto que o contrário ocorre com o cabo de aço construção 6x7.

4.2 Diâmetros de polias e tambores

Existe uma relação entre o diâmetro do cabo de aço e o diâmetro da polia ou tambor que deve ser observada, a fim de garantir um bom desempenho do cabo de aço.

A tabela a seguir indica a proporção recomendada e a mínima entre o diâmetro da polia ou do tambor e o diâmetro do cabo de aço, para as diversas construções.

Construção do cabo	Diâmetro da polia ou do tambor	
	Recomendado	Mínimo
6x7	72	42 x Ø do cabo
6x19 S	51	34 x Ø do cabo
19x7	51	34 x Ø do cabo
6x21 F	45	30 x Ø do cabo
6x25 F	39	26 x Ø do cabo
8x19 S	39	26 x Ø do cabo
6x36 WS	34	23 x Ø do cabo
6x41 WS	31	20 x Ø do cabo
PowerPac, PowerPac Extra, Delta Filler / MinePac	31	20 x Ø do cabo
6x37 M	37	24 x Ø do cabo
Ergoflex, Ergoflex Plus	31	18 x Ø do cabo
6x71 WS	21	14 x Ø do cabo

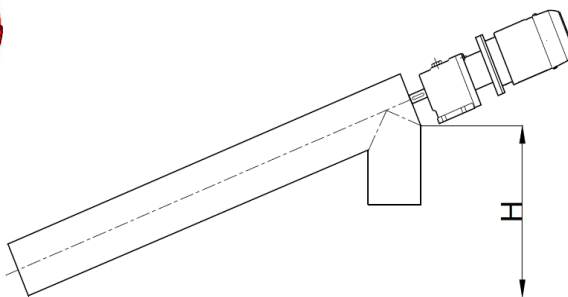
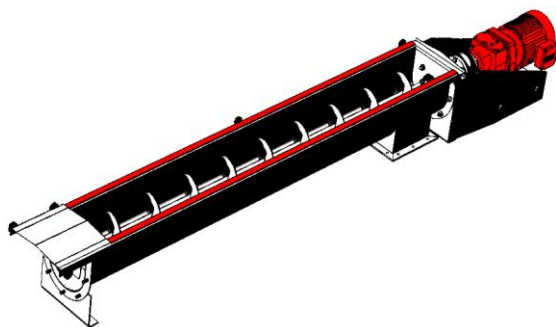
Nota: Para alguns equipamentos, existe uma norma regulamentadora do ministério do trabalho e emprego que determina o diâmetro da polia ou do tambor.

ASSESSOTEC

ASSESSORIA TÉCNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

ROSCA TRANSPORTADORA



Para podermos calcular a potência de acionamento deveremos calcular antes o peso G sobre a rosca

conhecendo a capacidade de transporte em ton/h e as dimensões da rosca

$$G = \frac{L \cdot Q \cdot 1000}{p \cdot n \cdot 60} = kg$$

Ou conhecendo os dados do material a ser transportado e as dimensões da rosca

$$G = \pi \left(\frac{D - d}{2} \right)^2 L \cdot \alpha \cdot \gamma \cdot 1000 = kg$$

Q = Capacidade de transporte (t/h)

L = comprimento da rosca (m)

α = grau de enchimento conforme tabela abaixo

γ = densidade do material (t/m³)

D = diâmetro externo da rosca (m)

d = diâmetro interno da rosca (m)

p = passo da rosca (m)

n = rotação por minuto (consulte tabela abaixo)

Cálculo da potência do motor para roscas horizontais

$$P = \frac{G \cdot \beta \cdot p \cdot n \cdot (1 + \mu)}{4500 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2} = CV$$

Cálculo da potência do motor para roscas inclinadas

$$P = \frac{G \cdot \beta \cdot p \cdot n \cdot L \cdot (1 + \mu)}{H \cdot 4500 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2} = CV \rightarrow \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

μ = coeficiente de atrito dos mancais conforme tabela abaixo

n = rotação por minuto da rosca

β = fator referente coeficiente de atrito entre a rosca e o material conforme tabela

p = passo da rosca (m)

η_1 = rendimento do redutor

η_2 = rendimento das polias e correias se houver = 0,9

H = desnível nas rosas inclinadas (m)

As tabelas foram extraídas do livro TRANSPORTI MECCANICI de Vittorio Zignoli e para completar há outra tabela extraída do manual do fabricante americano STEPHENS. ADAMSON MFG. CO.

CLASSES DOS MATERIAIS

FATOR ADICIONAL β (referente atrito da rosca com o material)

DENSIDADE γ

GRAU DE ENCHIMENTO α

CLASSE I – Material em pó não abrasivo com bom escorregamento $\alpha = 0,4$ $\gamma = 0,4$ a $0,6 \text{ t/m}^3$					
	γ	β		γ	β
Cal em pó hidratada	0,7	1,2	Farinha de linho	0,7	1,2
Carvão em pó	0,6	1,2	Farinha de trigo	0,65	0,8
Farelo	0,25	0,8	Cevada granulada	0,6	0,8

CLASSE II – Material granulado ou em pedaços com pó, não abrasivo, com bom escorregamento $\alpha = 0,3$ $\gamma = 0,6$ a $0,8 \text{ t/m}^3$					
	γ	β		γ	β
Pó de alumínio	0,8	1,2	Grão de café / grão de cacau	0,68	0,8
Cal hidratada	0,8	1,6	Semente de algodão	0,80	1,2
Carvão granulado	0,75	1,8	Grão de trigo	0,65	1,0
Grafite granulado	0,60	0,8	Grão de soja	0,80	1,0

CLASSE III – Material semiabrasivo em pequenos pedaços misturados com pó $\alpha = 0,25$ $\gamma = 0,9$ a $1,2 \text{ t/m}^3$					
	γ	β		γ	β
Alumina granulada	0,96	2,8	Avelã torrada	0,80	2,0
Asbesto granulado	0,90	2,0	Gesso granulado calcinado	0,98	2,4
Bórax granulado	0,85	1,4	Lignite granulado	0,80	2,0
Manteiga / toicinho / banha	0,95	0,8	Cevada moída	0,95	1,2

CLASSE IV – Material abrasivo em pó ou semi abrasivo em pedaços com pó $\alpha = 0,2$ $\gamma = 0,8$ a $1,6 \text{ t/m}^3$					
	γ	β		γ	β
Asfalto em pedaços	1,3	4,0	Argila em pó	1,2	2,8
Bauxita em pó	1,4	3,6	Farinha de ossos	0,95	3,4
Cimento em pó	1,3	2,8	Feldspato em pó	1,1	4,0
Dolomita	1,40	4,0	Grão de rícino	0,60	1,0
Areia de fundição	1,5	4,0	Resina sintética	0,65	2,8

CLASSE V – Material abrasivo em pedaços e pó. Usar rosca sem fim com 2 a 3 entradas $\alpha = 0,12$ $\gamma = 0,65$ a $1,6 \text{ t/m}^3$					
	γ	β		γ	β
Pó de alto forno	1,6	7	Escória molhada	0,80	10
Escória seca	0,65	8	Escória queimada	0,70	7

COEFICIENTE DE ATRITO DOS MANCAIS E VELOCIDADE MAXIMA ADMISSÍVEL EM FUNÇÃO DAS CLASSES DOS MATERIAIS E DO DIÂMETRO DA ROSCA (tabela obtida do livro de Vittorio Zignoli)

Diâmetro externo D (mm)	Rotação por minuto em função da classe					Coeficiente de atrito μ referente mancais		
						Mancais com rolamento	Mancais em bronze lubrific.	Mancais em bronze fosfor.
100	180	120	90	70	31	0,012	0,021	0,033
150	170	115	85	68	30	0,018	0,033	0,054
200	160	110	80	65	30	0,032	0,054	0,096
250	150	105	75	62	28	0,038	0,066	0,114
300	140	100	70	60	28	0,055	0,096	0,171
350	130	95	65	58	27	0,078	0,135	0,255
400	120	90	60	55	27	0,106	0,186	0,336
450	110	85	55	52	26	0,140	0,240	0,414
500	100	80	50	50	25	0,165	0,285	0,510
600	90	75	45	45	24	0,230	0,390	0,690

O fabricante americano STEPHENS. ADAMSON MFG. CO indica valores diferentes para o coeficiente de atrito β dos materiais com a rosca. Veja a seguir:

Materiais	$\gamma-t/m^3$	β	Materiais (não incluídos na lista acima)	$\gamma-t/m^3$	β
Alumina	1,7	2,0	Açúcar de cana ou beterraba refinado	1,4	2,0
Asfalto moído	1,3	0,5	Açúcar (raw) não refinado		2,0
Bauxita moída	2,2	1,8	Açúcar (beet pulp) seco	0,4	1,0
Cal, seixo	1,5	1,3	Açúcar (beet pulp) molhado	1,0	1,0
Cal (pedra) moída	2,4	2,0	Amendoim descascado	1,1	0,5
Cal (pedra) em pó	2,2	1,0	Areia seca	2,8	2,0
Cal hidratada	1,1	0,8	Arroz	1,0	0,5
Cal hidratada em pó	1,1	0,6	Aveia	0,8	0,4
Carvão (antracita) em pedaços	1,7	1,0	Cacau (beans)	1,0	0,6
Cimento Portland	2,2	1,0	Centeio	1,2	0,4
Café verde	0,9	0,4	Farinha de soja	1,1	0,5
Café torrado	0,7	0,5	Germe de trigo	0,8	0,8
Farinha de soja	1,1	0,5	Sabão pedaços	0,3	0,6
Gesso moído	2,5	2,0	Sabão em pó	0,6	0,9
Gesso em pó	2,0	1,0	Sal seco grosso	1,3	1,2
Semente de algodão seco	1,0	0,5	Sal seco fino	2,1	1,2
Semente de algodão com casca	0,3	0,9	Serragem	0,3	0,7

ASSESSOTEC

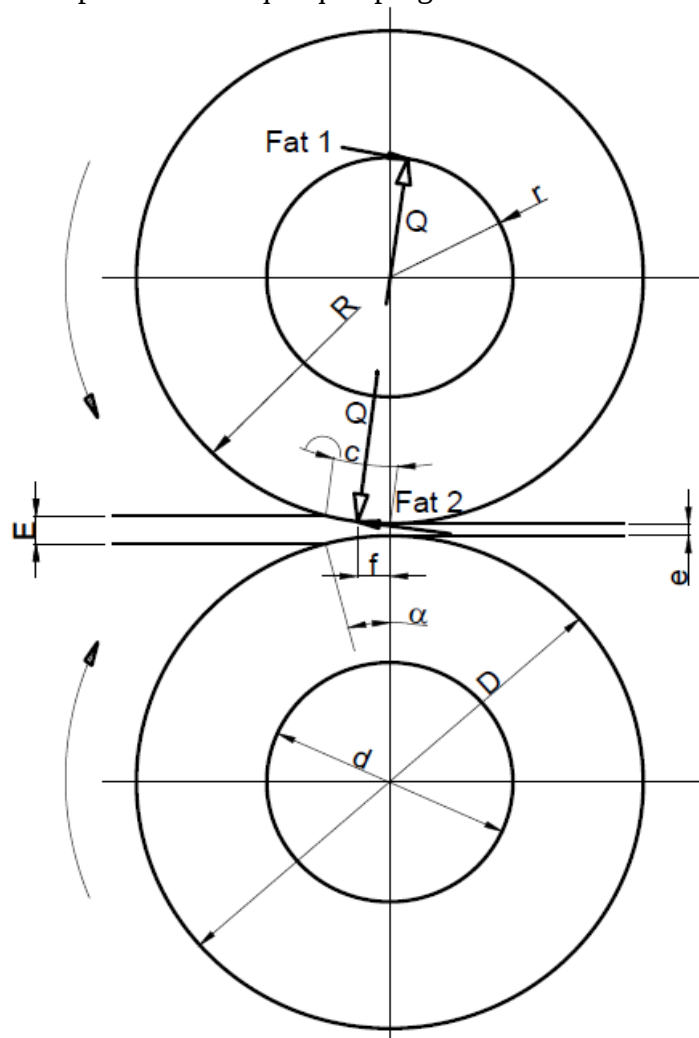
ASSESSORIA TECNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

LAMINADORES

Para calcular a potência necessária de acionamento de cilindros de laminação de chapas é necessário conhecer σ = resistência à compressão do material a ser laminado no ponto de escoamento; a espessura do material antes e após ser laminado; largura da chapa ou da fita a ser laminada; diâmetro dos cilindros e dos mancais do laminador; coeficiente de atrito entre os materiais em contato dos mancais; velocidade de laminação; rendimento do sistema.

As dimensões f e o arco de contato c , mencionadas na figura abaixo, podem ser obtidas desenhando os cilindros e a chapa ou fita em qualquer programa de desenho conforme abaixo.



Os valores do ângulo de contato α , de f e do arco de contato c , também podem ser obtidos pelas formulas:

$$\cos \alpha = 1 - \frac{E - e}{2 * R} = \text{graus}$$

$$f = R \frac{\tan \alpha}{2} = mm$$

$$c = \pi * D \frac{\alpha}{360} = mm$$

Calcular a pressão de laminação nos cilindros Q

$$Q = \sigma * l * 2 * c = kgf$$

σ = resistência a compressão do material a ser laminado em kgf/cm²

c = arco de contato em cm somente em um cilindro (na fórmula já estão considerados os 2 cilindros)

l = largura da chapa ou da fita a ser laminada em cm

Calcular a força de atrito dos mancais Fat_1 (a fórmula considera os 4 mancais)

$$Fat_1 = Q * \mu = kgf$$

μ = coeficiente de atrito de escorregamento entre os materiais em contato nos mancais

Calcular as forças de atrito de rolamento Fat_2 (a fórmula considera os 2 cilindros).

$$Fat_2 = Q \cdot \frac{f(mm)}{R(mm)} = kgf$$

Calcular o torque resistente referente mancais dos cilindros

$$M_1 = \frac{Fat_1 * d}{1000 * 2} = mkgf$$

d = diâmetro dos mancais (eixo dos cilindros) em mm

Calcular o torque resistente ao rolamento dos cilindros

$$M_2 = \frac{Fat_2 * D}{1000 * 2} = mkgf$$

D = diâmetro dos cilindros em mm

Para transformar a velocidade de laminação em rotação por minuto dos cilindros

$$rpm = \frac{v * 1000}{\pi * D}$$

v = velocidade em m/min

D = diâmetro dos cilindros em mm

Calcular a potência necessária de acionamento

$$P = \frac{(M_1 + M_2) rpm}{716,2 * \eta} \rightarrow \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

η = rendimento do sistema (reductor + conjunto de polias e correia + engrenagens se houver)

Na próxima pagina tabelas de resistência das ligas de alumínio e dos aços

$$1MPa = 0,102kgf/mm^2 = 10,2kgf/cm^2$$

Tabela 2.7 Propriedades mecânicas de algumas ligas [extraída do manual da ALCOA (1997)].

Propriedades Mecânicas						
Liga / Temperatura Alcoa	Resistência à ruptura por tração - f_u (MPa)		Resistência ao escoamento por tração - f_y (MPa)		alongamento (%) 50 mm	dureza Brinell
	mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.
1050-O	66,0	91,4	20,3	-	27	20
1050-H14	101,5	-	71,1	-	8	30
1050-H18	132,0	-	-	-	-	-
1100-O	76,2	106,6	20,3	-	25	23
1100-H12	96,5	-	-	-	-	28
1100-H14	111,7	-	-	-	-	32
1100-H16	132,0	-	-	-	-	38
1100-H18	152,3	-	-	-	-	44
1200-O	76,2	101,5	30,5	-	25	22
1200-H14	101,5	152,3	81,2	-	5	35
2011-T3	294,5	-	208,2	-	12	95
2011-T4	279,2	-	126,9	-	16	-
2011-T8	375,7	-	279,2	-	10	100
2014-O	-	208,1	-	126,9	12	45
2014-T4	350,3	-	243,7	-	12	105
2014-T6	421,4	-	370,6	-	7	135
2024-O	-	243,7	-	-	12	47
2024-T3	401,1	-	294,5	-	12	120
2024-T4	401,1	-	264,0	-	12	120
2024-T8	446,8	-	390,9	-	4	-
3003-O	5,1	132,0	35,5	-	25	28
3003-H12	116,8	-	86,3	-	-	35
3003-H14	142,2	-	116,8	-	3	40
3003-H16	167,5	-	147,2	-	2	47
3003-H18	187,8	-	267,5	-	-	55
6061-O	-	152,3	-	111,7	16	30
6061-T4	182,8	-	111,7	-	16	65
6061-T6	264,0	-	243,7	-	8	95
6061-T8	345,2	-	264,0	-	-	-
6061-T9	355,4	-	289,4	-	-	-
6063-O	-	132,0	-	-	18	25
6063-T4	126,9	-	60,9	-	14	50
6063-T4A	111,7	-	55,8	-	15	48
6063-T5	147,2	-	106,6	-	8	60
6063-T6	208,2	-	172,6	-	8	73
6063-T6C	188,2	-	147,2	-	8	65
6061-T4	187,8	-	111,7	-	20	60
6061-T4A	177,7	-	101,5	-	21	55
6061-T6	269,1	-	228,5	-	10	90
6061-T6C	258,9	-	218,3	-	11	85
6262-T6	264,0	-	243,7	-	10	90
6262-T9	350,3	-	319,8	-	5	120
6351-O	101,5	152,3	50,8	101,5	16	35
6351-T4	223,4	-	132,0	-	16	60
6351-T6	294,5	-	258,9	-	8	95
7075-O	-	279,2	-	167,5	10	60
7075-T6	548,3	-	492,5	-	7	150

Aço comum ao carbono

ABNT	Trat	σ_R [MPa]	σ_E [MPa]	E [GPa]	BH [kgf/mm ²]	Alongamento [%]
1010	LQ	330	180	210	95	28
	TR	370	310		105	20
1020	LQ	390	210	210	105	25
	TR	430	360		111	15
1030	LQ	480	250	210	149	20
	TR	530	290		149	12
1040	LQ	530	290	210	149	18
	TR	600	500		170	12

Exemplo de aplicação

Material: alumínio - Resistência do material a compressão = 68Mpa = 700kgf/cm²

Redução de 10mm para 8,5 mm²

Diâmetro dos cilindros: 350 mm

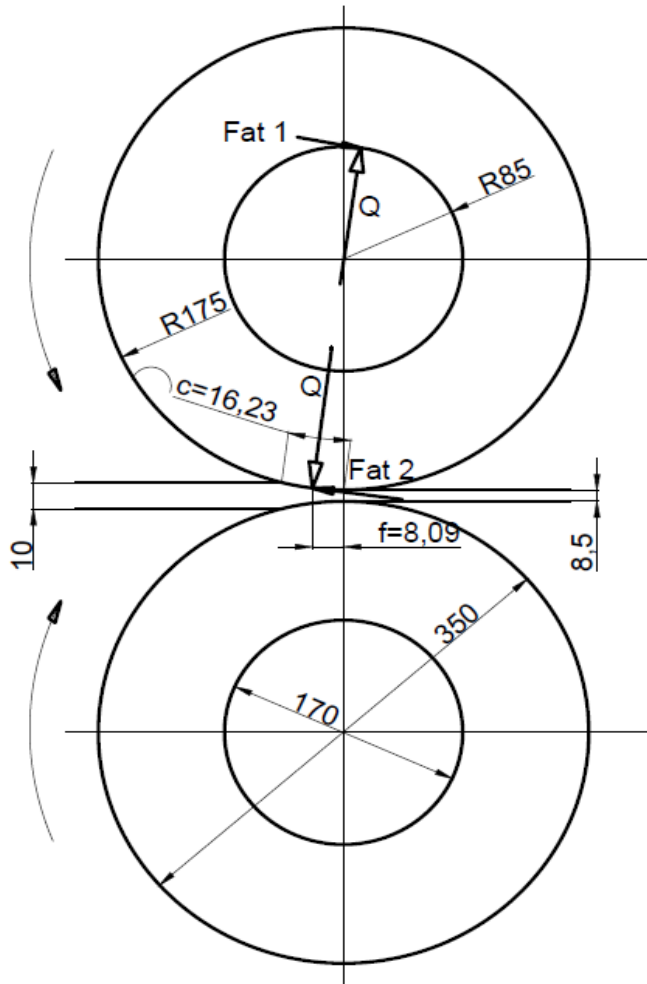
Diâmetro dos eixos / mancais = 170mm

Material entre os mancais e os eixos dos cilindros: bucha de celeron grafitado com coeficiente de atrito $\mu=0,07$

Largura da chapa: 800mm = 80cm

Velocidade de laminação: 20m/min

Motor acionando o eixo de entrada do redutor com polias e correias relação 1:1.



Os valores de f e do arco de contato c foram tirados do desenho no auto cad mas também podem ser obtidos pelas formulas:

ângulo de contato α

$$\cos \alpha = 1 - \frac{E - e}{2 * R} = 1 - \frac{10 - 8,5}{2 * 175} = 5,31^\circ$$

$$f = R \frac{\tan \alpha}{2} = 175 \frac{\tan 5,31^\circ}{2} = 8,14mm$$

$$c = \pi \cdot D \frac{\alpha}{360} = 3,14 \cdot 350 \frac{5,31}{360} = 16,21mm$$

Pressão necessária para laminação

$$Q = \sigma \cdot l \cdot 2 \cdot c = 700 \cdot 80 \cdot 2 \cdot 1,62 = 181440kgf$$

c = arco de contato em cm somente em um cilindro = 1,62 cm (na fórmula já estão considerados os 2 cilindros)

l = largura da chapa ou da fita a ser laminada em cm = 80cm

Cálculo da força de atrito referente aos mancais

$$Fat_1 = Q \cdot \mu = 181440 \cdot 0,07 = 12700kgf$$

μ = coeficiente de atrito de escorregamento entre os materiais em contato nos mancais

Cálculo da força de atrito gerada pela laminação

$$Fat_2 = Q \cdot \frac{f(mm)}{R(mm)} = 181440 \cdot \frac{8,09}{175} = 8388kgf$$

Cálculo do torque resistente a acionamento

$$M_1 = \frac{Fat_1 \cdot d}{1000 \cdot 2} = \frac{12700 \cdot 170}{1000 \cdot 2} = 1080mkgf$$

$$M_2 = \frac{Fat_2 \cdot D}{1000 \cdot 2} = \frac{8388 \cdot 350}{1000 \cdot 2} = 1468mkgf$$

Cálculo da rotação por minuto

$$n = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot D} = \frac{20 \cdot 1000}{\pi \cdot 350} = 18,2rpm$$

v = velocidade em m/min = 20m/min

Para calcular a potência do motor

$$P = \frac{(M_1 + M_2)n}{716,2 \cdot \eta} = \frac{(1080 + 1468)18,2}{716,2 \cdot 0,85} = 78CV$$

η = rendimento do sistema (redutor + conjunto de polias e correia)

Rendimentos: Redutor = 0,95;

polias e correia 0,9

Rendimento total = 0,95 x 0,9 = 0,85

ASSESSOTEC

ASSESSORIA TÉCNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

GIRADOR DE TUBOS

As forças resistentes ao giro são as forças de atrito entre os tubos e os roletes de apoio. Os roletes normalmente são revestidos com borracha dura para evitar o deslizamento.

Para calcular a força de atrito a fórmula mais correta seria:

$$Fat = G * \cos \alpha * \mu = kgf$$

Porém na prática a fórmula mais utilizada é a seguinte:

$$Fat = G * \mu = kgf$$

G = Força peso do tubo em kgf

μ = coeficiente de atrito de rolamento = 0,015

Cálculo do torque necessário para o acionamento no eixo dos roletes

$$M_2 = \frac{Fat * d}{2 * 1000} = mkgf$$

Cálculo da rotação nos eixos dos roletes

$$n_2 = \frac{n_1 * D}{d} = rpm$$

n_1 = rpm do tubo

$$n_1 = \frac{v * 60 * 1000}{\pi * D} = rpm$$

v = Velocidade máxima de soldagem (m/s)

D = Diâmetro do tubo (mm)

d = Diâmetro dos roletes (mm)

Cálculo da potência de acionamento

$$P = \frac{M_2 * n_2}{716,2 * \eta} = CV \rightarrow \text{Para obter a potência em kW multiplicar o valor por 0,736}$$

η = rendimento do redutor (consultar catálogo do fabricante)

Exemplos de aplicação

Exemplo 1:

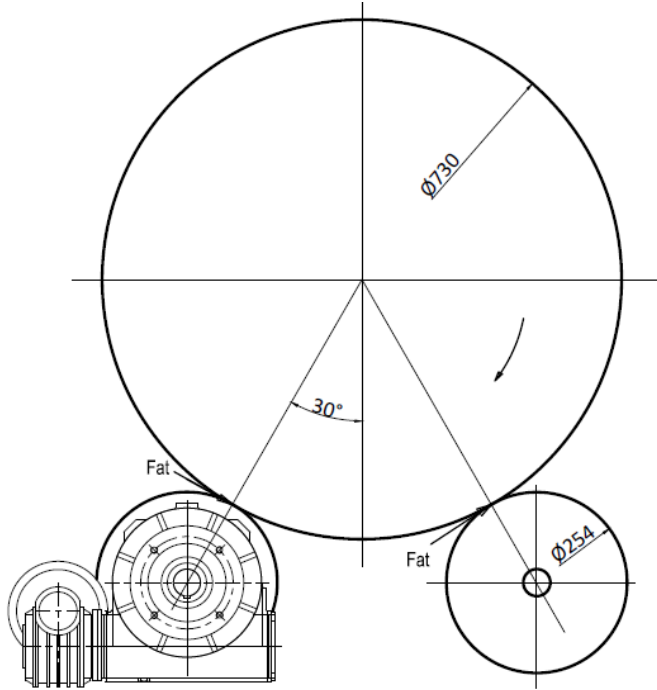
Força peso do tubo: $G = 12000\text{kgf}$

Diâm. do tubo: $D = 730\text{mm}$

Rpm desejada: $n_1 = 2\text{rpm}$

Diâm. dos roletes $d = 254\text{mm}$

Roletes revestidos de borracha: Coeficiente de atrito $\mu = 0,015$



$$Fat = G * \mu = 12000 * 0,015 = 180\text{kgf}$$

Cálculo do torque necessário no eixo do rolete

$$M_2 = \frac{Fat * d}{2 * 1000} = \frac{180 * 254}{2 * 1000} = 22,86\text{mkgf}$$

Cálculo da rotação nos eixos dos roletes

$$n_2 = \frac{n_1 * D}{d} = \frac{2 * 730}{254} = 5,75\text{rpm}$$

Cálculo da potência de acionamento

$$P = \frac{M_2 * n_2}{716,2 * \eta} = \frac{22,86 * 5,75}{716,2 * 0,6} = 0,3\text{CV}$$

η = rendimento do redutor = 0,6

Seleção do motor e do redutor ou motorredutor

Em função de partidas e paradas frequentes selecionado motor de 0,5CV - 4 polos

Seleção do redutor que acionará direto o eixo do rolete. Selecionado em função da potência do motor de 0,5CV 4 polos

Motorredutor a dupla rosca sem fim SITI CMI 50-90 redução 1:300 com motor 0,5CV 4 polos

www.zararedutores.com.br

www.sitiriduttori.it

Exemplo 2:

Dispositivo de solda de um tubo com 600mm de diâmetro, 1200kg de peso e rotação do tubo com 1,5 rpm e acionamento dos 2 roletes frontais.

As fórmulas de cálculos são as mesmas, porém, a seleção dos redutores que acionam direto os eixos dos roletes deve ser feita em função do torque em cada rolete ou M_2 dividido por 2.

Posteriormente foi selecionado um tamanho acima para aproveitar redutores em série com iguais dimensões de flanges. A seleção do motorreductor de entrada foi feita em função da potência do motor. O rendimento η é o resultado da multiplicação dos rendimentos dos 3 redutores.

$$Fat = G * \mu = 1200 * 0,015 = 18kgf$$

Cálculo do torque necessário no eixo dos roletes

$$M_2 = \frac{Fat * d}{2 * 1000} = \frac{18 * 600}{2 * 1000} = 5,4mkgf$$

Cálculo da rotação nos eixos dos roletes

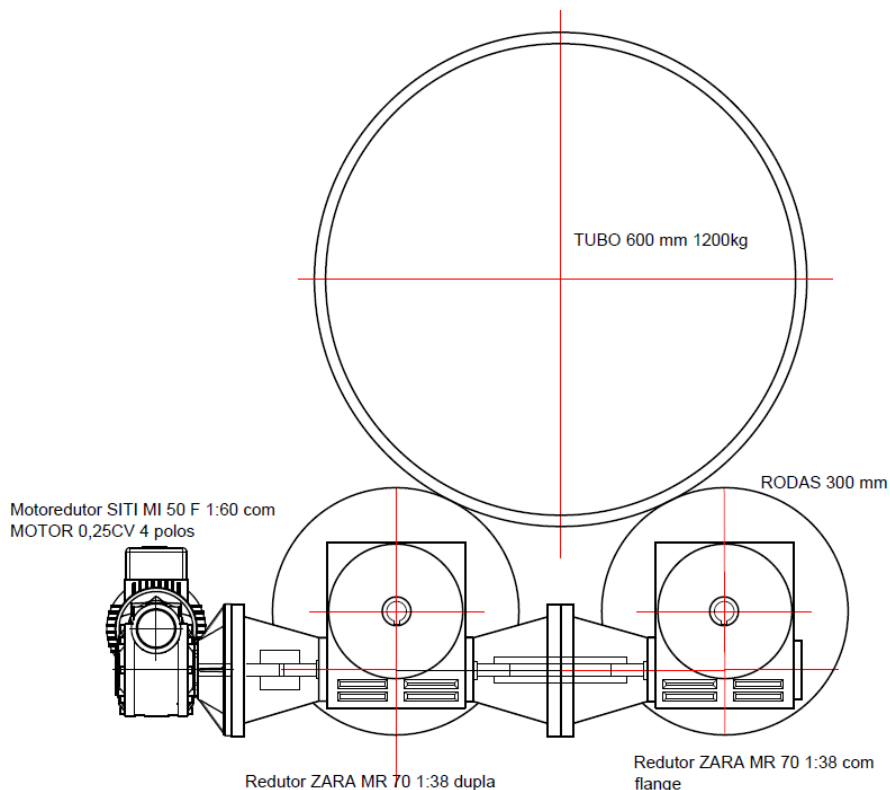
$$n_2 = \frac{n_1 * D}{d} = \frac{2 * 600}{300} = 4rpm$$

Cálculo da potência de acionamento

$$P = \frac{M_2 * n_2}{716,2 * \eta} = \frac{5,4 * 4}{716,2 * 0,2} = 0,15CV$$

η = rendimento do redutor

$$\eta = 0,55 * 0,61 * 0,61 = 0,2$$



www.zararedutores.com.br

www.sitiriduttori.it

ASSESSOTEC

ASSESSORIA TECNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

CALANDRAS DE CHAPAS

Para calcular a potência de acionamento de calandras é necessário calcular primeiramente a pressão necessária para curvar a chapa entre os cilindros. Quanto mais afastados estiverem os cilindros inferiores, menor será a pressão necessária para a calandragem.

Neste caso vamos utilizar um exemplo de calandra já existente.

Calcular a potência necessária de um motor hidráulico, cuja rotação nominal é 300rpm, para acionamento de calandra com dimensões abaixo. Verificar se o redutor existente tamanho H 12-16 com redução 1:25 e torque nominal 685mkgf (considerando 300rpm no eixo de entrada) suporta o torque necessário para a calandragem.

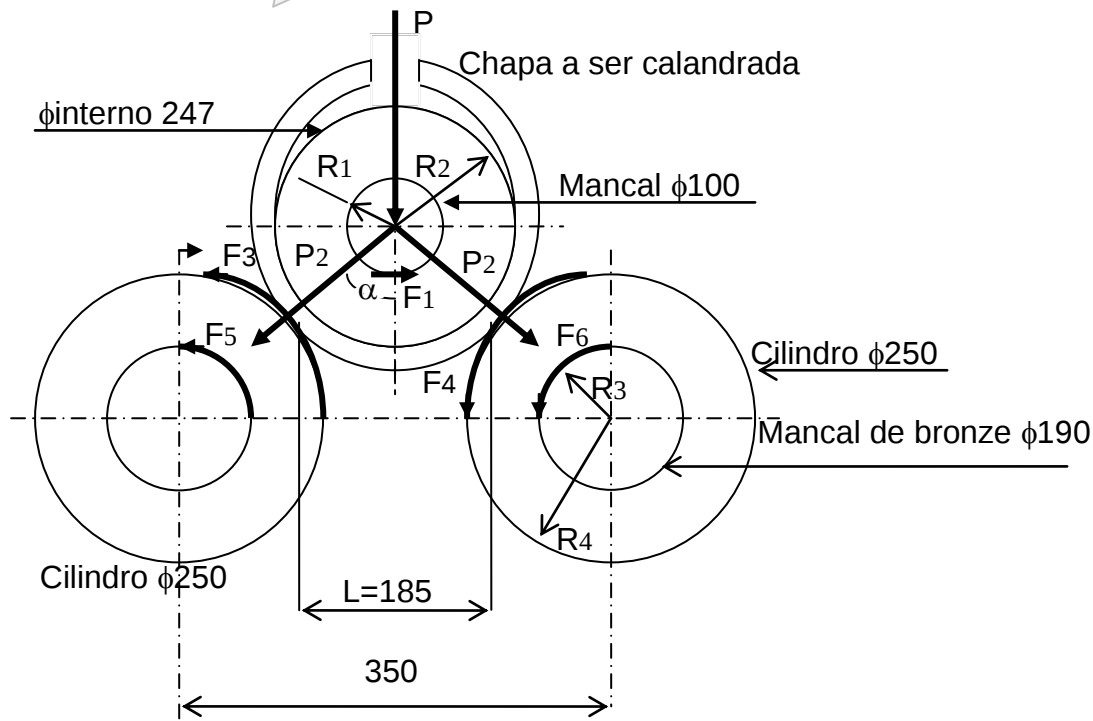
Objetivo da calandra: Calandar chapas de aço 1020 com espessura (e)19,05 mm e largura (b)1310mm. Resistência a ruptura $\sigma = 40\text{kg/mm}^2$

Os cilindros da calandra estão apoiados em mancais de escorregamento com buchas de bronze.

Redução por engrenagens entre eixo de saída do redutor e eixo dos cilindros: Diâmetro do pinhão 220mm, diâmetro da engrenagem 300mm. Relação de redução 1:1,36.

Velocidade linear da chapa obtida com 300rpm no motor hidráulico e conjunto de redução: 6,92m/min

Dimensões importantes da calandra e necessárias para o cálculo.



Cálculo da pressão necessária para curvar a chapa

$$p = \frac{2 \cdot \sigma \cdot b \cdot e^2}{3 \cdot L} = \frac{2 \cdot 40 \cdot 1310 \cdot 19,05^2}{3 \cdot 185} = 68526 \text{kgf}$$

$$p_2 = \frac{P}{2} \cdot \cos \alpha = \frac{68526}{2} \cos 40^\circ = 26247 \text{kgf}$$

Cálculo das forças resistentes

Força resistente devido ao atrito dos mancais do rolo superior

$$F_1 = p \cdot \mu = 68526 \cdot 0,1 = 6853 \text{kgf}$$

Forças resistentes devido ao atrito de rolamento entre a chapa e os cilindros

$$F_3 = F_4 = p_2 \cdot \frac{f}{R_2 + e} = 26247 \cdot \frac{0,5}{123,5 + 19,05} = 92 \text{kgf}$$

Forças resistentes devido ao atrito dos mancais dos cilindros inferiores

$$F_5 = F_6 = p_2 \cdot \mu = 26247 \cdot 0,1 = 2643 \text{kgf}$$

μ – coeficiente de atrito estático entre aço e bronze lubrificado = 0,1

Cálculo do torque necessário nos eixos dos cilindros para vencer as forças resistentes

Relativo a F_1

$$M_1 = F_1 \frac{R_1}{R_2 + e} R_4 = 6853 \cdot \frac{0,05}{0,12 + 0,019} \cdot 0,125 = 308 \text{mkgf}$$

Relativo a $F_3 + F_4$

$$M_2 = (F_3 + F_4) R_4 = (92 + 92) 0,125 = 23 \text{mkgf}$$

Relativo a $F_5 + F_6$

$$M_3 = (F_5 + F_6) R_3 = (2643 + 2643) 0,095 = 502 \text{mkgf}$$

Cálculo do torque necessário para vencer as forças resistentes / forças de atrito

$$M_4 = M_1 + M_2 + M_3 = 308 + 23 + 502 = 833 \text{mkgf}$$

Cálculo da rotação por minuto nos eixos dos cilindros diâmetro 250mm com motor a 300rpm

$$n = \frac{300}{25 \cdot 1,36} = 8,8 \text{rpm}$$

Cálculo do torque necessário no eixo de saída do redutor

$$M = \frac{M_4}{\eta_1} \cdot \frac{220}{300} = \frac{833}{0,95} \cdot \frac{220}{300} = 643 \text{mkgf}$$

η_1 = rendimento do conjunto de engrenagens 220/300

Cálculo da rotação por minuto no eixo de saída do redutor

$$n_2 = n \frac{300}{220} = 8,8 \frac{300}{220} = 12rpm$$

Cálculo do torque mínimo necessário do motor hidráulico

$$M_m = \frac{M}{i \cdot \eta_2} = \frac{643}{25 \cdot 0,97} = 26,5mkgf$$

i = redução do redutor

η_2 = rendimento do redutor

Conclusão: o motor hidráulico deverá ter um torque mínimo de 26,5mkgf ou 260Nm e o redutor pode suportar o torque de 643mkgf porém não tem o fator de serviço recomendado para essa aplicação.

ASSESSOTEC
ASSESSORIA TÉCNICA
EM ACIONAMENTOS

ASSESSOTEC

ASSESSORIA TECNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

TOMBADORES E VIRADORES

Para calcular a potência de acionamento de tombadores ou viradores é necessário calcular inicialmente o braço de alavanca da resistência ao giro ou basculamento cujo valor será o produto do peso da peça situado no seu baricentro, multiplicado pela distância do mesmo ao centro de giro.

No caso destes tipos de equipamentos é mais elucidativo usar exemplos de aplicação e o sistema técnico (mkgf e CV).

Exemplo de aplicação 1:

O usuário necessita bascular um tambor de 200litros contendo um líquido que deverá ser derramado em outro recipiente. A estrutura de apoio do tambor deverá girar em torno de um eixo mancal e, para diminuir o custo do redutor o fabricante do equipamento resolveu utilizar um conjunto de engrenagens com redução de 1:5 (pinhão diâmetro 60mm e engrenagem 300mm) entre o eixo de saída do redutor e o eixo do mancal de giro.

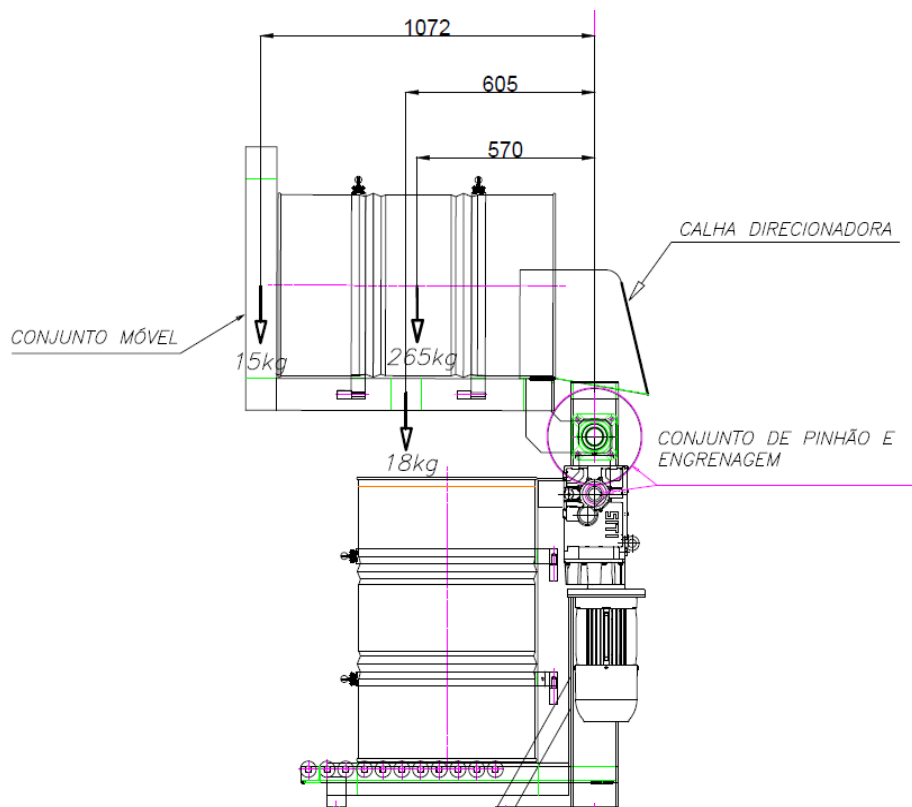
O ângulo de basculamento de 120° deverá ser feito no tempo de 15 segundos.

Dados:

Peso do tambor com o líquido: 265kg

Peso da estrutura móvel de suporte: 33 kg

Neste caso, para calcular o torque ou momento de torção resistente ao acionamento, há necessidade de separar o peso das partes da estrutura móvel e da carga que estão com seus baricentros em distâncias diferentes do centro de giro. Posteriormente os momentos serão somados.



Momento ou torque referente ao suporte base de 15kg

$$M_b = 15\text{kg} * 1,072\text{m} = 16,08\text{kgfm}$$

Momento ou torque referente ao suporte lateral de 18kg

$$M_l = 18\text{kg} * 0,605\text{m} = 10,89\text{kgfm}$$

Momento ou torque referente ao tambor com carga pesando no total 265kg . Evidentemente aqui haverá um pequeno sobredimensionamento porque, antes mesmo do tambor atingir a linha horizontal, haverá derramamento do líquido e, conseqüentemente, diminuição do peso, mas em termos práticos, são válidos os valores.

$$M_c = 265\text{kg} * 0,57\text{m} = 151\text{kgfm}$$

Para calcular o momento de giro/momento de torção no eixo de giro temos que somar todos os momentos.

Momento de torção de basculamento no eixo de giro do conjunto

$$M = M_b + M_l + M_c = 16,08 + 10,89 + 151 = 177,97\text{mkgf}$$

O momento de torção no eixo do redutor será reduzido pelo conjunto de pinhão e engrenagem com redução de 1:5

$$M_2 = \frac{177,97}{5 * 0,95} = 37,46\text{mkgf}$$

O valor 0,95 refere-se ao rendimento do conjunto pinhão / engrenagem (perda de 5% em atritos de engrenamento e mancais).

Para calcular as rotações por minuto (rpm) no eixo de giro

Se para girar 120° o tempo é de 15 segundos para girar 360° (giro completo) o tempo deverá ser 360/120 = 3 vezes maior ou 15s x 3 = 45 segundos. Então 1 giro completo a cada 45 segundos.

Para calcular rotação por segundo usar o inverso do tempo: 1/45 = 0,0222 rotações por segundo.

Para o cálculo da rotação por minuto multiplicar por 60: 0,0222 x 60 = 1,33 rpm.

Ou use a fórmula válida para quando for informado tempo de basculamento em segundos:

$$n = \frac{\alpha * 60}{t * 360} = \frac{120 * 60}{15 * 360} = 1,33\text{rpm} \quad \alpha = \text{ângulo de basculamento}$$

t = tempo de basculamento em segundos

Para calcular a rotação por minuto no eixo do redutor multiplicar a rpm no eixo de giro pela taxa de redução do pinhão e engrenagens

$$n_2 = 1,33 * 5 = 6,65\text{rpm}$$

Para calcular a potência mínima do motor

$$P = \frac{M_2 * n_2}{716,2 * \eta} = \frac{37,46 * 6,65}{716,2 * 0,95} = 0,36\text{CV}$$

n₂ = rotação por minuto no eixo de saída do redutor

η = rendimento do redutor

Seleção do redutor: Pelo desenho da maquina o redutor mais adequado para essa aplicação deverá ser do tipo ortogonal com torque mínimo no eixo de saída: 37,46 mkgf ou 367Nm e rotação 6,65 rpm. Considerando inicialmente motor de 4 polos ou 1750 rpm a redução aproximada deverá ser 1750/6,65 = 264. No catálogo do fabricante SITI um redutor ortogonal tem redução máxima de 1:195 então é melhor optar por motor de 6 polos ou 1150 rpm onde a redução passará a ser 1150/6,65 = 172,9. Reconsultando o catálogo o redutor SITI MBH 80,

redução exata 1:172,39, torque nominal no eixo de saída 99,3mkgf (875Nm), capacidade nominal a 1150 rpm no eixo de entrada 0,88CV atende com folga a necessidade.

www.sitiriduttori.it ou www.zararedutores.com.br

Neste caso pode ser utilizado um motor com freio de 0,5CV - 6 polos cujo torque ou conjugado nominal conforme catálogo WEG é de 0,31 kgfm e então o torque fornecido pelo conjunto motofreio redutor no eixo de saída do redutor será

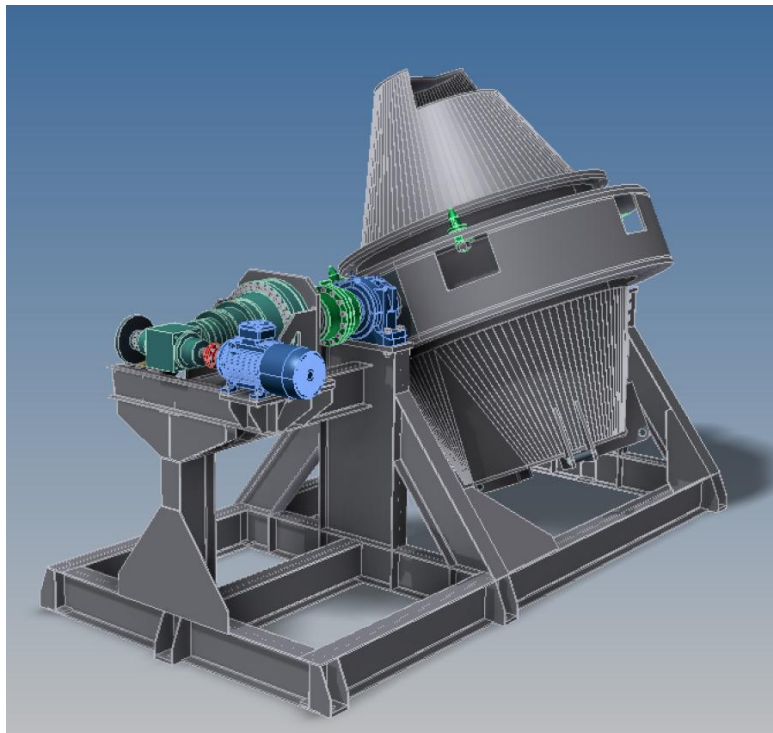
$$T_2 = 0,31 * 172,39 * 0,95 = 50.7mkgf$$

0,95 = rendimento do redutor

Exemplo 2

Forno de refinamento de aço líquido

Este forno, revestido internamente com material refratário, com 4000kg de aço líquido em seu interior, deverá fazer giros completos com 2 voltas por minuto em torno de um eixo mancal onde será montado o redutor e motofreio adequado para o acionamento. Com o movimento de giro o aço líquido se movimenta dentro do forno deslocando seu centro de gravidade a todo o momento em relação ao eixo mancal.

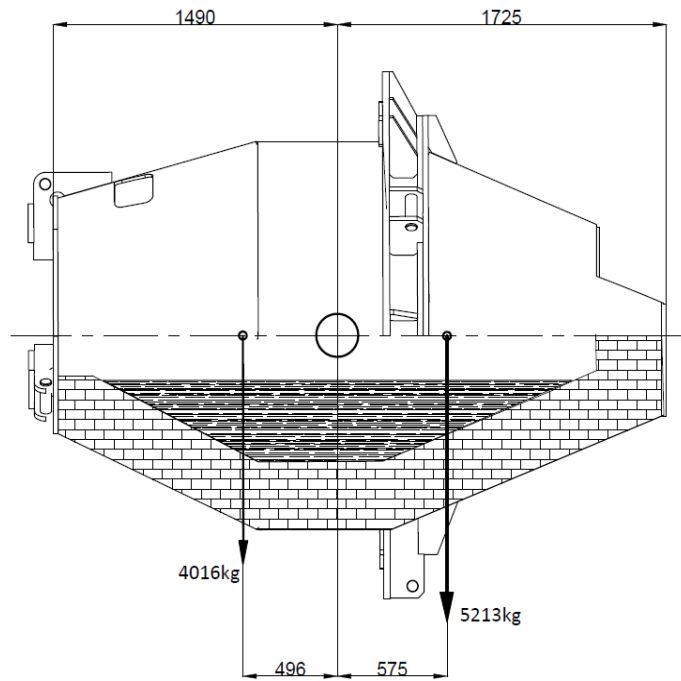


O centro de gravidade do vaso (formado por um duplo cone não simétricos entre si) e do revestimento interno, não coincidem com o centro do eixo mancal provocando um momento de torção relativo ao braço de alavanca da resistência ao giro.

Para calcularmos o momento de torção necessário é melhor fazer isoladamente o cálculo dos momentos devidos ao desbalanceamento do vaso e, posteriormente, ao deslocamento do produto dentro do mesmo.

Primeiramente calcular o momento de giro do vaso posicionando seu eixo central na horizontal.

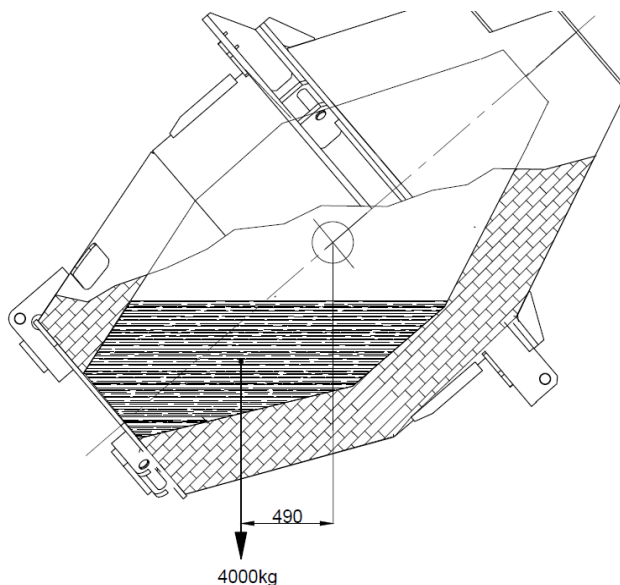
As massas dos dois lados do eixo mancal foram calculadas anteriormente e os centros de gravidade foram obtidos utilizando os recursos do auto cad. Veja figura a seguir:



Partindo da posição horizontal, o lado direito com 5213kg tende a girar o conjunto no sentido horário e o lado esquerdo com 4016kg se contrapõe, tendendo a girar no sentido anti horário. Então, a fórmula a seguir vai determinar qual é o momento resultante. Evidentemente, pelos maiores valores de massa e afastamento do centro (575mm), o vaso tenderá a girar no sentido horário até atingir a posição vertical com o lado mais pesado para baixo.

$$M_v = 4016kg * 0,496m - 5213kg * 0,575m = 1005kgfm$$

Em seguida, verificar qual o maior torque desenvolvido pelo deslocamento de aço líquido dentro do vaso. No caso deste vaso, olhando os desenhos que estão em escala, é obvio que a somatória dos momentos de giro no sentido horário será maior do que a somatória no sentido anti horário. Então, usando os recursos do auto cad ou outro programa de desenho qualquer, primeiramente girar o vaso no sentido anti horário em diversos ângulos até encontrar o ponto no qual o baricentro da carga de 4000kg esteja mais afastado do centro do eixo mancal conforme figura

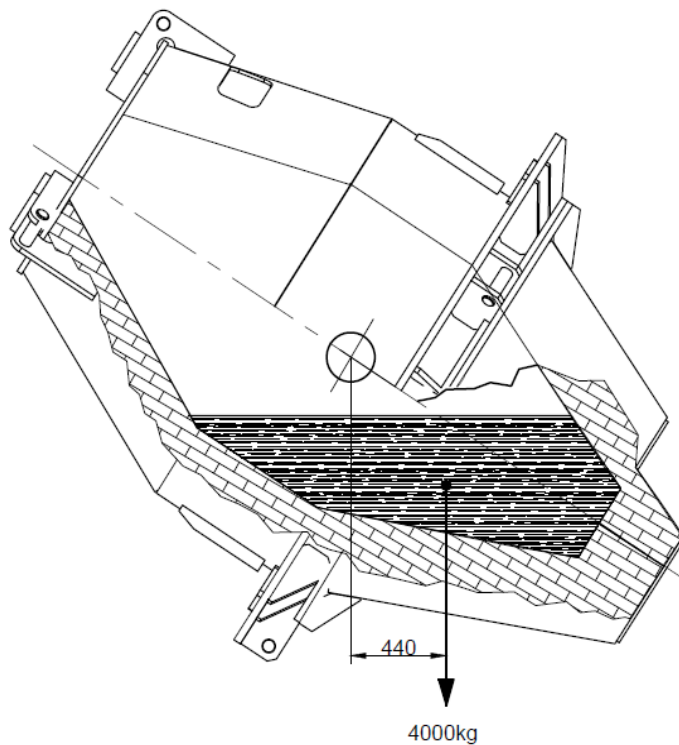


$$M_{cah} = 4000kg * 0,49m = 1960kgfm$$

Este momento, relativo ao deslocamento da carga, é de sentido anti horário e portanto contrário ao momento M_v devido ao desbalanceamento do vaso que tende para o sentido horário. Então podemos determinar qual a diferença entre os mesmos.

$$M_1 = M_v - M_{cah} = 1005 - 1960 = 955 \text{ mkgf}$$

A seguir usar o mesmo procedimento anterior deslocando a carga de 4000kg para o lado direito, conforme figura abaixo, e verificar o momento de giro.



$$M_{ch} = 4000 \text{ kg} * 0,44 \text{ m} = 1760 \text{ mkgf}$$

Este valor do momento de giro da carga é no sentido horário e por tanto deverá ser somado ao momento devido ao desbalanceamento do vaso que também é no sentido horário.

$$M_2 = M_v + M_{ch} = 1005 + 1760 = 2765 \text{ mkgf}$$

Supondo que os valores de carga, as massas dos componentes do vaso e os baricentros estejam bem calculados e situados nos pontos corretos, este é o momento de torção mínimo necessário para acionar esse equipamento, mas se houver alguma desconfiança quanto aos dados informados, é melhor utilizar um fator de segurança. Se utilizar fator de segurança 1,3 (30% a mais) então a potência do motor poderá ser calculada pela fórmula a seguir:

$$P = \frac{M_2 * f_s * n_2}{716,2 * \eta} = \frac{2765 * 1,3 * 2}{716,2 * 0,95} = 10,56 \text{ CV} \rightarrow 12,5 \text{ CV}$$

f_s = fator de segurança

n_2 = rotação por minuto do equipamento

η = rendimento do redutor

Seleção do redutor: Este tipo de equipamento giratório tem o torque resistente muito variável chegando a ser negativo em alguns ângulos. Se o sentido de rotação for horário e considerada a

posição mostrada na ultima figura, o torque gerado pela carga em função da força de gravidade, tenderá a acelerar o motor que nesse momento deverá atuar como freio se está sendo alimentado através de inversor de velocidade adequado para este sistema. Estando o motor trabalhando como freio, o redutor deverá suportar o torque gerado pelo sistema e seu dimensionamento deverá ser feito em função do torque M_2 multiplicado pelo fator de segurança e pelo fator de serviço recomendado pela norma AGMA para este tipo de equipamento. Conforme catálogos de redutores o valor é 1,5. Então $2765\text{mkgf} \times 1,3 \times 1,5 = 5391\text{mkgf}$ no eixo de saída do redutor. O fator de serviço de 1,5 é justificado porque a carga líquida se deslocando de um lado para outro provoca choques sobre os dentes das engrenagens do redutor.

*ASSESSOTEC
ASSESSORIA TÉCNICA
EM ACIONAMENTOS*

ASSESSOTEC

ASSESSORIA TECNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

MESA PANTOGRÁFICA

Para este caso vamos utilizar um exemplo efetuando os cálculos no sistema técnico.

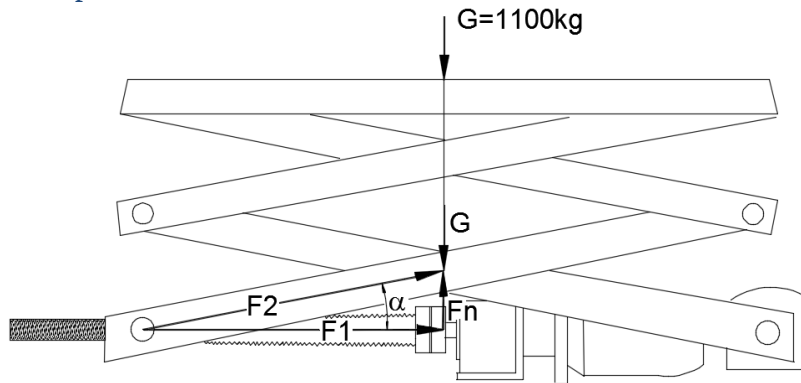
Média de 10 partidas/hora:

Carga total incluindo estrutura : $G = 1100 \text{ kg}$

Ângulo de partida do braço: 10°

Fuso com rosca trapezoidal diâmetro 30 mm / passo 6 mm - Fuso de aço. Porca de bronze

Rotação do fuso: 123 rpm



Os maiores esforços para elevar a carga são exercidos quando a mesa está na posição mais baixa. É nessa posição que devem ser efetuados os cálculos.

Para calcular a força axial exercida no fuso com rosca trapezoidal, aplicar a fórmula a seguir:

$$F_n = G = 1100 \text{ kgf}$$

$$F_1 = F_n \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} = 1100 \text{ kgf} \frac{\cos 10^\circ}{\sin 10^\circ} = 6239 \text{ kgf}$$

Essa fórmula foi deduzida da seguinte forma:

$$F_2 = \frac{F_n}{\sin \alpha} \Rightarrow F_1 = F_2 \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_1 = \frac{F_n}{\sin \alpha} \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_1 = \frac{F_n \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha}$$

Para vencer os atritos nos eixos e possíveis desalinhamentos, multiplicar o valor de F_1 por 1,4.

$$F = F_1 \cdot 1,4 = 8735 \text{ kgf}$$

Para calcular o torque no fuso / eixo de saída do redutor:

$$M = F \left(\frac{p}{D \cdot \pi} + \mu \right) \frac{D}{2 \cdot 1000} = 8735 \left(\frac{6}{30 \cdot \pi} + 0,18 \right) \frac{30}{2 \cdot 1000} = 32 \text{ mkgf}$$

p = passo da rosca (mm)

D = Diâmetro primitivo da rosca (mm)

μ = coeficiente de atrito entre os materiais do fuso: Aço com bronze a seco = 0,18

$$\text{Para calcular a potência do motor: } P = \frac{M \cdot n}{716,2 \cdot \eta} = \frac{32 \cdot 123}{716,2 \cdot 0,95} = 5,8 \text{ CV}$$

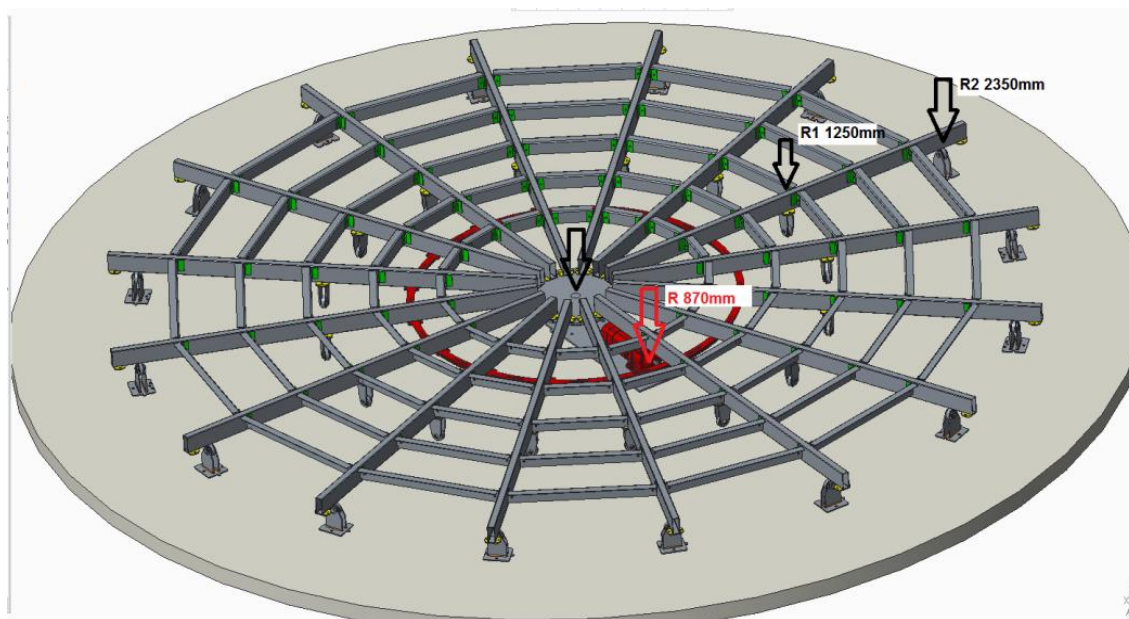
η = rendimento do redutor

ASSESSOTEC

ASSESSORIA TECNICA EM ACIONAMENTOS

Resp.: José Luiz Fevereiro Fone (55-11)2909.0753 Cel.99606.7789

PLATAFORMA GIRATÓRIA



Como existem muitos tipos de plataforma giratória é melhor utilizar um exemplo como demonstração de método de cálculo.

Este equipamento consiste em uma plataforma circular apoiada sobre 32 rolamentos e movida por um motorreductor em cujo eixo de saída está montado um pinhão com diâmetro 106 mm que por sua vez aciona uma engrenagem de diâmetro 1740mm com seu centro ligado ao eixo de giro da plataforma.

Os raios de giro dos rolamentos de apoio são 1250mm e 2350mm. Concluindo, o raio médio é 1800mm

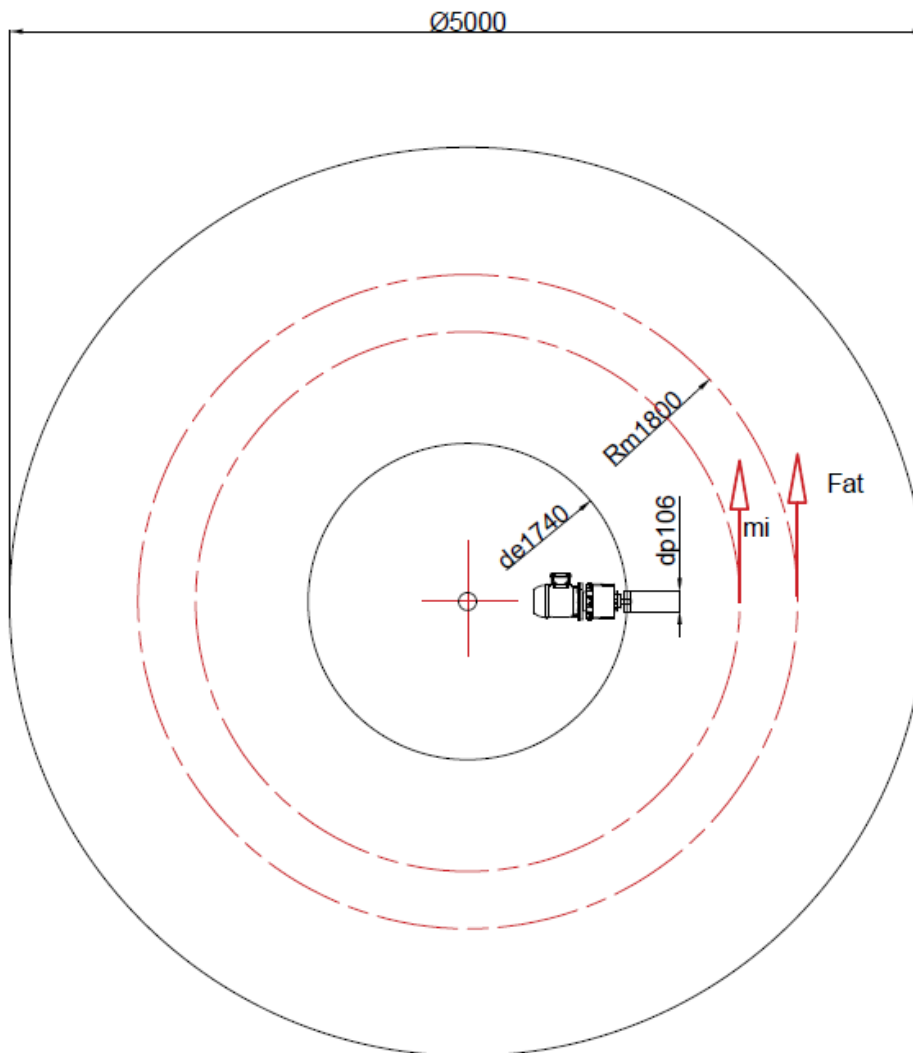
DADOS:

Diâmetro da plataforma: 5000mm

Massa da plataforma: 1500kg

Massa da carga: 5000kg

Rotação no eixo central da plataforma : 1,13rpm



Iremos efetuar os cálculos no sistema internacional

Calcular inicialmente a força de atrito Fat através da fórmula:

$$Fat = m * g * \mu = N$$

$$Fat = 6500 * 9,8 * 0,01 = 637N$$

m = massa da plataforma + carga (kg)

$\mu = 0,01$ (coeficiente de atrito de rolamento)

R_m = raio médio de apoio dos rolamentos (mm)

mi = massa de inércia = m

Momento de torção devido ao atrito de rolamentos

O momento de torção M_1 para vencer a força de atrito no eixo central da plataforma é obtido através da fórmula:

$$M_1 = Fat \cdot r_m = Nm$$

$$M_1 = 637 * 1,8 = 1147Nm$$

Momento de inércia ou aceleração

Considerando carga distribuída equitativamente sobre a plataforma e tempo de aceleração $t = 2$ segundos.

$$M_a = \frac{m \cdot n \cdot d^2}{4 \cdot 19,1 \cdot t} = Nm^2 / s^2$$

$$M_a = \frac{6500 \cdot 1,13 \cdot 5^2}{4 \cdot 19,1 \cdot 2} = 1202 Nm^2 / s^2$$

Momento total no eixo central da plataforma

$$M = M_1 + M_a = Nm$$

$$M = 1147 + 1202 = 2349 Nm$$

Momento reduzido no eixo de saída do redutor

$$M_2 = M \cdot \frac{dp}{de} = Nm$$

$$M_2 = 2349 \cdot \frac{106}{1740} = 143 Nm$$

A rotação por minuto no eixo de saída do redutor n_2 pode ser obtida pela fórmula:

$$n_2 = n \cdot \frac{de}{dp} = rpm$$

$$n_2 = 1,13 \cdot \frac{1740}{106} = 18,5 rpm$$

n = rotação por minuto desejada na plataforma.

Para calcular a potência requerida do motor

$$P = \frac{M_2 \cdot n_2}{9550 \cdot \eta} = kW$$

$$P = \frac{143 \cdot 18,5}{9550 \cdot 0,95} = 0,29 kW$$

η = rendimento do redutor

AGITADORES E MISTURADORES

Teoria básica da mecânica dos fluídos

RESISTÊNCIA DO MEIO

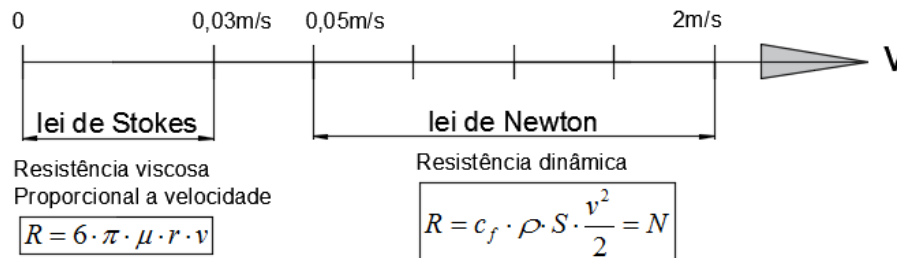
As forças que dificultam o movimento de um corpo dentro de um fluído decorrem de duas causas

- atrito entre as partículas do fluído devido à diferença de velocidade entre as mesmas
- inércia do fluído devido aos choques do corpo com as partículas do fluído

Para baixas velocidades, a resistência do movimento é determinada principalmente pela viscosidade do fluído denominada resistência viscosa.

Para velocidades mais altas, a resistência é determinada também pela inércia das partículas do fluído. É a resistência dinâmica.

Resistência da água



RESISTÊNCIA VISCOSA - LEI DE STOKES

Quando um fluído escoar, verifica-se um movimento relativo entre as suas partículas, resultando atrito entre elas. Este atrito interno recebe o nome de viscosidade.

A resistência é viscosa em velocidades inferiores a 2m/s no ar e inferiores a 0,03m/s na água. Neste caso vale a lei de Stokes que diz: a resistência é proporcional à velocidade.

Para uma esfera pequena, movendo-se a baixa velocidade em um fluído viscoso, a resistência ao movimento é dada pela fórmula

$$R = 6 \cdot \pi \cdot \mu \cdot r \cdot v$$

μ = coeficiente de viscosidade dinâmica do fluído

r = raio da esfera

v = velocidade

A resistência viscosa pode ser dimensionada por vários métodos.

-- **Pelo método de Hoppler** - deixando uma esfera com dimensões conhecidas cair lentamente num líquido viscoso. A força da gravidade agirá sobre a esfera, aumentando sua velocidade, até o momento em que a força resistente (empuxo + resistência do líquido) tiver o mesmo valor equilibrando as forças. A partir desse momento a velocidade de descida será constante. A força de empuxo é o valor do peso do líquido deslocado pela esfera, quando mergulhada no mesmo. Neste caso a fórmula usada é:

Força peso da esfera = Força de empuxo + Resistência viscosa do líquido.

$$P = \text{Força peso da esfera} = \frac{4}{3} \pi \cdot r^3 \cdot \rho_e \cdot g$$

$$E = \text{Força de empuxo do líquido sobre a esfera} = \frac{4}{3} \pi \cdot r^3 \cdot \rho_l$$

$$R = \text{Resistência viscosa do líquido} = 6 \cdot \pi \cdot \mu \cdot r \cdot v_t$$

$$\text{Logo} \rightarrow \frac{4}{3} \pi \cdot r^3 \cdot \rho_e \cdot g = \frac{4}{3} \pi \cdot r^3 \cdot \rho_l + 6 \pi \cdot \mu \cdot r \cdot v_t$$

Concluindo

$$\mu = \frac{2(\rho_e - \rho_l)g \cdot r^2}{9 \cdot v_t}$$

ρ_e = peso específico da esfera

ρ_l = peso específico do líquido

g = gravidade

r = raio da esfera

v_t = velocidade terminal

Utilizando as unidades: *gramas, cm, cm/s* teremos o valor em *g/cms (poise)* - Sistema CGS

Utilizando as unidades: *kg, m, m/s*, teremos o valor em *Ns/m (Pas)* - Sist. internacional

Eliminando na fórmula anterior a força g teremos o valor em *kgfs/m* - Sistema técnico

-- **Pelo viscosímetro de Ostwald** - Através da resistência do líquido ao escoamento, passando por um tubo capilar e medindo o tempo de vazão.

Neste caso a fórmula utilizada é

$$\mu = \frac{\pi \cdot r^4 \cdot s \cdot P}{8 \cdot V \cdot L}$$

r = raio da esfera

s = tempo de escoamento em segundos

V = Volume do líquido que flui pelo tubo

L = Comprimento do tubo

P = Pressão hidrostática

$$P = h \cdot \rho \cdot g$$

h = altura da coluna do líquido

ρ = densidade do líquido

g = força da gravidade

Utilizando as unidades: *pascal (N/m²), m, s*, teremos o valor em *Ns/m (Pas)*

COEFICIENTE DE VISCOSIDADE DINÂMICA DOS FLUIDOS

O coeficiente de viscosidade dinâmica dos fluídos pode ser medido em

- Poise (P) (gramas/cms) no sistema CGS ou

- Pas (Ns/m²) no sistema internacional SI

Pa (pascal) é a unidade do sistema SI para medir pressão = Força(N) / área(m²)

1 poise (P) = 0,1Pas

1 centipoise (cP) = 0,001Pas

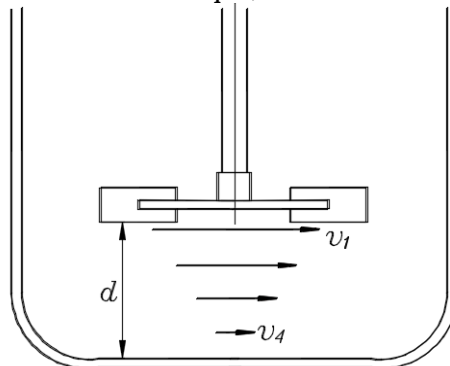
1 Pas = 1000 centipoises

Viscosidade absoluta ou dinâmica de alguns materiais a 20° C (fonte wikipédia)

Unidade: Pas

Álcool etílico	$0,248 \times 10^{-3}$	Ácido sulfúrico	30×10^{-3}
Acetona	$0,326 \times 10^{-3}$	Óleo de oliva	81×10^{-3}
Metanol	$0,597 \times 10^{-3}$	Óleo de rícino	0,985
Álcool propílico	$2,256 \times 10^{-3}$	Glicerol	1,485
Benzeno	$0,64 \times 10^{-3}$	Polímero derretido	10^3
Água	$1,0030 \times 10^{-3}$	Piche	10^7
Nitrobenzeno	$2,0 \times 10^{-3}$	Vidro	10^{40}
Mercúrio	$17,0 \times 10^{-3}$	Sangue	4×10^{-3}

No interior de um líquido, as partículas contidas em duas lâminas paralelas de área S , movem-se com velocidades v diferentes e proporcionais à distância d entre si. A lâmina com maior velocidade tenderá a acelerar a lâmina com menor velocidade devido ao atrito entre as partículas. Nos agitadores o atrito é causado pela diferença de velocidade entre o líquido próximo das pás e o líquido próximo ao fundo e às laterais do tanque, onde tende a ficar parado.



A força tangencial decorrente dos atritos internos deve ser calculada pela fórmula a seguir:

$$F = \mu \cdot S \cdot \frac{\Delta v}{\Delta d}$$

$$S = \text{área do tanque} = \pi \cdot r^2$$

μ = coeficiente de viscosidade dinâmica do fluído

O resultado será em:

N, se usarmos as unidades do sistema SI (Pas; m²; m/s; m)

Dina, se usarmos as unidades do sistema CGS (poise; cm²; cm/s; cm)

$$1\text{N} = 1\text{kg.m/s}^2$$

$$1\text{N} = 0,98\text{kgf}$$

$$1\text{dina} = 1\text{g.cm/s}^2$$

$$1\text{N} = 100000\text{dina}$$

RESISTÊNCIA DINÂMICA - LEI DE NEWTON

Para velocidades de 10m/s a 200m/s no ar e 0,05m/s a 2m/s na água, a intensidade da resistência do meio é dada pela lei de Newton.

$$\text{Sistema técnico} \Rightarrow R = c_f \cdot \rho \cdot S \cdot \frac{v^2}{2g} = c_f \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\text{m}^2}{1} \cdot \frac{\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = c_f \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\text{m}^2}{1} \cdot \frac{\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = \text{kgf}$$

$$\text{Sistema internacional} \Rightarrow R = c_f \cdot \rho \cdot S \cdot \frac{v^2}{2} = c_f \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\text{m}^2}{1} \cdot \frac{\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2} = c_f \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\text{m}^2}{1} \cdot \frac{\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2} = \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2} = \text{N}$$

c_f = coeficiente de resistência dinâmica (ver tabela abaixo)

ρ = peso específico do fluido (kg/m³)

v = velocidade relativa do móvel (m/s)

Nos agitadores $v = \pi \cdot D \cdot N$ ($D = 2/3$ diâmetro das pás e N = rotação por segundo)

S = área da secção mestra do móvel (m²) (pás dos agitadores e misturadores)

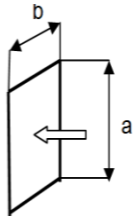
g = força da gravidade = 9,81 m/s²

Peso específico do ar em condições normais: 1,225kg/m³

Peso específico da água: 1000kg/m³

Coeficiente de resistência dinâmica de corpos geométricos

Placa retangular

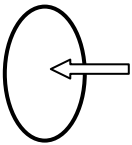


a/b	c_f
1	1,10
2	1,15

a/b	c_f
4	1,19
10	1,29

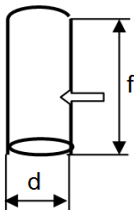
a/b	c_f
18	1,40
∞	2,01

Placa circular



$$c_f = 1,11$$

Cilindro



f/d	c_f
1	0,91
2	0,85

f/d	c_f
10	0,84
∞	0,99

VISCOSIDADE CINEMÁTICA

Viscosidade cinemática é o quociente da divisão do valor da viscosidade dinâmica pela densidade do fluido.

A viscosidade cinemática pode ser medida em

m²/s no sistema SI (sistema internacional)

stokes(st) - cm²/s no sistema CGS

1st = 0,0001m²/s

1 centistokes (cst) = 0,000001m²/s

m²/s = 1000000 centistokes

$$V = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\frac{g}{cm \cdot s}}{\frac{g}{cm^3}} = \frac{g}{cm \cdot s} \cdot \frac{cm^3}{g} = \frac{cm^2}{s} = stokes$$

μ = coeficiente de viscosidade dinâmica do fluido (poises)

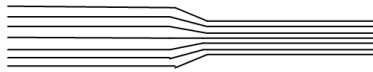
ρ = densidade do fluido

Viscosidade cinemática de alguns materiais

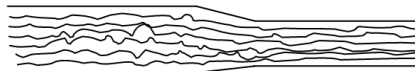
FLUÍDO	TEMPER. °C	PESO ESPECÍFICO g/cm ³	VISC. CINEMÁTICA centistokes
Água	0	0,99987	1,792
	10	0,99973	1,308
	20	0,99823	1,007
	30	0,99567	0,804
Gasolina	5	0,737	0,757
	10	0,733	0,710
	20	0,725	0,648
	30	0,716	0,596
Óleo combustível	5	0,865	5,98
	10	0,861	5,16
	20	0,855	3,94
	30	0,849	3,13
Ar Pressão atmosférica	5	0,001266	13,70
	10	0,001244	14,10
	20	0,001201	15,10
	30	0,001162	16,00

MOVIMENTO LAMINAR E MOVIMENTO TURBULENTO

A observação dos líquidos em movimento nos leva a distinguir dois tipos de movimento



Regime laminar



Regime turbulento

O regime muda de laminar para turbulento de acordo com a velocidade. A velocidade para a qual essa transição ocorre denomina-se velocidade crítica.

O melhor critério para se determinar o tipo de movimento (laminar ou turbulento), não se prende unicamente a velocidade, mas também ao valor do número de Reynolds Re (adimensional)

NÚMERO DE REYNOLDS

Reynolds concluiu que, para cada velocidade de escoamento e determinada forma geométrica de um corpo se movendo em um líquido viscoso, se a relação entre força de inércia e viscosidade é pequena, o escoamento deve ser laminar, mas se for grande deve ser turbulento.

Num tanque agitador ou misturador, para se determinar o número de Reynolds aplicar a fórmula:

$$Re = \frac{D^2 \cdot N \cdot \rho}{\mu}$$

D = Diâmetro em m

ρ = Peso específico em kg/m^3

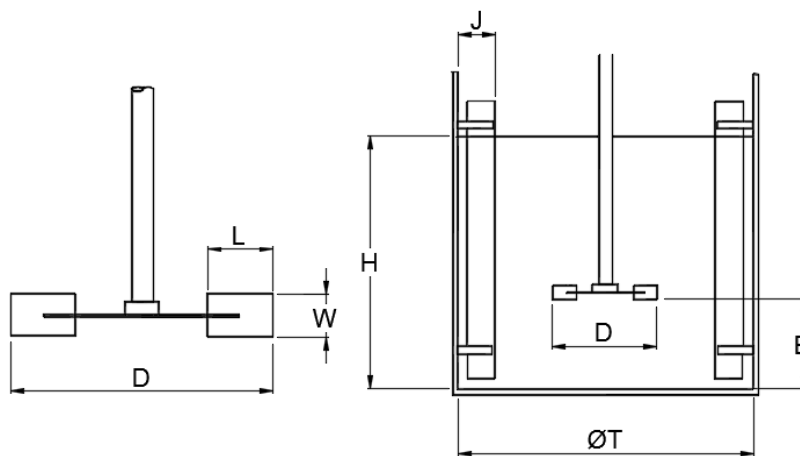
N = rotação por segundo

μ = viscosidade em Pas

FÓRMULAS PARA O CÁLCULO DA POTÊNCIA DE ACIONAMENTO DE AGITADORES EM TANQUES PADRÃO

Um tanque padrão deve ter suas dimensões proporcionais conforme abaixo.

Agitador tipo turbina



$$\frac{D}{T} = \frac{1}{3} \quad \frac{H}{T} = 1 \quad \frac{J}{T} = \frac{1}{12} \quad \frac{E}{D} = 1 \quad \frac{W}{D} = \frac{1}{5} \quad \frac{L}{D} = \frac{1}{4}$$

Quantidade de defletores: 4

Quantidade de lâminas do impelidor: 4 a 16. O usual é 6 a 8 lâminas

A potência de acionamento de um agitador é função da densidade e viscosidade do líquido a ser agitado, da velocidade periférica, do formato do impelidor e das dimensões do tanque. É o valor resultante da multiplicação de uma fórmula teórica ($P = N^3 \cdot D^5 \cdot \rho$) pelo N_{po} (número de potência) com valores empíricos.

$$P = N^3 \cdot D^5 \cdot \rho \cdot N_{po}$$

P = Potência em Watts

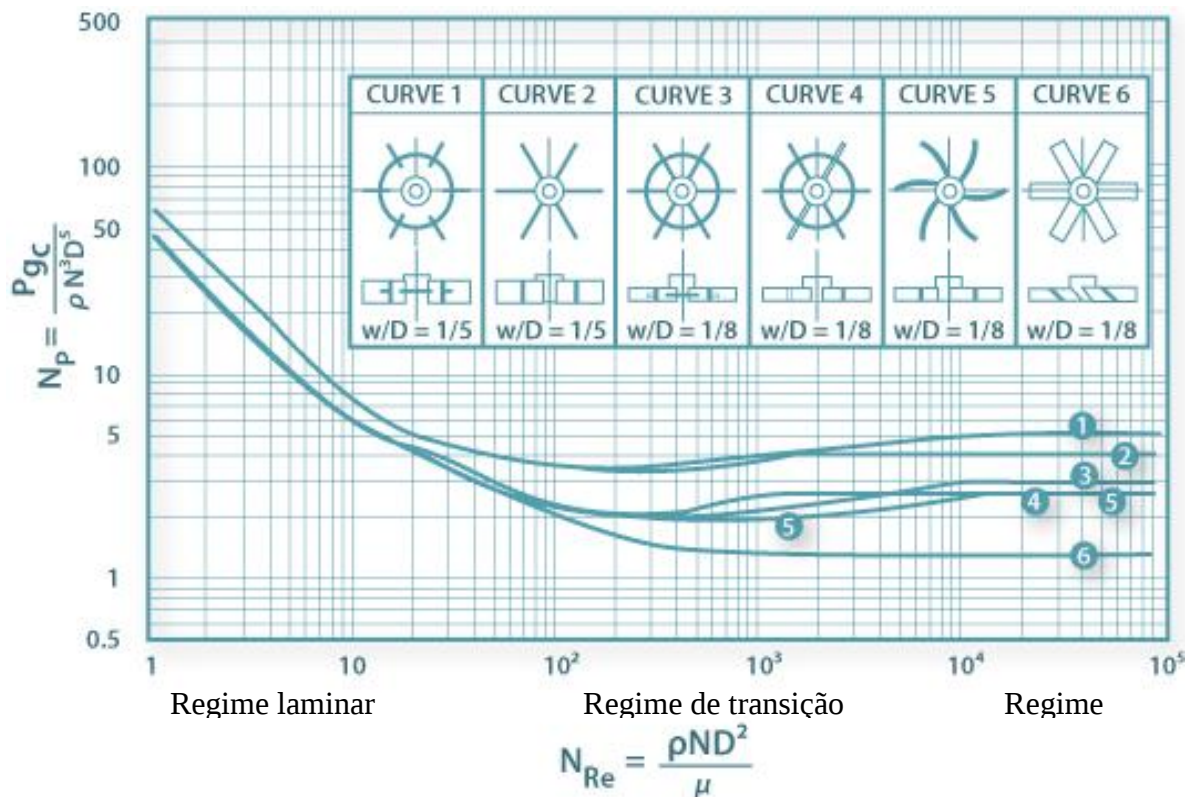
N = rotação por segundo

D = Diâmetro do impelidor em m

ρ = Peso específico em kg/m³

N_{po} = Número de potência

O número de potência está relacionado ao número de Reynolds. Cada tipo de impelidor tem um número de potência obtido em experimentos práticos feitos em laboratórios. Esses experimentos são feitos com tanques padrão, com rotações variáveis e líquidos diferentes. Os valores são anotados e montado um gráfico com as curvas para cada tipo de impelidor.



Os agitadores com alta velocidade, contendo líquidos com alto peso específico e baixa viscosidade (resultando em alto número de Reynolds), provocam agitação turbulenta e resultam em número de potência invariável como se pode notar na curva 6 do gráfico. Números de potência iguais significam que a *força resistente ao avanço das pás* é sempre a mesma e a potência absorvida pelo sistema será função principalmente da velocidade (parte teórica da fórmula).

Os agitadores com baixa velocidade, contendo líquidos com alta viscosidade (resultando em baixo número de Reynolds) tem movimento laminar. A superfície do líquido é plana e o sistema de agitação vai depender muito da viscosidade do líquido.

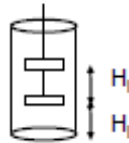
INFORMAÇÕES ADICIONAIS

Fatores de correção dos cálculos de agitadores:

1. Quando existe mais de um impulsor no eixo:

Neste caso:

$H_I \equiv T$, onde H_I é a distância entre os agitadores



Procedimento:

A potência útil por impulsor unitário se calcula da maneira usual para agitador de medidas padrão.

$$\dot{W}_{u\text{TOTAL}} = n^{\circ} \text{ de agitadores } \dot{W}_{u\text{AGITADOR}}$$

2. Quando o tanque e o impulsor tem medidas diferentes das medidas padrão.

Quando as relações geométricas diferem um pouco das medidas padrão aplica-se um fator de correção (f_c) desenvolvido pelos pesquisadores dessa operação unitária.

$$\dot{W}_{u\text{corrigida}} = f_c \cdot \dot{W}_u$$

$$f_c = \sqrt{\frac{\left(\frac{T}{D}\right)_{\text{REAL}} \left(\frac{H}{D}\right)_{\text{REAL}}}{\left(\frac{T}{D}\right)_{\text{PADRÃO}} \left(\frac{H}{D}\right)_{\text{PADRÃO}}}}$$

Geralmente: $\left(\frac{H}{D}\right)_{\text{PADRÃO}} = 3$ $\left(\frac{T}{D}\right)_{\text{PADRÃO}} = 3$

Intensidade de agitação de um fluido

$$\frac{\text{Potencia}}{\text{Volume}}$$



Para obter a relação (potência/volume) pode ser usada a tabela seguinte:

$\frac{\dot{W}_u}{V}$		Nível ou grau de agitação
Watts m³	HP m³	
Até 80	até 0.1	Débil
80 - 230	0.1 - 0.3	Suave
230 - 460	0.3 - 0.6	Média
460 - 750	0.6 - 1.0	Forte
750 - 1500	1 - 2	Intensa
1500 - 2250	2 - 3	Muito forte
2250 - 3000	3 - 4	Muito intensa

valor mais usual

Exemplo de cálculo da potência necessária de acionamento.

Volume do tanque: 6000 litros

Diâmetro do tanque: 2,0m

Impelidor tipo turbina com 6 pás retas $D = 0,635\text{m}$; relação $W/D = 1/8$

Rotação = 85rpm $\rightarrow 1,41\text{rps}$

Viscosidade (μ): 1000cP $\rightarrow 1$ centipoise (cP) = 0,001Pas $\rightarrow 1000 \times 0,001 = 1\text{Pas}$

Peso específico: 1000 kg/m³

Cálculo do N^o Reynolds

$$Re = \frac{D^2 \cdot N \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,635^2 \cdot 1,41 \cdot 1000}{1} = 568$$

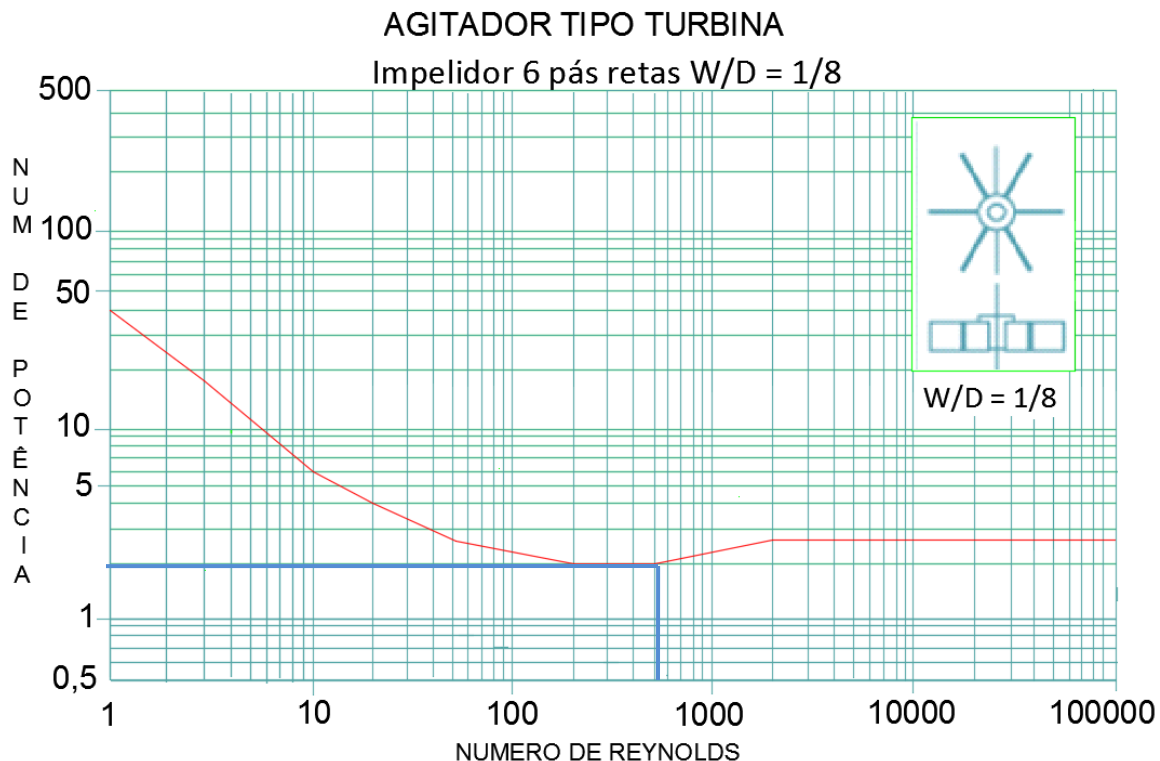
D = Diâmetro em m

N = rotação por segundo

ρ = Peso específico em kg/m³

μ = viscosidade em Pas

Gráfico para determinar o N_p (Num. de potência) em função de Re (Num. de Reynolds)



$$Re = 568 \Rightarrow N_{po} = 2,0$$

Cálculo da potência de acionamento

$$P = N^3 \cdot D^5 \cdot \rho \cdot N_{po} = 1,41^3 \cdot 0,635^5 \cdot 1000 \cdot 2,0 = 578 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^3} (\text{W})$$

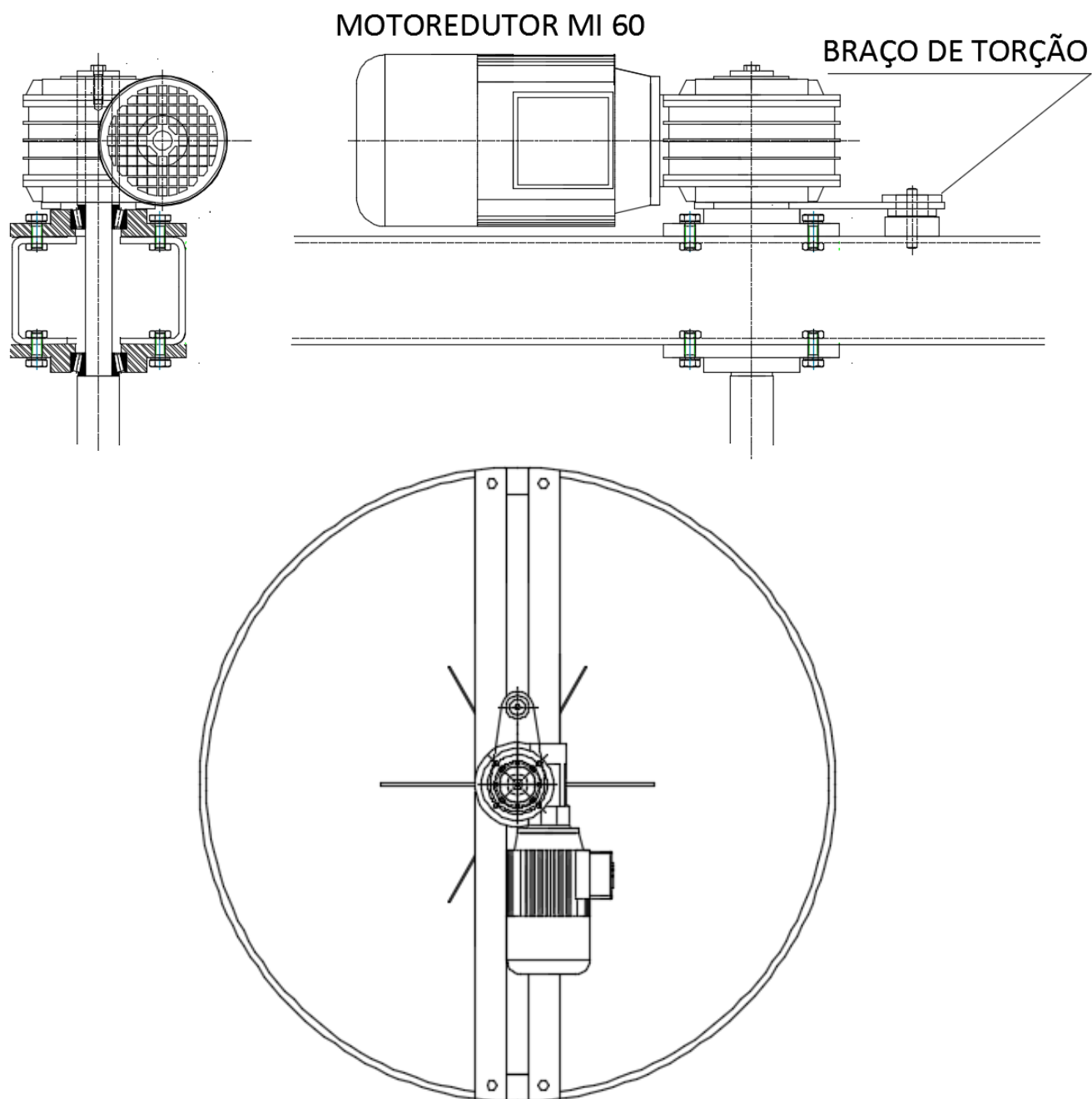
$$578\text{W} = 0,578\text{kW} \rightarrow 0,578\text{kW} \times 1,36 = 0,79\text{CV}$$

Seleção do motor e redutor

Motoredutor Siti MI 60 redução 1:20 com motor 1,0CV 4 polos. Capacidade nominal 1,6CV

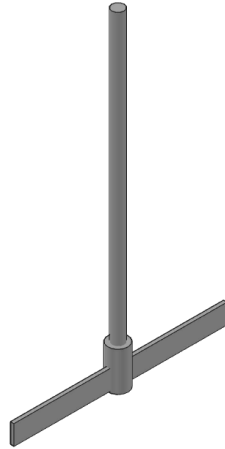
www.zararedutores.com.br/

Conjunto motoredutor com mancais e travessa para montagem no tanque



Potência de acionamento de agitadores conforme tabelas extraídas do livro AGITATOR SELECTION AND DESIGN - E.E.U.A. HANDBOOK - publicado por The Engineering Equipment Users Association - London, S.W.1

AGITADORES TIPO A



Observe nas tabelas que os valores de potência de acionamento foram calculados em função da densidade e viscosidade do líquido, dos diâmetros e altura dos tanques, dos defletores, das dimensões das pás, da velocidade média a 2/3 do centro do agitador. A distância do agitador ao fundo do tanque também influi na potência e, quanto mais próximo do fundo, maior será a potência requerida para o acionamento.

Para calcular a potência de acionamento de agitadores com dimensões diferentes, porém proporcionais as dos agitadores das tabelas, utilizar as fórmulas a seguir:

Cálculo do N° Reynolds

$$Re = \frac{D^2 \cdot n \cdot \rho}{\mu \cdot 60 \cdot 0,001}$$

Cálculo da potência de acionamento em CV

$$P = \frac{D^5 \left(\frac{n}{60} \right)^3 \cdot \rho \cdot N_{po}}{735} = CV$$

D = Diâmetro em m

n = rotação por minuto

ρ = Peso específico em kg/m³

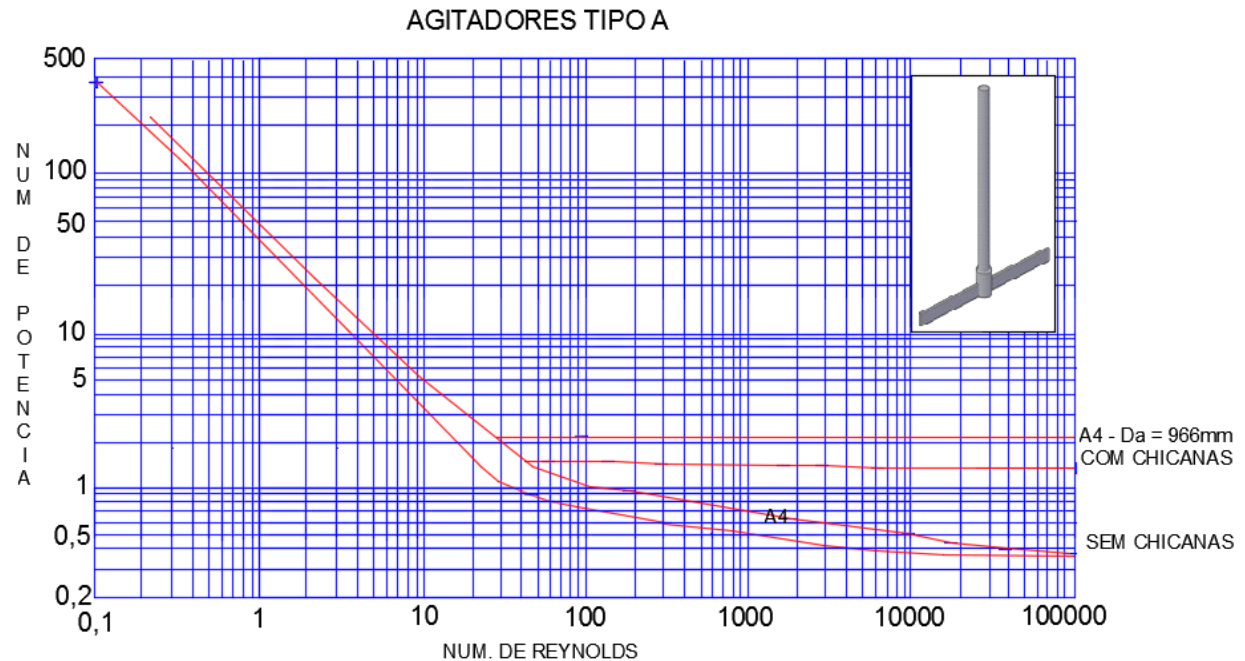
μ = viscosidade em centipoises (cP)

N_{po} = N° de potência obtido no gráfico

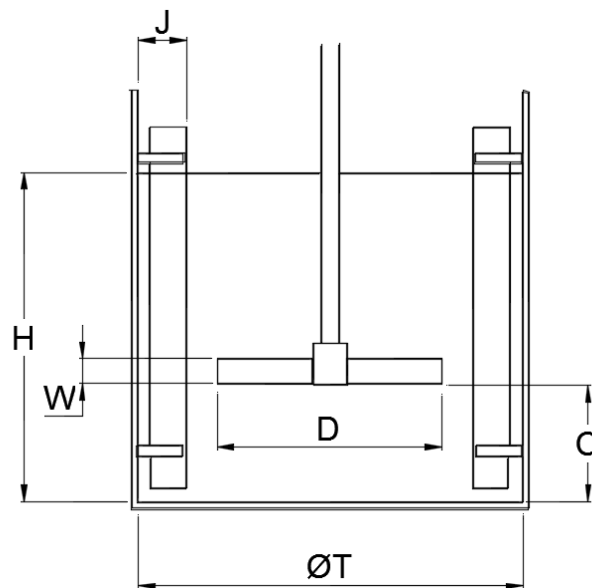
Para obter o número de potência consultar o gráfico a seguir:

O gráfico a seguir não faz parte do livro. As curvas de número de potência em relação ao número de Reynolds foram levantadas pelo autor deste trabalho consultando as tabelas do livro e calculando o número de potência de cada impelidor em função das características do líquido, da rotação e dimensões dos agitadores.

Gráfico do N° de potência em função do N° de Reynolds dos agitadores tipo A



Dimensões dos tanques com valores da potência de acionamento publicados nas tabelas



DIMENSÕES mm

TIPO	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
T - H	686	991	1220	1448	1830	2592	3736	4575
D	457	661	813	966	1220	1728	2491	3050
W	51	63	82	95	127	178	254	305
C	133	190	235	279	356	502	724	889
J	70	100	120	146	184	268	305	305
VOLUME litros	255	760	1420	2380	4810	13640	40935	75150

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE AGITADORES TIPO

A1

DIAMETRO DO VASO 0,69m (255 litros)

DIÂMETRO DA PÁ 457mm

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	30	43	0,6				0,01	0,013	0,13	1,3
			1,0				0,01	0,013	0,13	1,3
			1,4				0,01	0,013	0,13	1,3
	60	86	0,6	0,01	0,01	0,01	0,013	0,05	0,5	5
			1,0	0,01	0,01	0,01	0,02	0,05	0,5	5
			1,4	0,01	0,01	0,02	0,03	0,05	0,5	5
	120	172	0,6	0,04	0,04	0,06	0,09	0,2	2,1	
			1,0	0,06	0,06	0,09	0,14	0,2	2,1	
			1,4	0,09	0,09	0,12	0,18	0,3	2,1	
	240	344	0,6	0,3	0,3	0,4	0,7	1,0		
			1,0	0,5	0,5	0,7	1,0	1,5		
			1,4	0,7	0,7	0,9	1,3	2,0		
	480	688	0,6	2,4	2,4	3,0				
			1,0	4,0	4,0	5,0				
			1,4	6,0	6,0	6,0				
COM DEFLETORES	30	43	0,6	0,01	0,01	0,01	0,01	0,013	0,13	1,3
			1,0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,013	0,13	1,3
			1,4	0,01	0,01	0,01	0,01	0,013	0,13	1,3
	60	86	0,6	0,03	0,03	0,03	0,03	0,05	0,5	5
			1,0	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,5	5
			1,4	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,5	5
	120	344	0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	2,1	
			1,0	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	2,1	
			1,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	2,1	
	240	688	0,6	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8		
			1,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0		
			1,4	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0		

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE
AGITADORES TIPO

A2

DIAMETRO DO VASO 0,99m (760 litros)

DIÂMETRO DA PÁ 661mm

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	30	62	0,6				0,01	0,03	0,3	3,0
			1,0				0,013	0,03	0,3	3,0
			1,4				0,018	0,03	0,3	3,0
	60	124	0,6	0,03	0,03	0,04	0,06	0,13	1,3	13
			1,0	0,04	0,04	0,06	0,10	0,14	1,3	13
			1,4	0,06	0,06	0,08	0,12	0,19	1,3	13
	120	249	0,6	0,2	0,2	0,3	0,45	0,7	5,5	
			1,0	0,4	0,4	0,45	0,7	1,0	5,5	
			1,4	0,5	0,5	0,6	0,9	1,3	5,5	
	240	498	0,6	1,7	1,7	2,0	3,0	5,0		
			1,0	3,0	3,0	3,0	5,0	7,0		
			1,4	4,0	4,0	4,0	6,0	9,0		
	480	996	0,6	13	13	14				
			1,0	22	22	22				
			1,4	30	30	30				
COM DEFLETORES	30	62	0,6	0,02	0,02	0,02	0,02	0,035	0,3	3,0
			1,0	0,03	0,03	0,03	0,03	0,035	0,3	3,0
			1,4	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,3	3,0
	60	124	0,6	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	1,3	13
			1,0	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	1,3	13
			1,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	1,3	13
	120	249	0,6	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	5,5	
			1,0	2	2	2	2	2	5,5	
			1,4	3	3	3	3	3	5,5	
	240	498	0,6	10	10	10	10	10		
			1,0	17	17	17	17	17		
			1,4	25	25	25	25	25		

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE
AGITADORES TIPO

A3

DIAMETRO DO VASO 1,22m (1420litros)

DIÂMETRO DA PÁ 813mm

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	30	76	0,6			0,016	0,02	0,07	0,7	6,5
			1,0			0,02	0,04	0,07	0,7	6,5
			1,4			0,03	0,05	0,07	0,7	6,5
	60	153	0,6	0,08	0,08	0,11	0,17	0,3	2,5	25
			1,0	0,13	0,13	0,17	0,25	0,4	2,5	25
			1,4	0,18	0,18	0,25	0,4	0,5	2,5	25
	120	306	0,6	0,6	0,6	0,8	1,2	1,8	11	
			1,0	1,0	1,0	1,2	1,8	3,0	11	
			1,4	1,4	1,4	1,6	2,5	4,0	11	
	240	612	0,6	5,0	5,0	5,5	8,5	13		
			1,0	8,5	8,5	8,5	13	20		
			1,4	12	12	12	17	25		

COM DEFLETORES	30	76	0,6	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07	0,65	6,5
			1,0	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,65	6,5
			1,4	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,65	6,5
	60	153	0,6	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	2,5	25
			1,0	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	2,5	25
			1,4	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	2,5	25
	120	306	0,6	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	11	
			1,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	11	
			1,4	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	11	

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE AGITADORES TIPO

A4

DIAMETRO DO VASO 1,45m (2380 litros)

DIÂMETRO DA PÁ 966mm

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	15	45	0,6					0,04	0,4	4,0
			1,0					0,04	0,4	4,0
			1,4					0,04	0,4	4,0
	30	91	0,6	0,035	0,035	0,055	0,08	0,16	1,6	16
			1,0	0,06	0,06	0,08	0,12	0,19	1,6	16
			1,4	0,08	0,08	0,11	0,16	0,25	1,6	16
	60	182	0,6	0,25	0,25	0,4	0,6	0,85	6,5	65
			1,0	0,45	0,45	0,6	0,9	1,3	6,5	65
			1,4	0,65	0,65	0,75	1,1	1,7	6,5	65
	120	364	0,6	2,0	2,0	2,5	4,0	6,0	25	
			1,0	3,5	3,5	4,0	6,0	9,0	25	
			1,4	5,0	5,0	5,5	8,0	12	25	
	240	728	0,6	17	17	20	30			
			1,0	30	30	30	45			
			1,4	40	40	40	55			
COM DEFLETORES	15	45	0,6					0,04	0,4	4,0
			1,0					0,04	0,4	4,0
			1,4					0,04	0,4	4,0
	30	91	0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	1,6	16
			1,0	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	1,6	16
			1,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1,6	16
	60	182	0,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	6,5	65
			1,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	6,5	65
			1,4	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	6,5	65
	120	364	0,6	13	13	13	13	13	25	
			1,0	22	22	22	22	22	25	
			1,4	30	30	30	30	30	30	

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE
AGITADORES TIPO

A5

DIÂMETRO DO VASO 1,83m (4810 litros)

DIÂMETRO DA PÁ 1220mm

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	15	57	0,6					0,06	0,6	6,0
			1,0					0,06	0,6	6,0
			1,4					0,07	0,6	6,0
	30	115	0,6	0,08	0,08	0,11	0,16	0,25	2,5	25
			1,0	0,13	0,13	0,16	0,25	0,40	2,5	25
			1,4	0,18	0,18	0,20	0,35	0,50	2,5	25
	60	230	0,6	0,6	0,6	0,75	1,2	1,7	9,0	90
			1,0	1,0	1,0	1,2	1,8	2,5	9,0	90
			1,4	1,4	1,4	1,5	2,5	3,5	9,0	90
	120	460	0,6	5,0	5,0	5,5	8,0	12	35	
			1,0	8,0	8,0	8,0	12	20	35	
			1,4	11	11	11	16	25	40	
	240	920	0,6	40	40	40	60	90		
			1,0	65	65	65	90	130		
			1,4	90	90	90	110	170		
COM DEFLETORES	15	57	0,6					0,06	0,6	6,0
			1,0					0,06	0,6	6,0
			1,4					0,08	0,6	6,0
	30	115	0,6	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	2,5	25
			1,0	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	2,5	25
			1,4	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	2,5	25
	60	230	0,6	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	9,0	90
			1,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	9,0	90
			1,4	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	9,0	90
	120	460	0,6	30	30	30	30	30	35	
			1,0	50	50	50	50	50	50	
			1,4	70	70	70	70	70	70	

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE
AGITADORES TIPO

A6

DIÂMETRO DO VASO 2,60m (13640 litros)

DIÂMETRO DA PÁ 1728mm

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	7,5	41	0,6					0,04	0,4	4,0
			1,0					0,04	0,4	4,0
			1,4					0,04	0,4	4,0
	15	81	0,6					0,17	1,6	16
			1,0					0,25	1,6	16
			1,4					0,35	1,6	16
	30	163	0,6	0,4	0,4	0,55	0,8	1,2	6,5	65
			1,0	0,7	0,7	0,8	1,2	1,9	6,5	65
			1,4	1,0	1,0	1,1	1,6	2,5	6,5	65
	60	326	0,6	3,5	3,5	4,0	6,0	9,0	25	250
			1,0	5,5	5,5	6,0	9,0	13	25	250
			1,4	8,0	8,0	8,0	11	18	30	250
	120	652	0,6	25	25	30	40	60	100	
			1,0	45	45	50	60	95	140	
			1,4	65	65	65	80	120	190	
COM DEFLETORES	7,5	41	0,6					0,04	0,4	4,0
			1,0					0,04	0,4	4,0
			1,4					0,06	0,4	4,0
	15	81	0,6	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	1,6	16
			1,0	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	1,6	16
			1,4	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	1,6	16
	30	163	0,6	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	6,5	65
			1,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	6,5	65
			1,4	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,5	65
	60	326	0,6	20	20	20	20	20	25	250
			1,0	35	35	35	35	35	35	250
			1,4	50	50	50	50	50	50	250
	120	652	0,6	160	160	160	160	160	160	
			1,0	300	300	300	300	300	300	
			1,4	400	400	400	400	400	400	

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE
AGITADORES TIPO

A7

DIAMETRO DO VASO 3,76m (40935 litros)

DIÂMETRO DA PÁ 2491mm

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	7,5	59	0,6					0,13	1,2	12
			1,0					0,20	1,2	12
			1,4					0,25	1,2	12
	15	117	0,6				0,65	0,95	5,0	50
			1,0				0,95	1,4	5,0	50
			1,4				1,2	1,9	5,0	50
	30	235	0,6	2,5	2,5	3,0	4,5	6,5	19	190
			1,0	4,5	4,5	5,0	7,0	10	19	190
			1,4	6,0	6,0	7,0	9,0	13	19	190
	60	469	0,6	20	20	25	30	45	75	750
			1,0	35	35	35	45	70	110	750
			1,4	50	50	50	60	95	140	750
	120	938	0,6	170	170	170	200	350	500	
			1,0	300	300	300	350	500	750	
			1,4	400	400	400	450	650	1000	
COM DEFLETORES	7,5	59	0,6					0,14	1,2	12
			1,0					0,25	1,2	12
			1,4					0,35	1,2	12
	15	117	0,6	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	5,0	50
			1,0	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	5,0	50
			1,4	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	5,0	50
	30	235	0,6	16	16	16	16	16	19	190
			1,0	25	25	25	25	25	25	190
			1,4	35	35	35	35	35	35	190
	60	469	0,6	130	130	130	130	130	130	700
			1,0	200	200	200	200	200	200	700
			1,4	300	300	300	300	300	300	700

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE
AGITADORES TIPO

A8

DIAMETRO DO VASO 4,57m (75150 litros)

DIÂMETRO DA PÁ 3050mm

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	7,5	72	0,6					0,35	2,0	20
			1,0					0,5	2,0	20
			1,4					0,65	2,0	20
	15	144	0,6	0,9	0,9	1,0	1,6	2,5	8,5	85
			1,0	1,5	1,5	1,5	2,5	3,5	8,5	85
			1,4	2,0	2,0	2,0	3,0	5,0	8,5	85
	30	287	0,6	7,0	7,0	7,5	11	17	35	350
			1,0	12	12	12	17	25	40	350
			1,4	16	16	16	20	35	50	350
	60	574	0,6	60	60	60	80	120	180	1400
			1,0	95	95	95	120	180	250	1400
			1,4	130	130	130	160	250	350	1400

COM DEFLETORES	7,5	72	0,6					0,40	2,0	20
			1,0					0,65	2,0	20
			1,4					0,90	2,0	20
	15	144	0,6	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	8,5	85
			1,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	85
			1,4	12	12	12	12	12	12	85
	30	287	0,6	40	40	40	40	40	40	350
			1,0	70	70	70	70	70	70	350
			1,4	100	100	100	100	100	100	350
	60	574	0,6	350	350	350	350	350	350	1400
			1,0	550	550	550	550	550	550	1400
			1,4	800	800	800	800	800	800	1400

AGITADORES TIPO TURBINA

Potência de acionamento de agitadores conforme tabelas extraídas do livro AGITATOR SELECTION AND DESIGN - E.E.U.A. HANDBOOK - publicado por The Engineering Equipment Users Association - London, S.W.1

Observe nas tabelas que os valores de potência de acionamento foram calculados em função da densidade e viscosidade do líquido, do diâmetro e altura do nível do líquido dentro do tanque, dos defletores, das dimensões das pás, da velocidade média a 2/3 do centro do agitador. A distância do agitador ao fundo do tanque também influi na potência e, quanto mais próximo do fundo, maior será a potência requerida para o acionamento.

Para calcular a potência de acionamento de agitadores com dimensões diferentes, porém proporcionais as dos agitadores das tabelas, utilizar as fórmulas a seguir:

Cálculo do N° Reynolds – Diâmetro em m; rotação por minuto; viscosidade em centipoises

$$Re = \frac{D^2 \cdot n \cdot \rho}{\mu \cdot 60 \cdot 0,001}$$

Cálculo da potência de acionamento em CV

$$P = \frac{D^5 \left(\frac{n}{60} \right)^3 \cdot \rho \cdot N_{po}}{735} = CV$$

D = Diâmetro em m

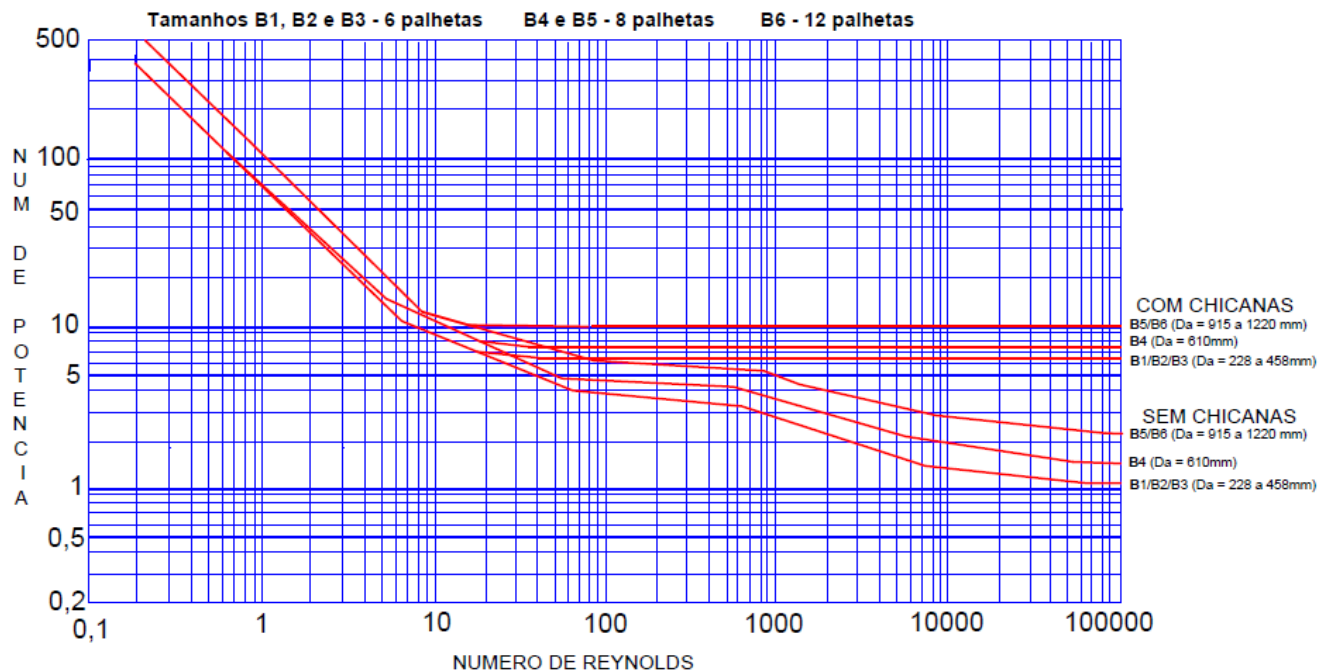
n = rotação por minuto

ρ = Peso específico em kg/m³

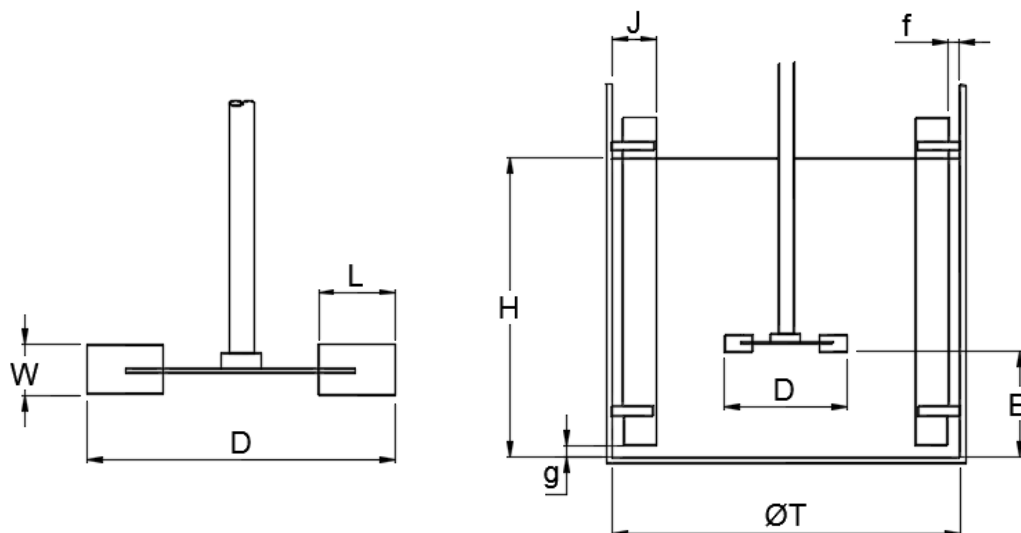
μ = viscosidade em centipoises (cP)

N_{po} = N° de potência obtido no gráfico a seguir

O gráfico a seguir não faz parte do livro. As curvas de número de potência em relação ao número de Reynolds foram levantadas pelo autor deste trabalho consultando as tabelas do livro e calculando o número de potência de cada impelidor em função das características do líquido, da rotação e dimensões dos agitadores.



Dimensões dos tanques com valores da potência de acionamento publicados nas tabelas



TIPO	B1	B2	B3	B4	B5	B6
D	228	305	458	610	915	1220
L	57	76	114	152	228	305
W	44	63	89	120	184	241
Quant. palhetas	6	6	6	8	8	12

Dimensões em mm

DIMENSÕES DOS DEFLETORES

T	686	991	1220	1448	1830	2592	3736	4575
J	70	100	120	146	184	268	305	305
f	19	25	38	51	76	76	76	76
g	25	51	76	89	102	102	102	102

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE AGITADORES TIPO

B1

DIAMETRO DO VASO 0,685 a 1,22m

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	120		0,6			0,016	0,017	0,05		
			1,0	0,01	0,01	0,02	0,025	0,055	0,5	5
			1,4	0,014	0,015	0,03	0,035	0,065		
	180		0,6	0,02	0,02	0,04	0,055	0,11		
			1,0	0,03	0,035	0,06	0,085	0,14	1,1	11
			1,4	0,04	0,045	0,075	0,12	0,16		
	240		0,6	0,04	0,045	0,085	0,12	0,2		
			1,0	0,065	0,07	0,12	0,2	0,25	1,8	18
			1,4	0,09	0,10	0,14	0,3	0,35		
	360		0,6	0,12	0,13	0,25	0,4	0,6		
			1,0	0,2	0,2	0,3	0,65	0,8	4	40
			1,4	0,25	0,3	0,4	0,85	1,1		
	480		0,6	0,25	0,3	0,45	0,9	1,2		
			1,0	0,45	0,45	0,6	1,4	1,8	7,5	75
			1,4	0,6	0,65	0,8	1,7	2,5		
COM DEFLETORES	120		0,6	0,025	0,025	0,025	0,025	0,05		
			1,0	0,04	0,04	0,04	0,04	0,05	0,5	5
			1,4	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06		
	180		0,6	0,085	0,085	0,085	0,085	0,11		
			1,0	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	1,1	11
			1,4	0,2	0,2	0,2	0,2	0,16		
	240		0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2		
			1,0	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	1,8	18
			1,4	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45		
	360		0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7		
			1,0	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	4	40
			1,4	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6		
	480		0,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6		
			1,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	7,5	75
			1,4	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0		

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE AGITADORES TIPO

B2

DIAMETRO DO VASO 0,680 a 1,83m

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	90		0,6	0,01	0,012	0,025	0,025	0,065	0,6	6
			1,0	0,017	0,02	0,035	0,045	0,08		
			1,4	0,025	0,025	0,045	0,06	0,09		
	120		0,6	0,025	0,025	0,05	0,06	0,12	1,1	11
			1,0	0,04	0,04	0,075	0,10	0,16		
			1,4	0,055	0,055	0,085	0,14	0,19		
	180		0,6	0,075	0,08	0,14	0,2	0,35	2,5	25
			1,0	0,12	0,13	0,19	0,35	0,45		
			1,4	0,16	0,17	0,25	0,55	0,55		
	240		0,6	0,16	0,17	0,3	0,5	0,65	4,5	45
			1,0	0,25	0,3	0,35	0,85	1,0		
			1,4	0,35	0,4	0,5	1,1	1,3		
	360		0,6	0,5	0,5	0,7	1,6	2	10	100
			1,0	0,8	0,85	1,1	1,5	3		
			1,4	1,1	1,2	1,4	3	4		
COM DEFLETORES	90		0,6	0,045	0,045	0,045	0,045	0,065	0,6	6
			1,0	0,075	0,075	0,075	0,075	0,08		
			1,4	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11		
	120		0,6	0,11	0,11	0,11	0,11	0,12	1,1	11
			1,0	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18		
			1,4	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25		
	180		0,6	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	2,5	25
			1,0	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6		
			1,4	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85		
	240		0,6	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	4,5	45
			1,0	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4		
			1,4	2	2	2	2	2		
	360		0,6	3	3	3	3	3	10	100
			1,0	5	5	5	5	5		
			1,4	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5		

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE AGITADORES TIPO

B3

DIAMETRO DO VASO 0,990 a 2,59m

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	60		0,6	0,025	0,03	0,055	0,06	0,11	0,9	9
			1,0	0,04	0,045	0,075	0,10	0,14		
			1,4	0,055	0,06	0,085	0,13	0,17		
	90		0,6	0,075	0,085	0,14	0,2	0,3	2	20
			1,0	0,13	0,13	0,18	0,4	0,4		
			1,4	0,17	0,18	0,25	0,55	0,55		
	120		0,6	0,17	0,18	0,3	0,45	0,6	4	40
			1,0	0,3	0,3	0,4	0,9	0,9		
			1,4	0,4	0,4	0,5	1,1	1,2		
	180		0,6	0,5	0,55	0,75	1,7	1,9	8,5	85
			1,0	0,85	0,9	1,1	2,5	3		
			1,4	1,1	1,2	1,5	3	4		
	240		0,6	1,1	1,2	1,5	3,5	4	15	150
			1,0	1,8	2,0	2,5	5	6,5		
			1,4	2,5	2,5	3	6	9		
COM DEFLETORES	60		0,6	0,10	0,10	0,10	0,10	0,11	0,9	9
			1,0	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17		
			1,4	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25		
	90		0,6	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	2	20
			1,0	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55		
			1,4	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8		
	120		0,6	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	4	40
			1,0	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4		
			1,4	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9		
	180		0,6	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	8,5	85
			1,0	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5		
			1,4	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5		
	240		0,6	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	15	150
			1,0	11	11	11	11	11		
			1,4	15	15	15	15	15		

**TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE
AGITADORES TIPO**

B4

DIAMETRO DO VASO 1,22 a 3,73m

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	45		0,6	0,055	0,06	0,11	0,13	0,2	1,5	15
			1,0	0,09	0,10	0,14	0,2	0,25		
			1,4	0,13	0,13	0,18	0,4	0,35		
	60		0,6	0,13	0,13	0,2	0,3	0,4	2,5	25
			1,0	0,2	0,2	0,3	0,65	0,6		
			1,4	0,3	0,3	0,4	0,85	0,8		
	90		0,6	0,4	0,4	0,55	1,2	1,2	6	60
			1,0	0,6	0,65	0,85	1,8	1,9		
			1,4	0,85	0,9	1,1	2,5	2,5		
	120		0,6	0,85	0,9	1,2	2,5	3,0	11	110
			1,0	1,3	1,5	1,8	3,5	4,5		
			1,4	1,8	2	2,5	4,5	5,5		
	180		0,6	2,5	2,5	3,5	7	9	25	250
			1,0	4,0	4,5	5	10	14		
			1,4	5,5	6,0	7	12	19		
COM DEFLETORES	45		0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	1,5	15
			1,0	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35		
			1,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5		
	60		0,6	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	2,5	25
			1,0	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85		
			1,4	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2		
	90		0,6	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	6	60
			1,0	3	3	3	3	3		
			1,4	4	4	4	4	4		
	120		0,6	4	4	4	4	4	11	110
			1,0	7	7	7	7	7		
			1,4	10	10	10	10	10		
	180		0,6	14	14	14	14	14	25	250
			1,0	25	25	25	25	25		
			1,4	35	35	35	35	35		

**TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE
AGITADORES TIPO**

B5

DIAMETRO DO VASO 1,83 a 4,57m

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	30		0,6	0,18	0,19	0,3	0,4	0,5	3	30
			1,0	0,3	0,3	0,4	0,9	0,9		
			1,4	0,4	0,4	0,55	1,1	1,1		
	45		0,6	0,55	0,55	0,75	1,7	1,7	7	70
			1,0	0,85	0,95	1,2	2,5	2,5		
			1,4	1,2	1,3	1,5	3	3		
	60		0,6	1,2	1,2	1,6	3,5	3,5	12	120
			1,0	1,9	2	2,5	5	5,5		
			1,4	2,5	3	3,5	6,5	7		
	90		0,6	3,5	4	4,5	9,5	11	30	250
			1,0	6	6,5	7	14	17		
			1,4	8	9	9,5	17	25		
	120		0,6	7,5	8,5	10	19	25	50	500
			1,0	13	14	15	25	40		
			1,4	18	20	20	35	55		
COM DEFLETORES	30		0,6	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	3	30
			1,0	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1		
			1,4	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5		
	45		0,6	2	2	2	2	2	7	70
			1,0	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5		
			1,4	5	5	5	5	5		
	60		0,6	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	12	120
			1,0	9	9	9	9	9		
			1,4	12	12	12	12	12		
	90		0,6	18	18	18	18	18	30	250
			1,0	30	30	30	30	30		
			1,4	40	40	40	40	40		
	120		0,6	40	40	40	40	40	50	500
			1,0	70	70	70	70	70		
			1,4	100	100	100	100	100		

**TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE
AGITADORES TIPO**

B6

DIAMETRO DO VASO 2,59 a 4,57m

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	30	115	0,6	0,7	0,75	1,0	2	2	7	70
			1,0	1,1	1,2	1,5	3	3	7,5	
			1,4	1,6	1,7	2	4	4	8	
	45	172	0,6	2	2,5	3	6	6	16	160
			1,0	3,5	4	4,5	8,5	9	18	
			1,4	5	5,5	6	11	13	20	
	60	230	0,6	4,5	5	6	12	13	30	300
			1,0	7,5	8,5	9,5	17	20	35	
			1,4	11	12	13	20	30	40	
	90	345	0,6	14	16	18	30	45	80	650
			1,0	25	25	25	45	70	100	
			1,4	35	35	40	50	120	130	
COM DEFLETORES	30	115	0,6	3	3	3	3	3	7	70
			1,0	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	7,5	
			1,4	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	8	
	45	172	0,6	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	16	100
			1,0	16	16	16	16	16	18	
			1,4	20	20	20	20	20	20	
	60	230	0,6	20	20	20	20	20	30	300
			1,0	35	35	35	35	35	35	
			1,4	50	50	50	50	50	50	
	90	345	0,6	75	75	75	75	75	80	650
			1,0	130	130	130	130	130	130	
			1,4	180	180	180	180	180	180	

AGITADORES TIPO ÂNCORA

IMPULSORES DE ÂNCORA E HÉLICE:

Utilizados para mistura de *fluidos muito consistentes*.
Viscosidades entre 5 e 50 Pa.s.

Os mais comuns são o tipo âncora e o helicoidal.

O modelo de âncora fornece um escoamento misto e o modelo helicoidal um fluxo axial

$$D \approx T$$



Cálculo da potência de acionamento em CV

$$P = \frac{D^5 \left(\frac{n}{60} \right)^3 \cdot \rho \cdot N_{po}}{735} = CV$$

D = Diâmetro em m

n = rotação por minuto

ρ = Peso específico em kg/m³

μ = viscosidade em centipoises (cP)

N_{po} = N° de potência obtido conforme fórmulas abaixo

Para determinar o número de potência N_{po} no caso de agitadores para fluidos de alta viscosidade devem-se usar relações empíricas

$$\text{Helicoidal } N_{po} = \frac{150}{Re} \left(\frac{H_i}{D} \right)^{-0,28} \left(\frac{p}{D} \right)^{-0,53} \left(\frac{h}{D} \right) \left(\frac{W}{D} \right)^{0,33} n_b^{0,54}$$

$$\text{Âncora: } N_{po} = \frac{85}{Re} \left(\frac{H_i}{T} \right)^{-0,31} \left(\frac{h}{D} \right)^{0,48}$$

H_i = distância entre agitador e fundo do tanque

D = diâmetro externo do impulsor

p = "pitch" (distância entre linhas de fluxo)

h = altura do agitador

W = largura das pás

n_b = número de pás

*Equações válidas para regime laminar,
que geralmente é o caso existente nas aplicações.*

p = (pitch) passo em m

Re = Num. de Reynolds

$$Re = \frac{\rho \cdot N \cdot D^2}{\mu}$$

ρ = Peso específico (kg/m³)

N = rotação por segundo

D = Diâmetro do impulsor (m)

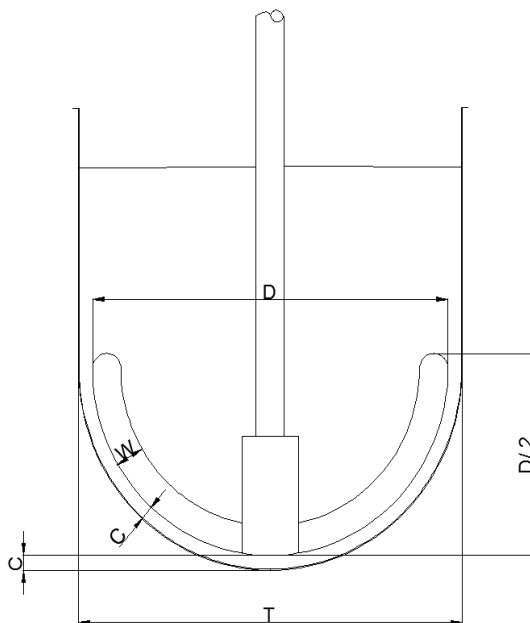
μ = viscosidade (Pas)

TABELAS DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE AGITADORES TIPO ÂNCORA

Tabelas extraídas do livro AGITATOR SELECTION AND DESIGN - E.E.U.A. HANDBOOK - publicado por The Engineering Equipment Users Association - London, S.W.1

Observe nas tabelas que os valores de potência de acionamento foram calculados em função das características do líquido, dos diâmetros e altura dos tanques, das dimensões da âncora e da velocidade periférica. A distância da âncora as paredes do tanque também influi na potência necessária e quanto mais próxima, maior é a necessidade.

Dimensões dos tanques com valores da potência de acionamento publicados nas tabelas



TIPO	C1	C2	C3	C4	C5	C6
T	685	990	1220	1450	1830	2590
D	635	940	1170	1370	1750	2515
W	50	75	100	115	127	180
C	25	25	25	38	38	38
Volume litros	250	690	1400	2100	4800	13600

Dimensões em mm

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE
AGITADORES TIPO

C1

DIAMETRO DO VASO 0,685m

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	18	36	0,6	<0,01	<0,01	<0,01	<0,01	<0,01	0,05	0,09 0,14 0,19
			1,0							
			1,4							
	54	108	0,6	0,02	0,2	0,035	0,09	0,13	0,45	2
			1,0	0,03	0,04	0,045	0,12	0,19	0,45	3
			1,4	0,04	0,05	0,06	0,13	0,25	0,5	4
	108	215	0,6	0,15	0,18	0,2	0,5	0,85	2	
			1,0	0,25	0,3	0,35	0,7	1,2	2,5	
			1,4	0,35	0,4	0,45	0,75	1,6	2,5	
	162	323	0,6	0,5	0,6	0,7	1,4	2,5		
			1,0	0,85	1,0	1,1	1,8	4		
			1,4	1,1	1,3	1,5	2,5	5		
	216	431	0,6	1,2	1,4	1,6	3			
			1,0	1,9	2	2,5	4			
			1,4	2,5	3	3,5	5			

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE
AGITADORES TIPO

C2

DIAMETRO DO VASO 0,99m

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	12	35	0,6				0,01	0,01	0,05	0,18
			1,0				0,01	0,02	0,07	0,35
			1,4				0,02	0,02	0,08	0,35
	36	106	0,6	0,04	0,05	0,06	0,16	0,25	0,7	4
			1,0	0,07	0,08	0,09	0,2	0,35	0,75	5,5
			1,4	0,09	0,11	0,12	0,25	0,45	0,85	6
	72	212	0,6	0,3	0,4	0,4	0,85	1,6	3	
			1,0	0,5	0,6	0,7	1,1	2,5	4	
			1,4	0,7	0,8	0,9	1,5	3	5,5	
	108	319	0,6	1,0	1,2	1,4	2,5	5	8,5	
			1,0	1,8	1,9	2,5	3,5	7,5	13	
			1,4	2,5	2,5	3	4,5	10	17	
	144	425	0,6	2,5	3	3	5			
			1,0	4	4,5	5	7,5			
			1,4	5,5	6	7	9,5			

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE
AGITADORES TIPO

C3

DIAMETRO DO VASO 1,22 mm

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	9	33	0,6					0,01	0,08	0,25
			1,0					0,02	0,08	0,35
			1,4					0,03	0,085	0,45
	27	99	0,6	0,05	0,06	0,075	0,19	0,3	0,75	5
			1,0	0,08	0,10	0,11	0,25	0,4	0,85	6,5
			1,4	0,11	0,13	0,15	0,3	0,55	1,0	6,5
	54	198	0,6	0,4	0,45	0,5	1,0	2	3,5	25
			1,0	0,65	0,75	0,8	1,4	3	5	30
			1,4	0,9	0,95	1,2	1,7	4	6,5	30
	81	297	0,6	1,3	1,5	1,7	3	6	10	
			1,0	2	2,5	2,5	4	9	16	
			1,4	3	3	4	5,5	12	20	
	108	397	0,6	3	3,5	4	6,5	14	25	
			1,0	5	6,5	6,5	9	20	35	
			1,4	7	7,5	9	11	25	45	

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE
AGITADORES TIPO

C4

DIAMETRO DO VASO 1,45m

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	8	34	0,6					0,02	0,1	0,35
			1,0					0,03	0,1	0,5
			1,4					0,04	0,11	0,65
	24	103	0,6	0,08	0,09	0,11	0,25	0,45	1,0	7
			1,0	0,13	0,15	0,17	0,35	0,65	1,2	8,5
			1,4	0,18	0,2	0,25	0,4	0,8	1,4	8,5
	48	206	0,6	0,6	0,7	0,8	1,4	3	5	25
			1,0	1,0	1,1	1,3	2	4,5	7,5	35
			1,4	1,4	1,5	1,8	2,5	5,5	10	40
	72	310	0,6	2	2,5	2,5	4	9	15	
			1,0	3,5	3,5	4,5	6	14	25	
			1,4	4,5	5	6	7,5	18	30	
	96	413	0,6	5	5	6	6	20	35	
			1,0	7,5	8	10	13	30	50	
			1,4	11	12	14	16	40	65	

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE
AGITADORES TIPO

C5

DIAMETRO DO VASO 1,83 m

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	6	33	0,6					0,03	0,12	0,45
			1,0					0,04	0,13	0,7
			1,4					0,055	0,13	0,9
	18	99	0,6	0,11	0,13	0,15	0,3	0,6	1,1	9
			1,0	0,18	0,2	0,25	0,4	0,85	1,5	9,5
			1,4	0,25	0,3	0,35	0,55	1,1	1,9	10,5
	36	199	0,6	0,9	1,0	1,1	1,9	4	8,5	40
			1,0	1,4	1,5	1,8	3,0	6	11	45
			1,4	2	2	2,5	3,5	8	14	45
	54	298	0,6	3	3	4	6	12	20	
			1,0	5	5	6	8,5	19	30	
			1,4	6,5	7	8,5	10	25	40	
	72	398	0,6	7	7	8,5	13	30		
			1,0	11	12	14	18	40		
			1,4	15	17	20	20	50		

TABELA DE POTÊNCIA EM CV NECESSÁRIA PARA ACIONAMENTO DE
AGITADORES TIPO

C6

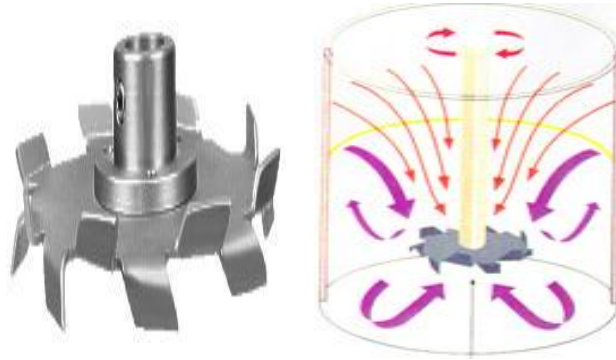
DIAMETRO DO VASO 2,59m

	RPM	VELOC PERIF. m/min	VISCOSID. centipoises	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
			DENSIDADE kg/l							
SEM DEFLETORES	5	39	0,6						0,25	1,5
			1,0						0,25	2
			1,4						0,3	2,5
	15	117	0,6	0,4	0,45	0,5	0,85	1,8	3	
			1,0	0,65	0,7	0,8	1,3	3	4,5	20
			1,4	0,9	0,9	1,2	1,6	3,5	5	
	30	235	0,6	3	3	4	6	13	20	90
			1,0	5	5	6,5	8	19	30	95
			1,4	7	7,5	9	10	25	40	95
	45	352	0,6	10	11	13	18	40	65	200
			1,0	16	18	20	25	60	100	220
			1,4	20	25	30	35	75	120	250
	60	470	0,6	25	25	30	35	85	150	
			1,0	40	40	50	55	130	200	
			1,4	50	60	70	75	170	280	

DISPERSORES

Disco de Cowles

Os dispersores são batedores especiais utilizados para homogeneizar produtos pastosos, deixando um aspecto cremoso ao produto. Este tipo de batedor efetua o cisalhamento dos sólidos quebrando em partículas extremamente minúsculas. Veja um modelo de dispersor e o movimento por ele executado.



Cálculo da potência do motor para acionar disco de Cowles

$$P = \frac{V_i * \left(\frac{n}{1000} \right)^2 * R^2 * V_o}{2 * d^2 * 73,6} = CV$$

P = Potencia em CV

V_i = Viscosidade do produto em centipoises

n = rotação por minuto

R = Raio do disco dispersor (m)

V_o = Volume do tanque (m³)

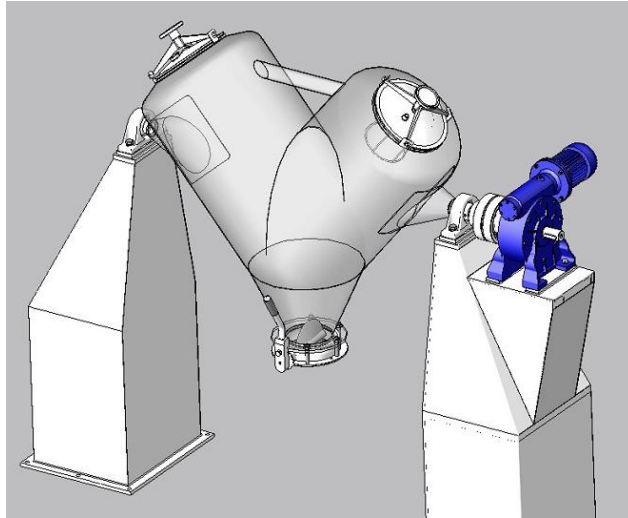
d = distância do disco dispersor ao fundo do tanque (m)

MISTURADORES ROTATIVOS

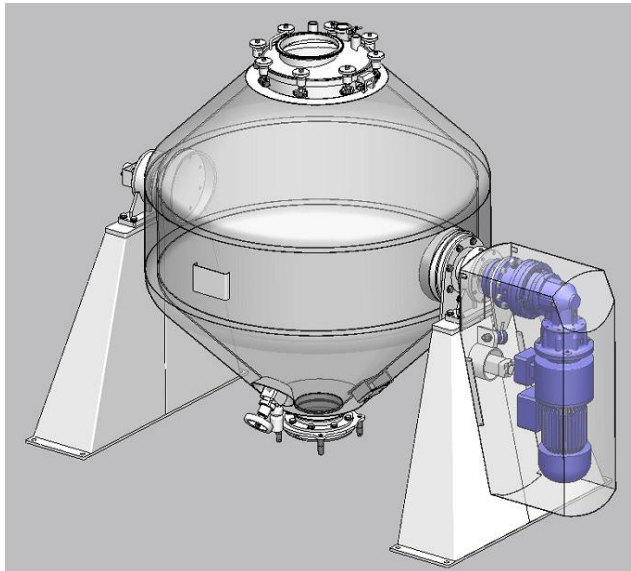
http://www.bachiller.com/products/mixing_drying_equipment/

Como o próprio nome diz, funcionam girando e misturando o alimento. As formas dos misturadores rotativos são variadas: Duplo Cone e em forma de Y e V. São bastante utilizados na indústria farmacêutica e na produção de alimentos em pó.

Misturadores em Y ou V: Estes tipos de misturadores consistem de dois cilindros colocados em um ângulo que forma a letra "Y" ou "V".



Duplo Cone: Este tipo de misturador corresponde a dois cones unidos por uma pequena seção cilíndrica.



O produto a ser misturado não deve ocupar mais de 60% do volume do recipiente

Para os misturadores em Y, V ou duplo cone, o cálculo do torque de acionamento consiste em conhecer o centro de gravidade das massas em movimento de um lado e do outro do eixo do misturador. Deve-se procurar a posição onde há uma maior concentração do material em um dos lados como na figura 2 do desenho a seguir:

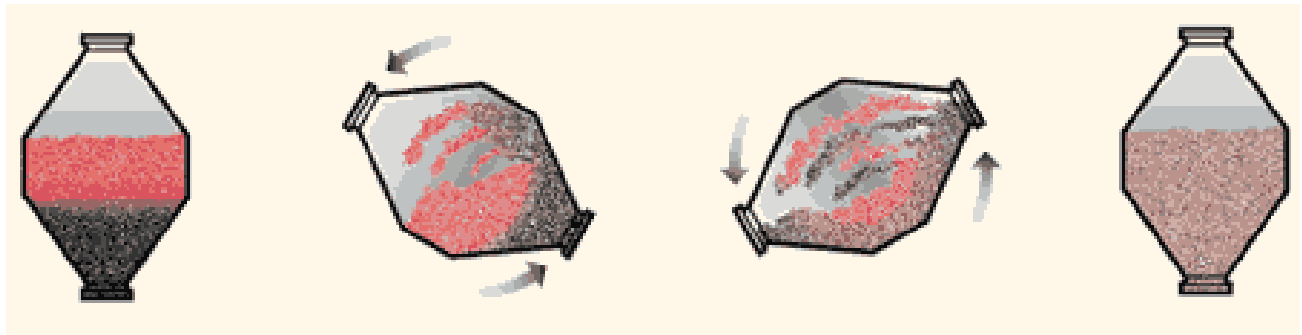
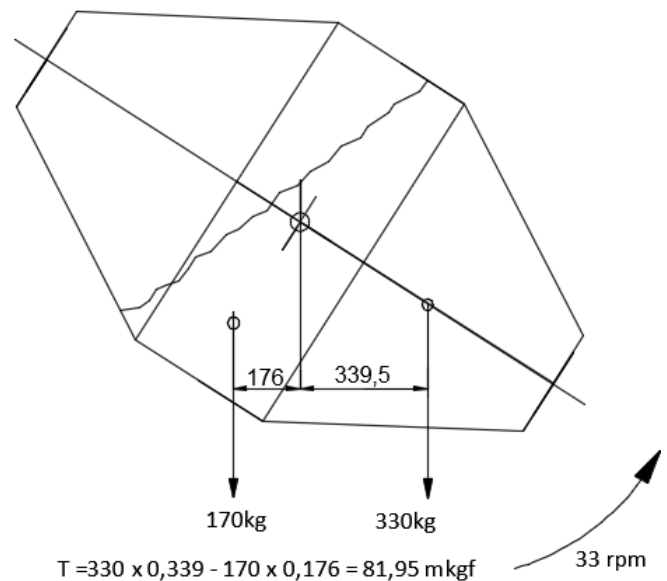
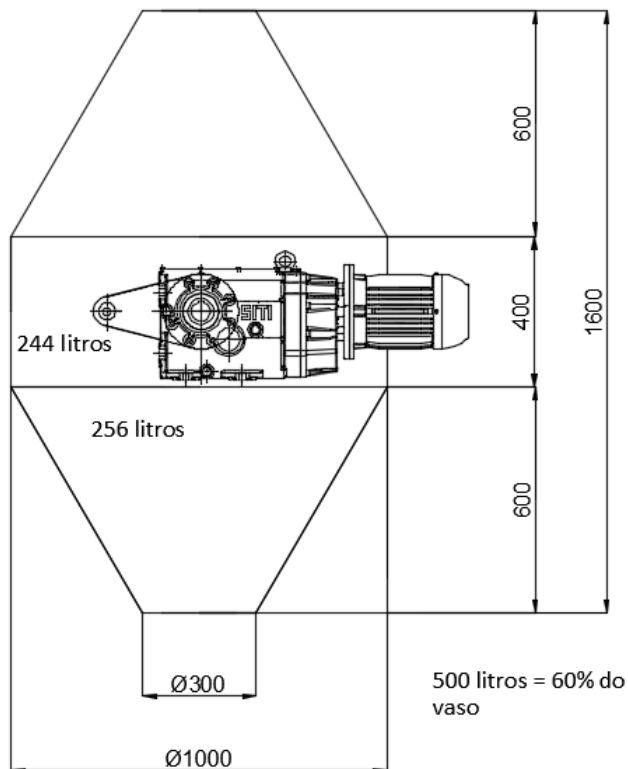


figura 1

figura 2

figura 3

figura 4



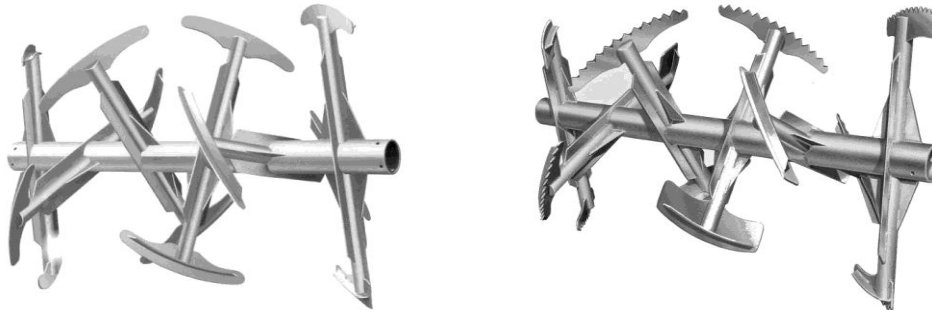
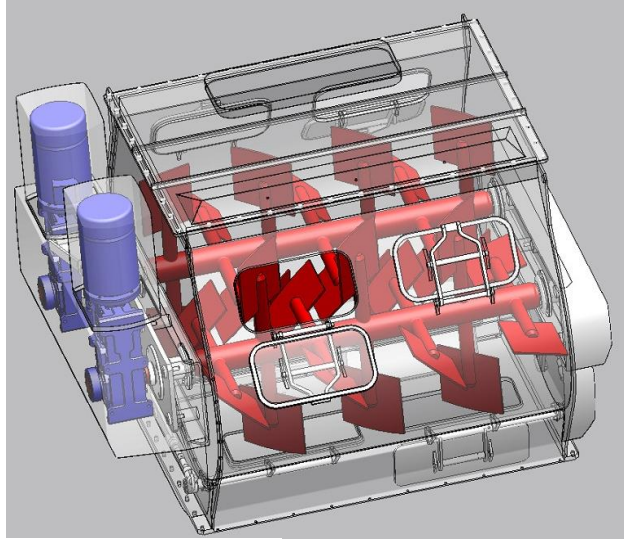
$$T = 330 \times 0,339 - 170 \times 0,176 = 81,95 \text{ mkgf}$$

$$P = \frac{T \times \text{rpm}}{716,2 \times \eta} = \frac{81,95 \times 33}{716,2 \times 0,95} = 3,97 \text{ CV}$$

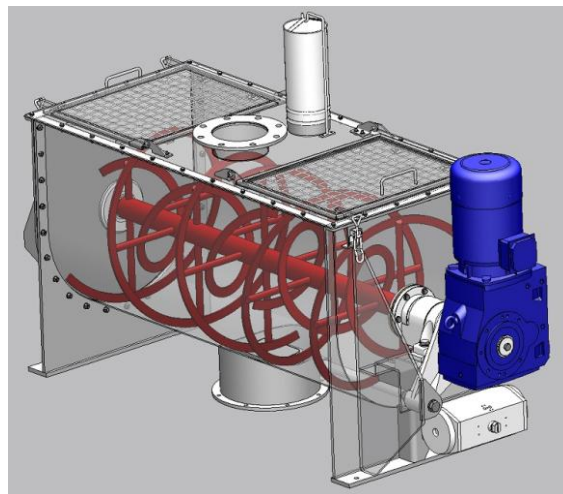
REDUTOR SITI MBH 100 1:52,47 COM MOTOR
DE 5,0CV - 4 POLOS E BRAÇO DE TORÇÃO
Torque nominal 180mkgf
Torque fornecido no eixo de saída = 99 mkgf

MISTURADOR COM DUPLO EIXO

Os eixos giram em sentido contrário com suas pás levando o produto das laterais para o centro e em seguida para cima com efeito de mistura muito intensa.



MISTURADOR RIBON BLENDER



É conhecido como misturador de cintas. É formado por um canal horizontal com um eixo central e um agitador de cintas helicoidais. Estas cintas helicoidais são montadas de tal forma que as mesmas atuam em direções contrárias sobre um único eixo, ou seja, uma move lentamente o produto em uma direção e a outra move rapidamente o produto em direção oposta.

SELEÇÃO DE MOTORES E REDUTORES EM FUNÇÃO DA POTÊNCIA E TORQUE DE ACIONAMENTO

Misturadores Ribbon Blender ou com duplo Eixo

Para calcular a potência necessária de acionamento do motor é preciso conhecer a resistência do produto ao avanço das pás F_r em toda sua extensão e também sua velocidade ou rotação. Alguns fabricantes que não conseguem calcular a força resistente costumam considerar o mesmo valor do peso da massa em contato com a pá dentro do misturador.

Ex.: Misturador 2 eixos

1 motorreductor para cada eixo

Diâmetro das pás D : 1200mm

Rotação desejada: 32 rpm

Resistência estimada ao avanço da pá em cada eixo F_r : 500kgf

Inicialmente calcular o torque resistente T_r

$$T_r = \frac{F_r * D}{2 * 1000} = \frac{500 * 1200}{2 * 1000} = 300 \text{ mkgf}$$

Para calcular a potência de acionamento aplicar a fórmula

$$P = \frac{T_r * rpm}{716,2 * \eta} = \frac{300 * 32}{716,2 * 0,95} = 14 \text{ CV}$$

P = Potência necessária de acionamento em CV

T_r = Torque resistente em mkgf

rpm = rotação por minuto das pás

η = rendimento do redutor (verificar no catálogo do fabricante)

Seleção do motor. Selecionar um motor com potência imediatamente superior a potência necessária. No exemplo acima motor de 15CV - 4 polos (1760rpm) por ser mais comercial. Motores de rotações mais baixas tem maior custo e os de maior rotação 3500 rpm (2 polos) diminuem a vida útil do redutor. As diferentes reduções do mesmo tamanho de redutor normalmente não alteram o valor do mesmo.

Seleção do motor no site da WEG

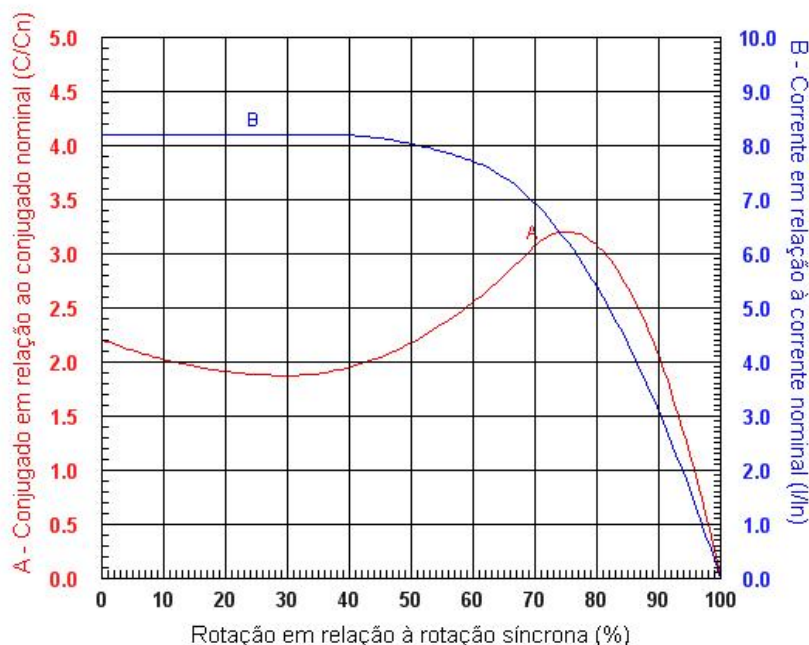
Industriais > W22 Plus								
Frequência	Tensão nominal	Polos	Potência	Carcaça		Ip / In	Conjugado de partida	Conjugado máximo
			HP (cv)					
60 Hz	440V	2	15.00	132M	Carcaça Padrão	8.3	260%	300%
60 Hz	440V	2	15.00	160M	Carcaça Superior	6.8	200%	280%
60 Hz	220/380V	4	15.00	132M	Carcaça Reduzida	8.2	220%	320%
60 Hz	220/380V	4	15.00	132M/L	Carcaça Padrão	8.2	220%	320%
60 Hz	220/380V	4	15.00	160L	Carcaça Superior	6.8	250%	290%

O conjugado nominal do motor não está mencionado na tabela acima, mas pode ser calculado

pela fórmula : $C_n = \frac{716,2 * P}{rpm} = \frac{716,2 * 15}{1760} = 6,1 \text{ mkgf}$

As curvas de conjugado (torque) máximo desse motor de 15CV estão nos gráficos a seguir

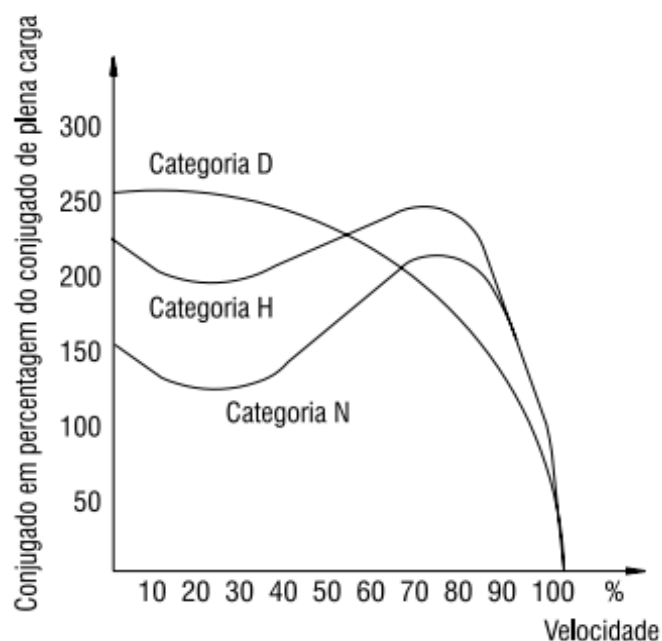
Curvas de Conjugado e Corrente



C_{min} : Conjugado mínimo - é o menor conjugado desenvolvido pelo motor ao acelerar desde a velocidade zero até a velocidade correspondente ao conjugado máximo. Na prática, este valor não deve ser muito baixo, isto é, a curva não deve apresentar uma depressão acentuada na aceleração, para que a partida não seja muito demorada, sobreaquecendo o motor, especialmente nos casos de alta inércia ou partida com tensão reduzida.

C_{max} : Conjugado máximo - é o maior conjugado desenvolvido pelo motor, sob tensão e frequência nominal, sem queda brusca de velocidade. Na prática, o conjugado máximo deve ser o mais alto possível, por duas razões principais:

- 1) O motor deve ser capaz de vencer, sem grandes dificuldades, eventuais picos de carga como pode acontecer em certas aplicações, como em britadores, calandras, misturadores e outras.
- 2) O motor não deve arriar, isto é, perder bruscamente a velocidade, quando ocorrem quedas de tensão, momentaneamente, excessivas.



Seleção do redutor:

Como pode ser observado na curva de torque ou conjugado do motor nos gráficos anteriores, quando a 80% da rotação nominal ou seja, $0,8 \times 1760 = 1408$ rpm o motor atinge torque 3,2 vezes maior do que o torque nominal. Os misturadores estão sujeitos a altos momentos de inércia (impactos) ou maior resistência da massa ao avanço das pás em função de pedaços de material mais compactos ou ainda mal uso por parte do utilizador. Por causa desses fatores os fabricantes de redutores indicam fator de serviço no mínimo 1,5 sobre a potência do motor ao selecionar um redutor para misturador.

No exemplo acima a redução do redutor seria: $1760/32 = 55$

Procurando no catálogo da SITI (www.zararedutores.com.br) um redutor com capacidade nominal $15 \times 1,5 = 22,5$ CV e redução 1:55

MBH 140 - Reduções disponíveis: 1:48,65 → 26 CV a 1760 rpm → rotação de saída = 36 rpm
1:64,7 → 19 CV a 1760 rpm → rotação de saída = 27 rpm

A rpm não é a desejada no projeto inicial ocasionando a necessidade de maior ou menor potência de acionamento. O torque normalmente permanece o mesmo.

Recalculando:

- Selecionando redução mais baixa - 1:48,65 → rotação e potência de acionamento mais alta

$$P = \frac{T_r * rpm}{716,2 * \eta} = \frac{300 * 36}{716,2 * 0,95} = 15,8CV$$

Teoricamente deveria ser aumentado o tamanho do motor para 20CV, mas nem sempre é necessário porque a resistência da massa, muitas vezes, é um valor superestimado. Mantendo o redutor e aumentando a potência do motor para 20CV, o fator de serviço estaria abaixo de 1,5 sobre o motor (26/20=1,3), mas acima de 1,5 sobre a potência necessária de acionamento (26/15,8 = 1,64).

- Selecionando redução mais alta - 1:64,7 → rotação e potência de acionamento mais baixa

$$P = \frac{T_r * rpm}{716,2 * \eta} = \frac{300 * 27}{716,2 * 0,95} = 11,9CV$$

Teoricamente poderia ser diminuído o tamanho do motor para 12,5CV. Nessa condição o fator de serviço do redutor seria 19/12,5 = 1,52 sobre o motor e maior ainda sobre a potência necessária de acionamento.

CONCLUSÃO: Para seleção do tamanho do redutor pouco importa aumentar ou reduzir a rotação do equipamento porque a sua seleção, será feita em função do torque resistente.

A seleção do redutor também pode ser feita considerando o torque resistente, multiplicando pelo fator de serviço e com esse valor selecionando um redutor com torque igual ou maior no catálogo do fabricante

No nosso exemplo anterior:

Torque resistente: 300mkgf

$$300 \times 1,5 = 450 \text{ mkgf}$$

Redutor SITI MBH 140 redução 1: 48,65 5000Nm ou 510mkgf

VERIFICAÇÕES FINAIS:

Cálculo do torque no eixo de saída do redutor ou eixo do misturador. Este é o torque fornecido pelo motorredutor. Não confundir com o torque necessário para acionamento do equipamento ou torque resistente. O torque fornecido deve estar acima do torque resistente.

$$T = \frac{716,2 * P * \eta}{rpm} = \frac{716,2 * 15 * 0,95}{36} = 283mkgf$$

η = rendimento do redutor

Outra fórmula para calcular o torque no eixo de saída do redutor

Conjugado nominal do motor x redução do redutor x rendimento do redutor

$$6,1 \times 48,65 \times 0,95 = 282mkgf$$

O torque fornecido pelo conjunto motor redutor tem que estar acima do torque resistente. Mas o torque resistente é calculado em função da força resistente que, como foi estimada, poderá ser menor do que a real. Porém em alguns casos se for de maior valor haverá necessidade de se fazer correções no equipamento já existente. Uma das correções seria diminuir a quantidade de material dentro do misturador. Se o motor está subdimensionado e o redutor apresenta problemas de quebra das engrenagens por ser mal selecionado ou de má qualidade, diminuir o raio das pás poderia ser uma boa solução mas, com a provável necessidade de maior tempo para a mistura. Aumentar a redução do redutor só vai melhorar a situação do motor, mas o torque fornecido no eixo de saída será maior, aumentando a possibilidade de quebra do redutor.