CONSTRUÇÃO DE MÁQUINAS I

BOBINADEIRA HORIZONTAL PARA FITAS DE AÇO

Professor: José Antônio Esquerdo Lopes

Aluno: Matheus Parré Rozatti
Matrícula: 0030991921004

1. DADOS DO PROJETO.....4
2. CÁLCULO DO RAIO MÍNIMO.....4
3. CÁLCULO DA FORÇA DE DOBRAMENTO..... 5
4. CÁLCULO DAS DIMENSÕES DA BOBINA..... 5
5. CÁLCULO DO DIÂMETRO EXTERNO..... 6
6. CÁLCULO DO DIÂMETRO MÉDIO..... 6
7. CÁLCULO DA POTÊNCIA ÚTIL OU EFETIVA...... 7
8. CÁLCULO DO RENDIMENTO TOTAL 7
9. CÁLCULO DA POTÊNCIA FORNECIDA PELO DO MOTOR 7
10. ESCOLHA DO MOTOR.....8
10.1. Catálogo WEG 8
10.2. Desenho dimensional do motor 8
10.3. Folha de dados do motor 9
12. CÁLCULOS PARA DETERMINAR O REDUTOR A SER UTILIZADO NO PROJETO 10
12.1. Dados..... 10
12.2. Determinação da relação de velocidade do redutor.....11
12.3. Verificação da capacidade de Potência Mecânica do Redutor.....11
12.4. Verificação da capacidade de Potência Térmica do Redutor..... 12
12.5. Verificação da capacidade de torque do redutor em operação 12
12.6. Verificação da capacidade de torque do redutor na partida.....12
12.7. Definição do código do redutor..... 12
12.8. Desenho dimensional do redutor..... 12
13. TRANSMISSÃO POR CORREIA EM "V" 12
13.1. Potência projetada 12
13.2. Escolha do perfil apropriado 12
13.3. Determinação do diâmetro primitivo das polias 12
13.4. Cálculo experimental da distância entre centros 13
13.5. Comprimento experimental da correia 13
13.6. Recalculando a distância entre centros 13
13.7. Potência transmitida por correia 14
13.8. Número necessário de correias 15
13.9. Verificação da velocidade periférica das correias 15
13.10. Especificação da correia selecionada 15

14. CÁLCULO PARA DIMENSIONAMENTO DA POLIA MOTORA 17
14.1. Diâmetro externo 17
14.2. Diâmetro interno 17
14.3. Diâmetro do cubo 18
15. CÁLCULO PARA DIMENSIONAMENTO DA POLIA MOVIDA 21
15.1. Diâmetro externo 21
15.2. Diâmetro interno 21
15.3. Diâmetro da alma 21
15.4. Diâmetro do cubo 22
15.5. Diâmetro médio 22
15.6. Furos de alívio 22
15.7. % de material retirado 24
16. PESOS DAS POLIAS 24
16.1. Polia motora 24
16.2. Polia movida 25
17. DIMENSIONAMENTO DO EIXO 25
17.1. Momento torsor no eixo 25
17.2. Forças atuantes no eixo 25
17.2.1. Plano vertical 26
17.2.2. Plano horizontal 27
17.2.3. Momento fletor equivalente 27
17.2.4. Dobrovolski 27
18. DIMENSIONAMENTO DA CHAVETA PARA CARRETEL 28
18.1. Dimensionamento para o esmagamento 29
18.2. Dimensionamento para o cisalhamento 29
19. DIMENSIONAMENTO DA CHAVETA PARA O ACOPLAMENTO 29
19.1. Dimensionamento para o esmagamento 29
19.2. Dimensionamento para o cisalhamento 29
20. SELEÇÃO DO ACOPLAMENTO 30
21. ESPECIFICAÇÃO DOS MANCAIS E ROLAMENTOS 30
22. DADOS DAS CAIXAS DOS MANCAIS E DOS ROLAMENTOS 31
23. CÁLCULO DA VIDA DO ROLAMENTO 32
24. OUTRAS INFORMAÇÕES SOBRE O PROJETO 33

ANEXOS:

DESENHOS: DAS POLIAS, DO EIXO, DO CONJUNTO DE ACIONAMENTO

DOCUMENTOS CORRIGIDOS E COMENTADOS PELO PROFESSOR NAS VERIFICAÇÕES PARCIAIS:

(HISTÓRICO DO DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO AO LONGO DO SEMESTRE)

1. DADOS DO PROJETO:

Bobinadeira Horizontal para Fitas de Aço

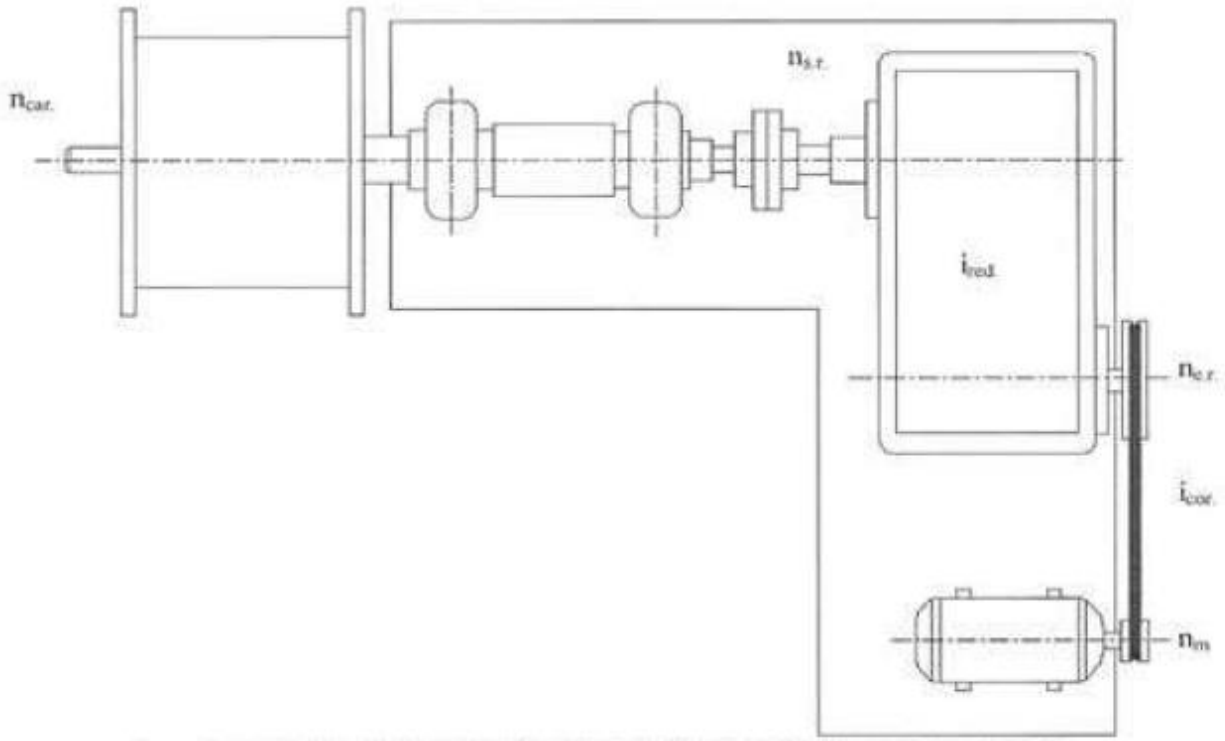
Dados: Espessura da fita: 0,6mm (h)

Largura da fita: 300mm (b)

Comprimento da fita: 170m (L)

Material da fita: 1020 SAE / ABNT

Velocidade de enrolamento: 0,7m/s



2. CÁLCULO DO RAIO MÍNIMO:

$$R \geq \frac{H\,(E - \sigma esc)}{2\,.\sigma esc} = \frac{0{,}6\,(2{,}1\,.\,10^6 - 2100)}{2\,.2100} = 29{,}97\text{cm}$$

Logo, R ≥ 29,97cm

3. CÁLCULO DA FORÇA DE DOBRAMENTO:

$$FD = \frac{\sigma esc\,.\,B\,.\,H}{4} = \frac{2100\,.\,0{,}6\,.\,300}{4} = 945\text{kgf}$$

4. CÁLCULO DAS DIMENSÕES DA BOBINA:

Utilizando o raio do diâmetro interno d obtemos:

d = 29,47 x 2 = 58.94cm

5. CÁLCULO DO DIÂMETRO EXTERNO:

D = 2 x $\sqrt{\frac{(l\ .\ h)}{\pi} + r^2}$ = 2 x $\sqrt{\frac{(17000\ .\ 0{,}06)}{\pi} +\ 29{,}97^2}$ = 69,94cm

6. CÁLCULO DO DIÂMETRO MÉDIO:

Dm = $\frac{D+d}{2}$ = $\frac{69{,}94\ +58{,}94}{2}$ = 64,94cm

7. CÁLCULO DA POTÊNCIA ÚTIL OU EFETIVA:

Nu = $\frac{2\ .\ v\ .\ Fd\ .\ D}{75\ .\ (D+d)}$ = $\frac{2\ .\ 0{,}7\ .\ 945\ .\ 69{,}94}{75\ .\ (69{,}94 + 59{,}94)}$ = 9,50 CV

8. CÁLCULO DO RENDIMENTO TOTAL:

ηROL = rendimento por mancal / rolamento = 0,99
ηCORR = rendimento na transmissão por correia = 0,95
ηRED = rendimento do redutor = 0,95
ηACOP = rendimento do acoplamento = 0,95

ηtotal = ηROL . ηROL . ηCORR . ηRED . ηACOP = 0,99 . 0,99 . 0,95 . 0,95 . 0,95 = 0,84

9. CÁLCULO DA POTÊNCIA FORNECIDA PELO DO MOTOR:

ηf = $\frac{Nu}{\eta total}$ = $\frac{9{,}50}{0{,}84}$ = 11,31 CV

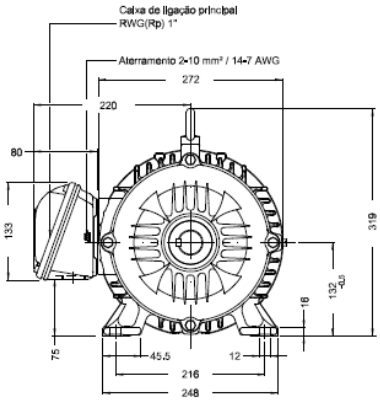
11. ESCOLHA DO MOTOR:

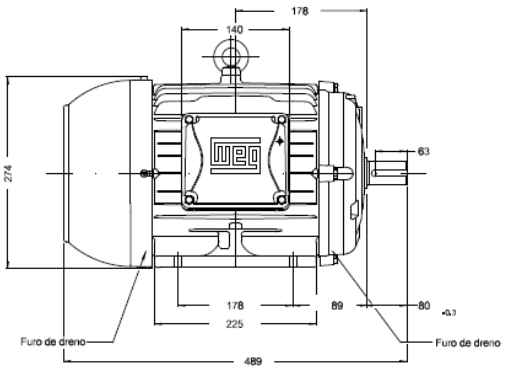
11.1 Catálogo WEG:

W22 IR3 Premium

Potência		Carcaça	Conjugado Nominal (kgfm)	Corrente com Rotor Bloqueado Ip/In	Conjugado de Partida Cp/Cn	Conjugado Máximo Cmáx/Cn	Momento de Inércia J (kgm²)	Tempo máximo com rotor bloqueado (s)		Massa (kg)	Nível médio de pressão sonora dB(A)	Fator de Serviço	RPM	% de Carga						Tensão (V)	Corrente Nominal In (A)
														Rendimento			Fator de Potência				
kW	HP							Quente	Frio					50	75	100	50	75	100		
IV Polos																					
0,12	0,16	63	0,068	4,8	2,8	2,9	0,00049	28	62	8,3	48	1,25	1710	58	64	66	0,46	0,59	0,68	220	0,702
0,18	0,25	63	0,103	5	2,8	2,9	0,0006	39	86	8,5	48	1,25	1700	62	67	69,5	0,49	0,61	0,7	220	0,971
0,25	0,33	63	0,143	5,5	3,3	3,2	0,00066	30	66	8,8	48	1,25	1705	66	71	73,4	0,44	0,56	0,66	220	1,35
0,37	0,5	71	0,212	5,1	2,4	2,7	0,00071	44	97	11,2	47	1,25	1700	75	77,5	78,2	0,49	0,62	0,7	220	1,77
0,55	0,75	71	0,319	5,3	3	3	0,00083	14	31	12,4	47	1,25	1680	73	78	79	0,44	0,56	0,66	220	2,77
0,75	1	80	0,426	7,3	3	3	0,00289	16	35	15,5	48	1,25	1715	82,3	83	83	0,63	0,74	0,82	220	2,89
1,1	1,5	L80	0,621	7,4	3,4	3,4	0,00372	11	24	19	48	1,25	1725	79,5	82,5	84	0,58	0,71	0,8	220	4,3
1,5	2	L90S	0,835	7,7	2,7	3,3	0,00655	14	31	23,1	51	1,25	1750	84	86	86,5	0,59	0,72	0,8	220	5,69
2,2	3	L90L	1,23	7,4	2,8	3,1	0,00765	11	24	26,7	51	1,25	1745	86	86,5	87,5	0,6	0,73	0,8	220	8,25
3	4	L100L	1,67	9,1	4	4	0,00964	15	33	39	54	1,25	1745	87,4	88,5	89,5	0,57	0,69	0,77	440	5,71
3,7	5	L100L	2,07	8,3	4,2	4,2	0,01191	14	31	39,7	54	1,25	1740	87,5	88,5	89,5	0,56	0,69	0,77	440	7,04
4,5	6	112M	2,51	7	2,4	3	0,01798	16	35	45,4	56	1,25	1745	88,7	89,5	89,5	0,61	0,74	0,8	440	8,25
5,5	7,5	L112M	3,06	7,3	2,5	3,2	0,02055	15	33	51,1	56	1,25	1750	89,7	90,3	91	0,58	0,7	0,78	440	10,2
7,5	10	132S	4,14	8,2	2,3	3,5	0,05631	13	29	71,8	58	1,25	1765	90,8	91,6	91,7	0,66	0,78	0,84	440	12,8
9,2	12,5	132M	5,08	8,5	2,4	3,5	0,06382	10	22	80,4	58	1,25	1765	91,8	92,4	92,4	0,66	0,78	0,84	440	15,6
11	15	132M/L	6,09	8,3	2,5	3,5	0,06721	8	18	85,5	58	1,25	1760	90,6	91,5	92,4	0,63	0,76	0,83	440	18,8
15	20	160M	8,23	9	3,2	3,4	0,14707	13	29	138	64	1,25	1775	91,6	93	93	0,64	0,75	0,81	440	26,1
18,5	25	160L	10,2	7,3	3	3,2	0,18125	12	26	158	64	1,25	1772	92,4	93,6	93,6	0,64	0,75	0,81	440	32
22	30	180M	12,1	8	3,4	3,2	0,19185	20	44	178	63	1,25	1770	93	93,5	93,6	0,66	0,76	0,81	440	38,1
30	40	200M	16,4	7	2,8	2,8	0,32017	22	48	241	66	1,25	1778	93,6	94	94,1	0,7	0,79	0,84	440	49,8

11.2 Desenho dimensional do motor:





11.3 Folha de dados do motor:

FOLHA DE DADOS

Motor Trifásico de Indução - Rotor de Gaiola

Cliente :

Linha do produto : W22 IR3 Premium Trifásico Código do produto : 11417452

Carcaça	: 132M	Tempo de rotor bloqueado	: 18s (frio) 10s (quente)
Potência	: 9.2 kW (12.5 HP-cv)	Elevação de temperatura	: 80 K
Número de polos	: 4	Regime de serviço	: S1
Frequência	: 60 Hz	Temperatura ambiente	: -20°C a +40°C
Tensão nominal	: 220/380 V	Altitude	: 1000 m
Corrente nominal	: 31.2/18.1 A	Grau de proteção	: IP55
Corrente de partida	: 265/154 A	Método de refrigeração	: IC411 - TFVE
Ip/In	: 8.5	Forma construtiva	: B3D
Corrente a vazio	: 15.0/8.68 A	Sentido de rotação[1]	: Ambos
Rotação nominal	: 1765 rpm	Nível de ruído[2]	: 58.0 dB(A)
Escorregamento	: 1.94 %	Método de partida	: Partida direta
Conjugado nominal	: 5.08 kgfm	Massa aproximada[3]	: 80.0 kg
Conjugado de partida	: 240 %		
Conjugado máximo	: 350 %		
Classe de isolamento	: F		
Fator de serviço	: 1.25		
Momento de inércia (J)	: 0.0638 kgm²		
Categoria	: N		

Potência	50%	75%	100%
Rendimento (%)	91.8	92.4	92.4
Cos Φ	0.66	0.78	0.84

Esforços na fundação

Tração máxima	: 289 kgf
Compressão máxima	: 369 kgf

		Dianteiro	Traseiro
Tipo de mancal	:	6308 ZZ	6207 ZZ
Vedação	:	V'Ring	V'Ring
Intervalo de lubrificação	:	-	-
Quantidade de lubrificante	:	-	-
Tipo de lubrificante	:	Mobil Polyrex EM	

Observações

Esta revisão substitui e cancela a anterior, a qual deverá ser eliminada.
(1) Olhando a ponta de eixo dianteira do motor.
(2) Medido a 1m e com tolerancia de +3dB(A).
(3) Massa aproximada sujeito a alteração após fabricação.
(4) Em 100% da carga nominal.

Os valores indicados são valores médios com base em ensaios e para alimentação em rede senoidal, sujeitos as tolerancias da norma ABNT NBR 17094.

Rev.	Resumo das modificações	Executado	Verificado	Data

Executor				
Verificador			Página	Revisão
Data	22/02/2021		1 / 1	

Propriedade de WEG S/A. Proibida a reprodução sem autorização prévia.
Sujeito a alterações sem aviso prévio

12. CÁLCULO DA PARA DETERMINAR O REDUTOR A SER UTILIZADO NO PROJETO:

12.1. DADOS:

Tipo de máquina: Bobinadeira

Ciclo de operação: Serviço contínuo até 12 horas / dia

Potência do motor instalado: Pa = 9,2 kw

Temperatura média do ambiente: 30 ºC

Altitude do ambiente: 800 m

Tipo de partida: direta

Frequência de partida: 10 / hora

Rotação do eixo de entrada do redutor: n1

Rotação do eixo de saída do redutor: n2

12.2. Determinação da relação de velocidade do redutor:

Para conseguir determinar a relação de velocidade do motor é necessário primeiro achar n1 e n2

n1 = $\frac{Rotação\ nominal\ do\ motor}{3}$ = $\frac{1765}{3}$ = 588,33 rpm

Para achar o n2 é necessário calcular a rotação do carretel:

n2= $\frac{19100\ .\ v}{dm}$ = $\frac{19100\ .\ 0,7}{64,94}$ = 20,59 rpm

Com isso já é possível determinar a relação de velocidade:

Ir =$\frac{n1}{n2}$ = $\frac{588,33}{20,59}$ = 28,57

Por questões comerciais, da qual não existe um redutor de 28,57 e o mais próximo é o 28, então é adotado o valor de 28 para ralação de velocidade.

12.3. Verificação da capacidade de Potência Mecânica do Redutor:

Pn = Pa x Fs ≤ Pr $\qquad$ Pr = $\frac{n1}{n1\ tabela}$. p1

Alguns dados serão obtidos pelas tabelas da WEG Cestari, tabelas que apresentarei ao decorrer dos cálculos. Vamos primeiro fazer o cálculo da capacidade de potência mecânica do redutor em função da rotação de entrada (Pr), para isso vamos consultar a tabela da página 17.

itot	rpm entrada	rpm saída	Tamanho																
			10	12	14	16	18	20	23	25	28	32	36	40	46	50	54	58	65
20	1800	90	22	29	43	65,0	94,2	144	166	217	333	507	815	1024*	1477*	2155*	2671*	3087*	4090*
	1500	75	18	24	36	54,2	78,5	120	138	181	278	422	679	853	1231	1796*	2226*	2572*	3409*
	1200	60	15	19	28	43,4	62,8	96,2	110	144	222	338	543	682	985	1437	1781	2058	2727
	900	45	11	15	21	32,5	47,1	72,1	82,8	108	167	253	407	512	739	1077	1336	1543	2045
22,4	1800	80	20	27	39	64,4	91,9	130	164	214	329	497	722	1005*	1401*	1922*	2382*	3003*	3913*
	1500	67	17	23	33	53,7	76,6	109	136	178	274	414	602	837	1168	1601*	1985*	2502*	3261*
	1200	54	13	18	26	43,0	61,3	86,9	109	143	220	331	481	670	934	1281	1588	2002	2609
	900	40	10	14	20	32,2	46,0	65,2	81,9	107	165	249	361	502	701	961	1191	1501	1956
25	1800	72	18	24	35	59,6	83,3	114	164	215	316	453	638	898	1274*	1749*	2168*	2834*	3564*
	1500	60	15	20	29	49,7	69,4	95,3	137	179	263	378	532	748	1062	1457	1807	2362*	2970*
	1200	48	12	16	23	39,7	55,5	76,2	109	143	211	302	425	599	849	1166	1445	1890	2376
	900	36	9,0	12	18	29,8	41,6	57,2	82,1	107	158	227	319	449	637	874	1084	1417	1782
28	1800	64	17	22	33	52,8	72,8	103	142	200	284	412	572	804	1135*	1540*	1909*	2576*	3248*
	1500	54	14	18	28	44,0	60,7	85,7	119	167	237	343	476	670	945	1283	1591	2146*	2707*
	1200	43	11	15	22	35,2	48,5	68,6	94,9	133	190	275	381	536	756	1027	1272	1717	2166
	900	32	8,0	11	17	26,4	36,4	51,4	71,2	100	142	206	286	402	567	770	954	1288	1624

O valor de 1800 rpm foi escolhido por ser o mais próximo ao do motor já definido de 1765 rpm e, a carcaça de 16 foi escolhida pois é a que consegue suportar a capacidade de torque do motor que calcularemos mais para frente, por conta disso não utilizamos a de 14, já que ela não atende a condição de torque. Com esses valores definidos podemos começar a resolver a equação.

Pr = $\frac{n1}{n1\ tabela}$ x p1 = $\frac{588{,}33}{1800}$ x 52,8 = 17,26

Para fazer o cálculo da potência nominal (Pn) será necessário olhar na tabela 1 de fatores de segurança da página 7 do catálogo.

INDÚSTRIA METALÚRGICA			
Cortadores de chapa de discos rotativos	1,50	1,75	2,00
Cortadores de chapa de faca	1,50	1,75	2,00
Dobradeiras	1,50	1,75	2,00
Trefiladeiras	1,25	1,50	1,75
Rolos tensores	1,50	1,75	2,00
Enrolador de cabos	1,25	1,50	1,50
Laminadores	1,50	1,50	1,50
Serras	1,00	1,25	1,50
Bobinadeiras e Desbobinadeira	1,50	1,50	1,75
Mesa transportadora	2,00	2,00	2,00
Tesouras	2,00	2,00	2,00

Sabendo que a bobinadeira vai trabalhar por 12 horas contínuas por dia é adotado o fator de segurança (Fs) de 1,75.

Pn = Pa. Fs = 9,2 x 1,75 = 16,1 Kw

Pn $\leq$ Pr = 16.1 $\leq$ 17,26

Logo a carcaça de 16 atende a condição de potência mecânica do redutor.

12.4. Verificação da capacidade de Potência Térmica do Redutor:

Pt = Ptg x Fa x Fh $\geq$ Pa

Para acharmos os valores da potência térmica do redutor (Ptg), fator temperatura ambiente (Fa) e o fator altitude (Fh) teremos que olhar em diversas tabelas, todas serão apresentadas pela ordem escrita aqui.

POTÊNC			
Tamanho	PTG - NATURAL (kW)		
	2 estágios	3 estágios	4 estágios
E10	34	22	--
E12	40	26	--
E14	51	33	--
E16	75	49	36

FATOR DE TEMPERATURA - fa									
Temperatura ambiente - Ta (°C)	10	15	20	25	30	35	40	45	50
fa	1.15	1,05	1,00	0,92	0,85	0,77	0,70	0,62	0.55

FATOR DE ALTITUDE - fh					
Altitude - h (m)	até 999	1000 - 2000	2000 - 3000	3000 - 4000	4000 - 5000
fh	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80

O Ptg foi retirado da página 10 usando como base o tamanho 16 da carcaça, já o Fa foi retirado da página 8 utilizando como fato o dado que a temperatura ambiente é de 30°C e por último o Fh também foi retirado da página 8, também utilizando de um dado já apresentado que a altitude seria de 800m. Com todos esses dados, podemos prosseguir com a equação.

Pt = Ptg x Fa x Fh = 49 x 0,85 x 1 = 41,65

Pn ≥ Pa = 41,62 ≥ 9.2

Logo, a potência térmica do redutor atende as necessidades.

12.5. Verificação da capacidade de torque do redutor em operação:

Como nossa carga é constante usaremos a seguinte equação:

Mn2 = 9550 x $\frac{Pn}{n2}$ = 9550 x $\frac{16,1}{20,59}$ = 7467,46 Nm

Para verificar se o redutor atende as necessidades de torque usaremos a seguinte equação:

M2 ≥ Mn2

M2 é um dado que devemos tirar da página 15 do catálogo.

3 Estágios — Valores em Nm

i_{tot}	Tamanho																
	10	12	14	16	18	20	23	25	28	32	36	40	46	50	54	58	65
20,0	2200	3000	4200	6800	10000	15500	17200	23200	34700	52200	85000	107700	160000	220000	270000	300000	410000
22,4	2200	3100	4300	7700	11000	15500	19300	26000	38900	58500	85000	120000	170000	220000	270000	320000	450000
25,0	2300	3200	4400	7800	11000	15500	21500	29000	42000	60000	85000	120000	170000	220000	270000	340000	450000
28,0	2300	3200	4500	7800	11000	15500	21500	30000	42000	60000	85000	120000	170000	220000	270000	340000	450000
31,5	2300	3200	4500	7800	11000	15500	21500	30000	42000	60000	85000	120000	170000	220000	270000	340000	450000
35,5	2300	3200	4500	7800	11000	15500	21500	30000	42000	60000	85000	120000	170000	220000	270000	340000	450000

M2 ≥ Mn2 = 7800 ≥ 7467,46 Nm

Logo, o redutor atende a condição de torque.

12.6. Verificação da capacidade de torque do redutor na partida:

Como já dito, pelo fato de a carga ser constante usaremos a seguinte fórmula.

Mk2 adm = $\frac{2\,.\,Mn2}{Ff}$

O fator pico de partida (Ff) é um dado proveniente da página 8 do catálogo.

FATOR DE PICO DE CARGA - Ff						
Frequência de pico de carga por hora	1 - 5	6 - 20	21 - 40	41 - 80	81 - 160	> 160
Ff	1,00	1,20	1,30	1,50	1,75	2,00

Utilizando o dado que já havia sido nos oferecido, que dizia que a partida era direta e a bobinadeira trabalha de forma contínua por 12 horas, utilizamos um Ff de 1.2.

Mk2 adm = $\frac{2\,.\,Mn2}{Ff}$ = $\frac{2\,.\,7467{,}46}{1{,}2}$ = 12445,77 Nm

Para realizarmos a conferência, se o redutor atende as necessidades utilizaremos a seguinte equação:

Mk2 adm ≥ Mk2 máx.

Mas antes disso precisamos achar Mk2 máx.

Mk2 máx = 9550 x $\frac{Pa}{n2}$ x Fp

Fp é o fator de partida que deve ser retirado do catálogo, na página 8.

FATOR DE PÁRTIDA - Fp	
Tipo de partida	Fp
Diret	3,0
Soft start	1,8

Como já havia sido dito que a partida é direta, vamos utilizar o Fp de 3.

Mk2 máx = 9550 x $\frac{Pa}{n2}$ x Fp = 9550 x $\frac{9,2}{20,59}$ x 3 = 12801,36 Nm

Mk2 adm ≥ Mk2 máx = 12445,77 ≥ 12801,36

Como nesse caso as condições não foram atendidas faremos usaremos a seguinte fórmula.

M2 ≥ Mk2 máx

Utilizaremos uma tabela, para achar o M2 que seja maior do que 12801,36.

3 Estágios — Valores em Nm

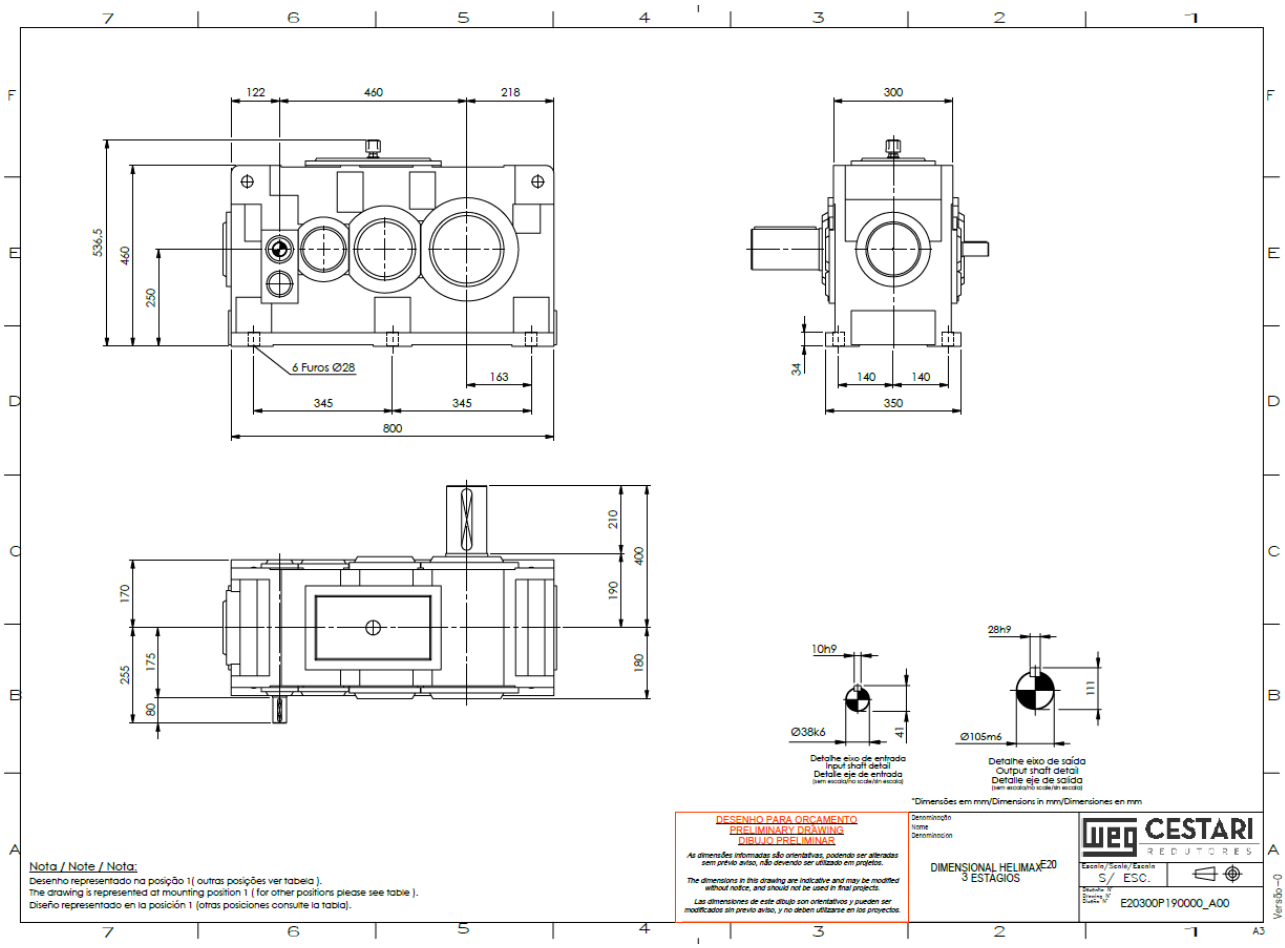
Ist	Tamanho																
	10	12	14	16	18	20	23	25	28	32	36	40	46	50	54	58	65
20,0	2200	3000	4200	6800	10000	15500	17200	23200	34700	52200	85000	107700	160000	220000	270000	300000	410000
22,4	2200	3100	4300	7700	11000	15500	19300	26000	38900	58500	85000	120000	170000	220000	270000	320000	450000
25,0	2300	3200	4400	7800	11000	15500	21500	29000	42000	60000	85000	120000	170000	220000	270000	340000	450000
28,0	2300	3200	4500	7800	11000	15500	21500	30000	42000	60000	85000	120000	170000	220000	270000	340000	450000
31,5	2300	3200	4500	7800	11000	15500	21500	30000	42000	60000	85000	120000	170000	220000	270000	340000	450000
35,5	2300	3200	4500	7800	11000	15500	21500	30000	42000	60000	85000	120000	170000	220000	270000	340000	450000

Logo, o redutor de 16 deverá ser substituído por um de 20.

12.7. Definição do código do redutor:

E – 20 – 3 – 29 – P – 19 – 0 – 0 – 0 - K

12.8. Desenho dimensional do redutor:



13. TRANSMISSÃO POR CORREIA EM "V"

13.1 Potência projetada:

HPP = HP × Fs

Para calcular a potência projetada será necessário utilizar o catálogo da Gates, para descobrir o fator de segurança adequado para a correia.

Tabela nº 1 — Fator de Serviço

Máquina Conduzida	Máquina Co		
As máquinas relacionadas são apenas exemplos representativos. Escolha o grupo cujas características sejam mais semelhantes à máquina em consideração.	**Motores AC:** Torque Normal, Rotor Gaiola de Anéis, Sincrônicos, Divisão de Fase **Motores DC:** Enrolados em Derivação **Motores Estacionários:** Combustão interna de Multiplos Cilindros		
	Serviço Intermitente	Serviço Normal	Serviço Contínuo
	3-5 hs diárias ou periodicamente	8-10 hs diárias	16-24 hs diárias
Agitadores para Líquidos Sopradores e Exaustores Bombas Centrífugas e Compressores Ventiladores até 10 HP Transportadores de Carga Leve	1,0	1,1	1,2
Correias Transportadoras para Areia e Cereais Ventiladores de mais de 10 HP Geradores Eixos de Transmissão Maquinário de Lavanderia Punções, Prensas e Tesourões Máquinas Gráficas Bombas Centrífugas de Deslocamento Positivo Peneiras Vibratórias Rotativas	1,1	1,2	1,3

Como ela será utilizada por 12 horas contínuas todos os dias, o valor de fator de serviço escolhido foi 1,3.

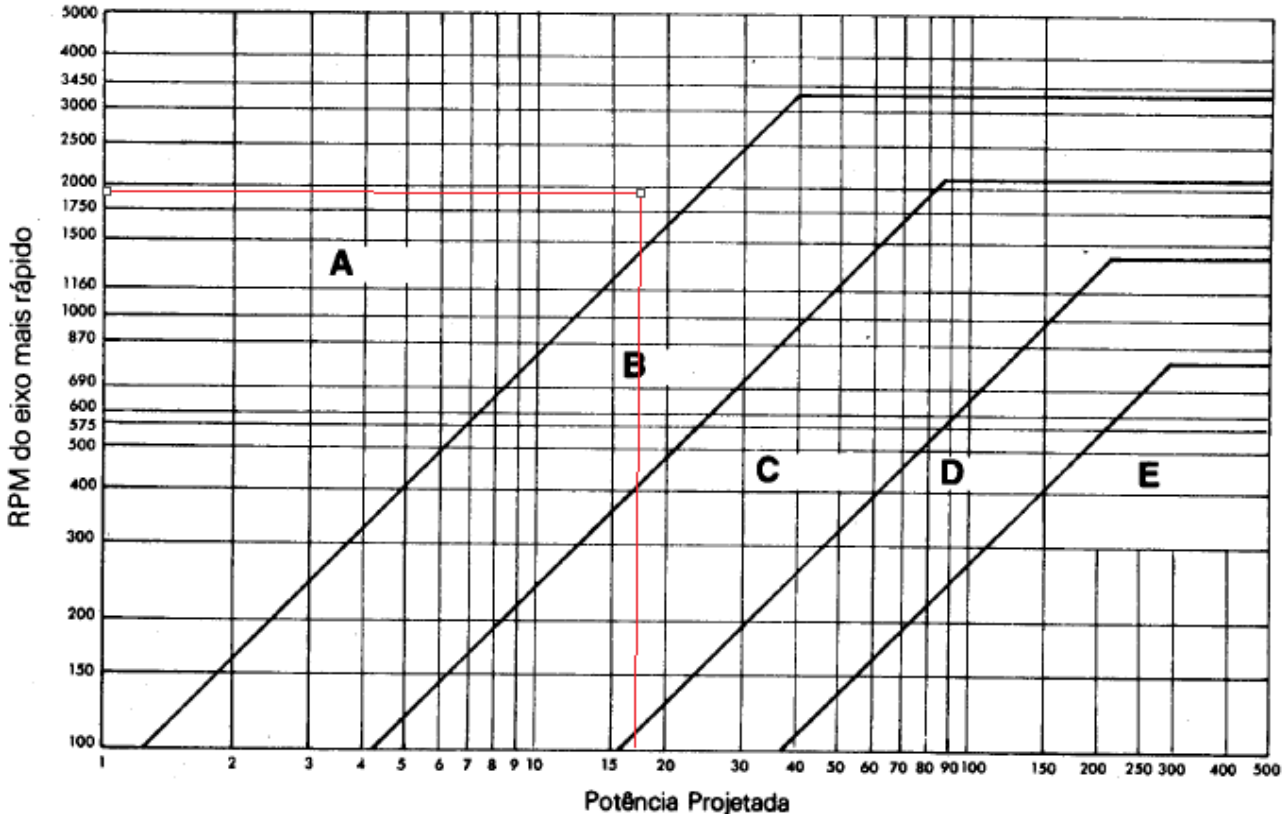
HPP = HP × Fs = 12,5 x 1,3 = 16,5 HP

13.2 Escolha do perfil apropriado:

Utilizando o catálogo da Gates, utiliza-se um gráfico, que será apresentado a seguir, para poder definir qual o perfil adequado da correia, para isso se faz uma intersecção entra a potência projetada e o rpm do motor.

Sabendo que a HPP é 16,5 HP e o motor tem uma rotação de 1765 rpm, é possível descobrir o perfil correto.

Gráfico 2 — Seleção de Perfil de Correias Hi-Power II



Com isso é possível observar que o perfil adequado para a correia é o perfil A.

13.3 Determinação do diâmetro primitivo das polias:

Sabendo a potência do motor de 12,5 HP e a rotação de 1765 rpm, utiliza-se a tabela 3.

HP do motor	RPM do motor (50 e 60 ciclos)						HP do motor
	575 485*	690 575*	870 725*	1160 950*	1750 1425*	3450 2850*	
½	2,5	2,5	2,2	—	—	—	½
¾	3	2,5	2,4	2,2	—	—	¾
1	3	3	2,4	2,4	2,2	—	1
1½	3	3	2,4	2,4	2,4	2,2	1½
2	3,8	3	3,0	2,4	2,4	2,4	2
3	4,5	3,8	3,0	3,0	2,4	2,4	3
5	4,5	4,5	3,8	3,0	3,0	2,6	5
7½	5,2	4,5	4,4	3,8	3,0	3,0	7½
10	6	5,2	4,6	4,4	3,8	3,0	10
15	6,8	6	5,4	4,6	4,4	3,8	15
20	8,2	6,8	6,0	5,4	4,6	4,4	20

Como não existe exatamente 12,5HP e 1765 rpm, utilizei 4’4’’ ≅ 115mm

13.4 Cálculo experimental da distância entre centros:

Para realizar esse cálculo é necessário achar o diâmetro da polia menor, algo simples já que basta multiplicar o diâmetro da polia maior pela relação de transmissão. Ou seja 115 x 3 = 345mm

Com isso é possível determinar a distância experimental entre os centros.

C= $\frac{3d+D}{2}$ = $\frac{3.115+345}{2}$ = 345mm

13.5 Comprimento experimental da correia:

L = 2 x C + 1,57 x (D +d) + $\frac{(D-d)^2}{4\,x\,C}$ = 2 x 345 + 1,57 x (345 +115) + $\frac{(345-115)^2}{4\,x\,345}$ =

L = 1450,30mm

Utilizando a tabela 5 da Gates é possível se determinar o comprimento exato.

PERFIL A			PERFIL B			PERFIL C		
Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH	
	Pol.	mm		Pol.	mm		Pol.	mm
A-26	27.3	695	B-35	36.8	935	C-51	53.9	1370
27	28.3	720	37	38.8	985	55	57.9	1470
31	32.3	820	38	39.8	1010	58	60.9	1545
32	33.3	845	39	40.8	1035	60	62.9	1600
33	34.3	870	42	43.8	1115	63	65.9	1675
35	36.3	920	46	47.8	1215	68	70.9	1800
37	38.3	975	48	49.8	1265	71	73.9	1875
38	39.3	1000	50	51.8	1315	72	74.9	1900
41	42.3	1075	51	52.8	1340	73	75.9	1930
42	43.3	1100	52	53.8	1365	75	77.9	1980
45	46.3	1175	53	54.8	1390	81	83.9	2130
46	47.3	1200	55	56.8	1445	85	87.9	2235
47	48.3	1225	60	61.8	1570	90	92.9	2360
49	50.3	1280	63	64.8	1645	96	98.9	2510
50	51.3	1305	64	65.8	1670	100	102.9	2615
51	52.3	1330	65	66.8	1695	105	107.9	2740
53	54.3	1380	68	69.8	1775	112	114.9	2920
54	55.3	1405	71	72.8	1850	120	122.9	3120
55	56.3	1430	73	74.8	1900	128	130.9	3325
57	58.3	1480	75	76.8	1950	136	138.9	3530

Como não existe um comprimento nominal de 1450,30, é adotado o valo acima. Com isso o comprimento correto é 1480mm.

13.6 Recalculando a distância entre centros:

A = Lc – 1,57 x (D – d) = 1480 – 1,57 x (345 – 115) = 1118,90mm

$$\frac{(D-d)}{A} = \frac{(345-115)}{1118{,}9} = 0{,}20$$

Utilizando a tabela 6 é possível descobrir o fator h.

$\frac{D-d}{A}$	Fator h	$\frac{D-d}{A}$	Fator h
0,00	0,00	0,12	0,06
0,02	0,01	0,14	0,07
0,04	0,02	0,16	0,08
0,06	0,03	0,18	0,09
0,08	0,04	0,20	0,10
0,10	0,05	0,21	0,11

$$Dc = \frac{A-h\,x\,(D-d)}{2} = \frac{1118{,}9 - 0{,}1\,x\,(345-115)}{2} = 547{,}50\text{mm}$$

13.7 Potência transmitida por correia:

Nessa parte será necessário extrair diversas informações do catálogo. Todas apresentadas a seguir.

RPM do eixo mais rápido	HP básico por correia para diâmetro Pitch das polias menores, em milímetros																	
	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	140	150	165	180	190
950	0.55	0.74	0.92	1.11	1.29	1.47	1.65	1.83	2.01	2.19	2.37	2.54	2.71	3.23	3.57	4.07	4.56	4.89
1160	0.61	0.84	1.06	1.28	1.50	1.71	1.93	2.14	2.35	2.56	2.77	2.98	3.19	3.79	4.19	4.78	5.36	5.74
1425	0.67	0.94	1.21	1.47	1.73	1.99	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.49	3.74	4.45	4.92	5.61	6.28	6.71
1750	0.73	1.05	1.37	1.68	1.99	2.30	2.60	2.90	3.20	3.49	3.78	4.07	4.35	5.19	5.73	6.51	7.27	7.76
2850	0.77	1.25	1.71	2.17	2.62	3.07	3.50	3.93	4.34	4.75	5.15	5.54	5.91	6.99	7.65	8.56	9.36	9.83

RPM do eixo mais rápido	HP adicional por correia, para relação de velocidade									
	1.00 a 1.01	1.02 a 1.03	1.04 a 1.05	1.06 a 1.08	1.09 a 1.12	1.13 a 1.16	1.17 a 1.22	1.23 a 1.30	1.31 a 1.48	1.49 em diante
950	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18
1160	0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.14	0.17	0.19	0.22
1425	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27
1750	0.00	0.04	0.07	0.11	0.14	0.18	0.22	0.25	0.29	0.33
2850	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.29	0.35	0.41	0.47	0.53

Perfil A		Perfil B		Perfil C		Perfil D	
Ref. Hi-Power II	Fator de Correção	Ref. Hi-Power II	Fator de Correção	Ref. Hi-Power II	Fator de Correção	Ref. Hi-Power II	Fator de Correção
A-26	0,75	B-35	0,77	C-51	0,77	D-120	0,86
A-27	0,76	B-37	0,78	C-55	0,79	D-128	0,88
A-31	0,79	B-38	0,79	C-60	0,81	D-144	0,90
A-32	0,80	B-39	0,80	C-68	0,83	D-158	0,92
A-33	0,81	B-42	0,81	C-71	0,84	D-162	0,92
A-35	0,82	B-46	0,83	C-75	0,86	D-173	0,94
A-37	0,84	B-48	0,84	C-81	0,87	D-180	0,94
A-38	0,85	B-52	0,86	C-85	0,88	D-195	0,96
A-41	0,86	B-55	0,88	C-90	0,90	D-210	0,98
A-42	0,87	B-60	0,90	C-96	0,91	D-225	0,99
A-45	0,89	B-64	0,92	C-100	0,92	D-240	1,00
A-46	0,90	B-68	0,93	C-105	0,93	D-270	1,02
A-49	0,91	B-71	0,94	C-112	0,95	D-300	1,04
A-53	0,93	B-75	0,95	C-120	0,96	D-330	1.06
A-57	0,95	B-78	0,96	C-128	0,97	D-360	1,08

Para pegar o último dado é necessário um conta antes.

Fg= $\frac{D-d}{Dc}$ = $\frac{345-115}{547,55}$ = 0,42

$\frac{D - d}{DC}$	Arco de contato da polia menor (Graus)	Fator "G"
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94

Com tudo isso em mãos é possível descobrir a potência.

hp = (hpb + hpa) × Fc × Fg = (3,78 + 0,33) × 0,95 × 0,94 = 3,67HP

13.8 Número necessário de correias:

$$N = \frac{HPP}{HP} = \frac{16{,}25}{3{,}67} = 4{,}4$$

(Vamos manter 4 conforme combinado com o professor)

13.9 Verificação da velocidade periférica das correias:

$$V = \frac{d\ .\ rpm\ maior}{19100} = \frac{115\ .\ 1765}{19100} = 10{,}62\ m/s$$

13.10 Especificação da correia selecionada:

Com todos os cálculos feitos até agora, podemos concluir que, serão necessários os seguintes fatores.

4 correias, perfil A, ref. 57;

d = 115mm;

D = 345mm

Dc = 547,55mm

14. CÁLCULO PARA DIMENSIONAMENTO DA POLIA MOTORA:

14.1 Diâmetro externo:

Vai ser o tamanho da polia, que já foi calculado 115mm

14.2 Diâmetro interno:

Di = De – 2H = 115 – 2 x 13 = 89mm

O fator H foi retirado da apostila de desenho 2

Perfil	Ângulo do canal		t	s	w	y	z	h	k	x	R^4
	Diâmetro externo (mm)	Graus									
A	de 75 a 170 acima de 170	34º 38º	9,5	15	13	3	2	13	5	5	1

14.3 Diâmetro do cubo:

Dc = 1,6 x de + 2 x t2 = 1,6 x 38 + 2 x 3,2 ≅ 68mm

Tanto de quanto t2 foram retirados da apostila de desenho 2 também.

d acima de / até	10 / 12	12 / 17	17 / 22	22 / 30	30 / 38	38 / 44	44 / 50	50 / 58
b	4	5	6	8	10	12	14	16
h	4	5	6	7	8	8	9	10
t1	2,4	2,9	3,5	4,1	4,7	4,9	5,5	6,2
t2	1,7	2,2	2,6	3	3,4	3,2	3,6	3,9
l de	10	12	16	20	25	32	40	45
l até	45	56	70	90	110	140	160	180

15. CÁLCULO PARA DIMENSIONAMENTO DA POLIA MOVIDA:

15.1 Diâmetro externo:

Já pré-defino anteriormente.
345mm

15.2 Diâmetro interno:

Di = De – 2 x h = 345 – 2 x 13 = 319mm

H foi retirado da apostila de desenho 2.

Perfil	Ângulo do canal		t	s	w	y	z	h	k	x	R^4
	Diâmetro externo (mm)	Graus									
A	de 75 a 170 acima de 170	34º 38º	9,5	15	13	3	2	13	5	5	1

15.3 Diâmetro da alma:

Da = Di – 2 x K = 310 – 2 x 5 = 309mm

K foi retirado da apostila de desenho 2.

‘’

Perfil	Ângulo do canal		t	s	w	y	z	h	k	x	R^4
	Diâmetro externo (mm)	Graus									
A	de 75 a 170 acima de 170	34º 38º	9,5	15	13	3	2	13	5	5	1

15.4 Diâmetro do cubo:

Dc = 1,6 x De + 2 x t2 = 1,6 x 38 + 2 x 3,2 ≅ 68mm

De e t2 foram retirados da tabela de chavetas da apostila de desenho 2.

d acima de / até	10 / 12	12 / 17	17 / 22	22 / 30	30 / 38	38 / 44	44 / 50	50 / 58
b	4	5	6	8	10	12	14	16
h	4	5	6	7	8	8	9	10
t1	2,4	2,9	3,5	4,1	4,7	4,9	5,5	6,2
t2	1,7	2,2	2,6	3	3,4	3,2	3,6	3,9
l de	10	12	16	20	25	32	40	45
l até	45	56	70	90	110	140	160	180

15.5 Diâmetro médio:

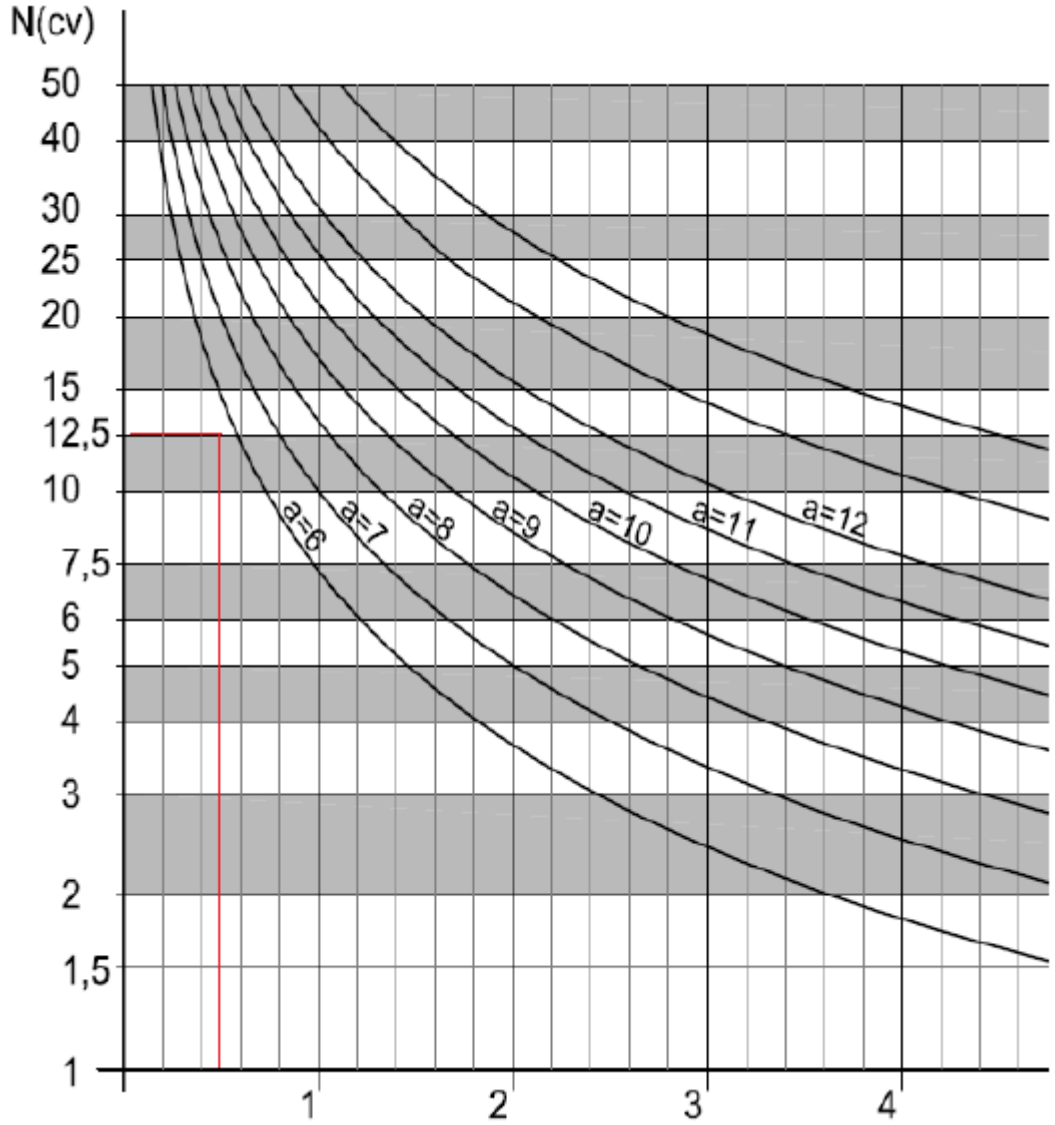
Dm = $\frac{Da-Dc}{2}$ = $\frac{309-68}{2}$ = 188,5mm

15.6 Furos de alívio:

para polia "V": $\boxed{\varphi = \frac{10^5}{n.Dn}}$

$\varphi = \frac{10^5}{588.33\ x\ 315}$ = 0,54

Com isso basta olhar o gráfico para definir a alma.



Alma = 6

espessura da alma a (mm)	6 e 7	8 e 9	10	11 a 14
Rf (mm)	*2*	*2,5*	*3*	*4*

Df máx = $\frac{da-dc}{2}$ – 2 x (Rf +y) = $\frac{309-68}{2}$ – 2 x (2 +3) ≅ 110mm

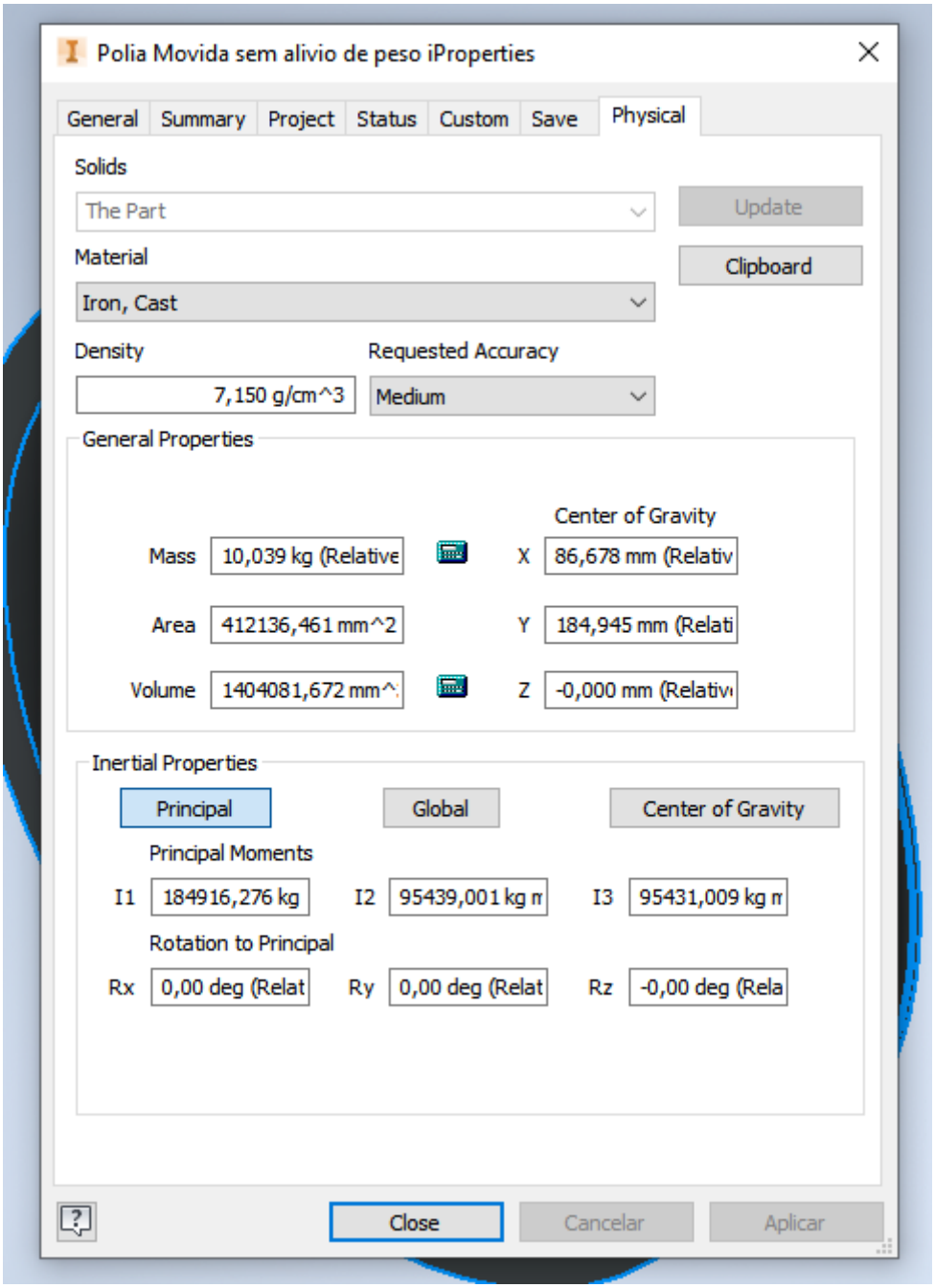
C = Df máx + 2 x a = 110 + 2 x 6 = 122mm

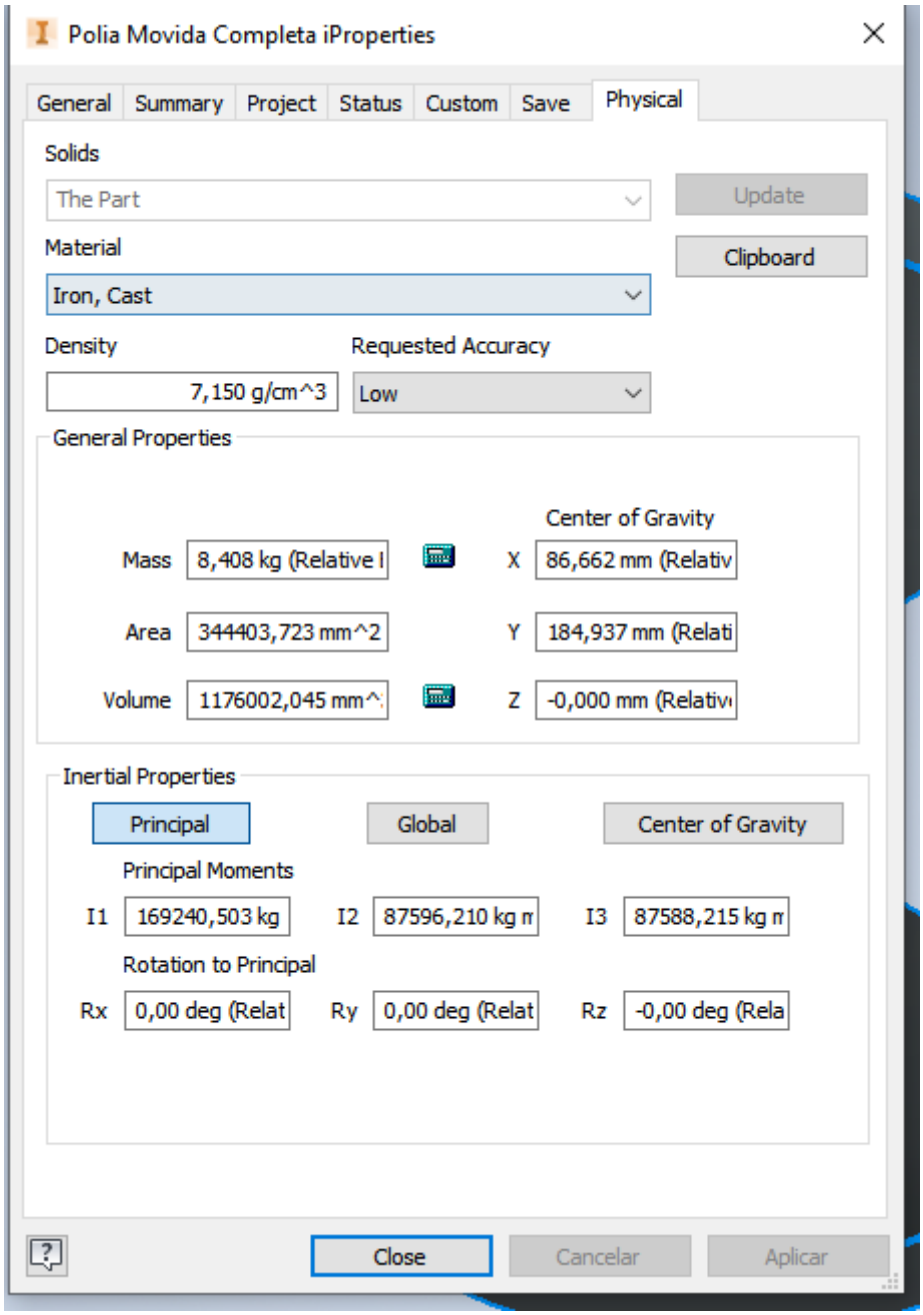
$$\text{Sen}\alpha = \frac{Df\,máx + 2\,x\,a}{dm} = \frac{110 + 2\,x\,6}{188{,}5} = 0{,}71 = Sen\alpha^{-1}\ 0{,}71 = 40{,}30°$$

$$Nf0 = \frac{180}{\text{Sen}\alpha} = \frac{180}{40{,}30} \cong 4 \text{ furos}$$

15.7 % de material retirado:

Utilizando o software da Autodesk, Inventor fiz o desenho da polia com redução e sem, com os dados da massa antes e depois da redução, fui capaz de fazer o cálculo do material retirado.





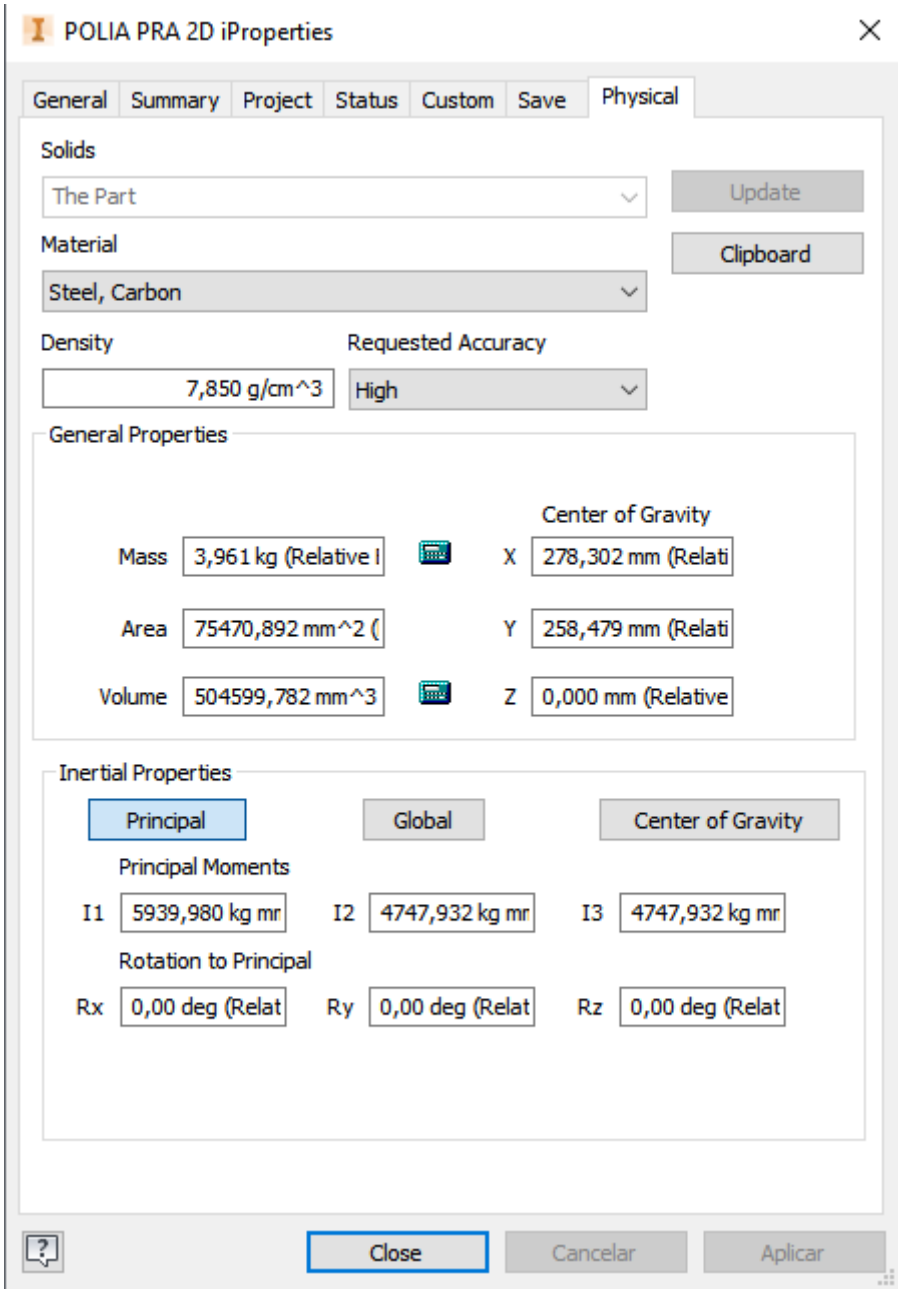
Fazendo uma regra de três é possível determinar a porcentagem.

$$\frac{10{,}039}{8{,}408} = \frac{100\%}{x} = 80{,}93\%$$

Logo a redução de peso foi de 19,07%

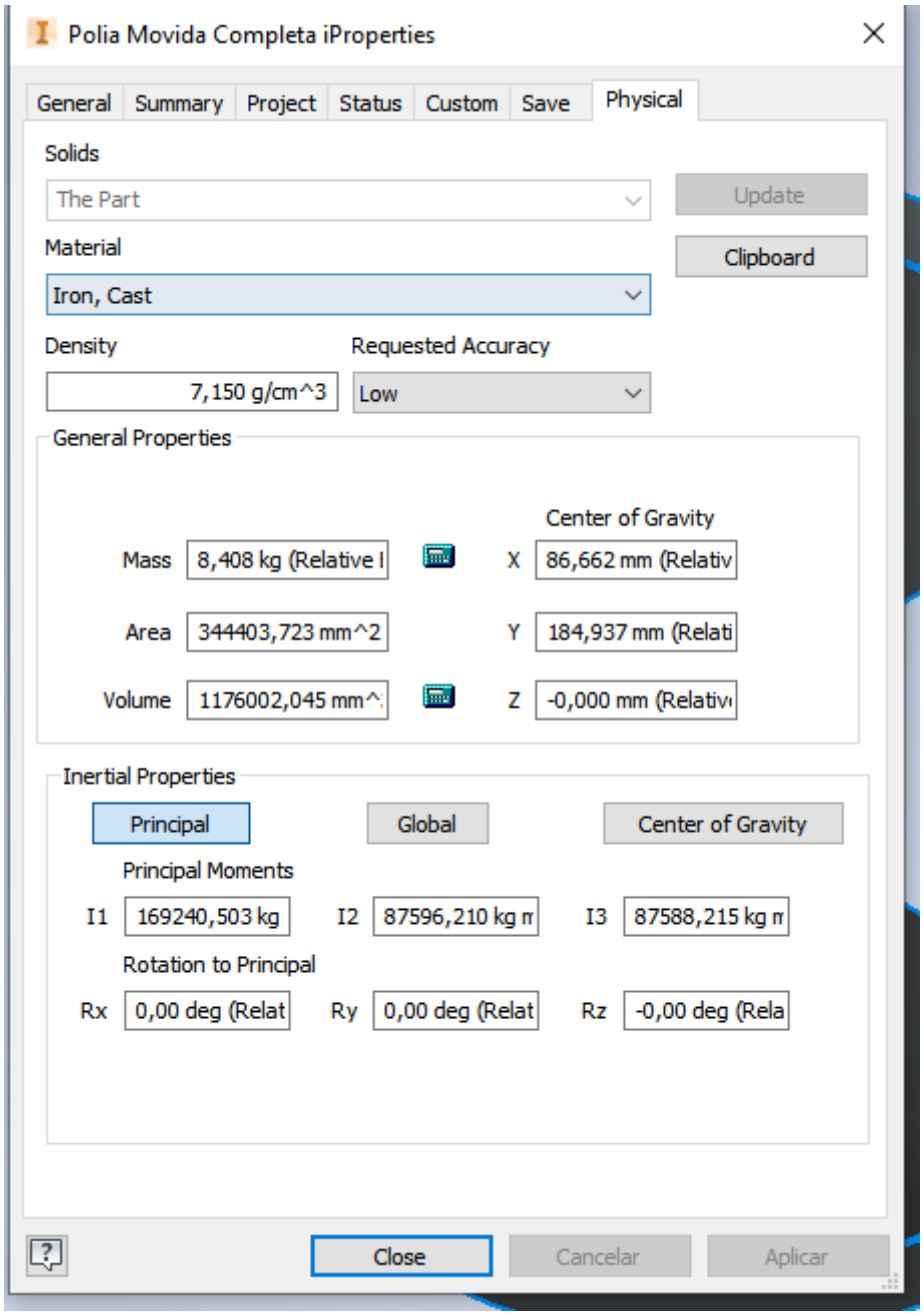
16. PESOS DAS POLIAS:

16.1 Polia motora:



A polia tem 3,961 Kg de massa.

16.2 Polia movida:



A polia movida tem 8,408 Kg de massa, com a redução de peso.

17. DIMENSIONAMENTO DO EIXO:

17.1 Momento torsor no eixo: (diagrama)

Para dar início ao cálculo do momento torsor é necessário descobrir o peso da bobina e, para isso, utilizaremos a seguinte equação com os seguintes dados:

h x b x L = 0,06 x 30 x 17000 = 30600 cm³

30600 x peso do aço = 30600 x 7,87 = 240,822 Kgf

Conforme combinado com o professor o peso do carretel seria 30% da bobina

30% de 240,822 = 72,247 Kgf

Com isso já calculado seguiremos com o cálculo do momento torsor.

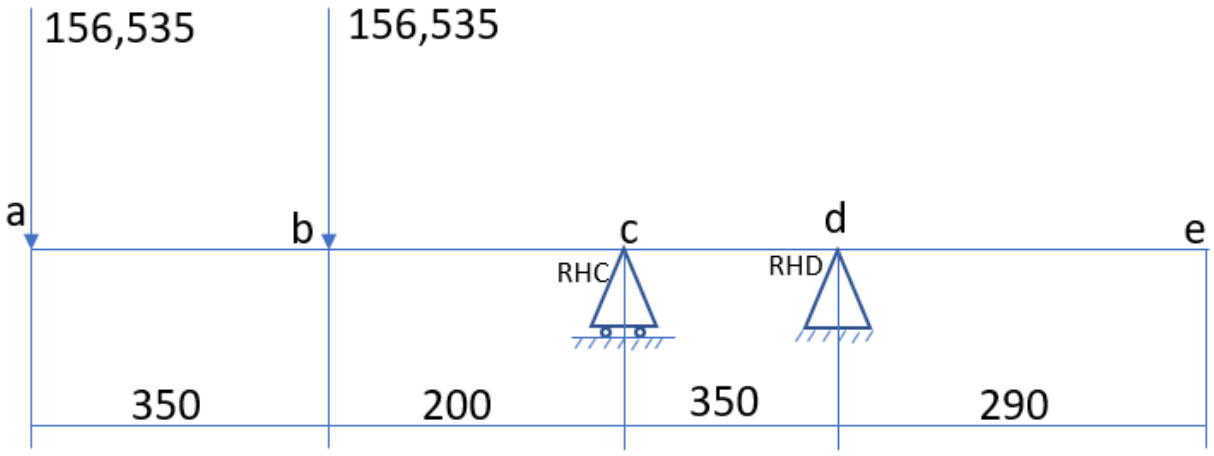
$MT = 716200\ \frac{Mn}{n}$ = $MT = 716200\ \frac{12,5}{20,59}$ = 434798,446 Kgf.mm

Agora vamos somar as massas da bobina e carretel para colocar no diagrama

240,822 + 72,247 = 313,069

Sabendo que isso será apoiado em duas partes esse valor deve ser dividido.

$\frac{313,069}{2}$ = 156,545 Kgf



17.2 Forças atuantes no eixo:

Agora faremos a somatória das forças para achar, as forças que atuam em Pc e Pd. O valor de 109 será explicado mais adiante.

$\sum F = 0$
$-156{,}535 - 156{,}535 + Pc + Pd - 109 = 0$ = Pc + Pd = 422,070 Kgf

Isolando o Pd obtemos:

$\sum$ Md = 0

- (156,535 x 900) – (156,535 x 550) + (Pc x 350) + (Pd x 0) + (109 x 350)

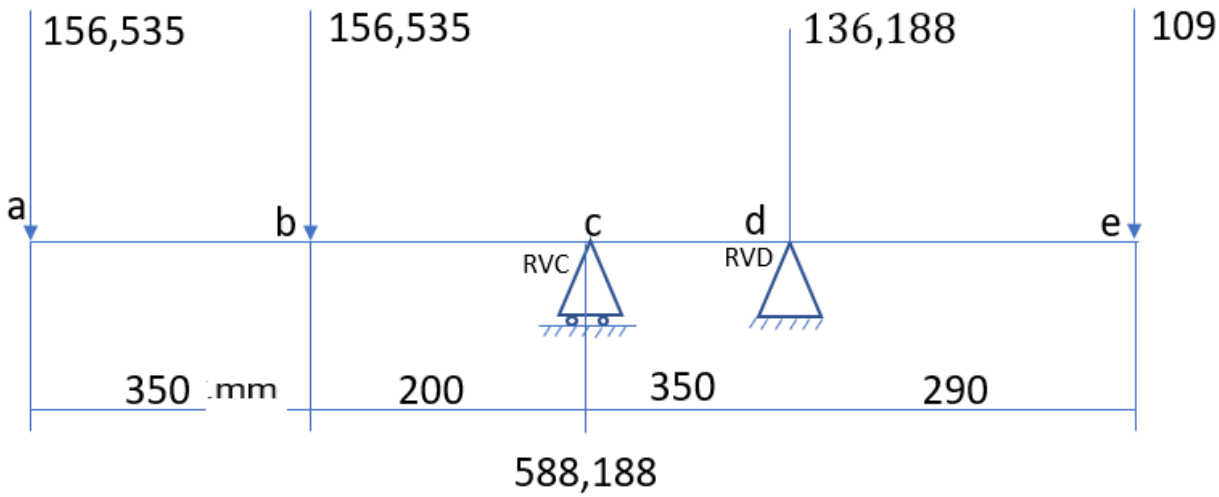
Pc = 475,35 Kgf

Com isso podemos obter Pd.

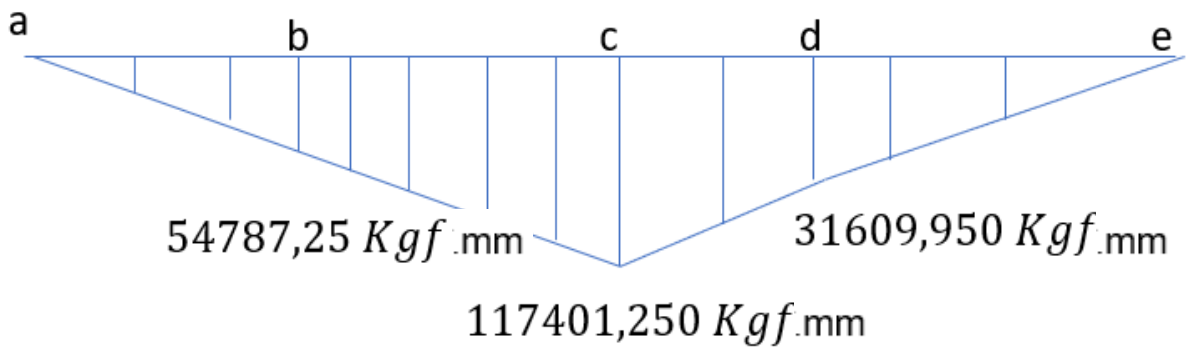
Pc + Pd = 422,070
475,35 + Pd = 422,070

Pd = -53,250

17.3 Plano vertical: (diagrama)

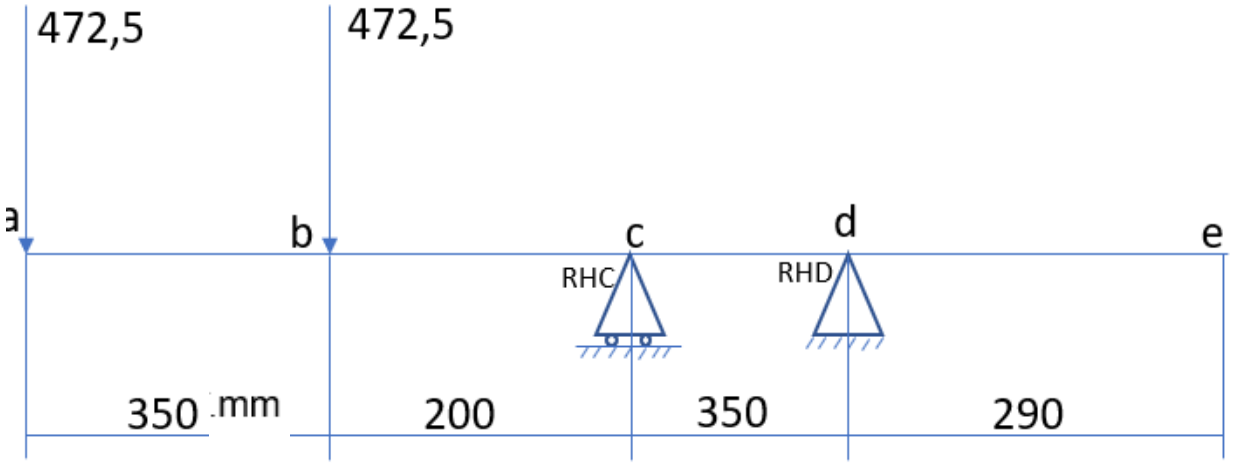


$\sum MA = -(156{,}535\ x\ 0) = 0$
$\sum MB = -(156{,}535\ x\ 350)$ = -54787,25 Kgf
$\sum MC = -(156{,}535\ x\ 550) - (156{,}535\ x\ 200)$ =-117401,250 Kgf
$\sum MD = -(156{,}535\ x\ 900) - (156{,}535\ x\ 550\ ) + (558{,}188\ x\ 350)$ = -31609,950 Kgf
$\sum ME = -(156{,}535\ x\ 1190) - (156{,}535\ x\ 840\ ) + (558{,}188\ x\ 640)$
$-(136{,}188 \text{ x } 109)\ = \cong 0$



17.4 Plano horizontal: (diagrama)

No cálculo do plano horizontal utilizaremos a força de dobramento (cálculo no início do memorial) de 945 Kgf no lugar 313,069. Como a situação é quase a mesma que nas forças verticais, vamos dividir 945 pela metade também.



$\sum F = 0$
$-472{,}5 - 472{,}5 + Pc + Pd = 0$ = Pc + Pd = 945 Kgf

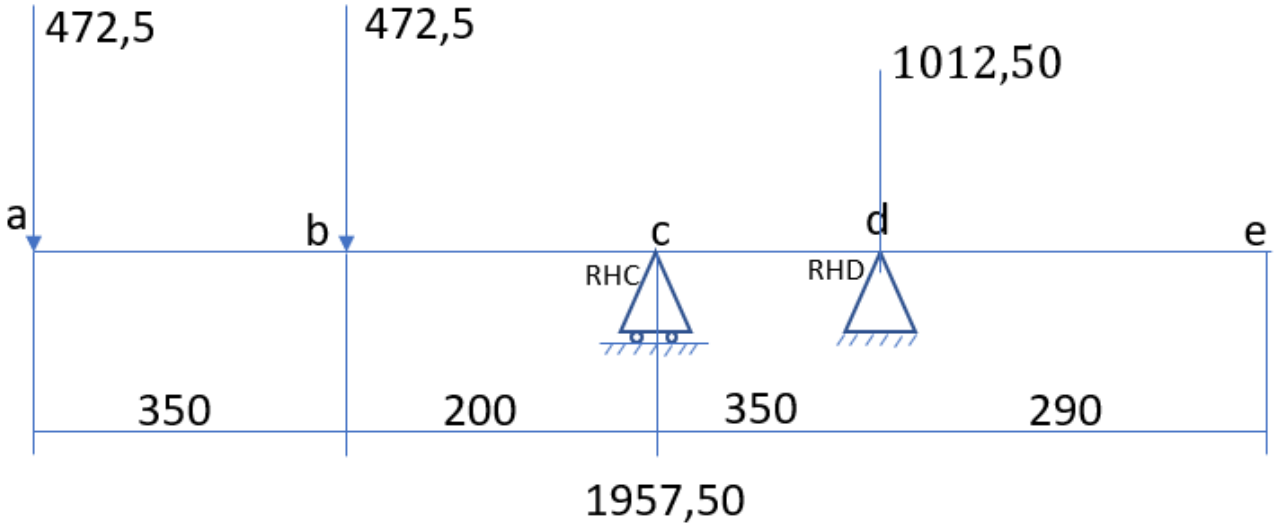
Isolando o Pd novamente.

-(472,5 x 900) – (472,5 x 550) + (Pc x 350) + (Pd x 0) = 0

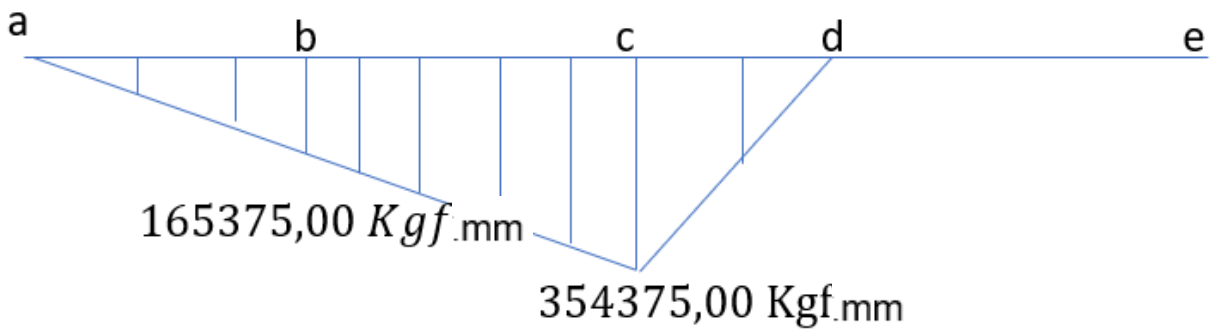
Pc = 1957,500 Kgf

Pc + Pd = 945
1957,500 + Pd = 945

Pd = -1012,500 Kgf



$\sum MA = -(472{,}5\ x\ 0) = 0$
$\sum MB = -(472{,}5\ x\ 350)$ = -165375,00 Kgf
$\sum MC = -(472{,}5\ x\ 550) - (472{,}5\ x\ 200)$ = -354375,00 Kgf
$\sum MD = -(472{,}5\ x\ 900) - (472{,}5\ x\ 550\ ) + (1957\ x\ 350)$ = 0



17.5 Momento fletor equivalente:

Para esse cálculo pegaremos os dois Pc, das forças horizontais e verticais, já que são eles, os maiores.

Mfev =$\sqrt{(Mfv)^2 + (Mfh)^2}$ = $\sqrt{(117401{,}250)^2 + (354375{,}00)^2}$ =

Mfev =373315,810 Kgf.mm

17.6 Dobrovolski:

O valor de 63 Kgf/mm foi retirado da seguinte tabela.

MATERIAL AISI / SAE	TRATAMENTO TÉRMICO	TENSÃO DE RUPTURA σ_R (kgf / mm²)
1020	NORMALIZADO	40
1030	NORMALIZADO	50
1045	NORMALIZADO	63
1045	TEMPERA TOTAL	75
4320	NORMALIZADO	65

$\sigma_I = 0{,}333 \times \sigma_r = 0{,}333 \times 63$

$\sigma_I = 20{,}979$ kgf/mm^2

$\sigma_{III} = \frac{\sigma I}{3{,}8} = \frac{20{,}979}{3{,}8} = 5{,}521$ kgf/mm2

$\alpha = \frac{\sigma III}{\sigma I} = \frac{5{,}521}{20{,}979} =$

$\alpha = 0{,}263$

Aqui, vamos dividir o cálculo do diâmetro do eixo em duas partes. Pois conforme pedido do professor, é necessário ter um stop para o carretel, para isso o eixo terá 2 diâmetros, do ponto A ao 410mm será um diâmetro e, após isso outro diâmetro até o ponto E.

Começaremos do ponto A ao até 410mm

Para isso será necessário calcular o momento equivalente exercido entre esses 2 pontos.

156,535 x 410 = 64179,350 Kgfmm (Vertical)
472,5 x 350 = 193725,00 Kgfmm (Horizontal)

$Meqv = \sqrt{64179{,}350^2 + 193725{,}00^2}$

$Meqv = 204079{,}310\ Kgfmm$

$d = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{Meqv^2 + (\propto . MT)^2}}{0.1 \,.\, \sigma\ flexão}} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{204079{,}310^{\,2} + (0{,}263 . 434798{,}446\,)^2}}{0.1 \,.\, 5{,}521}}$

d = 75,109mm

Agora do 410mm até o ponto E.

410mm – E = (-156,53) + 588,188 + (-136,188) = 295,465 Kgfmm (Vertical)
295,465 x 780mm = 230462,70 Kgfmm (Vertical)

410mm – E = (-472,5) + 1957,5 + (-1012,5) = 472,5 Kgfmm
472,5 x 780 = 368550,00 Kgfmm

$$Meqv = \sqrt{230462{,}70^{\,2} + 368550{,}00^2}$$

$$Meqv = 434674{,}773\ Kgfmm$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{Meqv^2 + (\propto . MT)^2}}{0.1\ .\ \sigma\ flexão}} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{434674{,}773^{\,2} + (0{,}263 . 434798{,}446\ )^2}}{0.1\ .\ 5{,}521}}$$ = 93,374 mm

18. DIMENSIONAMENTO DA CHAVETA PARA CARRETEL:

A chaveta que vamos utilizar é uma SAE 1040, com isso seguiremos a tabela abaixo para os cálculos.

Material (Aço)	σ_c [kgf/mm²]	τ_c [kgf/mm²]
SAE 1020	21	12,50
SAE 1030	26	15,50
SAE 1040	31	18,50

Tipo de carregamento	Fator de segurança (FS)
Constante (uniforme)	2
Intermitente	3
Reverso ou com choques	6

Para achar o diâmetro final do eixo utilizaremos a seguinte equação:

ØFinal = 2 x (R + t1) R= Raio do eixo

Para obtermos t1 utilizamos a apostila de desenho 2.

Dimensões nominais: b x h x l

d acima de	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	110	1
até	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	110	130	1
b	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	
h	4	5	6	7	8	8	9	10	11	12	14	14	16	18	
t1	2,4	2,9	3,5	4,1	4,7	4,9	5,5	6,2	6,8	7,4	8,5	8,7	9,9	11,1	1
t2	1,7	2,2	2,6	3	3,4	3,2	3,6	3,9	4,3	4,7	5,6	5,4	6,2	7,1	
l de	10	12	16	20	25	32	40	45	50	56	65	70	80	90	1
l até	45	56	70	90	110	140	160	180	200	220	250	250	315	355	4

l normalizado: 10, 12, 14, ..., 22, 25, 28, 32,36, 40, 45, 50 56 63, 70 80 110, 125, 140, 160, ..., 22

ØFinal = 2 x (37,554 + 8,5)

ØFinal = 2 x (96,687 +8,7)

ØFinal = 92,108mm do ponto A até 410mm

ØFinal = 110,774 Dos 410mm até o ponto E

Como aconselhado pelo professor na aula do dia 14/06/21, os últimos 185mm, que representam o quanto o eixo ficará dentro do acoplamento, será menor que os Ø110m, por conta disso o Ø do eixo dentro do acoplamento será de Ø105mm.

A nova conta da chaveta vai estar na própria parte dedicada a ela, porém como já se sabe que a escolhida será a de cisalhamento, vou apenas demonstrar ela. Deixarei indicado em amarelo, como fiz neste tópico.

Para termos um eixo normalizado utilizaremos o valor de Ø95 mm para o eixo do ponto A até 410mm. E do 410mm até os 615mm Ø110mm.

Utilizando a primeira tabela desse tópico faremos as seguintes equações, para assim achar o esmagamento e o cisalhamento.

$\sigma e = \frac{\sigma e}{Fs} = \frac{31}{2} = 15{,}5$ para esmagamento

$re = \frac{re}{Fs} = \frac{9{,}25}{2} = 9{,}25$ para cisalhamento

18.1 Dimensionamento para o esmagamento:

O h dessa conta foi retirado da tabela de chavetas já apresentada acima, mas vale lembra que o eixo que adotamos foi de 95mm.

$$\frac{4\ x\ Mt}{h\ x\ D\ eixo\ x\ \sigma e} = \frac{4\ x\ 434738{,}446}{16\ x\ 100\ x\ 15{,}5} = 73{,}820 \text{ mm}$$

18.2 Dimensionamento para o cisalhamento:

O b também foi retirado da tabela.

$$\frac{2\ x\ Mt}{b\ x\ D\ eixo\ x\ \mathrm{re}} = \frac{2\ x\ 434738{,}446}{28\ x\ 95\ x\ 9{,}25} = 35{,}316\text{mm}$$

Como o maior foi o por esmagamento, então utilizaremos ele, porém vamos utilizar um de 75mm ao invés de 73,820mm.

A chaveta escolhida então foi a DIN 6885 SAE 1040 28x16x75mm

19. DIMENSIONAMENTO DA CHAVETA PARA O ACOPLAMENTO:

19.1 Dimensionamento para o esmagamento:

Lembrando que o eixo foi normalizado em 110mm.

$$\frac{4\ x\ Mt}{h\ x\ D\ eixo\ x\ \sigma e} = \frac{4\ x\ 434738{,}446}{18\ x\ 110\ x\ 15{,}5} = 56{,}670 \text{ mm}$$

Cálculo da nova chaveta 14/06/21

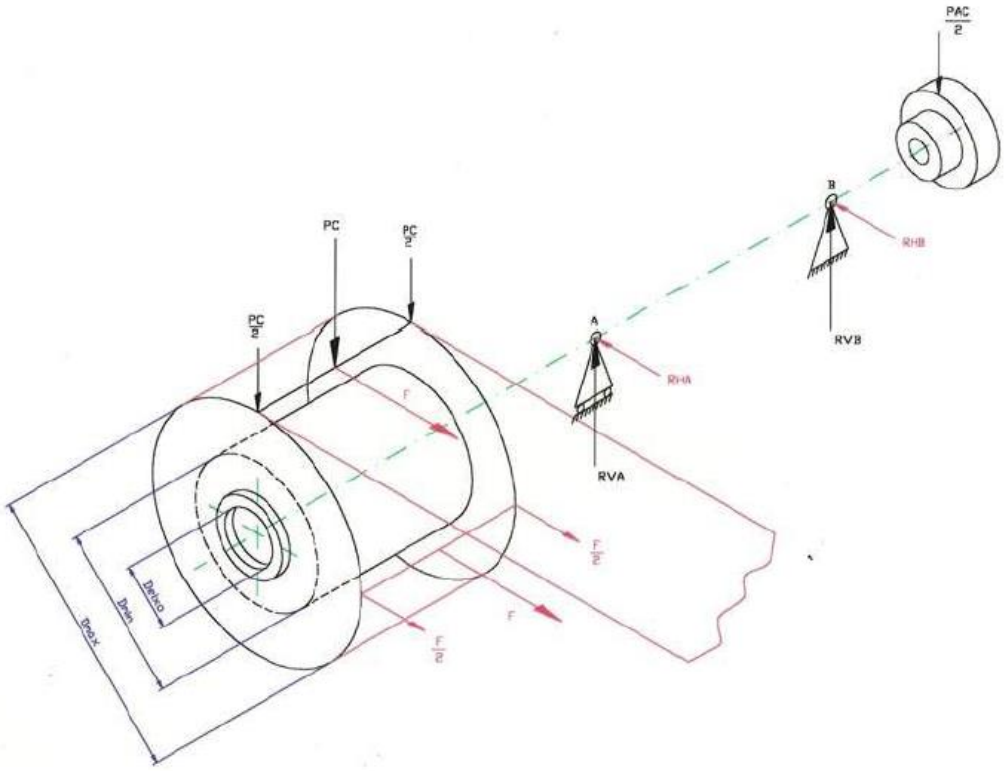
$$\frac{4\ x\ 434738{,}446}{16\ x\ 105\ x\ 15{,}5} = 66{,}78\text{mm}$$

19.2 Dimensionamento para o cisalhamento:

$$\frac{2\ x\ Mt}{b\ x\ D\ eixo\ x\ \mathrm{re}} = \frac{2\ x\ 434738{,}446}{32\ x\ 110\ x\ 9{,}25} = 26{,}708 \text{ mm}$$

Portanto também utilizaremos uma chaveta de esmagamento, porém com um l normalizado de 70mm

DIN 6885 SAE 1040 28x16x70mm



20. SELEÇÃO DO ACOPLAMENTO:

Usaremos os acoplamentos da Mademil

Para o acoplamento será feito um pré-dimensionamento. Todos os fatores utilizados aqui serão retirados do catálogo da Mademil para acoplamentos elásticos tipo Madflex Md.

Tabela 3 FATORES DE SERVIÇO (Fs)

Máquina acionadora, motor de combustão interna, 1 a 3 cilindros
Máquina acionadora, motor de combustão interna, 4 a 6 cilindros
Máquina acionadora, motor elétrico, turbina a gás e turbina vapor

TIPO DE CARGA	TIPO DE MÁQUINA ACIONADA	Fs	Fs	Fs
Leve	Alimentadores, Agitadores, Bombas centrifugas, Compressor de parafuso, Cortadoras de metais, Decantadores, Classificadores, Clarificadores, Dinamômetros, Geradores, Filtros de ar, Máquinas de engarrafar, Ventiladores centrífugos,	1	1,5	2
Moderado	Agitadores, Betoneiras, Bobinadeiras, Compressor de lóbulos, Correias transportadoras, Cozinhadores de cereais, Desbobinadeiras, Eixos de transmissão, Elevadores de carga e canecas, Escadas rolantes, Esticadores, Filtros rotativos e de prensa, Fornos rotativos, Impressoras, Máquinas Ferramentas, Máquinas para madeira, Máquinas para massas, Máquinas Têxteis, Mesa de transferência, Misturadores, Secadores, Puxador de carros, Ventiladores de minas,	1,5	2	2,5
	Aeradores, Bomba de poço profundo, Bomba para petróleo, Calandras, Cortadora de papel,			

N° de horas de trabalho por dia	*Ft*
≤ 2	0,9
3 -12	1
13 -16	1,1
17 - 24	1,2

N° de partidas por hora	*Fp*
≤ 5	1,0
5 - 20	1,2
20 - 40	1,3

Fc = Fs x Ft x Fp = 1,5 x 1 x 1,2 = 1,8

Com isso olhamos na tabela, utilizando o valor de 1,8 e a rotação do motor.

Tamanho do acoplamento para motor de 1750 rpm					
Menor acoplamento para acomodar o eixo do motor					
Motor Cv	Fator de serviço Fc				
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
0,25	MD3	MD3	MD3	MD3	MD3
0,33	MD3	MD3	MD3	MD3	MD3
0,50	MD3	MD3	MD3	MD3	MD3
0,75	MD3	MD3	MD3	MD3	MD3
1,00	MD3	MD3	MD3	MD3	MD3
1,50	MD3	MD3	MD3	MD3	MD3
2,00	MD3	MD3	MD3	MD3	MD3
3,00	MD3	MD3	MD3	MD3	MD3
4,00	MD3	MD3	MD3	MD3	MD3
5,00	MD3	MD3	MD3	MD3	MD3
6,00	MD3	MD3	MD3	MD3	MD3
7,50	MD3	MD3	MD3	MD3	MD3
10,0	MD3	MD3	MD3	MD3	MD3
12,5	MD3	MD3	MD3	MD4	MD4
15,0	MD3	MD3	MD4	MD4	MD4
20,0	MD4	MD4	MD4	MD5	MD5
25,0	MD4	MD4	MD5	MD5	MD5
30,0	MD5	MD5	MD5	MD5	MD6
40,0	MD6	MD6	MD6	MD6	MD6

Como não existe 1,8, adotei o valor de Fc como 2, portando a partir desse pré-dimensionamento o acoplamento escolhido foi o MD3.

Agora vamos utilizar outro método.

Torque = 716,2 x $\frac{N \times Fc}{n}$

N= É potencial útil do motor que nesse caso é 12,5 ÷ 0,99² ÷ 0,97 = 12,091 Cv

Torque = 716,2 x $\frac{N \times Fc}{n}$ = 716,2 x $\frac{12{,}091 \times 1{,}8}{20{,}59}$ = 757,037 Kgf

20,59 é a rotação do carretel, que foi calculado no início do memorial.

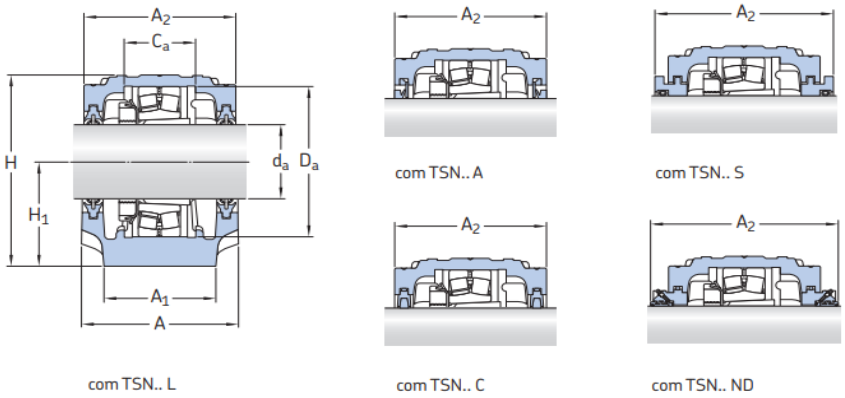
Com isso sabemos o torque necessário para a bobinadeira, olhando na tabela percebe-se que, o MD3 não atende as condições de torque portanto, iremos utilizar o modelo MD15.

													Desalinhamento		
Cód.	Descrição	D	D1	Ød Máx.	Ød Mín.	L	L1	L2	Torque Nominal Kgf·m	Rpm máx.	Inércia Kg·m²	Peso Total	Axial ±X	Radial ±Y	Angular °α
9.80	MD 3	112	58	38	-	104	50	33,2	14,2	6480	0,0172	3,28	4±1,5	0,4 máx.	1° máx.
9.81	MD 4	125	68	42	-	114	55	38,2	22,5	5805	0,0280	4,66			
9.82	MD 5	140	74	48	-	124	60	37	36	5185	0,0562	6,20			
9.83	MD 6	160	85	55	-	144	70	47	55	4535	0,0991	9,30			
9.84	MD 7	170	98	60	-	164	80	57	90	4270	0,1383	12,50			
9.85	MD 9	225	125	80	-	197	95	65	180	3225	0,5245	27,00	7±2	0,8 máx.	
9.86	MD 11	270	170	110	-	237	115	85	360	2690	1,3030	47,60			
9.87	MD 13	360	220	150	55	300	145	100	720	1700	5,5923	113,00	10±2		
9.88	MD 15	450	270	180	60	380	185	125	1430	1300	17,650	218,00			
9.89	MD 17	560	330	220	90	462	225	155	2860	1000	49,205	390,90	12±2		
9.90	MD 18	630	380	250	100	542	265	195	4000	850	85,205	575	12±2		

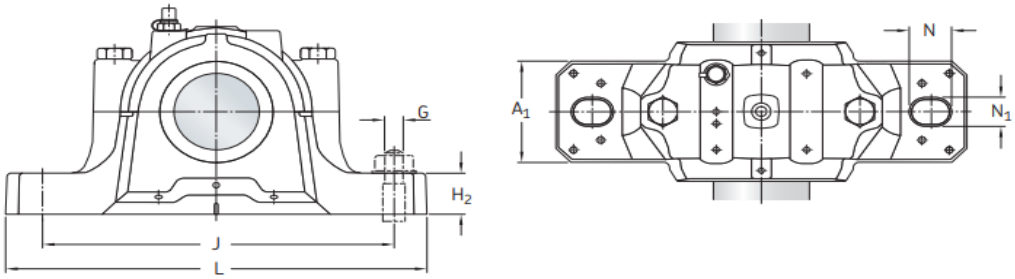
Com o acoplamento escolhido, utilizamos o peso 218 na parte de diagrama de forças, divido pela metade temos o valor de 109 utilizado nas contas.

21. ESPECIFICAÇÃO DOS MANCAIS E ROLAMENTOS:

Sabendo que o diâmetro do eixo é 110mm, então também utilizaremos o mancal de 110mm, da marca SKF, caixas SNl.



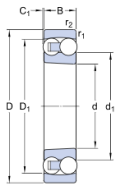
Diâmetro do eixo d_a	Caixa de mancal	Peças apropriadas Rolamento[1]	Bucha de fixação[2]	Anel de fixação[3]	Vedações	Tampa de fechamento	Largura com vedações A_2
mm	–	–					mm
100	**SNL 522-619**	1222 K	H 222	FRB 21/200	TSN 522 L	ASNH 522-619	175
		2222 KM	H 322	FRB 13.5/200	TSN 522 A		175
		22222 EK	H 322	FRB 13.5/200	TSN 522 C		175
		BS2-2222-2CS5K	H 2322 E	FRB 8.5/200	TSN 522 S		191
		23222 CCK/W33	H 2322	FRB 5.1/200	TSN 522 ND		250
		C 2222 K	H 322 E	FRB 13.5/200			
110	**SNL 524-620**	1224 KM	H 3024	FRB 22/215	TSN 524 L	ASNH 524-620	185
		22224 EK	H 3124	FRB 14/215	TSN 524 A		185
		BS2-2224-2CS5K	H 2324 EH	FRB 8.5/215	TSN 524 C		185
		23224 CCK/W33	H 2324	FRB 5/215	TSN 524 S		199
		C 2224 K	H 3124 L	FRB 14/215	TSN 524 ND		260
		C 3224 K	H 2324 L	FRB 5/215			



Diâmetro do eixo d_a	Dimensões A	A_1	C_a	D_a	H	H_1	H_2	J	L	N	N_1	G	Parafuso olhal conforme norma DIN 580	Massa Caixa de mancal
mm	mm												–	kg
100	175	120	80	200	242	125	45	350	410	32	26	24	–	22,0
110	185	120	86	215	271	140	45	350	410	32	26	24	M 10	26,2

Especificações técnicas

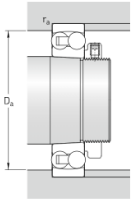
Exibir em: Métrico Imperial



DIMENSÕES

d	120 mm
D	215 mm
B	42 mm
d_1	≈ 149 mm
D_1	≈ 187.2 mm
C_1	1.271 mm
$r_{1,2}$	min. 2.1 mm

Tapered bore, taper 1:12



DIMENSÕES DO ENCOSTO

D_a	max. 203 mm
r_a	max. 2 mm

DADOS DE CÁLCULO

Classificação de carga dinâmica básica	C	119 kN
Classificação de carga estática básica	C_0	53 kN
Limite de carga de fadiga	P_u	2.12 kN
Velocidade de referência		6 300 r/min
Velocidade-limite		4 000 r/min
Desalinhamento angular permitido	α	2.5 °
Fator de cálculo	k_r	0.04
Fator de cálculo	e	0.19
Fator de cálculo	Y_0	3.6
Fator de cálculo	Y_1	3.3
Fator de cálculo	Y_2	5.1

MASSA

Massa do rolamento	6.5 kg

22. DADOS DAS CAIXAS DOS MANCAIS E DOS ROLAMENTOS:

Os dados dos mancais e rolamentos eram muito grandes e não caberiam neste memorial, por conta disso os documentos, com todos os dados necessários encontram-se na pasta, Mancais e Rolamento, na pasta da verificação.

23. CÁLCULO DA VIDA DO ROLAMENTO:

RHc = 588,188 kgf
RVc = 1957,50 Kgf
P = √ 588,188² + 1957,50² = 2043,960kgf

D = mm
Rotação = 20,59 rpm

$$L = \frac{20,59 \times 60 \times 30.000}{1.000.000} = 37,062 \text{ milhões de rotações}$$

$$L = (C/P)^p$$

onde: L = vida em milhões de rot.
C= cap. dinâmica do rolam.
P = carga equivalente
Lh = vida em horas
P = 2043,960 kgf . 10 = 20439,597 KN
^{p} = fator p/ rol. de esferas

‘ $C = \sqrt[3]{L}.\ P$

$C = \sqrt[3]{37,062}.\ 20439,597$

C = 68147,29 N C= 68,15 KN

Como neste caso, a caixa de mancal SNL 524-620 já nos diz, qual devem ser os rolamentos devem ser utilizados nela e sabemos que o primeiro, que é o 1224KM (119KN) supre as necessidades com tranquilidade, vamos refazer o cálculo para saber quantas horas e milhões de rotações ele suporta.

$$L=\left(\frac{119000}{20439,597}\right)^3$$

L= 197.34 vida em milhões de rotações.

Agora vamos descobrir a vida em horas.

$$197,34 = \frac{20,59 \times 60 \times Lh}{1.000.000} = 19734398,69 = 20,59 \text{ x } 60 \text{ x } Lh$$

Lh = 159740,96 Horas.

24. OUTRAS INFORMAÇÕES SOBRE O PROJETO:

ANEXOS:

DESENHOS: DAS POLIAS, DO EIXO, DO CONJUNTO DE ACIONAMENTO

DOCUMENTOS CORRIGIDOS E COMENTADOS PELO PROFESSOR NAS VERIFICAÇÕES PARCIAIS:

(HISTÓRICO DO DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO AO LONGO DO SEMESTRE)