

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

**SISTEMA DE TRANSMISSÃO PARA AUTOMÓVEL DE USO
URBANO DE PEQUENO PORTE**

PROF. ORIENTADOR: Edson Gomes

AUTORES:

**Fernando Biancardi Cirne
Clayton Quandt Dick**

1996

**Dedicamos este trabalho
aos nossos pais.**

Agradecimentos

Agradecemos sinceramente ao Professor Omar Moore de Madureira, pelo incentivo, apoio técnico e numerosas contribuições prestadas à realização deste trabalho. Gostaríamos também de agradecer ao Professor Edson Gomes por toda sua atenção dispensada.

Sumário

Este trabalho contém o estudo de um sistema de transmissão para um automóvel de uso urbano de pequeno porte.

Na primeira parte, o estudo da viabilidade, identificou-se a necessidade de um projeto de um sistema de transmissão continuamente variável, que trouxesse maior conforto e facilidade de uso ao motorista, bem como utilizasse da melhor maneira possível as curvas de torque e potência do motor. Quatro soluções foram apresentadas, sendo suas viabilidades física, econômica e financeira estudadas.

Na segunda parte, o projeto básico, foi escolhida a melhor solução, que foi então modelada através de ícones e modelos matemáticos. Em seguida, foram feitas análises de sensibilidade, compatibilidade e estabilidade, para na otimização formal ser escolhido os principais parâmetros da transmissão.

Por fim, são feitas previsões para o futuro, onde é discutido o uso deste tipo de transmissão nos veículos atuais e que estão por vir.

Índice

1. Estabelecimento da Necessidade	2
2. Especificações Técnicas	11
2.1 Motor.....	11
2.2 Funcionais.....	11
2.3 Construtivas.....	13
2.4 Operacionais.....	13
2.5 Veículo Básico	13
3. Síntese de Soluções.....	15
3.1 Soluções Possíveis para a Transmissão do Veículo	15
3.2 Descrição das Soluções.....	15
4. Viabilidade Física.....	20
4.1 Transmissão Hidrostática.....	20
4.2 Transmissão Hidrodinâmica	24
4.3 Transmissão Continuamente Variável por Polias de Diâmetro Variável.....	24
4.4 Transmissão Eletromecânica	27
5. Viabilidade Econômica.....	28
5.1 Análise de Custo em Relação ao Fabricante.....	29
5.2 Análise Econômica do Ponto de Vista do Usuário	34
6. Viabilidade Financeira.....	37
7. Escolha da melhor solução.....	39
8. A Modelagem do Projeto	43
8.1 Modelos Lônicos	43
8.2 Modelos Simbólicos	44
9. Análise de Sensibilidade.....	53
9.1 Análise de Sensibilidade Frente a Diferentes Situações de Saída do Veículo.....	53
9.2 Análise de Sensibilidade a Diferentes Diâmetros de Polia.....	57
9.3 Análise de Sensibilidade da Força Lateral Sobre a Polia.....	58
10. Análise de Compatibilidade.....	60

10.1 Compatibilidade Funcional	60
10.2 Compatibilidade Dimensional	73
11. Análise da Estabilidade.....	74
11.1 Partida do Veículo.....	74
11.2 Frenagem do Veículo.....	75
11.3 Reversão do Veículo.....	76
11.4 Subsistema Hidráulico.....	76
11.5 Subsistema Polias - Correia	77
11.6 Subsistema Eletrônico.....	77
12. Otimização Formal.....	79
13. Previsões para o Futuro	85
14. Bibliografia.....	87
15. Anexos	88

Índice de Figuras

Figura 1: Gráfico comparativo de venda de veículos no Brasil	2
Figura 2: Produção de veículos populares	3
Figura 3: Produção brasileira de veículos (em milhões de unidades)	3
Figura 4: Gráfico de potência e torque em função da rotação - nº1	7
Figura 5: Gráfico de potência e torque em função da rotação - nº2	8
Figura 6: Gráfico comparativo de transmissões.....	9
Figura 7: Ciclo de operação simulada	12
Figura 8: Bomba hidráulica variável tipo placa inclinada.....	15
Figura 9: Modelos Icônicos.....	43
Figura 10: Raios utilizados no cálculo da força trativa	49
Figura 11: Esquema para cálculo da força trativa.....	49
Figura 12: Forças na polia.....	52
Figura 13: Gráfico $i, T = f(\text{inclinação})$	54
Figura 14: Gráfico $i, T = f(\text{aceleração})$	55
Figura 15: Gráfico $i, T = f(\text{Massa Total})$	56
Figura 16: Gráfico das características do conjunto polias-correia.....	58
Figura 17: Ângulo das polias	59
Figura 18: Gráfico força lateral = $f(\text{força na correia, ângulo das polias})$	59
Figura 19: Subsistema de reversão:.....	61
Figura 20: Movimento das laterais das polias em opostos.....	63
Figura 21: Subsistema hidráulico	64
Figura 22: Deslocamento da polia	67
Figura 23: Gráfico vazão = $f(\text{diâmetro atuante, ângulo das polias})$	70
Figura 24: Funcionamento eletrônico da transmissão.....	72
Figura 25: Gráfico raio das polias = $f(\text{ângulo das polias})$ para vazão = 0,04 litros/s	80
Figura 26: Cálculo do comprimento da correia	83

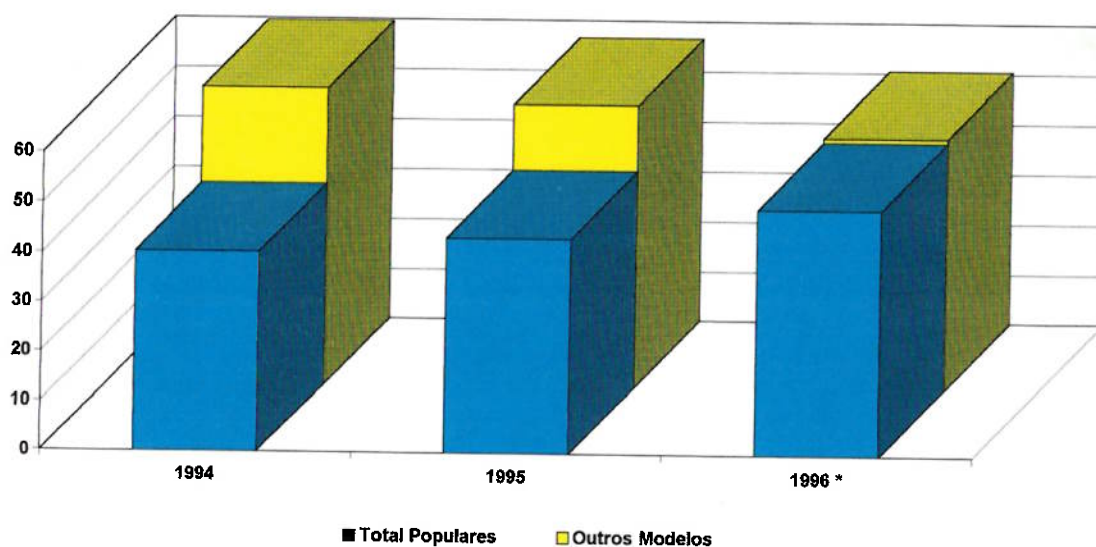
Índice de Tabelas

Tabela 1: Número de automóveis por 1000 habitantes	6
Tabela 2: Teste comparativo entre veículos Chrysler Voyager 3.3 I.	18
Tabela 3: Comparativo entre custo/venda entre as transmissões	34
Tabela 4: Comparativo do custo adicional entre as transmissões	35
Tabela 5: Comparativo entre os prazos de amortização das transmissões ...	36
Tabela 6: Sumário de Opções.....	41
Tabela 7: Matriz de Decisão.....	42

Estudo de Viabilidade

1. Estabelecimento da Necessidade

Desde que surgiram, os veículos urbanos de pequeno porte, também conhecidos no Brasil como veículos populares, têm ocupado crescente proporção do mercado de veículos novos. Isto pode ser visto nos gráficos abaixo, elaborados a partir de dados que se encontram no anexo 1 e que foram coletados da referência bibliográfica [1].



* Até mês maio

Figura 1: Gráfico comparativo de venda de veículos no Brasil

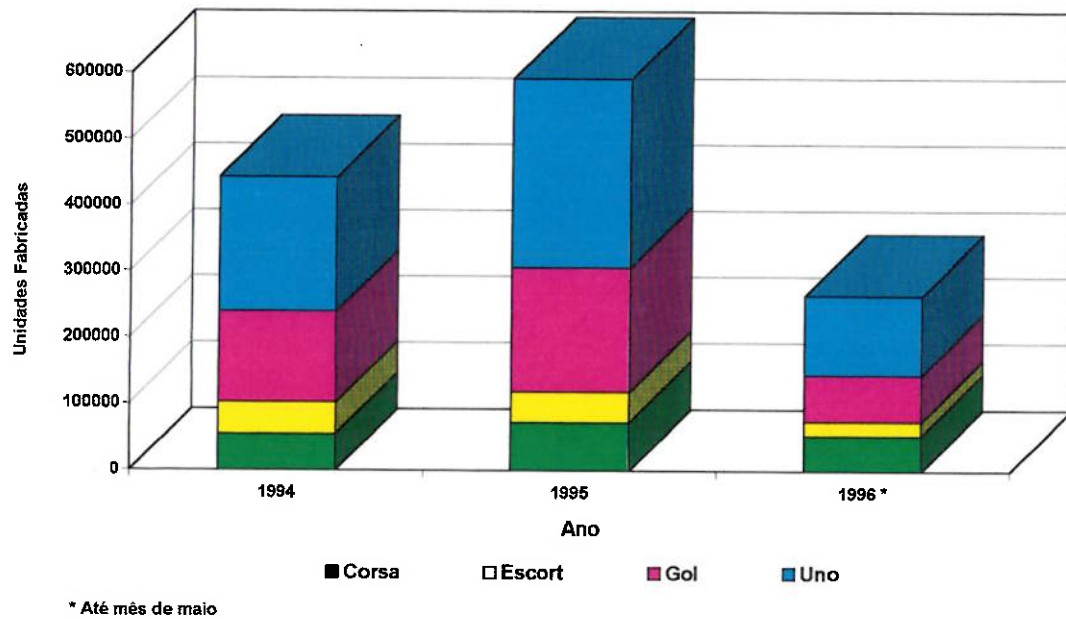


Figura 2: Produção de veículos populares

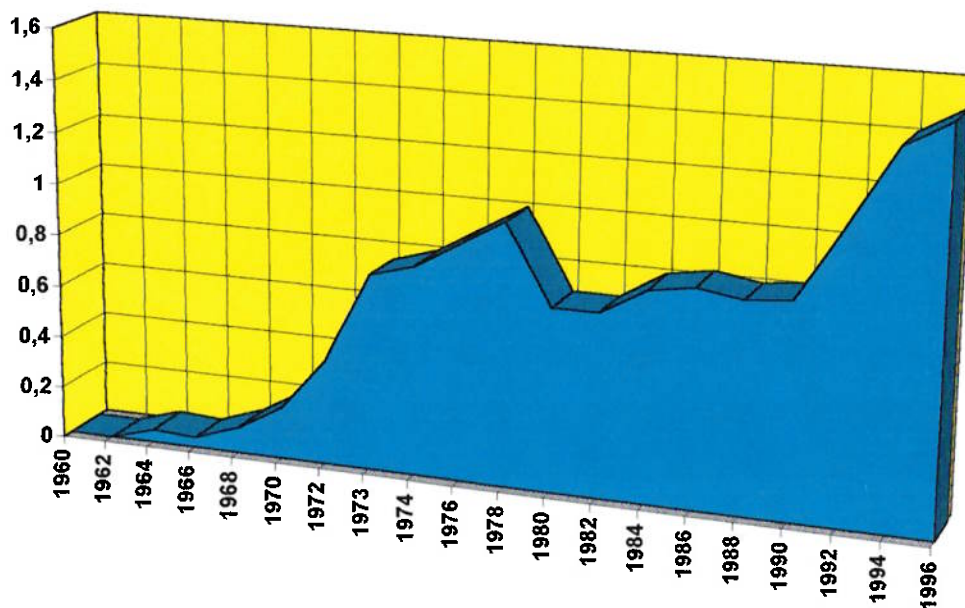


Figura 3: Produção brasileira de veículos (em milhões de unidades)

Os veículos urbanos de pequeno porte fabricados no país atualmente são os seguintes:

- GM Corsa 1.0
- FORD Escort Hobby 1.0
- VW Gol 1000 (modelo novo e antigo)
- Fiat Uno Mille Eletronic / i.e. / ELX / EP
- Fiat Pálio 1.0
- Ford Fiesta 1.0

Verifica-se então, que estes quatro modelos de automóveis, juntos, detêm uma grande proporção do mercado, proporção esta que tem aumentado com o passar dos anos.

Esta demanda de veículos urbanos de pequeno porte é decorrência de diversos fatores. O principal deles é a precariedade do transporte público brasileiro (principalmente nos grandes centros urbanos) que atualmente convive com os seguintes problemas:

- Ônibus:
 - Oferta insuficiente (falta de linhas)
 - Baixo nível de conforto, devido a deficiência do veículo, modo de operação e índice de ocupação
 - Irregularidade de operação (quebras e atrasos)
 - Deficiência na informação sobre as linhas, seus horários e trajeto
 - Estagnação do processo de manutenção e criação de novas vias públicas
- Metrô:
 - Existente apenas em alguns centros urbanos
 - Quando existente, não abrange toda a área urbana, fazendo com que os usuários necessitem do auxílio de ônibus

A solução para os problemas citados acima seria a total reformulação e desenvolvimento destes meios de transporte, entretanto atualmente não há projetos do porte necessário por parte dos órgãos públicos. Isto ocorre devido

a diversos fatores, como falta de verbas ou mesmo falta de vontade política para priorizar o transporte público. Mas isto é um assunto complexo, que pode dar origem a um estudo isolado.

O aumento das redes de metrô é um problema ainda mais complexo, pois requer investimentos de grande monta (200 milhões U\$/Km).

Existe, assim, uma descrença da população com relação ao transporte público, que aliado a outros fatores como a estabilização dos preços dos combustíveis, aumento do poder de compra da classe média-baixa e alto preço dos outros veículos, explica em grande parte o fenômeno da explosão de venda de veículos populares. O brasileiro tem tentado ao máximo romper a dependência que possui com o transporte público; ou seja, assim que adquire condições monetárias, compra um automóvel.

Além de todos os motivos já citados, segundo recente congresso realizado pelo MIT [2], o Brasil deve ver sua venda interna de veículos subir muito nos próximos anos devido ao seu alto PNB "per capita (o maior da América do Sul), e baixa taxa de motorização per capita. A taxa de motorização per capita mede o número de automóveis existentes por 1000 habitantes. A seguir temos uma tabela comparando esta taxa em diversos países da América do Sul.

País	Nº de automóveis por 1000 habitantes
Argentina	146
Uruguai	100
México	84
Venezuela	70
Brasil	68
Chile	64
Paraguai	41
Guatemala	40
Colômbia	26
Peru	18
Bolívia	13
Equador	6

Tabela 1: Número de automóveis por 1000 habitantes

Pode-se também dizer que estes veículos urbanos de pequeno porte também têm tido grande aceitação frente a classe média-alta, que embora não sofra diretamente com o problema do transporte público, vê nos modelos populares uma forma de fugir dos altos preços dos outros modelos de automóveis.

Analisando as opções atuais de veículos populares (já citada acima), conclui-se que estes não oferecem conforto suficiente se conduzido em um trânsito caótico e salvo algumas exceções, possuem grandes dimensões levando-se em consideração que a vasta maioria transporta apenas o motorista .

Parte deste desconforto é ocasionado principalmente pela grande quantidade de trocas de marcha efetuadas pelo motorista e as consequentes desacelerações geradas. Em um percurso de 200m pode-se trocar até 4 vezes de marcha.

Assim, um veículo urbano equipado com um sistema de transmissão mais “confortável” teria ótima aceitação frente ao mercado consumidor.

Além disso, este sistema faria melhor uso das curvas de potência e torque do motor Ciclo Otto a gasolina. Para um motor convencional de combustão interna, temos as seguintes curvas características típicas (referência bibliográfica [3]):

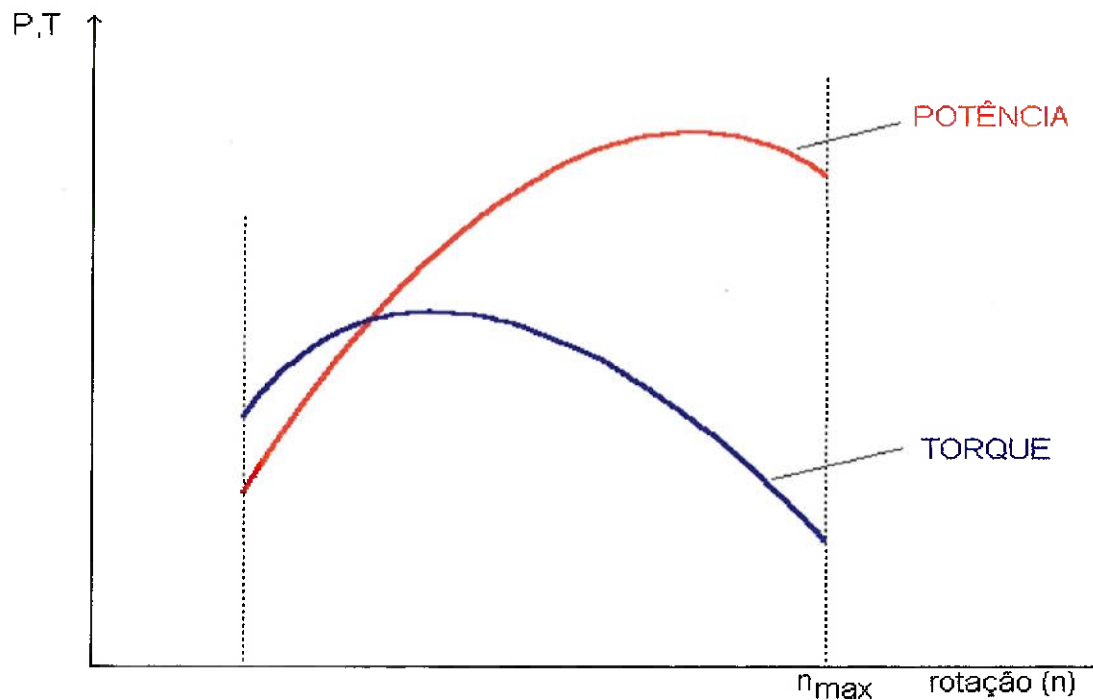


Figura 4: Gráfico de potência e torque em função da rotação - nº1

A transmissão é um meio auxiliar para se converter estas curvas de modo a se aproximarem daquelas requisitadas pelo veículo. Idealmente, temos as seguintes especificações:

- Potência constante dentro de toda a faixa de velocidades
- Torque com valor máximo na faixa de baixas velocidades (altas demandas de tração) e mínimo em altas velocidades, ou seja, deve ser proporcional à potência multiplicada pelo inverso da rotação: $\text{Torque} \propto \text{Pot} / \text{rotação}$, originando assim uma hipérbole

A partir destas premissas, temos o seguinte gráfico ideal para as características do motor:

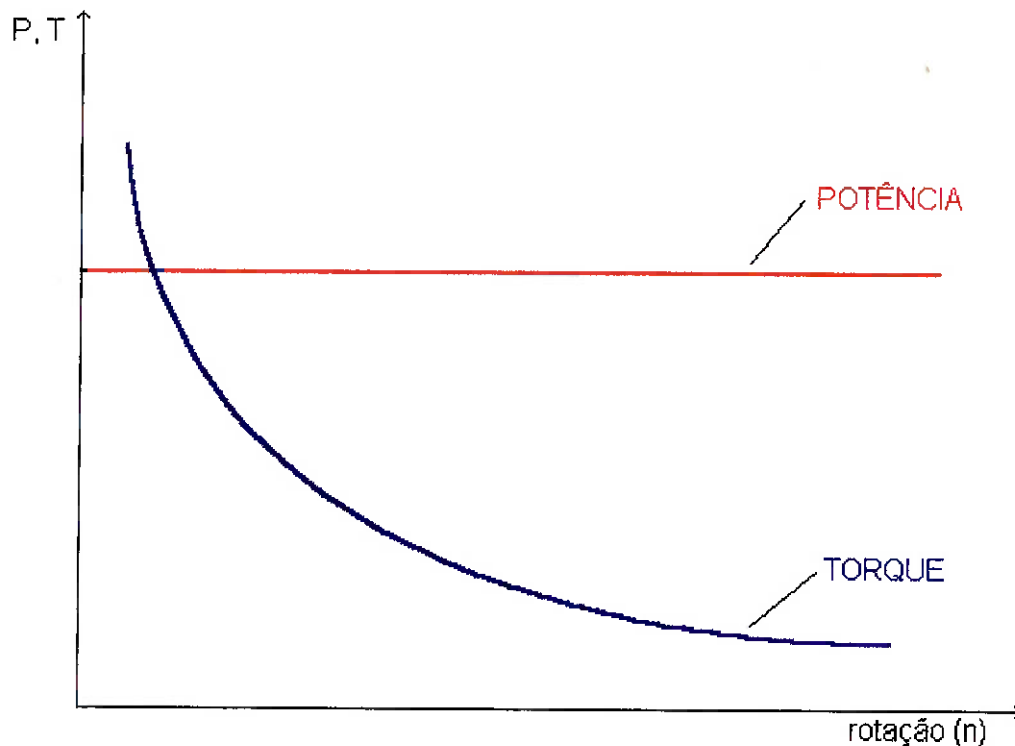


Figura 5: Gráfico de potência e torque em função da rotação - nº2

Agora, vamos analisar as características de três tipos de transmissão:

- 1 - Transmissão escalonada convencional (embreagem e engrenamentos para cada marcha);
- 2 - Transmissão "automática": conversos hidrodinâmico com engrenamento para cada marcha;
- 3 - Transmissão redução continuamente variada (CVT).

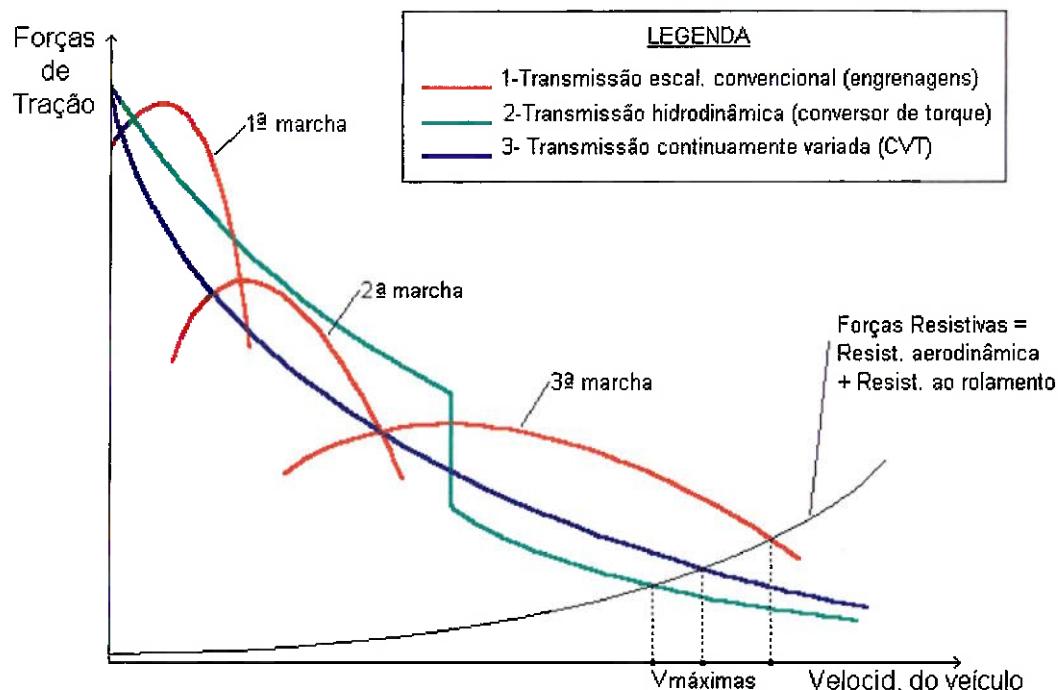


Figura 6: Gráfico comparativo de transmissões

Analisando o gráfico acima fica fácil concluir que as transmissões hidrodinâmica e continuamente variada se aproximam mais das condições ideais de torque na saída do eixo, com razoável vantagem da transmissão CVT, garantindo ao veículo um melhor desempenho e menor consumo de combustível.

Aproveitamos para ilustrar a curva de forças resistivas (força de resistência aerodinâmica e de resistência ao rolamento) para um plano horizontal, que permite determinar a velocidade máxima do veículo em pavimento horizontal.

Assim sendo, será incorporada ao projeto de um novo veículo uma transmissão que se aproxime das condições ideais de torque na saída do eixo. Prevê-se a introdução deste novo veículo no mercado dentro de aproximadamente 30 meses, levando-se em consideração que o projeto da transmissão será feito em paralelo com o do veículo como um todo.

Este veículo, equipado com esta transmissão, deverá ter preço de venda equivalente ao dos veículos populares atuais (aproximadamente R\$ 10.000,00 para o modelo básico) Além disto, deverá ter aparência e ergonomia nitidamente superiores e como já mencionado anteriormente, deve ter dimensões menores que a dos atuais modelos.

2. Especificações Técnicas

2.1 Motor

O motor é um item imposto à transmissão; ou seja, esta deve estar acoplada a motores que possuam as seguintes especificações:

- potência máxima: 37300 kW (50 cv) a 5500 rpm (aproximadamente)
- torque máximo: 100 Nm a 3000 rpm (aproximadamente)
- Motor Ciclo Otto a gasolina, com capacidade volumétrica máxima de 1000 cm³, de modo a obter reduções de impostos.

2.2 Funcionais

A transmissão deve proporcionar ao veículo as seguintes características:

Desempenho (com carga nominal ou duas pessoas):

- Vmax: 140 km/h (plano horizontal)
- Aceleração 0 - 100 km/h: ~ 16 s (plano horizontal a partir do repouso)
- Utilização do motor como modo de frenagem (freio motor)
- Permitir grandes quantidades de ciclos de operação simulada em curto intervalo de tempo, o que equivale a situação urbana de trânsito:

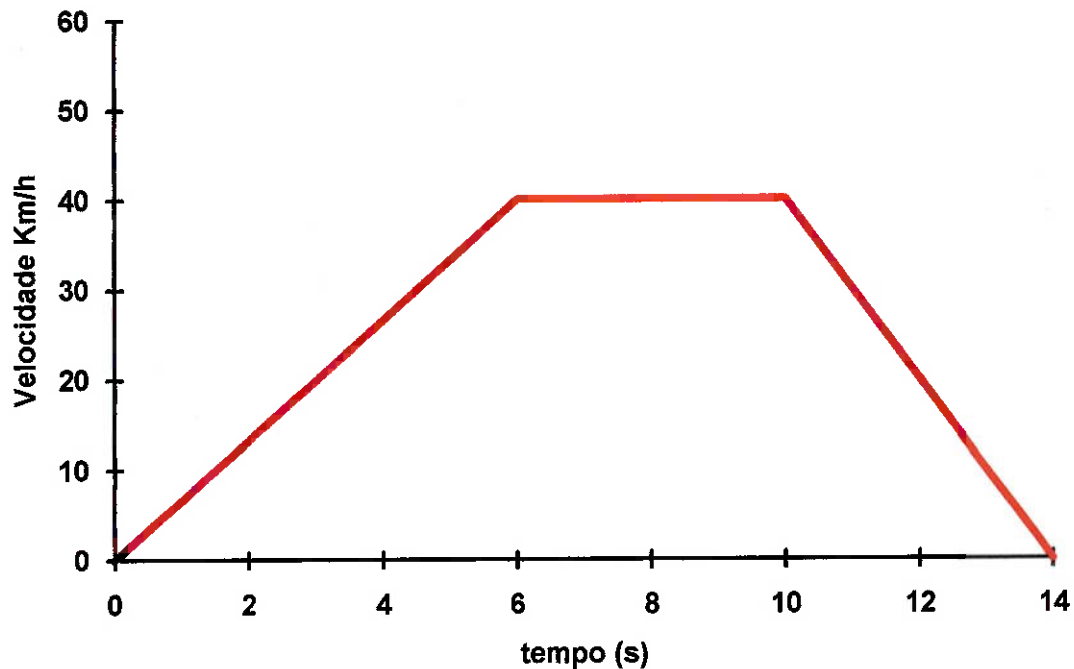


Figura 7: Ciclo de operação simulada

Conforto:

Não deve apresentar nível de ruído superior a 60 dB. O nível de vibração deve ser baixo, de modo a não ser a fonte de vibração predominante; ou seja, não deve ser sentido pelos ocupantes do veículo. A variação das relações de redução deve ser constante e automáticas, sem interferência do motorista.

Ergonomia:

Os comando devem ser óbvios; ou seja, F (frente), N (neutro), Ré

Segurança:

Esta transmissão deve ser construída de modo que qualquer falha mecânica que este sofra não venha a trazer riscos a integridade física dos

ocupantes do veículo. Assim, em caso de quebra ou falha, este não deve fazer com que as rodas do veículo travem, o que poderia causar um acidente de trânsito. Além disso, esta transmissão deverá responder ao acelerador e freio.

2.3 Construtivas

A transmissão será instalada de modo transversal, maximizando o espaço interno do veículo e minimizando as perdas de potência que uma instalação longitudinal traz.

Pode ocupar um volume até 20% maior que uma transmissão normal, sendo compatível com a montagem transversal dos moto-propulsores nacionais, de modo a não causar grandes dificuldades a sua instalação, sendo compatível com o espaço a ela destinado.

O peso máximo não deve ultrapassar em 35% o peso de uma transmissão normal.

2.4 Operacionais

- A vida útil dos principais componentes deve ser de 5 anos, com um uso diário de 3 horas (aproximadamente 75.000 km, percorrendo aproximadamente 41 km/dia)
- Nenhuma falha deve interromper o seu funcionamento nos primeiros 2 anos de uso, desde que a manutenção preventiva seja realizada corretamente.
- Manutenção preventiva: a cada 10.000 km.

2.5 Veículo Básico

Esta transmissão está sendo projetada para ser usada em um novo veículo urbano, que também está em fase de projeto. Assim, algumas

características deste veículo devem ser citadas, pois podem estar diretamente relacionadas com o projeto da transmissão:

- Dimensões máximas:
 - Comprimento: 3,5 m
 - Largura: 1,65 m
 - Altura: 1,3 m
- Massa bruta total nominal: 1.200 Kg
 - Peso máximo vazio: 850 Kg
 - Passageiros: ~ 300 Kg
 - Peso máximo bagagem: 50 Kg
- Tração dianteira
- Motor instalado transversalmente
- Baixo coeficiente de arrasto aerodinâmico
- Máximo de 4 passageiros

No anexo 2 encontra-se uma tabela com as características dos veículos urbanos de pequeno porte existentes atualmente no mercado.

3. Síntese de Soluções

3.1 Soluções Possíveis para a Transmissão do Veículo

- 1ª solução: transmissão hidrostática (relação continuamente variável)
- 2ª solução: transmissão hidrodinâmica
- 3ª solução: transmissão continuamente variável por polias de diâmetro variável
- 4ª solução: transmissão eletromecânica

3.2 Descrição das Soluções

3.2.1 1ª Solução: Transmissão Hidrostática

O motor de combustão está acoplado uma bomba hidráulica variável de pistões axiais (tipo placa inclinada). O funcionamento desta bomba está baseado na variação do ângulo θ_B de uma placa metálica onde os pistões estão apoiados. Para $\theta_B = 0^\circ$, não há vazão. Com o aumento de θ_B , a vazão aumenta:

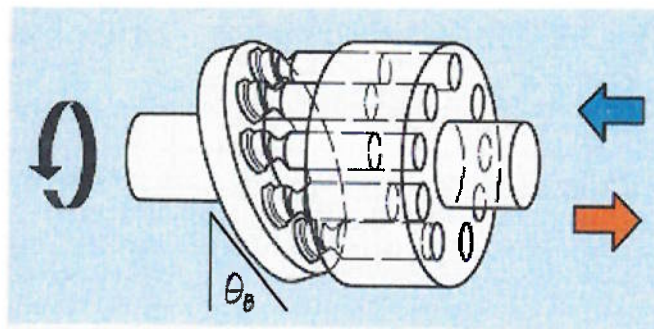


Figura 8: Bomba hidráulica variável tipo placa inclinada

O óleo que sai da bomba (linha de alta pressão) é deslocado até dois motores hidráulicos de pistões axiais de vazão constante. Os motores hidráulicos entram assim em movimento, transmitindo torque às rodas (1

motor para cada roda dianteira). Havendo necessidade, coloca-se uma redução do tipo planetário entre o motor e a roda.

Neste sistema, θ_B controla a vazão da bomba. Assim, a rotação das rodas dependerá deste ângulo e da rotação do motor de combustão, podendo assim ter infinitas combinações, caracterizando a transmissão hidrostática como continuamente variável.

O controle sobre o ângulo θ_B deve ser feito hidraulicamente, através de um sistema controlado via microprocessador.

Uma explicação detalhada dos equipamentos utilizados nesta transmissão pode ser encontrado na referência bibliográfica [4].

3.2.2 2ª Solução: Transmissão Hidrodinâmica

Neste sistema o motor aciona a transmissão hidrodinâmica, que transmite o torque às rodas dianteiras.

Dentre todas as soluções possíveis, esta é talvez a única que já é oferecida por diversos fabricantes; ou seja, deve ser comprada integralmente.

O funcionamento desta transmissão é baseado em um conversor de torque hidráulico ligado a vários planetários em série.

A transmissão hidrodinâmica não é continuamente variável, mas decididamente oferece muito mais conforto aos ocupantes do veículo que as transmissões manuais. As mais modernas são controladas eletronicamente e permitem regulagens quanto ao momento em que a troca de marcha é efetuada, permitindo assim uma condução visando economia ou desempenho.

3.2.3 3ª solução: Transmissão Continuamente Variável por Polias de Diâmetro Variável

Como o próprio nome já diz, o funcionamento desta transmissão está baseado em duas polias ligadas entre si por uma correia (de comprimento fixo). Uma destas polias está ligada ao motor e a outra a um sistema de redução que aciona as rodas dianteiras. Diminuindo-se o diâmetro da 1ª polia e aumentando-se o diâmetro da 2ª, obtém-se a maior redução (situação de partida do automóvel). Conforme o automóvel ganha velocidade, a 1ª polia aumenta de diâmetro e a 2ª diminui, diminuindo assim a redução. Além dos equipamentos citados acima, tal transmissão faz uso de uma embreagem com acionamento eletrônico, que é utilizada apenas na partida do automóvel e de um outro conjunto de planetário e embreagem (também com acionamento eletrônico), para a operação de reversão.

Este tipo de transmissão já é conhecido há muito tempo, mas nunca teve grande atuação na indústria automobilística por diversos motivos como problemas relacionados à durabilidade da correia e à transmissão de torque.

O primeiro automóvel lançado no mercado com este tipo de transmissão foi o DAF-750 (anos 60). A empresa DAF era comandada pelo 'inventor' deste tipo de transmissão, Dr. Hub Van Doorne e seu irmão. Esta transmissão era na época chamada de Variomatic e consistia de duas correias de borracha e de uma embreagem centrífuga.

Em 1960, Dr Hub Van Doorne se aposentou junto a DAF e juntou-se a um pequeno grupo de engenheiros, com o intuito de aperfeiçoar esta transmissão. O grande avanço tecnológico ocorreu com o desenvolvimento de uma correia de aço. Fundaram assim, a empresa VDT, que hoje em dia fornece a grande maioria das correias utilizadas nos automóveis que fazem uso deste tipo de transmissão: Fiat (Fiat Punto), Ford (Ford Fiesta), Honda (Honda Accord), Nissan (Nissan Micra), dentre outros

Com o desenvolvimento da correia de aço, o problema de durabilidade da correia foi sanado, e o equipamento começou a ser utilizado em veículos de baixa potência. Recentemente, a VDT têm utilizado esta transmissão em veículos de maior potência e cilindrada. Para isso, instalou um conversor de torque semelhante ao utilizado nas transmissões hidrodinâmicas, solucionando assim problemas de transmissão de torque (transmissão VDT modelo P884). Os resultados foram muito bons, sendo quem em conjunto com a equipe Williams de Formula I, a VDT desenvolveu uma transmissão nestes moldes para equipar um veículo desta categoria. Testes foram feitos e os resultados foram excelentes. A transmissão só não é utilizada nos atuais veículos de Formula 1 por proibição da FIA. Pode-se encontrar maiores informações sobre o acima exposto na referência bibliográfica [5].

Abaixo, temos dados referentes a um teste comparativo efetuado com um veículo Chrysler Voyager 3.3 I, equipado com transmissão VDT P884 e outro equipado com transmissão hidrodinâmica. Este teste também foi extraído da referência bibliográfica [5]:

	Hidrodinâmica	CVT
Aceleração 0 - 30 Km/h (s)	2,5	2,5
Aceleração 0 - 100 Km/h (s)	13,2	12,2
Máxima aceleração (m/s^2)	4,8	4,8
Consumo urbano (L/100 Km)	16,4	14,4
Consumo a 90 Km/h(L/100 Km)	10,2	9,3
Consumo a 120 Km/h(L/100 Km)	13,9	14,2

Tabela 2: Teste comparativo entre veículos Chrysler Voyager 3.3 I.

No anexo 3 encontra-se um teste comparativo realizado com 2 automóveis Fiat Punto, sendo um deles equipado com transmissão manual e outro com transmissão continuamente variável por polia de diâmetro variável.

3.2.4 4ª solução: Transmissão Eletromecânica

Esta solução é análoga a 1ª solução (transmissão hidrostática), sendo que no lugar da bomba hidráulica está um gerador elétrico e no lugar dos motores hidráulicos estão dois motores elétricos.

A corrente elétrica gerada, que pode ser controlada por um potenciômetro (P_1), atua sobre os motores elétricos. Estes motores possuem potenciômetros (P_2' e P_2'') que controlam a sua rotação.

Assim, a rotação das rodas dependerá das combinações de posições dos potenciômetros e da rotação do motor de combustão, que por serem infinitas caracterizam a transmissão como sendo continuamente variável.

O controle sobre os potenciômetros deve ser feito por atuadores controlados via microprocessador.

4. Viabilidade Física

4.1 Transmissão Hidrostática

4.1.1 Dimensionamento a Máxima Força Trativa

Para a viabilidade física da transmissão hidrostática nestas condições utilizou-se os seguintes parâmetros:

- Força de tração: F_t (N)
- Força de resistência ao movimento: F_{res} (N)
- Força de resistência ao rolamento: F_r (N)
- Massa equivalente do veículo: M_{eq} (Kg)
- Aceleração do veículo: a (m/s^2)
- Coeficiente de rolamento: c_r
- Massa total do veículo: M (Kg)
- Aceleração da gravidade: g (m/s^2)
- Ângulo de aive com a horizontal: α
- Raio estático do pneu: r_e (m)
- Pressão a saída da bomba: p (Pa)
- Deslocamento de fluido no motor hidrostático: D_M (m^3/rd)

A lei de Newton nos fornece:

$$F_t - F_{res} = M_{eq} a$$

A força de resistência ao movimento é dada pela seguinte equação:

$$F_{res} = F_r + M g \sin \alpha$$

A massa equivalente é a multiplicação da massa M pelo fator de inércia f_i , que leva em conta as partes rotativas do veículo:

$$M_{eq} = M \cdot f_i$$

$$F_r = M \cdot c_r$$

Na condição de maior esforço, temos:

- $\alpha = 12,5^\circ$
- $a = 1,0 \text{ m/s}^2$ (conforme a especificação técnica, o veículo deve fazer 0-100 Km/h em 16 s; ou seja, $1,73 \text{ m/s}^2$ no plano)
- $f_i = 1,2$
- $c_r = 0,008$
- $M = 1200 \text{ Kg}$
- $g = 9,8 \text{ m/s}^2$
- $r_e = 0,25 \text{ m}$

Assim, temos:

$$F_{res} = 2640 \text{ N}$$

$$M_{eq} = 1440 \text{ N}$$

$$F_t = 1440 \cdot 1,0 + 2640 = 4080 \text{ N}$$

O torque aplicado ao eixo é o seguinte:

$$T = F_t \cdot r_e = 1020 \text{ Nm; ou seja; } 510 \text{ Nm para cada roda dianteira}$$

O torque desenvolvido pelo motor hidrostático é dado pela seguinte expressão:

$$T_M(\text{Kgf} \cdot \text{m}) = \frac{p(\text{bar}) \cdot D_M(\text{cm}^3 / \text{rot})}{200\pi}$$

Utilizando as informações contidas no catálogo geral da Rexroth (referência bibliográfica [6] - as páginas referentes aos motores de pistões axiais estão no anexo 4 pode-se usar o motor hidráulico constante Tipo A2F, de tamanho nominal 12 ($12 \text{ cm}^3/\text{rotação} = 1,9 \text{ cm}^3/\text{rd}$), que trabalha com pressão nominal de 320 bar . Assim:

$$T_M(\text{Kgf}\cdot\text{m}) = \frac{320 \cdot 12}{200\pi} = 6,11 \text{Kgf}\cdot\text{m} = 59,4 \text{ Nm}$$

Conclui-se assim que será necessária uma redução entre o motor hidráulico e a roda:

$$i_1 = 0,5 \cdot \frac{T}{T_M} = 8,5$$

4.1.2 Dimensionamento à Máxima Rotação

Para a viabilidade física da transmissão hidrostática nestas condições utilizou-se os seguintes parâmetros:

- Velocidade angular do motor hidráulico: ω_M (rd/s)
- Rendimento da operação: η
- Vazão volumétrica fornecida pela bomba: Q (m^3/s)
- Deslocamento de fluído na bomba: D_B (m^3/rd)
- Velocidade angular do motor de combustão interna: ω_{CI} (rd/s)

A máxima rotação, a velocidade do automóvel deverá ser de 140 Km/h; ou seja, 38,88 m/s. Nesta velocidade, a rotação da roda será de 155,55 rd/s e a rotação do motor hidráulico será de:

$$\omega_M = 155,55 \cdot 8,5 = 1324 \text{ rd/s} = 12643,24 \text{ rpm}$$

De acordo com o catálogo geral da Rexroth (referência bibliográfica [6]), a rotação máxima permitida para este motor hidráulico é de 4000 rpm, ou seja, ele é adequado, pois $i_1=8,5$.

A bomba deve fornecer a seguinte vazão Q ao sistema (levando-se em consideração que cada roda tem motorização independente).

$$Q = 2 \left(\frac{D_M \cdot \omega_M}{\eta} \right) = 2 \left(\frac{1,9 \cdot 10^{-6} \cdot 690}{0,9} \right) = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

O deslocamento na bomba para a rotação $\omega_{Cl} = 576 \text{ rd/s}$ (5500 rpm) é dado pela seguinte equação:

$$D_B = \frac{Q}{\omega_{Cl}} = 5,05 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad} = 31,7 \text{ cm}^3/\text{rot}$$

Esta situação ocorre quando a placa possui a sua maior inclinação. De acordo com o catálogo geral da Rexroth (referência bibliográfica [6] - as páginas referentes as bombas de pistões axiais de vazão variável tipo placa inclinada estão no anexo 5), devemos usar uma bomba variável modelo A10VSO. O único inconveniente é que estas bomba trabalham com rotações não superiores a 2000 rpm. Assim, a bomba escolhida deve ser de tamanho nominal 100, trabalhando a uma rotação de 1740 rpm. Entre o motor e a bomba hidráulica deve ser instalada uma caixa redutora:

$$i_2 = \frac{5500}{1750} = 3,16$$

4.2 Transmissão Hidrodinâmica

Atualmente existe uma grande gama de transmissões hidrostáticas que podem ser adquiridas junto a fabricantes como a ZF, sendo que a grande maioria conta com modernos recursos tecnológicos, como já citado anteriormente.

O mercado brasileiro ainda não se adaptou a este tipo de transmissão, mas em outros países já existe grande quantidade de veículos de baixa potência equipados com este equipamento.

Assim, caso esta transmissão venha a ser utilizada, poderá ser facilmente adquirida junto a fornecedores externos.

4.3 Transmissão Continuamente Variável por Polias de Diâmetro Variável

Em situação de máxima velocidade, a rotação do motor de combustão interna deve ser de 5500 rpm (576 rad/s). a velocidade angular das rodas do automóvel nesta condição, como já visto anteriormente deve ser de 77,76 rad/s. Assim, a redução incluindo o diferencial na máxima velocidade é dada por:

$$i = \frac{576}{77,76} = 3,7$$

Por outro lado, em situação de partida, a transmissão deve ter uma redução de aproximadamente 17,5:1, incluindo o diferencial. Este valor é um pouco superior ao utilizado nos veículos populares brasileiros.

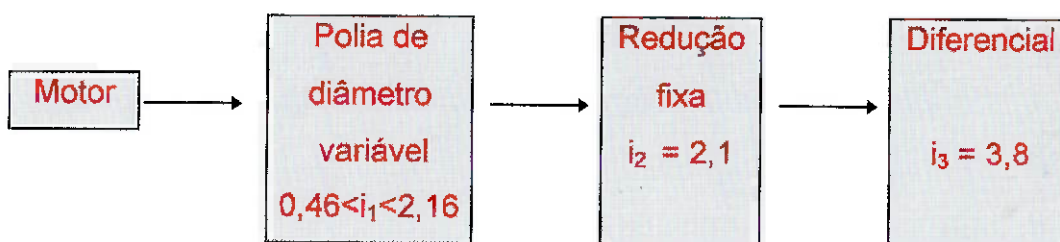
Portanto, a transmissão juntamente com o diferencial deve ser capaz de gerar reduções na seguinte faixa de valores:

$$3,7 < i < 17,5$$

Como queremos que as duas polias da transmissão tenham mesmo tamanho e mesmos raios internos e externos atuantes, concluímos que o par de polias deve fornecer as seguintes reduções:

$$0,46 < i_1 < 2,16$$

Desta maneira, o diferencial e a redução fixa devem fornecer uma redução $i = 8$. Fazendo a redução do diferencial valer 3,8 e a da redução fixa 2,1, encontramos a seguinte solução:



As polias de diâmetro variável, quando em posição intermediária, devem ter o mesmo diâmetro, proporcionando uma redução unitária. Assim sendo, as polias devem não somente reduzir a rotação, como também proporcionar um aumento de rotação quando o automóvel estiver em velocidade máxima.

Menor redução $\Rightarrow 3,7:1$

Maior redução $\Rightarrow 17,5:1$

As polias de diâmetro variável não devem ter tamanho demasiadamente grande. Por outro lado, polias de pequeno diâmetro causam grande esforço junto à correia, aumentando a chance de estas escorregarem junto às polias. Supondo que estas tenham diâmetro externo de 20 cm, o diâmetro interno deverá ser de:

$r_i \rightarrow$ raio interno

$$0,46 = \frac{r_i}{10} \Rightarrow r_i = 4,6 \text{ cm}$$

Cálculo dos esforços:

$$P = T \cdot n$$

$$T = F \cdot r$$

Máxima velocidade:

Substituindo-se os valores adequados encontra-se:

$$T = 64,73 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$64,73 = F \cdot \cos \theta \cdot 0,062 \cong F \cdot 0,046 \Rightarrow F = 1407 \text{ N}$$

Máximo Torque (máxima redução nas polias):

$$100 = F \cdot 0,046$$

$$\Rightarrow F = 2173 \text{ N}$$

Assumindo $\cos(\theta) = 1$

4.4 Transmissão Eletromecânica

Já sabemos que o máximo torque aplicado a cada roda dianteira (a tração é dianteira) é de 510 Nm (vide item 4.1.1)

A rotação máxima do eixo, à velocidade máxima do veículo (140 km/h) é de 3296 rpm (vide item 4.1.2). Se imaginarmos uma situação extrema onde teríamos um torque de 510 Nm à uma rotação de aproximadamente 1648 rpm (70 km/h), poderíamos usar um motor de corrente contínua WEG tipo GF16, que desenvolve um torque máximo de 256 Nm numa faixa de rotações de até 3000 rpm.

Para chegarmos ao torque necessário, usamos então uma redução constante entre o motor e a roda:

$$i = 510/256 = 1,92$$

Dessa forma, a rotação do motor será:

$$n = 1648/1,92 = 858 \text{ rpm}$$

De acordo com o catálogo de motores de corrente contínua da WEG, para estas condições de torque e rotação do GF16, a potência consumida por cada motor será de (via gráfico):

$$\text{Pot} = 17 \text{ kW} = 22,8 \text{ cv}$$

Como temos dois motores, a potência total consumida será de 45,3 cv.

Levando-se em consideração o rendimento de um gerador elétrico de corrente contínua, concluímos que esta solução é viável fisicamente - o motor de combustão interna do veículo tem uma potência de 50 cv.

5. Viabilidade Econômica

Neste estudo, primeiramente estimamos os custos de fabricação de cada uma das possíveis soluções. A maior parte dos componentes pode ser comprada pronta, como é o caso de bombas hidráulicas, motores elétricos e hidráulicos e planetários, outros equipamentos como polias variáveis e carcaças fundidas, podem ser projetadas e encomendadas numa indústria mecânica, de modo que podemos estimar o custo da transmissão como o custo da compra de seus subsistemas (supomos que o custo de montagem faz parte do custo de montagem do veículo como um todo, e não deve ser computado).

A partir destes custos, foi feita uma análise de sua viabilidade em relação ao fabricante (montadora), levando-se em conta impostos e fração de lucro. Depois, analisamos a viabilidade econômica das transmissões em relação ao consumidor final (usuário), contrapondo as vantagens oferecidas em relação ao maior custo do equipamento.

Como parâmetro monetário, utilizamos o Real (R\$), que atualmente se encontra praticamente equivalente ao Dólar.

5.1 Análise de Custo em Relação ao Fabricante

5.1.1 1ª solução: Transmissão hidrostática

	SISTEMA	SUB-SISTEMA	QTD	% DO CUSTO	CUSTO REAIS (R\$)
Transmissão	Transmissão hidrostática	Bomba hidráulica pist. axial (placa variável)	1	27,5	706,32
		Motor hidráulico pist. constante	2	36,7	470,88
		Válvula Direcional para Reversão (Ré)	1	4,1	105,60
	Controle	Conexões e Acessórios	-	4,8	124,50
		Microprocessador	1	6,2	160,00
		Sensores e Acessórios (controle hidráulico)	-	6,2	160,00
	Transmissão mecânica	Planetários	2	11,2	143,50
		Acoplamentos + Redutor motor CI / bomba	-	3,2	82,20
	Total			100	2567,38

5.1.2 2ª solução: Transmissão Hidrodinâmica

	SISTEMA	SUB-SISTEMA	QTD	% DO CUSTO	CUSTO REAIS (R\$)
Transmissão	Transmissão hidrodinâmica		1	100	2200,00
Total				100	2200,00

OBS.: Transmissões hidramáticas podem ser compradas como conjuntos completos junto a fabricantes, de modo que não é necessário dividi-la em sub-sistemas.

5.1.3 3ª solução: Transmissão contínua por polias variáveis

	SISTEMA	SUB-SISTEMA	QTD	% DO CUSTO	CUSTO REAIS (R\$)
Transmissão	Sistema de polias variáveis	Polias Variáveis	1par	14,8	259,00
		Correia Metálica	1	10,2	178,00
	Corpo	Corpo + Peças Extras	-	15,0	262,50
	Controle	Microprocessador	1	9,2	160,00
		Sensores e Acessórios (controle hidráulico)	-	15,8	277,50
	Sistema de Reversão	Embreagem eletromagnética	2	13,4	117,50
		Planetário + acoplamento	1	8,6	202,50
	Redução Fixa	Caixa de redução constante	1	5,9	103,00
		Acoplamentos	-	4,1	72,00
	Totais			100	1750,00

5.1.4 4ª solução: Transmissão eletromecânica

	SISTEMA	SUB-SISTEMA	QTD	% DO CUSTO	CUSTO REAIS (R\$)
Transmissão	Transmissão eletromecânica	Gerador Elétrico C/C	1	24,5	432,30
		Motor Elétrico C/C	2	33,7	594,60
		Chave Reversora	1	1,1	19,40
		Cabos e Acessórios	-	4,8	84,70
	Controle	Microprocessador	1	6,2	160,00
		Sensores e Acessórios p/ controle	-	6,2	160,00
	Transmissão mecânica	Planetários	2	16,3	287,61
		Acoplamentos	-	1,7	30,00
		Totais			100

Como já foi colocado, vamos assegurar que todas as peças necessárias para a fabricação de qualquer uma das três opções podem ser compradas ou encomendadas em fabricantes especializados, o que não deixa de estar em linha com as atuais tendências de terceirização. Dessa forma, não haverá necessidade de adquirir novos bens de infra-estrutura (máquinas, etc), a não ser algum equipamento dedicado à montagem da transmissão, cujo custo pode ser considerado pequeno e incluso nos custos normais de montagem já existentes.

Dessa forma, podemos considerar como custo da transmissão os valores mostrados no item anterior. Para determinarmos o valor de venda da transmissão, vamos considerar as seguintes taxas:

F	Custo de Fabricação	
L	Lucro mínimo	- 6% de F
D	Custo de Distribuição	- 8% de F
ICM	Imposto s/ Circ. Mercad.	- 12% de F

Como sabemos,

$$V = F + ICM + L + D$$

O que fornece:

$$V = 1,26 F$$

A partir dos valores calculados no item anterior, chega-se à seguinte tabela:

Sol.	Descrição	Custo (R\$)	Venda (R\$)
1ª	Transmissão Hidrostática	2567,38	3234,90
2ª	Transmissão Hidrodinâmica	2200,00	2772,00
3ª	Transmissão p/ Polias Variáveis	1750,00	2205,00
4ª	Transmissão Eletromecânica	1768,61	2228,40

Tabela 3: Comparativo entre custo/venda entre as transmissões

Na determinação destes valores muitas vezes se considerou o custo aproximado da compra de uma única peça desconsiderando descontos de escala, que podem ser bastante vantajosos dada a larga demanda da indústria automobilística. Estamos supondo uma demanda inicial de aproximadamente **2000** veículos / mês, o que garantiria um rápido retorno de qualquer eventual investimento por parte do fabricante.

5.2 Análise Econômica do Ponto de Vista do Usuário

Nesta análise, vamos considerar apenas os ganhos que podem ser diretamente amortizados (ganhos em dinheiro), no caso, a economia no consumo de combustível. Primeiramente, estimamos o preço final de uma transmissão convencional:

Transmissão Convencional (engrenagens)	R\$ 1.500,00
--	--------------

Dessa forma, podemos montar a seguinte tabela:

Sol.	Descrição	Investimento Adicional do Usuário
1ª	Transmissão Hidrostática	R\$ 1734,90
2ª	Transmissão Hidrodinâmica	R\$ 1272,00
3ª	Transmissão p/ Polias Variáveis	R\$ 705,00
4ª	Transmissão Eletromecânica	R\$ 728,40

Tabela 4: Comparativo do custo adicional entre as transmissões

Agora, vamos determinar o ganho em consumo que o veículo terá. Sabemos de dados estatísticos que um veículo urbano deste tipo percorre em média 50 km por dia, a uma média de 10 Km por litro de combustível (gasolina, dadas as atuais tendências do programa do álcool), resultando num consumo de 5 litros por dia.

Considerando um ano,

$$313 \text{ dias úteis} \times 5 \text{ litros / dia} = 1565 \text{ litros por ano}$$

Com o preço da gasolina a R\$ 0,67 (em média):

$$1565 \text{ litros / ano} \times \text{R\$ } 0,67 = \text{R\$ } 1048,55 \text{ por ano}$$

Para todas as transmissões acima, a média de economia em consumo de combustível foi considerada a mesma, em torno de 20%, o que resulta numa economia em dinheiro de R\$ 209,71 por ano. Sabemos que o tempo para amortização (em anos) de um investimento é dado por:

$$n = \log (A / A - P.t) / \log (1 + t) \quad \text{onde,}$$

onde:

n = número de anos para amortização

A = ganho anual em combustível em Reais

P = investimento adicional inicial em Reais

t = taxa de juros (custo de oportunidade) = 8% ao ano

A partir desta equação, levantamos então a seguinte tabela:

Sol.	Descrição	Prazo para amortização (anos)
1ª	Transmissão Hidrostática	27,8
2ª	Transmissão Hidrodinâmica	13,5
3ª	Transmissão p/ Polias Variáveis	5,7
4ª	Transmissão Eletromecânica	6,0

Tabela 5: Comparativo entre os prazos de amortização das transmissões

Observando os prazos para amortização do investimento inicial, vemos que a solução 1 se mostra bastante problemática, uma vez que o tempo para amortização de seu custo é muito maior que a vida média do veículo (aproximadamente 10 anos). A solução 2 é ainda duvidosa, tendo sua viabilização justificada pelo conforto e outros atributos não mensuráveis economicamente, o que não se justificaria muito bem no caso de um carro popular.

Já as soluções 3 e 4 se apresentaram interessantes, com tempos de amortização na faixa dos seis anos (dentro da vida média do veículo).

O investimento nesses sistemas por parte do usuário é perfeitamente viável, favorecido pelos ganhos em ergonomia, conforto, lembrando ainda que a produção em larga escala destas transmissões baratearia bastante o custo do fabricante e conseqüentemente o preço final de venda ao consumidor.

6. Viabilidade Financeira

Neste ponto, não podemos esquecer que esta transmissão será usada por uma montadora; ou seja, pressupõe-se que não ocorrerão problemas com financiamento de capital. Além disto, como já dissemos, o mercado atual está cada vez mais voltado para terceirização, sendo que as montadoras estão se especializando na compra de conjuntos completos, focando-se unicamente na montagem dos veículos, não havendo assim grandes investimentos na produção de componentes.

Deste modo, conclui-se que mesmo que seja necessário algum investimento em infra-estrutura, este seria relativamente pequeno, viabilizando financeiramente a implantação do novo sistema de transmissão.

O Projeto Básico

7. Escolha da melhor solução

Dentre todas as soluções que foram consideradas viáveis física, econômica e financeiramente, necessitamos agora escolher a melhor.

Para que isso possa ser feito, escolhemos algumas propriedades que consideramos importantes e suficientes para a determinação da melhor solução:

- **Desempenho:** Neste item, estaremos avaliando a capacidade da transmissão em proporcionar ao veículo algumas das especificações técnicas já descritas anteriormente, tais como: velocidade máxima, aceleração, freio motor, grandes ciclos de operação, além de poder suportar o motor com as especificações técnicas já descritas anteriormente. Por fim, será também analisada a capacidade do veículo em suprimir o desconforto ocasionado pelas trocas de marcha; ou seja, mede o quanto a transmissão é continuamente variável.
- **Segurança:** Mede a capacidade da transmissão em evitar que danos mecânicos tragam perigos a integridade física dos ocupantes do veículo ou possam dar origem a acidentes de trânsito.
- **Durabilidade:** Mede a capacidade da transmissão e de seus componentes em suportar as especificações técnicas operacionais referentes a durabilidade, já descritas anteriormente.
- **Custo:** Neste item será avaliado o investimento adicional do usuário em comparação ao custo de uma transmissão convencional e também o prazo para amortização desta diferença.
- **Volume e peso ocupado:** Mede o volume e o peso ocupado pelas transmissões, de modo a se adequar a algumas das especificações técnicas construtivas já descritas anteriormente.

- **Adaptabilidade do veículo:** Mede a dificuldade de se instalar as transmissões ao veículo popular. Esta dificuldade será avaliada levando-se em consideração as atuais montagens utilizadas para transmissões convencionais. Assim sendo, se alguma das opções requerer grandes alterações na carroceria do veículo, o que elevaria os custos, esta receberá uma nota inferior. Este tipo de problema é comum nas transmissões hidrostáticas e eletromecânicas, que podem requerer a instalação de componentes em lugares não usuais do veículo.
- **Facilidade de operação:** Neste item, a nota será dada sobre o ponto de vista do usuário. Assim, espera-se que a transmissão não requeira do motorista muito tempo de aprendizado.
- **Conforto:** Neste item, além de se levar em consideração o cumprimento dos níveis de vibração e ruído, será analisada a reação do usuário frente a esta nova transmissão. Na transmissão convencional, desde que a embreagem não seja acionada, o motorista consegue relacionar a velocidade do veículo com a rotação do motor. Com algumas destas novas transmissões, esta sensação, bem como muitas outras, podem vir a não mais existir, fazendo com que o motorista venha a estranhar o novo mecanismo, prejudicando assim a venda do veículo.
- **Manutenção:** Neste item será avaliado não só a capacidade da transmissão em se adequar a manutenção preventiva pré-definida anteriormente, mas também na facilidade de se realizar esta manutenção, seja do ponto de vista do usuário (trocas de óleo em postos de gasolina), seja do ponto de vista das oficinas mecânicas (troca de componentes).
- **Facilidade de fabricação:** Mede a dificuldade técnica de se fabricar cada uma das transmissões levando-se em consideração não só os processos produtivos, mas também inovação tecnológicas que necessitem ser desenvolvidas para a fabricação. Vale lembrar que algumas das

transmissões possuem componentes que já são obtidos facilmente no mercado. No caso da transmissão hidrodinâmica, esta já é oferecida integralmente por alguns fabricantes de transmissões.

- **Investimento necessário:** Neste item serão avaliados os custos relativos a compra de maquinário e desenvolvimento de novas tecnologias que venham a ser necessárias, conforme descrito no item anterior.
- **Prazo de implantação:** Neste item, serão avaliados os tempos necessários para a implantação em comparação com os tempos previstos para o lançamento do automóvel popular como um todo.

Solução	Transmissão
A	Hidrostática
B	Hidrodinâmica
C	Contínua por polias de diâmetro variável
D	Eletromecânica

Tabela 6: Sumário de Opções

De posse destas propriedades, podemos agora montar a matriz de decisões:

PROPRIEDADE	Solução A			Solução B			Solução C			Solução D	
	Peso	Nota	NotaxPeso	Nota	NotaxPeso	Nota	NotaxPeso	Nota	NotaxPeso	Nota	NotaxPeso
Desempenho	5	7	35	4	20	9	45	6	30		
Segurança	3	8	24	8	24	8	24	7	21		
Durabilidade	4	8	32	7	28	7	28	6	24		
Custo	3	4	12	5	15	6	18	7	21		
Volume Ocupado / Peso	2	7	14	8	16	8	16	7	14		
Adaptabilidade ao Veículo	4	5	20	8	32	8	32	5	20		
Facilidade de Operação	3	7	21	8	24	9	27	7	21		
Conforto	4	8	32	6	24	9	36	7	28		
Manutenção	4	9	36	8	32	8	32	7	28		
Facilidade de Fabricação	3	8	24	8	24	6	18	7	21		
Investimento Necessário	2	8	16	9	18	6	12	8	16		
Prazo de Implantação	2	8	16	9	18	7	14	8	16		
TOTAL DE PONTOS	39		282		275		302		260		
MÉDIA PONDERADA			7,23		7,05		7,74		6,67		

Tabela 7: Matriz de Decisão

Analisando a tabela acima, concluímos que a melhor solução é a transmissão contínua por polias variáveis.

8. A Modelagem do Projeto

Com o intuito de melhor apresentar a transmissão, será feito uso de modelos icônicos e simbólicos.

8.1 Modelos Iônicos



De maneira a obtermos uma melhor visualização da transmissão, o que facilitará o entendimento dos próximos capítulos, apresentaremos abaixo alguns desenhos:

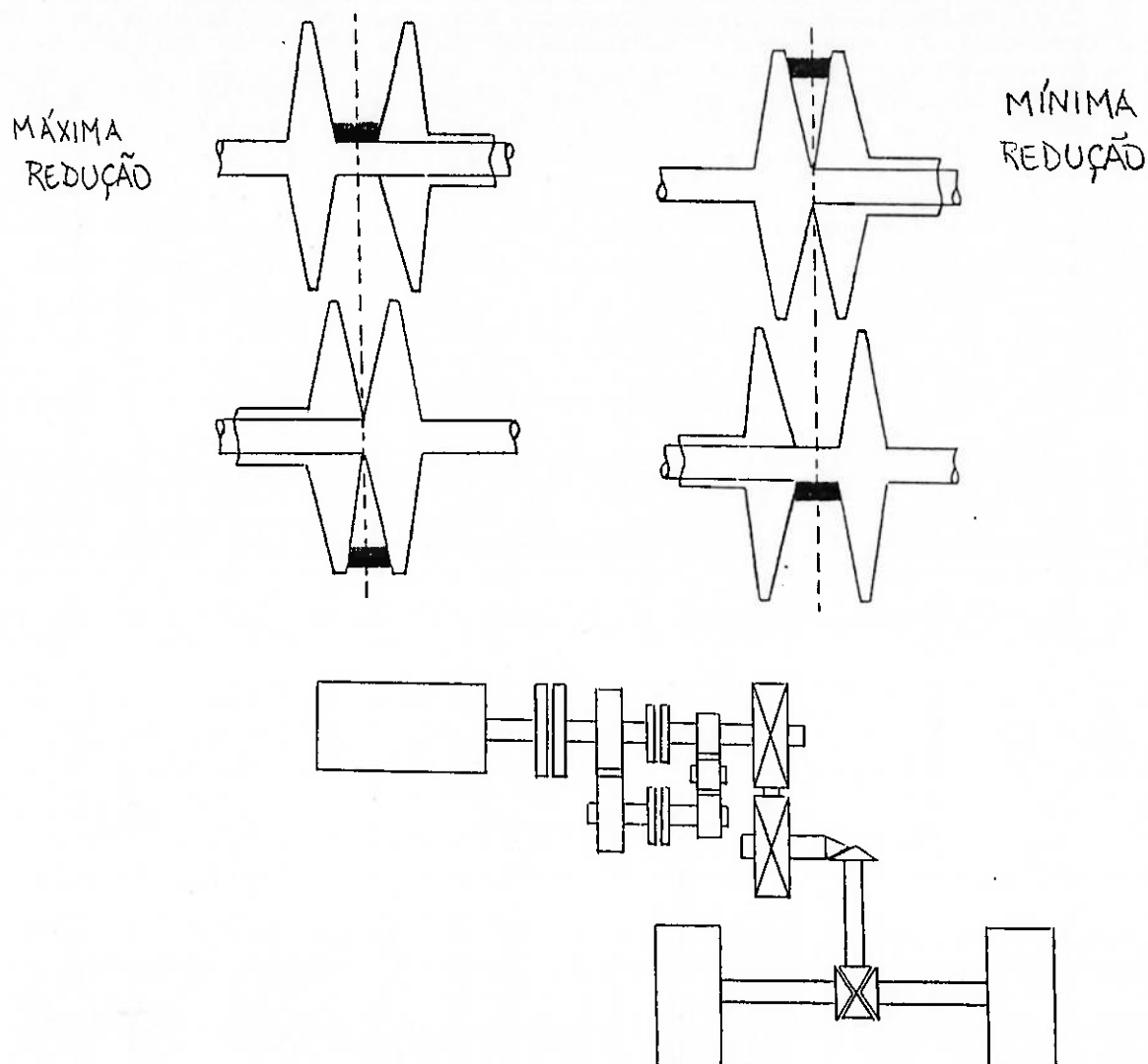


Figura 9: Modelos Icônicos

8.2 Modelos Simbólicos

Neste capítulo representaremos de forma compacta as diversas características da transmissão. Para isso, faremos uso de símbolos, através da matemática.

Antes de iniciarmos a construção destes modelos, já podemos definir os valores das reduções impostas pela transmissão. Para isso, utilizaremos os cálculos desenvolvidos no item 4.3; ou seja:

Queremos que esta nos forneça a seguinte gama de reduções:

$$3,7 < i < 17,5$$

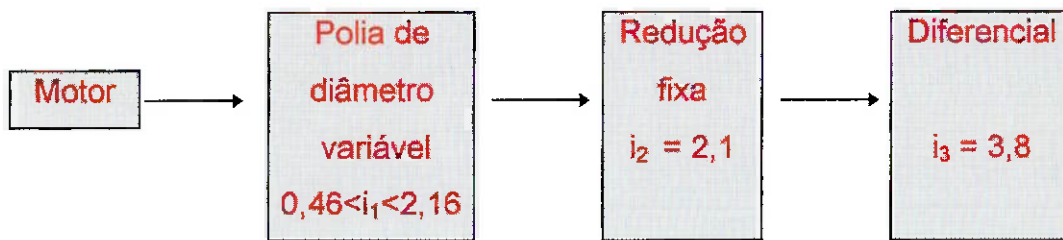
Conforme visto, o valor 3,7 foi dimensionado para uma situação de máxima velocidade com máxima potência do motor.

O valor 17,5 é um pouco acima dos valores utilizados em transmissões manuais.

Como queremos que as duas polias da transmissão tenham mesmo tamanho e mesmos raios internos e externos atuantes, concluímos que o par de polias deve fornecer as seguintes reduções:

$$0,46 < i_f < 2,16$$

Desta maneira, o diferencial e a redução fixa devem fornecer uma redução $i = 8$. Fazendo a redução do diferencial valer 3,8 e a da redução fixa 2,1, encontramos a seguinte solução:



Além destas considerações, a partir deste momento chamaremos de polia A à polia que está ligada ao motor e de polia B à polia ligada ao eixo motriz.

Para que possamos construir os modelos definiremos:

- Variáveis de entrada da transmissão:
 - rotação: n_1
 - torque: M_1
- Variáveis de saída da transmissão:
 - rotação: n_2
 - torque: M_2

De maneira a fazer um estudo mais detalhado, estenderemos estas variáveis para todo o veículo. Assim sendo, temos agora as seguintes variáveis:

- Força de tração: F_t (N)
- Força de resistência ao movimento: F_{res} (N)
- Força de resistência ao rolamento: F_r (N)
- Massa equivalente do veículo: M_{eq} (Kg)
- Aceleração do veículo: a (m/s^2)
- Coeficiente de rolamento: c_r
- Massa total do veículo: M (Kg)
- Aceleração da gravidade: g (m/s^2)
- Ângulo de aclive com a horizontal: α

- Raio estático do pneu: r_e (m)
- Força de arrasto aerodinâmica: F_{ar} (N)
- Fator de inércia: f_i
- Torque aplicado ao eixo motriz: T (Nm)
- Torque do motor: T_M (Nm)
- Coeficiente de arrasto aerodinâmico: C_x
- Área frontal do veículo: A (m²)
- Densidade do ar: d_{ar} (kg/m³)
- Coeficiente de atrito de rolamento ($\sim v$): C_{RLV}

Faremos dois modelos distintos. O primeiro se refere a situação de Máxima Força Trativa. Já o segundo se refere a uma situação genérica, onde serão levados em consideração alguns parâmetros não utilizados no primeiro modelo.

8.2.1 1º Modelo: Máxima Força Trativa

$$F_t - F_{Res} = M_{eq} \cdot a$$

onde:

$$F_{Res} = F_r + F_{AR} + M \cdot g \cdot \sin \alpha$$

$$M_{eq} = M \cdot f_i$$

$$F_r = M \cdot C_r$$

Neste modelo F_{AR} será desconsiderado, pois em uma situação de máxima força trativa, como na partida do veículo, a velocidade é muito baixa. Por este mesmo motivo, utilizamos um coeficiente de rolamento constante.

Assim, temos:

$$F_t - F_r - M \cdot g \cdot \sin \alpha = M_{eq} \cdot a$$

$$F_t - M \cdot c_r - M \cdot g \cdot \sin \alpha = M \cdot f_i \cdot a$$

$$\Rightarrow F_t = M \cdot c_r + M \cdot g \cdot \sin \alpha + M \cdot f_i \cdot a$$

$$T = F_t \cdot r_e \Rightarrow T = (M \cdot f_i \cdot a + M \cdot c_r + M \cdot g \cdot \sin \alpha) \cdot r_e$$

$$i = T / T_M$$

$$i = \frac{(M \cdot f_i \cdot a + M \cdot c_r + M \cdot g \cdot \sin \alpha) \cdot r_e}{T_M}$$

Conforme visto anteriormente, entre o motor e a roda motriz existem 3 reduções:

- i_1 : polias de diâmetro variável
- i_2 : redução fixa
- i_3 : diferencial (valor fixo)

Também sabemos que:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$$

Substituindo, temos:

$$i_1 = \frac{(M \cdot f_i \cdot a + M \cdot c_r + M \cdot g \cdot \sin \alpha) \cdot r_e}{T_M \cdot i_2 \cdot i_3}$$

8.2.2 2º Modelo: Situação Genérica

$$F_t - F_{\text{Res}} = M_{\text{eq}} \cdot a$$

onde:

$$F_{\text{Res}} = F_r + F_{AR} + M \cdot g \cdot \sin \alpha$$

$$M_{\text{eq}} = M \cdot f_i$$

$$F_r = C_{RLV} \cdot (1 + C_R \cdot v) \cdot M_{\text{eq}} \cdot g$$

$$F_{AR} = \frac{C_X \cdot A \cdot d_{AR} \cdot v^2}{2}$$

Substituindo, temos:

$$F_t - [C_{RLV} \cdot (1 + C_R \cdot v) \cdot M_{eq} \cdot g] - \left[\frac{C_X \cdot A \cdot d_{AR} \cdot v^2}{2} \right] - (M \cdot g \cdot \sin \alpha) = M_{eq} \cdot a$$

$$\Rightarrow F_t = M \cdot f_i \cdot a + C_{RLV} \cdot (1 + C_R \cdot v) \cdot M \cdot f_i \cdot g + \frac{C_X \cdot A \cdot d_{AR} \cdot v^2}{2} + M \cdot g \cdot \sin \alpha$$

Chamando de $\sum F_R$ a somatória das forças resistivas, temos:

$$F_t - \sum F_R = M \cdot f_i \cdot a = F_{liq}$$

onde F_{liq} é a força líquida de tração.

$$F_{liq} = M \cdot f_i \cdot \frac{dv}{dt} \Rightarrow dt = M \cdot f_i \cdot \frac{dv}{F_{liq}}$$

$$\int dt = \int M \cdot f_i \cdot \frac{dv}{F_{liq}} \Rightarrow t = M \cdot f_i \cdot \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{F_{liq}}$$

Substituindo e integrando, obtemos a equação da velocidade em função do tempo ($V(t)$). Se integramos esta função obtida em relação ao tempo, obteremos a função do espaço em função do tempo ($S(t)$).

$$S(t) = \int_{t_1}^{t_2} v(t) dt$$

Devido a complexidade, a melhor maneira de resolver estas integrais é por métodos numéricos.

3º Modelo: Cálculo da Força Trativa na Correia

Seja o seguinte esquema:

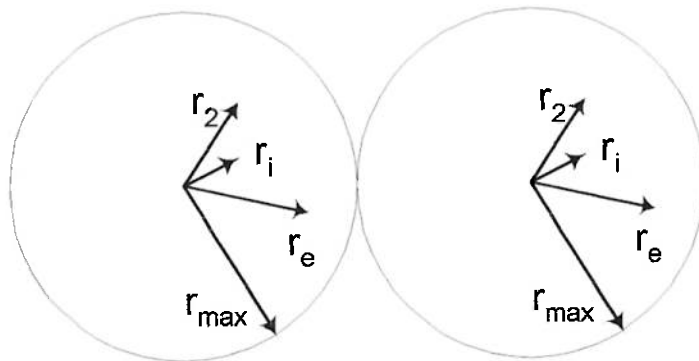


Figura 10: Raios utilizados no cálculo da força trativa

onde:

- r_i = menor raio utilizável das polias
- r_e = maior raio utilizável das polias
- r_{max} = raio externo da polia
- r_1 = posição da correia na polia 1 em determinada situação
- r_2 = posição da correia na polia 2 em determinada situação
- T_1 = tração na parte da correia que vai de B para A
- T_2 = tração na parte da correia que vai de A para B

Supondo uma situação qualquer, obtemos:

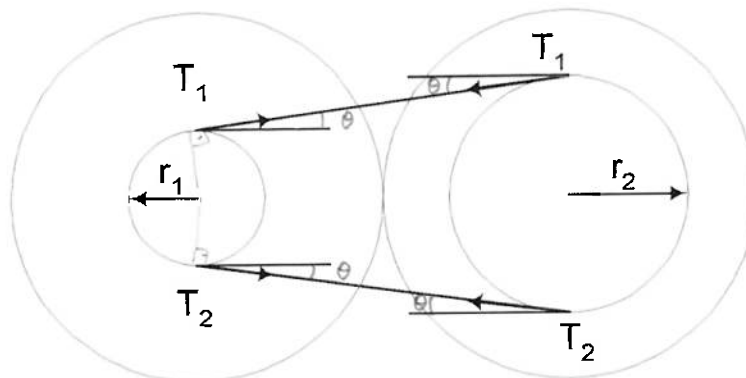


Figura 11: Esquema para cálculo da força trativa

$$(T_1 \cdot \cos \theta - T_2 \cdot \cos \theta) \cdot r_1 = T_M, \text{ onde } T_M = \text{torque do motor}$$

$$\cos \theta = \frac{2 \cdot r_{max}}{\left[(2 \cdot r_{max})^2 + (r_2 - r_1)^2 \right]^{1/2}}$$

$$r_2 = r_1 \cdot i_1 \rightarrow i_1 = \text{redução causada pelas polias}$$

$$\therefore \cos \theta = \frac{2 \cdot r_{max}}{\left[(2 \cdot r_{max})^2 + (r_1 \cdot i_1 - r_1)^2 \right]^{1/2}}$$

Supondo $T_2 = 0$ em favor da segurança, temos:

$$T_M = \frac{T_1 \cdot 2 \cdot r_{max} \cdot r_1}{\left[(2 \cdot r_{max})^2 + (r_1 \cdot i_1 - r_1)^2 \right]^{1/2}}$$

$$\Rightarrow T_1 = \frac{T_M \cdot \left[(2 \cdot r_{max})^2 + (r_1 \cdot i_1 - r_1)^2 \right]^{1/2}}{2 \cdot r_{max} \cdot r_1}$$

A tração na correia também pode ser obtida em função do torque na roda do veículo, ou seja, em função de T .

Neste caso, temos:

$$(T_1 \cdot \cos \theta - T_2 \cdot \cos \theta) \cdot r_2 = T_{POLIA_2}$$

onde T_{polia2} é o torque na polia 2.

$$T = T_{POLIA_2} \cdot i_2 \cdot i_3$$

Supondo $T_2 = 0$, temos:

$$T_1 \cdot \cos \theta = \frac{T}{i_2 \cdot i_3}$$

$$\Rightarrow T_1 = \frac{T \cdot \left[(2 \cdot r_{max})^2 + (r_2 - r_1)^2 \right]^{1/2}}{2 \cdot r_{max} \cdot r_2 \cdot i_2 \cdot i_3}$$

8.2.3 4º Modelo: Força Lateral nas Polias

Neste modelo matemático, calcularemos a força lateral N necessária para manter a distância constante entre as duas laterais de uma polia.

Supondo uma situação de iminiência de escorregamento e $T_2 = 0$, podemos escrever a seguinte equação:

$$T_1 = \mu \cdot N,$$

onde μ é o coeficiente de atrito polia - correia.

A força T_1 pode ser dividida em três componentes, conforme a figura a seguir:

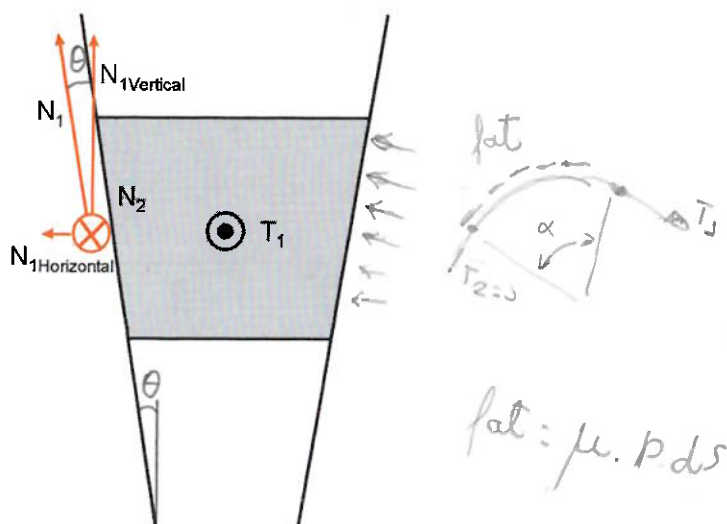


Figura 12: Forças na polia

onde:

- $N_1 = N \cos \theta$
- $N_2 = N \sin \theta$
- $N_{1vertical} = N \cos^2 \theta$
- $N_{1horizontal} = N \cos \theta \sin \theta = F_{lateral}$



Assim sendo, temos:

$$N = \frac{F_{lateral}}{\cos \theta \cdot \sin \theta}$$

$$T_1 \cdot \frac{\mu \cdot F_{lateral}}{\cos \theta \cdot \sin \theta} \Rightarrow F_{lateral} = \frac{T_1 \cdot \cos \theta \cdot \sin \theta}{\mu}$$

Se quisermos a força lateral N em função do torque do motor, basta substituímos a equação acima na equação obtida na terceira modelagem.

Obtemos então:

$$F_{lateral} = \frac{T_M \cdot \left[(2 \cdot r_{max})^2 + (r_1 \cdot i_1 - r_1)^2 \right]^{1/2} \cdot \cos \theta \cdot \sin \theta}{2 \cdot r_{max} \cdot r_2 \cdot \mu}$$

9. Análise de Sensibilidade

Como já estabelecemos os modelos que representam as funções do produto, podemos agora determinar o grau com que o funcionamento deste é afetado pelas variações de seus parâmetros. Com esta análise, poderemos determinar quais são os parâmetros mais significativos, ou seja, aqueles aos quais o projeto é mais sensível.

9.1 Análise de Sensibilidade Frente a Diferentes Situações de Saída do Veículo

Nesta análise, variando-se alguns parâmetros como a inclinação, a aceleração requerida e a massa total do veículo, poderemos ver em quais situações este poderá partir, levando-se em consideração a utilização do torque máximo do motor e a gama de possíveis reduções oferecidas pelo conjunto de polias:

$$0,46 < i_1 < 2,16$$

Assim, as situações que requererem valores de i_1 fora desta faixa não poderão ser cumpridas pela transmissão.

Para esta análise, utilizaremos os modelos matemáticos desenvolvidos no item referente à máxima força trativa.

A título de ilustração, também será plotado nos gráficos a seguir o valor do torque T aplicado ao eixo motriz.

1ª Simulação:

Variação de i_1 e T em função da variação da inclinação α . Para esta simulação, adotamos os seguintes valores:

- $i_2 = 2,8$
- $i_3 = 4,0$
- $a = 1,0 \text{ m/s}^2$
- $f_i = 1,2$
- $c_r = 0,008$
- $M = 1200 \text{ Kg}$
- $g = 9,8 \text{ m/s}^2$
- $r_e = 0,25 \text{ m}$

O gráfico obtido é o seguinte:

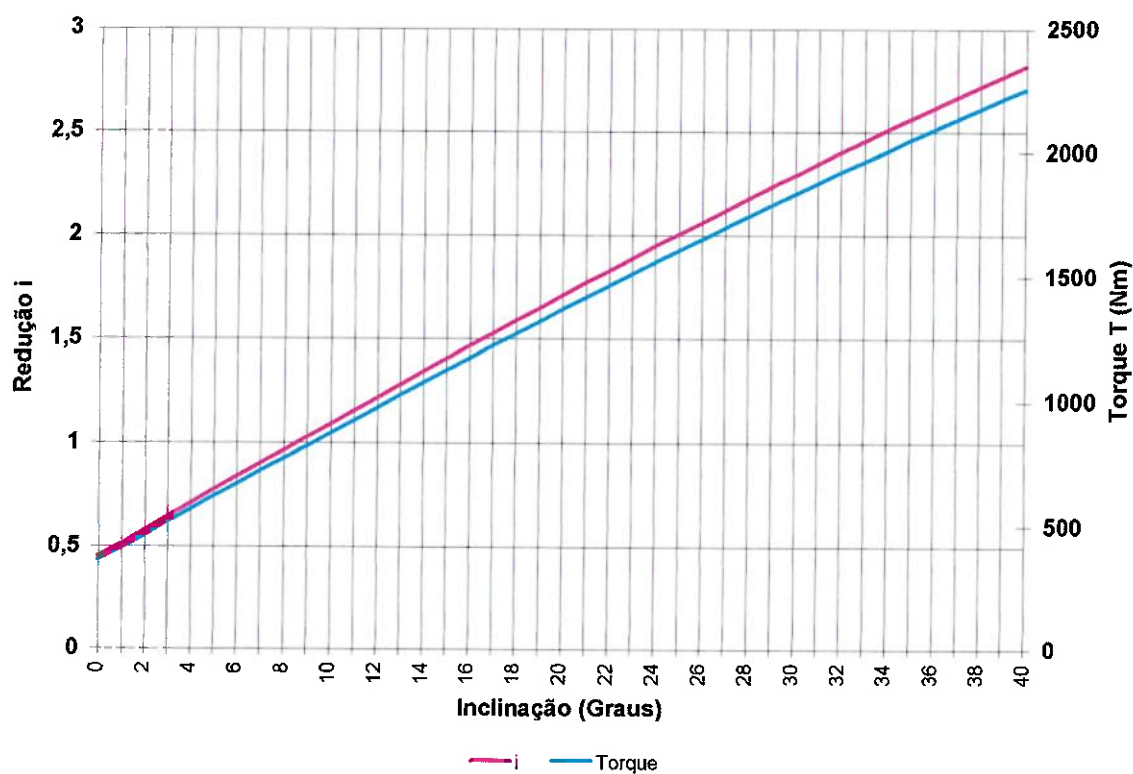


Figura 13: Gráfico $i, T = f(\text{inclinação})$

9.1.1 2ª Simulação:

Variação de i_1 e T em função da variação da aceleração referente a a .
Para esta simulação, adotamos os seguintes valores:

- $i_2 = 2,8$
- $i_3 = 4,0$
- $\alpha = 12,5^\circ$
- $f_i = 1,2$
- $c_r = 0,008$
- $M = 1200 \text{ Kg}$
- $g = 9,8 \text{ m/s}^2$
- $r_e = 0,25 \text{ m}$

O gráfico obtido é o seguinte:

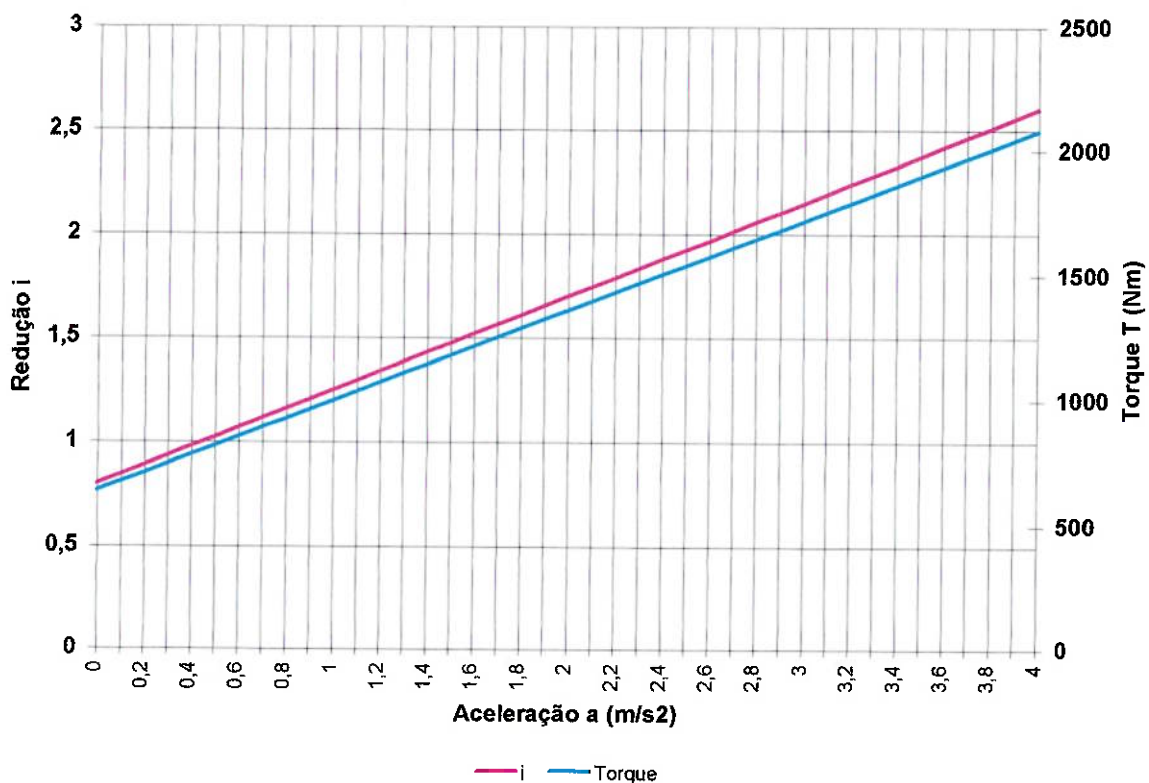


Figura 14: Gráfico $i, T = f(\text{aceleração})$

9.1.2 3ª Simulação

Variação de i_1 e T em função da variação da massa M do veículo. Para esta simulação, adotamos os seguintes valores:

- $i_2 = 2,8$
- $i_3 = 4,0$
- $\alpha = 12,5^\circ$
- $a = 1,0 \text{ m/s}$
- $f_i = 1,2$
- $c_r = 0,008$
- $g = 9,8 \text{ m/s}^2$
- $r_e = 0,25 \text{ m}$

O gráfico obtido é o seguinte:

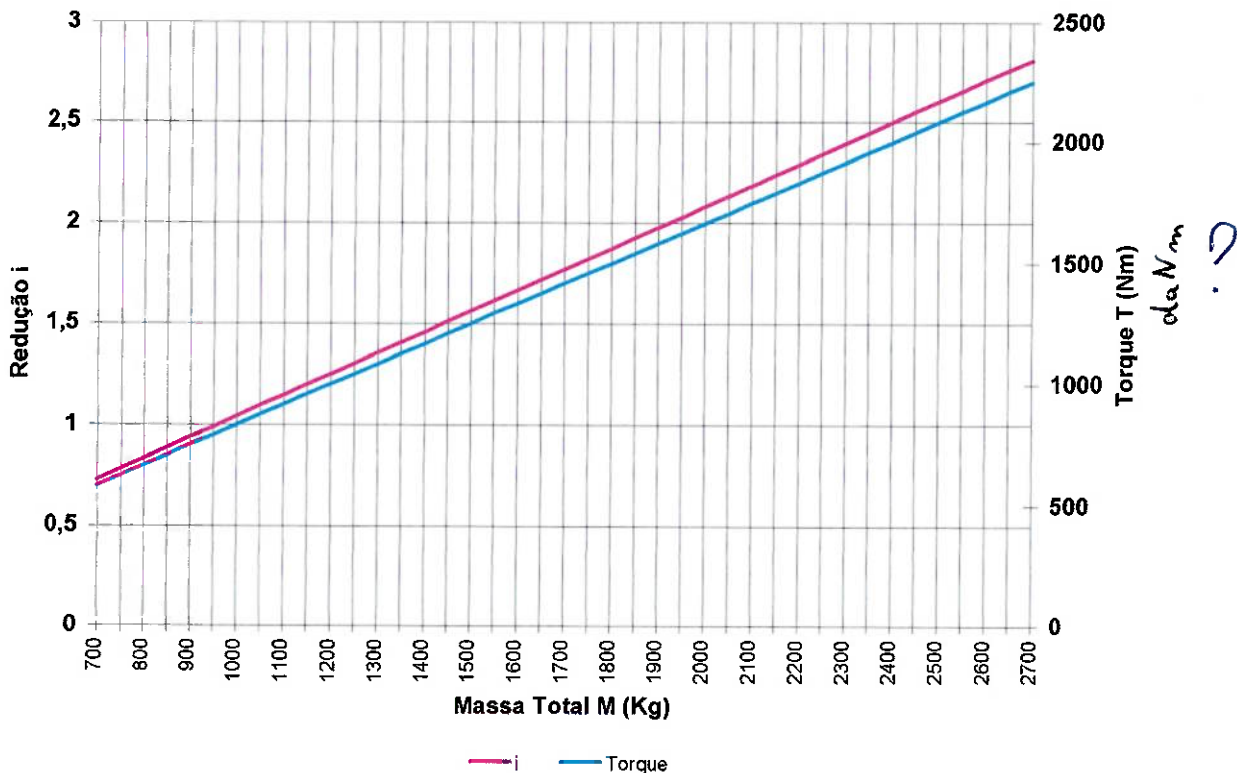


Figura 15: Gráfico $i, T = f(\text{Massa Total})$

Os dados utilizados para a construção dos 3 gráficos acima encontram-se no ANEXO 1.

Nas três análises feitas acima, verificamos que os limites de desempenho são muito auto; ou seja, o pneu do veículo deve escorregar em relação ao solo antes que tais limites sejam alcançados.

9.2 Análise de Sensibilidade a Diferentes Diâmetros de Polia

Como ainda não definimos o tamanho das polias, neste item, partindo de um diâmetro externo máximo atuante (chamado de diâmetro atuante), calcularemos a força na correia e o raio interno das polias. Além disso, de maneira a se evitar que a correia pule para fora das polias, introduziremos uma margem de segurança ao máximo diâmetro externo atuante, encontrando assim o diâmetro final:

$$\text{Diâmetro Final} = 1,1 \text{ Diâmetro Máximo Atuante}$$

É importante observar nesta análise que quanto maior o diâmetro atuante, menor a força na correia, mas independente disto observa-se que qualquer diâmetro de polia satisfaz as faixas de reduções que as polias devem oferecer, ou seja, $0,46 < i_1 < 2,17$.

Para a montagem desta análise, utilizaremos a situação de maior redução com maior torque, ou seja, $i_1 = 2,17$ e $T_M = 100 \text{ Nm}$. O raio interno r_i é obtido de acordo com a seguinte fórmula:

$$r_i = \frac{\text{Max. Diam. Atuante}}{i_1}$$

A força na correia é obtida com o modelo matemático desenvolvido para o cálculo da força trativa na correia, ou seja:

$$\Rightarrow T_1 = \frac{T_M \cdot \left[(2 \cdot r_{max})^2 + (r_1 \cdot i_1 - r_1)^2 \right]^{1/2}}{2 \cdot r_{max} \cdot r_1}$$

O gráfico obtido é o seguinte:

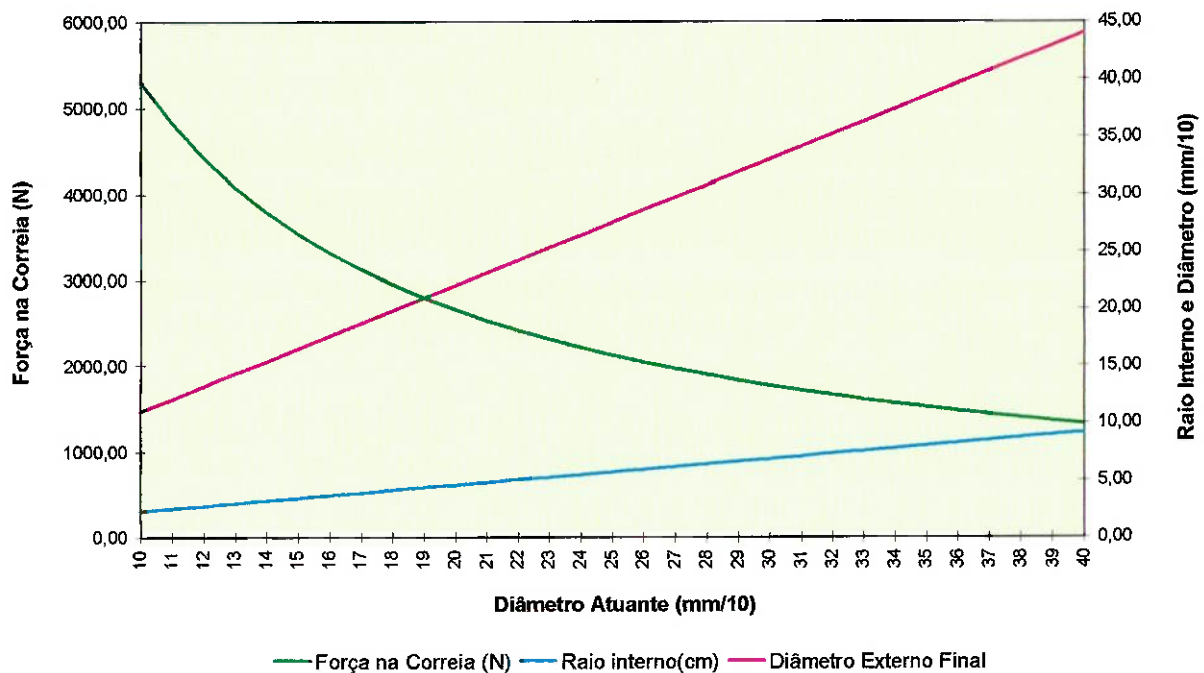


Figura 16: Gráfico das características do conjunto polias-correia

Os dados utilizados para a construção deste gráfico encontram-se no ANEXO 2.

9.3 Análise de Sensibilidade da Força Lateral Sobre a Polia

Com os valores obtidos para a força na correia na análise anterior, podemos calcular, com auxílio do modelo desenvolvido para cálculo da força lateral nas polias, diferentes valores desta força em função de diferentes valores de θ (vide próxima figura). Nestes cálculos, utilizaremos um valor de μ igual a 0,2.

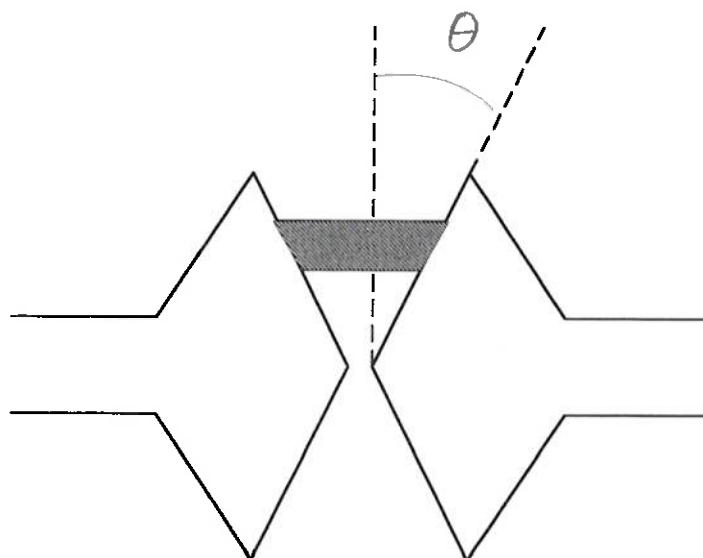


Figura 17: Ângulo das polias

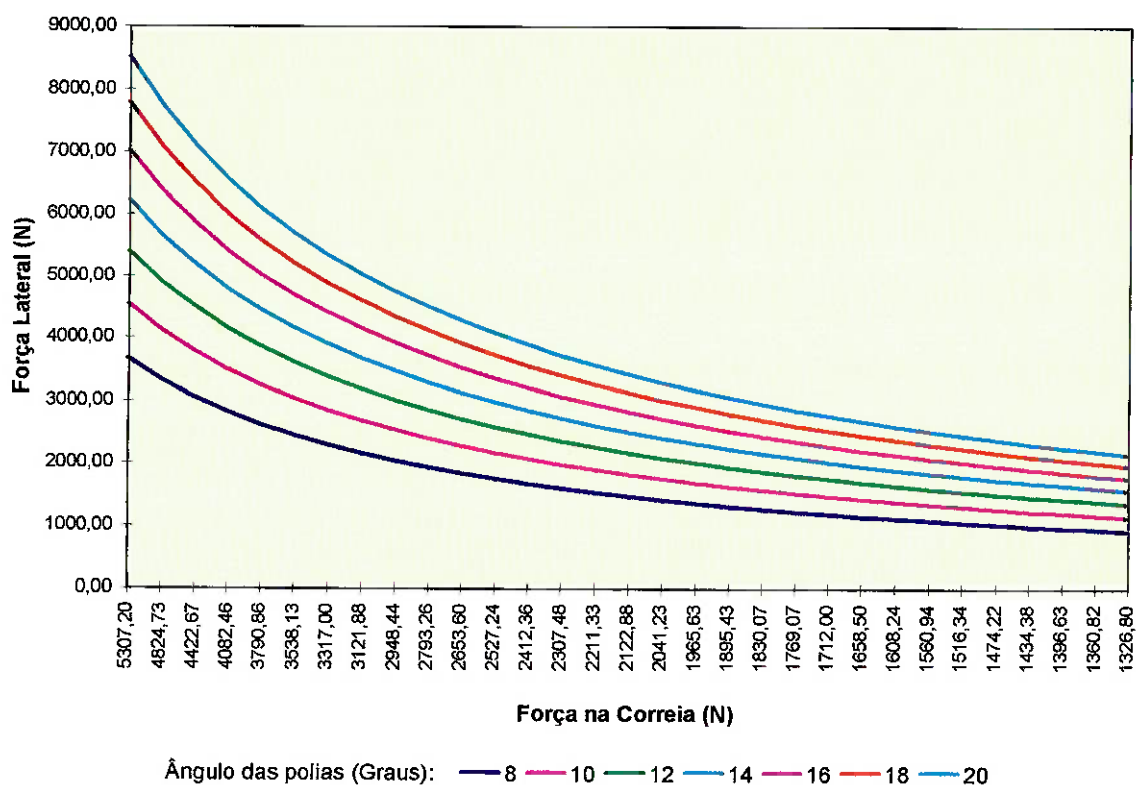


Figura 18: Gráfico força lateral = f(força na correia, ângulo das polias)

Os dados utilizados para a construção deste gráfico encontram-se no ANEXO 3.

10. Análise de Compatibilidade

10.1 Compatibilidade Funcional

Neste item, avaliaremos a compatibilidade entre os diversos subsistemas desta transmissão:

- Subsistema Partida
- Subsistema Reversão
- Subsistema Polias - Correia
- Subsistema Hidráulico
- Subsistema Eletrônico
- Subsistema Redutor

Antes de estudarmos a iteração entre estes diversos subsistemas, vamos descrevê-los, de maneira a facilitar este estudo.

10.1.1 Subsistema Partida

Este subsistema é composto por uma embreagem de acionamento eletrônico, utilizada na partida do veículo. Assim, quando o motorista solta o freio e acelera o veículo, esta embreagem deve ser acionada gradativamente, num movimento análogo ao realizado por um motorista em um veículo equipado com transmissão manual.

10.1.2 Subsistema Reversão

Este subsistema é responsável pela reversão do veículo. Situa-se entre a embreagem de partida do veículo e o conjunto de polias. É composto

de cinco engrenagens e duas embreagens ou acoplamentos acionados eletronicamente (E_1 e E_2), conforme esquema abaixo:

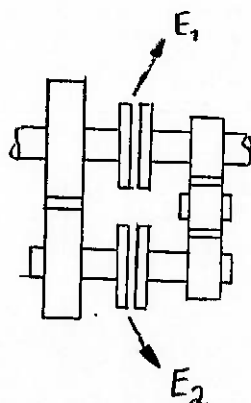


Figura 19: Subsistema de reversão:

Quando E_1 está acoplada e E_2 desacoplada, o veículo caminha para frente. Quando E_2 está acoplada e E_1 desacoplada, o veículo realiza movimento de reversão.

É interessante notar que devido a esta disposição, o veículo é capaz de alcançar com a reversão acionada desempenho similar ao de movimento frontal.

Uma outra solução para este subsistema seria a substituição deste conjunto de engrenagens por um planetário, mantendo-se os dois acoplamentos.

10.1.3 Subsistema Polias - Correia

Este subsistema é a base de funcionamento da transmissão. É constituído de duas polias de diâmetro variável e de uma correia.

A correia utilizada neste sistema deve ser de metal devido às duras condições de uso a que está sujeita: atrito com a polia devido a variação de diâmetro desta e fadiga devido a tração.

Nesta transmissão, será utilizada uma correia padronizada, que é fornecida pela fábrica holandesa “Van Doorne’s Transmissie B.V.”.

Esta correia é fabricada com centenas de elementos de precisão feitos em aço “maraging”, que correm em faixas de molas laminadas. Assim sendo, os elementos empilhados empurram a polia, movimentando-a e não puxando-a, como uma correia de tração faria.

Outro ponto de grande importância neste subsistema é quanto ao alinhamento da correia. Para que a polia varie de tamanho, devemos mover uma ou ambas as laterais destas. De maneira a facilitar a construção da transmissão, optaremos por mover apenas uma das laterais. Se, no entanto, movermos as laterais do mesmo lado nas duas polias, ocorrerá um desalinhamento da correia. Movimento das laterais das polias de um mesmo lado.

Para que este problema seja evitado a solução é mover os lados opostos das duas polias. desta maneira, a correia efetuará um movimento de translação, mas nunca se desalinhará em relação às polias, mantendo sempre um ângulo de 90° em relação aos eixos motores. Esta situação pode ser vista no esquema a seguir:

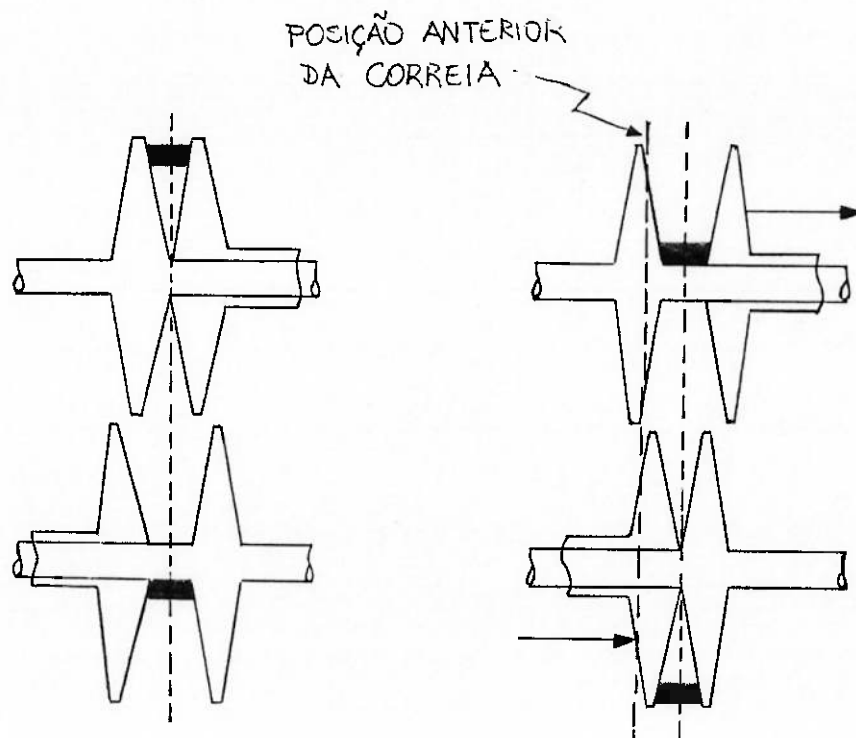


Figura 20: Movimento das laterais das polias em opostos

10.1.4 Subsistema Hidráulico

Este subsistema é responsável pela mudança de diâmetro das polias, atuando diretamente em um dos lados de cada uma destas.

Assim sendo, este subsistema é constituído de uma bomba hidráulica acoplada ao eixo girante proveniente do motor. Nesta bomba hidráulica estão acoplados duas válvulas reguladoras de pressão e duas válvulas direcionais, conforme o esquema a seguir:

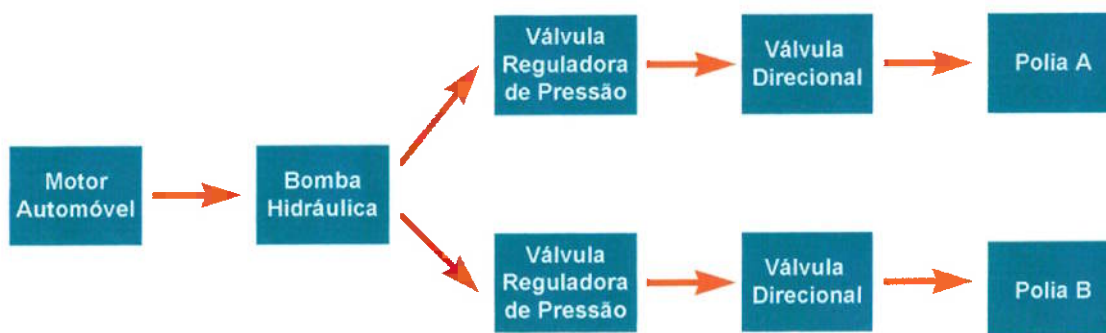


Figura 21: Subsistema hidráulico

Cada válvula direcional está ligada a um dos lados de cada polia através de um pistão hidráulico, permitindo assim que esta realize os movimentos desejados.

Tanto as válvulas reguladoras de pressão como as válvulas direcionais são controladas eletronicamente de maneira a atender as necessidades funcionais do sistema, conforme será visto adiante.

Quanto aos atuadores hidráulicos (pistões hidráulicos), estes são montados diretamente nas polias, como pode ser visto no desenho de conjunto no ANEXO 9.

10.1.5 Subsistema Eletrônico

Este subsistema é composto de uma central onde um microprocessador controla a posição das polias. Esta posição é controlada por meio das duas válvulas reguladoras de pressão e das duas válvulas direcionais existentes no subsistema hidráulico. Para que a posição das polias seja determinada, bem como a força atuante sob ela, o microprocessador deve ser alimentado com as seguintes informações:

- Posição do acelerador
- Posição do lado móvel da polia 1
- Posição do lado móvel da polia 2
- Rotação da polia 1 (rotação do motor)
- Rotação da polia 2

De posse destes valores, o microprocessador é capaz de calcular a velocidade do veículo e desta maneira obter a melhor posição nas polias.

Além disso, comparando a posição das duas polias com as suas rotações, o microprocessador também é capaz de perceber um eventual escorregamento polia - correia, aumentando ou diminuindo a força nas polias através dos atuadores hidráulicos.

Além destas funções, o subsistema eletrônico é responsável por acionar a embreagem de partida e o sistema reversor.

Por fim, tal subsistema deve também perceber as situações de uso indevido da transmissão, desacoplando-a imediatamente do motor quando necessário.

10.1.6 Subsistema Redutor

Este subsistema é composto por uma redução fixa e um diferencial. Conforme visto anteriormente, estes dois componentes estão ligados em série, após a polia.

10.1.7 Compatibilidade Entre Subsistemas de Reversão e a Transmissão **Como um Todo**

Como visto anteriormente, este sistema é composto por cinco engrenagens.

Chamando de i_1 a redução ocasionada pelas engrenagens 1 e 2, i_2 a redução ocasionada pela engrenagens 2 e 3 e i_3 a redução ocasionada pela engrenagens 4 e 5, podemos dizer que:

$$i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = 1$$

pois não é desejável que ocorra redução neste sistema de reversão. Além disso, outra condição deve ser imposta (dimensional):

$$r_1 + 2r_2 + r_3 = r_4 + r_5$$

onde:

- r_1 = raio de engrenagem 1
- r_2 = raio de engrenagem 2
- r_3 = raio de engrenagem 3
- r_4 = raio de engrenagem 4
- r_5 = raio de engrenagem 5

10.1.8 Compatibilidade Entre o Subsistema Hidráulico e Subsistema de Polias - Correia

O subsistema hidráulico deve ser bem preciso, de maneira a proporcionar um perfeito posicionamento das polias, evitando assim imprecisões que poderiam acarretar em folgas na correia, o que ocasionaria escorregamento. Para que isto seja alcançado, devemos incorporar na transmissão pistões hidráulicos com diâmetro elevado, de maneira que uma certa vazão de óleo cause deslocamento muito pequeno na polia. Ao invés de acoplarmos um pistão hidráulico à polia, podemos usar esta como o êmbolo de um pistão. Desta maneira, economizamos espaço e peso, ao mesmo

tempo que cumprimos o requisito da necessidade de utilizar um atuador com grande área.

A pressão de óleo necessária para manter a polia em uma dada posição, pode ser assim calculada:

$$p \cdot A = F_{Lateral}$$

onde:

- $F_{Lateral}$ = força lateral na polia
- A = área lateral na polia (onde o fluido hidráulico atua) = área do êmbolo
- p = pressão do fluido hidráulico

Além do requisito pressão, item que é facilmente atingido pela grande maioria das bombas hidráulicas, devido a grande área do êmbolo, devemos verificar qual é a vazão necessária para movimentar polias em uma situação extrema. Esta situação pode ser a de partida do veículo, onde o torque do motor é mantido constante, variando-se apenas o diâmetro das polias e pode ser representada da seguinte maneira:

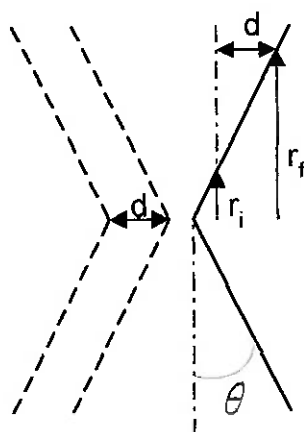


Figura 22: Deslocamento da polia

onde:

- d = deslocamento realizado pela polia durante a aceleração

- r_i = raio inicial
- r_e = raio externo = raio final
- θ = ângulo da polia

$$\frac{d}{r_f - r_i} = \operatorname{tg} \theta \Rightarrow d = (r_f - r_i) \cdot \operatorname{tg} \theta$$

Supondo a aceleração constante, a vazão também será e pode ser dada pela seguinte fórmula:

$$\text{volume} = \pi \cdot (r_{ee}^2 - r_{ei}^2) \cdot d = \pi \cdot (r_{ee}^2 - r_{ie}^2) \cdot (r_f - r_i) \cdot \operatorname{tg} \theta$$

onde:

- r_{ee} = raio externo do êmbolo
- r_{ie} = raio interno do êmbolo

Dividindo pela variação de tempo, Δt , temos:

$$\frac{\text{volume}}{\Delta t} = \frac{\pi \cdot (r_{ee}^2 - r_{ei}^2) \cdot (r_e - r_i) \cdot \operatorname{tg} \theta}{\Delta t}$$

$$\text{vazao} = \frac{\pi \cdot (r_{ee}^2 - r_{ei}^2) \cdot (r_e - r_i) \cdot \operatorname{tg} \theta}{\Delta t}$$

Para um torque de 100 Nm a 3000 rpm, a velocidade máxima vale aproximadamente:

$$W_{roda} = \frac{3000}{0,46 \cdot 2 \cdot 4} = 815,2 \text{rpm}$$

$$V_{carro} \cong W_{roda} \cdot r_e \rightarrow r_e = \text{raio do pneu}$$

$$v_{\text{carro}} = \frac{815,84 \cdot 2\pi}{60} \cdot 0,25 = 21,36 \text{ m/s} \cong 77 \text{ km/h}$$

Supondo uma situação onde o veículo possa realizar este trajeto em 12 segundos, que o raio externo do êmbolo seja 10% maior que o raio final e que $r_{ei} = r_i$, obtemos a seguinte equação:

$$\text{vazao}(m^3/s) = \frac{\pi \cdot \left((1,1r_e)^2 - r_i^2 \right) \cdot (r_e - r_i) \cdot \text{tg} \theta}{12}$$

Supondo $r_i = 0,46 \cdot r_e$, temos:

$$\text{vazao}(m^3/s) = \frac{\pi \cdot \left((1,1r_e)^2 - (0,46r_e)^2 \right) \cdot (r_e - 0,46r_e) \cdot \text{tg} \theta}{12}$$

$$\text{vazao}(m^3/s) = 0,2618 \cdot r_e^3 \cdot (1,21 - 0,5566 - 0,2116 + 0,097) \cdot \text{tg} \theta$$

$$\text{vazao}(m^3/s) = 0,1411 \cdot r_e^3 \cdot \text{tg} \theta$$

Com esta fórmula, podemos traçar o seguinte gráfico abaixo, que nos dá a vazão em função de diferentes valores de r_e e θ .

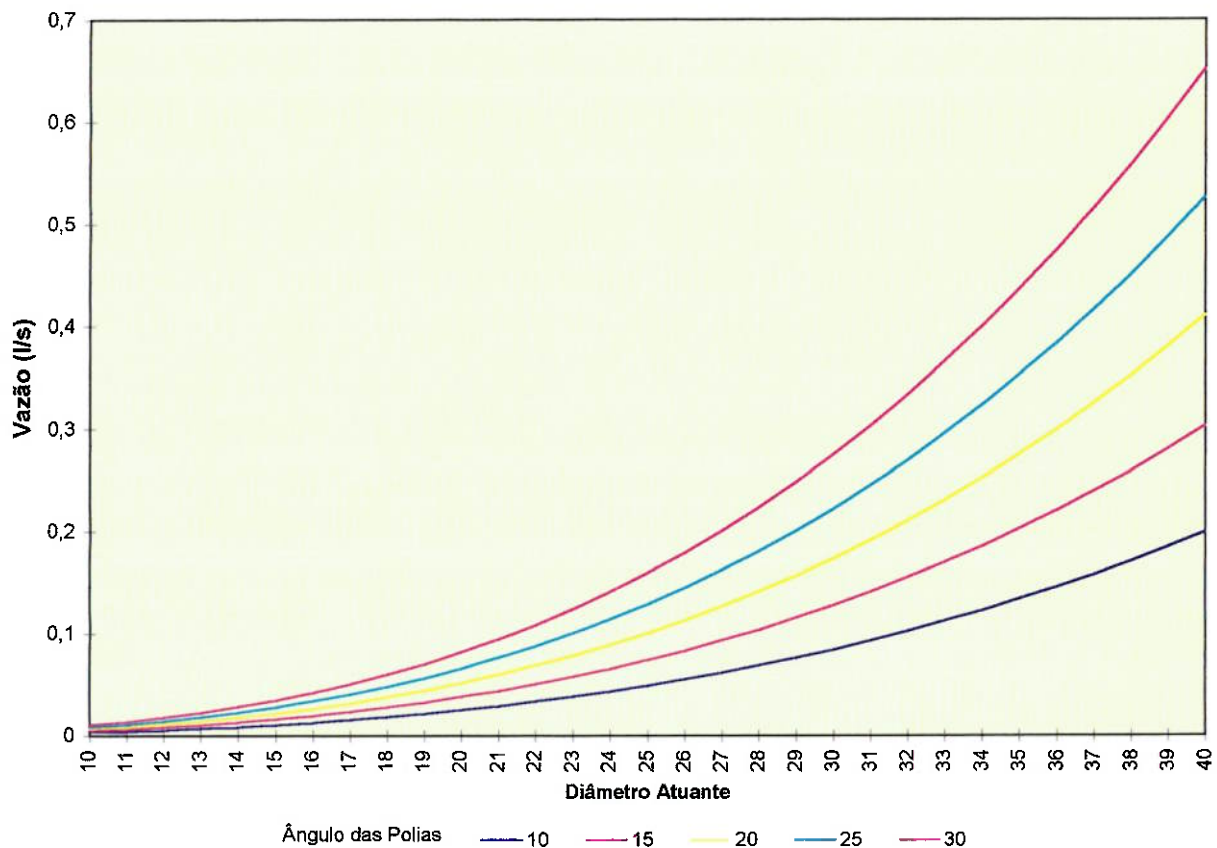


Figura 23: Gráfico vazão = f(diâmetro atuante, ângulo das polias)

Os dados utilizados para a construção deste gráfico encontram-se no ANEXO 10.

10.1.9 Compatibilidade Entre o Subsistema Eletrônico e o Subsistema Hidráulico

O subsistema eletrônico deve ser rápido, de maneira a atender as necessidades de desempenho do sistema de polias, que é acionado pelo subsistema hidráulico.

Quando o veículo está ganhando velocidade, a polia A tem suas laterais abertas, de maneira a diminuir o diâmetro que a correia está sujeita. Ao mesmo tempo, a polia B deve ter suas laterais fechadas, de maneira a aumentar o diâmetro que a correia está sujeita. Esta operação deve ser feita

com grande precisão e sincronismo, de maneira a não afrouxar a correia ou esticá-la demasiadamente.

Este sincronismo é de grande importância, de maneira a evitar que a força lateral necessária para o aumento do diâmetro da polia possa ser alcançado pelo sistema hidráulica. Um sincronismo perfeito fará com que esta força lateral nunca seja maior que a força necessária para manter a polia parada, pois ao mesmo tempo que uma polia aumenta de diâmetro, a outra diminui, gerando espaço para a correia, sem no entanto deixar a correia afrouxar e escorregar em relação às polias.

Este sincronismo e precisão só são alcançados utilizando um subsistema eletrônico e um subsistema hidráulico compatíveis; ou seja, o subsistema hidráulico deve ser capaz de responder a impulsos de subsistema eletrônico com alta frequência de operação (vários ciclos). Isto pode ser alcançado com o uso de válvulas reguladoras de pressão e válvulas direcionais acionadas por solenóides.

A função da válvula direcional é permitir a movimentação da lateral das polias e também permitir a variação de pressão dentro do atuador hidráulico, o que se faz necessário devido as diferentes forças laterais que o atuador deve fornecer. Neste caso, a pressão é regulada pela válvula reguladora de pressão.

10.1.10 Compatibilidade Entre o Subsistema Eletrônico e Todos os Outros Subsistemas

Como já foi visto anteriormente, o subsistema eletrônico estará gerenciando informações entre todos os outros subsistemas, com o intuito de produzir uma correta movimentação das polias e uma saída desejada pelo usuário. Isto pode ser visto pelo esquema abaixo:

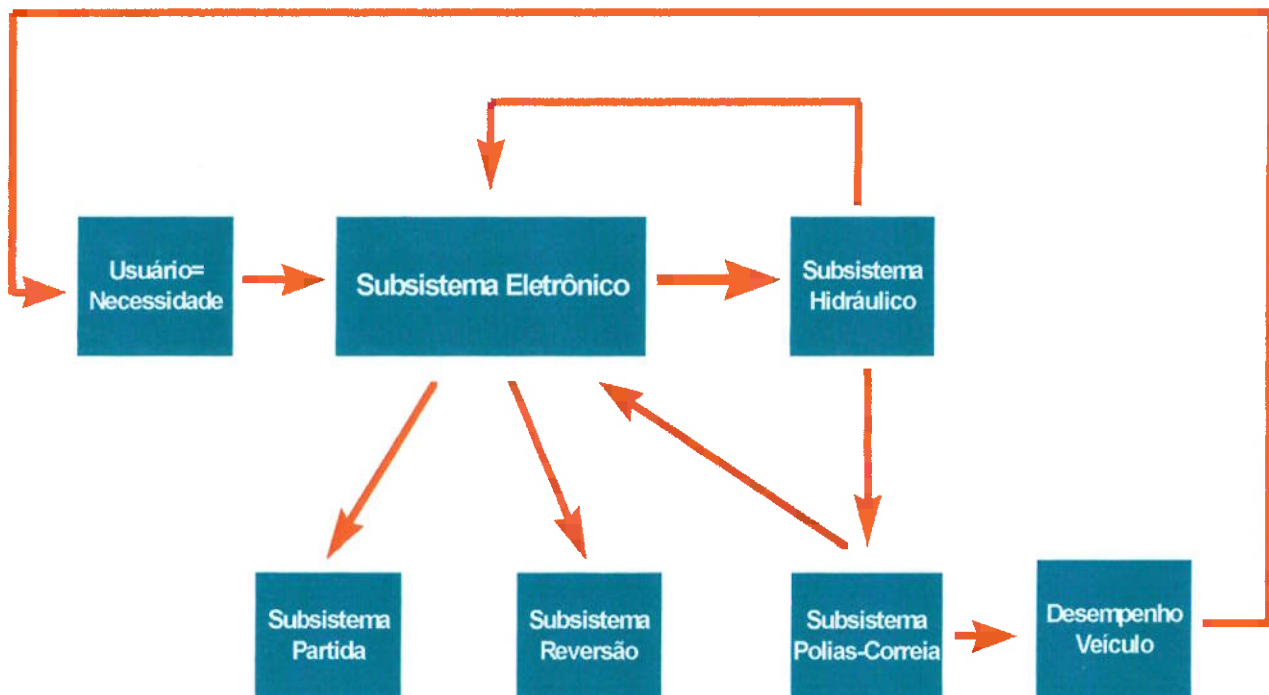


Figura 24: Funcionamento eletrônico da transmissão

10.1.11 Compatibilidade Entre o Subsistema de Partida e o Subsistema de Reversão com o Motor

Estes dois subsistemas estarão sujeitos ao máximo torque fornecido pelo motor; ou seja, 100 Nm. Assim sendo, estes subsistemas devem ser dimensionados a suportar tal torque.

10.1.12 Compatibilidade Entre o Subsistema de Redução e o Veículo como um Todo

O diferencial do subsistema de redução está sujeito ao torque aplicado ao eixo motriz, devendo portanto ser dimensionado para suportá-lo. Este torque, como visto no item 2.2.1, é dado pela seguinte fórmula:

$$T = (M \cdot f_i \cdot a + M \cdot c_r + M \cdot g \cdot \sin \alpha) \cdot r_e$$

Já a redução fixa deve ser dimensionada de maneira a suportar o seguinte torque:

$$T = \frac{(M \cdot f_i \cdot a + M \cdot c_r + M \cdot g \cdot \sin \alpha) \cdot r_e}{i_3}$$

onde i_3 é a redução causada pelo diferencial.

10.2 Compatibilidade Dimensional

Conforme observa-se no desenho de conjunto contido no ANEXO 4, o sistema de transmissão, bem como seus componentes são compatíveis com as dimensões do veículo, podendo ser acoplados no compartimento do motor de maneira transversal, como o motor.

11. Análise da Estabilidade

Neste capítulo estudaremos o comportamento do produto frente a mudanças das variáveis de entrada. Esta análise de estabilidade também será feita para alguns dos subsistemas da transmissão e será dividida em estabilidade intrínseca e extrínseca. A primeira se refere à ocorrência de saídas indesejadas frente a entradas desejadas. A segunda se refere à necessidade de se criar saídas aceitáveis frente a entradas anormais.

11.1 Partida do Veículo

Utilizando o modelo matemático desenvolvido no item 2.2.1, podemos determinar quais as situações limites de partida para o veículo:

$$i_1 = \frac{(M \cdot f_i \cdot a + M \cdot c_r + M \cdot g \cdot \sin \alpha) \cdot r_e}{T_M \cdot i_2 \cdot i_3}$$

Fixando as seguintes variáveis:

- $f_i = 1,2$
- $c_r = 0,008$
- $g = 9,8 \text{ m/s}^2$
- $r_e = 0,25 \text{ m}$
- $T_M = 100 \text{ Nm}$
- $i_1 = 2,17$
- $i_2 = 2,0$
- $i_3 = 4,0$

chegamos na seguinte equação:

$$1736 = 0,3 \cdot M \cdot a + 0,002 \cdot M + 2,45 \cdot M \cdot \sin \alpha$$
$$\Rightarrow 1736 = M(0,3 \cdot a + 0,002 + 2,45 \cdot \sin \alpha)$$

As seguintes análises podem ser feitas:

1. Se fixarmos a aceleração a em 1 m/s^2 e a massa M em 1200 kg , a máxima inclinação na qual o veículo poderá partir é $27,85^\circ$.
2. Se fixarmos a inclinação α em $12,5^\circ$ e a massa M em 1200 kg , a máxima aceleração que o veículo poderá alcançar é $3,05 \text{ m/s}^2$.
3. Se fixarmos a inclinação α em $10,0^\circ$ e a aceleração a em 2 m/s^2 , a máxima massa M poderá ser de 1205 kg .

Utilizando esta equação, muitas outras análises poderiam ser feitas.

Evidentemente, se qualquer uma das situações acima forem ultrapassadas, o automóvel não conseguirá partir. Em um veículo normal, equipado com transmissão manual, esta situação seria contornada pelo motorista.

Nesta transmissão, como o motorista não controla o acionamento da embreagem, o microprocessador ao perceber que o motor está em iminência de cessar seu funcionamento, o que caracterizaria esta situação, deverá desacionar a embreagem de partida. Assim na hipótese do veículo realizar um movimento de reversão, por gravidade o motor não será danificado. O microprocessador pode realizar esta tarefa através de sensor de rotação da polia A. Esta não pode apresentar uma rotação inferior a da rotação de ponto morto do motor.

11.2 Frenagem do Veículo

O mesmo princípio acima deve ser utilizado do caso de frenagem. Quando a polia 1 atingir a rotação de ponto morto do motor, a embreagem

deve ser desacoplada automaticamente, permitindo assim a parada do veículo.

11.3 Reversão do Veículo

O sistema de reversão, só poderá ser acionado quando o veículo estiver parado, o mesmo ocorrendo com o sistema de avanço (modo normal). Assim sendo, o microprocessador deverá impedir que a reversão seja acionada nesta situação, simplesmente ignorando o comando efetuado pelo motorista; ou seja, a reversão somente poderá ser aceita quando o sensor situado na polia B acusar rotação nula, o que caracteriza a imobilidade do veículo.

11.4 Subsistema Hidráulico

Este subsistema pode falhar de diversas maneiras:

- Quebra da bomba de óleo
- Falta de óleo no sistema
- Despressurização do sistema devido a vazamentos internos e externos
- Quebra de um dos atuadores
- Quebra de uma das válvulas reguladoras de pressão

No caso de quebra da bomba de óleo, falta de óleo ou despressurização do sistema, a falta de pressão lateral na polia faria com que a correia escorregasse em relação às polias, causando elevação da temperatura e danificando estes componentes. Esta situação pode ser identificada pelo microprocessador, que ao perceber a existência de um pequeno escorregamento, tentaria elevar a pressão dos atuadores. Não havendo sucesso nesta operação, o que pode ser identificado pelo não cessamento do escorregamento, o microprocessador desacoplará a

embreagem de partida e através de algum meio de comunicação informaria o usuário do ocorrido.

No caso de quebras dos atuadores ou das válvulas, duas situações poderiam ocorrer, a já descrita acima ou um aumento de pressão em um dos atuadores, o que poderia partir a correia. Isto poderia ser evitado através dos sensores de posição das polias, que ao identificarem um par de posições indevidas, identificaria o problema, avisando também o usuário.

11.5 Subsistema Polias - Correia

Neste subsistema, no caso de uma quebra da correia por fadiga ou falha do material, esta poderia atingir outro elemento da transmissão, danificando-a. Desta maneira o conjunto polias - correia será protegido do resto da transmissão.

Esta proteção também é útil na possibilidade da correia querer pular para fora das polias em uma outra situação.

O microprocessador identificaria esta falha verificando que o diâmetro das duas polias aumentou, o que só é possível com a quebra da correia.

11.6 Subsistema Eletrônico

Este subsistema, conforme descrito durante todo este trabalho, é responsável pelo gerenciamento de toda a transmissão, tanto no que se refere a um desempenho ideal como no que se refere a detecção de falhas nos outros subsistemas. Assim, uma falha neste equipamento poderia causar sérios danos a transmissão e ao usuário do veículo, através do travamento de rodas e consequente colisão.

Assim, deve haver um equipamento eletrônico, totalmente independente deste subsistema, cuja única função é checar o correto

funcionamento deste. Se a falha existir, este equipamento auxiliar deve desacoplar imediatamente a embreagem de partida, liberar a pressão nos atuadores das duas polias e notificar o usuário do ocorrido.

O funcionamento deste sistema auxiliar deve ser verificado pelo subsistema eletrônico principal, que ao identificar uma falha, deve ser interromper o funcionamento do veículo e notificar o usuário do ocorrido.

12. Otimização Formal

Até o presente momento, ainda não fixamos alguns dos principais parâmetros do projeto: o diâmetro das polias e a inclinação desta (ângulo θ). De acordo com os resultados obtidos nas análises de sensibilidade, compatibilidade e desempenho, podemos concluir que a escolha destes dois parâmetros está ligada aos seguintes itens:

- **Pressão do óleo:** Quanto maior o diâmetro da polia, menor a pressão necessária. Este item não é de muita importância uma vez que mesmo se utilizarmos uma polia de diâmetro muito pequeno, a pressão necessária seria atingida facilmente por qualquer bomba de óleo existente no mercado.
- **Compatibilidade dimensional das polias:** Se utilizarmos polias com diâmetros externos D_{ext} , a nossa transmissão teria em algumas de suas dimensões externas a medida $2D_{ext} + 10\% = 2,2D_{ext}$. Se este valor for muito grande, a transmissão não poderá ser instalada no veículo. Assim sendo, podemos impor a seguinte relação:

$$\left. \begin{array}{l} 2,2 \cdot D_{ext} \leq 500mm \Rightarrow D_{ext} \leq 227,27mm \\ D_{ext} = 1,1 \cdot D_{max} \end{array} \right\} \Rightarrow \therefore D_{max} \leq 206mm$$

- **Vazão do óleo:** A vazão de óleo aumenta à medida que o diâmetro das polias aumenta, de acordo com a construção proposta. De acordo com as opções de bombas existentes no mercado, podemos impor que:

$$\text{Vazão} \leq 0,04 \text{ litros/s}$$

De maneira a não necessitarmos de uma bomba de grandes dimensões.

De acordo com a formulação utilizada no item 4.1.8 podemos então montar o seguinte gráfico:

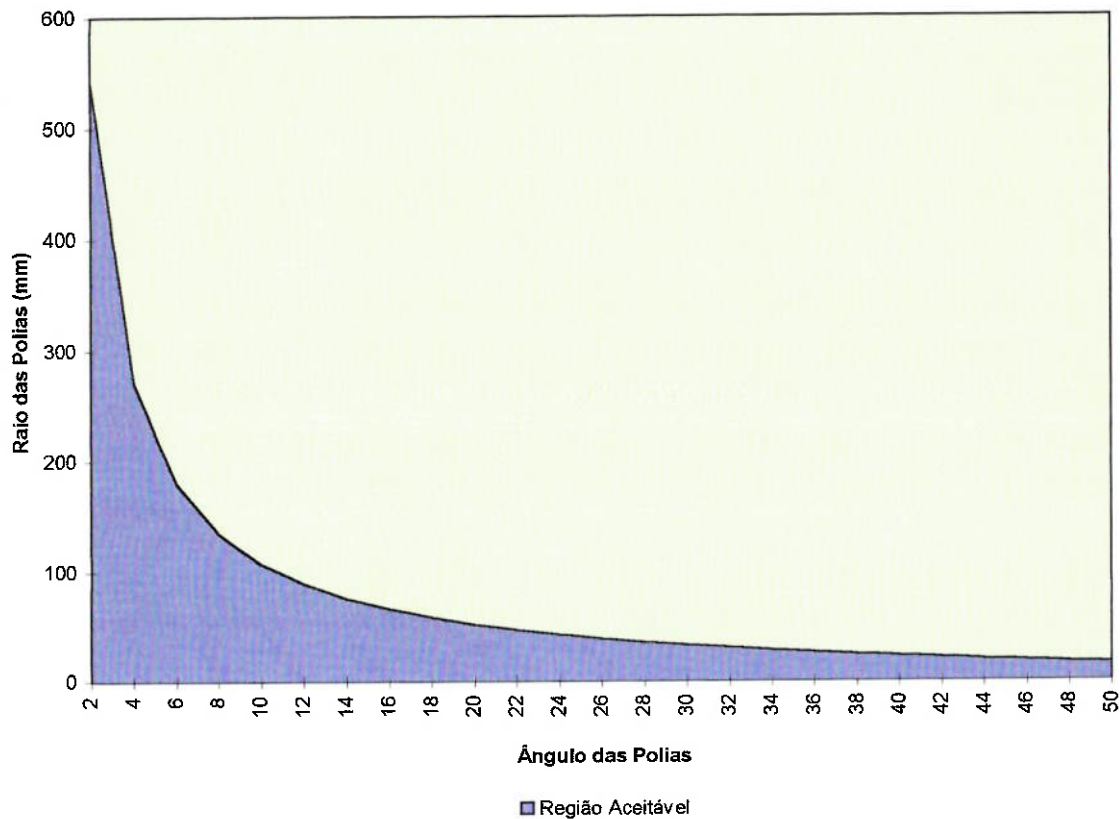


Figura 25: Gráfico raio das polias = $f(\text{ângulo das polias})$ para vazão = 0,04 litros/s

- **Raio interno:** O menor raio utilizável pela polia é proporcional ao D_{max} . Assim sendo, se escolhermos uma polia de pequeno diâmetro, esta terá um diâmetro interno muito pequeno, o que pode dificultar a construção do sistema. Podemos então impor:

$$D_{\text{interno}} \geq 80\text{mm} \Rightarrow D_{\text{max}} \geq 174\text{mm}$$

- **Força na correia:** Embora não seja um item de grande importância, deve ser levado em consideração pois forças elevadas podem fazer com que a correia sofra falha por fadiga em menor tempo, além de possuir maior seção.

Assim, como a força na correia é inversamente proporcional ao diâmetro da polia, este diâmetro deve ser maximizado.

Analisando os itens referentes a compatibilidade dimensional das polias e raio interno, concluímos que:

$$174mm \leq D_{max} \leq 206mm$$

Pelos itens Força na correia, Raio interno e pela precisão necessária pelo sistema hidráulico, decidimos pelo diâmetro de 200 mm.

$$D_{max} = 200mm$$

Quanto ao ângulo θ , concluímos através do gráfico presente no item Vazão de óleo que este deve ser minimizado. Como um valor de θ muito pequeno traria forças laterais muito altas, adotaremos $\theta = 10^\circ$.

Desta maneira, a polia tem as seguintes características:

- $D_{min} = 200 \cdot 0,46 = 92 \text{ mm}$
- $D_{max} = 200 \text{ mm}$
- $D_{ext} = 200 \cdot 1,1 = 220 \text{ mm}$
- $\theta = 10^\circ$

A polia sofrerá o seguinte deslocamento d:

$$d = \left(\frac{200 - 92}{2} \right) \cdot \tan 20^\circ = 9,52mm$$

Durante uma situação de máximo torque, a correia está sujeita às seguintes faixa de forças trativas, em função da redução imposta pelo conjunto:

$$1029 \text{ N} < T_1 < 2238 \text{ N}$$

O cálculo da máxima vazão a ser fornecida pela bomba pode ser calculada a partir da formulação proposta no item 4.1.8, utilizando-se os dados utilizados no desenho de conjunto contido no ANEXO 4; ou seja:

$$D_{\text{externo êmbolo}} = 182 \text{ mm}$$

$$D_{\text{interno êmbolo}} = 55 \text{ mm}$$

$$vazao = \frac{9,52 \cdot \pi/4 \cdot (182^2 - 55^2)}{12} \cong 0,01875 \text{ l/s}$$

A faixa de forças laterais necessária para manter a polia em uma determinada posição, em função da redução, pode ser assim expressa, supondo-se o coeficiente de atrito metal - metal igual a 0,2:

$$880 \text{ N} < F_{\text{Lateral}} < 1914 \text{ N}$$

Quanto a correia, esta poderá ser comprada da empresa “Van Doorne’s Transmissie B.V.”, que oferece uma grande gama de opções. Para esta utilização, a correia indicada possui largura igual a 24 mm, sendo seus componentes com espessura igual a 2 mm.

O comprimento da correia pode ser calculado da seguinte forma:

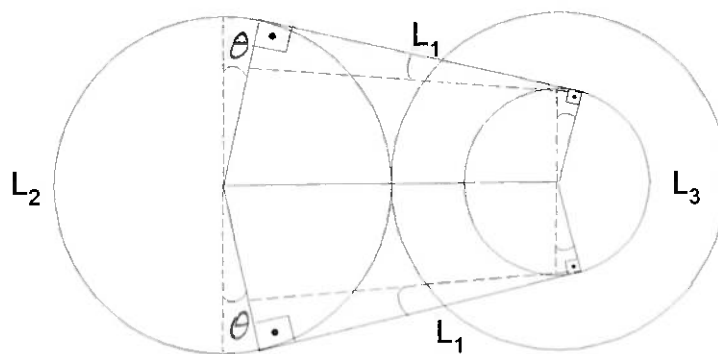


Figura 26: Cálculo do comprimento da correia

$$\sin \theta = \frac{\left(\frac{200}{2} - \frac{92}{2} \right)}{220} = 0,2454545454 \Rightarrow \theta = 14,2^\circ$$

$$\tan \theta = \frac{\left(\frac{200}{2} - \frac{92}{2} \right)}{L_1} \Rightarrow L_1 = 213,26978$$

$$L_{final} = 2 \cdot L_1 + L_2 + L_3$$

$$\Rightarrow L_{final} = 2 \cdot L_1 + \pi \cdot 100 + 2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 100) \cdot \frac{14,2}{360} + \pi \cdot 46 - 2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 46) \cdot \frac{14,2}{360}$$

$$\therefore L_{total} = 911,98mm \cong 912mm$$

A interface transmissão - motorista é realizada através de um seletor situado no painel do veículo. Este seletor, que pode ser uma alavanca ou mesmo um conjunto de botões, deve conter as seguintes opções:

- Frente
- Ré
- Neutro (utilizada quando o veículo está parado)

Ao contrário da transmissão automática, esta transmissão não possui a opção P ("park") pois quando o veículo está desligado, o subsistema

hidráulico não funciona, não permitindo assim a passagem de torque pela transmissão.

Para uma melhor compreensão deste sistema no ANEXO 9 apresentamos o seu desenho de conjunto.

13. Previsões para o Futuro

Embora muitas pessoas pensem que uma transmissão continuamente variável por polias de diâmetro variável seja algo moderno e complexo, esta já é conhecida há muito tempo.

As primeiras transmissões deste tipo tinham suas polias variadas mecanicamente, por pêndulos atuando sob a força centrífuga gerada pela rotação do eixo da roda. Hoje as polias são controladas hidraulicamente, por controle eletrônico.

Recentemente, este tipo de transmissão têm ampliado a sua participação no mercado mundial através de diversas montadoras como FORD, FIAT, NISSAN, HONDA, CHRYSLER, dentre outras. Tal aumento deve-se a diversos fatores, dentre os quais o desenvolvimento da correia metálica e o reconhecimento das vantagens fornecidas por este tipo de transmissão:

- Melhor consumo;
- Melhor aproveitamento da curva de torque do motor;
- Menor emissão de poluentes devido a menor variação da rotação do motor;
- Melhor desempenho do veículo;
- Maior conforto para o motorista devido a ausência de trocas de marchas;

Na verdade, a maioria dos fabricantes dispendeu grandes somas de dinheiro em outros projetos de transmissão que não atingiram o desempenho global fornecido por este tipo de transmissão.

Assim, dentro de poucos anos, a transmissão continuamente variável por polias de diâmetro variável terá a maior porcentagem de participação no mercado de veículos novos, equipando desde automóveis populares até picapes e caminhões.

Este aumento na venda será favorecido pelas inovações tecnológicas que poderão ser introduzidas nestas transmissões. Além disso, inovações também serão introduzidas nos motores de combustão, melhorando a sua curva de torque e potência.

A transmissão proposta neste projeto já apresenta soluções inovadoras se comparada às existentes atualmente no mercado. Por ter comando totalmente eletrônico, permite, desde que seja desenvolvida uma central eletrônica adequada, que o usuário escolha uma maneira de dirigir esportiva ou econômica.

14. Bibliografia

- [1] QUATRO RODAS. São Paulo, Ed. Abril, vários números, 1995-6.
- [2] THE GLOBAL AUTOMOTIVE INDUSTRY: THE MIT MOTOR BEHICLE PROGRAM PERSPECTIVE, São Paulo, 1996. **Anais.** s.n.t.
- [3] MADUREIRA, O. M. **A adequação do motor ao veículo.** s.n.t. / Apostila do Centro de cursos extracurriculares de engenharia e administração - CECEA. Xerocopiado/
- [4] MANNESMANN REXROTH GMBH. **Princípios básicos e componentes da tecnologia dos fluidos.** 2.ed. Alemanha, 1991.
- [5] AUTOMOTIVE ENGINEERING. The Society of Automotive Engineers (SAE), v.104, n. 3, Mar. 1996.
- [6] MANNESMANN REXROTH GMBH. **Catálogo geral de hidráulica.** 2.ed. São Paulo, 1989.
- [7] HELDT, P.M. **Torque converters or transmissions.** 5.ed. Philadelphia, Chilton Co., 1955.
- [8] MADUREIRA, O. M.. **Apostila do curso de Metodologia do Projeto.** s.n.t. / Apostila da disciplina Metodologia do Projeto - EPUSP. Xerocopiado/
- [9] LIZARZABURU, O. B. **Estudo da aplicação de transmissões hidrostáticas a ônibus urbanos.** / (trabalho de formatura) - Departamento de Engenharia Mecânica - EPUSP. / 1984.
- [10] MARINO JR, M. **Sistema motopropulsor alternativo para ônibus urbanos.** / (trabalho de formatura) - Departamento de Engenharia Mecânica - EPUSP. / 1995.

15. Anexos

Anexo 1: Tabela com dados de vendas de automóveis no Brasil

	1994	1995	1996 *	Jan/96	Fev/96	Mar/96	Abr/96	mai/96**
Corsa	54136	72432	53548	9888	9905	10471	11823	11461
Escort	48225	46545	20865	4120	706	8682	7000	357
Gol	136631	187564	69914	10715	14816	14405	13736	16242
Uno	203516	284655	120516	20952	22376	27445	23713	26030
Total Populares	444502	591196	264843	45675	47803	61003	56272	54090
Outros Modelos	655498	770352	269805	44990	61253	52515	40368	70679
Total Geral	1100000	1361548	534648	90665	109056	113518	96640	124769

Percentualmente:

	1994	1995	1996 *	Jan/96	Fev/96	Mar/96	Abr/96	Mai/96
Corsa	4,92	5,32	10,02	10,91	9,08	9,22	12,23	9,19
Escort	4,38	3,42	3,90	4,54	0,65	7,65	7,24	0,29
Gol	12,42	13,78	13,08	11,82	13,59	12,69	14,21	13,02
Uno	18,50	20,91	22,54	23,11	20,52	24,18	24,54	20,86
Total Populares	40,41	43,42	49,54	50,38	43,83	53,74	58,23	43,35
Outros Modelos	59,59	56,58	50,46	49,62	56,17	46,26	41,77	56,65

* Até maio

** Inclui o modelo Fiesta 1.0 i

Anexo 2: Características dos veículos populares

Modelo	Potência (cv)	Massa (kg)	Aceleração 0 - 100 km/h (s)	Comprimento (mm)	Largura (mm)
Uno 1.0 EP	58	896	18.64	3644	1548
Corsa 1.0	60	885	18.88	3729	1729
Gol 1.0	49.8	946	22.31	3807	1647
Escort Hobby 1.0	50	890	19.87	4020	1640
Palio 1.0	61	910	16.30	3735	1614
Fiesta 1.0	51.5	931	19.30	3828	1634

Anexo 3: Teste comparativo entre dois automóveis FIAT PUNTO, um com transmissão manual e outro com transmissão continuamente variável

Technical specification

	S	Selecta
ENGINE		
No. of cylinders, arrangement	4 in line, front transverse	
Bore x stroke (mm)	70.8x78.9	70.8x78.9
Capacity (cc)	1242	
Compression ratio	9.6:1	
Max. power output: bhp-EC (kW-EC) at rpm	58 (43) 5500	60 (44) 5500
Peak torque: kgm-EC (Nm-EC) at rpm	9.8 (96) 3000	10 (98) 3000
Timing gear (control)	SOHC (toothed belt)	
Fuel feed	electronic SPI combined with ignition	
Ignition	electronic with static advance, combined with injection	
TRANSMISSION		
Drive	front	
Gear ratios:		
□ 1st	3.909:1	-
□ 2nd	2.157:1	-
□ 3rd	1.480:1	-
□ 4th	1.121:1	-
□ 5th	0.902:1	-
□ Reverse	3.818:1	-
Final drive	3.563:1 (16/57)	-
STEERING		
Type	rack and pinion, with variable ratio	

Turning circle (m)	9.7	9.7
--------------------	-----	-----

BRAKES - D (disc) - T (drum)

Front: dia. (mm)	D 240
------------------	-------

Rear: dia. (mm)	T 180
-----------------	-------

SUSPENSION

Front	independent MacPherson type, with transverse lower wishbones anchored to an auxiliary cross beam; anti-roll bar
-------	---

Rear	independent MacPherson type, with longitudinal trailing arms anchored to auxiliary cross beam; anti-roll bar
------	--

DIMENSIONS

Wheelbase (mm)	2450
Front/rear track* (mm)	1369/1352
Length/Width/Height* (mm)	3,76/1,62/1,45
Luggage compartment VDA (dm ³)	280-1080

WHEELS

Tyres	155/70 R 13	165/65 R 14
	S	T

ELECTRICAL EQUIPMENT (12V)

Battery capacity (Ah)	40	40
Alternator: max. current (A)	65	65

WEIGHTS - SUPPLIES

Kerb weight DIN (kg)	865/880 (5-door)	950/965 (5-door)
Fuel tank (litres)	47	

PERFORMANCE

Top speed (km/h)	160	150
Acceleration (2 adults + 20 kg) (sec.):		
□ 0-100 km/h	14.5	17.5
□ 0-1000 m	36	38

ECE CONSUMPTION (l/100 km)

at 90 km/h	4.8	5.5
at 120 km/h	6.4	7.4
urban cycle	7.5	7.5
* unladen		



Anexo 4: Motor hidráulico de pistões axiais

REXROTH
Bomba/Motor de Pistões Axiais
 Constante Tipo A2F

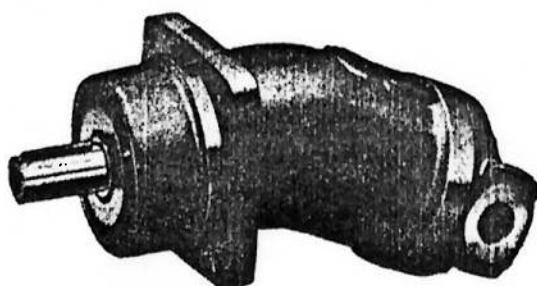
RP
91.000
TN 10 a 915 cm³/rot.

Pressão Máx. 400 bar.

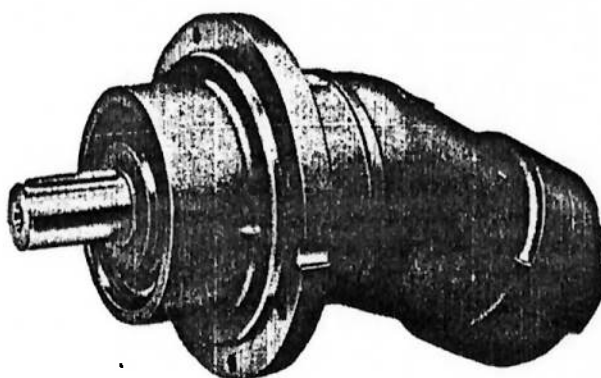
Edição 10.78

Dados de encomenda	2/3
Descrição	4
Características construtivas	4
Características conforme VDI 3278/3279	4
Características hidráulicas	5
Det. dos tamanhos nominais e dados téc.	4/5

Nomograma	6
Desenho em corte	6
Curvas de Rendimento	7
Dimensionamentos para TN 10 a 225	8/9
Dimensionamentos para TN 379 a 915	10
Acionamento	11



Tamanho nominal 10-225



Tamanho nominal 379-915

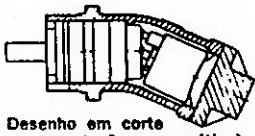
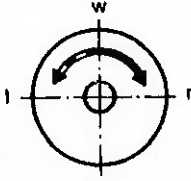
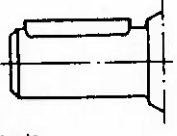
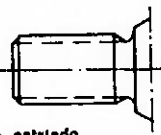
Bomba/motor constante A2F

HYDROMATIK

UMA ASSOCIADA DO GRUPO REXROTH



Denominação resumida

1. Tipo bomba/motor	2. Tamanho nominal	3. Sentido de rotação	4. Série	5. Ponta de eixo
A2F	55	r	1	P
Bomba/motor constante A2F Grupo de fabricação A2  Desenho em corte (representação esquemática)	(9,4 cm³/rot.) 10 (11,6 cm³/rot.) 12* (22,7 cm³/rot.) 23 (28,1 cm³/rot.) 28* (44,3 cm³/rot.) 45 (54,8 cm³/rot.) 55* (63,0 cm³/rot.) 63 (80,0 cm³/rot.) 80* (86,5 cm³/rot.) 87 (107 cm³/rot.) 107* (125 cm³/rot.) 125 (160 cm³/rot.) 160* (182 cm³/rot.) 182 (225 cm³/rot.) 225* (379 cm³/rot.) 379 (468 cm³/rot.) 468* (740 cm³/rot.) 740 (915 cm³/rot.) 915* Deve ser empregado com preferência	Visto sobre a ponta de eixo direita r esquerda l alternado w (Exceto nas bombas em circuito aberto) 	Número de Série 1 Número de Série 2 Número de Série 3 Número de Série 4	Chaveta P Eixo estriado Z  Chaveta  Eixo estriado

Classificação das séries, pontas de eixo e placas de conexão para os tamanhos nominais

Série		4		3		1	2	2		2		2		1		2		2	
Tamanho nominal		10	12	23	28	45	55	63	80	87	107	125	160	182	225	379	468	740	915
Número da placa de conexão	1	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P	P	P	P
	2					P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P	P	P	P
	3					P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z				
	4	P/Z	P/Z	P/Z	P/Z														

Exemplo de encomenda:
A2F.55.r.2.P.1
Motor constante A2F,
Tamanho nominal 55,
Sentido de rotação à direita,
Série 2, Ponta de eixo com chaveta, Placa de conexão 1

6. Placa de conexão

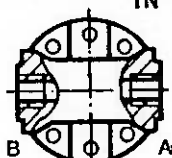
1

Placa de conexão	1
Placa de conexão	2
Placa de conexão	3
Placa de conexão	4

Emprego da placa de conexão no
Funcionamento como motor

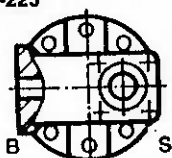
TN 10-225

1
TN 10
até 225

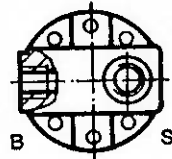
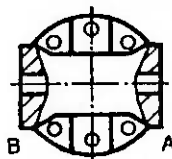


Funcionamento como bomba
(circuito aberto)

3
TN 45
até 225



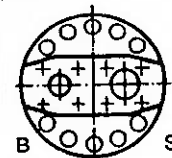
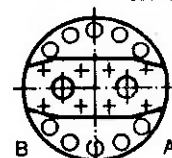
2
TN 45
até 225



4
TN 10
até 28

TN 379-915

1
TN 379
até 915



2
TN 379
até 915

Conexões:
A, B tubulações de pressão
S tubulações de sucção

Placas de conexão

Tamanhos nominais 10-225



Placa de conexão 1



Placa de conexão 3



Placa de conexão 2



Placa de conexão 4

Tamanhos nominais 379-915



Placa de conexão 1



Placa de conexão 2

Descrição

As unidades de êmbolos axiais do tipo A2 com volume de deslocamento constante podem trabalhar como hidro-bombas ou como hidro-motores.

No funcionamento como bomba a vazão de transporte é proporcional a rotação de acionamento e ao volume de deslocamento.

No funcionamento como motor a rotação de acionamento é proporcional a vazão de absorção e inversamente proporcional ao volume de deslocamento.

O momento de torção de saída aumenta com o diferencial de pressão entre o lado de pressão alta e o lado de pressão baixa.

Características construtivas

- Construção de eixo inclinado com comando
- Placa de comando esférica, proporcionando um assento livre momentâneo do cilindro
- União entre êmbolo e haste esférica sem pino por meio de moldagem a frio
- Cilindros de aço com superfícies deslizantes de liga antifricção
- Eixo de acionamento resistente às forças transversais
- Lubrificação dependente da pressão de trabalho entre cilindro, placa de comando, êmbolos-hastes esféricas e pino central

Características conforme VDI 3278 resp. 3279

Construção: Unidade de êmbolos axiais em construção de eixo inclinado com comando (comando por fendas).

Tipo de fixação: Fixação por flange e fixação por base

Peso (kg): vide dimensionamentos

Posição de montagem: Qualquer; a tubulação de óleo de dreno deve ser disposta de tal maneira, que a bomba ou o motor permaneçam preenchidos com óleo.

Conexão da tubulação: vide dimensionamentos

Tamanho da conexão: vide dimensionamentos

Sentido da vazão

Rotação à direita	Rotação à esquerda
de A para B de S para B*)	de B para A de S para A*)

*) nas bombas com circulação aberta

Rotação: olhando a ponta de eixo de frente: direita, esquerda ou alternada (alternada, exceto nas bombas em circulação aberta).

Faixa de rotação: A rotação mínima para empregos normais não é limitada. Quando forem feitas grandes exigências na uniformidade do movimento de rotação, solicitamos que nas rotações menores do que 50 rpm seja feita uma consulta. Rotações máximas (n_{max}) vide dados técnicos e nomograma.

Determinação dos tamanhos nominais e dados técnicos

No sistema técnico de medidas

Bomba	Vazão conduzida	$Q = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000}$	[l/min]
	Momento de torção	$M = \frac{1,62 \cdot V_g \cdot \Delta p}{1000 \cdot \eta_{mh}}$	[kpm]
	Potência	$P = \frac{M \cdot n}{975} = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t}$	[kW]

Motor	Volume de absorção	$Q = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_v}$	[l/min]
	Momento de torção	$M = \frac{1,62 \cdot V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{1000}$	[kpm]
	Potência	$P = \frac{M \cdot n}{975} = \frac{Q \cdot \Delta p \cdot \eta_t}{600}$	[kW]

No sistema SI

Bomba	Vazão conduzida	$Q = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000}$	[l/min]
	Momento de torção	$M = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_{mh}}$	[Nm]
	Potência	$P = \frac{M \cdot n}{9549} = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t}$	[kW]

Motor	Volume de absorção	$Q = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_v}$	[l/min]
	Momento de torção	$M = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{100}$	[Nm]
	Potência	$P = \frac{M \cdot n}{9549} = \frac{Q \cdot \Delta p \cdot \eta_t}{600}$	[kW]

Características

Tamanho nominal
Volume de deslocamento V_g por rotação
Constante do momento de torção 4)
Rotação máxima em circulação fechada n_{max}
Rotação máxima em circulação aberta $n_{sucção}$
Momento de inércia J no eixo de acionamento
Momento de inércia do volante GD^2

Tabela de valores

Tamanho nominal
Rotação do motor elétrico n_E
Vazão conduzida com rotação do motor elétrico
Pot.com rotação do motor elétrico $e^* \Delta p = 320$ bar
Volume de absorção ou conduzida com rot n_{max}
Potência com rotação n_{max} e $\Delta p = 320$ bar
Vazão conduzida com rotação $n_{sucção}^2$)
Potência com rotação $n_{sucção}$ e $\Delta p = 320$ bar
Momento de torção 4) com $\Delta p = 320$ bar

- V_g volume de deslocamento geométrico máximo (cm³) por rotação
 Δp Diferencial de pressão (bar)
 n Rotação (min⁻¹)
 η_v Rendimento volumétrico
 η_{mh} Rendimento mecânico-hidráulico
 η_t Rendimento total ($\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{mh}$)

Características hidráulicas

Faixa de pressão de trabalho na entrada

Bomba

Pressão absoluta na conexão S, A ou B

$p_{e\ min}$ _____ 0,7 bar (0,3 bar sub pressão)

A pressão de alimentação em circulação fechada é escolhida geralmente entre 2 e 6 bar de acordo com a rotação da bomba e a viscosidade do meio de trabalho.

Motor

Pressão na conexão A ou B

Pressão normal _____ p_n = 200 bar

Pressão nominal _____ p_N = 320 bar

Pressão máxima _____ p_{max} = 400 bar

(Indicações de pressão conforme VDMA 24312)

A soma das pressões nas conexões A e B não deverá ultrapassar 640 bar (Pressão individual no máximo 400 bar em cada lado).

Faixa de pressão de trabalho na saída

Bomba

Pressão normal _____ p_n = 200 bar

Pressão nominal _____ p_N = 320 bar

Pressão máxima _____ p_{max} = 400 bar

(Indicações de pressão conforme VDMA 24312)

Pressão do fluido de dreno

Pressão máxima admissível do fluido de dreno (na conexão T)

p _____ 1 bar (sobre pressão)

Na ultrapassagem e emprego simultâneo da rotação máxima n_{max} solicitamos consultar-nos.

Faixa de temperatura

t_{min} _____ - 25° C

t_{max} _____ + 80° C

Faixa de viscosidade

γ_{min} _____ 10 cSt

γ_{max} _____ 1000 cSt

Viscosidade de trabalho ótima

γ_{opt} _____ 16...25 cSt

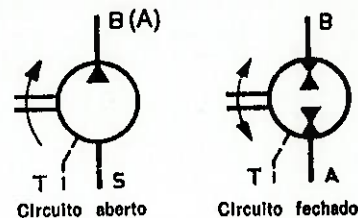
Fluido de pressão

Óleo mineral H-L/H-LP conforme DIN 51524/25. Indicações pormenorizadas sobre óleos minerais, fluidos de difícil combustão etc. estão contidas no nosso folheto DRU sob registro de catálogo 0-1.

Filtragem do fluido de pressão

Malha do filtro no mínimo 25-40 μm . Se possível deveriam ser usados filtros com 10 μm , pois quanto maior for a malha do filtro, menor é a perspectiva do tempo de uso.

Sistema de Funcionamento das unidades (Simbologia)



Conexões

- A, B Tubulações de pressão
- S Tubulações de sucção
- T Fluido de dreno

(Tamanhos nominais em caracteres enegrecidos devem ser usados com preferência)

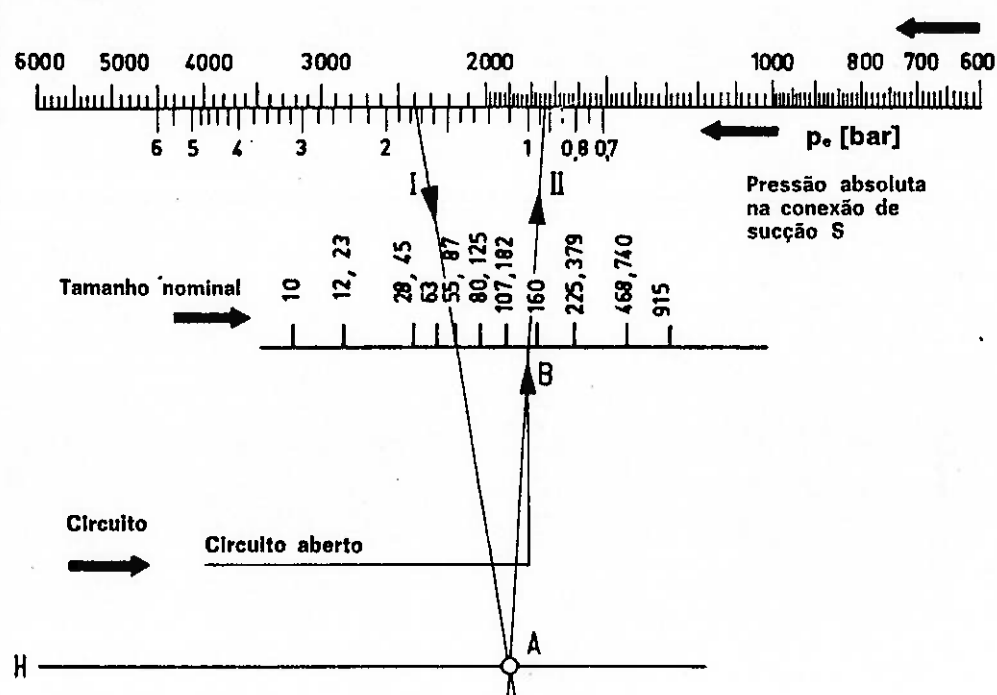
Dim.	10	12	23	28	45	55	63	80	87	107	125	160	182	225	379	468	740	915
cm ³	9,4	11,6	22,7	28,1	44,3	54,8	63	80	86,5	107	125	160	182	225	379	468	740	915
kpm/bar	0,0153	0,0188	0,0367	0,0455	0,0719	0,0887	0,102	0,130	1,140	0,173	0,202	0,259	0,295	0,364	0,614	0,758	1,204	1,482
Nm/bar	0,1501	0,1844	0,3600	0,4463	0,7053	0,8701	1,001	1,275	1,373	1,697	1,982	2,541	2,894	3,571	6,023	7,436	11,81	14,54
min ⁻¹	6000	6000	4750	4750	3750	3750	3350	3350	3000	3000	2650	2650	2360	2360	1900	1900	1500	1500
min ⁻¹	5000	4000	4000	3000	3000	2500	2700	2240	2500	2000	2240	1750	2000	1500	1500	1200	1200	1000
kg m ²	0,0004	0,0004	0,0017	0,0017	0,0052	0,0052	0,0109	0,0109	0,0167	0,0167	0,0322	0,0322	0,0532	0,0532	0,225	0,225	0,702	0,702
kpm ²	0,0017	0,0017	0,0068	0,0068	0,021	0,021	0,0438	0,0438	0,067	0,067	0,129	0,129	0,213	0,213	0,90	0,90	2,81	2,81

(Valores teóricos, desconsiderando η_{mh} e η_v)

Dim.	10	12	23	28	45	55	63	80	87	107	125	160	182	225	379	468	740	915
min ⁻¹	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	970	970	970
l/min	16,4	20,3	39,7	49,2	77,5	95,9	110,3	140,0	150,9	187,1	218,4	280,0	318,6	393,4	663,3	454	718	888
kW	8,77	10,86	21,12	26,19	41,40	51,17	58,78	74,71	80,74	99,81	116,47	149,29	170,17	210,00	353,62	242	383	473
l/min	56,4	69,6	108	133,5	166	206	211	268	259	321	331	424	429	531	720	889	1110	1372
kW	30,1	37,1	57,5	71	88,6	110	112,6	143	138	171	176	226	229	282	384	474	592	732
l/min	45,6	45	88	81,8	129	133	165	174	210	208	272	272	353	327	551	545	861	888
kW	24,3	24	47	43,6	68,8	71	88	93	112	111	145	145	188	175	294	290	459	473
kpm	4,9	6	11,7	14,6	23	28,4	32,6	41,6	44,8	55,4	64,6	82,9	94,4	116	196	243	385	474
Nm	48	59	115	143	226	278	320	408	439	543	634	813	926	1143	1927	2380	3779	4653

- 1) Os valores são considerados para uma pressão absoluta de 1 bar (sobre pressão = 0) na abertura de sucção S e quando operados com óleo mineral.
- 2) Incluído 3% de perda de volume de deslocamento.
- 3) Em circuito aberto, V_g é 3% menor.
- 4) Desconsiderando η_{mh}

Nomograma



A rotação admissível n_{adm} é dada pelo nomograma. No funcionamento como motor, as rotações admissíveis para o circuito aberto valem para o circuito fechado, bem como o regime de alimentação. na ultrapassagem dos valores indicados solicitamos consultar-nos.

Exemplo

Dados:

Tamanho nominal 55
Rotação de acionamento 2400 min^{-1} , circuito aberto.

Procurado:

Pressão necessária p_s na conexão de sucção

Solução:

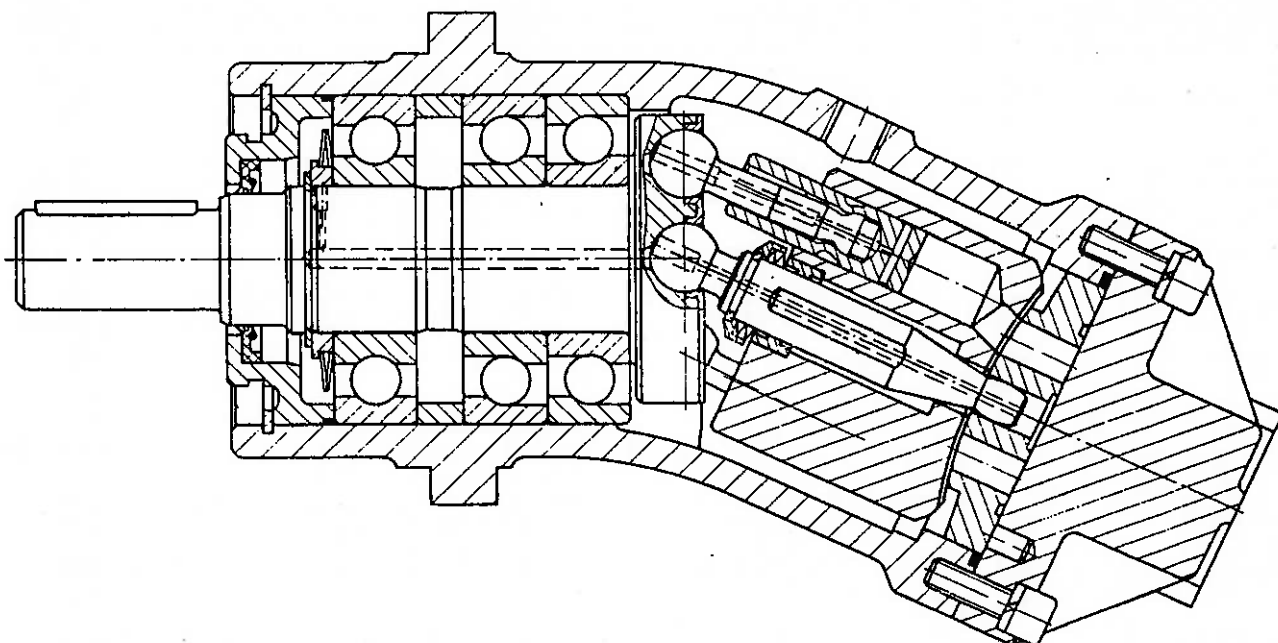
De acordo com o tamanho nominal 55 a linha I da escala n_{adm} resulta o ponto de intersecção A sobre a linha H. A linha II partindo do ponto A para o ponto B sobre a escala do circuito resulta 0,94 bar na escala p_s .

Deverão estar relacionados sempre:

1. Escalas p_s , circuito e linha auxiliar H.
2. Linha auxiliar H, escalas, tamanho nominal e n_{adm} .

A rotação admissível na circulação aberta (trabalho de sucção) pode ser aumentada com pressão de trabalho de entrada $p_e > 1$ bar absoluto, e deve ser diminuída com $p_e < 1$ bar absoluto.

Desenho em corte

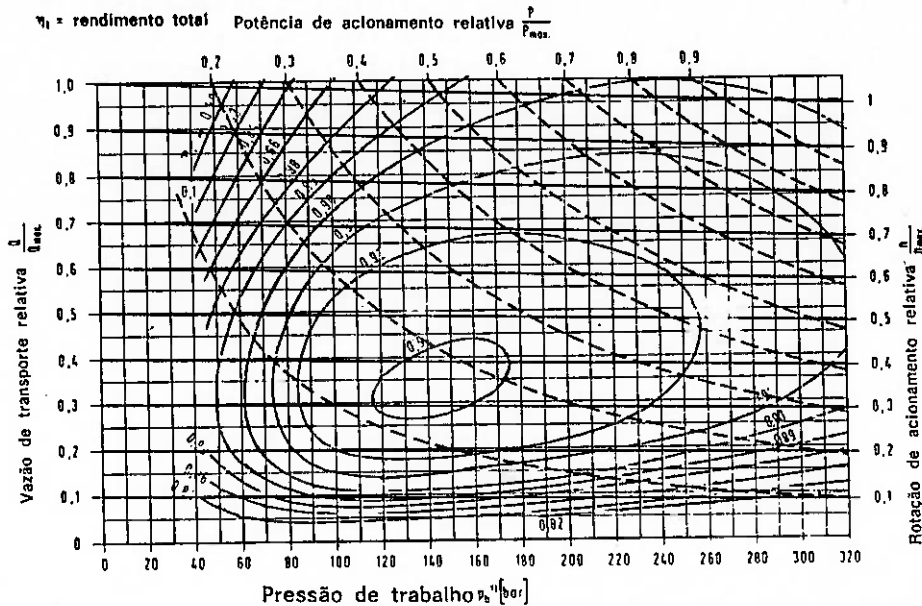


Curvas de Rendimento

As indicações são valores médios dos diversos tamanhos nominais, com 50°C e 35 cSt. Isto significa que tipos de bombas ou motores maiores tendem para rendimentos altos e os menores tendem para rendimentos mais baixos.

Para indicações pormenorizadas do rendimento mecânico e hidráulico solicitamos consultar-nos.

Rendimento da bomba ($\alpha = 25^\circ$)



1) Como substituição da pressão p_b poderá também ser introduzida a pressão diferencial Δp (bar) entre a conexão A e B. Neste caso no entanto a pressão baixa não deverá ultrapassar a 16 bar.

Rendimento do motor ($\alpha = 25^\circ$)

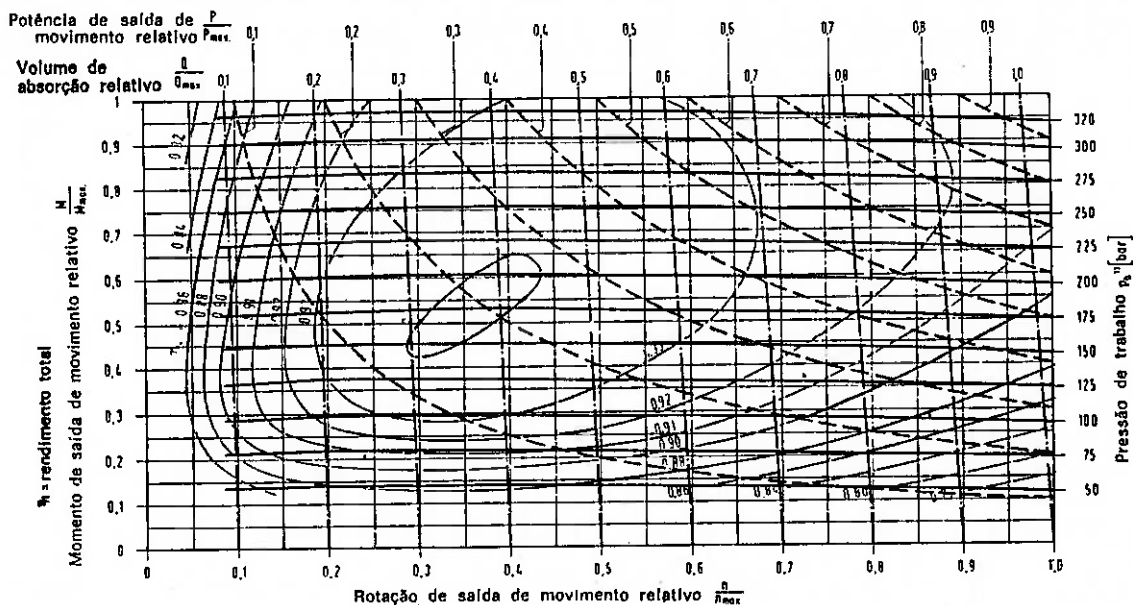


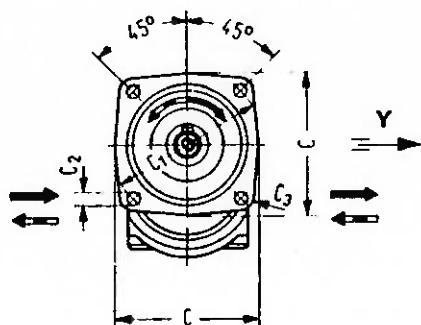
Tabela de valores (valores teóricos desconsiderando η_{mh} e η_v)

Tamanho nominal	12	23	28	45	55	63	80	87	107	125	160	182	225	379	468	740	915
n_{max} [min ⁻¹]	6000	6000	4750	4750	3750	3750	3350	3350	3000	3000	2650	2650	2360	2360	1900	1900	1500
Q_{max} [l/min]	56,4	69,5	107,8	133	166	208	211	268	259	321	331	424	429	530	720	890	1110
P_{max} [kW] *	30	37	57,5	71	88,5	110	112	143	138	171	176	226	229	282	384	475	592
M_{max} [kpm] *	4,87	6,00	11,8	14,6	23	28,6	32,6	41,6	44,8	55,5	64,8	83,0	94,6	116	197	243	384

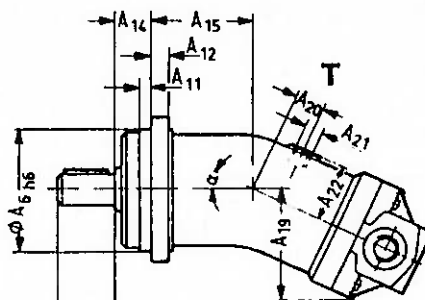
* com $\Delta p = 320$ bar

Dimensionamento para os tamanhos nominais 10 a 225

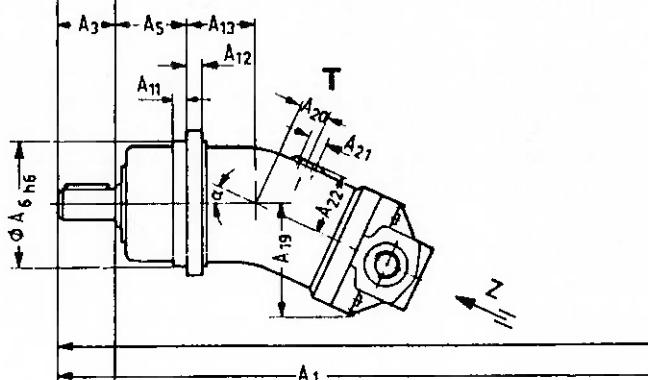
Vista Y



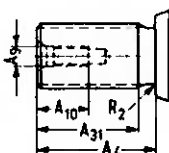
Série 2



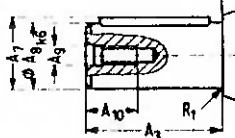
Série 3
Série 4



Perfil de eixo estriado
DIN 5480



Chaveta DIN 6885



Vista em
direção Z

Tamanho nominal	Série	Placa de ligação indicada	A		A1		A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10	A11
			α 20°	α 25°	α 20°	α 25°									
10 12	4	1 - - 4	235	232	-	-	40	34	40	80	22,5	20	M 6	16	8
23 28	3	1 - - 4	296	293	-	-	50	43	50	100	27,9	25	M 8	19	8
- 55	2	- 2 3 -	-	381	-	376	60	35	-	125	33	30	M 12	28	10
63 80	2	- 2 3 -	452	450	447	444	70	40	-	140	38	35	M 12	28	10
- 107	2	- 2 3 -	-	476	-	468	80	45	-	160	43	40	M 12	28	10
125 180	2	- 2 3 -	552	546	547	540	90	50	-	180	48,5	45	M 16	36	10

Tamanho nominal	B4	B5	B6	B7	B10	B11	B12	B13	B14	B15	C	C1
	Rosca	Prof.	Rosca	Prof.	Rosca	Prof.	Rosca	Prof.	Rosca	Prof.		
10 12	M22 x 1,5	14	-	-	-	-	-	-	42	M33 x 2	18	100
23 28	M27 x 2	16	-	-	-	-	-	-	53	M42 x 2	20	125
45 55	M33 x 2	18	19	-	48	M10	16	50,8	23,8	M10	17	160
63 80	M42 x 2	20	25	-	60	M12	18	57,2	27,8	M12	17	180
87 107	M42 x 2	20	25	-	60	M12	18	57,2	27,8	M12	17	200
125 180	M48 x 2	22	32	-	75	M16	24	66,7	31,8	M14	19	224

Antes da determinação de sua construção solicitamos confirmar as medidas de instalação definitivas.

9

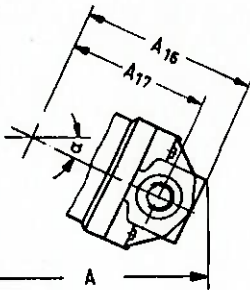
Placa de conexão 1 e 2 para funcionamento como motor para funcionamento como bomba (circuito fechado)

Placa de conexão 3 e 4 para funcionamento como bomba (circuito aberto)

Na rotação à esquerda as placas de conexão 3 e 4 são giradas em 180°

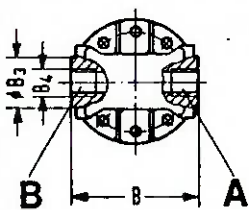
A

Conexão A, B: Rosca

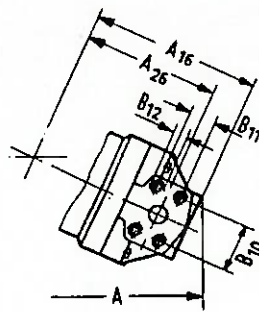


Placa de conexão

1

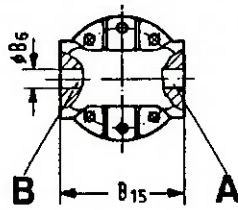


Conexão A, B
Flange SAE 6000 psi
(vide medida C₁)



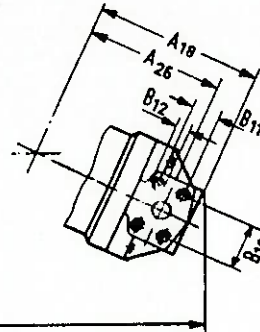
Placa de conexão

2



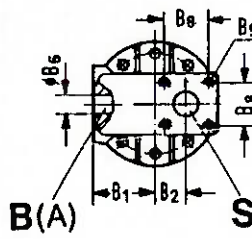
Conexão B (A):
Flange SAE 6000 psi
(vide medida C₁)

Conexão S
Flange de sucção Z 2
(vide registro de catálogo 7)

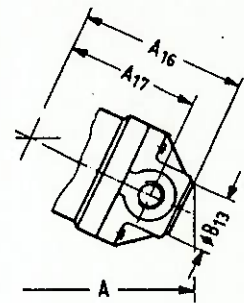


Placa de conexão

3

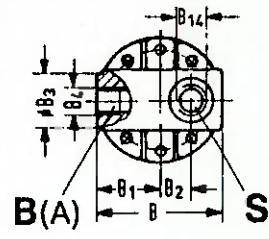


Conexão B (A), S:
Rosca



Placa de conexão

4



A ₁₂	A ₁₃	A ₁₄	A ₁₅	A ₁₆	A ₁₇	A ₁₈	A ₁₉ α 20° α 25°	A ₂₀	A ₂₁	A ₂₂	A ₂₄	A ₃₁	B	B ₁	B ₂	B ₃
12,5	42	—	—	112	90	—	69 75	10	M 12 x 1,5	40	—	22	85	42,5	18	40
16	50	—	—	145	118	—	88 95	25	M 16 x 1,5	50	—	28	106	53	25	47
20	—	32	108	183	150	178	— 118	31,5	M 18 x 1,5	63	151	28	132	63	29	53
23	—	32	137	213	173	208	126 140	36	M 18 x 1,5	77	173	33	156	75	35,5	63
25	—	40	130	230	190	225	— 149	40	M 18 x 1,5	80	190	37,5	165	80	35,5	66
28	—	40	156	262	212	257	159 173,5	45	M 22 x 1,5	93	212	43	195	95	42,5	70

* Não corresponde a última norma DIN 5480 (14 dentes)

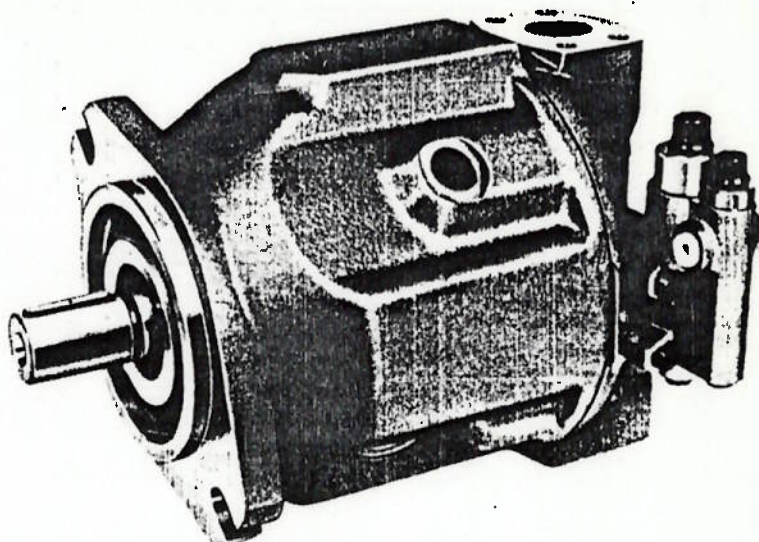
C ₂	C ₃	C ₅	R ₁	R ₂	Chaveta DIN 6885	Perfil de eixo estriado DIN 5480	Tamanho nominal α 20° α 25°	Peso (kg)
9,0	10	—	0,4	1,2	A 6 x 6 x 32	W 20 x 1,25 x 14 x 9g	10 12 5	
11,0	12	—	0,6	1,2	AS 8 x 7 x 40	W 25 x 1,25 x 18 x 9g	23 28 12	
13,5	16	3/4"	1,6	1,6	AS 8 x 7 x 50	W 30 x 2 x 14 x 9g *	45 55 23	
13,5	16	1"	1,6	1,6	AS 10 x 8 x 56	W 35 x 2 x 16 x 9g	63 80 33	
17,5	20	1"	1,6	1,6	AS 12 x 8 x 63	W 40 x 2 x 18 x 9g	87 107 44	
17,5	20	1 1/4"	2,5	2,5	AS 14 x 9 x 70	W 45 x 2 x 21 x 9g	125 160 63	

Anexo 5: Bomba hidráulica de pistões axiais com vazão variável tipo placa inclinada.

REXROTH**Bomba variável A10VSO Série 30B**Execução para circuito aberto
Pistões Axiais, tipo placa inclinada

TN 28 - 100

Pressão nominal 250 bar, pressão de pico 315 bar

RP
92 701/04.89**Faixa de pressão média****Descrição**

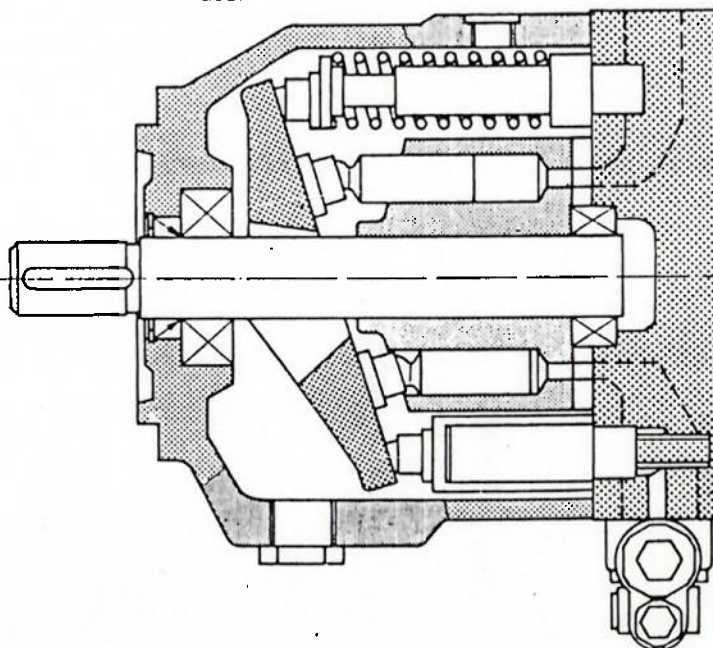
A bomba de pistões axiais de vazão variável A10VSO tipo placa inclinada é concebida para transmissões hidrostáticas para circuitos abertos. A vazão é proporcional à rotação de acionamento e ao deslocamento geométrico. Através do ajuste da placa inclinada é possível uma variação contínua da vazão da mesma.

Características

- Flange de montagem de 2 furos e eixo estriado conforme SAE-J744, ou eixo cilíndrico com chaveta
- Conexões flangeadas conforme SAE-J518
- 2 conexões de dreno.

Corte

- Altas rotações de acionamento
- Boas características de sucção
- Pressão nominal de operação contínua de 250 bar
- Baixo nível de ruído
- Longa vida útil
- Possibilidade de carregamento axial e radial no eixo
- Baixa relação peso-potência
- Vasta gama de reguladores
- Tempos de regulagem curtos
- Opcional com eixo passante
- Execução sem peças de alumínio
- Possível aplicação com fluidos que contenham água ou fluidos sintéticos, neste caso com valores de operação reduzidos.



Bomba variável A10VSO, Série 30 B

Dados de encomenda

A10VS	O			30B	/	-			C		
-------	---	--	--	-----	---	---	--	--	---	--	--

Fluido

Óleo mineral (sem designação)

HFA-HFB e HFC

Bomba de pistões axiais

Variável, de placa inclinada

A10VS

Tipo de aplicação

Bomba em circuito aberto

O

Tamanho nominal

Deslocamento geométrico Vg. máx. (cm³)

28 45 71 100

Reguladores e variadores

Regulador de pressão constante

DR

Regulador de pressão e vazão constantes

DFR

Regulador de pressão, vazão e potência constantes

DFLR

Regulador elétrico de vazão

FE

FE

FE

D

FED

Com regulagem de pressão

1) Fornecimento standard com gicleur no canal X; se desejado fechado, indicar por extenso.

2) Somente na execução (62) - (vide abaixo).

Série

30 a 39: Medidas de conexões e montagem inalteradas(*)

30B

Sentido de rotação

Visto sobre o eixo de acionamento

à direita

R

à esquerda

L

Vedações

Perbunan

P

Vitón

V

Eixo

Estriado conf. SAE

S

Eixo cilíndrico c/ chaveta conforme DIN 6885

P

Flange de montagem

Com 2 furos conforme SAE

C

Conexões para tubulação e eixo passante adicional

						28	45	71	100	
Conexão de pressão B Conexão de sucção S	Flange SAE atrás Fixação roscas UNC	61	N00			●	●	●		61 N00
		62	N00			●	●	●	●	62 N00
Conexão de pressão B Conexão de sucção S	Flange SAE lateral Fixação roscas UNC	62		K01		●	●	●	●	62 K01
		62			K02		●	●	●	62 K02
		62				●	●	●	●	62 K02
		62			K04		●	●	●	62 K04
		62					●	●	●	62 K04
		62			K07			●	●	62 K07

(Vide págs. 14 à 20)

Sem eixo passante

Flange de montagem	Eixo	Para montagem de:
SAE-A; 2 furos	SAE-B estriado	G2 ¹⁾
SAE-B; 2 furos	SAE-B estriado	G3 ²⁾
		A10VSO28
SAE-B-B; 2 furos	SAE-B-B estriado	A10VSO45
SAE-C; 2 furos	SAE-C estriado	A10VSO71

● = Tipos possíveis

¹⁾ Bomba de engrenagem

Tipo: 1PF2G2...R

Vide catálogo RP10034

²⁾ Bomba de engrenagem

Tipo: 1PF2G3...B

Vide catálogo RP10038

(*)Nota: Código DR e DFR a série é 30B
Demais: série 30

Bomba variável A10VSO, Série 30 B

Dados técnicos

Fluidos

Informações detalhadas para a escolha de fluidos e das condições de aplicação, solicitamos verificar os nossos catálogos RD 90220 (Óleo mineral) ou RD 90223 (Fluidos HF), antes das aplicações.

Faixa de viscosidade de trabalho

Para se obter o melhor rendimento e durabilidade recomendamos escolher a seguinte faixa de viscosidade (na temperatura de trabalho):

$$\nu_{\text{ótima}} = \text{viscosidade } 16 \dots 36 \text{ mm}^2/\text{s}$$

baseada na temperatura do reservatório (circuito aberto).

Faixa de viscosidade limite

Os seguintes valores são válidos para condições de operação:

$$\nu_{\text{min}} = 10 \text{ mm}^2/\text{s}$$

por curtos períodos, à máxima temperatura permitida do dreno, 90°C

$$\nu_{\text{max}} = 1000 \text{ mm}^2/\text{s}$$

por curtos períodos na partida a frio

Escolha dos fluidos

Para a correta escolha do fluido, é condição indispensável, o conhecimento da temperatura no reservatório (circuito aberto), em função da temperatura ambiente.

Deve-se proceder a escolha de maneira que, na faixa de temperatura de trabalho, a viscosidade de trabalho deve localizar-se na faixa ótima ν ótima (vide campo reticulado de diagrama de seleção). Recomendamos escolher o grau mais elevado de viscosidade em cada caso.

Exemplo: Para uma temperatura ambiente de X°C temos uma temperatura de trabalho no reservatório de 60°C. Na faixa de viscosidade de trabalho ótima isto corresponde às classes de viscosidade VG46 ou VG68; (ν ótima; campo reticulado), escolher VG68.

Observar: A temperatura do óleo de dreno é influenciada com extrema crítica pela pressão e pela rotação e está sempre acima da temperatura do reservatório. Em nenhum local da instalação no entanto a temperatura poderá ultrapassar 90°C. Se as condições acima não puderem ser mantidas, por condições extremas de trabalho ou por alta temperatura ambiente, pedimos nos consultar.

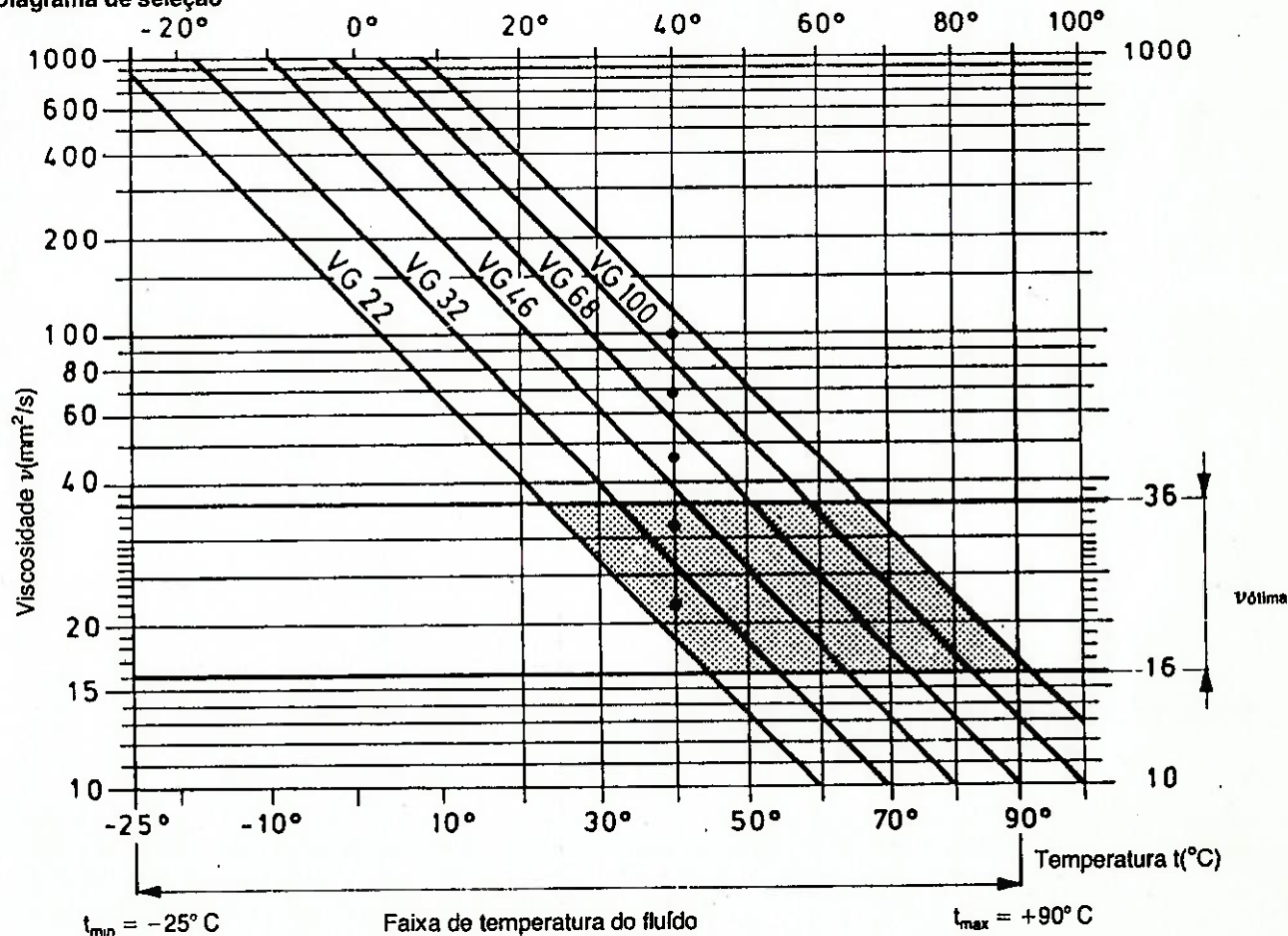
Filtragem do fluido

Para garantir a confiabilidade do funcionamento, deve ser mantido para fluido no mínimo a classe de pureza 9 conforme NAS 1638 ou classe 6 conforme SAE, ASTM, AIA. Isto é possível realizar com os filtros

Tipo DF... (vide 31278).

Disto resulta um quociente de filtração de $\beta_{20} \geq 100$.

Diagrama de seleção



Bomba variável A10VS0, Série 30 B

Dados técnicos

(Válidos para óleo mineral; para fluido que contenham água
Vide catálogo RD 90223)

Faixa de pressão na entrada

Pressão absoluta na conexão S

$P_{abs \text{ min.}}$ _____ 0,8 bar
 $P_{abs \text{ máx.}}$ _____ 30 bar

Faixa de pressão na saída

Pressão na conexão B

Pressão nominal P_n _____ 250 barPressão de pico $P_{máx.}$ _____ 315 bar

(Indicações de pressão conforme DIN 24312)

Pressão do fluido de dreno

Máxima pressão admissível do fluido de dreno (na conexão L):

No máximo 0,5 bar acima da pressão de entrada na conexão

S, no entanto nunca acima de 2 bar absoluto.

Sentido do fluido

De "S" para "B"

Determinação da pressão de entrada P_{abs} na conexão de entrada S, ou redução do volume em caso de aumento de rotação.

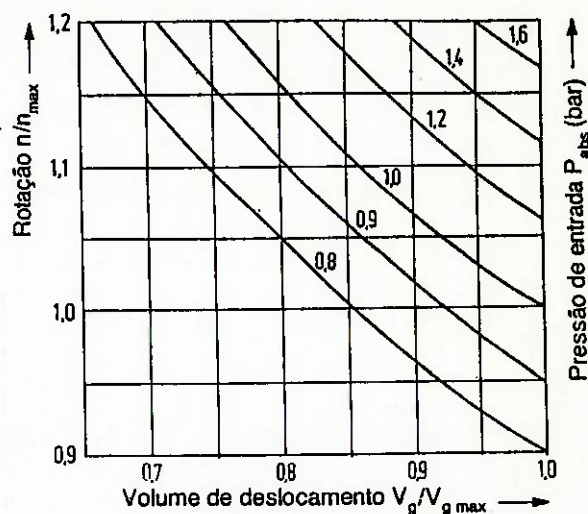


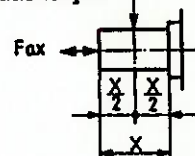
Tabela de valores

valores teóricos, sem considerar η_{mh} e η_v ; valores arredondados

Tamanho nominal				28	45	71	100
Deslocamento geométrico	$V_{g \text{ máx.}}$	cm ³		28	45	71	100
Rotação máxima ¹⁾	à $V_{g \text{ máx.}}$	$n_{o \text{ máx.}}$	rpm	3000	2600	2200	2000
Vazão	à $n_{o \text{ máx.}}$	$Q_{o \text{ máx.}}$	l/min	81	113	152	194
máxima ²⁾	à $n_E = 1750 \text{ rpm}$		l/min	47	76	121	170
Potência máxima	à $n_{o \text{ máx.}}$	$P_{o \text{ máx.}}$	KW	35	49	65	83
($\Delta p = 250 \text{ bar}$)	à $n_E = 1750 \text{ rpm}$		KW	21	33	53	74
Torque máximo	à $V_{g \text{ máx.}}$	$M_{\text{máx.}}$	Nm	111	179	282	397
($\Delta p = 250 \text{ bar}$)							
Torque	à $V_{g \text{ máx.}}$	M	Nm	45	72	113	159
($\Delta p = 100 \text{ bar}$)							
Momento da inércia sobre o eixo de acionamento	J	Kgm ²		0,0017	0,0033	0,0083	0,0167
Volume de preenchimento da carcaça		l		0,7	1,0	1,6	2,2
Peso (sem preenchimento)	m	Kg		15	21	33	45
Esforço axial máximo sobre o eixo	$F_{ax \text{ máx.}}$	N		1000	1500	2400	4000
Esforço radial máximo sobre o eixo	$F_{q \text{ máx.}}$	N		2400	3600	6000	10000

1) Os valores são válidos para pressão absoluta de 1 bar na conexão S.
Reduzindo-se o volume de deslocamento, ou aumentando a pressão de entrada, pode-se alterar a rotação conforme diagrama acima.

2) Incluindo 3% de perda de volume de deslocamento

Atuação das forças F_q 

Cálculo do tamanho nominal

$$\text{Volume de deslocamento } Q = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000} \quad [\text{l/min}]$$

$$\text{Torque de acionamento } M = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_{mh}} \quad [\text{Nm}]$$

$$\text{Potência de acionamento } P = \frac{2\pi \cdot M \cdot n}{60000} = \frac{M \cdot n}{9549} = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t} \quad [\text{KW}]$$

V_g = Volume geométrico de deslocamento [cm³] por rotação

Δp = Diferencial de pressão [bar]

n = Rotação [rpm]

η_v = Rendimento volumétrico

η_{mh} = Rendimento mecânico-hidráulico

η_t = Rendimento total [$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{mh}$]

Bomba variável A10VSO, Série 30 B

Indicações para a instalação

A posição de montagem é opcional. A carcaça da bomba deve estar cheia do fluido, na colocação em funcionamento e durante o funcionamento. Para obter os mais baixos valores de ruído, as tubulações (sucção, pressão e dreno) devem ser flexíveis. Na linha do dreno devem ser evitadas válvulas de retenção. Havendo necessidade favor consultar-nos.

1. Montagem vertical (Eixo para cima)

As seguintes condições de montagem devem ser observadas:

1.1 Montagem no reservatório

Antes da montagem preencher a carcaça com óleo na horizontal.

a) Se o nível mínimo do fluido estiver igual ou acima da face do flange de montagem, abrir conexões "L", "L1" e "S" abertas (ver fig. 1).

b) Se o nível mínimo do fluido estiver abaixo da face do flange de montagem: montar conexões "L1" e "S". Montar conexão "L" de acordo com 1.2.1

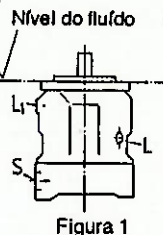


Figura 1

1.2 Montagem fora do reservatório

Antes da montagem preencher a carcaça com óleo na horizontal.

Montagem sobre o reservatório conforme fig. 2.

Condição limite:

1.2.1 Pressão mínima de entrada

Pmin. entr. = 0,8 bar em aplicação estática e dinâmica

Atenção: Montagem sobre o reservatório evitar quanto possível, quando é especificado nível baixo de ruído.

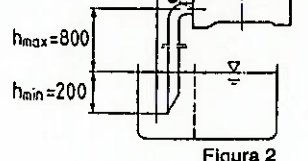


Figura 2

A altura de sucção permitida h resulta da perda total de pressão, não poderá no entanto ser maior que $h_{\max} = 800$ mm (profundidade de imersão $h_{\min} = 200$ mm).

$$\text{Perda total de pressão } \Delta p_{\text{total}} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \leq (1 - p_{\text{entr. min}}) = 0,2 \text{ bar}$$

Δp_1 : Perda de pressão no tubo por aceleração da coluna do fluido

$$\Delta p_1 = \frac{\delta \cdot l \cdot dv}{dt} \cdot 10^{-5} \text{ (bar)}$$

δ = densidade (kg/m³)

l = Comprimento do tubo (m)

dv/dt = Alteração da velocidade de sucção (m/s²)

Δp_2 = Perda de pressão devido a diferença de altura manométrica

$$\Delta p_2 = h \cdot \delta \cdot g \cdot 10^{-5} \text{ (bar)}$$

h = Altura (m)

δ = densidade (kg/m³)

g = aceleração de queda livre = 9,81 m/s²

Δp_3 = Perda de pressão na tubulação (curvas, etc)

Os cálculos se aplicam para os seguintes reguladores: DR, DFR, DFLR

2. Montagem horizontal

A montagem deve ser de tal maneira que, a conexão "L" ou "L1" fiquem em cima

2.1 Montagem dentro do reservatório

a) Se o nível mínimo do fluido estiver igual ou acima da aresta superior da bomba: Conexão "L", "L1" e "S" abertas (ver fig. 3).

b) Se o nível mínimo do fluido estiver abaixo da aresta superior da bomba: Montar tubulação "L", "L1" e eventualmente "S" conforme 1.2.1

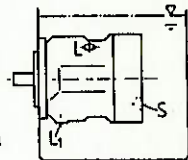


Fig. 3

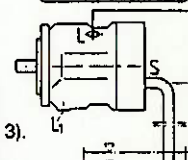


Fig. 4

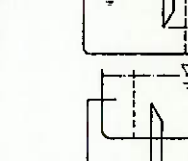


Fig. 5

2.2 Montagem fora do reservatório

Antes de colocar em funcionamento, preencher a carcaça da bomba com óleo.

a) Montagem acima do reservatório conforme fig. 4. Condições conforme 1.2.1

b) Montagem abaixo do reservatório
Conexões "L" e "S" conforme fig. 5

Curvas características para regulador de pressão constante DR

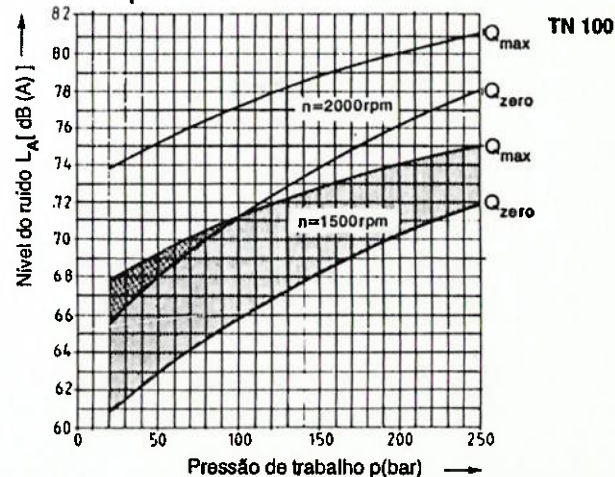
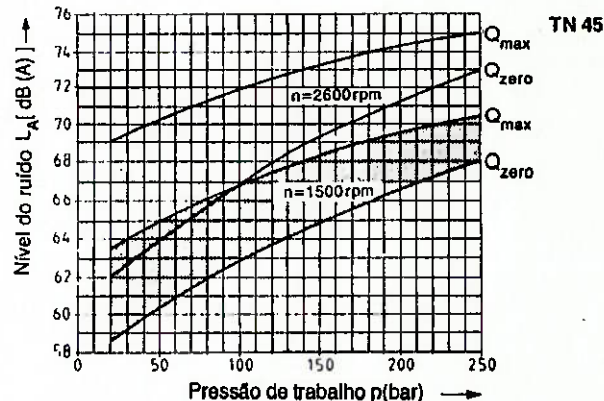
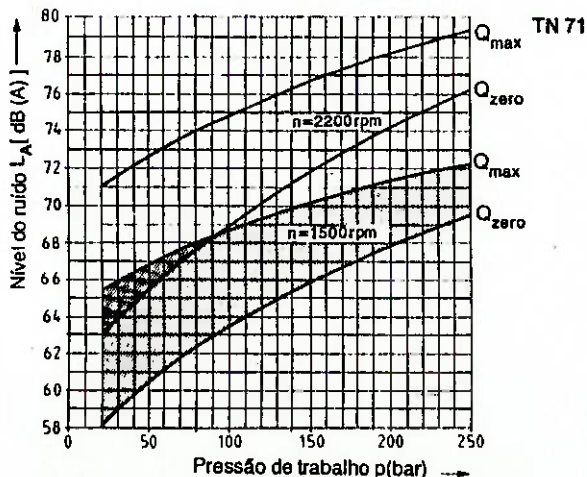
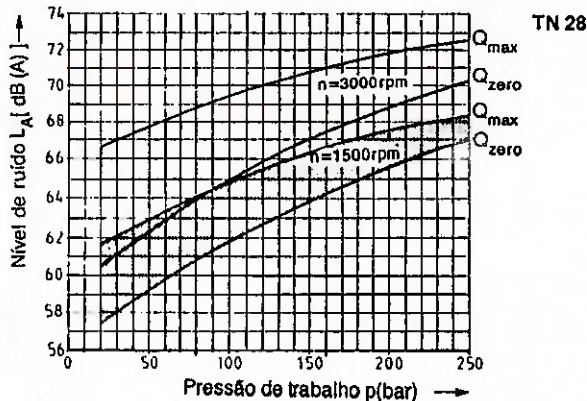
Comportamento de ruído

Medida em sala de medição de ruído conforme DIN 43635

Distância do medidor de ruído para a bomba = 1 m

Erro de medição conforme DIN 45635 parte 1: ± 2 dB(A)

(Fluido: Óleo hidráulico ISO - VG46 DIN 51519, $t = 50^\circ\text{C}$)



Anexo 6: Dados para construção dos gráficos - item 9.1

a = aceleração (m/s^2)

i = redução nas polias

inclinação (graus)

a	Torque	i
0	638,7339293	0,79841741
0,1	674,7339293	0,84341741
0,2	710,7339293	0,88841741
0,3	746,7339293	0,93341741
0,4	782,7339293	0,97841741
0,5	818,7339293	1,02341741
0,6	854,7339293	1,06841741
0,7	890,7339293	1,11341741
0,8	926,7339293	1,15841741
0,9	962,7339293	1,20341741
1	998,7339293	1,24841741
1,1	1034,733929	1,29341741
1,2	1070,733929	1,33841741
1,3	1106,733929	1,38341741
1,4	1142,733929	1,42841741
1,5	1178,733929	1,47341741
1,6	1214,733929	1,51841741
1,7	1250,733929	1,56341741
1,8	1286,733929	1,60841741
1,9	1322,733929	1,65341741
2	1358,733929	1,69841741
2,1	1394,733929	1,74341741
2,2	1430,733929	1,78841741
2,3	1466,733929	1,83341741
2,4	1502,733929	1,87841741
2,5	1538,733929	1,92341741
2,6	1574,733929	1,96841741
2,7	1610,733929	2,01341741
2,8	1646,733929	2,05841741
2,9	1682,733929	2,10341741
3	1718,733929	2,14841741
3,1	1754,733929	2,19341741
3,2	1790,733929	2,23841741
3,3	1826,733929	2,28341741
3,4	1862,733929	2,32841741
3,5	1898,733929	2,37341741
3,6	1934,733929	2,41841741
3,7	1970,733929	2,46341741
3,8	2006,733929	2,50841741
3,9	2042,733929	2,55341741
4	2078,733929	2,59841741

inclinação	Torque	i
0	362,4	0,453
1	413,710195	0,51713774
2	465,00476	0,58125595
3	516,268071	0,64533509
4	567,484512	0,70935564
5	618,638481	0,7732981
6	669,714398	0,837143
7	720,696703	0,90087088
8	771,569867	0,96446233
9	822,318394	1,02789799
10	872,926824	1,09115853
11	923,379742	1,15422468
12	973,661779	1,21707722
13	1023,75762	1,27969702
14	1073,652	1,342065
15	1123,32973	1,40416216
16	1172,77567	1,46596959
17	1221,97476	1,52746845
18	1270,91202	1,58864002
19	1319,57253	1,64946566
20	1367,94148	1,70992685
21	1416,00412	1,77000516
22	1463,74583	1,82968229
23	1511,15206	1,88894007
24	1558,20836	1,94776045
25	1604,90041	2,00612551
26	1651,21398	2,06401747
27	1697,13496	2,12141869
28	1742,64936	2,1783117
29	1787,74333	2,23467916
30	1832,40312	2,2905039
31	1876,61513	2,34576891
32	1920,36589	2,40045737
33	1963,64208	2,4545526
34	2006,43052	2,50803815
35	2048,71816	2,5608977
36	2090,49214	2,61311517
37	2131,73971	2,66467464
38	2172,44833	2,71556041
39	2212,60559	2,76575698
40	2252,19925	2,81524906

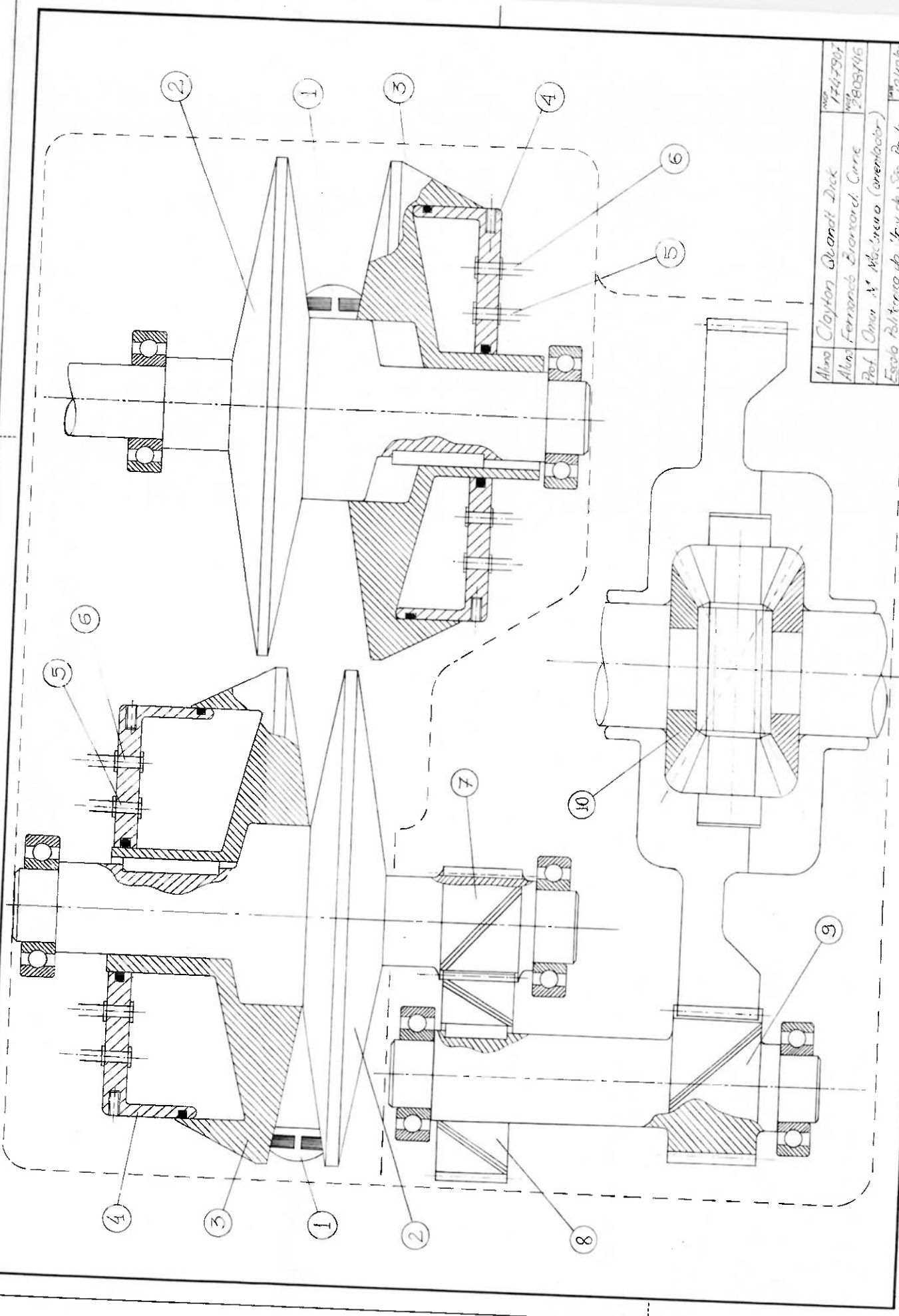
Massa	Torque	i
700	582,594792	0,72824349
750	624,208706	0,78026088
800	665,82262	0,83227827
850	707,436533	0,88429567
900	749,050447	0,93631306
950	790,664361	0,98833045
1000	832,278274	1,04034784
1050	873,892188	1,09236524
1100	915,506102	1,14438263
1150	957,120016	1,19640002
1200	998,733929	1,24841741
1250	1040,34784	1,3004348
1300	1081,96176	1,3524522
1350	1123,57567	1,40446959
1400	1165,18958	1,45648698
1450	1206,8035	1,50850437
1500	1248,41741	1,56052176
1550	1290,03133	1,61253916
1600	1331,64524	1,66455655
1650	1373,25915	1,71657394
1700	1414,87307	1,76859133
1750	1456,48698	1,82060873
1800	1498,10089	1,87262612
1850	1539,71481	1,92464351
1900	1581,32872	1,9766609
1950	1622,94264	2,02867829
2000	1664,55655	2,08069569
2050	1706,17046	2,13271308
2100	1747,78438	2,18473047
2150	1789,39829	2,23674786
2200	1831,0122	2,28876525
2250	1872,62612	2,34078265
2300	1914,24003	2,39280004
2350	1955,85394	2,44481743
2400	1997,46786	2,49683482
2450	2039,08177	2,54885222
2500	2080,69569	2,60086961
2550	2122,3096	2,652887
2600	2163,92351	2,70490439
2650	2205,53743	2,75692178
2700	2247,15134	2,80893918

Anexo 7: Dados para construção do gráfico - item 9.2

Diâmetro Atuarante (cm)	Raio interno(cm)	Diâmetro Externo Final	Força na Correia (N)
10	2,30	11,00	5307,20
11	2,53	12,10	4824,73
12	2,76	13,20	4422,67
13	2,99	14,30	4082,46
14	3,22	15,40	3790,86
15	3,45	16,50	3538,13
16	3,68	17,60	3317,00
17	3,91	18,70	3121,88
18	4,14	19,80	2948,44
19	4,37	20,90	2793,26
20	4,60	22,00	2653,60
21	4,83	23,10	2527,24
22	5,06	24,20	2412,36
23	5,29	25,30	2307,48
24	5,52	26,40	2211,33
25	5,75	27,50	2122,88
26	5,98	28,60	2041,23
27	6,21	29,70	1965,63
28	6,44	30,80	1895,43
29	6,67	31,90	1830,07
30	6,90	33,00	1769,07
31	7,13	34,10	1712,00
32	7,36	35,20	1658,50
33	7,59	36,30	1608,24
34	7,82	37,40	1560,94
35	8,05	38,50	1516,34
36	8,28	39,60	1474,22
37	8,51	40,70	1434,38
38	8,74	41,80	1396,63
39	8,97	42,90	1360,82
40	9,20	44,00	1326,80

Anexo 8: Dados para construção do gráfico - item 9.3

Força na Correia (N)	Ângulo das polias (graus)						
	8	10	12	14	16	18	20
5307,20	3657,16	4537,92	5396,58	6228,95	7030,97	7798,73	8528,50
4824,73	3324,69	4125,38	4905,98	5662,68	6391,79	7089,76	7753,18
4422,67	3047,63	3781,60	4497,15	5190,79	5859,14	6498,94	7107,09
4082,46	2813,20	3490,71	4151,22	4791,50	5408,44	5999,02	6560,39
3790,86	2612,25	3241,37	3854,70	4449,25	5022,12	5570,52	6091,79
3538,13	2438,10	3025,28	3597,72	4152,63	4687,31	5199,15	5685,67
3317,00	2285,72	2836,20	3372,86	3893,09	4394,35	4874,21	5330,31
3121,88	2151,27	2669,37	3174,46	3664,09	4135,86	4587,49	5016,77
2948,44	2031,75	2521,07	2998,10	3460,53	3906,09	4332,63	4738,06
2793,26	1924,82	2388,38	2840,31	3278,39	3700,51	4104,60	4488,69
2653,60	1828,58	2268,96	2698,29	3114,47	3515,48	3899,37	4264,25
2527,24	1741,50	2160,92	2569,80	2966,16	3348,08	3713,68	4061,19
2412,36	1662,34	2062,69	2452,99	2831,34	3195,89	3544,88	3876,59
2307,48	1590,07	1973,01	2346,34	2708,24	3056,94	3390,75	3708,04
2211,33	1523,81	1890,80	2248,57	2595,39	2929,57	3249,47	3553,54
2122,88	1462,86	1815,17	2158,63	2491,58	2812,39	3119,49	3411,40
2041,23	1406,60	1745,35	2075,61	2395,75	2704,22	2999,51	3280,19
1965,63	1354,50	1680,71	1998,73	2307,02	2604,06	2888,42	3158,70
1895,43	1306,13	1620,69	1927,35	2224,62	2511,06	2785,26	3045,89
1830,07	1261,09	1564,80	1860,89	2147,91	2424,47	2689,22	2940,86
1769,07	1219,05	1512,64	1798,86	2076,32	2343,66	2599,58	2842,83
1712,00	1179,73	1463,85	1740,83	2009,34	2268,05	2515,72	2751,13
1658,50	1142,86	1418,10	1686,43	1946,55	2197,18	2437,10	2665,16
1608,24	1108,23	1375,13	1635,33	1887,56	2130,60	2363,25	2584,39
1560,94	1075,63	1334,68	1587,23	1832,04	2067,93	2293,74	2508,38
1516,34	1044,90	1296,55	1541,88	1779,70	2008,85	2228,21	2436,72
1474,22	1015,88	1260,53	1499,05	1730,26	1953,05	2166,31	2369,03
1434,38	988,42	1226,47	1458,54	1683,50	1900,26	2107,77	2305,00
1396,63	962,41	1194,19	1420,15	1639,20	1850,25	2052,30	2244,34
1360,82	937,73	1163,57	1383,74	1597,17	1802,81	1999,67	2186,80
1326,80	914,29	1134,48	1349,14	1557,24	1757,74	1949,68	2132,13



Aluno	Clayton Grandt Dick	Nº	1747907
Aluno	Fernando Zavaroli Curte	Nº	2903746
Prof.	Onon A. Macineiro (orientador)		
Escola	Escola Politécnica de São Carlos		
Disciplina	11 Transmissão Mecânica "CVT"		
Matrícula			550/581

Anexo 9: Desenho de Conjunto

Anexo 10: Dados para construção do gráfico - item 10.1.8

Diâmetro Atual (cm)	10	15	20	25	30
10	0,00311	0,004726	0,0064195	0,0082245	0,010183
11	0,0041394	0,0062903	0,0085444	0,0109468	0,0135536
12	0,005374	0,0081665	0,011093	0,014212	0,0175963
13	0,0068326	0,0103829	0,0141037	0,0180693	0,0223721
14	0,0085338	0,012968	0,0176152	0,0225681	0,0279423
15	0,0104962	0,0159501	0,021666	0,0277578	0,0343678
16	0,0127385	0,0193576	0,0262944	0,0336876	0,0417097
17	0,0152793	0,0232187	0,0315392	0,0404071	0,0500293
18	0,0181374	0,0275618	0,0374388	0,0479654	0,0593875
19	0,0213313	0,0324154	0,0440316	0,056412	0,0698455
20	0,0248798	0,0378077	0,0513563	0,0657962	0,0814644
21	0,0288015	0,0437672	0,0594514	0,0761673	0,0943052
22	0,033115	0,0503221	0,0683553	0,0875747	0,1084291
23	0,0378391	0,0575008	0,0781066	0,1000678	0,1238971
24	0,0429923	0,0653317	0,0887437	0,1136958	0,1407704
25	0,0485934	0,0738432	0,1003053	0,1285082	0,1591101
26	0,0546609	0,0830636	0,1128299	0,1445542	0,1789772
27	0,0612136	0,0930212	0,1263558	0,1618833	0,2004329
28	0,0682702	0,1037444	0,1409218	0,1805447	0,2235382
29	0,0758492	0,1152616	0,1565662	0,2005879	0,2483543
30	0,0839693	0,1276011	0,1733276	0,2220621	0,2749422
31	0,0926493	0,1407912	0,1912446	0,2450168	0,3033631
32	0,1019076	0,1548604	0,2103555	0,2695012	0,333676
33	0,1117632	0,169837	0,2306991	0,2955647	0,3659481
34	0,1222344	0,1857493	0,2523137	0,3232567	0,4002344
35	0,1333402	0,2026258	0,2752378	0,3526264	0,436598
36	0,145099	0,2204946	0,2995101	0,3837234	0,4751001
37	0,1575295	0,2393843	0,325169	0,4165968	0,5158017
38	0,1706505	0,2593232	0,3522531	0,451296	0,558764
39	0,1844806	0,2803395	0,3808008	0,4878705	0,604048
40	0,1990384	0,3024618	0,4108506	0,5263695	0,6517148