

SÉRGIO GRASSETTO TEIXEIRA DA CUNHA

**TRANSMISSÃO PARA UM VEÍCULO FORA DE ESTRADA
DO TIPO MINI – BAJA**

Trabalho apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de
bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador:
Marcelo Massarani

São Paulo

1998

Há duas fontes perenes de alegria pura: o bem realizado e o dever cumprido.

(Eduardo Girão)

A G R A D E C I M E N T O S

À minha família, que sempre me apoiou nos momentos mais difíceis e me ajudou a chegar até aqui.

Ao meu orientador, Prof. Marcelo Massarani, pelos conselhos sempre valiosos.

A todos que colaboraram para este trabalho, direta ou indiretamente.

ÍNDICE

1. Introdução e estabelecimento das necessidades.....	1
2. Formulação (ou especificações) do projeto.....	6
2.1 Requisitos funcionais.....	6
2.2 Requisitos operacionais.....	7
2.3 Requisitos construtivos.....	8
3. Síntese de soluções.....	12
3.1 CVT.....	12
3.2 Transmissão de Automóvel.....	16
3.3 Transmissão de motocicleta.....	23
4. Escolha da solução.....	27
5. A Transmissão Continuamente Variável (CVT).....	30
5.1 Informações Gerais.....	30
5.2 O conversor de torque.....	34
6. O CVT como um sistema de controle.....	41
7. A relação de transmissão final.....	48
8. O CVT no veículo.....	66
9. Conclusões.....	70
10. Referências Bibliográficas.....	86

1. Introdução e estabelecimento das necessidades

A natureza deste projeto possui características muito específicas devido à sua aplicação. Portanto, faz-se necessária uma breve descrição desta para que se possa estabelecer de maneira mais adequada as necessidades. O veículo em questão é desenvolvido para participar de uma competição anual promovida pela SAE (Society of Automotive Engineers) direcionada aos alunos de Engenharia Mecânica. O objetivo da competição é estimular os alunos a participar de um projeto completo de Engenharia, desde o projeto propriamente dito até a construção do carro. Para que os diferentes veículos diferenciem-se apenas pelas idéias e conceitos aplicados, a organização do evento fornece motores iguais para todos os competidores, sendo proibida qualquer alteração nos mesmos. Assim, passam a ser de extrema importância os projetos de cada um dos subsistemas que irão compor o veículo, tais como:

- Suspensão
- Direção
- Chassis
- Carroceria
- Transmissão
- Freios
- Etc.

A competição consiste de várias provas, tais como: subir rampa de 45º (inclinação de 100%), aceleração, velocidade máxima, frenagem, dirigibilidade,

"slalom" (balizas), capacidade de reboque e resistência (enduro com 4 horas de duração). Além destas provas de desempenho, existem também avaliações estáticas em cujos resultados os projetos dos subsistemas mencionados acima podem contribuir de maneira significativa. Tais avaliações envolvem a facilidade de manutenção, a possibilidade de produção em série e o custo do veículo como um todo. Estas provas possuem valores e importâncias diferentes para a pontuação total das equipes, sendo o enduro a mais valiosa de todas. Além disso, o motor fornecido pela organização do evento é relativamente fraco, apresentando apenas 8HP de potência.

Como o objetivo da competição é obter a maior pontuação possível, é importante que o veículo seja capaz de apresentar resultados satisfatórios em situações aparentemente diversas. Isto significa que se ele possuir um torque suficiente para subir a rampa de 45° ou rebocar a carga, sua velocidade final ou aceleração não devem ser comprometidos. Se algo assim acontecer, o veículo correrá dois riscos principais: o primeiro seria apresentar bons resultados em um determinado tipo de prova e não ser capaz de enfrentar outras; o segundo seria um mal desempenho quase certo durante o enduro, pois além de o circuito deste ser definido e divulgado apenas um dia antes da competição, ele é sempre do tipo misto, ou seja, possui trechos de alta velocidade e trechos que requerem do veículo um torque considerável.

Conforme foi dito acima, o desempenho global do veículo está diretamente ligado ao projeto de todos os subsistemas que o compõem. Assim, não é apenas o projeto da transmissão que irá fazer com que o carro satisfaça a todos os

requisitos acima mencionados, mas sem dúvida é ele que mais irá contribuir para tanto. A fim de isolarmos o efeito da transmissão, iremos projetá-la para ser utilizada em um veículo já existente, que é o Mini-Baja construído para a competição de 1998 por uma equipe de alunos (da qual eu faço parte) da Escola Politécnica. Como o principal defeito apresentado pelo carro no enduro foi no sistema de transmissão, fica clara a minha motivação em reprojetar este mecanismo. Assim sendo não iremos nos preocupar com suspensão, carroceria, freios e etc., pois tudo isto já está definido e construído.

Porém, aqui cabe uma pergunta: porque é necessária uma transmissão em um veículo? Porque não pode haver um acionamento direto entre o eixo de saída do motor e o eixo traseiro (propulsor)? Argaghoy (1) nos responde que "com acionamento direto o veículo tenderia a uma baixa capacidade de aceleração e a uma capacidade de subida insuficiente". Mas não é só isso: Crouse e Anglin (2) afirmam haver três razões para se ter uma transmissão no trem de força do veículo ("drive train" ou "power train"). São elas: 1) Prover o torque necessário para deslocar o veículo sob diversas condições de estrada e carregamento; 2) Possibilitar o veículo a andar para trás e 3) Cambiar a transmissão na posição neutra de modo a permitir a partida do motor e sua aceleração sem que as rodas motoras se mexam. Destas, apenas a segunda tem uma importância secundária para a aplicação em questão, não sendo porém inútil. Ainda sobre a questão da necessidade da transmissão, Ellinger (3) é mais específico: segundo ele, o máximo torque de um motor a gasolina ocorre a uma velocidade muito alta para colocar o veículo em movimento. É necessária então uma redução entre o eixo do

motor e o eixo propulsor do veículo de modo que o motor gire em alta rotação ao mesmo tempo que as rodas motoras giram em baixa rotação, provendo assim o torque necessário para partir o automóvel. Uma vez em movimento podem ocorrer duas situações: a primeira delas é a existência de mais torque disponível do que o necessário. Neste caso o carro deve ser acelerado, e isso se dá através do uso de relações de redução menores. A segunda situação é o contrário da primeira, ou seja, é necessário mais torque do que o disponível. Neste caso o veículo irá diminuir até parar, a menos que a transmissão seja "reduzida", ou seja, a menos que se use uma relação de redução maior do que a corrente. Existem diversas formas de se variar estas relações de redução entre o motor e o eixo propulsor, mas todas elas se enquadram em duas grandes famílias: transmissões manuais e transmissões automáticas. A figura abaixo mostra as curvas de torque vs. velocidade do veículo para uma transmissão de três marchas. Devemos sempre nos lembrar que estas curvas são o resultado de se associar um motor (o qual possui uma única curva) a uma transmissão, e que elas são meramente qualitativas, pois dependem do tipo de motor utilizado.

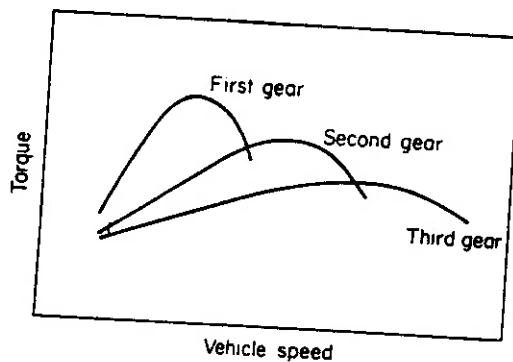


Fig.1 - Torque vs. velocidade do veículo em cada marcha (fora de escala)

Considerando-se este conjunto de características particulares ao veículo e à competição e os fatos até aqui discutidos, podemos estabelecer qual é a necessidade no que se refere à transmissão nos seguintes termos: "desenvolver ou adaptar um sistema capaz de transmitir a rotação e o torque combinados do motor (potência) para o eixo propulsor de modo tal que o mesmo seja aproveitado da melhor maneira possível para atender todos os requisitos mencionados acima".

2. Formulação (ou especificações) do projeto

Uma vez estabelecida a necessidade é preciso traduzi-la em termos técnicos de modo que as alternativas possam ser listadas para uma posterior seleção. Esta especificação leva em conta a natureza da aplicação do mecanismo, ou seja, a descrição feita no item 1, bem como fatores empíricos observados por mim e pelos demais membros da equipe que participaram da competição deste ano. Assim, as principais especificações para este projeto são:

2.1 - Requisitos funcionais

- Desempenho - o sistema deverá ser capaz de entregar a potência do motor ao eixo propulsor do veículo de modo a garantir valores mínimos pré - determinados de aceleração, velocidade máxima e torque que tornem o mesmo competitivo nestes quesitos, de acordo com o regulamento da competição. Este estabelece que o veículo deve partir do repouso e percorrer uma reta de 105 metros. Nos primeiros 30,5 metros um juiz faz a primeira tomada de tempo, a qual indicará a aceleração do veículo; no final da reta um outro juiz realiza a segunda tomada de tempo, a qual indicará a velocidade máxima do carro. Quanto ao torque, o veículo é submetido a duas provas: uma rampa de 45° (100%) e uma prova de tração (reboque de carga). Nas duas, fará mais pontos o carro que percorrer a maior distância. Se o limite for atingido ou houver empate, então o tempo de percurso será considerado. O critério que vamos adotar para o estabelecimento destes valores é o de tomar os melhores desempenhos obtidos pelas diferentes equipes na última competição e

considerá-los como referência. Não podemos ser ambiciosos demais na definição destes valores pois estaremos mexendo apenas na transmissão, sendo que o restante do veículo está feito. Desta forma, o veículo deverá percorrer os primeiros 30,5 metros em 5 segundos. Isto significa que neste ponto ele estará com uma velocidade de 43,9 Km/h. Estabelecendo como velocidade final no plano a marca de 70 Km/h e assumindo que nestas condições a aceleração é constante, o veículo atingirá esta velocidade em aproximadamente 7,97 segundos ou 77,1 metros. Daí até o fim da reta a velocidade permanece constante, o que equivale a percorrê-la em um tempo de aproximadamente 9,38 segundos. Os cálculos realizados para chegarmos a estes valores encontram-se no Anexo 1.

- Segurança - o sistema não poderá conter partes móveis desprotegidas de modo a colocar em risco a segurança do piloto ou de qualquer pessoa que se aproxime do veículo com o motor deste em funcionamento. Assim, se a transmissão contiver elementos rotativos tais como correias, correntes e rodas dentadas expostas, estas deverão estar protegidas por paredes de metal ou telas com malha suficientemente pequena para impedir a passagem das mãos ou dedos de qualquer pessoa.

2.2 - Requisitos operacionais

- Meio ambiente - o sistema deverá suportar condições rudes de uso, tais como contato com poeira, água, lama e pequenas pedras.

- Durabilidade - o sistema deverá ser capaz de funcionar por 6 (seis) horas consecutivas sem apresentar falhas, a não ser que estas possam ser rapidamente sanadas (troca de peças móveis, por ex.). Qualquer tipo de conserto do veículo é permitido na pista durante a corrida, desde que apenas uma pessoa o faça. Assim, se ocorrer uma necessidade de troca de peças, como correntes, correias ou outras, o sistema deve garantir que o piloto possa fazer estas trocas com o menor número de ferramentas possível, tendo em vista que ele deverá caminhar até os "boxes" para pegá-las e carregá-las consigo de volta até o veículo na pista para efetuar o reparo.

2.3 - Requisitos construtivos

- Peso - o sistema deverá ser o mais leve possível, não ultrapassando 20 Kg.
- Volume - visto que o motor e o eixo propulsor tem suas posições definidas, o sistema deverá estar contido em um volume máximo pré-definido. Este volume corresponde à área de trás do veículo, cujo desenho encontra-se no Anexo 2.
- Montagem - a montagem deve ser simples de modo a permitir que o motor possa ser retirado a qualquer momento para vistoria da organização do evento e remontado com facilidade. De preferência, as conexões entre motor e transmissão não devem envolver ferramentas complexas para sua montagem e desmontagem, mas apenas chaves de fenda, grifos, chaves de porca, alicates e outras ferramentas de fácil e rápido manuseio.

- Manutenção - a manutenção deve ser a menor e mais simples possível, com peças de reposição de fácil instalação. Seguindo o mesmo espírito do item acima, qualquer manutenção deve poder ser feita por apenas uma pessoa (não especializada) e deve envolver apenas ferramentas do tipo daquelas já descritas.

Ao analisarmos com cuidado um projeto de um veículo como este, percebemos que muitas especificações envolvem a conexão dos subsistemas, já que o veículo funciona como um conjunto. Porém, esta análise seria por demais complexa para ser feita num trabalho destes. Conforme já foi dito no item 1, partiremos então de um mini-baja que já existe e trataremos de encontrar a melhor solução para o sistema de transmissão que satisfaça da melhor maneira possível os requisitos acima.

Podemos também classificar o problema como um sistema que recebe entradas e produz saídas, desejáveis ou não. Assim, em primeira análise, temos:

Entradas desejáveis

- Potência do motor (torque e rotação)
- Comandos do piloto (aceleração e desaceleração da rotação do motor)

Saídas desejáveis

- Potência no eixo propulsor (torque e rotação controláveis)

Entradas indesejáveis

- Materiais agressivos (água, poeira, pedregulhos, etc.)

Saídas indesejáveis

- Escorregamentos do veículo

Todas as especificações citadas até aqui podem ser classificadas como técnicas, ou seja, são problemas construtivos ou operacionais. Porém, existem outras limitações de ordem não técnica que devem ser levadas em conta para o sucesso e viabilidade do projeto. Dentre elas destacam-se duas mais importantes: o tempo e os recursos financeiros. O primeiro não é tão ameaçador ao projeto se continuarmos a assumir que o veículo está pronto e que não sofrerá nenhuma outra transformação a não ser no que se refere à transmissão. Porém, sabemos que isto não corresponde à realidade, pois outras pessoas estão se dedicando ao aperfeiçoamento dos demais subsistemas do veículo. Mas, conforme já foi dito mais de uma vez, esta hipótese é necessária para que este projeto possa ser concluído. Já o segundo fator é bem real, ou seja, existe uma forte limitação no que se refere ao dinheiro disponível para a construção do sistema de transmissão. Considerando-se que tenhamos para a próxima competição a mesma quantidade de dinheiro que tivemos para a deste ano, ou seja, R\$ 6.000,00 (seis mil reais), e considerando-se que o objetivo é construir um novo veículo além de aperfeiçoar o já existente, podemos limitar os gastos com a execução deste projeto em R\$ 1.000,00 (um mil reais).

Levando-se em conta estes dois novos fatores, chegamos a uma conclusão que será muito importante daqui para a frente: este projeto não será o da construção de algo totalmente novo, mas sim um projeto de adaptação para a presente aplicação de alguma transmissão que já exista no mercado.

Embora talvez o tempo seja suficiente, se fossemos optar pela construção de algo novo isto envolveria a compra (em pequenas quantidades) de materiais

especiais e a contratação de mão de obra e equipamentos especializados, pelo menos. Considerando-se estes fatos, a nossa experiência permite afirmar que os recursos disponíveis seriam certamente insuficientes.

3. Síntese de soluções

Uma vez especificado e formulado o projeto podemos passar à etapa da busca de possíveis soluções, sem nos preocuparmos ainda com qual será a solução definitiva. Três soluções possíveis serão analisadas e descritas nesta etapa: CVT (Continuously Variable Transmission), caixa de transmissão de automóvel e caixa de transmissão de motocicleta.

3.1 - CVT - a grande diferença entre este tipo de transmissão e as convencionais está no fato de que o "CVT confere uma variação infinita da relação de transmissão em contrapartida à variação discreta dos sistemas convencionais, fazendo com que o motor que aciona o veículo opere em sua faixa mais eficiente ou no seu melhor desempenho" (Argachoy). Esta última característica é particularmente desejável quando o motor possui uma pequena potência, como no presente caso (8 HP). Outra característica importante apresentada pela transmissão de variação contínua é a "otimização das condições de operação do motor em termos de mínimo consumo de combustível, mínimo ruído, ou mínima emissão de poluentes" (Argachoy). A economia de combustível é muito importante no enduro, pois reduz o número de reabastecimentos. A figura seguinte mostra a economia de combustível de um CVT com relação a uma transmissão de quatro marchas.

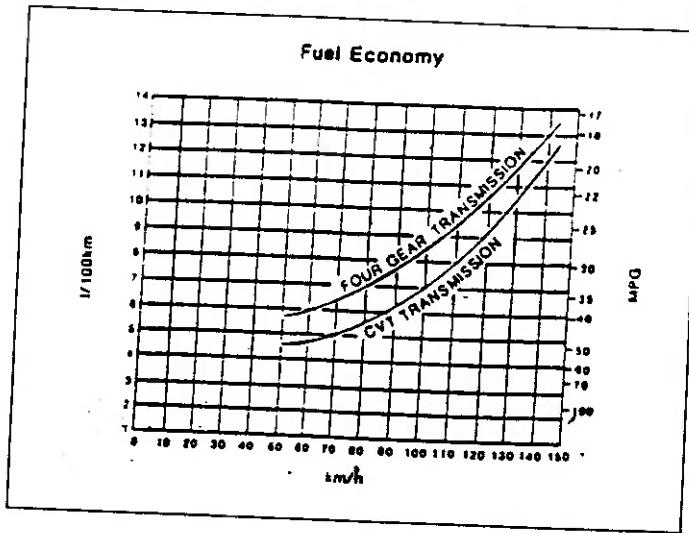


Figura 2 - Economia de combustível

Existem vários arranjos cinemáticos para se obter uma transmissão de variação contínua. Dentre eles iremos descrever o sistema de correias e polias, cujo comando se dá pelas polias sensíveis à rotação e torque. Estas polias se ajustam automaticamente à rotação de entrada, proveniente do motor, e ao torque de saída, proveniente dos diferentes tipos de situação (retas, subidas, carregamentos, etc.). A figura a seguir ilustra esquematicamente este tipo de controle.

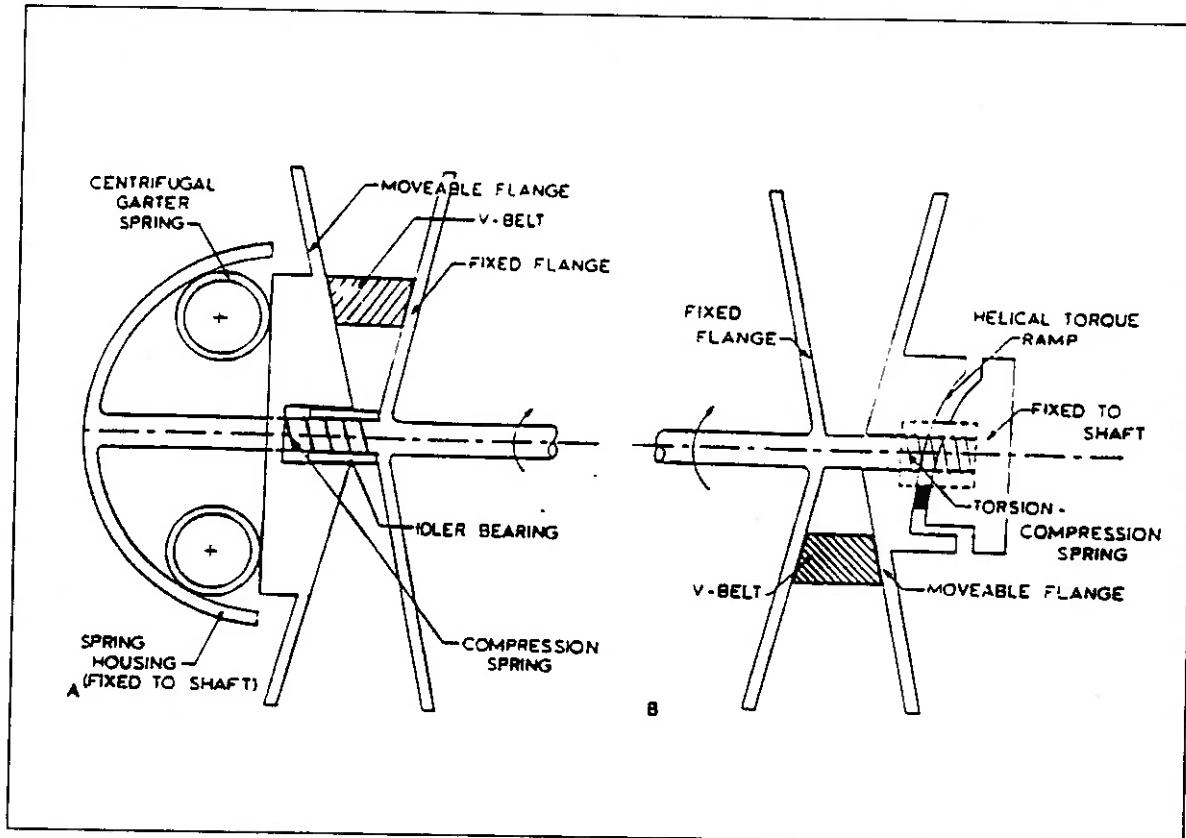


Figura 3 - Polias sensíveis à rotação e torque

O lado esquerdo da figura corresponde à polia motora, a qual é formada por uma metade fixa e outra móvel. Esta última pode deslizar axialmente ao longo do eixo. Este deslizamento é guiado por estriadas que mantém a parte móvel em movimento de rotação conjunto com a parte fixa, por uma mola de compressão que tende a separar as metades e por uma mola centrífuga que, com o aumento da rotação, tende a se expandir radialmente. Com a expansão, esta mola é empurrada contra a carcaça curva, deslocando-se sobre ela e empurrando a parte móvel da polia, provocando assim o movimento da correia para fora da cavidade.

O lado direito corresponde à polia movida, que da mesma maneira que a motora é formada por uma metade fixa e uma móvel, as quais podem rodar

conjuntamente. Da mesma forma que a polia motora é sensível à rotação de entrada, a movida é sensível ao torque de saída. Este torque é transformado em força axial sobre a correia na sua cavidade através de três rampas helicoidais de torque, o que irá causar o movimento da parte móvel da polia. Como a correia tem comprimento constante e a distância entre centros não é alterada, a cada abertura da polia motora corresponderá um fechamento da polia movida e vice-versa. Este comportamento é responsável pela variação contínua da relação de transmissão.

Conforme pudemos perceber, trata-se de uma transmissão automática, pois as mudanças nas relações de transmissão ocorrem automaticamente de acordo com variações na rotação do motor ou no torque de saída. Para orientarmos uma futura decisão, vamos enumerar as principais vantagens e desvantagens desta transmissão:

Vantagens:

- Peso: o CVT em si pesa pouco, pois é uma peça relativamente pequena. Não devemos nos esquecer porém de que a montagem pode envolver outros elementos que irão aumentar o peso total do conjunto.
- Custo: o fabricante concede um desconto especial (40%) para participantes da competição. Assim, o custo total das duas polias mais a correia é de \$186,90 (mais taxas de importação e frete, totalizando aproximadamente R\$ 250,00).
- Faixa de redução: esta faixa varia de modelo para modelo, mas pode ser de 3.95:1 à 0.76:1, ou 3.38:1 à 0.54:1, e etc. Além disso, a posição relativa do motor e do eixo propulsor exige a presença de um eixo intermediário. Assim, o CVT faria a ligação entre o motor e este eixo e a transmissão deste para o eixo

traseiro seria feita de maneira direta (corrente). Com isso abre-se mais uma possibilidade de mexermos nesta faixa de redução ao escolhermos a relação de redução para a corrente, aumentando as chances de atendermos as especificações.

- Durabilidade: o sistema é muito simples e dentro das condições adequadas de uso dura mais do que o suficiente para a aplicação em questão.
- Montagem e manutenção: ambas dependem da disposição do motor e dos eixos (intermediário e propulsor). Se esta for adequada, a montagem e manutenção do CVT se tornam tarefas bem simples, de acordo com os requisitos construtivos.

Desvantagens:

- Segurança: o sistema possui partes rotativas expostas, o que gera a necessidade complementar da construção de protetores metálicos (aumento de peso), quer seja para garantir a segurança ou para garantir o funcionamento adequado do equipamento, protegendo-o da ação do meio (pedras, água, etc.).
- A necessidade já comentada da presença de um eixo intermediário, embora seja positiva do ponto de vista das relações de transmissão, gera complexidades de construção, montagem e manutenção, além de incrementar o peso do veículo como um todo.

3.2 - Transmissão de Automóvel - Esta segunda solução consiste em adaptar uma caixa de câmbio de um carro pequeno (Corsa, Fiesta, Ka, Uno, etc.) ao Mini-Baja. Ao contrário do que ocorre com o CVT, aqui a variação nas relações

de transmissão se dá de maneira discreta e estas relações são tantas quantas forem as marchas do veículo. Até o final da década de 60 e começo dos anos 70 a maioria dos veículos de passeio de pequeno e médio porte possuía transmissões com apenas três marchas (carros econômicos), sendo que a quarta marcha era reservada geralmente para carros esportivos, os quais necessitavam um melhor desempenho. Hoje em dia a maioria dos veículos pequenos (econômicos ou não) possui câmbio de 5 marchas. A principal diferença entre uma transmissão de 3 marchas e uma de 4 (ou 5) está no ponto em que o motor atinge a potência máxima. Na primeira, o motor atinge a potência máxima antes do veículo atingir a velocidade máxima, provendo uma potência extra para aceleração ou subidas, embora seja mais ruidosa e a velocidade máxima seja um pouco menor do que a que seria possível com outras transmissões. Já a caixa com 4 ou 5 marchas utiliza uma relação de redução que irá permitir ao veículo atingir a velocidade máxima no instante (ou um pouco antes) em que o motor atinge a máxima potência. Fica claro então que o melhor para a nossa aplicação seria uma caixa de três marchas. Porém, nenhum veículo hoje possui este tipo de transmissão.

A maioria esmagadora dos veículos atuais possui motor na frente do veículo e a tração pode ser tanto nas rodas da frente (tração dianteira) como nas de trás (tração traseira). Como o nosso veículo possui o motor na parte de trás e o eixo motor é o traseiro, o arranjo da transmissão seria semelhante ao mostrado a seguir:

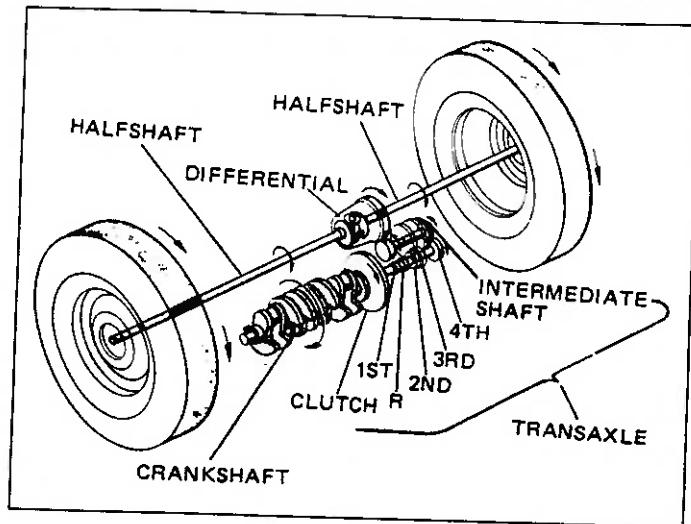


Fig. 4 - Veículo com tração dianteira

Conforme pode ser visto na figura acima, a adoção desta solução obrigaria à construção de um eixo intermediário (como no caso do CVT) e ao uso de um diferencial, o que certamente aumentaria a complexidade do sistema.

Não cabe aqui uma descrição detalhada do funcionamento deste tipo de transmissão como foi feito no caso do CVT, pois a complexidade não é a mesma. Faremos então uma breve descrição, a qual pode ser melhor compreendida com o auxílio das figuras seguintes. Nas transmissões atuais, todas as engrenagens são montadas sobre rolamentos, de modo que elas giram em falso sem transmitir a rotação para o eixo de saída. O engrenamento de um determinado par correspondente a uma marcha se dá com o auxílio de um mecanismo conhecido como sincronizador, o qual efetivamente transmite a rotação para o eixo de saída. As duas figuras a seguir mostram um sincronizador desmontado e o seu funcionamento.

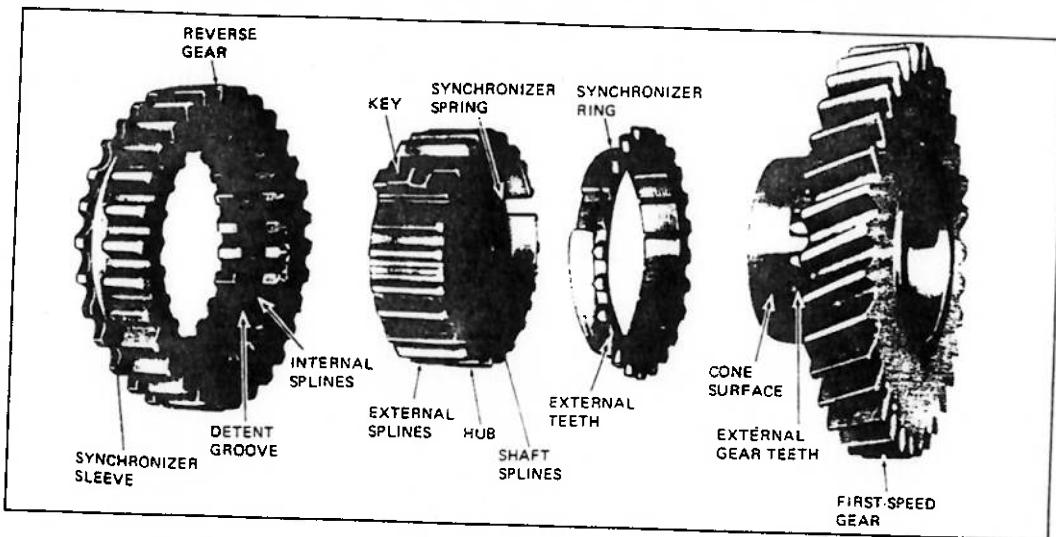


Fig. 5 - Principais componentes de um sincronizador

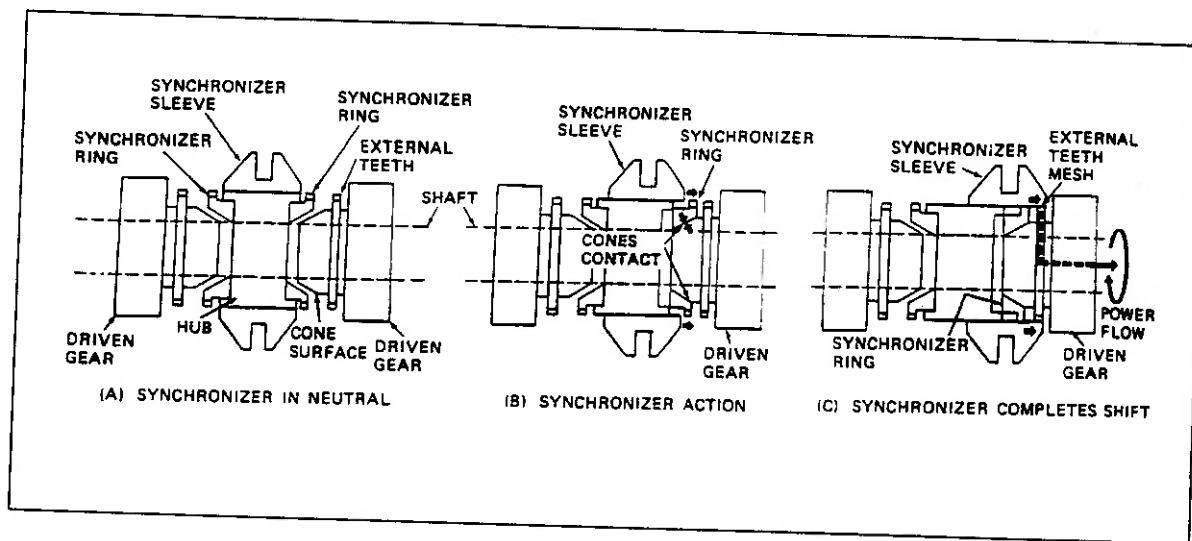


Fig. 6 - Operação do sincronizador para engatar uma engrenagem

Crouse e Anglin (2) descrevem a sincronização como uma ação de três estágios, conforme pode ser visto na figura 6 acima. Para engatar uma determinada engrenagem, a manga do sincronizador ("sleeve") é empurrada em direção a ela e escorrega sobre as canaletas do cubo ("hub"), carregando com ela as três chavetas ("key"). Estas, por sua vez, batem no anel sincronizador e o

empurram na direção da engrenagem, pondo a superfície côncica do anel em contato com a superfície côncica da engrenagem. O atrito entre estas superfícies leva a uma rotação sincronizada, ou seja, ambos giram à mesma velocidade. Quando isto acontece, a manga desliza sobre os dentes do anel e da engrenagem que se deseja engatar, travando esta ao eixo e completando o engate. A figura seguinte mostra o posicionamento típico do sincronizador para cada marcha numa transmissão de três marchas.

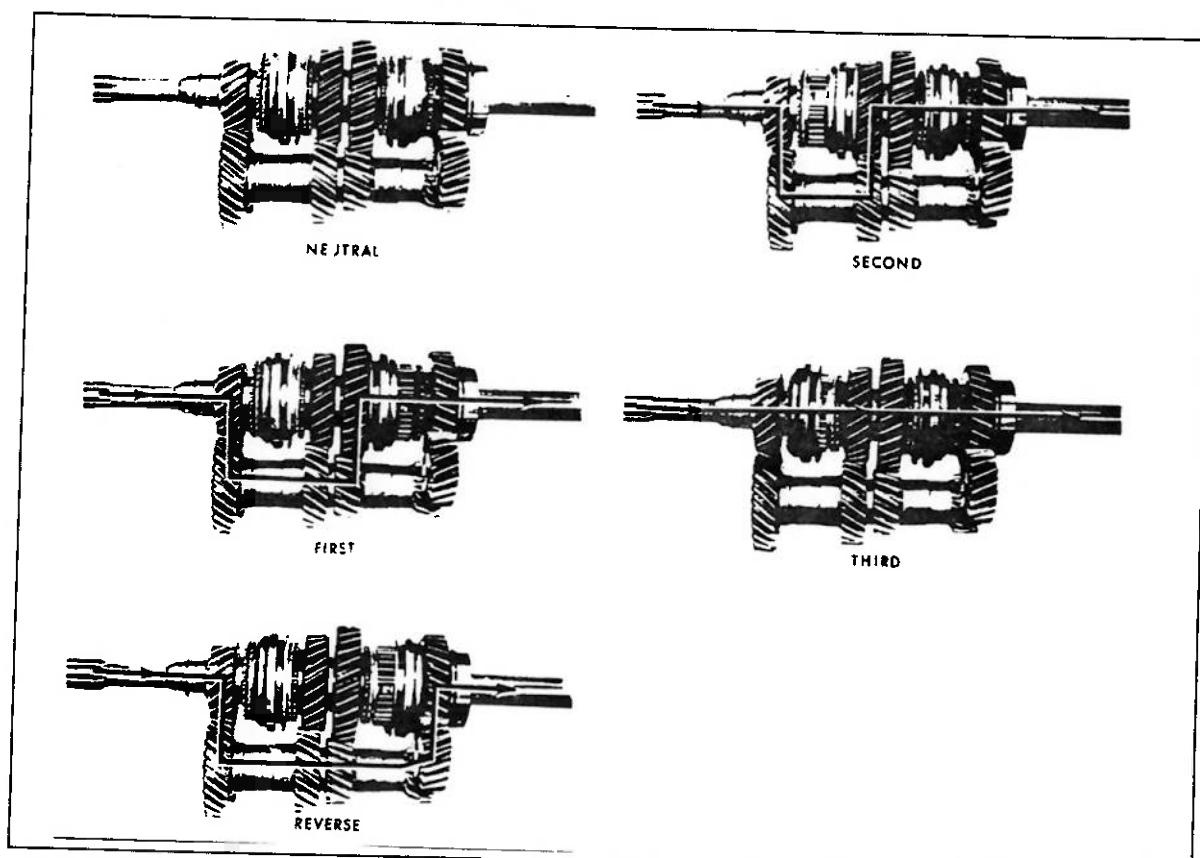


Fig. 7 - Fluxo de potência e funcionamento do sincronizador numa transmissão de 3 marchas

Uma vez compreendido o funcionamento da transmissão mecânica descrita acima e observadas as complexidades que ela traz, podemos passar à análise das vantagens e desvantagens desta solução para a nossa aplicação.

Vantagens

- Faixa de redução: as faixas de redução variam de carro para carro, mas para se ter uma idéia podemos tomar como exemplo a caixa de mudanças de um Escort atual, que tem as seguintes relações:

1^a marcha - 3,15 : 1

2^a marcha - 1,93 : 1

3^a marcha - 1,28 : 1

4^a marcha - 0,95 : 1

5^a marcha - 0,76 : 1

Podemos perceber que não há uma variação muito grande com relação ao CVT. A vantagem é que estas relações, principalmente as mais altas (1^a e 2^a), são mais confiáveis, pois este tipo de transmissão não envolve correias, as quais podem sofrer escorregamentos em condições que exijam um torque elevado.

- Durabilidade: este tipo de solução é utilizada em veículos que duram de 150 a 200 mil Km, e dificilmente a transmissão apresenta problemas neste intervalo de tempo. Dados estatísticos da Ford do Brasil revelam que de todos os Escorts (com transmissão do tipo Bordeaux) produzidos de 1983 até 1991, apenas 0,2% das transmissões apresentaram problemas de troca da engrenagem de 1^a marcha, por exemplo.

- Segurança: a segurança deste mecanismo é muito grande, pois todas as partes móveis estão confinadas dentro de uma caixa que tem apenas um eixo de entrada e outro de saída.
- Manutenção: uma vez montada, a manutenção de uma caixa de transmissão se resume a trocas periódicas de lubrificante. Quanto a eventuais reparos em caso de quebra faremos a suposição de que esta possibilidade é mínima, tendo em vista os fatos acima mencionados quanto a durabilidade.

Desvantagens

- Peso: uma caixa de transmissão mais os componentes externos que ela demanda pesam muito mais do que um CVT e seus componentes extras. Para se ter uma idéia, a caixa de transmissão de um veículo como o Ford Fiesta pesa 34,4 Kg.
- Custo: o custo é bem mais elevado do que o do CVT. A mesma transmissão citada como exemplo acima custa R\$ 1.997,75 (preço de concessionária). Se comprada no mercado paralelo, o preço é um pouco menor, mas mesmo assim é muito elevado.
- Montagem: a montagem de uma caixa de transmissão no nosso Mini-Baja é algo um tanto quanto complicada, pois o projeto inicial previa o uso do CVT. Diversas modificações terão de ser feitas no compartimento traseiro do veículo (Anexo 2), sendo a principal delas a alteração do eixo propulsor. Atualmente este é inteiriço, mas com a eventual adoção de uma caixa de transmissão ele deverá dar lugar a dois semi-eixos e um diferencial.

- Eixo intermediário: esta desvantagem é a mesma já citada na primeira proposta (CVT). A única diferença é o tipo de engrenagem contida neste eixo, que no caso anterior era do tipo de corrente e aqui é do tipo cilíndrica.

3.3 - Transmissão de motocicleta - esta terceira e última alternativa de solução para o problema consiste em adaptar a transmissão de uma motocicleta pequena ao veículo. Inicialmente, julguei que esta seria a melhor solução, pois as motos pequenas, bem como os quadriciclos, são exemplos de "veículos" que mais se aproximam da nossa aplicação no que diz respeito à potência do motor e ao peso do conjunto. Porém, quando fui me aprofundar um pouco mais no funcionamento deste mecanismo, percebi que seria muito difícil a sua adaptação para o uso que queremos. Isto ocorre devido a um fato muito simples: ao contrário do que ocorre num carro, a transmissão de uma moto não é um conjunto separado do motor. Nos carros, a caixa de transmissão é independente do bloco do motor e pode ser removida e adaptada a outras aplicações. No caso das motos, um bloco único contém o motor, o pistão, o cilindro, a árvore de manivelas e a transmissão, conforme pode ser visto nas duas figuras a seguir:

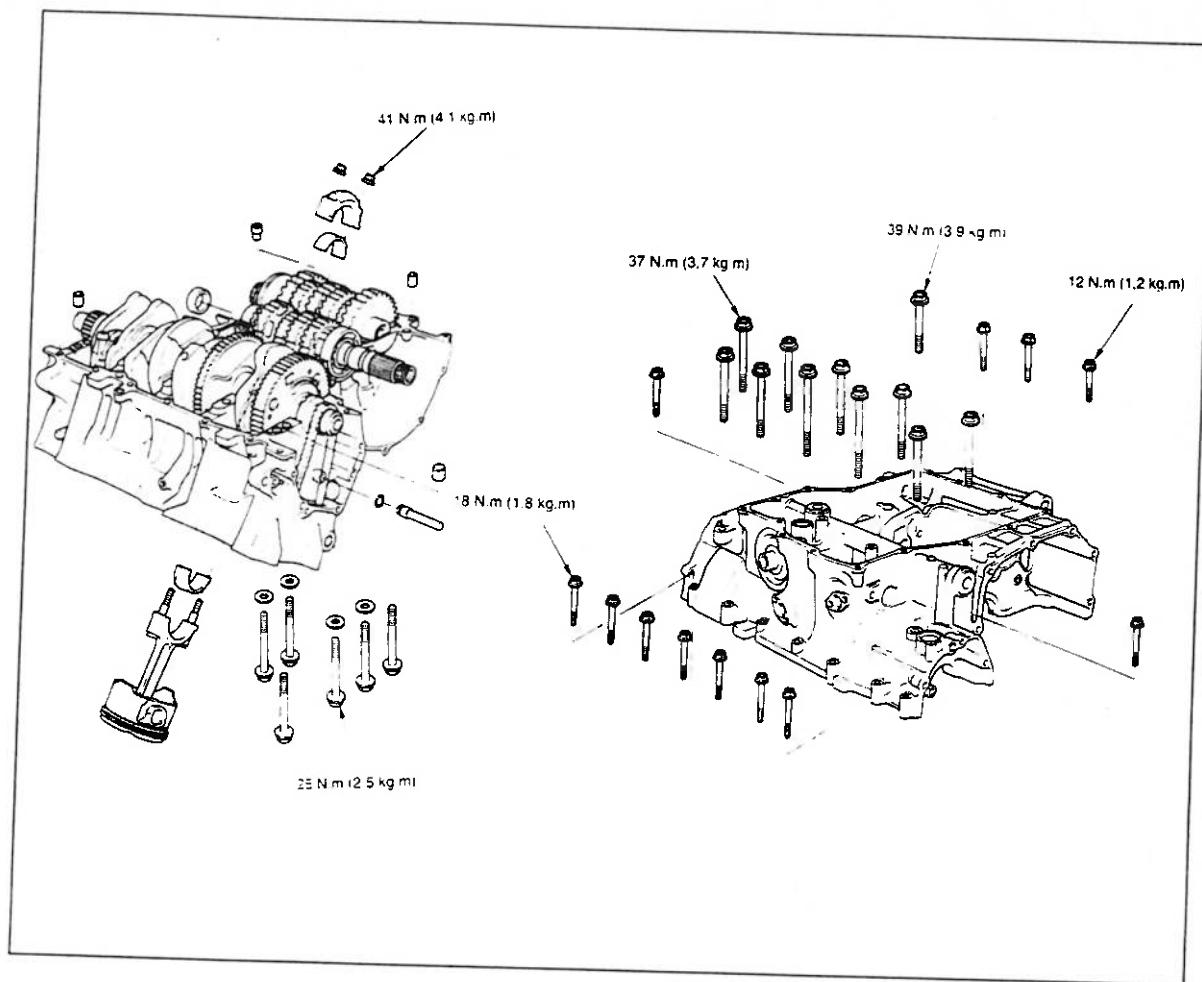


Fig. 8 - Carcaça do motor / pistão / cilindro

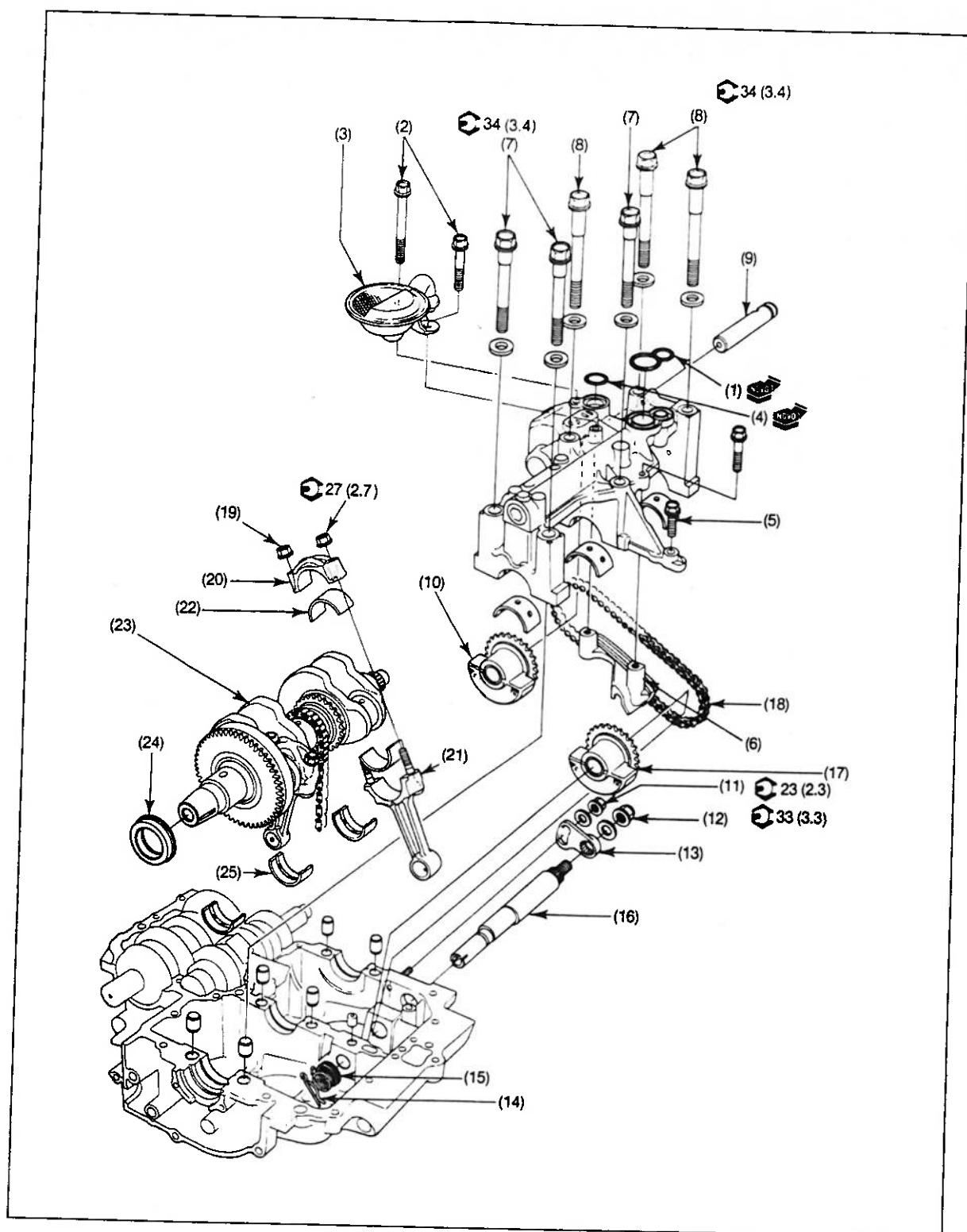


Fig. 9 - Árvore de manivelas / transmissão

Qual seria então a utilidade de estarmos mostrando aqui este mecanismo, se já sabemos de antemão que ele não será utilizado? Acontece que para a V Competição SAE de Mini-Baja existe uma proposta da organização no sentido de mudar os motores. Embora não esteja definido ainda qual será o motor a ser adotado, há uma indicação de que seja um Honda 12 CV, que é exatamente o mesmo utilizado nas motos Honda CG 125. Portanto, esta pequena descrição pode servir como orientação para o grupo que estará trabalhando no carro para a competição de 1999.

4. Escolha da solução

Uma vez completado o estudo de viabilidade (primeira parte deste trabalho), no qual foram propostas três possíveis soluções para o problema em questão, podemos passar para a etapa seguinte, a qual será o objeto da segunda parte deste trabalho, ou seja, o projeto básico da transmissão do Mini-Baja. Ao final desta etapa teremos uma documentação formada por modelos que descrevem o funcionamento dos sistemas e componentes pertinentes à transmissão escolhida, além de uma proposta de montagem da mesma ao veículo.

A primeira decisão a ser tomada nesta etapa consiste na escolha de uma dentre as alternativas propostas. O estudo de viabilidade fornece todos os dados necessários para esta escolha, pois lá se encontram as especificações do projeto, sob a forma de requisitos funcionais, operacionais e construtivos, bem como as vantagens e desvantagens de cada proposta face a estes requisitos. Resta então saber como tratar estes dados de forma que a decisão seja o mais objetiva possível, eliminando as incertezas que por ventura persistam.

Uma forma bastante eficiente de quantificar atributos essencialmente qualitativos e tratá-los de maneira sistemática é a construção de uma matriz de decisão, conforme nos ensina a referência 4. Os atributos, ou especificações do projeto, mais importantes são selecionados e postos nas linhas da matriz. Para cada um deles é atribuído um peso, conforme sua importância relativa frente aos demais. Nas colunas são colocadas as alternativas estudadas e

suas notas correspondentes a cada atributo. A soma do produto nota x peso nos fornece a nota global de cada solução, e aquela que obtiver a maior nota é a escolhida.

A tabela abaixo é a matriz de decisão para o nosso caso. Convém lembrar que as notas são atribuídas sempre de modo relativo, isto é, evidenciando qual é a melhor solução para cada atributo isolado.

ATTRIBUTO	Peso	CVT		Transm/carro		Transm/moto	
		Nota	NxP	Nota	NxP	Nota	NxP
Peso	0,18	8	1,44	4	0,72	6	1,08
Custo	0,18	10	1,80	3	0,54	5	0,9
Durabilidade	0,06	7	0,42	9	0,54	9	0,54
Confiabilidade nas relações de transmissão	0,18	6	1,08	9	1,62	9	1,62
Montagem	0,18	8	1,44	3	0,54	0	0
Mantenção	0,12	7	0,84	9	1,08	9	1,08
Segurança	0,1	5	0,50	9	0,9	9	0,9
Soma	1,00		7,52		5,94		6,12

Tabela 1 - Matriz de decisão para o problema

Conforme era esperado, a solução do CVT se mostrou melhor do que as demais para a presente aplicação. Nunca é demais lembrar que o problema consiste em adaptar uma transmissão a um veículo pronto, com todas as limitações já mencionadas. Não estamos aqui projetando uma transmissão para um veículo novo, que não foi construído. Esta é a causa de algumas notas baixas atribuídas às outras soluções e não significa que elas não possam ser utilizadas em outros veículos similares com o mesmo (ou maior) sucesso.

Uma vez escolhida a solução devemos nos preocupar em entender detalhadamente o seu funcionamento e suas limitações e em descobrir quais são os parâmetros que podem ser modificados, bem como sua influência no comportamento do sistema. É disto que vamos nos ocupar no próximo capítulo.

5. A Transmissão Continuamente Variável (CVT)

5.1 Informações gerais

Embora desconhecido da maioria das pessoas, o CVT não é uma solução nova nem tampouco rara. Sob esta classificação se enquadram diversos arranjos cinemáticos, principalmente aqueles conhecidos como "Traction Drives" (algo como "transmissão por impulso trativo"). Uma roda de trem ou o pneu de um carro são exemplos de Traction Drives (TD). Contudo, a relação de transmissão nestes casos é fixa. Um CVT é então obtido quando conseguimos variar o raio de ação da força trativa. Um exemplo simples é uma roda de borracha movimentando um disco (5), como na figura abaixo:

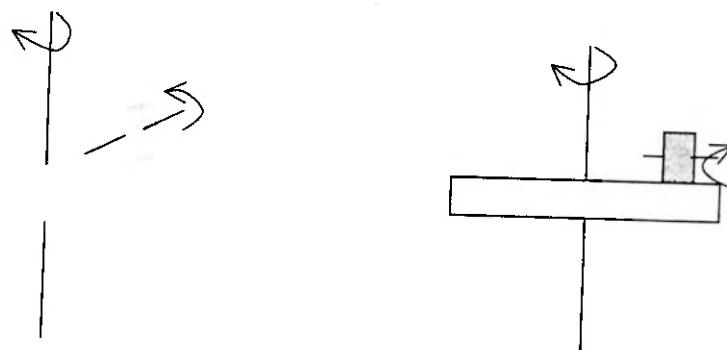


Fig.10 – CVT do tipo impulso trativo

Quando movemos a roda de borracha (motora) radialmente conseguimos variar a velocidade angular do disco movido. Assim, ao aproximarmos a roda do centro do disco estamos aumentando a velocidade angular deste último e diminuindo o torque transmitido. Da mesma forma, se

afastarmos a roda estaremos aumentando o torque e diminuindo a rotação do disco. Quando a roda motora se encontra a uma distância do centro do disco equivalente ao seu raio, a relação de transmissão é de 1:1. Um dos primeiros automóveis, o modelo Carter de 1906, equipado com um motor de 12 HP, foi produzido durante anos com um CVT como este (5).

Hewko (5) inicia sua revisão sobre CVTs definindo os “traction drives” como mecanismos de transmissão de potência que utilizam corpos metálicos de revolução, endurecidos, para transmitir potência através de um filme elasto-hidro dinâmico. O autor ressalta ainda que CVTs baseados em polias móveis e correias, como é o nosso caso, não se encaixam nesta definição, pois o contato entre as polias e a correia não é da mesma natureza que o descrito acima, pois não há a presença de tal filme.

Landolfi (6) lembra porém que nas últimas décadas ocorreram avanços significativos na tecnologia das correias em V, permitindo melhorias na eficiência e na confiança neste tipo de CVTs. Vamos então entender qual a sua principal diferença em relação ao mecanismo mais comumente utilizado nos veículos automotores, ou seja, a caixa de mudanças. Os gráficos da página seguinte, extraídos da referência 6, irão nos auxiliar nesta compreensão:

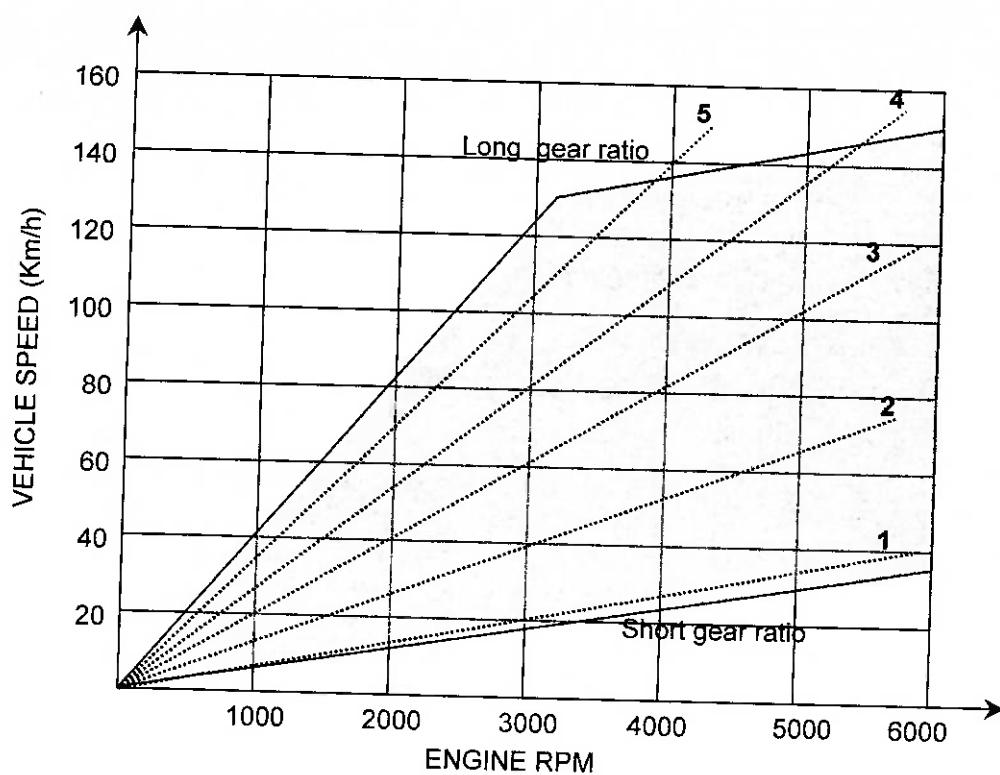


Fig.11a – Transmissão Tradicional

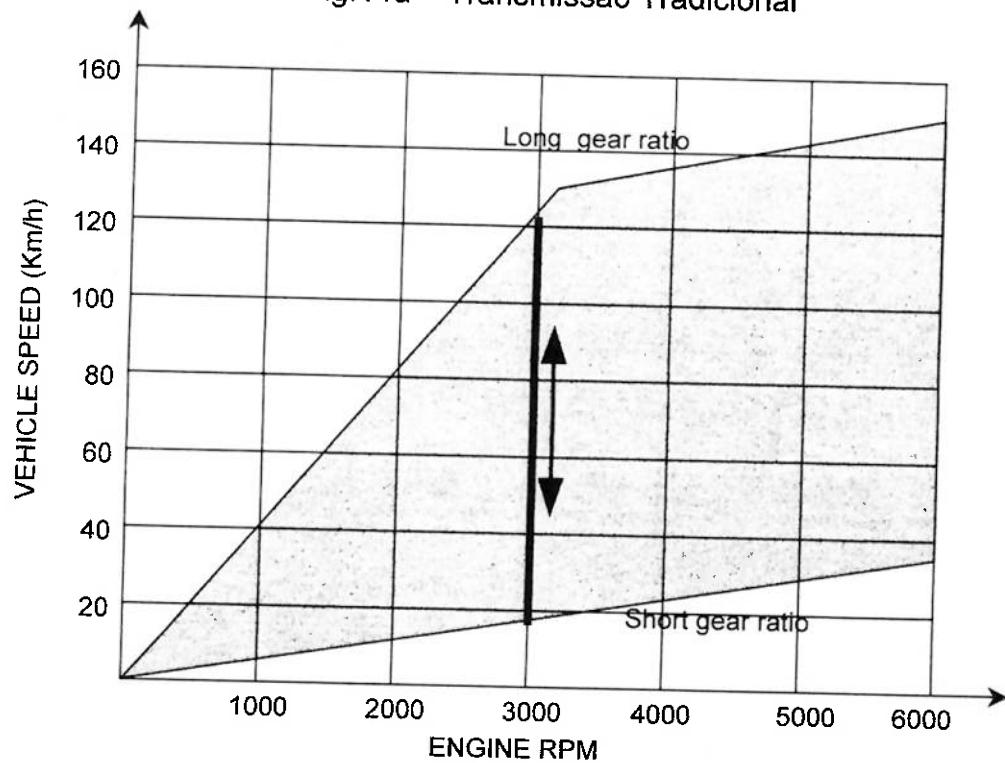


Fig.11b - CVT

Na figura 11a podemos notar todos os pontos de funcionamento de uma transmissão comum de 5 marchas. Neste caso percebemos que o ponto de troca de marcha é 3000 RPM, ou seja, o veículo parte do zero, em primeira marcha, e quando atinge esta rotação (aproximadamente 20 Km/h) ocorre a troca para a segunda marcha, ocasionando uma queda da rotação do motor até aproximadamente 1500 RPM. Uma nova aceleração até 3000 RPM levará o veículo a 40 Km/h, possibilitando uma nova troca de marcha, com uma consequente queda na rotação, e assim sucessivamente até a quinta marcha. Vemos então que os pontos de trabalho estão contidos nas cinco retas tracejadas da figura 11a. Uma consequência inevitável é que o motor trabalhe sempre variando sua rotação, pelo menos enquanto o veículo não atinge velocidade constante. No caso de veículos de corrida e competições em geral (inclusive o nosso), esta situação (velocidade constante) quase nunca ocorre. Isto não chega a ser uma preocupação quando o motor é apropriado e foi desenvolvido para trabalhar nestas condições. O problema do nosso motor é que ele é do tipo estacionário e seu uso nestes veículos (mini-bajas) é uma simples adaptação. E, como sabemos, motores estacionários não foram feitos para trabalhar com variações constantes na sua rotação.

Neste ponto é que se evidencia a grande vantagem do CVT, especialmente se considerarmos o motor a ser utilizado. Conforme pode ser visto na figura 11b, fixada uma rotação qualquer (3000 RPM, por ex.), o CVT permite que o veículo se desloque em qualquer velocidade dentro da faixa escura. Assim, dentro da limitações da menor relação de transmissão e da maior temos uma área com infinitos pontos de trabalho para a transmissão.

Suponhamos então que o veículo esteja a 70 Km/h a 3000 RPM (note que este ponto é impossível para a transmissão tradicional vista na fig. 11a): caso ele necessite de um maior torque (para subir uma rampa, por exemplo), sua velocidade diminuirá e o torque requerido será fornecido, sem que necessariamente ocorra uma variação na rotação do motor. Como isto ocorre será visto mais adiante em detalhes. Usaremos então esta propriedade não para trabalhar com o motor de maneira estacionária, mas no sentido de aproveitá-lo sem que ocorram variações excessivas em sua rotação e para evitar picos da mesma. Trabalhar com o motor em rotação constante, além de desnecessário, implicaria em complexidade extra para definir qual seria esta rotação e resultaria, de qualquer modo, em prejuízo nas retomadas de velocidade após freadas e/ou subidas, por exemplo.

5.2 O conversor de torque

Vamos agora nos ater mais especificamente ao CVT que será utilizado no nosso caso, pois as considerações feitas até agora, embora muito importantes, são gerais, ou seja, valem para todas as transmissões contínuas baseadas em polias móveis e correias. O nosso CVT é uma especialização deste caso e também é conhecido por conversor de torque, pois a polia movida é sensível a variações desta grandeza. A figura da página seguinte é um esquema do CVT funcionando sob as duas condições extremas:

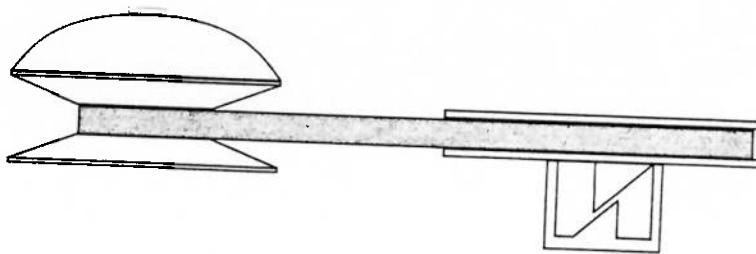


Fig. 12a – Motor em baixa rotação

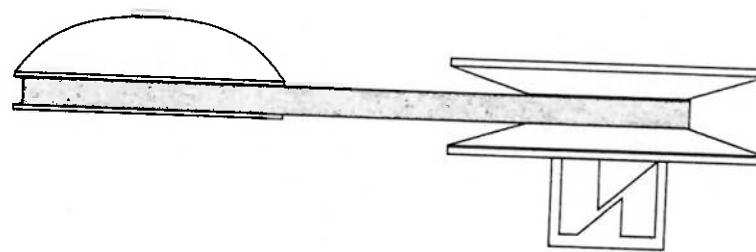


Fig. 12b – Motor em alta rotação

A polia esquerda é a motora e recebe o eixo do motor; a polia da direita é a movida e está ligada ao eixo de saída, direta ou indiretamente. No primeiro caso (motor girando em baixas rotações), conforme pode ser visto acima, a correia é mantida em um diâmetro reduzido na polia motora e num diâmetro ampliado na movida, gerando assim uma relação de transmissão correspondente a um baixo engrenamento (1^a e 2^a marchas em um veículo comum). Conforme a velocidade do motor aumenta as faces da polia motora se aproximam, aumentando o diâmetro de ação da correia. Mas como a distância entre os centros das duas polias não pode variar, ocorre simultaneamente um afastamento das faces da polia movida, provocando uma redução no seu diâmetro e gerando uma relação de transmissão correspondente a um alto engrenamento (3^a, 4^a e 5^a marchas em um veículo comum). Para o nosso CVT

os valores das relações de transmissão variam numa faixa que vai desde 3,71:1 no baixo engrenamento até 0,69:1 no alto.

Vimos acima que quando a polia motora tem seu diâmetro aumentado a movida tem o seu diminuído por simples atuação da correia, já que a distância entre os centros deve ser constante. Mas de que forma as faces da polia motora se afastam ou se aproximam apenas com a variação na rotação do motor? Isto ocorre da seguinte maneira: conforme podemos ver nas figuras 12a e 12b, a uma das faces móveis da polia motora está acoplada uma cúpula, dentro da qual existe um mecanismo formado basicamente por pesos roliços que giram juntamente com a polia; devido ao aumento da rotação e à centrifugação a qual são submetidos, estes pesos escorregam na superfície interna da cúpula, seguindo o seu contorno e empurrando a para fora (Fig. 13). Porém, como a cúpula não se move, a face da polia à qual estão fixados os pesos roliços acaba se movendo em direção à outra face, fechando o conjunto. A correia é então forçada para fora e tem o seu raio de ação aumentado. Quando a rotação diminui, a polia se desloca no sentido oposto devido não só à redução da centrifugação como também à ação de molas associadas aos pesos. A figura seguinte irá nos ajudar a compreender esta parte. Ela mostra o prato superior da polia motora com a cúpula removida:

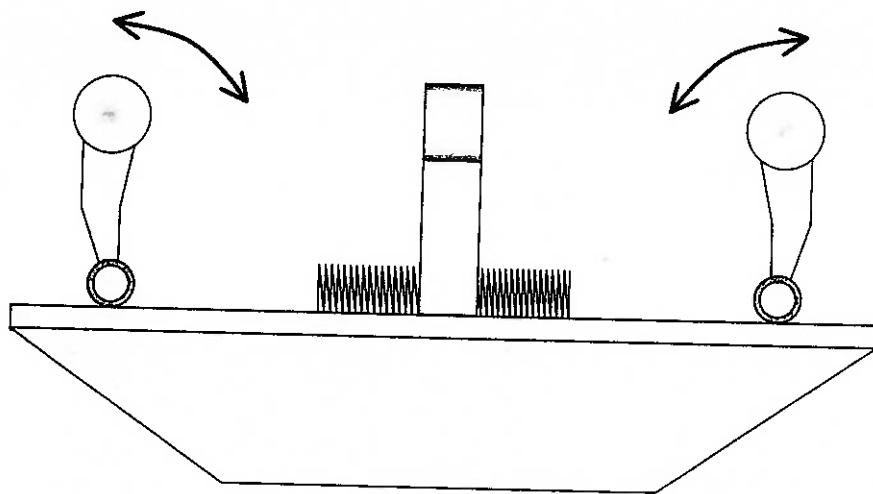


Fig. 13 – Polia motora sem a cúpula – alta rotação

A posição mostrada na figura 13 corresponde a altas rotações do motor, pois os pesos estão totalmente abertos. Quando a rotação diminui as molas entram em ação e reforçam a tendência natural de fechamento dos pesos rolíços, provocando um afastamento das faces da polia motora e uma diminuição no raio de ação da correia. Esta situação está mostrada na figura abaixo:

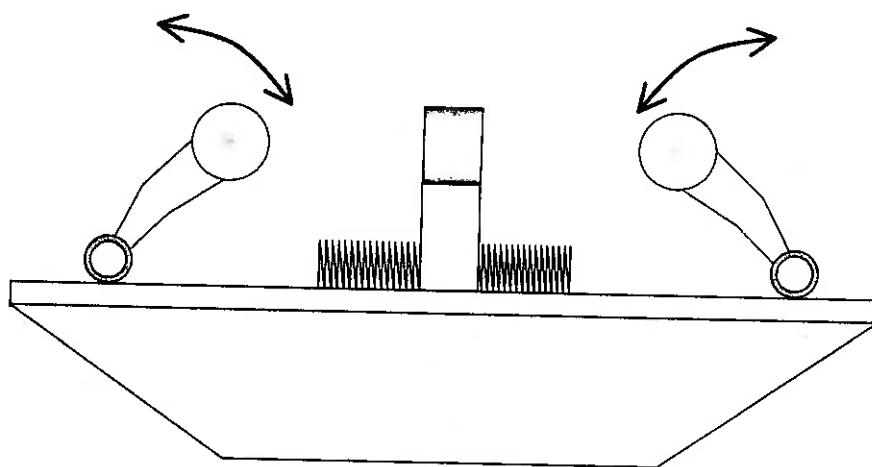


Fig. 14 – Polia motora sem a cúpula – baixa rotação

Do exposto acima percebemos que as molas helicoidais não trabalham na direção axial (tração e compressão), mas sim como molas de torção.

Uma vez entendido o funcionamento da polia motora podemos passar para a polia movida. Já dissemos que, devido ao fato de a distância entre os centros das duas polias não poder variar, a cada fechamento da polia motora corresponde uma abertura da movida, e vice versa. Mas além das variações na velocidade do motor, a polia movida pode ter o seu diâmetro alterado conforme variações no torque por ela sentido. Se um aumento na carga ocorre (tal como uma subida) depois de o veículo já estar em movimento e com uma certa velocidade, o atuador da polia movida entra em ação e promove uma redução automática, sem que aja necessariamente queda na velocidade do motor (7). A figura abaixo nos ajuda a entender melhor como isto ocorre:

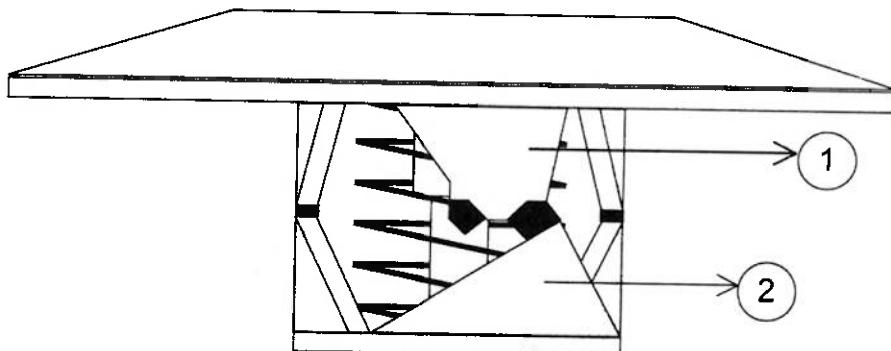


Fig.15 – Prato móvel da polia movida

Vamos inicialmente descrever o funcionamento desta polia sem a presença de cargas excessivas na saída: no repouso a polia movida está totalmente fechada, ao passo que a motora está totalmente aberta. Quando o motor começa a funcionar a polia motora vai gradualmente se fechando, conforme já visto, e a movida vai se abrindo. Isto faz com que as três rampas superiores (Nº 1) deslizem sobre as três inferiores (Nº 2). O prato consegue então efetuar a translação vertical necessária à abertura da polia graças à luva

metálica que desliza por fora de um eixo central, conforme podemos ver na figura, o que provoca ainda a compressão da mola helicoidal. Esta mola promove o retorno do prato quando a rotação do motor é reduzida.

Suponhamos agora uma situação onde a carga externa aumente, como uma subida, por exemplo. A peça formada pelas rampas de nº 2 está em contato direto com o eixo de saída e irá então gerar uma reação à abertura da polia movida. Esta reação varia conforme a intensidade da solicitação externa (torque contrário), podendo apenas evitar que a polia se abra ou até provocar um fechamento da mesma através de um deslizamento oposto ao descrito acima. Esta situação gera uma redução na relação de transmissão sem que aja queda na velocidade do motor. Podemos então concluir que o motor trabalha, na maior parte do tempo, na faixa de pico de potência. Quando ocorre uma carga excessiva na saída ocorrerá uma mudança para a faixa de pico de torque (7).

Uma vez compreendido o funcionamento do CVT percebemos que, para a polia motora, dois parâmetros têm grande influência no seu comportamento: a massa dos pesos roliços e a rigidez das molas de torção. Já para a polia movida, a rigidez da mola helicoidal é o parâmetro que mais influencia seu desempenho. Estas conclusões irão orientar o rumo da etapa final deste trabalho, que estará dividida em três partes. Na primeira iremos modelar o comportamento do CVT para avaliarmos a resposta do sistema à variações na rigidez das molas, ou seja, faremos um modelo físico da transmissão que tem como entradas torque e rotação conhecidos (do motor) e produz torque e rotação de saída. Com este modelo teremos uma indicação do comportamento

das molas que poderão ser montadas no CVT de modo a adequá-lo a algumas das provas da competição. A etapa seguinte será então definir qual a relação de transmissão da corrente que será utilizada para ligar a polia movida ao eixo traseiro. Finalmente, iremos indicar a melhor forma de adaptar o CVT ao veículo, sugerindo uma solução diferente da que foi utilizada na competição de 1998.

6. O CVT como um sistema de controle

Embora a compreensão do mecanismo de funcionamento do CVT não seja muito complicada, a modelagem do mesmo não é tão simples. O primeiro fato a ser ressaltado é que não se trata de um sistema linear, o que acrescenta algumas dificuldades para o tratamento do problema. Devemos então, inicialmente, escolher uma estratégia para abordar o comportamento do mesmo. Uma alternativa adotada em determinadas ocasiões é a de linearizar o problema. Porém, no nosso caso isso faria com que as respostas que eventualmente obteríamos não fossem representativas. Outra alternativa é a de estudar o problema em torno de um ponto de equilíbrio, sem a preocupação de entender como o mecanismo atingiu este ponto. Esta última nos parece mais adequada à nossa aplicação. Devemos então escolher para qual situação iremos desenvolver o modelo de funcionamento do CVT. Observando as diversas provas e o enduro durante a última competição, percebemos que veículos dotados de torque maior apresentaram um desempenho superior aos demais, tanto nas diversas provas individuais como no enduro. Isto porque muitas das provas privilegiavam esta característica (rampa de 45°, reboque de carga, arrancada) e porque o circuito do enduro apresentava muitas subidas, as quais eram percorridas em baixas velocidades (exigindo portanto um torque elevado). Assim sendo, vamos modelar o CVT tendo como objetivo responder à seguinte pergunta: que tipo de modificação podemos fazer no CVT de modo a alterar sua curva de funcionamento? A modelagem feita nos dará uma noção qualitativa do comportamento das molas que compõem o mecanismo das

polias e como devemos alterá-las para melhor adequá-lo às nossas necessidades. Vamos começar pela polia motora, cujo mecanismo interno está esquematizado abaixo:

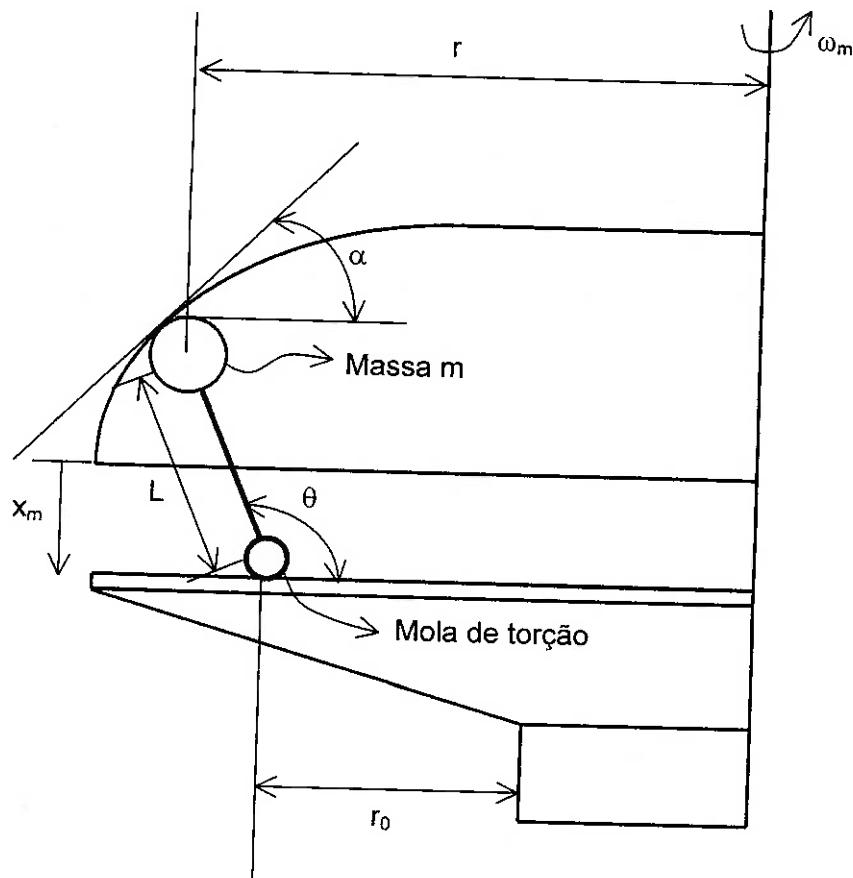


Fig. 16 – Mecanismo da polia movida

Para não sobrecarregar o desenho acima, vamos isolar o corpo formado pela massa e pela mola de torção, doravante chamado de pêndulo, e observar os esforços que nele atuam:

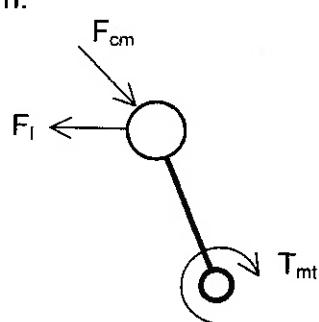


Fig. 17 – Esforços atuantes no pêndulo

Na figura 17, F_I é a força de inércia que atua no centro de gravidade do pêndulo (considerado no centro dos pesos roliços para simplificar o problema), F_{cm} é a força de contato entre o peso e a cúpula da polia e T_{mt} é o torque da mola de torção. Se aplicarmos o equilíbrio de momentos no centro da mola de torção teremos a seguinte equação:

$$F_I \cdot L \cdot \text{Sen}\theta + F_{cm} \cdot \text{Cos}\alpha \cdot L \cdot \text{Cos}\theta = F_{cm} \cdot \text{Sen}\alpha \cdot L \cdot \text{Sen}\theta + T_{mt} \quad (1) \text{ onde:}$$

$$F_I = mr\omega_m^2 \quad (r = r_0 - L \cdot \text{Cos}\theta) \text{ e } T_{mt} = k_t \cdot \Delta\theta + \text{pré-torque}$$

Percebemos então que a componente vertical da força de contato ($F_{cm} \cdot \text{Cos}\alpha$) é responsável pelo deslocamento x_m da polia motora. Porém, a correia também está em contato com a polia e resiste a este deslocamento, conforme podemos ver abaixo:

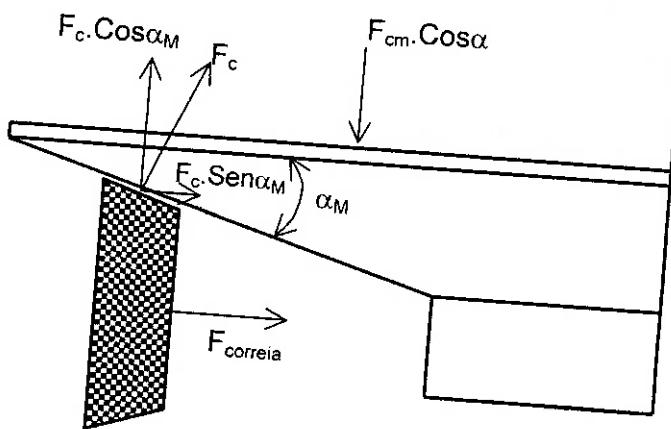


Fig. 18 – Esforços atuantes no prato móvel da polia motora

Se aplicarmos o equilíbrio de forças no prato da figura acima, obtemos as seguintes igualdades:

$$F_{cm} \cdot \text{Cos}\alpha = F_c \cdot \text{Cos}\alpha_M \quad (2) \text{ e } F_c \cdot \text{Sen}\alpha_M = F_{correia} \quad (3)$$

Por outro lado, temos um segundo mecanismo de controle, ou seja, a polia movida, ligada à polia motora pela correia, conforme mostra o esquema da figura seguinte:

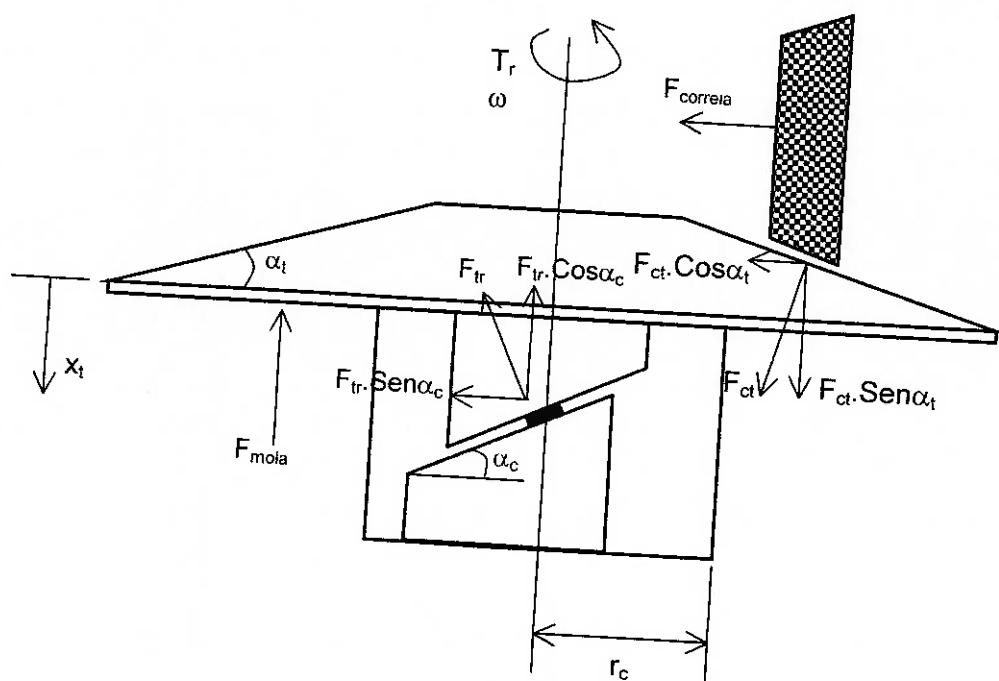


Fig. 19 – Prato móvel da polia movida

Aplicando-se aqui o equilíbrio de forças obtemos as seguintes equações: $F_{ct} \cdot \text{Cos}\alpha_t = F_{tr} \cdot \text{Cos}\alpha_c + F_{mola}$ (4) e $F_{ct} \cdot \text{Sen}\alpha_t = F_{correia}$ (5), onde:

F_{ct} – força de contato entre a correia e a polia movida

F_{tr} – força de contato entre as rampas do mecanismo da polia (ver fig. 5, capítulo 5)

F_{mola} – força da mola helicoidal (idem): $F_{mola} = k_{ml} \cdot x_t + \text{pré-carga}$

T_r – torque resistente na polia movida (causa F_{tr})

Uma vez estabelecidas as principais forças atuando nas polias para uma determinada posição de equilíbrio, vamos verificar qual é a contribuição das molas no comportamento do CVT. Vamos chamar a mola de torção de 1 e a

mola helicoidal axial de 2 e analisar o que ocorre quando modificamos uma delas, mantendo a outra inalterada, para a mesma posição de equilíbrio mostrada nas figuras anteriores. Temos então duas situações:

a) Aumentamos k_1 e conservamos k_2

Se a mola 2 não foi alterada, na posição de equilíbrio mostrada na figura 19 a força F_{mola} não mudou, bem como F_{tr} . Então, de acordo com a equação 4, a força de contato entre a correia e a polia movida (F_{ct}) também não mudou, o mesmo ocorrendo com F_{correia} , conforme nos mostra a equação 5. Passando agora para a polia motora, as equações 2 e 3 indicam que a força de contato entre a correia e a polia motora (F_c) continuam iguais, para a mesma posição de equilíbrio. Como o torque T_{mt} aumentou, devido ao aumento de k_1 (ou k_t), a única maneira de mantermos o equilíbrio na mesma posição vista, conforme a equação 1, é aumentando a força F_l , o que pode ser feito aumentando-se a velocidade ω_m .

Resumindo, se aumentamos a rigidez da mola de torção, para atingirmos a mesma posição de equilíbrio anterior temos que aumentar a rotação da polia motora. Se mantivermos a mesma rotação original, a polia atingirá uma nova posição de equilíbrio (θ e α diferentes) correspondente a uma relação de transmissão maior, pois o deslocamento x_m (e x_t) será menor.

b) Aumentamos k_2 e conservamos k_1

Diferentemente do que acontece na situação (a), se aumentamos k_2 a força resistente F_{mola} aumenta (sempre pensando na mesma posição de equilíbrio). Logo, de acordo com as equações 4 e 5, a força na correia aumenta. Passando para a polia motora, se F_{correia} é maior, a força de contato

correia – polia motora (F_c) também é maior, exigindo que a força F_{cm} aumente. Agora precisamos olhar com mais cautela a equação 1, pois a força F_{cm} aparece em ambos os lados, multiplicada por fatores geométricos diferentes.

Porém, observando a geometria da polia motora, a forma da cúpula e a disposição inicial dos pêndulos podemos garantir duas coisas a respeito dos ângulos envolvidos: primeiro, o ângulo α é certamente maior do que 45° , o que determina $\text{Sen}\alpha > \text{Cos}\alpha$; segundo, os pêndulos trabalham com um ângulo θ que oscila em torno dos 90° , impondo novamente $\text{Sen}\theta > \text{Cos}\theta$. De volta à equação 1 vemos que, devido ao aumento de F_{cm} , ocorre um aumento maior no lado direito da equação do que no lado esquerdo. Além disso, se o ângulo θ for superior a 90° , o termo $F_{cm}\text{Cos}\alpha \cdot L\text{Cos}\theta$ passa a ser negativo, passando a contribuir para um aumento exclusivo do lado direito da equação. Uma vez entendido isto, chegamos à mesma conclusão do item (a), ou seja: para atingirmos a mesma posição de equilíbrio precisamos aumentar F_i (aumentando ω_m). Caso contrário o deslocamento das polias será menor e a configuração resultante será de uma relação de transmissão maior.

Podemos então resumir o problema da seguinte forma: a rotação da polia movida gera uma força que tende a deslocar o prato móvel num determinado sentido (para baixo, nas figuras 16 e 19) e as duas molas (torção e axial), funcionando em paralelo, resistem a este deslocamento. A conclusão mais importante a que chegamos é que, se quisermos alterar o comportamento do CVT de modo que ele fique mais tempo numa relação alta, devemos aumentar a rigidez de uma das duas molas, ou de ambas. Outra possibilidade, igualmente correta, seria diminuir a massa ‘m’ do peso rolíco. Uma análise

semelhante à feita acima mostra que esta solução também atua no mesmo sentido observado, ou seja, retarda a evolução da configuração do CVT para uma relação menor. Porém, não nos preocupamos com a massa aqui porque é muito mais fácil mudar uma mola do que construir um novo pêndulo com as mesmas dimensões (mas com massa menor).

Finalmente, devemos lembrar que a análise feita é qualitativa, indicando apenas a tendência de mudança do comportamento do CVT quando alteramos alguns de seus parâmetros. Além disso, consideramos apenas o equilíbrio, sem nos preocuparmos com a situação do transitório, ou seja, como este equilíbrio foi atingido. Neste caso teríamos ângulos e deslocamentos variando com o tempo e com a rotação da polia motora (não linearidade do problema), e não poderíamos desconsiderar a inércia das polias ou o atrito entre a correia e as superfícies móveis, tal qual fizemos.

7. A relação de transmissão final

Antes de concluirmos o presente trabalho com a indicação de como adaptar no veículo todo o sistema descrito, temos que definir um último parâmetro: a relação de transmissão final. Conforme já foi dito, a adoção do CVT exige a presença de um eixo intermediário ('b') entre o eixo de saída do motor ('a') e o eixo traseiro do carro ('c'). A ligação entre os eixos 'a' e 'b' é feita pelo CVT, de acordo com tudo o que vimos até agora. Já a ligação entre os eixos 'b' e 'c' é feita por um par coroa – pinhão e uma corrente, o que confere uma relação extra ao conjunto da transmissão. Nos veículos convencionais ocorre algo parecido, ou seja, o eixo de saída da caixa de câmbio não movimenta diretamente as rodas. Neste caso, existe um diferencial, o qual apresenta uma relação de transmissão fixa. Esta, multiplicada pelas diferentes relações, fornece a taxa final de transmissão para cada marcha. Analogamente, teremos uma relação fixa na corrente (i_c), a qual irá aumentar a relação final para cada ponto de funcionamento do CVT.

Assim, precisamos calcular quanto vale i_c para definir o par pinhão – coroa a ser usado. Vamos inicialmente repetir o cálculo tal qual foi feito para a competição de 1998, considerando a prova de aceleração e velocidade máxima, e analisá-lo criticamente:

Dados:

m – massa do veículo + piloto: $m \approx 210$ Kg

T_{max} – torque máximo fornecido pelo motor: $T_{max} = 17,2$ Nm@2600 rpm

ϕ - diâmetro do pneu: $\phi = 0,508$ m (20')

i_{CVT} – relação de transmissão do CVT: $i_{CVT} = 3,79:1$ a $0,69:1$

η_t – rendimento da transmissão, estimado em 90%

i_c – relação de transmissão da corrente

i_T – relação de transmissão total: $i_T = i_{CVT} \cdot i_c$

Segundo os cálculos apresentados no anexo 1, a aceleração média nos primeiros 30,5 metros do percurso da prova considerada deve ser de $2,44 \text{ m/s}^2$ (especificação do projeto). Assim, a força necessária é:

$F = ma = 210 \cdot 2,44 \Rightarrow F = 512,4 \text{ N}$. Logo, o torque necessário no eixo de saída é: $T_e = F \cdot \phi/2 = 512,4 \cdot 0,254 \Rightarrow T_e = 130,15 \text{ Nm}$. Este torque é obtido multiplicando-se o torque de saída do motor pela relação de transmissão total multiplicada pelo rendimento, ou seja:

$T_e = T_{\max} \cdot i_T \cdot \eta_t$; $i_T = 130,15/(17,2 \cdot 0,9) \Rightarrow i_T = 8,41$. Como $i_T = i_{CVT} \cdot i_c$, chegamos à relação de transmissão da corrente: $i_c = i_T / i_{CVT} = 8,41 / 3,71 \Rightarrow i_c = 2,27$.

Este resultado é muito próximo ao que chegamos nas contas feitas para o veículo da competição passada, o que nos dá uma clara indicação de que os cálculos estão errados. Digo isso porque, ao contrário do que esperávamos, o carro resultou muito fraco em termos de torque e arrancada, embora tenha mostrado um bom desempenho no que se refere a velocidade final. Ou seja, a relação de corrente utilizada tornou o veículo veloz, mas sem torque. Vamos então analisar, uma a uma, quais foram as falhas do raciocínio utilizado:

- Aceleração: em primeiro lugar, a aceleração calculada de $2,44 \text{ m/s}^2$ não é constante durante todo o processo, sendo este valor uma média

estabelecida para que o veículo percorra os primeiros 30,5 metros em 5 segundos.

- Torque: o torque máximo, utilizado para os cálculos, também não é constante, e ocorre apenas a 2600 rpm. Para rotações inferiores (ou superiores) o torque é menor.
- CVT: a relação de transmissão do CVT vale 3,71:1 apenas para rotações baixas, diminuindo à medida que aumentamos o giro do motor, pois conforme vimos, a polia motora do CVT é sensível a rotação. Assim, não podemos considerar esta rotação constante durante toda a aceleração, pois este é justamente o comportamento de uma caixa de transmissão (variação discreta das relações).

Além de termos assumido as hipóteses incorretas citadas acima, deixamos de considerar alguns importantes fatores da dinâmica do sistema, tais como:

- Arrasto: o ar impõe uma resistência ao movimento do veículo conhecida como força de arrasto (F_a), a qual aumenta proporcionalmente ao quadrado da velocidade do mesmo.
- Rolamento: existe ainda uma outra força resistente que é provocada pelo rolamento dos pneus na pista. Esta força (F_r) é diretamente proporcional à velocidade do carro.

Fica claro então que uma análise de trás para frente, ou seja, dada uma aceleração média, descobrir qual a relação i_c adequada, não é tão simples como pensávamos, tendo em vista todos os fatores mencionados acima. Assim, faremos o contrário: a partir de uma relação de transmissão da corrente

pré – fixada, vamos verificar se a aceleração média de $2,44 \text{ m/s}^2$ é atendida, levando em conta tudo o que foi discutido. Porém, a análise feita é meramente qualitativa, e para que possamos proceder com os cálculos precisamos de números. Para tanto, faremos novas hipóteses relacionadas aos itens discutidos anteriormente e adotaremos o seguinte modelo para a escolha do par pinhão cremalheira a ser usado:

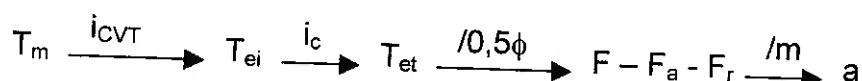
- 1 – Definir uma relação i_c
- 2 – Dividir os primeiros 5s especificados para a prova de aceleração em intervalos menores
- 3 – Considerar as variações dos parâmetros pertinentes para cada intervalo considerado, ou seja:

ω_m – rotação do motor

T_m – torque do motor correspondente a ω_m

i_{CVT} – relação de transmissão correspondente à ω_m

- 4 – Calcular o torque disponível no eixo traseiro do veículo, a força resultante e a aceleração, de acordo com o diagrama abaixo:



- 5 – Com a aceleração obtida no item 4, calcular o espaço percorrido no intervalo considerado, bem como a velocidade final, de acordo com a cinemática, ou seja:

$$S = S_0 + V_0 \cdot t + a \cdot t^2 / 2 \quad \text{e} \quad V = V_0 + a \cdot t$$

- 6 – Com base na velocidade final de cada intervalo, através de uma análise de trás para a frente, calcular a rotação do motor para o início do intervalo seguinte

7 – Repetir a iteração para o novo intervalo de tempo

8 – Ao final dos 5s verificar se a especificação foi atendida, ou seja, se o espaço percorrido atingiu os 30,5 metros determinados. Caso contrário, definir uma nova relação i_C e refazer os cálculos.

Para que possamos processar o algoritmo acima, precisamos ter uma estimativa das forças F_a (arrasto) e F_r (rolamento). A referência 8 fornece duas fórmulas para este cálculo, conforme segue:

$$F_a = 0,5 \cdot C_a \cdot A \cdot \rho \cdot v^2, \text{ onde}$$

C_a – Coeficiente de arrasto

A – área frontal do veículo

ρ - densidade do ar

v – velocidade do veículo

$$F_r = R_r \cdot v, \text{ onde}$$

R_r – Fator de resistência ao rolamento

Como não dispomos de todos os valores acima, para C_a e R_r vamos utilizar os dados fornecidos por Beckman (8) correspondente às características de um modelo antigo de Corvette. Os demais dados são específicos para o nosso Mini – Baja (com exceção da densidade do ar, considerada constante).

$$C_a = 0,3$$

$$R_r = 10,14 \text{ N / (m/s)}$$

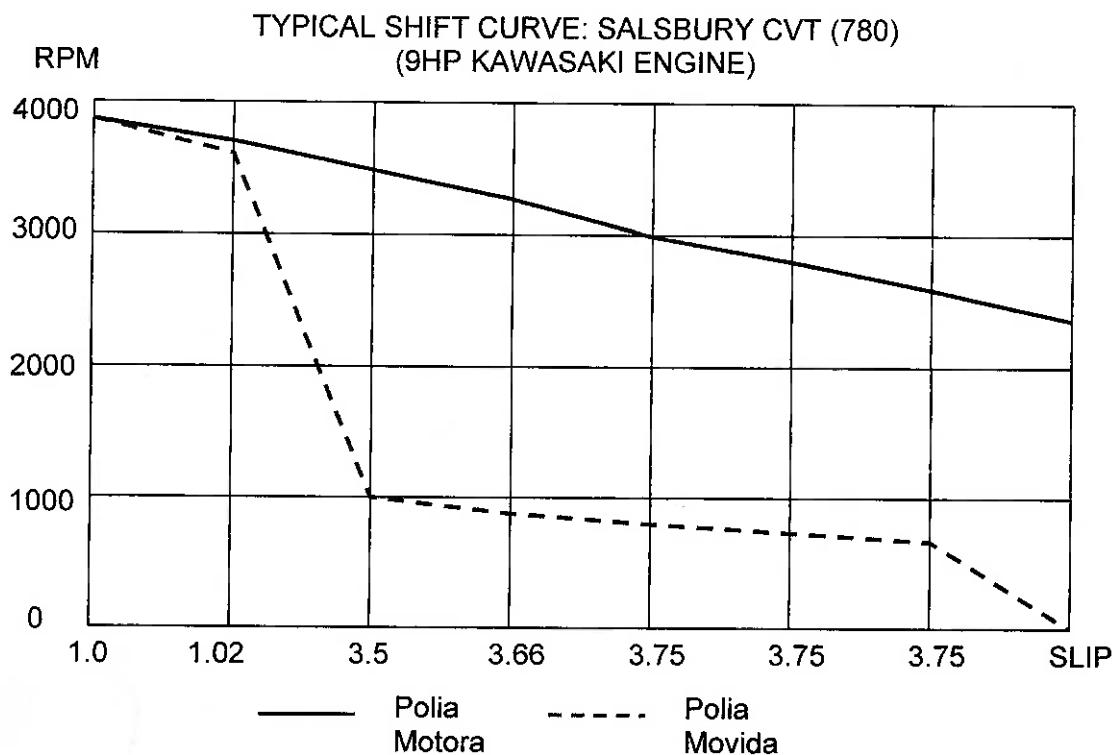
$$\rho = 1,26 \text{ Kg / m}^3$$

$$A = 0,67 \text{ m}^2$$

A área frontal do veículo foi estimada com base na área da parede contra fogo existente atrás do assento do piloto, pois como a estrutura do

chassis é tubular acreditamos que esta parede contribui mais expressivamente para a resistência que o ar impõe ao movimento. Quanto ao fator de resistência ao rolamento (R_r), embora tenhamos usado um dado de outro veículo por questão de praticidade, poderíamos ter calculado o valor específico para o nosso caso da seguinte maneira: com o auxílio de um dinamômetro ("balança de pescador") e de uma corrente ligando o gancho da balança ao eixo do veículo, colocar o mesmo em movimento, mantendo a velocidade constante. Dividindo - se a força necessária para tanto pela velocidade, obtemos o valor de R_r . Como este valor é considerado constante, basta realizar algumas medições e obter a média para que tenhamos uma boa aproximação.

Por último, para cada nova rotação da polia movida (ω_{mv}) precisamos determinar qual é a rotação da polia motora (ω_{mt}). Uma vez conhecida esta rotação, podemos determinar o novo valor do torque e da relação i_{CVT} . Os gráficos a seguir nos ajudam a chegar nestes valores:



Este gráfico é lido da seguinte maneira: com a rotação da polia movida traçamos uma reta horizontal até a curva tracejada; no ponto de cruzamento subimos uma reta vertical até a curva cheia, e a partir do novo cruzamento traçamos uma última linha horizontal até o eixo das rotações e lemos o valor de ω_{mt} . Para que não tenhamos que ficar repetindo exaustivamente este processo, podemos formular uma relação entre a rotação da polia motora e a da polia movida nos trechos mais utilizados nos cálculos. Estas relações são:

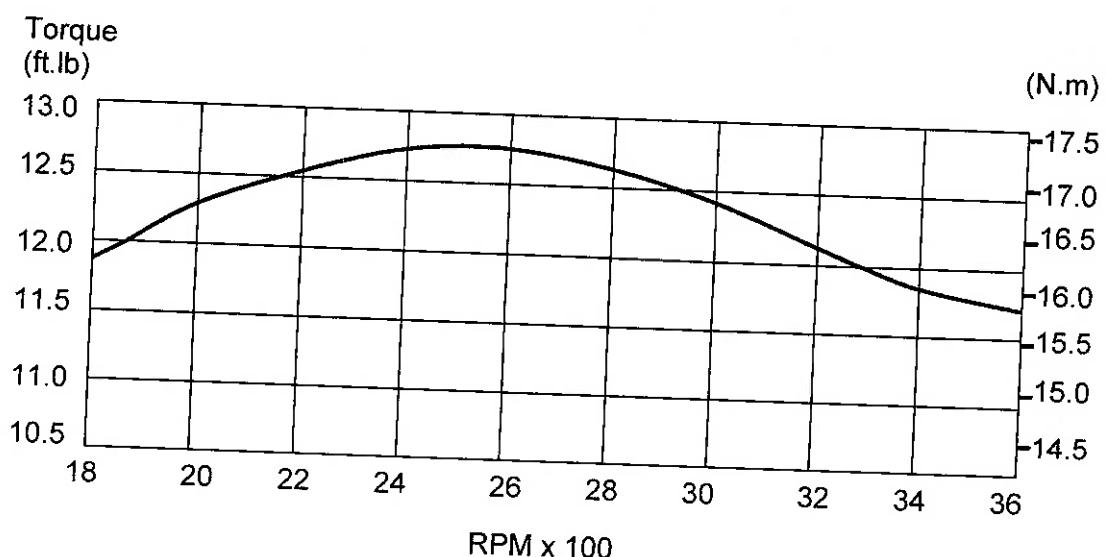
$$\text{Trecho I: } 3,5 > i > 1,02 \quad \omega_{mt} = 3770,97 - 78,97 \left(\frac{4697,58 - \omega_{mv}}{1056,45} \right)$$

$$\text{Trecho II: } 1,02 > i > 1 \quad \omega_{mt} = 14300 - 10400 \left(\frac{17900 - \omega_{mv}}{14000} \right)$$

A obtenção destas equações é relativamente simples, pois como o gráfico é formado por trechos de retas, conseguimos facilmente obter $\omega_{mv} = \omega(i)$ e $\omega_{mt} = \omega(i)$. Basta então combinar as duas para chegarmos nos resultados acima. Como não dispomos da curva para valores de i menores que um, vamos extrapolar a relação do trecho II. Porém, ao fazermos isto devemos ter em mente dois fatos muito importantes: o primeiro deles é que existe um governador de velocidades instalado no motor para limitar o giro do mesmo a 3800 rpm. Assim, se a relação acima indicar que o motor deveria estar com uma velocidade maior do que este limite, devemos considerar o motor girando a 3800 rpm. O segundo fato é que a menor relação de transmissão i que o CVT pode fornecer é 0,69:1. Novamente, se chegarmos em números de i menores do que este limite inferior, devemos considerar a transmissão atuando neste valor. As consequências disto serão discutidas mais à frente.

Convém ainda salientar que a curva acima foi determinada utilizando-se um motor Kawasaki 9HP, e o nosso motor (Briggs & Stratton) tem apenas 8HP de potência. Assim, as relações não são exatamente as mostradas, mas um pouco diferentes. Porém, a aproximação é válida.

Finalmente, com a rotação do motor determinada para o novo intervalo podemos determinar qual é o torque disponível no eixo de saída do motor usando o seguinte gráfico, encontrado na referência 7:



Como a escala que nos interessa (Nm) é a secundária, a leitura do torque nesta curva não é muito confortável. Assim sendo, um gráfico mais adequado foi obtido com base nos dados acima (anexo III).

Tendo todos os dados disponíveis, pudemos proceder com os cálculos de acordo com o algoritmo proposto. Foram feitas simulações para 8 (oito) valores de i_c , a saber: $i_c = 4$, $i_c = 5$, $i_c = 6$, $i_c = 7$, $i_c = 8$, $i_c = 9$, $i_c = 10$ e $i_c = 11$. Segundo os resultados obtidos, a relação de transmissão da corrente que satisfaz a especificação é $i_c \in [10,11]$. As tabelas com os valores obtidos para

cada simulação estão no anexo IV, e a tabela da página seguinte resume o comportamento de cada uma das alternativas, mostrando o espaço percorrido durante os 5 segundos iniciais e a velocidade correspondente ao final deste intervalo:

i_c	ΔS (m)	V_f (m/s)	V_f (Km/h)
4	20,92	6,13	22,07
5	21,51	6,45	23,22
6	22,56	7,03	26,28
7	23,88	7,71	27,76
8	25,53	8,46	30,46
9	27,39	9,26	33,34
10	29,43	10,09	36,32
11	31,64	10,96	39,46

Tabela 2 – Resultados da Simulação

Assim, percebemos que uma relação $i_c = 10$ se aproxima bastante de atender à especificação, ao passo que a relação $i_c = 11$ ultrapassa um pouco as expectativas. Logo, qualquer relação i_c entre os valores 10 e 11 poderá ser utilizada.

Vamos agora, com o auxílio de gráficos construídos a partir das tabelas do anexo IV, analisar o comportamento da transmissão como um todo e discutir algumas conclusões que nos parecem interessantes. A primeira delas diz respeito ao comportamento do CVT (variação da relação i_{CVT}) associado às diferentes relações de corrente (i_c). Vejamos o gráfico a seguir:

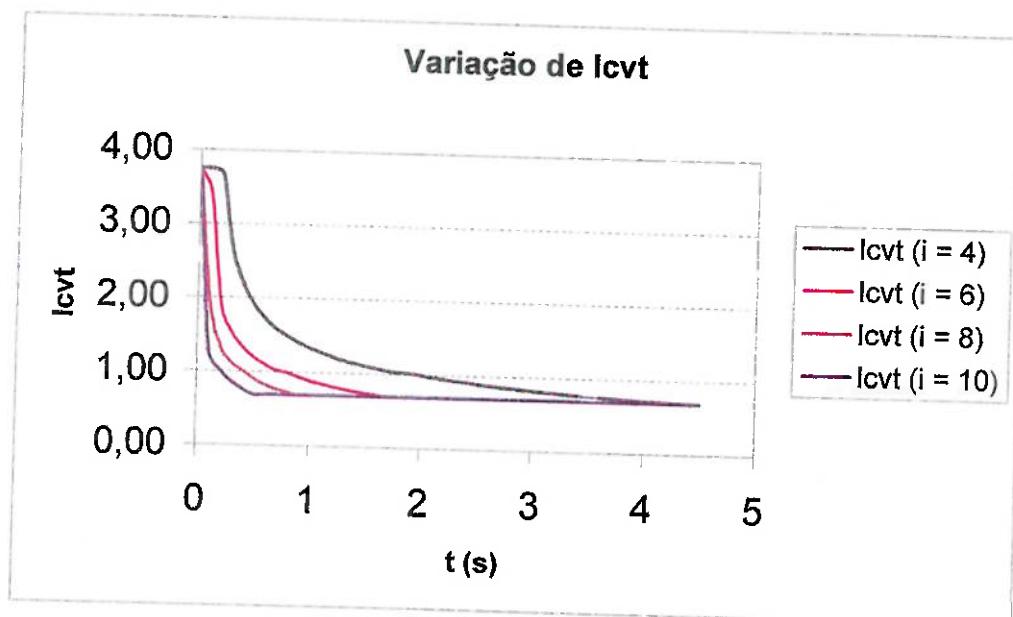


Gráfico 1 – $i_{cvt} \times t$

Este gráfico nos permite concluir que quanto maior for a relação de transmissão da corrente, mais rapidamente o CVT irá para a configuração de baixa relação, mesmo que a velocidade do carro ainda não esteja adequada para isto. Para melhor entendermos o porque deste fato vamos observar o que acontece com a aceleração do veículo para as mesmas configurações do gráfico anterior:

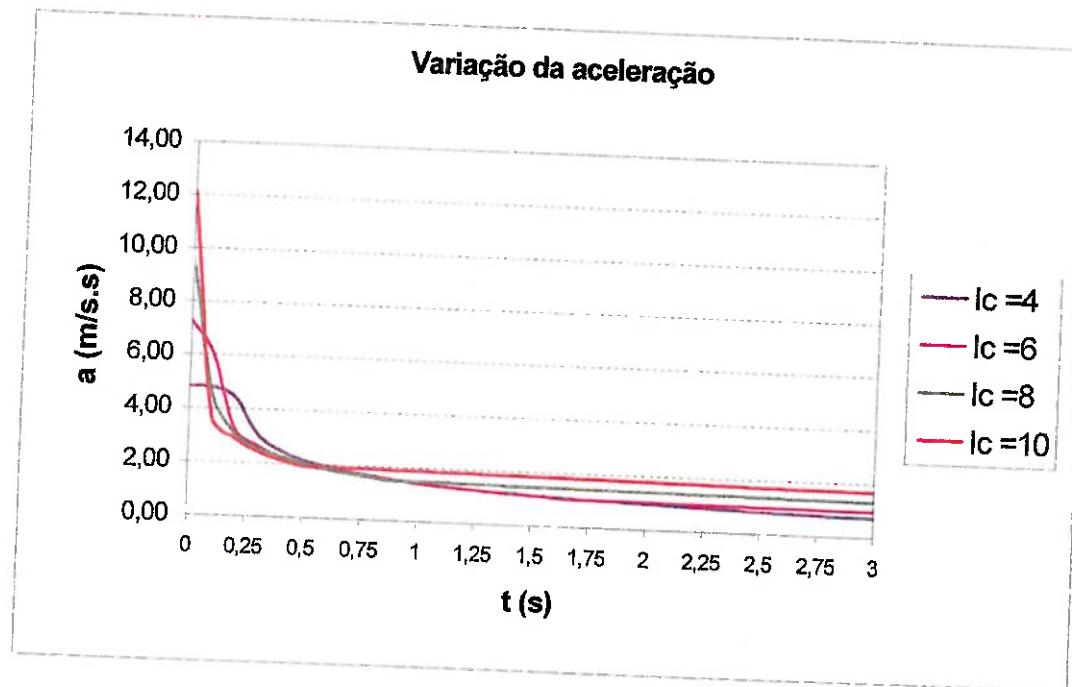


Gráfico 2 – a x t

Aqui, notamos que quanto maior é a relação i_c , maior é o pico inicial da aceleração. Isto faz com que a rotação da polia movida cresça mais rapidamente, o mesmo ocorrendo com a polia motora. Como o CVT é sensível à rotação desta polia, se esta aumenta rapidamente, a relação i_{CVT} decresce no mesmo ritmo, o que justifica o comportamento mostrado no gráfico 1.

O gráfico seguinte mostra como é a evolução da rotação da polia motora em função do tempo para as diferentes relações de corrente:

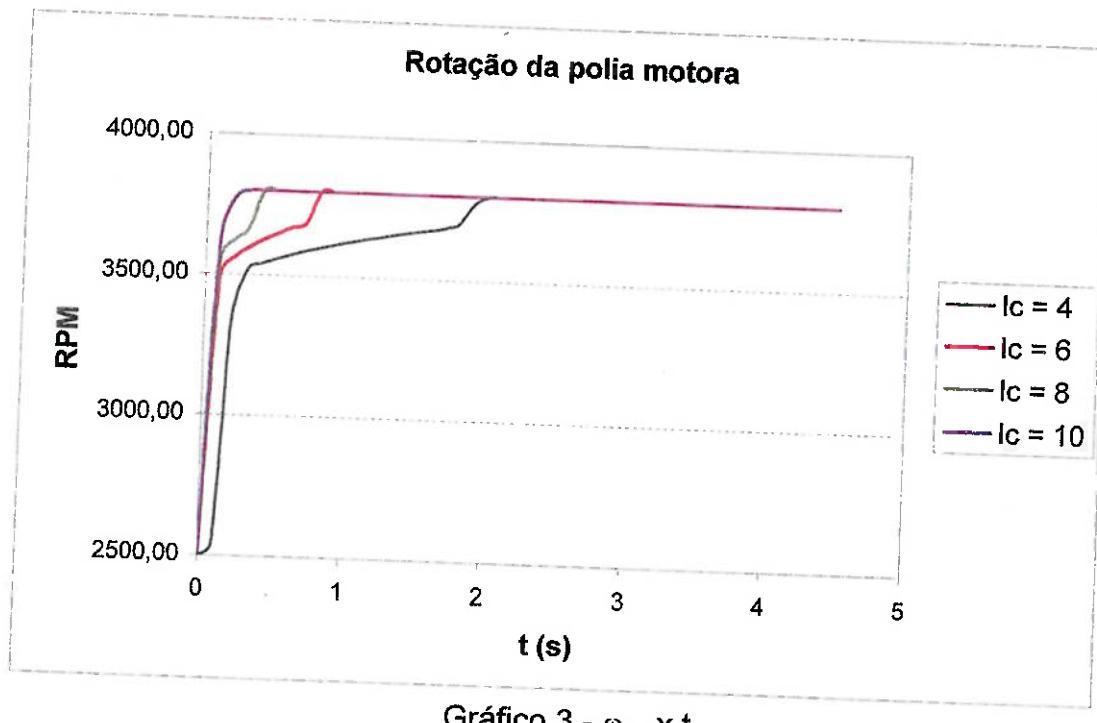


Gráfico 3 - $\omega_{mt} \times t$

Este gráfico evidencia o que acabamos de comentar, ou seja, quanto maior for a relação i_c , mais rapidamente a polia motora atingirá o limite de 3800 rpm imposto pelo governador de velocidade e mais rapidamente a relação do CVT cairá.

Por último, vamos observar graficamente a evolução da velocidade e do espaço percorrido para os quatro maiores valores de i_c estudados (8, 9, 10 e 11):

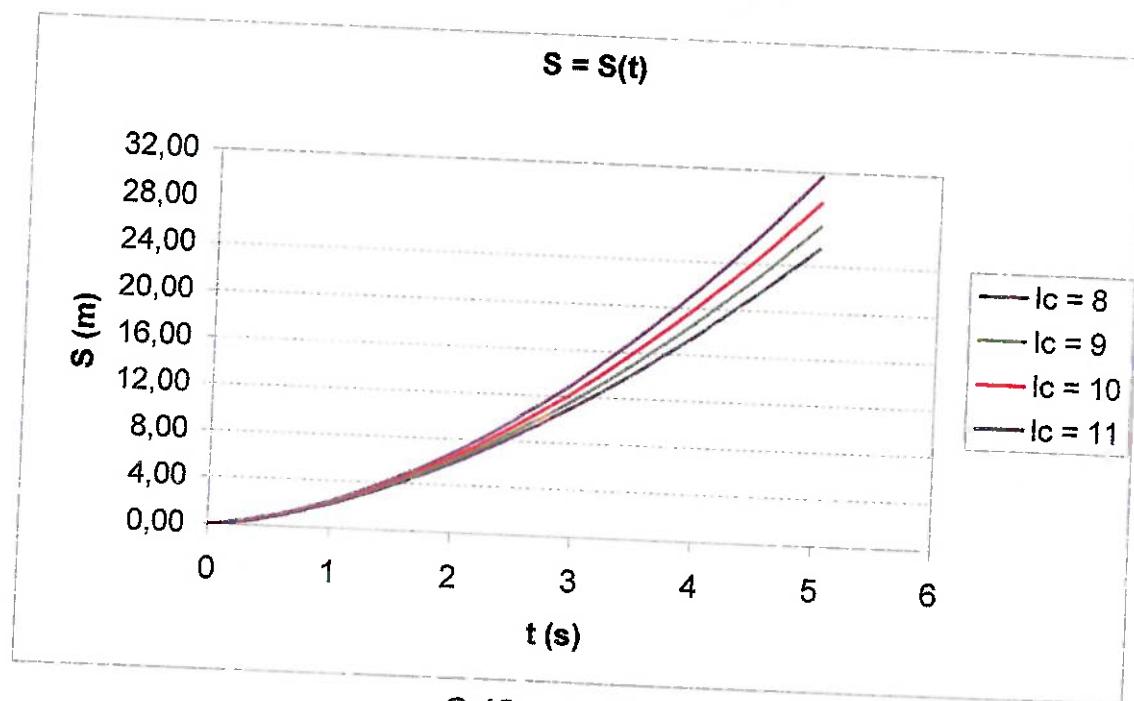


Gráfico 4 - $\Delta S \times t$

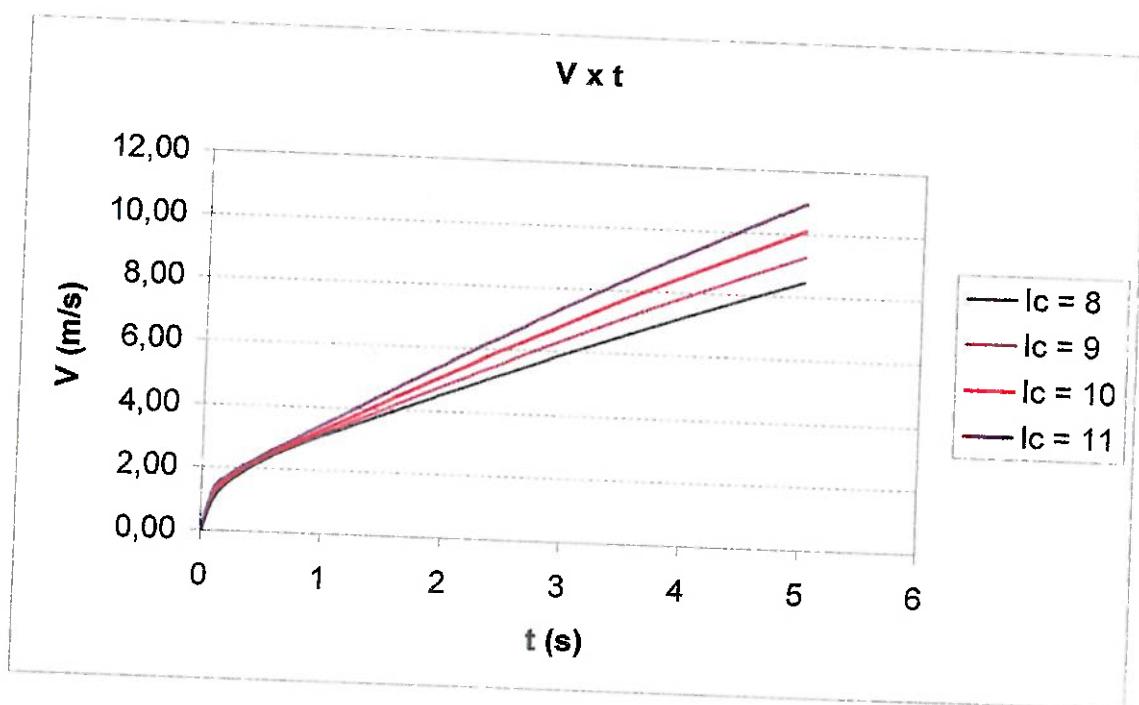
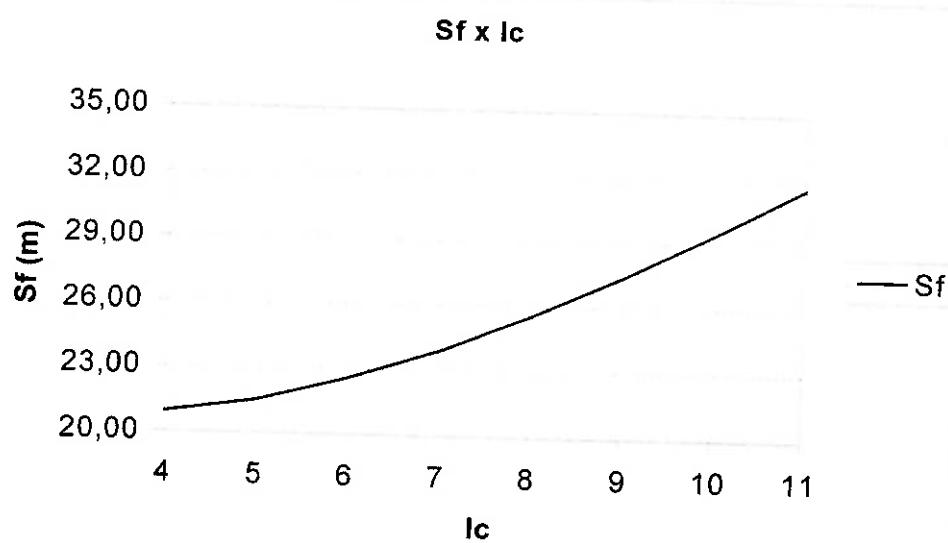


Gráfico 5 - $\Delta V \times t$

Segundo os gráficos 4 e 5 acima, quanto maior for a relação i_c maior será a distância percorrida durante os 5 segundos e maior será a velocidade final após este intervalo. Porém, isto não está de acordo com o que sabemos intuitivamente, ou seja, relações de transmissões maiores favorecem o torque do veículo mas comprometem sua velocidade final. Porque então não obtivemos este resultado nas simulações feitas? A resposta está nos fatos já comentados de que o motor tem sua rotação limitada em 3800 rpm e a mínima relação de transmissão fornecida pelo CVT é de 0,69:1. Conforme vimos, quando partimos da rotação da roda para chegar na rotação do motor (mesma da polia motora), passando pela polia movida, obtemos valores acima de 3800 rpm, mas somos obrigados a manter este valor devido à presença do governador. Da mesma forma, a partir do momento que a rotação da polia motora está fixada em um limite superior, mas a rotação da movida continua a aumentar, pois a velocidade do carro está aumentando, chegamos a um ponto em que a relação do CVT é menor do que 0,69:1, o que é fisicamente impossível devido às características construtivas do mesmo. Para efeito dos cálculos que fizemos, quando estes limites são atingidos consideramos o torque propulsor na roda como constante e equivalente ao produto do torque fornecido pelo motor na rotação limite multiplicado pela relação total da transmissão. Sabemos que esta hipótese é grosseira, pois nestas circunstâncias o rendimento do CVT certamente cai devido aos escorregamentos que passam a existir, e o torque não é integralmente transmitido aos pneus traseiros. Mas tivemos que assumir esta hipótese devido à falta de material disponível sobre o CVT.

A discussão acima nos permite arriscar uma conclusão muito importante sobre o sistema de transmissão como um todo, ou seja: determinar apenas qual é a relação de corrente i_c mais adequada não é suficiente; precisamos também promover modificações no CVT de modo a alterar o comportamento verificado. Conforme vimos, quanto maior for a relação i_c mais rapidamente a transmissão atinge a configuração de alta velocidade (marcha longa). Também vimos que foi preciso aumentar muito a relação de corrente para um ganho relativamente pequeno no espaço final percorrido, pois conforme podemos verificar na tabela 2, para uma relação $i_c = 4$ o carro percorre 20,92 metros em 5 segundos, ao passo que para uma relação $i_c = 11$ a distância percorrida foi de 31,64 metros no mesmo intervalo de tempo. O gráfico seguinte ilustra este fato:

Gráfico 6 – $S_f \times i_c$

Esta curva teria uma inclinação ainda menor se tivéssemos levado em conta a queda no rendimento da transmissão discutida anteriormente. Assim, temos uma forte impressão de que uma mudança nas características construtivas do CVT alteraria o comportamento visto e permitiria o uso de uma corrente com relação i_c não tão elevada. E, conforme vimos no capítulo anterior, esta mudança no CVT envolve um aumento na rigidez de suas molas de modo que ele possa permanecer por mais tempo na configuração de alta relação, ou marcha reduzida, mesmo com rotações elevadas. Esta modificação alteraria completamente a curva do CVT utilizada para os cálculos.

Para concluir este capítulo, vamos verificar se a relação i_c sugerida torna o carro capaz de realizar uma outra prova da competição: a rampa de 45º de inclinação. Neste caso, o carro parte do pé da rampa e deve percorrer a maior distância possível no menor tempo. Aqui, além das forças resistentes já vistas, que crescem com o aumento da velocidade, temos uma outra força, constante, que se opõe ao movimento de subida, ou seja, a componente do peso tangente à rampa. Esta força (F_p) é: $F_p = P \cdot \cos 45^\circ = 210.9.8.0.71 \Rightarrow F_p = 1455 \text{ N}$. Assim, ficam descartadas imediatamente as relações $i_c = 4$ e $i_c = 5$, pois a força inicial que estas configurações fornecem é menor do que F_p .

Conforme a tabela 9 do anexo IV, a relação $i_c = 11$ é suficiente para que o carro suba a rampa, mas não da forma esperada, conforme podemos ver a seguir:

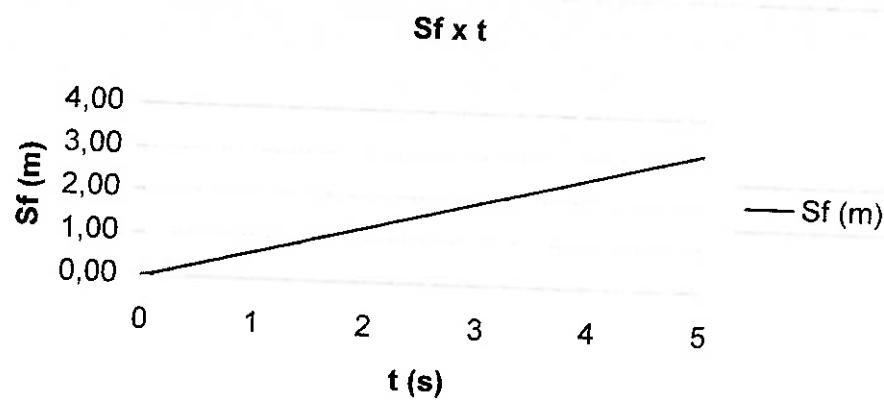


Gráfico 7 – Espaço percorrido na rampa

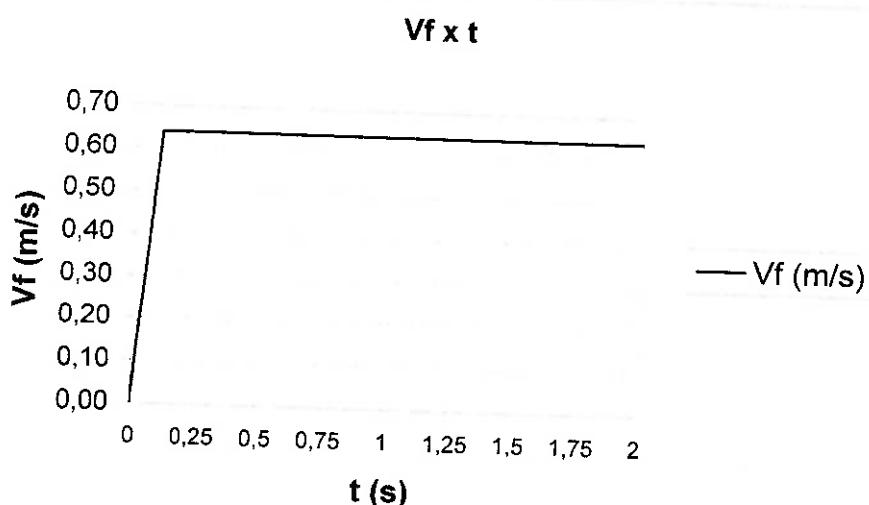


Gráfico 8 – V_f x t (rampa)

Os dois gráficos anteriores mostram que, na rampa, a velocidade de equilíbrio é atingida muito rapidamente, e esta velocidade é baixa (aproximadamente 2,3 Km/h). Assim, embora o carro suba a rampa, ele o faz muito lentamente. Esta observação é mais uma manifestação da característica já comentada de que o CVT passa rapidamente para relações menores, não se mantendo na relação maior nem nos piores casos. O gráfico abaixo ilustra este fato:

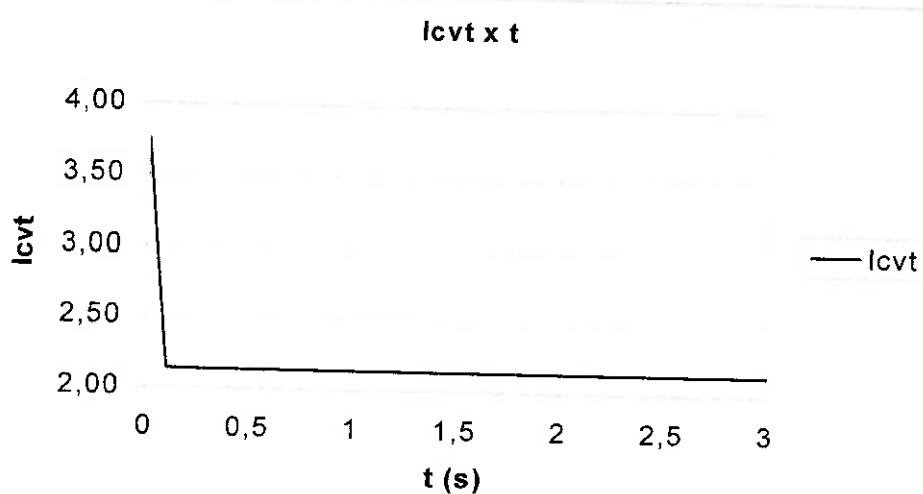


Gráfico 9 – $i_{CVT} \times t$ (rampa)

Portanto, devemos reforçar que uma mudança no CVT, se não fundamental, pode vir a melhorar muito o desempenho do conjunto da transmissão em todas as situações em que for necessário um torque elevado por mais tempo.

8. O CVT no veículo

Nesta última parte deste trabalho vamos sugerir uma possível solução de adaptação do CVT ao veículo. Eu digo isso porque a equipe que irá participar da competição de 1999 poderá encontrar uma outra alternativa construtiva envolvendo o CVT em questão. Assim, a grande contribuição deste trabalho está no detalhamento do funcionamento da transmissão e nas modificações que podem ser feitas de modo a alterar este funcionamento.

Antes de prosseguirmos vamos mais uma vez ressaltar que a proposta do trabalho neste ponto é de adaptar um sistema de transmissão para um veículo que já existe, tendo em vista que a adaptação utilizada para a competição de 1998 apresentou falhas durante o evento. A figura seguinte mostra a solução adotada na ocasião e nos ajuda a compreender melhor porque a estrutura não suportou as condições do terreno e quebrou:

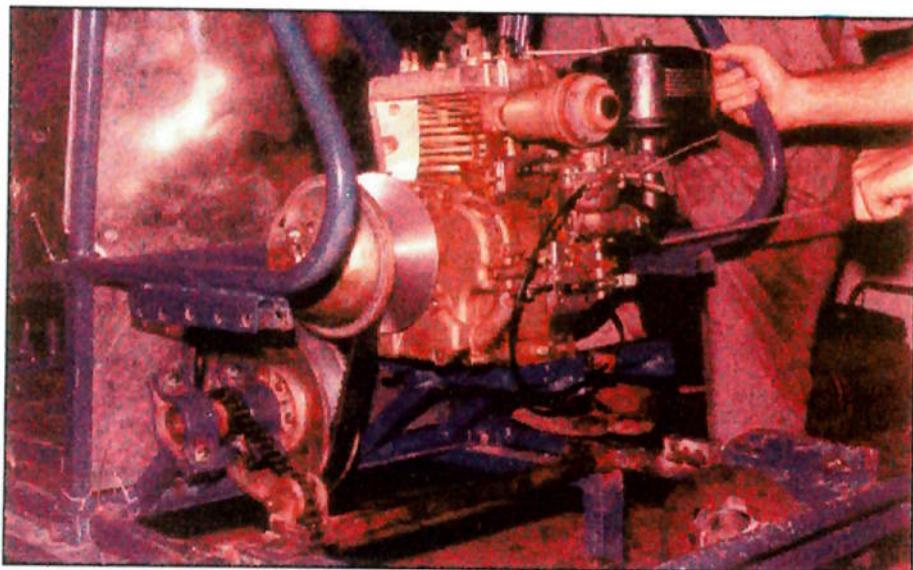


Fig. 20 – Sistema utilizado na competição de 1998

Conforme podemos ver na figura da página anterior, a polia motora do CVT está acoplada ao motor, enquanto a polia movida está acoplada em balanço a um eixo intermediário, o qual sustenta um pinhão entre dois mancais de rolamento. A corrente mostrada na figura une o pinhão à coroa que está chavetada no eixo traseiro, o qual não aparece por estar encoberto pelo para-choques. Percebemos também que o motor, o CVT e o pinhão estão instalados no chassi e na carroceria do veículo (massa suspensa), ao passo que a coroa está instalada no eixo motor, que por sua vez está no quadro da suspensão (massa não suspensa). Desta forma, é inevitável que a corrente trabalhe com uma certa folga, exigindo a presença de um esticador, e que conforme a suspensão seja solicitada ocorram golpes (ou impulsos) repentinos no pinhão. Estes golpes foram responsáveis pela ruptura das duas barras que sustentam o suporte dos mancais de rolamento (ver figura 20) logo na 4º volta do enduro, o que praticamente nos tirou da corrida. Esta ruptura ocorreu na base das barras que, bem como o suporte do motor, são soldadas no chassi do carro.

A forma ideal de solucionar este problema é fazer coincidir o eixo intermediário com o eixo de rotação do quadro da suspensão traseira de modo a eliminar (ou minimizar) os esforços nas duas vigas que romperam. Assim sendo, continuaremos utilizando o eixo intermediário na posição em que este aparece na figura 20, mas iremos modificar os suportes dos mancais de rolamento, bem como suas vigas de sustentação. A figura seguinte indica as partes da estrutura atual que sofrerão alterações:

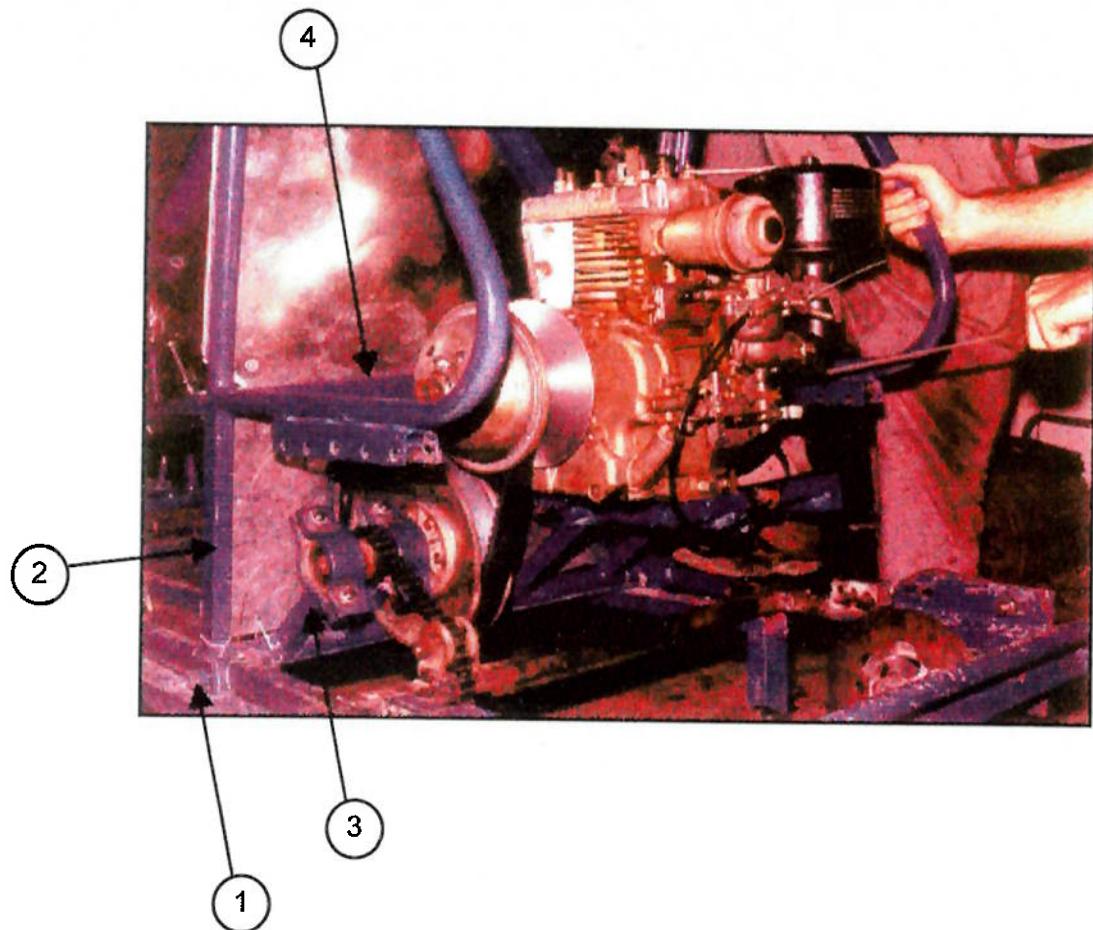


Fig. 21 – Partes da estrutura que serão alteradas

A primeira alteração será na peça nº1, ou seja, a bucha da suspensão e seu suporte. A modificação consiste basicamente em suspender a fixação do suporte, posicionando - o na viga nº2 de modo tal que o eixo de articulação da suspensão esteja na mesma linha do eixo intermediário da transmissão. Para que isso seja possível teremos de construir um suporte maior e mais largo, e usar um outro tipo de fixação que não a solda.

A peça nº3 será substituída por uma caixa de rolamento, ou seja, uma peça única contendo o rolamento embutido em um suporte. Esta modificação já

foi utilizada no veículo na competição de 1998, mas a foto das figuras 19 e 20 é anterior a esta mudança.

Quanto às vigas de sustentação, usaremos quatro ao invés de duas somente, da mesma forma como foi feito para o suporte do motor, ou seja, duas saindo da barra cilíndrica do chassi (como as que já existem) e duas saindo da barra quadrada transversal da carroceria (peça nº4). Estas duas ultimas terão um par de furos oblíquos de modo a permitir um ajuste das caixas de rolamento e, consequentemente, o alinhamento do eixo intermediário.

9. Conclusões

Se observarmos com atenção o conjunto final deste trabalho iremos perceber uma sutil mudança no rumo inicialmente proposto. A nossa primeira intenção era de detalhar a parte construtiva da transmissão, ou seja, a adaptação do CVT ao veículo, objeto do capítulo anterior. Porém, no decorrer do desenvolvimento da segunda parte (a partir do quarto capítulo), fomos nos convencendo (e sendo convencidos) de que muito pouco sabíamos sobre o CVT, que vinha até então sendo tratado como uma "caixa preta". Decidimos então nos dedicar ao melhor entendimento de seus mecanismos e limitações para tentar descobrir possíveis alterações que promovessem melhorias em seu desempenho. Embora não possamos dizer que conhecemos completamente esta transmissão, certamente sabemos muito mais do que no início deste trabalho e do que sabíamos quando decidimos utilizá-la na competição de 1998. Acreditamos então que este entendimento constitui a grande contribuição do presente trabalho

Por último, gostaríamos de fazer um breve comentário sobre o capítulo 8. Embora a abordagem tenha sido um pouco superficial, a adaptação do sistema ao carro é extremamente importante. Porém, confiamos na capacidade das pessoas que estão comprometidas a implementar as mudanças necessárias e acreditamos que, no que depender do sistema de transmissão, o Mini Baja que irá participar da competição de 1999 representando a Escola Politécnica não deixará a desejar.

ANEXO I - CÁLCULOS

No item 2.1 (Requisitos funcionais), foram determinados alguns valores cuja obtenção, conforme já dissemos, foi baseada nos desempenhos obtidos pelas demais equipes. A sequência de raciocínio e as hipóteses assumidas estão ilustradas abaixo.

A figura seguinte mostra esquematicamente o processo de tomada de tempo para as provas de aceleração e velocidade já descritas anteriormente.

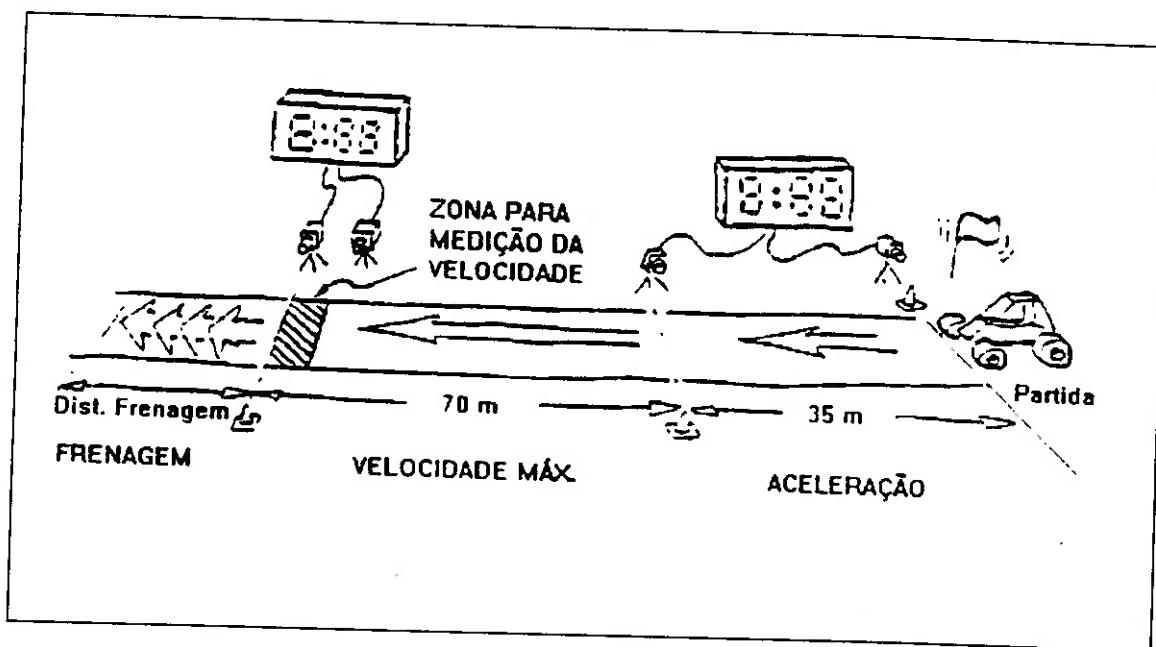
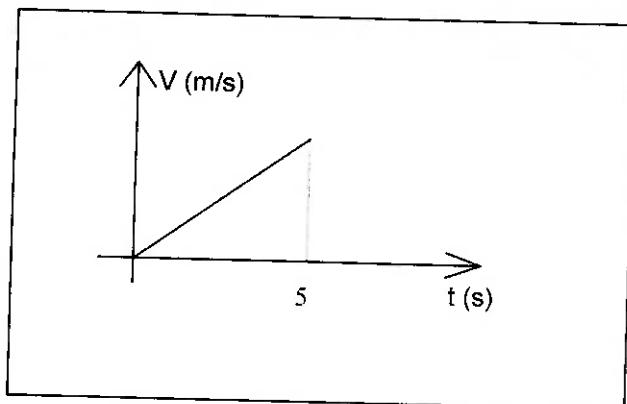


Fig.1 - Provas de aceleração velocidade e frenagem

Determinamos que os primeiros 30,5 metros (100 pés, e não 35 metros como mostra a figura) devem ser percorridos em 5 segundos. Considerando que neste intervalo o veículo ainda esteja acelerando e que, no plano, a aceleração é constante, a cinemática nos permite obter a velocidade neste ponto, bem como a aceleração do carro, conforme mostra a figura seguinte:



Sabemos que $\Delta S = \frac{\Delta t \cdot V}{2}$. Logo, $30,5 = \frac{5 \cdot V}{2}$ e $V = 12,20 \text{ m/s}$ ou

43,92 Km/h. A aceleração (uniforme) é dada pela fórmula $a = \frac{\Delta V}{\Delta t}$: assim,

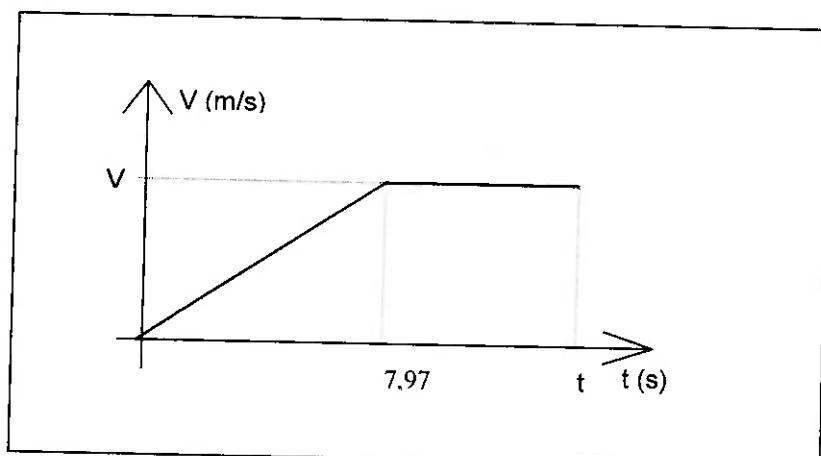
temos que $a = \frac{(12,20 - 0)}{(5 - 0)} = 2,44 \text{ m/s}^2$. Assumindo que a velocidade máxima

atingida no plano é de 70 Km/h (19,44 m/s), e conhecendo a aceleração, podemos determinar o espaço e o tempo em que esta velocidade será atingida

utilizando as mesmas formulações acima. Assim, temos: $2,44 = \frac{(19,44 - 0)}{(t - 0)}$ e $t =$

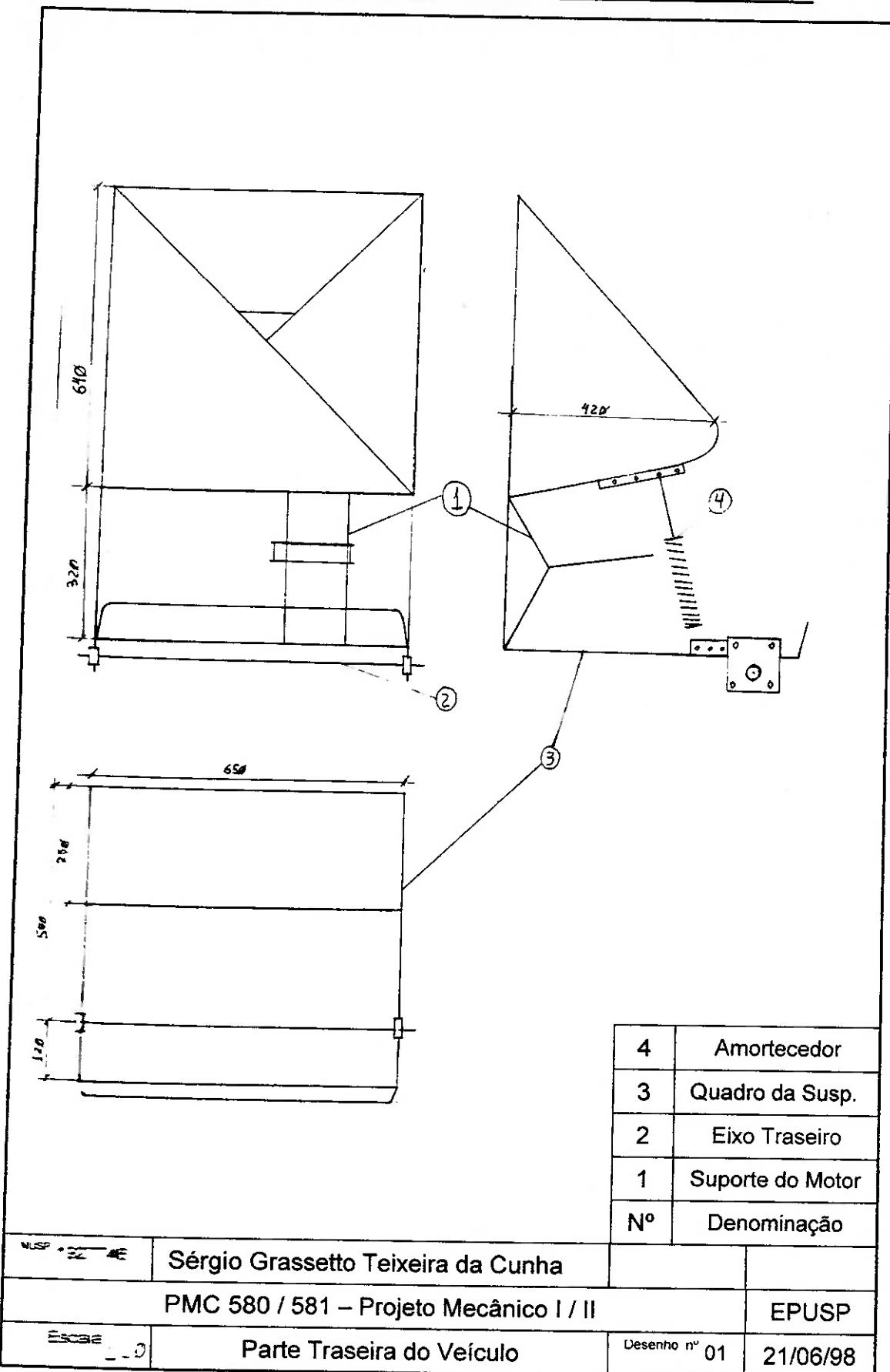
7,97 s. Da mesma forma $\Delta S = \frac{7,97 \cdot 19,44}{2} = 77,5 \text{ m}$. Como deste ponto até o

fim da reta o móvel permanece com velocidade constante, temos a seguinte configuração:

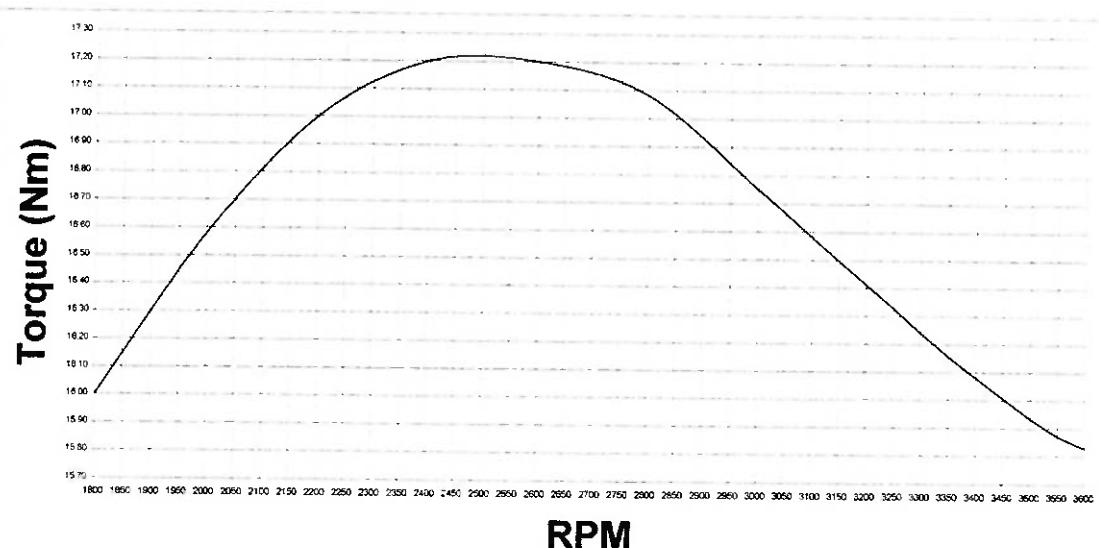


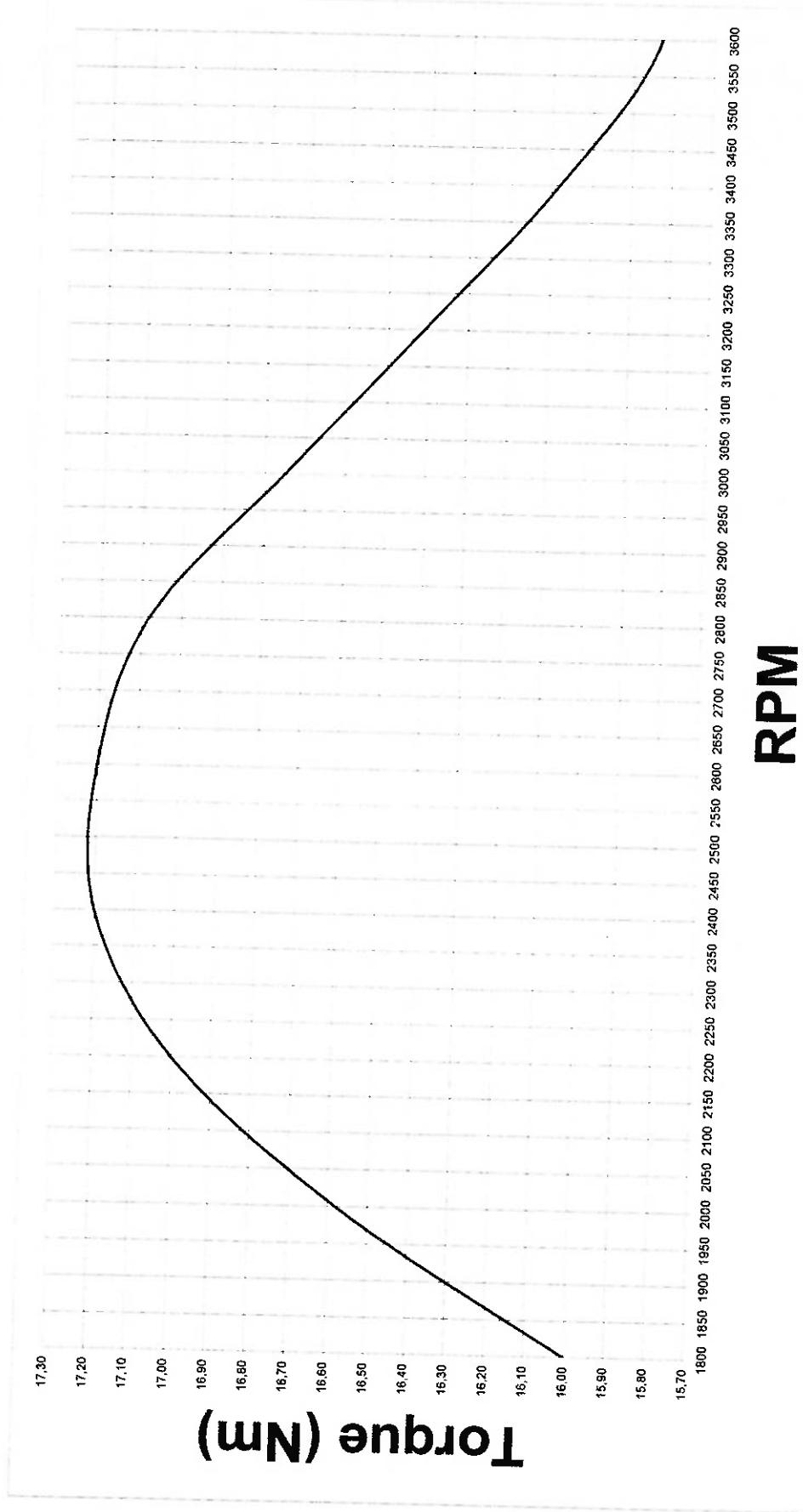
Com a mesma formulação utilizada anteriormente, podemos calcular o tempo t , sabendo que a velocidade $V = 70$ Km/h (19,44 m/s) e que a área do gráfico acima corresponde aos 105 metros da reta. Assim, temos: $105 = \frac{7,97 * 19,44}{2} + (t - 7,97) * 19,44$ e $t = 9,38$ s.

ANEXO II - ESQUEMA DA PARTE TRASEIRA DO VEÍCULO



ANEXO III – CURVA DE TORQUE DO MOTOR BRIGGS & STRATTON 8 HP





ANEXO IV – TABELAS DA SIMULAÇÃO DA RELAÇÃO I_c (CORRENTE)

Ic = 4

t (s)	Wm (rpm)	Tm (Nm)	Icv	Tet (Nm)	Fet (N)	Fa (N)	Fr (N)	R (N)	a (m/s.s)	Si (m)	Sf (m)	Vi (m/s)	Vf (m/s)	Wr (rpm)	Wpm (rpm)
0	2500,00	17,20	3,75	258,00	1015,75	0,00	0,00	1015,75	4,84	0,00	0,02	0,00	0,48	114,26	457,03
0,1	2540,00	17,20	3,75	258,00	1015,75	0,03	4,90	1010,81	4,81	0,02	0,10	0,48	0,97	227,96	911,84
0,2	3346,00	16,35	3,67	239,99	944,83	0,12	9,79	934,92	4,45	0,10	0,22	0,97	1,41	333,13	1332,50
0,3	3519,43	15,9	2,64	167,98	661,34	0,25	14,30	646,79	3,08	0,22	0,37	1,41	1,72	405,88	1623,52
0,4	3541,18	15,8	2,18	137,85	542,72	0,37	17,42	524,92	2,50	0,37	0,56	1,72	1,97	464,93	1859,71
0,5	3558,84	15,8	1,91	120,94	476,15	0,49	19,96	455,71	2,17	0,56	0,76	1,97	2,19	516,19	2064,75
0,6	3574,16	15,8	1,73	109,40	430,72	0,60	22,16	407,95	1,94	0,76	0,99	2,19	2,38	562,08	2248,30
0,7	3587,89	15,8	1,60	100,86	397,07	0,72	24,13	372,23	1,77	0,99	1,24	2,38	2,56	603,95	2415,79
0,8	3600,41	15,8	1,49	94,19	370,83	0,83	25,92	344,08	1,64	1,24	1,50	2,56	2,72	642,65	2570,60
0,9	3611,98	15,8	1,41	88,80	349,62	0,94	27,59	321,09	1,53	1,50	1,78	2,72	2,87	678,77	2715,08
1	3622,78	15,8	1,33	84,33	332,00	1,05	29,14	301,82	1,44	1,78	2,08	2,87	3,02	712,72	2850,88
1,1	3632,93	15,8	1,27	80,54	317,07	1,15	30,59	285,33	1,36	2,08	2,39	3,02	3,15	744,81	2979,26
1,2	3642,52	15,8	1,22	77,27	304,21	1,26	31,97	270,98	1,29	2,39	2,71	3,15	3,28	775,30	3101,19
1,3	3651,64	15,8	1,18	74,42	292,98	1,36	33,28	258,34	1,23	2,71	3,04	3,28	3,41	804,36	3217,42
1,4	3660,33	15,8	1,14	71,90	283,07	1,47	34,53	247,07	1,18	3,04	3,39	3,41	3,52	832,15	3328,59
1,5	3668,64	15,8	1,10	69,66	274,24	1,57	35,72	236,95	1,13	3,39	3,75	3,52	3,64	858,80	3435,21
1,6	3676,61	15,8	1,07	67,64	266,30	1,67	36,86	227,77	1,08	3,75	4,11	3,64	3,74	884,42	3537,69
1,7	3684,27	15,8	1,04	65,82	259,13	1,78	37,96	219,39	1,04	4,11	4,49	3,74	3,85	909,10	3636,40
1,8	3704,18	15,8	1,02	64,38	253,46	1,88	39,02	212,56	1,01	4,49	4,88	3,85	3,95	933,01	3732,04
1,9	3775,23	15,8	1,01	63,93	251,70	1,98	40,05	209,67	1,00	4,88	5,28	3,95	4,05	956,60	3826,38
2	3800,00	15,8	0,99	62,76	247,10	2,08	41,06	203,96	0,97	5,28	5,69	4,05	4,15	979,54	3918,15
2,1	3800,00	15,8	0,97	61,29	241,32	2,18	42,05	197,09	0,94	5,69	6,11	4,15	4,24	1001,71	4006,83
2,2	3800,00	15,8	0,95	59,94	235,97	2,28	43,00	190,70	0,91	6,11	6,54	4,24	4,33	1023,16	4092,64
2,3	3800,00	15,8	0,93	58,68	231,03	2,38	43,92	184,73	0,88	6,54	6,98	4,33	4,42	1043,94	4175,75
2,4	3800,00	15,8	0,91	57,51	226,43	2,47	44,81	179,14	0,85	6,98	7,43	4,42	4,50	1064,09	4256,36
2,5	3800,00	15,8	0,89	56,42	222,14	2,57	45,68	173,89	0,83	7,43	7,98	4,50	4,92	1161,89	4647,57
3	3800,00	15,8	0,82	51,67	203,44	3,06	49,88	150,50	0,72	9,78	12,33	4,92	5,28	1246,54	4986,16
3,5	3800,00	15,8	0,76	48,17	189,63	3,53	53,51	132,59	0,63	12,33	15,05	5,28	5,59	1321,11	5284,46
4	3800,00	15,8	0,72	45,45	178,92	3,96	56,71	118,25	0,56	15,05	17,91	5,59	5,87	1387,62	5550,49
4,5	3800,00	15,8	0,69	43,61	171,69	4,37	59,57	107,75	0,51	17,91	20,92	5,87	6,13	1448,22	5792,90

- Tm - Obtido do gráfico mostrado no Anexo III
- Tet - Torque no eixo traseiro: Tet = Tm.Icv.Ic
- Fet = Tet/r, r = 0,254m
- Fa = Força de arrasto
- Fr = Força de resistência ao roloamento
- R - Resultante: R = Fet - Fa - Fr
- a - aceleração média no intervalo: a = R/m
- Si - Espaço inicial
- Sf - Espaço final
- Vi - Velocidade inicial
- Vf - Velocidade final
- Wr - velocidade angular da roda
- Wpm - velocidade angular da polia movida

lc = 5

I (s)	Wm (rpm)	Tm (Nm)	Icvt	Tet (Nm)	Fet (N)	Fa (N)	Fr (N)	R (N)	a (m/s.s)	Si (m)	Sf (m)	Vi (m/s)	Vf (m/s)	Wr (rpm)	Wpm (rpm)
0	2500,00	17,20	3,75	322,50	1269,69	0,00	0,00	1269,69	6,05	0,00	0,03	0,00	0,60	142,82	714,11
0,1	2654,00	17,20	3,72	319,62	1258,35	0,05	6,13	1252,17	5,96	0,03	0,12	0,60	1,20	283,67	1418,37
0,2	3525,85	15,9	2,49	197,62	778,05	0,18	12,18	765,69	3,65	0,12	0,26	1,20	1,57	369,80	1849,02
0,3	3558,04	15,9	1,92	152,98	602,29	0,31	15,87	586,10	2,79	0,26	0,43	1,57	1,84	435,73	2178,66
0,4	3582,68	15,8	1,64	129,91	511,46	0,43	18,70	492,33	2,34	0,43	0,63	1,84	2,08	491,11	2455,56
0,5	3603,38	15,8	1,47	115,93	456,41	0,55	21,08	434,78	2,07	0,63	0,84	2,08	2,29	540,02	2700,09
0,6	3621,66	15,8	1,34	105,96	417,18	0,66	23,18	393,34	1,87	0,84	1,08	2,29	2,47	584,26	2921,31
0,7	3638,19	15,8	1,25	98,39	387,35	0,77	25,08	361,49	1,72	1,08	1,34	2,47	2,65	624,93	3124,63
0,8	3653,39	15,8	1,17	92,37	363,66	0,89	26,83	335,94	1,60	1,34	1,61	2,65	2,81	662,71	3313,57
0,9	3667,51	15,8	1,11	87,44	344,25	1,00	28,45	314,80	1,50	1,61	1,90	2,81	2,96	698,13	3490,63
1	3680,75	15,8	1,05	83,30	327,96	1,11	29,97	296,89	1,41	1,90	2,20	2,96	3,10	731,52	3657,61
1,1	3719,94	15,8	1,02	80,35	316,32	1,21	31,40	283,71	1,35	2,20	2,52	3,10	3,23	763,43	3817,17
1,2	3800,00	15,8	1,00	78,64	309,62	1,32	32,77	275,53	1,31	2,52	2,85	3,23	3,36	794,43	3972,14
1,3	3800,00	15,8	0,96	75,58	297,54	1,43	34,10	262,01	1,25	2,85	3,19	3,36	3,49	823,90	4119,50
1,4	3800,00	15,8	0,92	72,87	286,90	1,54	35,37	249,99	1,19	3,19	3,54	3,49	3,61	852,02	4260,11
1,5	3800,00	15,8	0,89	70,47	277,43	1,65	36,57	239,21	1,14	3,54	3,91	3,61	3,72	878,93	4394,64
1,6	3800,00	15,8	0,86	68,31	268,94	1,75	37,73	229,46	1,09	3,91	4,29	3,72	3,83	904,74	4523,70
1,7	3800,00	15,8	0,84	66,36	261,27	1,86	38,84	220,57	1,05	4,29	4,68	3,83	3,94	929,55	4647,75
1,8	3800,00	15,8	0,82	64,59	254,29	1,96	39,90	212,43	1,01	4,68	5,08	3,94	4,04	953,45	4767,23
1,9	3800,00	15,8	0,80	62,97	247,92	2,06	40,93	204,93	0,98	5,08	5,48	4,04	4,13	976,50	4882,49
2	3800,00	15,8	0,78	61,49	242,07	2,16	41,92	197,99	0,94	5,48	5,90	4,13	4,23	998,77	4993,84
2,1	3800,00	15,8	0,76	60,11	236,67	2,26	42,87	191,53	0,91	5,90	6,33	4,23	4,32	1020,31	5101,57
2,2	3800,00	15,8	0,74	58,84	231,67	2,36	43,80	185,51	0,88	6,33	6,77	4,32	4,41	1041,18	5205,90
2,3	3800,00	15,8	0,73	57,67	227,03	2,46	44,69	179,87	0,86	6,77	7,21	4,41	4,49	1061,41	5307,07
2,4	3800,00	15,8	0,72	56,57	222,70	2,56	45,56	174,58	0,83	7,21	7,66	4,49	4,58	1081,05	5405,26
2,5	3800,00	15,8	0,70	55,54	218,66	2,65	46,41	169,60	0,81	7,66	10,05	4,58	4,98	1176,44	5882,20
3	3800,00	15,8	0,69	54,51	214,61	3,14	50,50	160,97	0,77	10,05	12,64	4,98	5,36	1266,97	6334,85
3,5	3800,00	15,8	0,69	54,51	214,61	3,64	54,39	156,58	0,75	12,64	15,41	5,36	5,74	1355,03	6775,17
4	3800,00	15,8	0,69	54,51	214,61	4,17	58,17	152,27	0,73	15,41	18,37	5,74	6,10	1440,68	7203,39
4,5	3800,00	15,8	0,69	54,51	214,61	4,71	61,84	148,05	0,71	18,37	21,51	6,10	6,45	1523,95	7619,74

- Tm - Obtido do gráfico mostrado no Anexo III
- Tet - Torque no eixo traseiro: $Tet = Tm \cdot Icvt \cdot lc$
- Fet = Tet/r , $r = 0,254m$
- Fa = Força de arrasto
- Fr = Força de resistência ao rolamento
- R - Resultante: $R = Fet - Fa - Fr$
- a - aceleração média no intervalo: $a = R/m$
- Si - Espaço inicial
- Sf - Espaço final
- Vi - Velocidade inicial
- Vf - Velocidade final
- Wr - velocidade angular da roda
- Wpm - velocidade angular da polia movida

lc = 6

t (s)	Wm (rpm)	Tm (Nm)	lcvt	Tet (Nm)	Fet (N)	Fa (N)	Fr (N)	R (N)	a (m/s.s)	Si (m)	Sf (m)	Vi (m/s)	Vf (m/s)	Wr (rpm)	Wpm (rpm)
0	2500,00	17,20	3,75	387,00	1523,62	0,00	0,00	1523,62	7,26	0,00	0,04	0,00	0,73	171,39	1028,32
0,1	3498,69	15,90	3,40	324,40	1277,16	0,07	7,36	1269,74	6,05	0,04	0,14	0,73	1,33	314,21	1885,28
0,2	3560,75	15,9	1,89	180,18	709,38	0,22	13,49	695,67	3,31	0,14	0,29	1,33	1,66	392,47	2354,80
0,3	3595,85	15,9	1,53	145,68	573,54	0,35	16,85	556,34	2,65	0,29	0,47	1,66	1,93	455,05	2730,28
0,4	3623,91	15,8	1,33	125,83	495,39	0,47	19,53	475,38	2,26	0,47	0,67	1,93	2,15	508,52	3051,13
0,5	3647,90	15,8	1,20	113,34	446,23	0,59	21,83	423,81	2,02	0,67	0,90	2,15	2,35	556,19	3337,16
0,6	3669,28	15,8	1,10	104,23	410,37	0,70	23,88	385,79	1,84	0,90	1,14	2,35	2,54	599,59	3597,54
0,7	3688,74	15,8	1,03	97,20	382,69	0,82	25,74	356,14	1,70	1,14	1,40	2,54	2,71	639,65	3837,91
0,8	3800,00	15,8	0,99	93,86	369,54	0,93	27,46	341,16	1,62	1,40	1,68	2,71	2,87	678,03	4068,16
0,9	3800,00	15,8	0,93	88,55	348,63	1,04	29,10	318,48	1,52	1,68	1,98	2,87	3,02	713,85	4283,10
1	3800,00	15,8	0,89	84,11	331,13	1,16	30,64	299,33	1,43	1,98	2,29	3,02	3,16	747,52	4485,13
1,1	3800,00	15,8	0,85	80,32	316,22	1,27	32,09	282,86	1,35	2,29	2,61	3,16	3,30	779,34	4676,03
1,2	3800,00	15,8	0,81	77,04	303,31	1,38	33,45	268,47	1,28	2,61	2,95	3,30	3,43	809,54	4857,23
1,3	3800,00	15,8	0,78	74,17	291,99	1,49	34,75	255,75	1,22	2,95	3,30	3,43	3,55	838,31	5029,84
1,4	3800,00	15,8	0,76	71,62	281,97	1,59	35,99	244,39	1,16	3,30	3,66	3,55	3,67	865,80	5194,78
1,5	3800,00	15,8	0,73	69,35	273,02	1,70	37,17	234,15	1,12	3,66	4,03	3,67	3,78	892,14	5352,82
1,6	3800,00	15,8	0,71	67,30	264,96	1,81	38,30	224,86	1,07	4,03	4,41	3,78	3,88	917,43	5504,58
1,7	3800,00	15,8	0,69	65,44	257,65	1,91	39,38	216,36	1,03	4,41	4,80	3,88	3,99	941,77	5650,60
1,8	3800,00	15,8	0,69	65,41	257,53	2,01	40,43	215,09	1,02	4,80	5,21	3,99	4,09	965,96	5795,77
1,9	3800,00	15,8	0,69	65,41	257,53	2,12	41,46	213,95	1,02	5,21	5,62	4,09	4,19	990,03	5940,16
2	3800,00	15,8	0,69	65,41	257,53	2,22	42,50	212,81	1,01	5,62	6,05	4,19	4,29	1013,96	6083,79
2,1	3800,00	15,8	0,69	65,41	257,53	2,33	43,53	211,67	1,01	6,05	6,48	4,29	4,39	1037,77	6226,65
2,2	3800,00	15,8	0,69	65,41	257,53	2,44	44,55	210,54	1,00	6,48	6,93	4,39	4,49	1061,46	6368,74
2,3	3800,00	15,8	0,69	65,41	257,53	2,56	45,56	209,41	1,00	6,93	7,38	4,49	4,59	1085,01	6510,07
2,4	3800,00	15,8	0,69	65,41	257,53	2,67	46,58	208,28	0,99	7,38	7,84	4,59	4,69	1108,44	6650,64
2,5	3800,00	15,8	0,69	65,41	257,53	2,79	47,58	207,16	0,99	7,84	10,31	4,69	5,19	1224,95	7349,72
3	3800,00	15,8	0,69	65,41	257,53	3,41	52,58	201,54	0,96	10,31	13,03	5,19	5,67	1338,30	8029,83
3,5	3800,00	15,8	0,69	65,41	257,53	4,06	57,45	196,01	0,93	13,03	15,98	5,67	6,13	1448,55	8691,30
4	3800,00	15,8	0,69	65,41	257,53	4,76	62,18	190,59	0,91	15,98	19,16	6,13	6,59	1555,74	9334,44
4,5	3800,00	15,8	0,69	65,41	257,53	5,49	66,78	185,25	0,88	19,16	22,56	6,59	7,03	1659,93	9959,59

- Tm - Obtido do gráfico mostrado no Anexo III
- Tet - Torque no eixo traseiro Tet= Tm.lcvt.lc
- Fet = Tet/r, r = 0,254m
- Fa = Força de arrasto
- Fr = Força de resistência ao roolamento
- R = Resultante R = Fet - Fa - Fr
- a - aceleração média no intervalo: a = R/m
- Si - Espaço inicial
- Sf - Espaço final
- Vi - Velocidade inicial
- Vf - Velocidade final
- Wr - velocidade angular da roda
- Wpm - velocidade angular da polia movida

lc = 7

t (s)	Wm (rpm)	Tm (Nm)	lcvt	Tet (Nm)	Fet (N)	Fa (N)	Fr (N)	R (N)	a (m/s.s)	Si (m)	Sf (m)	Vi (m/s)	Vf (m/s)	Wr (rpm)	Wpm (rpm)
0	2500,00	17,20	3,75	451,50	1777,56	0,00	0,00	1777,56	8,46	0,00	0,04	0,00	0,85	199,95	1399,65
0,1	3524,45	15,90	2,52	280,26	1103,40	0,09	8,58	1094,72	5,21	0,04	0,15	0,85	1,37	323,09	2261,64
0,2	3588,88	15,9	1,59	176,62	695,34	0,24	13,87	681,23	3,24	0,15	0,31	1,37	1,69	399,72	2798,05
0,3	3628,98	15,9	1,30	144,35	568,32	0,36	17,16	550,80	2,62	0,31	0,49	1,69	1,95	461,68	3231,74
0,4	3661,40	15,8	1,13	125,30	493,32	0,48	19,82	473,02	2,25	0,49	0,70	1,95	2,18	514,89	3604,20
0,5	3689,24	15,8	1,02	113,21	445,71	0,60	22,10	423,00	2,01	0,70	0,92	2,18	2,38	562,47	3937,27
0,6	3800,00	15,8	0,97	106,74	420,25	0,72	24,14	395,39	1,88	0,92	1,17	2,38	2,57	606,94	4248,60
0,7	3800,00	15,8	0,89	98,92	389,46	0,84	26,05	362,57	1,73	1,17	1,44	2,57	2,74	647,73	4534,09
0,8	3800,00	15,8	0,84	92,69	364,93	0,95	27,80	336,18	1,60	1,44	1,72	2,74	2,90	685,54	4798,80
0,9	3800,00	15,8	0,79	87,58	344,80	1,07	29,43	314,31	1,50	1,72	2,02	2,90	3,05	720,90	5046,29
1	3800,00	15,8	0,75	83,29	327,89	1,18	30,95	295,77	1,41	2,02	2,33	3,05	3,19	754,17	5279,17
1,1	3800,00	15,8	0,72	79,61	313,43	1,29	32,37	279,76	1,33	2,33	2,65	3,19	3,33	785,64	5499,46
1,2	3800,00	15,8	0,69	76,42	300,87	1,40	33,72	265,75	1,27	2,65	2,99	3,33	3,45	815,53	5708,71
1,3	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	1,51	35,01	263,93	1,26	2,99	3,34	3,45	3,58	845,22	5916,53
1,4	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	1,62	36,28	262,55	1,25	3,34	3,71	3,58	3,70	874,75	6123,26
1,5	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	1,74	37,55	261,16	1,24	3,71	4,09	3,70	3,83	904,13	6328,90
1,6	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	1,86	38,81	259,78	1,24	4,09	4,47	3,83	3,95	933,35	6533,46
1,7	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	1,98	40,07	258,41	1,23	4,47	4,88	3,95	4,07	962,42	6736,93
1,8	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	2,10	41,31	257,03	1,22	4,88	5,29	4,07	4,20	991,33	6939,32
1,9	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	2,23	42,55	255,66	1,22	5,29	5,71	4,20	4,32	1020,09	7140,63
2	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	2,36	43,79	254,30	1,21	5,71	6,15	4,32	4,44	1048,69	7340,86
2,1	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	2,50	45,02	252,94	1,20	6,15	6,60	4,44	4,56	1077,15	7540,02
2,2	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	2,63	46,24	251,58	1,20	6,60	7,06	4,56	4,68	1105,45	7738,12
2,3	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	2,77	47,45	250,22	1,19	7,06	7,54	4,68	4,80	1133,59	7935,14
2,4	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	2,92	48,66	248,87	1,19	7,54	8,02	4,80	4,92	1161,59	8131,11
2,5	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	3,06	49,86	247,52	1,18	8,02	10,63	4,92	5,51	1300,80	9105,61
3	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	3,84	55,84	240,77	1,15	10,63	13,53	5,51	6,08	1436,22	10053,53
3,5	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	4,68	61,65	234,12	1,11	13,53	16,71	6,08	6,64	1567,89	10975,25
4	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	5,58	67,30	227,57	1,08	16,71	20,16	6,64	7,18	1695,88	11871,18
4,5	3800,00	15,8	0,69	76,31	300,45	6,53	72,80	221,12	1,05	20,16	23,88	7,18	7,71	1820,25	12741,75

- Tm - Obtido do gráfico mostrado no Anexo III
- Tet - Torque no eixo traseiro: Tet= Tm.lcvl.lc
- Fet = Tet/r, r = 0,254m
- Fa = Força de arrasto
- Fr = Força de resistência ao roolamento
- R - Resultante: R = Fet - Fa - Fr
- a - aceleração média no intervalo: a = R/m
- Si - Espaço inicial
- Sf - Espaço final
- Vi - Velocidade inicial
- Vf - Velocidade final
- Wr - velocidade angular da roda
- Wpm - velocidade angular da polia movida

Ic = 8

t (s)	Wm (rpm)	Tm (Nm)	Icvt	Tet (Nm)	Fet (N)	Fa (N)	Fr (N)	R (N)	a (m/s s)	Si (m)	Sf (m)	Vi (m/s)	Vf (m/s)	Wr (rpm)	Wpm (rpm)
0	2500,00	17,20	3,75	516,00	2031,50	0,00	0,00	2031,50	9,67	0,00	0,05	0,00	0,97	228,51	1828,12
0,1	3556,48	15,90	1,95	247,46	974,25	0,12	9,81	964,32	4,59	0,05	0,17	0,97	1,43	336,99	2695,90
0,2	3621,34	15,9	1,34	170,87	672,70	0,26	14,47	657,97	3,13	0,17	0,33	1,43	1,74	411,00	3288,00
0,3	3665,60	15,9	1,11	141,81	558,30	0,38	17,64	540,27	2,57	0,33	0,51	1,74	2,00	471,77	3774,19
0,4	3800,00	15,8	1,01	127,26	501,04	0,51	20,25	480,29	2,29	0,51	0,72	2,00	2,23	525,80	4206,39
0,5	3800,00	15,8	0,90	114,19	449,56	0,63	22,57	426,36	2,03	0,72	0,96	2,23	2,43	573,76	4590,07
0,6	3800,00	15,8	0,83	104,64	411,98	0,75	24,63	386,61	1,84	0,96	1,21	2,43	2,61	617,25	4937,97
0,7	3800,00	15,8	0,77	97,27	382,95	0,86	26,50	355,60	1,69	1,21	1,48	2,61	2,78	657,25	5257,96
0,8	3800,00	15,8	0,72	91,35	359,65	0,98	28,21	330,46	1,57	1,48	1,77	2,78	2,94	694,42	5555,34
0,9	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	1,09	29,81	312,47	1,49	1,77	2,07	2,94	3,09	729,57	5836,52
1	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	1,21	31,32	310,84	1,48	2,07	2,38	3,09	3,24	764,53	6116,25
1,2	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	1,33	32,82	309,23	1,47	2,38	2,71	3,24	3,38	799,31	6394,52
1,3	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	1,45	34,31	307,61	1,46	2,71	3,06	3,38	3,53	833,92	6671,33
1,4	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	1,58	35,80	306,00	1,46	3,06	3,42	3,53	3,68	868,34	6946,69
1,5	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	1,71	37,27	304,38	1,45	3,42	3,79	3,68	3,82	902,58	7220,60
1,6	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	1,85	38,74	302,78	1,44	3,79	4,18	3,82	3,97	936,63	7493,07
1,7	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	1,99	40,21	301,17	1,43	4,18	4,59	3,97	4,11	970,51	7764,09
1,8	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	2,14	41,66	299,57	1,43	4,59	5,01	4,11	4,25	1004,21	8033,67
1,9	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	2,29	43,11	297,97	1,42	5,01	5,44	4,25	4,39	1037,73	8301,82
2	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	2,44	44,55	296,38	1,41	5,44	5,88	4,39	4,53	1071,07	8568,52
2,1	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	2,60	45,98	294,79	1,40	5,88	6,34	4,53	4,67	1104,23	8833,80
2,2	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	2,77	47,40	293,20	1,40	6,34	6,82	4,67	4,81	1137,21	9097,65
2,3	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	2,93	48,82	291,62	1,39	6,82	7,31	4,81	4,95	1170,01	9360,08
2,4	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	3,11	50,22	290,04	1,38	7,31	7,81	4,95	5,09	1202,64	9621,08
2,5	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	3,28	51,62	288,46	1,37	7,81	8,33	5,09	5,23	1235,08	9880,66
3	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	3,46	53,02	286,89	1,37	8,33	11,11	5,23	5,91	1396,44	11171,51
3,5	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	4,43	59,94	279,00	1,33	11,11	14,23	5,91	6,58	1553,36	12426,86
4	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	6,60	73,23	263,54	1,25	17,66	21,45	7,22	7,85	1705,90	13647,18
4,5	3800,00	15,8	0,69	87,22	343,37	7,80	79,59	255,98	1,22	21,45	25,53	7,85	8,46	1998,09	14832,95
															15984,71

- Tm - Obtido do gráfico mostrado no Anexo III
- Tet - Torque no eixo traseiro. Tet= Tm.Icvt.Ic
- Fet = Tet/r, r = 0,254m
- Fa = Força de arrasto
- Fr = Força de resistência ao roolamento
- R - Resultante R = Fet - Fa - Fr
- a - aceleração média no intervalo. a = R/m
- Si - Espaço inicial
- Sf - Espaço final
- Vi - Velocidade inicial
- Vf - Velocidade final
- Wr - velocidade angular da roda
- Wpm - velocidade angular da polia movida

lc = 9

T (s)	Wm (rpm)	Tm (Nm)	Icv	Tet (Nm)	Fet (N)	Fa (N)	Fr (N)	R (N)	a (m/s.s)	Si (m)	Sf (m)	Vi (m/s)	Vf (m/s)	Wr (rpm)	Wpm (rpm)
0	2500,00	17,20	3,75	580,50	2285,43	0,00	0,00	2285,43	10,88	0,00	0,05	0,00	1,09	257,08	2313,71
0,1	3592,78	15,90	1,55	222,21	874,84	0,15	11,04	863,65	4,11	0,05	0,18	1,09	1,50	354,23	3188,05
0,2	3658,13	15,8	1,15	163,17	642,39	0,28	15,21	626,90	2,99	0,18	0,35	1,50	1,80	424,75	3822,71
0,3	3800,00	15,8	0,99	141,36	556,52	0,41	18,23	537,87	2,56	0,35	0,54	1,80	2,05	485,25	4367,24
0,4	3800,00	15,8	0,87	123,73	487,13	0,53	20,83	465,76	2,22	0,54	0,76	2,05	2,28	537,64	4838,76
0,5	3800,00	15,8	0,79	111,67	439,66	0,66	23,08	415,92	1,98	0,76	1,00	2,28	2,47	584,43	5259,83
0,6	3800,00	15,8	0,72	102,73	404,46	0,78	25,09	378,60	1,80	1,00	1,25	2,47	2,65	627,01	5643,12
0,7	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	0,89	26,92	358,48	1,71	1,25	1,53	2,65	2,83	667,34	6006,04
0,8	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	1,01	28,65	356,63	1,70	1,53	1,82	2,83	2,99	707,45	6367,09
0,9	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	1,14	30,37	354,79	1,69	1,82	2,12	2,99	3,16	747,36	6726,26
1	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	1,27	32,08	352,94	1,68	2,12	2,45	3,16	3,33	787,06	7083,57
1,1	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	1,41	33,79	351,10	1,67	2,45	2,79	3,33	3,50	826,56	7439,02
1,2	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	1,55	35,48	349,26	1,66	2,79	3,15	3,50	3,67	865,84	7792,60
1,3	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	1,70	37,17	347,42	1,65	3,15	3,52	3,67	3,83	904,92	8144,32
1,4	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	1,86	38,84	345,59	1,65	3,52	3,92	3,83	4,00	943,80	8494,18
1,5	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	2,02	40,51	343,76	1,64	3,92	4,32	4,00	4,16	982,47	8842,19
1,6	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	2,19	42,17	341,93	1,63	4,32	4,75	4,16	4,32	1020,93	9188,35
1,7	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	2,37	43,82	340,10	1,62	4,75	5,19	4,32	4,48	1059,18	9532,66
1,8	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	2,55	45,47	338,28	1,61	5,19	5,64	4,48	4,64	1097,24	9875,13
1,9	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	2,73	47,10	336,46	1,60	5,64	6,12	4,64	4,81	1135,08	10215,75
2	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	2,92	48,72	334,64	1,59	6,12	6,60	4,81	4,96	1172,73	10554,53
2,1	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	3,12	50,34	332,83	1,58	6,60	7,11	4,96	5,12	1210,16	10891,48
2,2	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	3,32	51,95	331,02	1,58	7,11	7,63	5,12	5,28	1247,40	11226,60
2,3	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	3,53	53,55	329,21	1,57	7,63	8,17	5,28	5,44	1284,43	11559,89
2,4	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	3,74	55,14	327,41	1,56	8,17	8,72	5,44	5,59	1321,26	11891,35
2,5	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	3,96	56,72	325,61	1,55	8,72	11,71	5,59	6,37	1504,40	13539,56
3	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	5,14	64,58	316,58	1,51	11,71	15,08	6,37	7,12	1682,45	15142,03
3,5	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	6,42	72,22	307,65	1,46	15,08	18,82	7,12	7,85	1855,48	16699,30
4	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	7,81	79,65	298,83	1,42	18,82	22,93	7,85	8,57	2023,55	18211,94
4,5	3800,00	15,8	0,69	98,12	386,29	9,29	86,86	290,14	1,38	22,93	27,39	8,57	9,26	2186,73	19680,57

- Tm - Obtido do gráfico mostrado no Anexo III
- Tet - Torque no eixo traseiro Tet= Tm Icv Ic
- Fet = Tet/r, r = 0,254m
- Fa = Força de arrasto
- Fr = Força de resistência ao roolamento
- R - Resultante R = Fet - Fa - Fr
- a - aceleração média no intervalo: a = R/m
- Si - Espaço inicial
- Sf - Espaço final
- Vi - Velocidade inicial
- Vf - Velocidade final
- Wr - velocidade angular da roda
- Wpm - velocidade angular da polia movida

Ic = 10

I (s)	Wm (rpm)	Tm (Nm)	Icvt	Tet (Nm)	Fet (N)	Fa (N)	Ff (N)	R (N)	a (m/s.s)	Si (m)	Sf (m)	Vi (m/s)	Vf (m/s)	Wr (rpm)	Wpm (rpm)
0	2500,00	17,20	3,75	645,00	2539,37	0,00	0,00	2539,37	12,09	0,00	0,06	0,00	1,21	285,64	2856,43
0,1	3633,34	15,80	1,27	200,97	791,24	0,19	12,26	778,79	3,71	0,06	0,20	1,21	1,58	373,25	3732,46
0,2	3775,54	15,8	1,01	159,82	629,23	0,32	16,02	612,89	2,92	0,20	0,37	1,58	1,87	442,19	4421,88
0,3	3800,00	15,8	0,86	135,78	534,56	0,44	18,98	515,14	2,45	0,37	0,57	1,87	2,12	500,13	5001,34
0,4	3800,00	15,8	0,76	120,05	472,63	0,57	21,47	450,59	2,15	0,57	0,79	2,12	2,33	550,82	5508,19
0,5	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	0,69	23,64	404,88	1,93	0,79	1,04	2,33	2,52	596,36	5963,62
0,6	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	0,81	25,60	402,81	1,92	1,04	1,30	2,52	2,72	641,67	6416,72
0,7	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	0,93	27,54	400,73	1,91	1,30	1,58	2,72	2,91	686,75	6867,49
0,8	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	1,07	29,48	398,66	1,90	1,58	1,88	2,91	3,10	731,59	7315,93
0,9	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	1,21	31,40	396,59	1,89	1,88	2,20	3,10	3,29	776,20	7762,04
1	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	1,37	33,32	394,53	1,88	2,20	2,54	3,29	3,47	820,58	8205,83
1,1	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	1,53	35,22	392,46	1,87	2,54	2,89	3,47	3,66	864,73	8647,29
1,2	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	1,70	37,12	390,40	1,86	2,89	3,27	3,66	3,85	908,64	9086,43
1,3	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	1,87	39,00	388,33	1,85	3,27	3,66	3,85	4,03	952,33	9523,25
1,4	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	2,06	40,88	386,27	1,84	3,66	4,08	4,03	4,22	995,78	9957,76
1,5	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	2,23	42,74	384,22	1,83	4,08	4,51	4,22	4,40	1039,00	10389,95
1,6	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	2,46	44,60	382,16	1,82	4,51	4,96	4,40	4,58	1081,98	10819,83
1,7	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	2,66	46,45	380,11	1,81	4,96	5,42	4,58	4,76	1124,74	11247,40
1,8	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	2,87	48,28	378,06	1,80	5,42	5,91	4,76	4,94	1167,27	11672,67
1,9	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	3,09	50,11	376,01	1,79	5,91	6,41	4,94	5,12	1209,56	12095,63
2	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	3,32	51,92	373,97	1,78	6,41	6,93	5,12	5,30	1251,63	12516,30
2,1	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	3,56	53,73	371,93	1,77	6,93	7,47	5,30	5,48	1293,47	12934,66
2,2	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	3,80	55,52	369,89	1,76	7,47	8,03	5,48	5,65	1335,07	13350,74
2,3	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	4,04	57,31	367,86	1,75	8,03	8,60	5,65	5,83	1376,45	13764,53
2,4	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	4,30	59,09	365,83	1,74	8,60	9,19	5,83	6,00	1417,60	14176,03
2,5	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	4,56	60,85	363,80	1,73	9,19	12,41	6,00	6,87	1622,22	16222,15
3	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	5,97	69,64	353,61	1,68	12,41	16,05	6,87	7,71	1821,09	18210,94
3,5	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	7,53	78,17	343,51	1,64	16,05	20,11	7,71	8,53	2014,30	20142,96
4	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	9,21	86,47	333,54	1,59	20,11	24,58	8,53	9,32	2201,89	22018,89
4,5	3800,00	15,8	0,69	109,02	429,21	11,00	94,52	323,69	1,54	24,58	29,43	9,32	10,09	2383,94	23839,43

- Tm - Obtido do gráfico mostrado no Anexo III
- Tet - Torque no eixo traseiro: $Tet = Tm \cdot Icvt \cdot Ic$
- Fet = Tet/r , $r = 0,254\text{m}$
- Fa = Força de arrasto
- Fr = Força de resistência ao roolamento
- R - Resultante: $R = Fet - Fa - Fr$
- a - aceleração média no intervalo: $a = R/m$
- Si - Espaço inicial
- Sf - Espaço final
- Vi - Velocidade inicial
- Vf - Velocidade final
- Wr - velocidade angular da roda
- Wpm - velocidade angular da polia movida

Ic = 11

t (s)	Wm (rpm)	Tm (Nm)	Icvt	Tet (Nm)	Fet (N)	Fa (N)	Fr (N)	R (N)	a (m/s/s)	Si (m)	Sf (m)	Vi (m/s)	Vf (m/s)	Wr (rpm)	Wpm (rpm)
0	2500,00	17,20	3,75	709,50	2793,31	0,00	0,00	2793,31	13,30	0,00	0,07	0,00	1,33	314,21	3456,29
0,1	3678,18	15,80	1,06	184,96	728,18	0,22	13,49	714,47	3,40	0,07	0,22	1,33	1,67	394,58	4340,33
0,2	3800,00	15,8	0,68	152,16	599,07	0,35	16,94	581,78	2,77	0,22	0,40	1,67	1,95	460,02	5080,19
0,3	3800,00	15,8	0,75	130,52	513,85	0,48	19,75	493,62	2,35	0,40	0,60	1,95	2,18	515,54	5670,97
0,4	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	0,60	22,13	449,40	2,14	0,60	0,83	2,18	2,40	566,09	6227,03
0,5	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	0,73	24,30	447,11	2,13	0,83	1,08	2,40	2,61	616,39	6780,26
0,6	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	0,86	26,46	444,81	2,12	1,08	1,35	2,61	2,82	666,42	7330,64
0,7	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	1,01	28,61	442,52	2,11	1,35	1,65	2,82	3,03	716,20	7878,19
0,8	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	1,16	30,74	440,23	2,10	1,65	1,96	3,03	3,24	765,72	8422,91
0,9	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	1,33	32,87	437,93	2,09	1,96	2,30	3,24	3,45	814,98	8964,78
1	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	1,51	34,98	435,64	2,07	2,30	2,65	3,45	3,66	863,98	9503,82
1,1	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	1,69	37,09	433,35	2,06	2,65	3,03	3,66	3,86	912,73	10040,03
1,2	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	1,89	39,18	431,06	2,05	3,03	3,42	3,86	4,07	961,22	10573,40
1,3	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	2,10	41,26	428,78	2,04	3,42	3,84	4,07	4,27	1009,45	11103,95
1,4	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	2,31	43,33	426,49	2,03	3,84	4,28	4,27	4,48	1057,42	11631,66
1,5	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	2,54	45,39	424,21	2,02	4,28	4,74	4,48	4,68	1105,14	12156,55
1,6	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	2,77	47,44	421,92	2,01	4,74	5,21	4,68	4,88	1152,60	12678,61
1,7	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	3,01	49,48	419,64	2,00	5,21	5,71	4,88	5,08	1199,81	13197,86
1,8	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	3,27	51,50	417,36	1,99	5,71	6,23	5,08	5,28	1246,75	13714,28
1,9	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	3,53	53,52	415,09	1,98	6,23	6,77	5,28	5,48	1293,44	14227,89
2	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	3,80	55,52	412,81	1,97	6,77	7,32	5,48	5,67	1339,88	14738,68
2,1	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	4,07	57,52	410,54	1,95	7,32	7,90	5,67	5,87	1386,06	15246,67
2,2	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	4,36	59,50	408,28	1,94	7,90	8,50	5,87	6,06	1431,99	15751,85
2,3	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	4,65	61,47	406,01	1,93	8,50	9,11	6,06	6,26	1477,66	16254,22
2,4	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	4,96	63,43	403,75	1,92	9,11	9,75	6,26	6,45	1523,07	16753,80
2,5	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	5,26	65,38	401,49	1,91	9,75	13,21	6,45	7,40	1748,88	19237,71
3	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	6,94	75,07	390,12	1,86	13,21	17,15	7,40	8,33	1968,30	21651,28
3,5	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	8,79	84,49	378,85	1,80	17,15	21,54	8,33	9,23	2181,37	23995,12
4	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	10,80	93,64	367,70	1,75	21,54	26,37	9,23	10,11	2388,18	26269,97
4,5	3800,00	15,8	0,69	119,92	472,13	12,94	102,51	356,68	1,70	26,37	31,64	10,11	10,96	2588,78	28476,62

- Trm - Obtido do gráfico mostrado no Anexo III
- Tet - Torque no eixo traseiro: $Tet = Trm \cdot Icvt \cdot Ic$
- Fet = Tet/r , $r = 0,254m$
- Fa = Força de arrasto
- Fr = Força de resistência ao roolamento
- R - Resultante: $R = Fet - Fa - Fr$
- a - aceleração média no intervalo: $a = R/m$
- Si - Espaço inicial
- Sf - Espaço final
- Vi - Velocidade inicial
- Vf - Velocidade final
- Wr - velocidade angular da roda
- Wpm - velocidade angular da polia movida

lc = 11 - Rampa de 45°

t (s)	Wm (rpm)	Tm (Nm)	Icvt	Tet (Nm)	Fet (N)	Fa (N)	Fr (N)	R (N)	a (m/s.s)	Si (m)	Sf (m)	Vi (m/s)	Vf (m/s)	Wr (rpm)	Wpm (rpm)
0	2500,00	17,20	3,75	709,50	2793,31	0,00	0,00	1338,31	6,37	0,00	0,03	0,00	0,64	150,54	1655,95
0,1	3543,61	15,80	2,14	371,92	1464,25	0,05	6,46	2,74	0,01	0,03	0,10	0,64	0,64	150,83	1659,33
0,2	3543,86	15,8	2,14	371,19	1461,37	0,05	6,48	-0,16	0,00	0,10	0,16	0,64	0,64	150,83	1659,13
0,3	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,54	0,05	6,47	0,01	0,00	0,16	0,22	0,64	0,64	150,83	1659,15
0,4	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	0,22	0,29	0,64	0,64	150,83	1659,14
0,5	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	0,29	0,35	0,64	0,64	150,83	1659,14
0,6	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	0,35	0,41	0,64	0,64	150,83	1659,14
0,7	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	0,41	0,48	0,64	0,64	150,83	1659,14
0,8	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	0,48	0,54	0,64	0,64	150,83	1659,14
0,9	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	0,54	0,61	0,64	0,64	150,83	1659,14
1	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	0,61	0,67	0,64	0,64	150,83	1659,14
1,1	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	0,67	0,73	0,64	0,64	150,83	1659,14
1,2	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	0,73	0,80	0,64	0,64	150,83	1659,14
1,3	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	0,80	0,86	0,64	0,64	150,83	1659,14
1,4	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	0,86	0,93	0,64	0,64	150,83	1659,14
1,5	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	0,93	0,99	0,64	0,64	150,83	1659,14
1,6	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	0,99	1,05	0,64	0,64	150,83	1659,14
1,7	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	1,05	1,12	0,64	0,64	150,83	1659,14
1,8	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	1,12	1,18	0,64	0,64	150,83	1659,14
1,9	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	1,18	1,24	0,64	0,64	150,83	1659,14
2	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	1,24	1,31	0,64	0,64	150,83	1659,14
2,1	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	1,31	1,37	0,64	0,64	150,83	1659,14
2,2	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	1,37	1,44	0,64	0,64	150,83	1659,14
2,3	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	1,44	1,50	0,64	0,64	150,83	1659,14
2,4	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	1,50	1,56	0,64	0,64	150,83	1659,14
2,5	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	1,56	1,88	0,64	0,64	150,83	1659,14
3	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	1,88	2,20	0,64	0,64	150,83	1659,14
3,5	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	2,20	2,52	0,64	0,64	150,83	1659,14
4	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	2,52	2,84	0,64	0,64	150,83	1659,14
4,5	3543,85	15,8	2,14	371,23	1461,53	0,05	6,47	0,00	0,00	2,84	3,16	0,64	0,64	150,83	1659,14

- Tm - Obtido do gráfico mostrado no Anexo III
- Tet - Torque no eixo traseiro: $Tet = Tm \cdot Icvt \cdot lc$
- Fet = Tet/r , $r = 0,254m$
- Fa = Força de arrasto
- Fr = Força de resistência ao rolamento
- R - Resultante: $R = Fet - Fa - Fr$
- a - aceleração média no intervalo: $a = R/m$
- Si - Espaço inicial
- Sf - Espaço final
- Vi - Velocidade inicial
- Vf - Velocidade final
- Wr - velocidade angular da roda
- Wpm - velocidade angular da polia móvela

10 - Referências Bibliográficas

1. ARGACHOY, Celso. Transmissão I - Sistemas de Embreagem e Caixas de Transmissão - Anotações de Aula. Fundação de Ciências Aplicadas, FEI - Faculdade de Engenharia Industrial, São Bernardo do Campo, S.P., 112 pp.
2. CROUSE, W. H. e D. L. Anglin. 1993. Automotive Mechanics. 10th ed., Glencoe Division, Macmillan / McGraw- Hill, Westerville, Ohio, USA, 820 pp.
3. ELLINGER, H. E. 1972. Automechanics. Prentice-Hall, Inc., Englewood, New Jersey, USA, 545 pp.
4. ALVES, Marcelo A. L. e outros. 1997. PMC-475 Metodologia do Projeto. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Automação e Tecnologia do Projeto (CAETEC), São Paulo, S.P., 115 pp.
5. HEWKO, Lubomyr O. 1986. Automotive Traction Drive CVTs – An Overview. Paper Nº 861355, Passenger Car Meeting and Exposition, Dearborn, Michigan, pp. 195 – 208.
6. LANDOLFI, Olga e outros. 1994. Hybrid Propulsion System with Continuously Variable Transmission. Paper Nº 942389 E, SAE Brasil, III Congresso e Exposição Internacionais de Tecnologia da Mobilidade, São Paulo, S.P., 9 pp.
7. 1996. Regras da competição Mini-Baja. Revisão Nº 01, SAE Brasil, São Paulo, S.P., 56 pp.
8. BECKMAN, Brian. 1991. Physics of Racing Series. Coletânea de 12 artigos obtidos na Internet: conversão de Keller, Robert.