

**ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE
DE SÃO PAULO**

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PMC-581 - PROJETO MECÂNICO II

**SISTEMA MOTOPROPULSOR ALTERNATIVO
PARA ÔNIBUS URBANOS**

**ALUNO: Miguel Marino Jr.
n° USP: 1775915
Projetos e Fabricação**

PROF. ORIENTADOR: Omar Moore de Madureira

Dezembro de 1995

*Dedico este trabalho à minha querida avó,
Rosa Maria Colloca De Crescenzo
e a meus pais.*

Agradecimentos

Agradeço sinceramente ao Professor Omar Moore de Madureira, pelo incentivo dado à realização deste trabalho e pelo esclarecimento das numerosas dúvidas que foram surgindo ao longo do mesmo.

Agradeço especialmente ao amigo Luc Henri de Ferran, pelas idéias que me possibilitaram implementar a solução final adotada para este sistema motopropulsor.

Gostaria ainda de lembrar, por suas valiosas contribuições:

- Esteban Ferrari (Instrutor de Treinamento de Serviço, Allison Transmission Division, General Motors do Brasil);
- Fábio Seabra (estagiário, Mercedes-Benz do Brasil);
- Luís Maurício V. Marques (estagiário, Allison);
- Sr. Luso M. Ventura (Diretor Adjunto, Mercedes-Benz do Brasil);
- Mauro da Fonseca Cufenr (Engenharia do Produto, Power Transmission Industries - PTI);
- Ricardo Simões Abreu (Gerente da Engenharia Experimental de Motores, Mercedes-Benz do Brasil).

Sumário

Este trabalho contém o estudo da aplicação de um sistema motopropulsor alternativo ao ônibus urbano padrão. Divide-se em duas partes principais: Estudo da Viabilidade e Projeto Básico.

O Estudo da Viabilidade mostrou, inicialmente, a necessidade de se inovar o sistema motopropulsor do ônibus urbano brasileiro, tornando-o mais eficiente e econômico e menos poluente, possibilitando maior conforto a motorista e passageiros. Foram também descritas as principais especificações técnicas do sistema.

Quatro soluções possíveis ficaram estabelecidas, cada uma com duas alternativas de combustível. As soluções foram analisadas quanto à sua viabilidade física, econômica e financeira.

O Projeto Básico propriamente dito partiu da escolha da melhor dentre as soluções viáveis, que foi então modelada matematicamente, sendo identificados os principais parâmetros do sistema e deduzidas as expressões que os inter-relacionam. A partir do modelo construído foram feitas análises de: sensibilidade do sistema global quanto à variação dos seus principais parâmetros; compatibilidade entre os subsistemas; estabilidade do sistema global.

Os parâmetros que ainda se encontravam em aberto foram definidos seguindo-se critérios de otimização, sendo assim concluída a fase de Projeto Básico.

O trabalho se encerra com uma tentativa de previsão do futuro deste projeto, apresentando-se as chances reais de que ele venha um dia a ser implementado.

Índice

ESTUDO DA VIABILIDADE

I) O ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE	
I.1) Introdução: Panorama do Transporte Coletivo por Ônibus nas Principais Cidades Brasileiras	01
I.2) Objetivos Deste Trabalho	03
II) ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS	
II.1) Especificações Gerais do Veículo	04
II.2) Especificações da Transmissão	05
II.3) Especificações do Motor	06
III) SÍNTESE DE SOLUÇÕES	
III.1) Soluções Possíveis	08
III.2) Descrição das Soluções	08
Esquema 1	12
Esquema 2	13
Esquema 3	14
Esquema 4	15
IV) VIABILIDADE FÍSICA	
IV.1) 1ª Solução	16
IV.2) 2ª Solução	18
IV.3) 3ª Solução	19
IV.4) 4ª Solução	20
V) VIABILIDADE ECONÔMICA	
V.1) Determinação dos Custos de Aquisição dos Componentes	22
V.2) Análise Econômica do Ponto de Vista do Fabricante	25
V.3) Análise Econômica do Ponto de Vista do Frotista	25
VI) VIABILIDADE FINANCEIRA	

PROJETO BÁSICO

VII) ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO	30
VIII) CONSTRUÇÃO DE MODELOS MATEMÁTICOS	
VIII.1) Descrição do Sistema Veículo: Ônibus Urbano com Transmissão Automática	32
VIII.1.1) O Conversor Hidrodinâmico de Torque	34
VIII.1.2) Fase de Operação I: conversor atuante	38
VIII.1.3) Fase de Operação II: período de travamento do conversor	39
VIII.1.4) Fase de Operação III: conversor bloqueado	40
VIII.1.5) Mudança de Marcha	40
VIII.2) Modelo Matemático do Volante	41
VIII.2.1) Geometria da Carcaça	41
VIII.2.2) Parâmetros do Volante	42
VIII.3) Modelo Matemático do Desempenho do Sistema	44
VIII.3.1) Energização Inicial do Volante	44
VIII.3.2) Aceleração	45
VIII.3.3) Trecho de Velocidade Constante	47
VIII.3.4) Frenagem Regenerativa	48
IX) ANÁLISE DA SENSIBILIDADE	
IX.1) Transmissão Automática	50
IX.2) Volante de Massa Variável	50
X) ANÁLISE DA COMPATIBILIDADE	
X.1) Compatibilidade entre Motor e Volante	53
X.2) Compatibilidade entre Volante, Transmissão e Rodas	55
X.3) Compatibilidade entre Motor a Gás e Transmissão	56
X.4) Compatibilidade entre Bomba Centrífuga e Volante	56
X.5) Compatibilidade Dimensional: Arranjo Físico dos Componentes no Veículo	56
Esquema 5	57
XI) ANÁLISE DA ESTABILIDADE	58

XII) OTIMIZAÇÃO FORMAL

XII.1) Intervalo Ótimo de Regeneração	60
XII.2) Aceleração com o Volante Acoplado: Intervalo Ótimo de Acoplamento e Tempos Ótimos de Troca	65
XII.3) Aceleração com o Motor Acoplado	68
XII.4) Performance de Aceleração	69
XII.5) Intervalo de Energização Inicial do Volante	69
XII.6) Aceleração do Volante no Trecho de Velocidade Constante	69
XII.7) Cálculo do Diâmetro Externo do Eixo do Volante	70
XII.8) Consumo de Combustível no Ciclo	70
XII.9) Fatores Determinantes do Consumo dos Ônibus Urbanos (Adendo)	73

XIII) PREVISÕES PARA O FUTURO 80

ANEXO I: Listagem do Programa SCAAN.

ANEXO II: Subrotinas e Listagens.

ANEXO III: Gráficos 12.1, 12.2 e 12.3.

ANEXO IV: Catálogos/specs.

D) O ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE.

I.1) Introdução: Panorama do Transporte Coletivo por Ônibus nas Principais Cidades Brasileiras.

A Revista dos Transportes Públicos [12] aponta alguns estudos mostrando que o ônibus constitui a modalidade básica de transporte de passageiros nas cidades brasileiras e nele fundamentam-se os transportes coletivos no país.

Pesquisa feita pelo IBOPE para a Associação Nacional de Transportes Públicos (ANTP) em agosto de 1988 levantou a participação das diversas modalidades de transporte em doze capitais brasileiras. Nas dez regiões metropolitanas, a participação média do ônibus no total do transporte foi de 65%.

O IBGE (Pesquisa Nacional por Amostra de Domicílios, tabela 2.2, 1988) levantou que do total de 24,2 milhões de viagens em meios motorizados, 14,5 milhões foram em ônibus (59,9% do total).

Os três principais segmentos geradores da demanda pelo transporte coletivo são: regiões metropolitanas, outras capitais de estado e cidades de porte médio. A tabela 1.1 traz a demanda diária de transporte por ônibus urbano para cada um destes segmentos nos anos de 1990 e 1995, além de previsões para o ano 2000. As regiões metropolitanas são responsáveis, em média, por 2/3 da demanda diária, apesar da tendência de queda da sua participação no total da demanda gerada. Isto ocorre porque as metrópoles costumam dispor de outros meios importantes de transporte de massa (como o metrô), inexistentes na maioria das cidades menores.

Discriminação	milhares de passageiros por dia		
	1990	1995	2000
Regiões Metropolitanas	28.625,1 (64,0%)	31.590,3 (63,0%)	34.774,3 (61,9%)
Capitais de Estado	6.125,8 (13,7%)	7.015,2 (14,0%)	7.996,4 (14,2%)
Cidades de Porte Médio	9.949,6 (22,3%)	11.549,7 (23,0%)	13.447,9 (23,9%)
Total	44.700,5	50.155,2	56.218,6

tabela 1.1

Dentre as dez áreas metropolitanas, a distribuição da demanda no ano 2000 será provavelmente: 32,5% - São Paulo; 22,1% - Rio de Janeiro; 7,5% - Belo Horizonte; 6,4% - Porto Alegre; 6,2% - Recife; 6,0% - Salvador; 5,4% - Fortaleza; 5,2% - Curitiba; 4,9% - Brasília; 3,7% - Belém.

A taxa média de crescimento da demanda é estimada em 1,8% ao ano no período 1990 - 2000. Poderão crescer mais do que a média: Brasília (7,2% a.a.); Curitiba (2,3% a.a.); Fortaleza (2,1% a.a.); São Paulo (2,0% a.a.). Os maiores crescimentos em valor absoluto de passageiros por dia dar-se-ão em: São Paulo (2,3 milhões); Rio de Janeiro (1,4 milhão); Brasília (908 mil).

I.1.1) O Ponto de Vista dos Usuários.

Pela pesquisa do IBOPE para a ANTP, já citada, a avaliação do sistema de transporte por ônibus das principais cidades do brasileiras é desfavorável. As piores avaliações foram dadas para: Salvador, Brasília, São Paulo, Rio de Janeiro, Belém e Fortaleza. Em avaliações intermediárias estão: Porto Alegre, Goiânia, Florianópolis, Belo Horizonte e Recife. Apenas uma capital foi avaliada positivamente pelos usuários: Curitiba.

Os principais problemas apontados foram:

- oferta de transporte insuficiente;
- baixa regularidade de operação, devido à idade elevada da frota e manutenção deficiente;
- falta de segurança contra assaltos e acidentes;
- tarifas altas;
- faltam motoristas e cobradores bem treinados, experientes, competentes e educados;
- baixo nível de conforto, devido a deficiências do veículo, práticas operativas e índice de lotação;
- ônibus sujos e mal conservados;
- acessibilidade ruim ao veículo;
- deficiência de informações sobre a rede de linhas, horários e trajetos.

I.1.2) O Ponto de Vista dos Operadores Privados.

A referência [12] contém ainda citações do documento "Transporte Urbano - Realidade Nacional", publicado pela Associação Nacional das Empresas de Transportes Urbanos (NTU) em 1990.

Acreditam os empresários que o transporte urbano está intimamente ligado às condições sócio-econômicas e de desenvolvimento do país, havendo necessidade de uma política de âmbito nacional capaz de assegurar a continuidade dos investimentos no setor.

Segundo o documento da NTU:

“O transporte urbano de passageiros é um dos serviços que gera no povo revolta, angústia e depressão. São ônibus, trólebus, metrô, trens e barcas lotados, transportando pessoas que precisam se deslocar da residência para o trabalho e vice-versa, viajando durante horas espremidos ou, muitas vezes, pendurados nas portas e tendo que pagar uma tarifa não compatível com sua renda familiar.”

No que se refere à frota de ônibus, às instalações e equipamentos das empresas operadoras, admitem o seu baixo nível e estimam em mais de 55% a frota com idade superior a sete anos.

I.2) Objetivos deste Trabalho.

As opiniões de usuários e operadores convergem no que diz respeito ao baixo nível tecnológico dos veículos, às suas deficiências e falta de conforto.

De fato, a operação do ônibus urbano convencional traz uma grande exigência sobre o grupo motopropulsor, sobre o motorista, e grande desconforto por parte dos passageiros.

O motorista é a grande vítima desta operação, sendo obrigado a efetuar mais de quatro mil mudanças de marcha em um dia de trabalho.

A eficiência energética da operação é muito baixa, já que toda a energia cinética do veículo é dissipada a cada parada. As limitações da transmissão prejudicam o desempenho do motor, impedindo-o de trabalhar nas suas condições mais eficientes de carga e rotação.

Este trabalho tem o objetivo de realizar o Estudo de Viabilidade e o Projeto Básico do “Sistema Motopropulsor Alternativo para Ônibus Urbano”. O veículo equipado com este motopropulsor deverá ser capaz de:

- Proporcionar conforto a motorista e passageiros, com a eliminação de trancos e ruídos excessivos, possibilitando uma operação melhor e mais suave nas linhas urbanas;
- Atender às normas vigentes e futuras de proteção ambiental, pela redução das emissões gasosas e particuladas;
- Apresentar uma redução dos altos gastos com combustível e manutenção observados nas frotas convencionais.

O trabalho consiste no projeto e seleção dos componentes do grupo motopropulsor do ônibus e na simulação da sua operação sobre uma linha urbana típica.

II) ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS.

As especificações técnicas do veículo são baseadas no “ Estudo de Padronização dos Ônibus Urbanos”, publicado pelo Ministério dos Transportes (ref [10]).

II.1) Especificações Gerais do Veículo.

- carroçaria sobre chassi ou monobloco;
- motor ciclo Diesel ou ciclo Otto a gás natural, no balanço traseiro;
- transmissão hidrostática ou hidrodinâmica, equipada com conversor de torque (“automática”).

II.1.1) Dimensões máximas, m.

- comprimento: 12,0;
- largura: 2,6;
- altura: 3,3.

II.1.2) Capacidade de carga, N (kgf).

- eixo dianteiro: 53.955 (5.500);
- eixo traseiro: 98.100 (10.000);
- total: 152.055 (15.500).

II.1.3) Desempenho com peso bruto total nominal.

- velocidade máxima, m/s (km/h):
 - plano horizontal, valor mínimo: 22,22 (80);
 - rampa de 6,5%, valor mínimo: 8,89 (32);
- 0 - 40 km/h, valor máximo, s: 18;
- 20 - 60 km/h, valor máximo, s: 35;
- aceleração na partida, m/s²:
 - rampa de 6,5%, valor mínimo: 0,9;
 - rampa de 15%, valor mínimo: 0,2;
- desaceleração, m/s²:
 - freio de serviço: 5,0 a 5,5;
 - freio de estacionamento, valor mínimo: 1,8.

II.1.4) Conforto.

O nível de ruído interno, medido a uma altura de 1,2 m acima do centro do banco do cobrador, não pode exceder 75 dB estando o veículo parado, com o motor em marcha lenta, ou 80 dB para o veículo em movimento.

O nível de vibração interna com o veículo parado e o motor em marcha lenta não pode ultrapassar $0,5 \text{ m/s}^2$.

II.1.5) Proteção ambiental.

A emissão de poluentes deve estar de acordo com as resoluções: nº 18 de 1986 e nº 08 de 1994 do CONAMA (vide II.3.3).

Os níveis máximos de ruído emitidos, medidos externamente conforme a resolução nº 448 do CONTRAN, devem ser: motor em marcha lenta: 80 dB; veículo em movimento: 84 dB.

II.1.6) Consumo de Combustível.

O consumo do veículo com sua carga nominal, em pavimento horizontal, operando no ciclo de operação simulada (c.o.s.) descrito a seguir, não deverá exceder a média observada para os ônibus urbanos equipados com caixa de mudanças manual: $2,20 \text{ km/L}$ para o motor diesel ou $1,89 \text{ km/m}^3$ para o motor a gás natural (ref [11], nº 355).

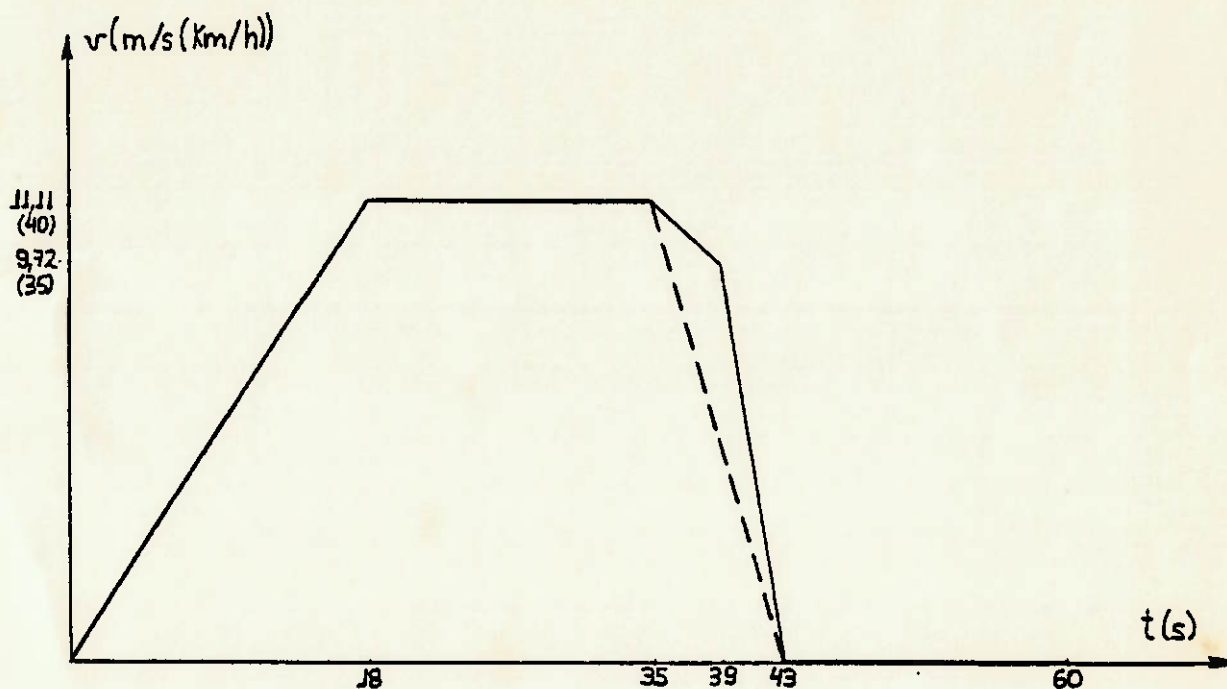


fig. 2.1: Ciclo de operação simulada (c.o.s.)

II.2) Especificações da Transmissão.

II.2.1) Descrição geral.

a) Transmissão hidrostática: composta por bomba e motor hidrostático associados e pelos demais elementos necessários no circuito: bomba auxiliar, reservatório, filtro de óleo, válvulas (de retenção, direcionais, de segurança), linhas de pressão, conexões, etc. A bomba e o motor são do tipo pistões axiais com placa de inclinação variável.

b) Transmissão automática: composta por conversor hidrodinâmico de torque, redutores planetários, embreagens e módulo de controle, que comanda a mudança das marchas. Possui quatro velocidades à frente e marcha ré. Conforme as necessidades do projeto, poderá ser adotado um modelo equipado com freio auxiliar (retardador).

II.2.2) Conforto.

As mudanças de marcha devem ser executadas com suavidade, limitando-se os trancos máximos a $2,0 \text{ m/s}^3$.

II.2.3) Durabilidade.

Os componentes principais da transmissão devem ter uma vida útil mínima de 500.000 km. Os componentes sujeitos a desgaste como rolamentos, embreagens, mangueiras e retentores devem ter durabilidade não inferior a 150.000 km. A manutenção preventiva deverá ser realizada a cada 20.000 km.

II.2.4) Arranjo e disposição no veículo.

A transmissão automática deverá ser flangeada diretamente no motor.

Recomenda-se a utilização de suportes elásticos para o isolamento de vibrações. A posição da transmissão deve minimizar a possibilidade de que algum componente seja atingido por projéteis arremessados pelas rodas ou danificados por eventuais obstáculos existentes no pavimento. Deve haver fácil acesso para manutenção.

II.3) Especificações do Motor.

II.3.1) Descrição geral.

O motor deve ser de combustão interna, ciclo Diesel ou Otto a gás natural, quatro tempos, com aspiração natural ou com sobrealimentação por turbocompressor, com ou sem pós-arrefecimento.

II.3.2) Torque e potência.

Para o motor atender às características de desempenho, recomenda-se ter conjugado e potência líquida por unidade de peso bruto total do veículo superiores a 40 N.m/ton e 9 kW/ton, respectivamente.

II.3.3) Proteção ambiental.

Pela resolução nº 08 de 1994 do CONAMA, os limites máximos de emissão para os motores de veículos pesados são, em g/kWh:

Data	CO	HC	NO	partículas
03/94	4,9	1,23	9,0	0,40
01/98	4,0	1,10	7,0	0,15 (01/96)

II.3.4) Consumo.

- consumo médio de combustível:
 - diesel: 0,45 L/km (valor máximo);
 - gás natural: 0,53 m³/km (valor máximo);
- consumo específico mínimo: 220 g/kWh (valor máximo);
- consumo médio de óleo lubrificante: 0,4% do consumo médio de combustível (valor máximo).

II.3.5) Durabilidade.

O subsistema motor básico deverá apresentar vida útil, até o primeiro recon-dicionamento, de 500.000 km.

II.3.6) Arranjo e disposição no veículo.

Deve ser localizado na traseira do ônibus, sob o piso, devendo estar protegido contra projéteis lançados pelas rodas. A disposição e instalação devem visar ao máximo aproveitamento da área útil interna do veículo e à máxima facilidade de acesso para manutenção e inspeção.

Deve ser fixado à estrutura e apoiado em coxins elásticos, tendo as paredes do seu compartimento revestidas de material próprio para isolamento acústico e térmico.

III) SÍNTESE DE SOLUÇÕES.

III.1) Soluções Possíveis.

1ª Solução:

Este motopropulsor é equipado com transmissão hidrostática. A motorização poderá ser feita por um motor ciclo Diesel ou Otto a gás natural, na conformidade das Especificações Técnicas.

2ª Solução:

A transmissão é automática. São previstas as duas alternativas de motorização citadas na solução anterior.

3ª Solução:

Esta solução possui um subsistema para armazenar parte da energia cinética do veículo durante a fase de desaceleração do mesmo (regeneração de energia na frenagem ou frenagem regenerativa); o elemento acumulador de energia é um volante convencional. A transmissão é hidrostática.

Apresenta-se nas versões diesel e gás natural.

4ª Solução:

O subsistema de armazenamento de energia aqui utilizado conta com um volante de inércia variável. A transmissão é automática.

Versões diesel e gás natural.

III.2) Descrição das Soluções.

III.2.1) 1ª Solução: transmissão hidrostática, sem regeneração (esquema 1).

O motor de combustão interna aciona a bomba hidrostática de pistões diretamente, fazendo-a deslocar óleo da linha de baixa pressão para a de alta pressão até o motor hidráulico. Este, por sua vez, é colocado em movimento, transmitindo torque à roda tratora. É prevista uma redução (i_1) entre a saída do motor hidráulico e a roda tratora.

O ângulo de inclinação da placa da bomba (θ_B) regula a vazão que esta envia ao motor hidráulico e, portanto, a rotação do mesmo e das rodas do veículo. Se o ângulo de placa do motor (θ_M) também for variável, sua rotação dependerá do ângulo de placa da bomba (controle da vazão) e do seu próprio ângulo de placa (controle do volume deslocado por volta). O controle de θ_B e θ_M é feito por um microprocessador.

A razão entre as rotações do eixo da bomba e do motor pode assumir um conjunto infinito de valores, conforme o controle exercido sobre os ângulos de placa. Em outras palavras, a transmissão hidrostática tem relação continuamente variável.

III.2.2) 2ª Solução: transmissão automática, sem regeneração (esquema 2).

O motor aciona a transmissão automática, cujo eixo de saída está conectado ao diferencial, que transmite o torque às rodas traseiras.

III.2.3) 3ª Solução: transmissão hidrostática + volante convencional (esquema 3).

O volante tem a função de armazenar energia cinética de rotação para transferi-la posteriormente ao veículo durante a fase de aceleração do mesmo. O princípio de funcionamento é descrito abaixo.

Antes da partida do ônibus, o motor de combustão interna aciona diretamente o eixo do volante, acelerando-o até que este atinja a sua rotação máxima de trabalho ($\omega_{\text{máx}}$). O veículo permanece em repouso e a bomba não desloca vazão de óleo, pois seu ângulo de placa é nulo.

Na fase de aceleração a embreagem E é desacoplada e o volante aciona o sistema hidrostático, que transmite torque às rodas tratoras. Enquanto o volante transfere energia cinética de rotação à bomba sua velocidade angular cai, mas a relação de transmissão do sistema hidrostático também diminui continuamente, sendo possível ao veículo um ganho de velocidade. Quando o volante aproxima-se de sua rotação mínima de trabalho ($\omega_{\text{mín}}$), o motor c.i. é acionado através da embreagem E, possibilitando ao ônibus continuar o seu percurso e ao volante restaurar parte da energia de rotação.

Na fase de desaceleração o motor c.i. é desconectado, trabalhando em marcha lenta. Os ângulos de placa são ajustados para que o motor hidrostático forneça vazão à bomba e esta acelere o eixo do volante, transferindo-lhe parte da energia cinética do veículo. O aumento da rotação do volante é possível graças à variação da relação da transmissão hidrostática (variação de θ_B e θ_M). A parada total é feita utilizando-se os freios de serviço.

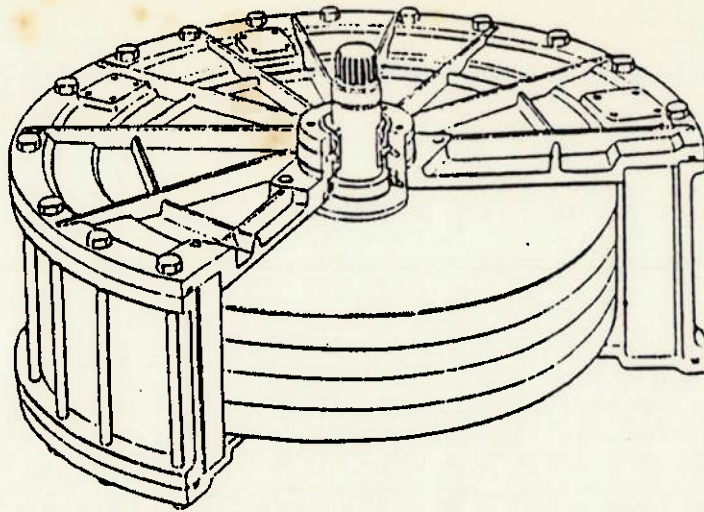


fig. 3.1: Volante convencional.

III.2.4) 4ª Solução: transmissão automática + volante de massa variável (esquema 4).

O volante de massa variável tem função bastante semelhante à descrita para o volante convencional que equipa a 3ª solução. O que o diferencia deste último é a sua capacidade de variar o momento de inércia em relação ao eixo de rotação, através da variação da quantidade de massa girante.

O volante consiste de uma carcaça oca especialmente projetada para receber grandes vazões de fluido durante o ciclo de operação do veículo. Deve ter estrutura reforçada, pois o fluido submetido a altas acelerações radiais causará pressões internas elevadas. Sua geometria em relação ao eixo de rotação deve proporcionar momentos de inércia elevados com a menor quantidade possível de fluido.

O esquema 4 mostra a configuração desta solução: o eixo do volante é conectado à saída do motor de combustão interna pelo engrenamento (i_{12}). Existem três embreagens controladas eletronicamente: à saída do motor (E_1); à entrada da transmissão automática (E_2); conectando o volante ao resto do sistema (E_3). São previstos ainda: um engrenamento planetário (i_V, i_V^*); dois reservatórios de fluido (superior e inferior); uma bomba centrífuga acionada por motor elétrico. O funcionamento do conjunto é descrito a seguir.

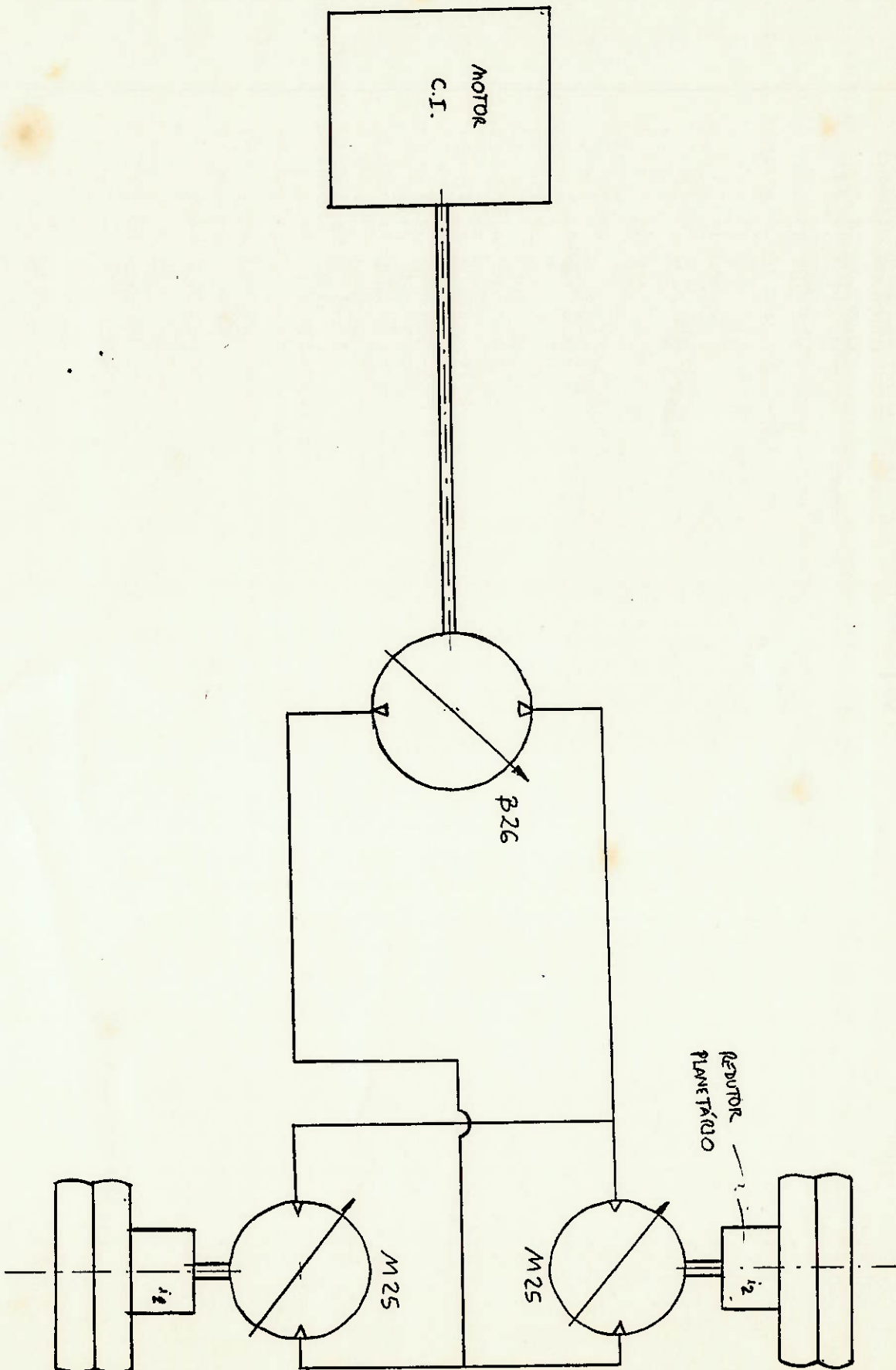
Antes da partida do ônibus o volante cheio de fluido é carregado pelo motor até atingir a velocidade angular ω_0 . Para isto, E_1 e E_3 são acopladas, estando E_2 desacoplada.

A aceleração do veículo até uma certa velocidade é feita somente com a transferência de energia do volante (E_2 e E_3 acopladas, E_1 desacoplada). Neste pro-

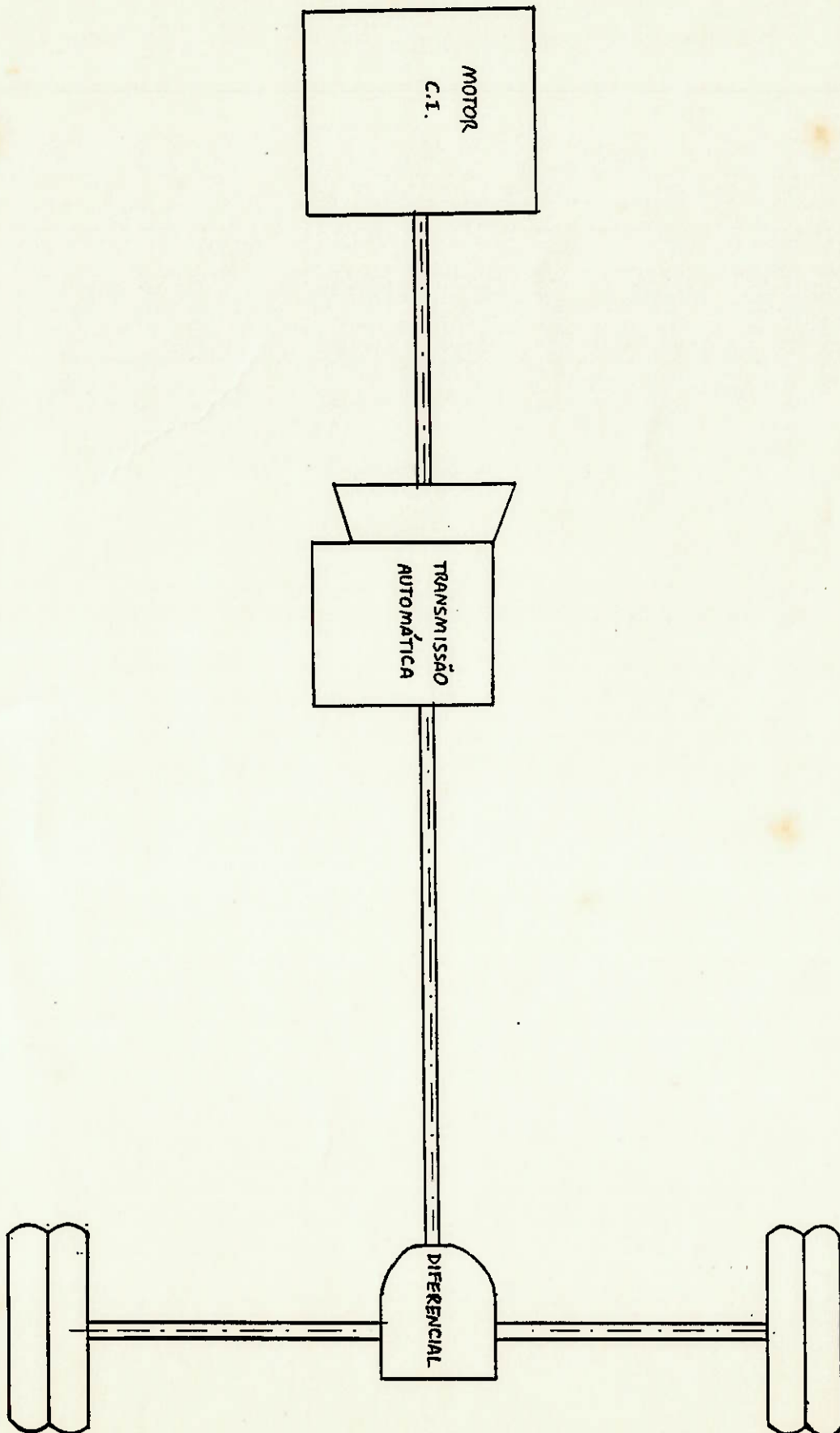
cesso, o volante comporta-se como um volante convencional. Seu momento de inércia tem o valor máximo (I_{\max}) e sua velocidade angular cai continuamente até atingir o valor mínimo de trabalho (ω_{\min}). A saída de fluido do volante nesta fase significaria elevadas perdas de energia, uma vez que o líquido teria alta velocidade ao abandonar a carcaça e, portanto, alta energia cinética.

A partir daí, o motor traciona sozinho o ônibus (E_3 desacoplada), até que este seja requisitado a desacelerar. Fluido é liberado do volante para o reservatório inferior, ficando a carcaça vazia (I_{\min}). Enquanto traciona o veículo no trecho de velocidade constante, o motor acelera a carcaça até que esta atinja a rotação máxima de trabalho (ω_{\max}). Durante a frenagem regenerativa, enquanto o veículo perde velocidade, o volante também é desacelerado, atingindo ω_0 , e fluido é lançado do reservatório superior para dentro da carcaça, crescendo a inércia até I_{\max} . A parada completa é feita com os freios de serviço. A bomba centrífuga tem a função de recalcar fluido do reservatório inferior para o superior, a fim de que este possa abastecer o volante durante os ciclos de trabalho.

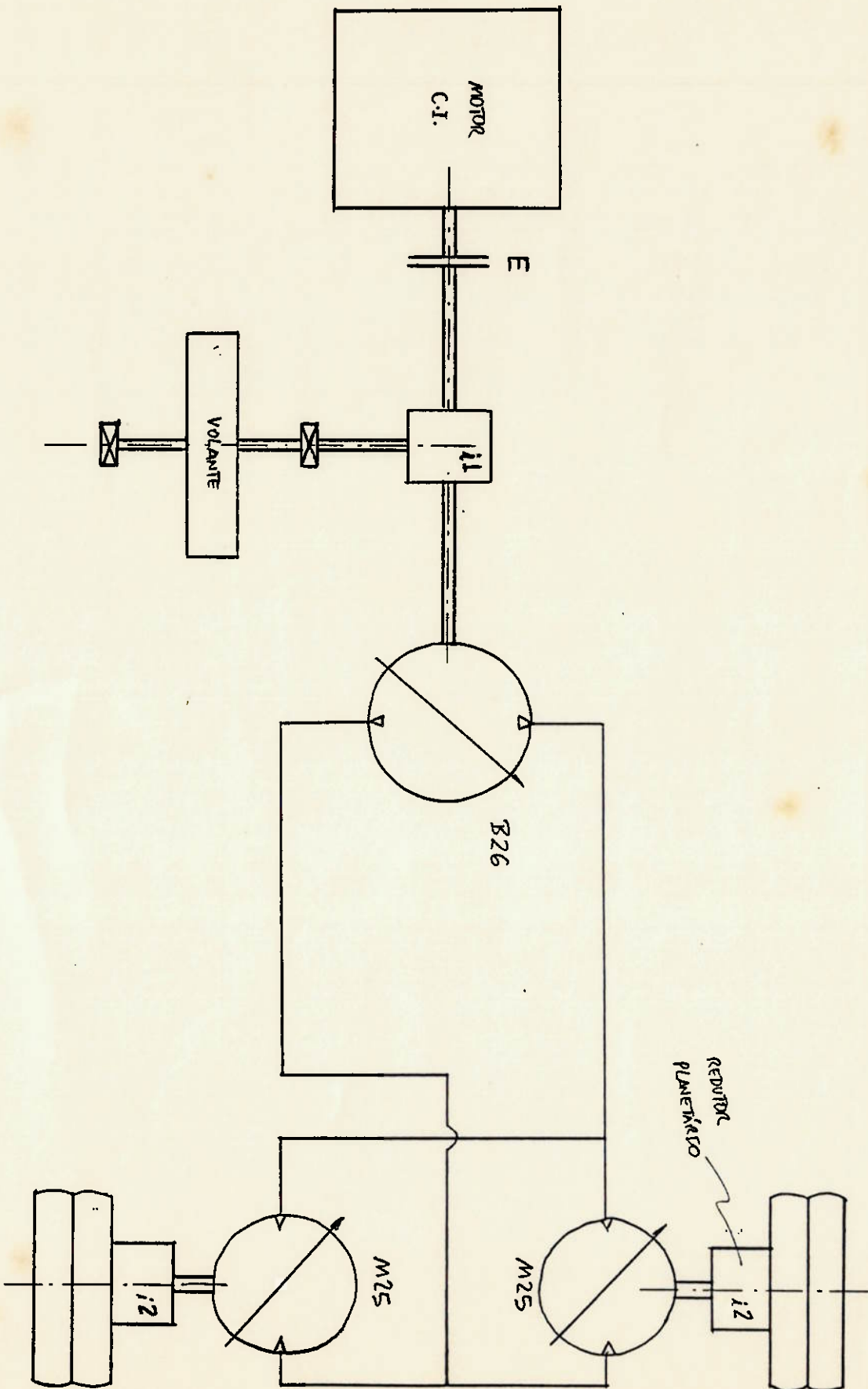
Esquema 1



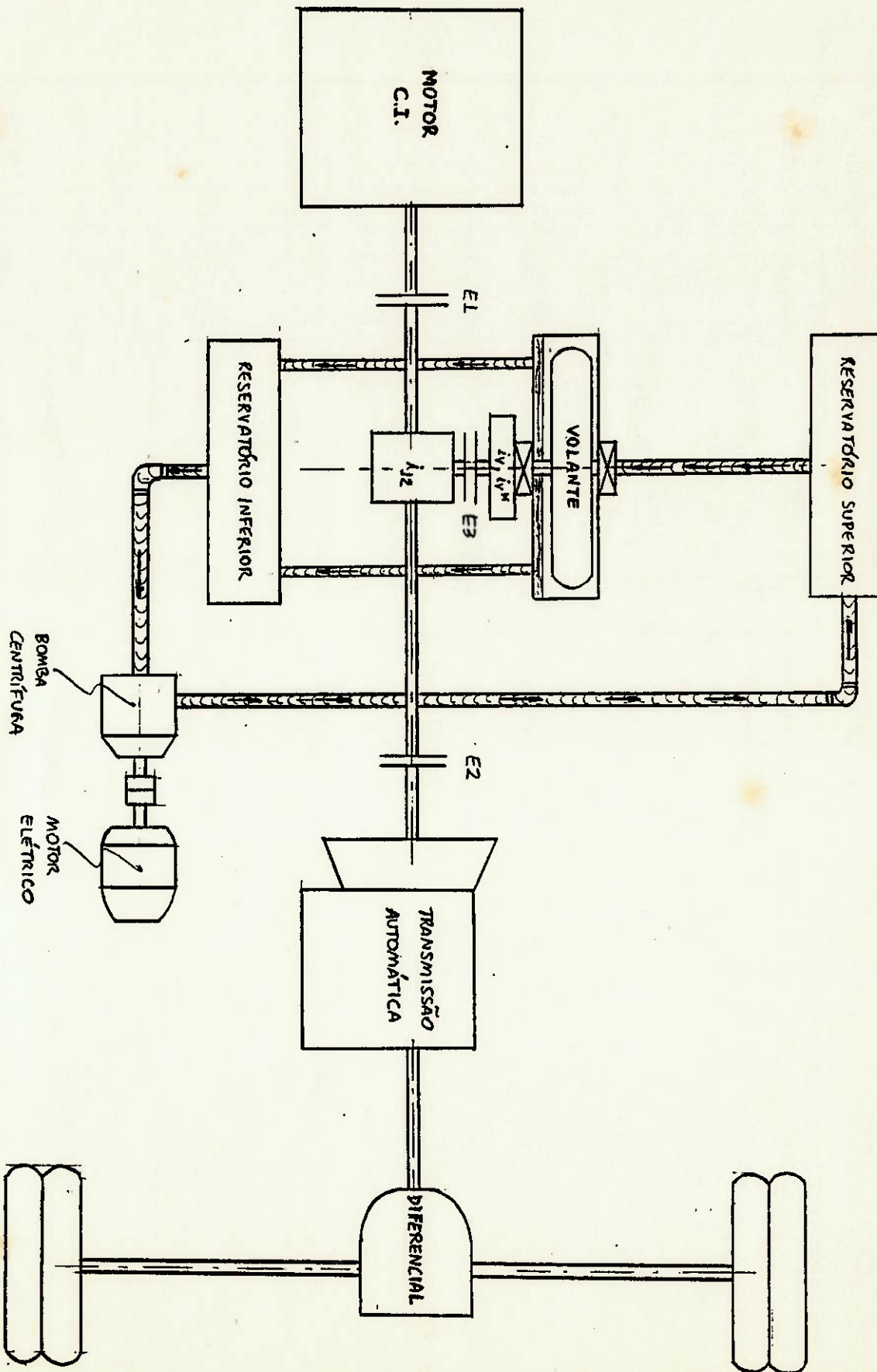
Esquema 2



Esquema 3



Esquema 4



IV) VIABILIDADE FÍSICA.

IV.1) 1ª Solução: transmissão hidrostática, sem regeneração.

Encontra-se abaixo o pré-dimensionamento do sistema hidrostático que atenda às especificações deste ônibus urbano.

a) Dimensionamento à máxima força trativa.

Foi aqui utilizada a seguinte notação:

F_t	= força de tração;	(N)
F_{res}	= força de resistência ao movimento;	(N)
F_r	= força de resistência ao rolamento;	(N)
M_{eq}	= massa equivalente do veículo;	(kg)
a	= aceleração do veículo;	(m/s ²)
c_r	= coeficiente de rolamento;	
M	= massa total do veículo;	(kg)
g	= aceleração da gravidade;	(m/s ²)
α	= ângulo do aclave com a horizontal;	
r_e	= raio estático do pneu;	(m)
p	= pressão à saída da bomba;	(Pa)
D_M	= deslocamento de fluido no motor hidrostático;	(m ³ /rd)
$D_{Mmáx}$	= deslocamento máximo do motor hidrostático;	(m ³ /rd)

Pela primeira lei de Newton:

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

A força de resistência ao movimento (na partida o arraste aerodinâmico não atua) é dada por:

$$F_{res} = F_r + M.g.\text{sen}\alpha$$
$$F_{res} = c_r.M.g + M.g.\text{sen}\alpha$$

A massa equivalente leva em conta a inércia das partes rotativas do veículo, dada pelo fator de inércia f_i :

$$M_{eq} = M.f_i$$

A condição de operação que envolve o maior esforço trativo é a partida em aclave de 6,5% ($\alpha = 3,72^\circ$) com aceleração de 0,9 m/s². Considerando: $f_i = 1,2$; $c_r = 0,008$; $M = 15.500$ kg; $g = 9,81$ m/s²; $r_e = 0,5$ m, resulta:

$$F_t = 27.822 \text{ N}$$

O torque correspondente aplicado ao eixo traseiro é:

$$T = F_t \cdot r_e$$
$$T = 13.911 \text{ N.m} \quad (6.956 \text{ N.m para cada roda tratora)}$$

O torque desenvolvido pelo motor hidrostático é dado por:

$$T_M (\text{kgf.m}) = p (\text{bar}) \cdot D_{M\text{máx}} (\text{cm}^3/\text{rot}) / 200 \cdot \pi$$

Dentre os motores de deslocamento variável fabricados pela Sundstrand, o modelo que melhor se adequa às necessidades de torque e rotação máxima é o da série 25. Este motor apresenta um deslocamento máximo de $2,64 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{rd}$ ($165,84 \text{ cm}^3/\text{rot}$) e rotação máxima igual a $392,7 \text{ rd/s}$ (3750 rpm), com ângulo de placa mínimo ($\theta_M = 6,7^\circ$). A pressão admissível no circuito em instantes de carga de pico é $34,5 \text{ MPa}$ (345 bar ou 5.000 psi).

$$T_M = 345 \cdot 165,84 / 200 \cdot \pi$$
$$T_M = 91 \text{ kgf.m} = 892,7 \text{ N.m}$$

A redução necessária entre o motor hidrostático e a roda do veículo é:

$$i = 0,5 \cdot T / T_M$$
$$i = 7,792$$

b) Dimensionamento à máxima rotação.

Sendo:

ω_M	= velocidade angular do motor hidrostático;	(rd/s)
η	= rendimento energético da operação;	
Q	= vazão volumétrica fornecida pela bomba;	(m^3/s)
D_B	= deslocamento de fluido na bomba;	(m^3/rd)
ω_{CI}	= velocidade angular do motor de combustão interna.	(rd/s)

Quando a velocidade do veículo for igual a $22,22 \text{ m/s}$ (80 km/h), a rotação da roda será de $44,44 \text{ rd/s}$ e a rotação do motor será:

$$\omega_M = 44,44 \cdot 7,792$$
$$\omega_M = 346,27 \text{ rd/s}$$

Este valor está dentro do limite de rotação do motor. A vazão que a bomba deve fornecer ao sistema é:

$$Q = 2.(D_M.\omega_M / \eta) ,$$

uma vez que cada roda tratora será motorizada de forma independente.

O deslocamento mínimo do motor é $9,963.10^{-6} \text{ m}^3/\text{rd}$ para ângulo de placa de $6,7^\circ$. Considerando $\eta = 90\%$:

$$Q = 2 \cdot 9,963.10^{-6} \cdot 346,27 / 0,9$$
$$Q = 7,67. 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

O deslocamento correspondente na bomba será:

$$D_B = Q / \omega_{CI}$$

Adotando-se $\omega_{CI} = 230,4 \text{ rd/s}$ (2.200 rpm), resulta:

$$D_B = 3,33.10^{-5} \text{ m}^3/\text{rd} \quad (209,23 \text{ cm}^3/\text{rot})$$

Será necessário uma bomba série 26, que possui deslocamento máximo igual a $3,617.10^{-5} \text{ m}^3/\text{rd}$ (227,29 cm^3/rot).

IV.2) 2ª Solução: transmissão automática, sem regeneração.

A utilização de transmissões automáticas é bastante comum em países europeus e nos Estados Unidos, equipando a grande maioria dos veículos no transporte coletivo urbano.

No Brasil, extensos testes foram realizados no início da década de 80 com os cinco protótipos do Projeto PADRON (ref [10]). Equipados com caixas automáticas, estes veículos rodaram, entre julho de 1980 e março de 1981, mais de 40.000 km cada, operando com sucesso em linhas das principais capitais do país.

Nos anos 90, a experiência brasileira com as caixas automáticas equipando ônibus urbanos tem mostrado sinais de crescimento. Programas bem sucedidos foram implantados, por exemplo, em São Paulo, com articulados operando em corredores, e Curitiba, onde os "ligeirinhos" fizeram sucesso servindo as estações tubulares.

Os principais fabricantes de transmissões automáticas no país são: Detroit Diesel Allison (divisão da General Motors) e ZF.

IV.3) 3ª Solução: transmissão hidrostática + volante convencional.

Verificou-se a capacidade da bomba no sentido de atender à demanda do volante na frenagem regenerativa do veículo, com desaceleração constante de $1,38875 \text{ m/s}^2$ e velocidade inicial de $11,11 \text{ m/s}$ (40 km/h), pelo ciclo padrão.

Sendo:

p	= pressão de entrada da bomba;	(Pa)
D_B	= deslocamento de fluido na bomba;	(m^3/rd)
I	= momento de inércia do volante;	(kg.m^2)
$d\omega/dt$	= aceleração angular do volante.	(rd/s^2)
ω_0	= velocidade angular do volante ao início da frenagem	(rd/s)
ω_f	= velocidade angular do volante ao final da frenagem	(rd/s)
t_f	= tempo de frenagem	(s)

O torque aplicado ao volante durante a desaceleração do veículo é dado por:

$$T_{\text{vol}} = p.D_B = I.(d\omega/dt)$$

Pode-se escrever, como uma primeira aproximação:

$$d\omega/dt = (\omega_f - \omega_0) / t_f$$

Adotou-se: $\omega_0 = 500 \text{ rd/s}$; $t_f = 8 \text{ s}$ (ciclo padrão); $I = 10 \text{ kg.m}^2$ (ref [6]).

O ganho de energia do volante será, desprezadas as perdas, igual à energia cinética inicial do veículo ($925,7 \text{ kJ}$). A velocidade angular final do volante, correspondente a este acréscimo de energia, será 660 rd/s .

$$d\omega/dt = (660 - 500) / 8$$
$$d\omega/dt = 20 \text{ rd/s}^2$$

$$T_{\text{vol}} = I.(d\omega/dt)$$
$$T_{\text{vol}} = 200 \text{ N.m}$$

A pressão de óleo no sistema poderá ficar em torno da máxima admitida em regime contínuo de trabalho, igual a $20,7 \text{ MPa}$ (3.000 psi).

$$D_B = T_{\text{vol}} / p$$
$$D_B = 9,66.10^{-6} \text{ m}^3/\text{rd}$$

Como o deslocamento máximo da bomba série 26 é $3,617 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{rd}$, sua capacidade é suficiente para atender à demanda do volante.

IV.4) 4ª Solução: transmissão automática + volante de massa variável.

O dimensionamento preliminar do volante de massa variável foi feito a partir do comportamento do sistema durante a frenagem regenerativa.

Ao início desta fase, o estado de energia do volante é baixo e o seu momento de inércia deverá ser mínimo, estando a carcaça vazia. A velocidade angular, entretanto, deverá ser alta, uma vez que esta solução não conta com uma transmissão continuamente variável e, durante a frenagem, a rotação do volante só poderá cair, como ocorre com as rodas do veículo.

Estimou-se o momento da carcaça em $1,0 \text{ kg.m}^2$. Por razões construtivas, o momento do volante quando este encontrar-se totalmente abastecido de fluido não deverá ultrapassar 30 kg.m^2 .

Sendo:

I_0	= momento de inércia do volante no início da frenagem;	(kg.m^2)
I_f	= momento de inércia do volante ao final da regeneração;	(kg.m^2)
ω_0	= velocidade angular do volante ao início da frenagem;	(rd/s)
ω_f	= velocidade angular do volante ao final da regeneração;	(rd/s)
v_0	= velocidade do veículo no início da frenagem;	(m/s)
v_f	= velocidade do veículo ao final da regeneração;	(m/s)
ΔE_C	= variação da energia cinética do veículo;	(J)
E_0	= energia do volante ao início da frenagem;	(J)
E_f	= energia do volante ao final da regeneração;	(J)
r_e	= raio estático do pneu.	(m)

O volante permanecerá acoplado ao eixo traseiro do ônibus até que seu momento atinja o valor I_f . O acoplamento não poderá durar todo o tempo de frenagem, visto que, ao seu final, a velocidade angular do volante seria nula.

Considerando-se, para fins de pré-dimensionamento, que o volante permanece acoplado durante os cinco primeiros segundos da frenagem, a energia recuperada por ele será, desprezadas as perdas, igual à variação da energia cinética do veículo durante esse intervalo de tempo.

A velocidade do ônibus após os cinco primeiros segundos da frenagem (de desaceleração constante de $1,38875 \text{ m/s}^2$, pelo c.o.s.) será $v_f = 4,16625 \text{ m/s}$. A variação de energia cinética correspondente é $\Delta E_C = 795,5 \text{ kJ}$.

Considerando-se: $\omega_0 = 800 \text{ rd/s}$; $I_0 = 1,0 \text{ kg.m}^2$, resulta:

$$E_0 = 0,5 \cdot I_0 \cdot \omega_0^2$$

$$E_0 = 3,2 \cdot 10^5 \text{ J}$$

$$E_f = E_0 + \Delta E_C$$
$$E_f = 1,1155 \cdot 10^6 \text{ J}$$

Durante a frenagem, a relação entre as velocidades angulares do volante e das rodas é:

$$i_{\text{tot}} = \omega_0 / (v_0 / r_e)$$
$$i_{\text{tot}} = 800 / (11,11 / 0,5)$$
$$i_{\text{tot}} = 36,0$$

A rotação final do volante será dada por:

$$\omega_f = i_{\text{tot}} \cdot (v_f / r_e)$$
$$\omega_f = 36,0 \cdot 4,16625 / 0,5$$
$$\omega_f = 300 \text{ rd/s}$$

$$I_f = 2 \cdot E_f / \omega_f^2$$
$$I_f = 24,8 \text{ kg.m}^2$$

Portanto, o momento final do volante está dentro do limite pré-estabelecido.

V) VIABILIDADE ECONÔMICA.

V.1) Determinação dos Custos de Aquisição dos Componentes.

V.1.1) 1ª Solução: transmissão hidrostática, sem regeneração.

Versão a diesel:

subsistema	custo(R\$\$)
motor diesel (180 kW)	8.900
transmissão hidrostática (cf. IV.1)	20.000
redutores planetários	9.500
sistema de controle	1.000
	39.400

Versão a gás natural:

subsistema	custo(R\$\$)
motor gás natural (180 kW)	11.500
transmissão hidrostática (cf. IV.1)	20.000
redutores planetários	9.500
cilindros de armazenamento	4.000
sistema de controle	1.000
	46.000

V.1.2) 2ª Solução: transmissão automática, sem regeneração.

Versão a diesel:

subsistema	custo(R\$\$)
motor diesel (180 kW)	8.900
transmissão automática (com retardador de saída)	12.360
diferencial traseiro	4.500
	25.760

Versão a gás natural:

subsistema	custo(R\$\$)
motor gás natural (180 kW)	11.500
transmissão automática (com retardador de saída)	12.360
diferencial traseiro	4.500
cilindros de armazenamento	4.000
	32.360

V.1.3) 3ª Solução: transmissão hidrostática + volante convencional.

Versão a diesel:

subsistema	custo(R\$\$)
motor diesel (150 kW)	7.900
transmissão hidrostática (cf. IV.1)	20.000
reduzores planetários	9.500
reductor do volante	2.500
embreagem	650
volante convencional	5.000
sistema de controle	1.000
	46.550

Versão a gás natural:

subsistema	custo(R\$\$)
motor gás natural (150 kW)	10.200
transmissão hidrostática (cf. IV.1)	20.000
reduzores planetários	9.500
reductor do volante	2.500
embreagem	650
volante convencional	5.000
cilindros de armazenamento	4.000
sistema de controle	1.000
	52.850

V.1.4) 4ª Solução: transmissão automática + volante de massa variável.

Versão a diesel:

subsistema	custo(R\$\$)
motor diesel (150 kW)	7.900
transmissão automática (sem retardador de saída)	10.500
redutores do volante	5.000
embreagens	1.950
diferencial traseiro	4.500
volante de massa variável (carcaça)	4.000
compartimento do volante	2.000
reservatórios de fluido	1.000
bomba centrífuga	1.000
motor elétrico	500
sistema de controle	1.000
	39.350

Versão a gás natural:

subsistema	custo(R\$\$)
motor gás natural (150 kW)	10.200
transmissão automática (sem retardador de saída)	10.500
redutores do volante	5.000
embreagens	1.950
diferencial traseiro	4.500
volante de massa variável (carcaça)	4.000
compartimento do volante	2.000
reservatórios de fluido	1.000
bomba centrífuga	1.000
motor elétrico	500
cilindros de armazenamento	4.000
sistema de controle	1.000
	45.650

V.2) Análise Econômica do Ponto de Vista do Fabricante.

O fabricante em questão será o montador de chassis e plataformas para ôni - bus. O preço de venda de cada solução (V) foi estimado da seguinte maneira (F é o custo de produção; L é o lucro líquido; D é o custo de distribuição):

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

Considerou-se: taxa de ICM = 12%; L = 0,06 . F; D = 0,08 . F.

$$V = 1,26 . F$$

	versão	preço final, V(R\$\$)
1ª Solução	diesel	49.644
	gás natural	57.960
2ª Solução	diesel	32.458
	gás natural	40.774
3ª Solução	diesel	58.653
	gás natural	66.591
4ª Solução	diesel	49.581
	gás natural	57.519

V.3) Análise Econômica do Ponto de Vista do Frotista.

O custo aproximado do grupo motopropulsor convencional está mostrado na tabela abaixo.

subsistema	custo(R\$\$)
motor diesel (180 kW)	8.900
transmissão manual	5.000
diferencial traseiro	4.500
embreagem	650
	F = 19.050
	V = 24.003

Pesquisas junto a frotistas permitiram estabelecer os seguintes valores médios, comparativos dos custos de operação de ônibus convencionais utilizando diesel e gás natural (ref [11], nº 355).

	diesel	gás natural
custo do combustível	RS\$ 0,2901 / L	RS\$ 0,2327 / m ³
gastos com manutenção	RS\$ 67,94 / 1.000 km	RS\$ 25,87 / 1.000 km
consumo de combustível	2,20 km / L	1,89 km / m ³

Admitiu-se que o veículo percorre 300 km diariamente (108.000 km ao ano), gastando portanto 48.960 litros de diesel (RS\$ 14.203) ou 57.240 m³ de gás (RS\$ 13.320) em um ano.

V.3.1) 1ª Solução: transmissão hidrostática, sem regeneração.

Louw Pedersen [7] traz quadros de consumo para ônibus urbano equipado com transmissão hidrostática controlada eletronicamente através de um programa de otimização do consumo de combustível. Para um veículo de 12.200 kg, utilizando motor diesel de 156 kW de potência nominal, os testes do protótipo em campo revelaram um consumo médio de 1,86 km / L, contra 2,25 km / L para as simulações em computador. No entanto, deve-se observar que o perfil da linha urbana testada era bastante árduo em comparação com um ciclo simulado e, além disso, o motor teve que trabalhar quase todo o tempo em plena carga, pois sua potência mostrou-se insuficiente.

No caso deste trabalho, acredita-se que a maior potência do motor (apesar da maior massa do veículo) permitirá uma operação mais tranquila, em melhores condições de rotação e consumo específico. Estimou-se o consumo como equivalente ao do ônibus convencional, ou seja, 2,20 km / L para a versão diesel e 1,89 km / m³ para a versão a gás.

A economia em manutenção foi estimada em RS\$ 12,00 / 1.000 km.

O número de anos necessários para a amortização do investimento pode ser calculado pela fórmula:

$$n = \log(A / (A - P.t)) / \log(1 + t),$$

sendo:

- n = número de anos para amortização;
- A = ganho anual em combustível e/ou manutenção; (RS\$)
- P = investimento adicional inicial; (RS\$)
- t = taxa de oportunidade (t = 12% a.a.).

Para a versão a diesel:

$$A = 108 \cdot 12 = 1.296$$

$$P = 49.644 - 24.003 = 25.641$$

$$P.i = 3.077$$

Como $P \cdot i > A$, o investimento não se amortizará.
Para a versão a gás natural:

$$A = (14.203 - 13.320) + (67,94 - 25,87) \cdot 108 + 108 \cdot 12 = 6.723$$
$$P = 57.960 - 24.003 = 33.957$$
$$n = 8,2 \text{ anos}$$

V.3.2) 2ª Solução: transmissão automática, sem regeneração.

As transmissões automáticas atuais contam com avançado sistema de controle de mudanças, que proporciona, em condições ideais, economia de combustível de 10 a 15% em relação a uma transmissão manual. Entretanto, a experiência mostra que, na maioria das vezes, o motorista não opera o sistema com o devido cuidado, principalmente na crítica fase de aceleração, que é quase sempre percorrida com o motor a plena carga. Parece prudente levar este fato em consideração, adotando-se um consumo equivalente ao do ônibus convencional.

A economia com troca de embreagem e lonas de freio (devido ao retardador) foi estimada em R\$ 20,00 / 1.000 km.

Para a versão a diesel:

$$A = 108 \cdot 20 = 2.160$$
$$P = 8.455$$
$$n = 5,6 \text{ anos}$$

Para a versão a gás natural:

$$A = (14.203 - 13.320) + (67,94 - 25,87) \cdot 108 + 108 \cdot 20 = 7.587$$
$$P = 16.771$$
$$n = 2,7 \text{ anos}$$

V.3.3) 3ª Solução: transmissão hidrostática + volante convencional.

A economia de combustível esperada é de 25% em relação ao ônibus convencional e em manutenção serão economizados R\$ 20,00 / 1.000 km.

Para a versão diesel:

$$A = 0,25 \cdot 14.203 + 108 \cdot 20 = 5.711$$
$$P = 34.650$$
$$n = 11,5 \text{ anos}$$

Para a versão a gás:

$$A = (14.203 - 13.320) + (67,94 - 25,87) \cdot 108 + 0,25 \cdot 13.320 + 108 \cdot 20$$

$$A = 10.917$$

$$P = 42.588$$

$$n = 5,6 \text{ anos}$$

V.3.4) 4ª Solução: transmissão automática + volante de massa variável.

A economia de combustível esperada é de 20% em relação ao ônibus convencional e em manutenção serão economizados R\$ 15,00 / 1.000 km.

Para a versão diesel:

$$A = 0,2 \cdot 14.203 + 108 \cdot 15 = 4.461$$

$$P = 25.578$$

$$n = 10,2 \text{ anos}$$

Para a versão a gás:

$$A = (14.203 - 13.320) + (67,94 - 25,87) \cdot 108 + 0,2 \cdot 13.320 + 108 \cdot 15$$

$$A = 9.711$$

$$P = 33.516$$

$$n = 4,7 \text{ anos}$$

V.3.5) Conclusões.

Tendo-se em vista que a vida útil média dos veículos está em torno de dez anos, um tempo de amortização máximo igual a seis anos parece razoável. Assim, as versões que extrapolaram este limite não são recomendáveis. Em particular, a versão diesel da primeira solução é inviável economicamente.

As versões a gás mostraram tempo de amortização da ordem de metade do calculado para suas equivalentes a diesel.

VI) VIABILIDADE FINANCEIRA.

Sendo o fabricante uma empresa montadora de chassis e plataformas para ônibus, devidamente estruturada para exercer suas atividades, acredita-se que a maior parte da maquinaria existente será suficiente, com pequenos ajustes, para a produção das versões economicamente recomendáveis.

A maior parte dos componentes será comprada de fornecedores externos, não necessitando portanto de investimentos elevados.

Do exposto acima conclui-se que o projeto é viável financeiramente.

VII) ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

Do Estudo da Viabilidade resultaram quatro soluções possíveis, com duas opções de combustível para cada uma: diesel e gás natural. A versão diesel da primeira solução (transmissão hidrostática sem regeneração) mostrou-se economicamente inviável, não sendo considerada no quadro de soluções. Este capítulo foi dedicado à escolha da melhor dentre as soluções viáveis.

Os critérios de escolha utilizados foram:

- **Desempenho:** capacidade de atender às especificações de acelerações, desacelerações e velocidades no plano e aclives;

- **Segurança:** capacidade de frenagem (dentro do estabelecido nas especificações técnicas) e imunidade do sistema global a falhas mecânicas;

- **Conforto:** de passageiros e motorista; envolve nível de ruídos, vibrações e trancos;

- **Proteção Ambiental:** emissão de poluentes gasosos e particulados e ruídos;

- **Consumo:** gastos com combustível;

- **Manutenção:** leva em conta o número de componentes sujeitos a manutenção preventiva, bem como a facilidade na execução da manutenção e os custos envolvidos;

- **Durabilidade:** média da vida útil dos principais componentes do grupo motopropulsor;

- **Preço final.**

Para cada uma das propriedades acima atribuiu-se um peso P (3 a 5) e uma nota N (0 a 10).

Para o preço foi atribuída nota 10 ao valor de R\$ 24.003,00, equivalente ao preço final do grupo motopropulsor que equipa o ônibus convencional. A nota dada a uma solução com preço final "p" é:

$$N = 10 - (p/24.003)$$

A tabela a seguir mostra a avaliação completa das soluções.

CRI TÉ- RI- OS	P	aut. sem reg. (d) N2	hidr + vol. (d) N3	aut. + vol. (d) N4	hidr sem reg. (gn) N5	aut. sem reg. (gn) N6	hidr + vol. (gn) N7	aut. + vol. (gn) N8	N2 x P	N3 x P	N4 x P	N5 x P	N6 x P	N7 x P	N8 x P	
des.	4	9,0	10	10	8,5	8,5	9,5	9,5	36	40	40	34	34	38	38	
seg.	5	9,5	8,5	8,5	9,0	9,5	8,5	8,5	47,5	42,5	42,5	45	47,5	42,5	42,5	
cfto	4	8,0	9,0	8,0	10	9,0	10	10	32	36	32	40	36	40	40	
prot	5	7,0	7,0	7,0	9,0	9,0	9,0	9,0	35	35	35	45	45	45	45	
con- su- mo	5	7,0	9,0	9,0	8,5	8,0	10	10	32,5	45	45	37,5	35	50	50	
ma- nut.	4	8,0	6,5	6,0	8,5	10	8,0	7,5	32	26	24	34	40	32	30	
dur.	3	10	8,0	9,0	9,0	10	8,0	9,0	30	24	27	27	30	24	27	
pre- ço	5	8,6	7,6	7,9	7,6	8,3	7,2	7,6	43	38	39,5	38	41,5	36	38	
ΣP	35								Σ NxP	288	286 1/2	285	300 1/2	309	307 1/2	310 1/2
									Σ(N xP)/ ΣP	8,23	8,18	8,14	8,56	8,83	8,78	<u>8,87</u>

Conclusão: A solução adotada para a fase de Projeto Básico será a que utiliza motor a gás natural e transmissão automática, com regeneração através de volante de massa variável (N8).

VIII) CONSTRUÇÃO DE MODELOS MATEMÁTICOS.

VIII.1) Descrição do Sistema Veículo: Ônibus Urbano com Transmissão Automática.

A figura 8.1 mostra o sistema veículo com o balanço das forças atuantes para movimento retilíneo sobre pavimento plano em aclive.

A força de resistência ao movimento (F_{res}) possui três componentes principais: força de arraste aerodinâmico (F_a); força de resistência ao rolamento (F_r); força de resistência devida à inclinação do aclive ($M.g.\text{sen}\alpha$).

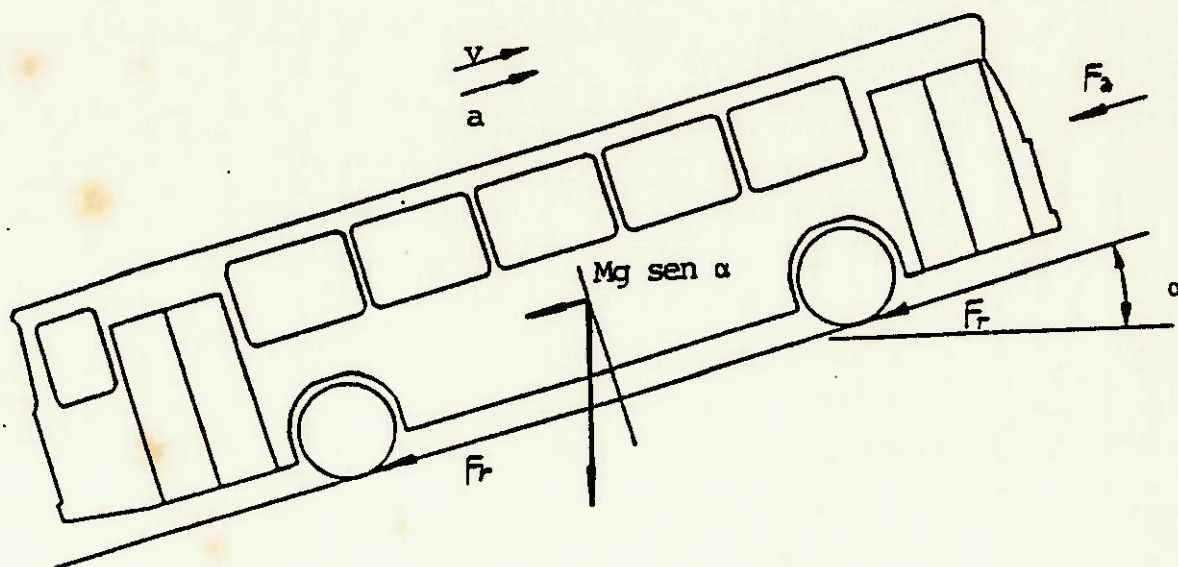


fig. 8.1: O sistema veículo.

Tomando-se como referência o ponto de contacto entre as rodas tratoras do veículo e o pavimento, tem-se, pela Primeira Lei de Newton:

$$F_t - F_{res} = M_{eq}.a \quad (1)$$

A força de tração (F_t) é a força líquida aplicada pelas rodas do veículo ao pavimento, descontadas as perdas internas do grupo motopropulsor. A massa equivalente do veículo (M_{eq}) será equacionada adiante.

A figura 8.2 mostra o esquema do subsistema da transmissão automática, com as principais variáveis que serão utilizadas na construção dos modelos matemáticos.

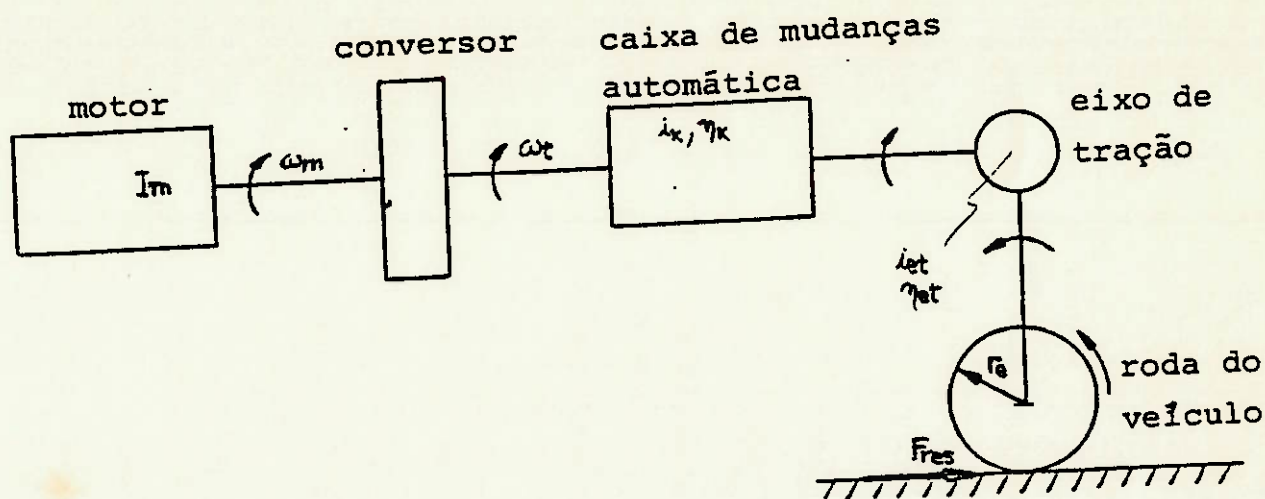


fig. 8.2: Subsistema da transmissão automática.

Utilizou-se neste capítulo a seguinte notação:

I_m	= momento de inércia do motor;	(kg.m^2)
ω_m	= rotação do motor;	(rd/s)
$d\omega_m/dt$	= aceleração do motor;	(rd/s^2)
T_m	= torque desenvolvido pelo motor;	(N.m)
ω_t	= rotação da turbina;	(rd/s)
$d\omega_t/dt$	= aceleração da turbina;	(rd/s^2)
T_t	= torque na saída da turbina;	(N.m)
P_t	= potência à saída da turbina;	(kW)
T_b	= torque absorvido pela bomba;	(N.m)
P_b	= potência à entrada da bomba;	(kW)
i_k	= relação de redução da k-ésima marcha;	
η_k	= rendimento da k-ésima marcha;	
i_{et}	= relação de redução do eixo de tração;	
η_{et}	= rendimento do eixo de tração;	(m)
r_e	= raio estático do pneu;	
C_a	= coeficiente aerodinâmico;	(m^2)
A	= área frontal do veículo;	(kg/m^3)
ρ	= densidade do ar;	(m/s)
v	= velocidade do veículo;	
c_r	= coeficiente de rolamento;	(kg)
M	= massa total do veículo;	(kg)
M_{eq}	= massa equivalente do veículo;	

g	= aceleração da gravidade;	(m/s^2)
α	= ângulo do aclave com a horizontal;	
D	= dimensão característica do conversor;	(m)
F_c	= fator de conjugado do conversor;	
F_v	= fator de velocidade do conversor;	
c_p	= coeficiente de aumento do raio do pneu;	(s/m)
r_d	= raio dinâmico do pneu;	(m)
Δt	= tempo de travamento do conversor;	(s)

A força de resistência ao movimento é dada por:

$$F_{res} = F_a + F_r + M.g.\text{sen}\alpha$$

$$F_{res} = c_a.A.\rho.v^2/2 + c_r.M.g + M.g.\text{sen}\alpha$$

(2)

Adotaram-se as seguintes hipóteses simplificadoras:

- o veículo é um corpo rígido;
- o coeficiente de resistência ao rolamento não depende da velocidade;
- o rendimento da caixa de mudanças e o escorregamento do pneu são constantes para cada marcha e independem da velocidade;
- o aumento do raio de rolamento do pneu é proporcional à velocidade.

VIII.1.1) O Conversor Hidrodinâmico de Torque.

O conversor hidrodinâmico de torque é basicamente constituído por três componentes: o elemento motor ou bomba, o elemento movido ou turbina e um elemento estacionário, denominado estator (figura 8.3).

O elemento estacionário absorve a reação devida à diferença entre o torque de entrada e o torque de saída do conversor. Este é, portanto, capaz de multiplicar o torque aplicado à bomba, sendo que o fator de multiplicação varia continuamente em função das velocidades dos seus eixos de entrada e de saída.

O diagrama da figura 8.4 mostra as curvas características de um conversor hidrodinâmico de torque.

O torque na saída do conversor é máximo para a partida do veículo (turbina estacionária). O torque na partida (ou torque de estol) varia com o quadrado da rotação da bomba.

O rendimento do conversor é nulo na partida, uma vez que, estando o eixo de saída imóvel, a potência transmitida é nula. O rendimento máximo é da ordem de 85%. Pelo diagrama da figura, a relação de torque no estol para este conversor em particular é 6,0 e o ponto de máximo rendimento (85%) ocorre quando a turbina

gira a 45% da velocidade da bomba, transmitindo cerca de duas vezes o torque de entrada. Quando a relação de velocidades vale 67%, os torques de entrada e de saída se igualam (ponto de acoplamento). A partir daí, o conjugado de reação sobre o estator inverte de sentido, fazendo com que este último tenda a girar em conjunto com os rotores. As perdas causadas pelo choque do fluido nas pás do estator são então eliminadas e o conjunto passa a funcionar como um acoplamento hidrodinâmico, fornecendo à saída (turbina) torque igual ao da entrada (bomba). O fator K indica a capacidade de absorção de torque do conversor.

Hydrodynamic converter with lockup clutch

1 Lockup clutch, 2 Turbine, 3 Impeller, 4 Stator, 5 One-way clutch.

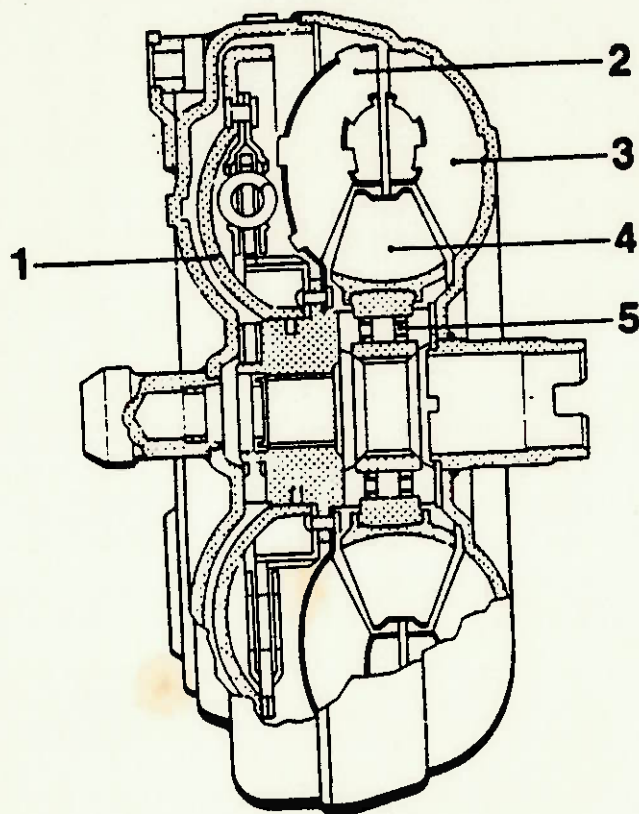


fig. 8.3: O conversor hidrodinâmico de torque (c.h.t.)

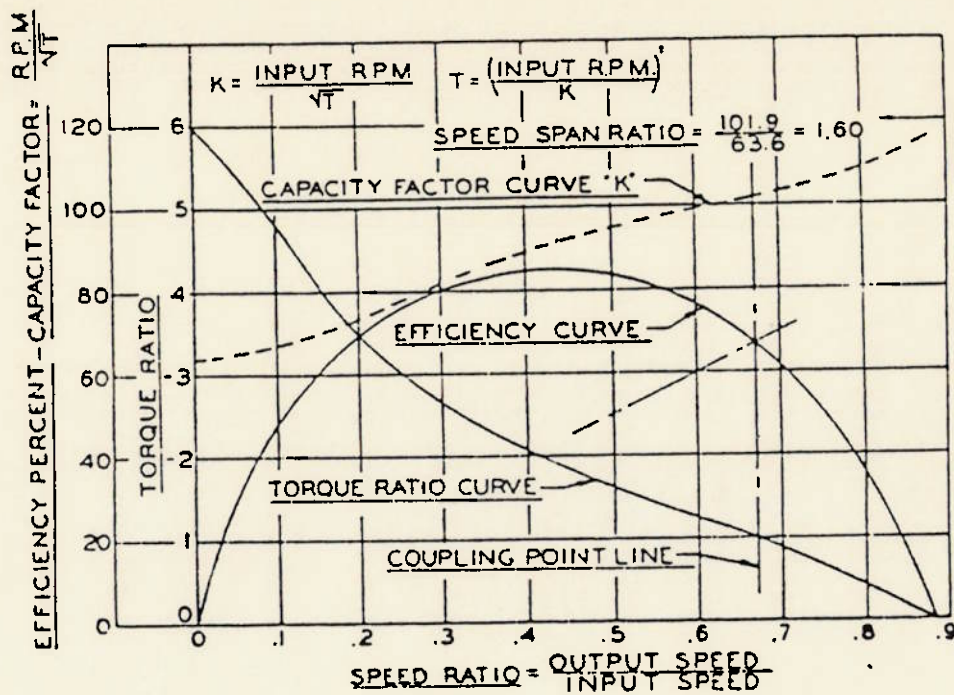


fig 8.4: Curvas características do c.h.t.

As equações fundamentais que relacionam conjugado e potência às velocidades e dimensões lineares do conversor são descritas a seguir.

O torque absorvido pela bomba é proporcional ao quadrado da velocidade da mesma e à quinta potência da dimensão D:

$$T_b = b \cdot \omega_b^2 \cdot D^5 \quad (3)$$

A potência transmitida à bomba é proporcional ao cubo da sua velocidade de rotação e à quinta potência da dimensão D:

$$P_b = c \cdot \omega_b^3 \cdot D^5 \quad (4)$$

O fator de capacidade K é dado por:

$$K = \omega_b \cdot 30 / \pi \cdot T_b^{1/2} \quad (5)$$

Desta forma, o torque absorvido à entrada do conversor para uma determinada rotação da bomba pode também ser escrito em função do fator K:

$$T_b = (\omega_b \cdot 30 / \pi \cdot K)^2 \quad (6)$$

A expressão (3) mostra que, para uma dada rotação do motor, o conversor absorve um torque específico T_b . Na partida do veículo, por exemplo, o motor será acelerado até que o torque por ele fornecido se iguale ao torque admitido pelo conversor.

A figura 8.5 mostra o comportamento das curvas de torque de um motor veicular típico e de dois conversores de dimensões distintas, em função da rotação do motor. O torque admitido pelos conversores cresce mais rapidamente para o conversor grande (D maior) e iguala o torque fornecido pelo motor no ponto ideal da curva de torque deste último: o ponto de máximo torque. Já o conversor pequeno (D menor) só atinge o torque do motor no final da curva, no ponto de rotação máxima.

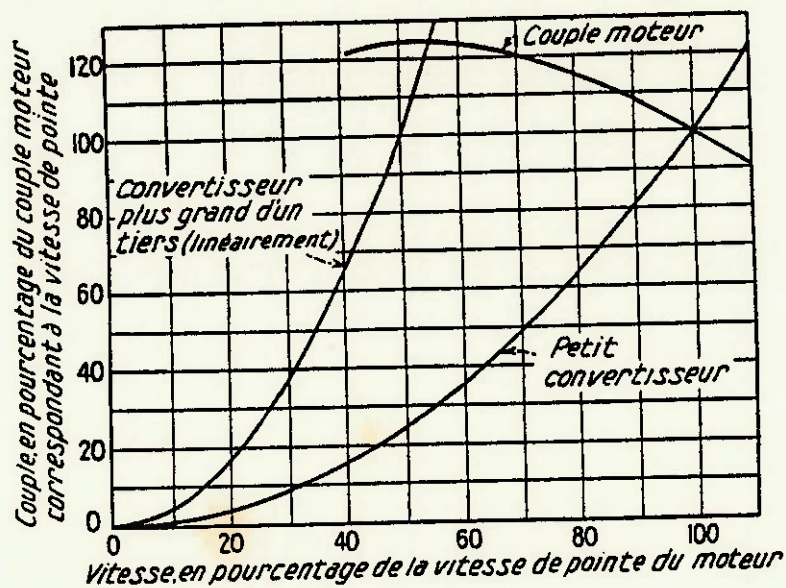


fig. 8.5: Curvas de torque x rotação do motor.

O movimento de um veículo equipado com conversor hidrodinâmico de torque dá-se de duas maneiras básicas: com a atuação do conversor e sem ela. Com base em Madureira [9], foram consideradas três fases de operação:

- conversor operando;
- fase de travamento;
- conversor travado.

VIII.1.2) Fase de Operação I: conversor atuante.

A bomba absorve do motor o conjugado T_b , sendo que a parcela restante do conjugado fornecido pelo motor acelera-o. A expressão válida para esta fase é:

$$T_m - T_b = (d\omega_m/dt).I_m \quad (7)$$

O valor de T_b pode ser obtido das curvas características do conversor. Os torques da bomba e da turbina estão relacionados por meio do fator de torque:

$$T_t = F_c \cdot T_b \quad (8)$$

As rotações de motor e turbina relacionam-se através do fator de velocidade:

$$\omega_t = F_v \cdot \omega_m \quad (9)$$

Os fatores acima podem ser obtidos das curvas características do conversor.

A velocidade e a aceleração do veículo podem ser expressas em termos da rotação da turbina:

$$v = \omega_t \cdot r_d / i_{et} \cdot i_k \quad (10.1)$$

$$a = (d\omega_t/dt) \cdot r_d / i_{et} \cdot i_k \quad (10.2)$$

O raio dinâmico do pneu (r_d) relaciona-se com o raio estático (r_e) por meio da expressão (11):

$$r_d = r_e \cdot (1 + c_p \cdot v) \quad (11)$$

A força tratora (F_t) pode ser escrita a partir do torque de saída da turbina (T_t), conforme a expressão (12):

$$F_t = (1/r_d) \cdot T_t \cdot i_k \cdot i_{et} \cdot \eta_k \cdot \eta_{et} \quad (12)$$

Desta forma a equação básica (1) torna-se, com a introdução das relações (10.2) e (12):

$$(1/r_d) \cdot T_t \cdot i_k \cdot i_{et} \cdot \eta_k \cdot \eta_{et} - F_{res} = M_{eq} \cdot (d\omega_v/dt) \cdot r_d / i_{et} \cdot i_k \quad (13)$$

A massa equivalente leva em conta a inércia das partes rotativas da caixa de mudanças, da árvore de transmissão e do eixo de tração e rodas do veículo. Segundo cálculos específicos para veículos de transporte urbano, pode ser escrita como:

$$M_{eq} = M \cdot [1,03 + 0,00033 \cdot (i_{et} \cdot i_k)^2] \quad (14)$$

Integrando-se numericamente a expressão (13), obtém-se um valor para ω_t , e, a partir dele, as demais variáveis de interesse.

VIII.1.3) Fase de Operação II: período de travamento do conversor.

O conversor atua até quando a rotação da turbina se aproxima da rotação da bomba, atingindo a chamada rotação de travamento. Nesta rotação, que depende da marcha engatada, uma embreagem de atrito (embreagem de "lock-up") é acoplada no conversor, passando o fluxo de potência sem alteração para a caixa de mudanças. O período de travamento é da ordem de centésimos de segundo, o que permite fazer algumas aproximações para esta fase de operação:

- $d\omega_m/dt$ e $d\omega_v/dt$ permanecem constantes;
- o torque do motor é igual ao torque de saída da turbina:

$$T_m = T_t = (d\omega_m/dt) \cdot I_m \quad (15)$$

Desprezando-se o efeito da força de resistência face ao pequeno intervalo de tempo considerado, a expressão (13) pode ser reescrita:

$$(1/r_d) \cdot T_t \cdot i_k \cdot i_{et} \cdot \eta_k \cdot \eta_{et} = M_{eq} \cdot (d\omega_v/dt) \cdot r_d / i_{et} \cdot i_k \quad (16)$$

Substituindo-se (15) em (16) obtém-se uma relação entre $d\omega_m/dt$ e $d\omega_v/dt$:

$$(d\omega_v/dt) / (d\omega_m/dt) = I_m \cdot (i_{et} \cdot i_k)^2 \cdot \eta_k \cdot \eta_{et} / M_{eq} \cdot r_d^2 \quad (17)$$

Sabe-se ainda que:

$$\omega_m - \omega_t = (d\omega_m/dt - d\omega_v/dt) \cdot \Delta t \quad (18)$$

Resolvendo-se (17) e (18) em $d\omega_m/dt$ e $d\omega_v/dt$ e integrando-se numericamente, obtém-se um valor para ω_m , que é a rotação do sistema motor-conversor após o travamento.

VIII.1.4) Fase de Operação III: conversor bloqueado.

Com o conversor bloqueado, as rotações de motor e turbina são iguais, bem como a sua variação no tempo:

$$\omega_m = \omega_t \quad \text{e} \quad d\omega_m/dt = d\omega_v/dt \quad (19)$$

Como nesta fase o conjugado do motor é transmitido sem alterações para a caixa de mudanças, é necessário que se leve em conta, no balanço de forças do veículo, a componente de inércia do motor.

A equação básica que rege o sistema é, portanto:

$$(1/r_d) \cdot T_m \cdot i_k \cdot i_{et} \cdot \eta_k \cdot \eta_{et} - F_{res} = M_{eq} \cdot (d\omega_m/dt) \cdot r_d / i_{et} \cdot i_k + (1/r_d) \cdot I_m \cdot i_k \cdot i_{et} \cdot \eta_k \cdot \eta_{et} \cdot d\omega_m/dt \quad (20)$$

A equação (20) é resolvida para ω_m como nos casos anteriores.

VIII.1.5) Mudança de Marcha.

Considera-se como situação inicial o conversor travado. A cada troca de marcha o conversor volta a atuar até que a turbina alcance a rotação de travamento para aquela marcha. Se a rotação da turbina já for maior ou igual à de travamento imediatamente após a troca, a embreagem de "lock-up" é acionada instantaneamente e o conversor permanece bloqueado.

Admite-se que a mudança de marcha ocorre no mesmo intervalo Δt de desacoplamento da embreagem do conversor.

Para a mudança da k -ésima para a $(k+1)$ -ésima marcha tem-se:

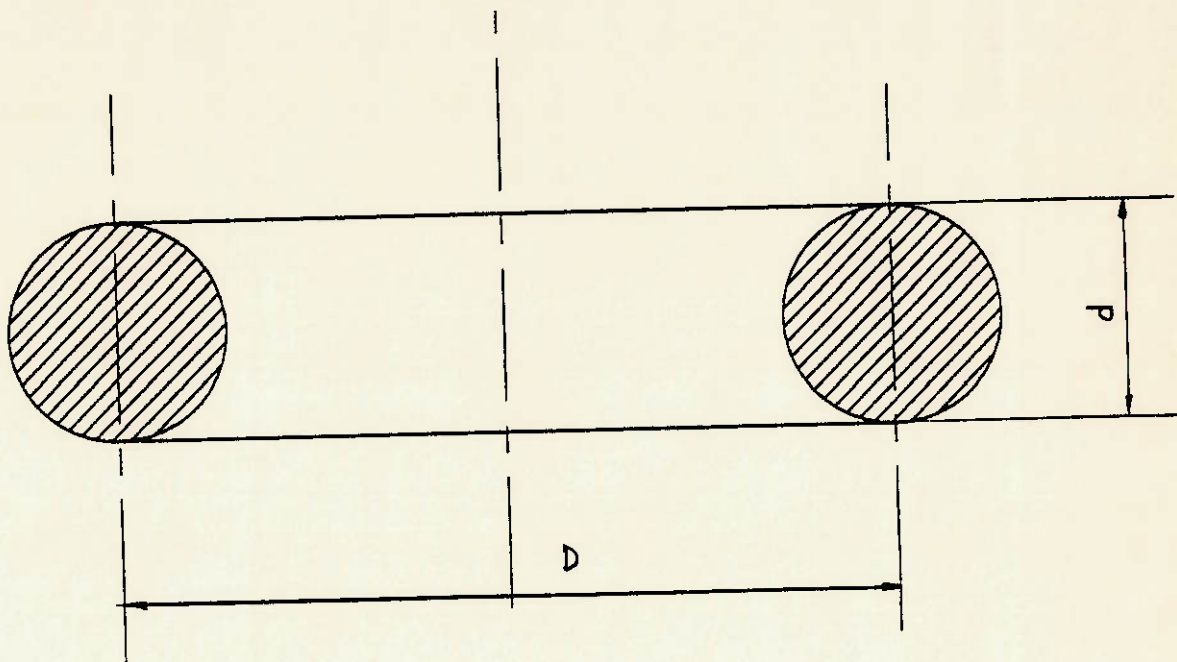
$$\omega_{m(k+1)} = \omega_{m(k)} \quad (21)$$

$$\omega_{t(k+1)} = \omega_{t(k)} \cdot (i_{k+1}/i_k) \quad (22)$$

VIII.2) Modelo Matemático do Volante.

VIII.2.1) Geometria da Carcaça.

A geometria de carcaça que permite ao volante o maior momento de inércia por unidade de massa de fluido parece ser a forma de toro. O esquema abaixo mostra um toro de massa m e suas dimensões características: o diâmetro maior ($D = 2.R$) e o diâmetro menor ($d = 2.r$).



O momento I_x é dado por:

$$I_x = m \cdot (R^2 + 0,75 \cdot r^2) \quad (23)$$

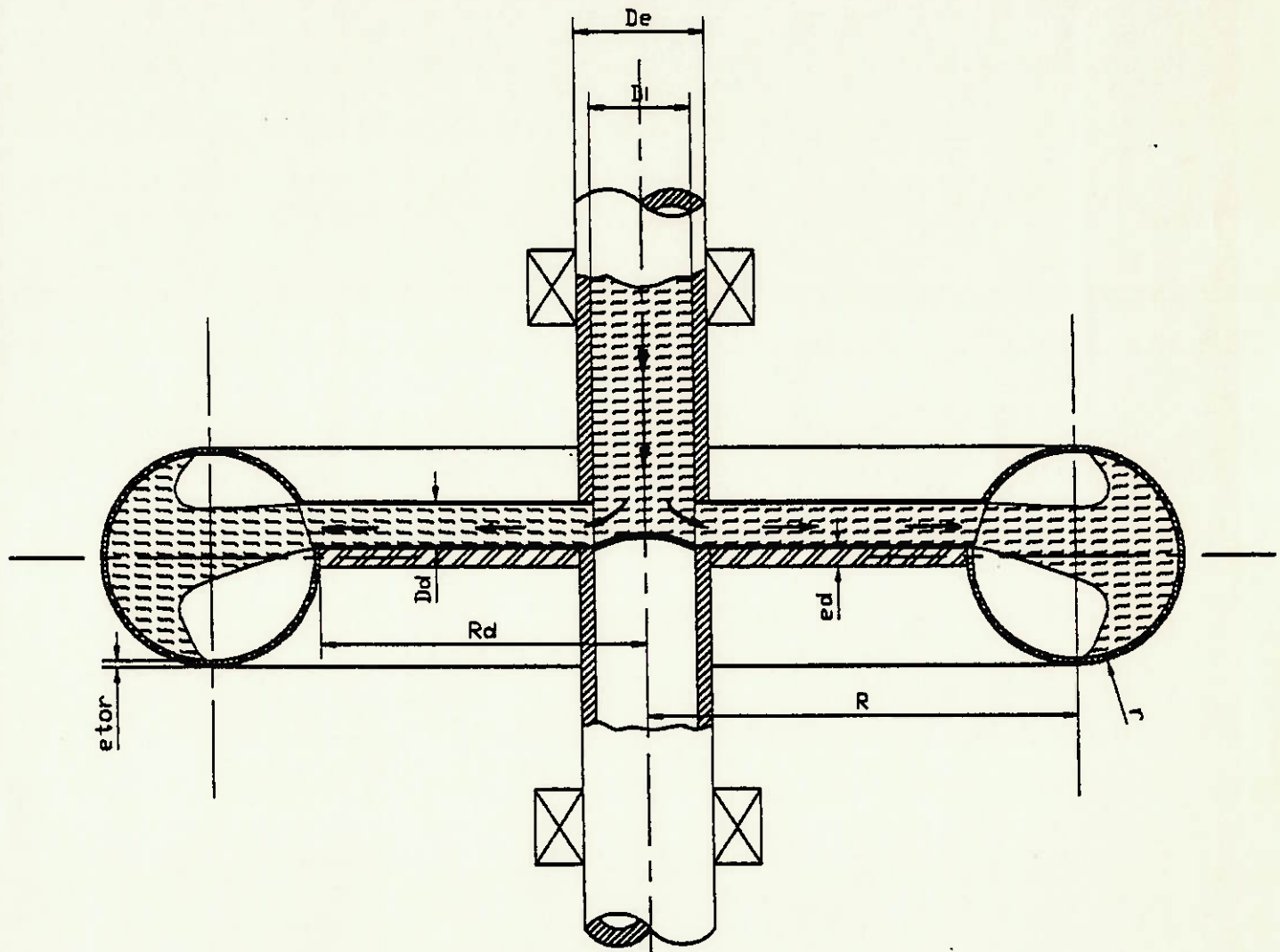
O volume interno do toro e a área total da sua superfície são:

$$V_{\text{tor}} = 2 \cdot \pi^2 \cdot R \cdot r^2 \quad (24)$$

$$S_{\text{tor}} = 4 \cdot \pi^2 \cdot R \cdot r \quad (25)$$

VIII.2.2) Parâmetros do Volante.

O esquema do volante de massa variável mostra seus principais parâmetros geométricos. As setas indicam o caminho percorrido pelo líquido proveniente do reservatório superior: no interior do eixo, o fluido é defletido pela curvatura da placa limitadora, sendo então bombeado sob a ação da força centrífuga através dos dutos de distribuição, atingindo a câmara. O líquido deixará o volante também movido pela ação da força centrífuga, passando através de orifícios dispostos ao longo da circunferência externa da carcaça. A abertura dos orifícios será controlada eletronicamente, sendo o seu fechamento automático.



D_e	= diâmetro externo do eixo;	(m)
D_i	= diâmetro interno do eixo;	(m)
D_d	= diâmetro dos dutos de distribuição de fluido;	(m)
e_d	= espessura do disco de junção cubo-toro;	(m)
e_{tor}	= espessura da câmara em forma de toro;	(m)
R	= raio maior do toro;	(m)
r	= raio menor do toro;	(m)
R_d	= raio do disco de junção;	(m)
m_{tor}	= massa da câmara em forma de toro;	(kg)
ρ_{tor}	= densidade do material da câmara;	(kg/m ³)
I_{tor}	= momento de inércia da câmara;	(kg.m ²)
m_d	= massa do disco de junção;	(kg)
ρ_d	= densidade do material do disco;	(kg/m ³)
I_d	= momento de inércia do disco;	(kg.m ²)
I_{carc}	= momento de inércia da carcaça vazia;	(kg.m ²)

$$m_{tor} = S_{tor} \cdot e_{tor} \cdot \rho_{tor}$$

$$m_{tor} = 4 \cdot \pi^2 \cdot R \cdot r \cdot e_{tor} \cdot \rho_{tor}$$

(26)

O momento de inércia da câmara pode ser calculado substituindo-se (26) em (23):

$$I_{tor} = 4 \cdot \pi^2 \cdot R \cdot r \cdot e_{tor} \cdot \rho_{tor} \cdot (R^2 + 0,75 \cdot r^2)$$

(27)

$$m_d = \pi \cdot (R_d^2 - (0,5 \cdot D_e)^2) \cdot e_d \cdot \rho_d$$

(28)

$$I_d = 0,5 \cdot m_d \cdot (R_d^2 - (0,5 \cdot D_e)^2)$$

$$I_d = 0,5 \cdot \pi \cdot e_d \cdot \rho_d \cdot (R_d^2 - (0,5 \cdot D_e)^2)^2$$

(29)

O momento da carcaça vazia foi aproximado pela soma dos momentos da câmara e do disco de junção, desprezando-se dutos de distribuição e eixo.

$$I_{carc} = I_{tor} + I_d$$

$$I_{carc} = 4 \cdot \pi^2 \cdot R \cdot r \cdot e_{tor} \cdot \rho_{tor} \cdot (R^2 + 0,75 \cdot r^2) + 0,5 \cdot \pi \cdot e_d \cdot \rho_d \cdot (R_d^2 - (0,5 \cdot D_e)^2)^2$$

(30)

VIII.3) Modelo Matemático do Desempenho do Sistema.

VIII.3.1) Energização Inicial do Volante.

Antes da primeira partida do veículo, o volante é carregado pelo motor a gás natural até atingir o estado inicial de energia, caracterizado por I_{\max} e ω_0 .

A cada instante a energia acumulada no volante é igual à energia fornecida pelo motor, descontadas as perdas nos engrenamentos i_{12} e i_v . Sendo:

E_{vol}	= estado de energia do volante no instante genérico t ;	(J)
E_{CI}	= energia fornecida pelo motor até o instante t ;	(J)
P_{CI}	= potência na saída do motor;	(W)
T_{CI}	= torque na saída do motor;	(N.m)
η_{12}	= rendimento do engrenamento i_{12} ;	
η_v	= rendimento do engrenamento i_v ;	
I	= momento de inércia do volante no instante t ;	(kg.m ²)
ω	= velocidade angular do volante no instante t ;	(rd/s)
I_{\min}	= momento mínimo do volante ($I_{\min} = I_{\text{carc}}$);	(kg.m ²)
I_{\max}	= momento máximo do volante;	(kg.m ²)
t_{evol}	= intervalo de energização;	(s)

$$E_{\text{vol}} = E_{\text{CI}} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_v$$
$$(31)$$
$$0,5 \cdot I \cdot \omega^2 = E_{\text{CI}} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_v$$

Derivando em relação ao tempo e dividindo por ω :

$$0,5 \cdot (dI/dt) \cdot \omega^2 + I \cdot \omega \cdot (d\omega/dt) = P_{\text{CI}} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_v$$
$$0,5 \cdot (dI/dt) \cdot \omega + I \cdot (d\omega/dt) = T_{\text{CI}} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_v / i_{12} \cdot i_v$$
$$T_{\text{CI}} = (i_{12} \cdot i_v / \eta_{12} \cdot \eta_v) \cdot (0,5 \cdot (dI/dt) \cdot \omega + I \cdot (d\omega/dt))$$
$$(32)$$

O volante começa a ser acelerado com a carcaça ainda vazia, recebendo então a vazão de fluido do reservatório superior. A variação do momento de inércia será admitida linear:

$$dI/dt = (I_{\max} - I_{\min}) / t_{\text{evol}}$$
$$(33)$$

A expressão (32) pode ser integrada numericamente, obtendo-se a evolução de ω durante o intervalo. O processo será iterativo: estima-se t_{evol} e, com os dados

da curva de torque do motor, resolve-se (32) por integração numérica; se, ao final do intervalo, ω for diferente de ω_0 , atualiza-se o valor de t_{evol} , e assim sucessivamente.

VIII.3.2) Aceleração.

a) volante acoplado.

- E_0 = estado inicial de energia do volante;
- E_{fav} = energia fornecida pelo volante para acelerar o veículo;
- P_{fav} = potência fornecida pelo volante para acelerar o veículo;
- T_{fav} = torque fornecido pelo volante para acelerar o veículo;
- t_{avol} = intervalo de aceleração do veículo pelo volante;
- v_{avol} = velocidade do veículo ao final de t_{avol} ;
- ω_{min} = velocidade angular mínima de trabalho do volante;

Pelo balanço de energia:

$$E_{vol} = E_0 - E_{fav} \quad (34)$$

$$0,5.I.\omega^2 = 0,5.I_{max}.\omega_0^2 - E_{fav}$$

Derivando em t e dividindo por ω :

$$0,5.(dI/dt).\omega^2 + I.\omega.(d\omega/dt) = - P_{fav}$$

$$0,5.(dI/dt).\omega + I.(d\omega/dt) = - T_{fav}$$

Como já foi mencionado em III.2.4, enquanto o volante acelera o ônibus o seu momento de inércia permanecerá constante: $I = I_{max}$. Isto tem o propósito de evitar que o volante perca energia desnecessariamente através da saída de fluido em alta velocidade. Portanto:

$$T_{fav} = - I_{max}.(d\omega/dt) \quad (35)$$

A velocidade angular do volante nesta fase é decrescente, pois sua inércia é fixa e ele transfere energia ao veículo. Ao final desta fase, o volante terá a sua rotação mínima no ciclo. As rotações de bomba e volante relacionam-se por:

$$\omega_b = \omega / i_{12} \quad (36)$$

O torque absorvido pela bomba será:

$$T_b = (\omega \cdot 30 / \pi \cdot K \cdot i_{12})^2 \quad (37)$$

O volante fornecerá na entrada da transmissão um torque equivalente ao que a bomba tem capacidade para absorver:

$$T_{fav} = T_b / i_{12} \quad (38)$$

Substituindo-se (35) e (37) em (38):

$$-I_{max} \cdot (d\omega/dt) = (\omega \cdot 30 / \pi \cdot K \cdot i_{12})^2 / i_{12} \quad (39)$$

Na saída da turbina o torque será, conforme (8):

$$T_t = F_c \cdot (\omega \cdot 30 / \pi \cdot K \cdot i_{12})^2 \quad (40)$$

Os fatores de conjugado e de capacidade são dados, nas curvas características do conversor, em função da relação das velocidades de saída (turbina) e entrada (bomba):

$$F_c = \mathfrak{F}(\omega_t / \omega_b) \quad (41.1)$$

$$K = \mathfrak{F}^*(\omega_t / \omega_b) \quad (41.2)$$

Substituindo (41.1) e (41.2) em (40) e (40) em (13):

$$(1/\tau_d) \cdot \mathfrak{F}(\omega_t / \omega_b) \cdot (\omega \cdot 30 / \pi \cdot \mathfrak{F}^*(\omega_t / \omega_b) \cdot i_{12})^2 \cdot i_k \cdot i_{et} \cdot \eta_k \cdot \eta_{et} - F_{res} = M_{eq} \cdot (d\omega_t/dt) \cdot r_d / i_{et} \cdot i_k \quad (42)$$

A expressão (39) será integrada numericamente, obtendo-se a velocidade angular do volante (e da bomba) a cada instante. Será possível, então, resolver (por integração) a expressão (42), que fornecerá a variação da velocidade da turbina no intervalo t_{avol} e, indiretamente, a velocidade do veículo.

As funções \mathfrak{F} e $\mathfrak{F}^*(\omega_t / \omega_b)$ serão obtidas por interpolação polinomial de pontos da curva do conversor.

A velocidade do veículo é expressa em termos da rotação da turbina de acordo com (10.1):

$$v = \omega_t \cdot r_d / i_{et} \cdot i_k$$

Como a rotação à entrada da transmissão é decrescente, não será possível, em nenhum momento da aceleração estando o volante acoplado, efetuar o travamento do conversor. A troca de marcha será feita quando as rotações de turbina e bomba estiverem suficientemente próximas. Após a troca, a rotação da turbina altera-se conforme (22):

$$\omega_{t(k+1)} = \omega_{t(k)} \cdot (i_{k+1}/i_k)$$

Ao final do acoplamento, o ônibus terá velocidade $v_{avol} < 11,11$ (m/s).

b) motor acoplado.

O motor é acoplado diretamente à entrada da transmissão, acelerando o veículo de v_{avol} a 11,11 m/s (40 km/h) no intervalo t_{aCI} .

O modelo matemático desta fase já foi construído em VIII.1.

VIII.3.3) Trecho de Velocidade Constante.

O motor tem rotação constante, fornecendo torque constante à entrada da transmissão. O volante, agora com a carcaça vazia, será acelerado pelo motor de ω_{min} a ω_{max} . O engrenamento planetário i_v está em configuração distinta (i_v^*) da utilizada na fase de energização inicial do volante (VIII.3.1).

O torque fornecido pelo motor ao volante é:

$$T_{CI} = T_{40} - F_{res} \cdot r_d / i_k \cdot i_{et} \cdot \eta_k \cdot \eta_{et} \quad (43)$$

onde T_{40} representa o torque do motor na rotação correspondente à velocidade de 40 km/h do veículo, estando o conversor travado.

A expressão (32) torna-se:

$$T_{CI} = (i_{12} \cdot i_v^* / \eta_{12} \cdot \eta_v^*) \cdot I \cdot (d\omega/dt) \quad (44)$$

Como todos os demais parâmetros de (44) são constantes para esta fase, calcula-se facilmente o valor de $d\omega/dt$ e, em consequência, o tempo que o motor leva para acelerar o volante.

VIII.3.4) Frenagem Regenerativa.

- F_{fren} = força de frenagem aplicada às rodas do veículo;
 d = desaceleração;
 T_{fren} = torque de frenagem;
 $\omega_{m\acute{a}x}$ = máxima rotação do volante no ciclo de operação;
 t_{reg} = intervalo de regeneração;
 ω_0 = rotação do volante ao final da regeneração;

$$\begin{aligned}
 F_{fren} &= M_{eq} \cdot d - F_{res} \\
 F_{fren} &= M_{eq} \cdot d - c_a \cdot A \cdot \rho \cdot v^2 / 2 - c_r \cdot M \cdot g
 \end{aligned}
 \tag{45}$$

Do c.o.s. sabe-se que $d = 1,38875 \text{ m/s}^2$ e portanto:

$$v = 11,11 - 1,38875 \cdot t \tag{46}$$

$$T_{fren} = F_{fren} \cdot r_d \tag{47}$$

Pode-se traçar um paralelo entre a frenagem regenerativa e a energização inicial do volante, visto que em ambas as fases ocorre um processo de aumento da energia acumulada no volante, associado ao crescimento do seu momento de inércia com a injeção de líquido na carcaça.

As rodas comunicam-se com o volante através do diferencial traseiro (i_{et}), transmissão automática (i_k) e dos engrenamentos i_{12} e i_v . Nesta fase, o conversor permanecerá travado e i_k é fixa.

O equivalente da expressão (32) para este caso é:

$$T_{fren} = (i_k \cdot i_{et} \cdot i_{12} \cdot i_v^* / \eta_k \cdot \eta_{et} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_v^*) \cdot (0,5 \cdot (dI/dt) \cdot \omega + I \cdot (d\omega/dt)) \tag{48}$$

Ao início da frenagem o veículo está a 40 km/h, e a rotação do volante é:

$$\omega_{m\acute{a}x} = (11,11 / r_d) \cdot i_k \cdot i_{et} \cdot i_{12} \cdot i_v^* \tag{49}$$

Ao final da regeneração, a velocidade angular do volante é:

$$\omega_0 = i_k \cdot i_{et} \cdot i_{12} \cdot i_v^* \cdot (11,11 - 1,38875 \cdot t_{reg}) / r_d \tag{50}$$

Admitindo-se que a rotação do volante cai linearmente durante esta fase:

$$\omega = \omega_{\text{máx}} + (\omega_0 - \omega_{\text{máx}}) \cdot t / t_{\text{reg}} \quad (51)$$

$$d\omega/dt = (\omega_0 - \omega_{\text{máx}}) / t_{\text{reg}} \quad (52)$$

A expressão (48) deve ser resolvida na variável I por integração numérica, tendo-se escolhido um valor para t_{reg} . Confere-se então o valor obtido para $I_{\text{máx}} = I(t_{\text{reg}})$, que deve estar dentro do limite estabelecido em IV.4: $I_{\text{máx}} < 30 \text{ kg.m}^2$.

No decorrer da regeneração, o líquido será injetado no volante com vazão instantânea compatível com a variação obtida para I. Seja:

- m_L = massa de líquido no interior do volante;
- dm_L/dt = vazão instantânea em massa de líquido;
- ρ_L = densidade do líquido;
- I_L = momento do líquido em torno do eixo do volante;
- Q = vazão instantânea em volume de líquido.

$$I_{\text{máx}} = I_{\text{mín}} + I_{L(\text{máx})}$$

Da expressão (23):

$$I_{\text{máx}} = I_{\text{mín}} + m_{L(\text{máx})} \cdot (R^2 + 0,75 \cdot r^2) \quad (53)$$

Para uma condição genérica de preenchimento da carcaça, adotou-se a seguinte aproximação, tanto melhor quanto maior for R em comparação com r:

$$I = I_{\text{mín}} + m_L \cdot (R^2 + 0,75 \cdot r^2) \quad (54)$$

Isolando m_L e derivando em t:

$$\begin{aligned} dm_L/dt &= (dI/dt) / (R^2 + 0,75 \cdot r^2) \\ Q &= (dI/dt) / (\rho_L \cdot (R^2 + 0,75 \cdot r^2)) \end{aligned} \quad (55)$$

IX) ANÁLISE DA SENSIBILIDADE.

Os subsistemas do grupo motopropulsor são: motor a gás natural; transmissão automática; redutores, embreagens e diferencial; subsistema do volante de massa variável (carcaça, compartimento, reservatórios, bomba e motor elétrico); subsistema de controle do sistema.

Este capítulo contém a análise das limitações dos subsistemas e componentes considerados mais críticos.

IX.1) Transmissão Automática.

As especificações do fabricante (Detroit Diesel Allison) trazem as limitações da transmissão quanto aos máximos valores admitidos para:

- potência líquida de entrada;
- rotação de entrada;
- torque líquido de entrada;
- massa do veículo.

A linha de transmissões destinadas aos ônibus urbanos não-articulados é mostrada na tabela 9.1:

modelo	módulo de controle	potência líquida de entrada	rotação de entrada	torque líquido de entrada	massa do veículo
MT 647	hidráulico	186 kW	3.000 rpm	1.058 N.m	25.000 kg
MT 648	eletrônico	186 kW	3.000 rpm	1.058 N.m	25.000 kg
B 300	eletrônico	205 kW	2.800 rpm	960 N.m	-----
B 400	eletrônico	220 kW	2.800 rpm	1.230 N.m	-----

IX.2) Volante de Massa Variável.

Os componentes mais críticos quanto às tensões atuantes durante o ciclo de trabalho são: eixo, disco de junção e câmara. A notação utilizada foi:

- τ_{max} = tensão de cisalhamento máxima; (Pa)
 T_{max} = torque máximo no eixo do volante; (N.m)
 W_t = módulo de resistência à torção da seção do eixo; (m³)
 σ_t = tensão normal medida na direção tangencial; (Pa)
 F_{cf} = força centrífuga; (N)

- $p_{\text{máx}}$ = pressão interna máxima na câmara; (Pa)
 $\sigma_{\text{máx}}$ = tensão normal máxima; (Pa)
 s = coeficiente de segurança.

IX.2.1) Eixo.

A preocupação com o eixo justifica-se por este ter a forma de um tubo, recebendo a vazão que deixa o reservatório superior e segue para os dutos de distribuição rumo à câmara.

$$\begin{aligned}
 W_t &= 0,196.(D_e^4 - D_i^4) / D_e \\
 \tau_{\text{máx}} &= T_{\text{máx}} / W_t \\
 (56)
 \end{aligned}$$

O material escolhido para o eixo foi o aço 1045, com tensão de escoamento no cisalhamento igual a 250 MPa. Adotando-se $s = 3,0$:

$$\begin{aligned}
 T_{\text{máx}} / W_t &< 83.10^6 \\
 T_{\text{máx}}.D_e / (0,196.(D_e^4 - D_i^4)) &< 83.10^6 \\
 (57)
 \end{aligned}$$

IX.2.2) Câmara.

A pressão máxima no interior da câmara foi avaliada para a condição de carga cheia. A maior rotação do volante para esta condição ocorre ao final da frenagem regenerativa. Valendo a notação de VIII.3.4:

$$F_{cf} = m_{L(\text{máx})} \cdot \omega_0^2 \cdot R \quad (58)$$

$$p_{\text{máx}} = F_{cf} / S_{\text{tor}} \quad (59)$$

Considerou-se que a pressão tenderá a romper a câmara nos dois cordões circulares de espessura e_{tor} e raio R , localizados nas extremidades superior e inferior do toro. A seção resistente dos cordões é igual a $4.\pi.R.e_{\text{tor}}$.

Para o cálculo da força atuante na seção resistente dos cordões, foi utilizada a projeção da superfície interna do toro no cilindro de raio R e altura igual a $2.r$:

$$\begin{aligned}
 F_{\text{máx}} &= p_{\text{máx}} \cdot 2.\pi.R.2.r \\
 F_{\text{máx}} &= p_{\text{máx}} \cdot 4.\pi.R.r \\
 (60)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\text{máx}} &= F_{\text{máx}} / 4.\pi.R.e_{\text{tor}} \\
 (61)
 \end{aligned}$$

O material da câmara será um aço especial para a fabricação de vasos de pressão, com tensão limite de escoamento da ordem de 1.900 MPa. Com $s = 1,5$:

$$\sigma_{\text{máx}} < 1,267 \cdot 10^9$$

Substituindo (58) e (25) em (59), (59) em (60) e (60) em (61):

$$m_{L(\text{máx})} \cdot \omega_0^2 / 4 \cdot \pi^2 \cdot e_{\text{tor}} < 1,267 \cdot 10^9 \quad (62)$$

IX.2.3) Disco de Junção.

a) dimensionamento ao máximo torque.

$$\tau_{\text{max}} = (T_{\text{max}} / R_c) / 2 \cdot \pi \cdot R_c \cdot e_d$$

Adotando-se para o disco o mesmo material da câmara (tensão de escoamento no cisalhamento igual a 950 MPa) e $s = 3,0$:

$$T_{\text{max}} / 2 \cdot \pi \cdot R_c^2 \cdot e_d < 317 \cdot 10^6 \quad (63)$$

b) dimensionamento à máxima rotação.

A maior tensão que atua em um elemento da superfície de um disco girante ocorre na direção tangencial, sendo máxima para o raio interno do disco. A expressão (64) traz o cálculo desta tensão tangencial, dada em psi (ω em rpm e dimensões em pol).

$$\sigma_t(\text{psi}) = \omega_{\text{máx}}^2 \cdot (3,3 \cdot R_d^2 + 0,7 \cdot R_c^2) / 497.500 \quad (64)$$

Com $s = 2,0$:

$$\sigma_t < 950 \text{ MPa} \quad (65)$$

X) ANÁLISE DA COMPATIBILIDADE.

ω_{CI}	= rotação do motor de combustão interna;	(rd/s)
ω_{CI0}	= rotação do motor quando a velocidade do volante é ω_0 ;	(rd/s)
ω_{CIgov}	= rotação governada do motor;	(rd/s)
ω_{CI40}	= rotação do motor quando o veículo está a 40 km/h (conversor travado);	(rd/s)
Z_A	= n° de dentes do pinhão solar;	
Z_B	= n° de dentes da coroa;	
$\omega_{em\acute{a}x}$	= rotação máxima admissível na entrada da transmissão;	(rd/s)
ω_{bestol}	= rotação da bomba do conversor na partida;	(rd/s)
$T_{em\acute{a}x}$	= torque máximo admissível na entrada da transmissão;	(N.m)
K_{estol}	= fator de capacidade na condição de estol;	($s^{-1} \cdot N^{-1/2} \cdot m^{-1/2}$)
$T_{sm\acute{a}x}$	= torque máximo à saída da transmissão;	(N.m)
i_{estol}	= multiplicação de torque do conversor à partida do veículo;	
i_1	= redução da primeira marcha da transmissão;	
$T_{CI\acute{m}ax}$	= torque máximo desenvolvido pelo motor;	(N.m)
Q_B	= vazão de fluido recalçada pela bomba centrífuga.	(m^3/s)

X.1) Compatibilidade entre Motor e Volante.

X.1.1) Energização Inicial do Volante.

Na fase de energização inicial do volante, as embreagens E_1 e E_3 estão acopladas. As rotações de volante e motor relacionam-se pela expressão (66):

$$\omega = \omega_{CI} \cdot i_{12} \cdot i_V \quad (66)$$

Ao final, sabe-se que o volante terá velocidade ω_0 :

$$\begin{aligned} \omega_0 &= \omega_{CI0} \cdot i_{12} \cdot i_V \\ i_V &= \omega_0 / \omega_{CI0} \cdot i_{12} \end{aligned} \quad (67)$$

X.1.2) Aceleração da Carga no Trecho de Velocidade Constante.

Quando a relação do engrenamento planetário é i_V , o fluxo de potência entra pela corôa (B) e sai pelo porta-satélites (C), estando travado o eixo do pinhão solar (A).

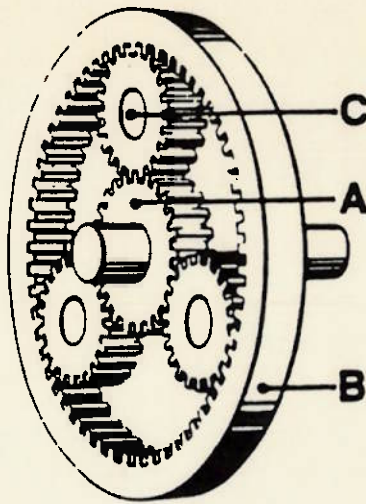


fig. 10.1: Engrenamento planetário

$$i_V = 1 + z_A / z_B \quad (68)$$

Nesta fase o fluxo de potência entrará pelo eixo do pinhão solar e sairá pelo porta-satélites, sendo aplicada embreagem de atrito à corôa. A relação é:

$$i_V^* = 1 + z_B / z_A \quad (69)$$

O volante será acelerado até a velocidade $\omega_{\text{máx}}$. A rotação do motor é conhecida, pois sabe-se a velocidade do veículo e admite-se o conversor travado:

$$\omega_{CI40} = (11,11 / r_d) \cdot i_k \cdot i_{et} \quad (70)$$

$$\omega_{\text{máx}} = \omega_{CI40} \cdot i_{12} \cdot i_V^* \quad (71)$$

Substituindo-se (70) em (71) e isolando-se i_V^* :

$$i_V^* = \omega_{\text{máx}} / ((11,11 / r_d) \cdot i_k \cdot i_{et} \cdot i_{12})$$

$$1 + z_B / z_A = \omega_{\text{máx}} / ((11,11 / r_d) \cdot i_k \cdot i_{et} \cdot i_{12}) \quad (72)$$

Substituindo-se (68) em (67):

$$1 + z_A / z_B = \omega_0 / \omega_{CI0} \cdot i_{12} \quad (73)$$

X.2) Compatibilidade entre Volante, Transmissão e Rodas.

X.2.1) Aceleração.

As embreagens E_2 e E_3 estão acopladas. As rotações da bomba do conversor e do volante estão relacionadas por (36):

$$\omega_b = \omega / i_{12}$$

A velocidade angular da bomba na condição de estol deverá ser compatível com o máximo torque admissível para aquele modelo de transmissão:

$$\begin{aligned} \omega_{bestol} &= K_{estol} \cdot T_{em\acute{a}x}^{1/2} \cdot \pi / 30 \\ i_{12} &= \omega_0 / \omega_{bestol} \end{aligned} \quad (74)$$

O torque à entrada da transmissão não poderá ultrapassar o limite estabelecido pelo fabricante:

$$T_{fav} \cdot i_{12} < T_{em\acute{a}x} \quad (75)$$

O eixo traseiro será escolhido dentre os modelos que equipam o ônibus urbano a gás natural fabricado pela Mercedes-Benz do Brasil, modelo O-371 U:

$$\begin{aligned} i_{et} &= 6,143 \\ &\text{ou} \\ i_{et} &= 6,857 \end{aligned} \quad (76)$$

X.2.2) Frenagem Regenerativa.

Durante o intervalo de regeneração, E_2 e E_3 estão acopladas. O torque à saída da transmissão deverá ser inferior ao máximo permitido, que é dado por:

$$T_{sm\acute{a}x} = T_{em\acute{a}x} \cdot i_{estol} \cdot i_{1^a} \quad (77)$$

$$\begin{aligned} T_{fren} / i_{et} &< T_{sm\acute{a}x} \\ T_{fren} &< T_{em\acute{a}x} \cdot i_{estol} \cdot i_{1^a} \cdot i_{et} \end{aligned} \quad (78)$$

X.3) Compatibilidade entre Motor a Gás e Transmissão.

O motor é acoplado diretamente à entrada da transmissão através de E_1 e E_2 . A rotação governada do motor a gás e o torque de pico desenvolvido devem obedecer:

$$\omega_{C\text{Igov}} < \omega_{em\acute{a}x}$$

(79)

$$T_{C\text{Im}\acute{a}x} < T_{em\acute{a}x}$$

(80)

X.4) Compatibilidade entre Bomba Centrífuga e Volante.

A bomba centrífuga terá capacidade para recalcar volume de líquido equiva - lente à câmara do volante no intervalo em que o ônibus desenvolve velocidade constante:

$$Q_B = V_{\text{tor}} / 17$$

$$Q_B = 2 \cdot \pi^2 \cdot R \cdot r^2 / 17$$

(81)

X.5) Compatibilidade Dimensional: Arranjo Físico dos Componentes no Veículo.

Conforme o esquema 5, o conjunto motopropulsor será localizado no balanço traseiro do ônibus. O esquema traz a posição de montagem dos componentes, em escala. A relação dos componentes encontra-se em XII.1.

A cota do mancal superior do volante não poderá ultrapassar 1,3 metro, pois o veículo Padron deve ter altura interna mínima igual a 2,0 metros. A base do reservatório superior será colocada sobre o teto do ônibus, na cota de 3,3 metros.

Limitou-se o diâmetro total do volante a 1,5 metro e sua altura a 0,5 metro:

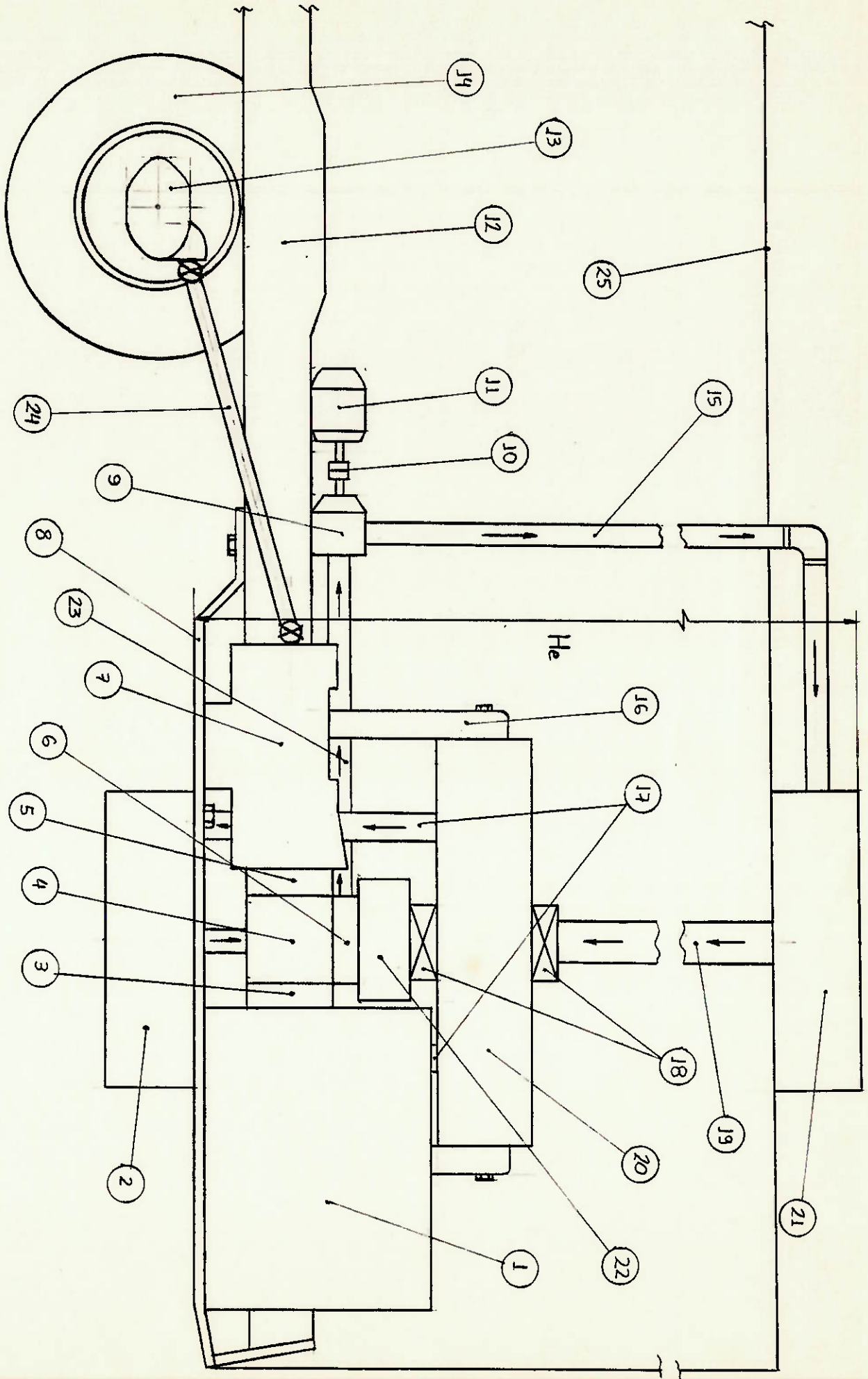
$$2 \cdot (R + r) < 1,5$$

(82)

$$2 \cdot r < 0,5$$

(83)

Esquema 5



XI) ANÁLISE DA ESTABILIDADE.

Há poucos modelos de motores a gás natural para veículos pesados disponíveis no mercado nacional. No caso dos ônibus urbanos, em particular, o único motor produzido em larga escala é o que equipa o modelo O-371 U da Mercedes-Benz do Brasil. No entanto, sua potência nominal (110 kW) e torque máximo (420 N.m) são consideravelmente inferiores ao esperado para o veículo deste projeto e não estão de acordo com as especificações técnicas do motor (II.3.2).

Quatro modelos de motores foram a princípio considerados para equipar o sistema motopropulsor: B5.9 195G e L10 240G, produzidos pela Cummins nos Estados Unidos; M447hG, fabricado pela Mercedes-Benz na Alemanha; M366LAG, em fase de testes no Setor de Desenvolvimento de Motores da MBB.

O conjunto (motor a gás + transmissão automática) foi selecionado com base nos resultados de simulações da performance "full-throttle" do veículo, que mostram o comportamento do mesmo quando o motorista pressiona completamente o acelerador até atingir-se a velocidade máxima em plano horizontal. O programa utilizado foi o SCAAN (System for Computerized Application Analysis) utilizado na General Motors do Brasil, Divisão Allison.

O modelo matemático estabelecido em VIII.1 para o "sistema veículo equipado com transmissão automática" aplica-se neste caso, com algumas simplificações (o programa não leva em conta, por exemplo, o efeito da velocidade sobre o raio estático do pneu, medido pelo coeficiente c_p). O programa possui extenso banco de dados de modelos de transmissões, conversores e retardadores.

Os dados de entrada são: M , r_e , i_{et} , η_{et} (estimado pelo programa), c_r , A , c_a , 9 (nove) pontos da curva de torque do motor, com suas respectivas rotações; deslocamento do motor; momento de inércia das partes rotativas do motor (estimado pelo programa).

O usuário é orientado na escolha da transmissão e conversor mais adequados para o motor em questão. Os dados de saída são:

- velocidade do veículo; (km/h)
- rotação do motor; (rpm)
- força total de tração; (kN)
- força líquida de tração; (kN)
- potência total nas rodas; (kW)
- rampa teórica; (%)
- calor rejeitado pela transmissão; (kW)

São indicadas também as velocidades em que ocorre travamento do conversor e mudança de marcha, bem como a eficiência do mesmo quando em operação. As trocas de marcha foram feitas no modo "econômico" de operação.

O conjunto escolhido foi o que utiliza o motor M366LAG e a transmissão B300 equipada com o conversor TC 415, que possui relação de estol de 2,4.

O motor desenvolve a potência nominal de 160kW a 2.600 rpm e torque máximo de 700 N.m para rotações de 1.370 a 2.080 rpm.

A listagem do programa com os resultados da simulação para o conjunto escolhido está no Anexo 1. A transmissão foi calibrada para quatro velocidades. O veículo atingiu 40 km/h em 3ª marcha (conversor travado) e a velocidade final foi de 84 km/h, em 4ª marcha.

Até o final desta análise, os parâmetros já definidos do sistema global são:

a) Veículo:

- $M = 15.500 \text{ kg}$
- $r_e = 0,5082 \text{ m (11,00-22)}$
- $c_r = 0,008$
- $c_a = 0,55$
- $A = 8,32 \text{ m}^2$
- $c_p = 0,003 \text{ s/m}$

b) Motor a Gás:

- $\omega_{CIgov} = 272,3 \text{ rd/s (2.600 rpm)}$
- $T_{CI\text{máx}} = 700 \text{ N.m}$

c) Transmissão Automática:

- $\omega_{emáx} = 293,2 \text{ rd/s (2.800 rpm)}$
- $T_{emáx} = 960 \text{ N.m}$
- $i_{estol} = 2,4$

k	1	2	3	4	5	6
i_k	3,49	1,86	1,41	1,00	0,75	0,65

d) Eixo Traseiro:

- $i_{et} = 6,143$
- $\eta_{et} = 0,9613$

XII) OTIMIZAÇÃO FORMAL.

XII.1) Intervalo Ótimo de Regeneração.

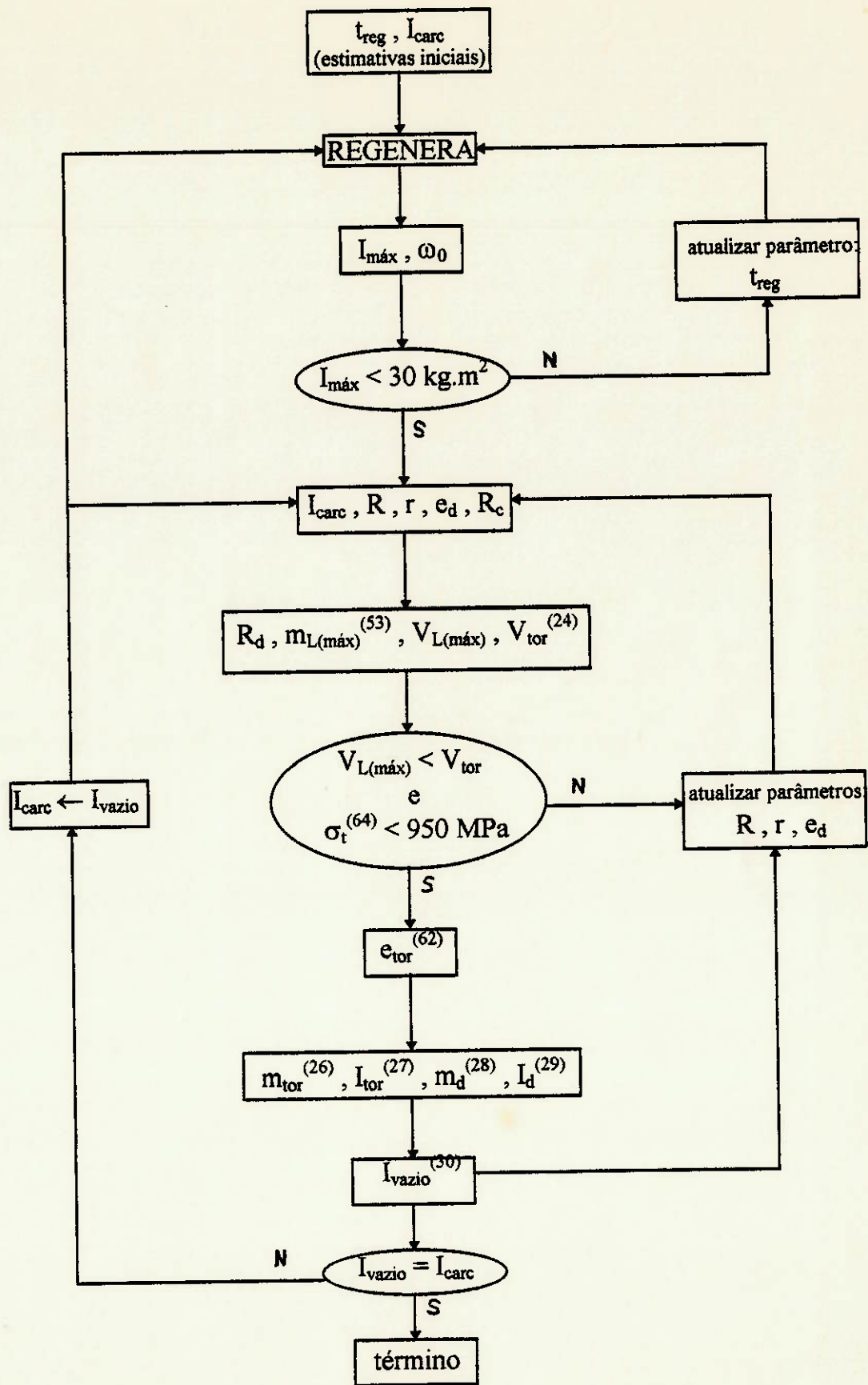
Procurou-se fazer com que o motor a gás fosse utilizado o mínimo possível para energizar o volante, com exceção da situação anterior à partida do ônibus. Após o primeiro ciclo de operação, o volante transferirá ao veículo a energia acumulada durante a frenagem. A energia fornecida pelo motor para acelerar a carcaça durante a fase de velocidade constante é pequena em comparação com a que o volante deverá recuperar.

O intervalo de regeneração (t_{reg}) foi otimizado de acordo com o seguinte critério: o volante deverá recuperar na frenagem a maior quantidade de energia possível, desde que seja respeitado o limite pré-estabelecido para o seu máximo momento de inércia ($I_{máx}$).

Para isto, utilizou-se o programa de cálculo numérico avançado "MATLAB 4.0 for Windows". A subrotina "regenera" (Anexo 2) implementa a expressão (48), podendo ser resolvida por meio de funções de integração numérica disponíveis na biblioteca do MATLAB. Utilizou-se a função "ode 45", que usa o método de Runge-Kutta-Fehlberg de 4ª e 5ª ordens. A equação diferencial foi resolvida entre o instante inicial 0 e o instante final t_{reg} , fornecendo-se a condição inicial da variável I ($I(0) = I_{carc}$).

Pela simulação no SCAAN, o veículo atingirá 40 km/h em 3ª marcha. Esta condição será mantida durante a regeneração, ou seja, $i_k = 1,41$. Outros dados de entrada de "regenera" são: $i_{et} = 6,143$, $\eta_{et} = 0,9613$, $\eta_k = 0,97$ (estimado), $i_{12} \cdot i_v^* = 4,365$, $\eta_{12} \cdot \eta_v^* = 0,95$ (estimado). O valor de $i_{12} \cdot i_v^*$ foi calculado por (71), com $\omega_{CI40} = 183,26$ rd/s (70) e $\omega_{máx} = 800$ rd/s.

A subrotina "volante" (Anexo 2) foi importante para a escolha dos principais parâmetros geométricos da carcaça, sendo utilizada com "regenera": $I_{máx}$ e ω_0 são dados de entrada para "volante". O fluxograma abaixo explica as iterações do processo e o modo como as subrotinas se inter-relacionam. Entre parênteses encontram-se as expressões matemáticas utilizadas.



Até aqui, definiram-se os seguintes valores:

- $t_{reg} = 5,3 \text{ seg}$
- $I_{carc} = 0,702 \text{ kg.m}^2$
- $I_{m\acute{a}x} = 25,411 \text{ kg.m}^2$
- $\omega_0 = 275,854 \text{ rd/s}$
- $R = 0,46 \text{ m}$
- $r = 0,116 \text{ m}$
- $e_{tor} = 1,7.10^{-4} \text{ m}$
- $R_d = 0,344 \text{ m}$
- $e_d = 5,0.10^{-4} \text{ m}$

O fluido de trabalho adotado como refer\encia, por seu baixo custo e facilidade de obten\c3o, foi a \c3gua ($\rho_{liq} = 1.000 \text{ kg/m}^3$). O volume de \c3gua na c\c2mara quando o volante tiver momento $I_{m\acute{a}x}$ ser\c2 0,1115 m^3 .

A m\c2xima vaz\c3o instant\c2nea em volume de fluido foi obtida pela express\c3o (55), a partir do valor m\c2ximo de dI/dt :

$$Q_{m\acute{a}x} = 90,6.10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

O di\c2metro interno do eixo deve ser capaz de atender a tal demanda de vaz\c3o:

$$\frac{\pi.D_i^2}{4} = \frac{Q_{m\acute{a}x}}{v_{liq}} \quad (84)$$

sendo v_{liq} a velocidade com que o fluido atinge o eixo do volante, vindo do reservat\c3rio superior. Como a dist\c2ncia percorrida pelo l\c2quido em queda livre \c3 de cerca de 2,0 metros, $v_{liq} = 6,26 \text{ m/s}$.

$$D_i = 0,136 \text{ m}$$

Utilizando-se oito dutos de distribui\c3o dispostos radialmente:

$$\frac{Q_{m\acute{a}x}}{8} = \left(\frac{\pi.D_d^2}{4}\right) \cdot v_{liq} \quad (85)$$
$$D_d = 0,048 \text{ m}$$

A bomba centr\c2fuga recalcar\c2 vaz\c3o dada por (81):

$$Q_B = 7,19.10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Os reservatórios terão capacidade de $0,3 \text{ m}^3$ (300 litros) cada um, cerca de duas vezes e meia o volume da câmara em forma de toro. O esquema 5 traz detalhes da montagem do sistema motopropulsor no balanço traseiro do chassi, bem como do circuito hidráulico de abastecimento do volante. Os componentes numerados são:

componente n°	descrição
1	motor a gás natural modelo M366LAG
2	reservatório inferior
3	embreagem E_1
4	engrenamento i_{12}
5	embreagem E_2
6	embreagem E_3
7	transmissão automática modelo B300
8	suporte do reservatório inferior
9	bomba centrífuga modelo ETA 65-16
10	luva
11	motor elétrico modelo IP54
12	chassi (balanço traseiro)
13	diferencial
14	roda traseira
15	tubulação de recalque (bomba → res. superior)
16	suporte do compartimento do volante e mancais
17	tubulação de retorno (volante → res. inferior)
18	mancais
19	tubulação de retorno (res. superior → volante)
20	compartimento do volante
21	reservatório superior
22	engrenamento planetário (i_v, i_v')
23	tubulação de sucção (res. inferior → bomba)
24	eixo cardã
25	carroçaria

Para uma altura de recalque $H_e = 2,7$ metros e vazão $Q_B = 7,19 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, escolheu-se o modelo ETA 65-16 (KSB), com diâmetro do rotor igual a 0,14 m, operando a 1.080 rpm. O rendimento no ponto de operação foi obtido das curvas características do modelo: $\eta_B = 72\%$. A potência que a bomba deverá transferir ao fluido é:

$$P_{B\text{-líq}} = g \cdot \rho_{\text{líq}} \cdot Q_B \cdot H_e$$

$$P_{B\text{-líq}} = 190 \text{ W}$$

A potência do motor elétrico é dada por:

$$P_{EL} = P_{B\text{-líq}} / \eta_B$$

$$P_{EL} = 264 \text{ W}$$

O motor será o modelo IP54 (Weg) com 0,37 kW de potência nominal e três pares de pólos. Sua rotação de trabalho, devido ao escorregamento, é de 1.100 rpm, muito próxima da rotação pretendida para a bomba. Isto dispensa o uso de uma redução entre os componentes citados.

A relação de transmissão do engrenamento i_{12} foi calculada por (74). O fator de capacidade na condição de estol foi avaliado a partir dos resultados da simulação no SCAAN. O torque absorvido pela bomba é:

$$T_b = F_t \cdot r_d / i_{et} \cdot i_k \cdot F_c$$

O fator K é dado por (5):

$$K = (\omega_b \cdot 30 / \pi) / T_b^{1/2}$$

$$K = (\omega_b \cdot 30 / \pi) / (F_t \cdot r_d / i_{et} \cdot i_k \cdot F_c)^{1/2}$$

Na partida do ônibus a bomba, com rotação de 181,4 rd/s (1.732 rpm), absorveu torque igual a :

$$T_b = (60 \cdot 290 \cdot 0,5082) / (6,143 \cdot 3,49 \cdot 2,4)$$

$$T_b = 595 \text{ N.m}$$

$$K_{\text{estol}} = (30 \cdot 181,4) / \pi \cdot 595^{1/2}$$

$$K_{\text{estol}} = 71$$

Pela expressão (74):

$$\omega_{\text{bestol}} = K_{\text{estol}} \cdot T_{\text{emáx}}^{1/2} \cdot \pi / 30$$

$$\omega_{\text{bestol}} = 71 \cdot 960^{1/2} \cdot \pi / 30$$

$$\omega_{\text{bestol}} = 230,37 \text{ rd/s}$$

$$i_{12} = 275,854 / 230,37$$

$$i_{12} = 1,197$$

Sabe-se que $i_{12} \cdot i_v^* = 4,365$, conforme já calculado.

$$i_v^* = 4,365 / 1,197$$

$$i_v^* = 3,647$$

Pelas relações (69) e (68):

$$1 + z_B / z_A = 3,647$$

$$z_B / z_A = 2,647$$

$$i_V = 1 + z_A / z_B$$

$$i_V = 1,378$$

Verificou-se o atendimento da condição (78) da Análise da Compatibilidade:

$$T_{fren} = 10.920 \text{ N.m}$$

$$T_{em\acute{a}x} \cdot i_{estol} \cdot i_1 \cdot i_{et} = 960 \cdot 2,4 \cdot 3,49 \cdot 6,143 = 49.396 \text{ N.m}$$

$$T_{fren} < T_{em\acute{a}x} \cdot i_{estol} \cdot i_1 \cdot i_{et}$$

XII.2) Aceleração com o Volante Acoplado: Intervalo Ótimo de Acoplamento e Tempos Ótimos de Troca.

O volante transferirá sua energia armazenada ao veículo durante o intervalo de acoplamento (t_{avol}). A aceleração na partida deve obedecer a limites aceitáveis de conforto dos passageiros, principalmente aqueles que viajem em pé. O valor máximo admitido é $4,0 \text{ m/s}^2$.

A subrotina "rotvol" (Anexo 2) implementa a expressão (39), sendo resolvida com o uso de "ode 45". Utilizou-se um valor constante para o fator de capacidade: o valor médio entre a condição de estol e o ponto de acoplamento:

$$K = (K_{estol} + K_{acopl}) / 2$$

O fator K_{acopl} foi calculado analogamente a K_{estol} , com base nos dados de saída do SCAAN:

$$\omega_b = 226,9 \text{ rd/s (2167 rpm)}$$

$$T_b = (24.630 \cdot 0,515) / (6,143 \cdot 3,49 \cdot 1,0) = 592 \text{ N.m}$$

$$K_{acopl} = (30 \cdot 226,9) / \pi \cdot 592^{1/2}$$

$$K_{acopl} = 89$$

$$K = (71 + 89) / 2$$

$$K = 80$$

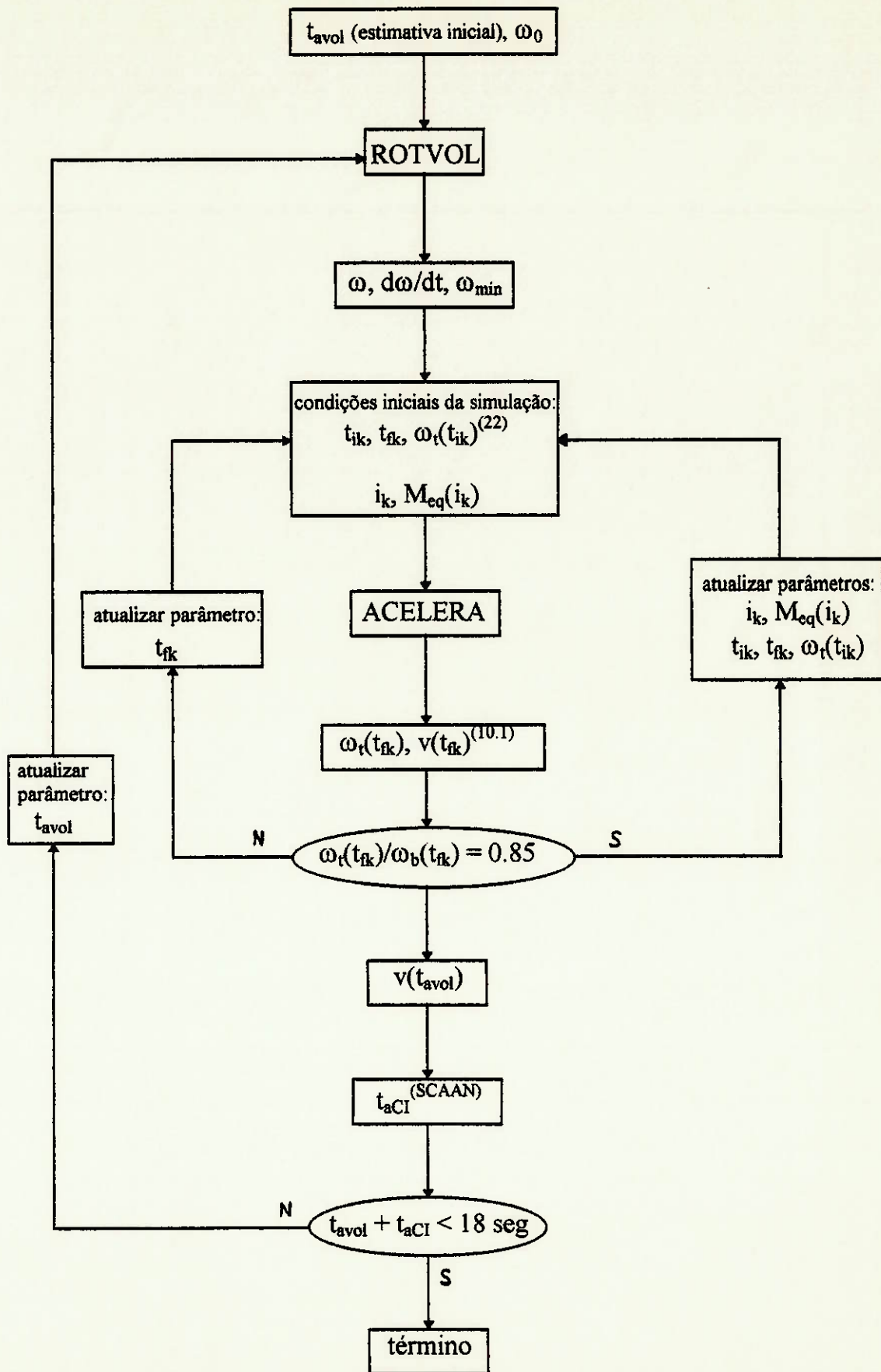
À saída de “rotvol” tem-se o comportamento da velocidade angular do volante enquanto este transfere torque para o ônibus. A curva de ω foi interpolada polinomialmente e utilizada como dado de entrada de “acelera” (Anexo 2), que implementa a expressão (42). A função $F_c = \mathfrak{J}(\omega_t / \omega_b)$ foi aproximada por uma reta entre as condições de estol ($\omega_t / \omega_b = 0$) e acoplamento ($\omega_t / \omega_b = 0,85$):

$$\mathfrak{J} = 2,4 - 1,64706.(\omega_t / \omega_b)$$

O fluxograma da próxima página explica as iterações do processo e o modo como as subrotinas se inter-relacionam. Entre parênteses encontram-se as expressões matemáticas utilizadas. O critério de otimização adotado foi a maximização da velocidade atingida pelo ônibus ao final de t_{avol} .

t_{ik} = instante inicial de simulação para a k-ésima marcha;

t_{fk} = instante final de simulação para a k-ésima marcha;



Os seguintes valores ficaram definidos:

- $t_{avol} = 12 \text{ seg}$
- $v_{avol} = 7,351 \text{ m/s}$
- $\omega_{min} = 132,36 \text{ rd/s}$

O gráfico 12.1 (Anexo 3) mostra a evolução da velocidade angular do volante durante t_{avol} . A tabela abaixo traz os tempos ótimos de mudança e a velocidade atingida em cada marcha:

i_k	t_{ik} (seg)	t_{nk} (seg)	$\omega_t(t_{ik})$ (rd/s)	$\omega_t(t_{nk})$ (rd/s)	$v(t_{nk})$ (m/s)
3,49	0	1,8	0	169,1510	4,0096
1,86	1,8	4,8	90,1492	136,5342	6,0727
1,41	4,8	7,5	103,5017	116,5305	6,8371
1,00	7,5	12,0	82,6457	88,8567	7,351

O ônibus atingiu, com o volante acoplado à transmissão, a velocidade de 7,351 m/s (26,46 km/h) em 4ª marcha. A aceleração na partida foi de $3,828 \text{ m/s}^2$.

O maior valor absoluto de $d\omega/dt$ foi observado na partida: $24,9615 \text{ rd/s}^2$. O torque correspondente na entrada da transmissão é:

$$T_b = - I_{m\acute{a}x} \cdot (d\omega/dt) \cdot i_{12}$$

$$T_b = 758 \text{ N.m}$$

Verificou-se, portanto a condição (75):

$$T_{f\acute{a}v} \cdot i_{12} < T_{em\acute{a}x}$$

XII.3) Aceleração com o Motor Acoplado.

Ao término do acoplamento do volante, o motor será acoplado à entrada da transmissão e o desempenho do veículo será dado pela simulação "full throttle" do SCAAN. Como o parâmetro tempo não se encontra entre os dados de saída do programa da Allison, implementou-se a subrotina auxiliar "deltat" (Anexo 2) no MATLAB.

Seu funcionamento é bastante simples: cada intervalo de simulação (Δt) é calculado a partir do intervalo de velocidades (Δv), massa equivalente para aquela marcha (M_{eq}) e força líquida de tração ($F_{líq}$):

$$\Delta t = M_{eq} \cdot \Delta v / F_{liq}$$

Com isto, pôde-se estimar o tempo que o ônibus leva para acelerar de 7,351 a 11,11 m/s: 5,5 segundos.

XII.4) Performance de Aceleração.

Os gráficos 12.2 e 12.3 (Anexo 3) trazem, respectivamente, a performance de aceleração do ônibus entre 0 e 11,11 m/s (40 km/h) e a evolução da distância percorrida pelo veículo nesta fase.

XII.5) Intervalo de Energização Inicial do Volante.

A subrotina “energiza” (Anexo 2) implementa a expressão (32), sendo resolvida por integração numérica (“ode 45”). O procedimento seguido foi iterativo e está explicado em VIII.3.1, no último parágrafo. Considerou-se que o motor a gás é acoplado ao volante no início do trecho de torque constante. Ao final do processo, a rotação do motor é:

$$\begin{aligned}\omega_{CI} &= \omega_0 / i_v \cdot i_{12} \\ \omega_{CI} &= 275,854 / (1,378 \cdot 1,197) \\ \omega_{CI} &= 167,238 \text{ rd/s} = 1.597 \text{ rpm}\end{aligned}$$

Portanto, o torque fornecido pelo motor será constante no intervalo t_{evol} : $T_{CI} = 700 \text{ N.m}$. A simulação indicou:

$$t_{evol} = 10,12 \text{ seg}$$

XII.6) Aceleração do Volante no Trecho de Velocidade Constante.

O torque fornecido pelo motor ao volante (43) é:

$$T_{CI} = 598,8 \text{ N.m}$$

Isolando-se $d\omega/dt$ da expressão (44):

$$\begin{aligned}d\omega/dt &= T_{CI} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_v^* / I_{carc} \cdot i_{12} \cdot i_v^* \\ d\omega/dt &= (598,8 \cdot 0,98 \cdot 0,97) / (0,702 \cdot 1,197 \cdot 3,647) \\ d\omega/dt &= 185,74 \text{ rd/s}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d\omega/dt &= (\omega_{\text{máx}} - \omega_{\text{mín}}) / \Delta t \\ \Delta t &= (800 - 132,36) / 185,74 \\ \Delta t &= 3,6 \text{ seg} \end{aligned}$$

O motor conseguirá acelerar a carcaça em 3,6 segundos.

XII.7) Cálculo do Diâmetro Externo do Eixo do Volante.

O torque máximo no eixo do volante ocorre na fase de aceleração do veículo, sendo igual a 633 N.m. Pela relação (57):

$$\begin{aligned} T_{\text{max}} \cdot D_e / (0,196 \cdot (D_e^4 - D_i^4)) &< 83 \cdot 10^6 \\ 633 \cdot D_e / (0,196 \cdot (D_e^4 - 0,136^4)) &< 83 \cdot 10^6 \end{aligned}$$

$$D_e > 0,1365 \text{ m}$$

Isto equivale a uma espessura de parede igual a 0,25 mm. Adotou-se espessura de 1,0 mm:

$$D_e = 0,138 \text{ m}$$

O disco de junção foi verificado por (63):

$$T_{\text{max}} / 2 \cdot \pi \cdot R_c^2 \cdot e_d = 31,4 \cdot 10^6 < 317 \cdot 10^6$$

XII.8) Consumo de Combustível no Ciclo.

O gás natural tem poder calorífico inferior (p.c.i.) igual a 47,7 MJ/kg. O consumo médio de combustível para cada fase do ciclo foi avaliado com base na evolução da rotação e potência desenvolvidas pelo motor durante a fase em questão.

As curvas de torque (T_{CI} , N.m) e consumo específico (c_e , MJ/kWh) foram aproximadas respectivamente pelas expressões (86) e (87), onde n é a rotação do motor, dada em rpm.

$$\begin{aligned} T_{CI} &= 500 + 0,4255 \cdot (n - 900), & 900 < n < 1.370 \\ T_{CI} &= 700, & 1.370 < n < 2.080 \\ T_{CI} &= 700 - 0,2308 \cdot (n - 2.080), & 2.080 < n < 2.600 \end{aligned} \quad (86)$$

$$\begin{aligned} c_e &= 9,3 - 1,0425 \cdot 10^{-3} \cdot (n - 900), & 900 < n < 1.370 \\ c_e &= 8,81 + 1,2927 \cdot 10^{-3} \cdot (n - 1.370), & 1.370 < n < 2.600 \end{aligned} \quad (87)$$

XII.8.1) Energização Inicial do Volante.

A subrotina "consumo1" (Anexo 2) foi utilizada no cálculo do volume total de combustível gasto nesta fase. A massa de combustível consumida (m_c , em kg) foi escrita em função do consumo específico, da potência instantânea desenvolvida pelo motor (P , em W) e do passo da simulação ($\Delta t = 0,01$ seg):

$$m_c = (c_e / 3,6).P.\Delta t / 47,7.10^6 \quad (88)$$

O volume de gás equivalente, em m^3 , é:

$$V_c = m_c / 0,83 \quad (89)$$

Considerou-se que a rotação do motor cresce linearmente no intervalo de energização. O torque desenvolvido nesta fase é constante.

Os cálculos acusaram um volume total consumido igual a $0,0692 m^3$.

XII.8.2) Aceleração do Veículo Após o Desacoplamento do Volante.

Os cálculos desta fase foram feitos com a subrotina "consumo2" (Anexo 2), utilizando-se os resultados da simulação no SCAAN para a obtenção da história da rotação do motor enquanto o ônibus é acelerado de $26,46$ km/h a 40 km/h.

O consumo foi igual a $0,0525 m^3$.

XII.8.3) Trecho de Velocidade Constante.

A rotação do motor, calculada por (70), é $\omega_{CI40} = 183,26$ rd/s (1.750 rpm). Este valor difere um pouco do que consta na listagem do programa da Allison (1.807 rpm), o qual não leva em conta o efeito da velocidade sobre o raio dos pneus.

O motor fornecerá torque máximo (700 N.m) apenas durante a aceleração da carcaça do volante ($3,6$ seg). No tempo restante ($13,4$ seg), o torque demandado pelo veículo a fim de vencer a resistência ao movimento será igual a $101,2$ N.m.

O mapa de consumo do motor para cargas parciais não foi divulgado pela MBB. Estimou-se o consumo específico na condição de operação descrita acima como 75% superior ao de plena carga.

O consumo total para esta fase foi de $0,0584 m^3$.

XII.8.4) Frenagem.

Durante a regeneração o motor será desacoplado, mantendo-se na rotação de marcha lenta (750 rpm). Após o desacoplamento do volante, o motor passará a ser acelerado pelo veículo e pode-se admitir que a bomba injetora não opera.

O consumo de marcha lenta, fornecido pela Engenharia Experimental de Motores da MBB, é de 2,0 kg/h (2,41 m³/h). Este consumo horário foi considerado para o intervalo de regeneração (5,3 seg), resultando em 0,0035 m³ de consumo total.

XII.8.5) Tempo de Parada.

Admitindo-se o consumo de marcha lenta para o intervalo padrão de parada (17 segundos), nesta fase serão gastos 0,0114 m³ de gás natural.

XII.8.6) Consumo Médio de Dez Ciclos.

O volume de gás consumido em dez ciclos é:

$$V_{\text{total}} = 0,0692 + 10 \cdot (0,0525 + 0,0584 + 0,0035 + 0,0114)$$
$$V_{\text{total}} = 1,3272 \text{ m}^3$$

As distâncias percorridas a cada etapa do ciclo são:

fase	distância (m)
aceleração	121
velocidade cte.	189
frenagem	44
ciclo	354

O consumo médio de dez ciclos é:

$$c_{10} = 1,3272 / 3.540 \cdot 10^{-3} = 0,375 \text{ m}^3/\text{km}$$

O ônibus percorrerá 2,66 quilômetros com um metro cúbico de gás natural. A economia em relação ao veículo convencional movido a gás natural (1,89 km/m³) será de 40%, duas vezes superior ao esperado inicialmente (V.3.4).

XII.9) Fatores Determinantes do Consumo dos Ônibus Urbanos.

Schubert [13] agrupa os fatores que influenciam o consumo dos ônibus urbanos em tecnológicos e operacionais, sendo que estes últimos costumam ser os mais decisivos.

Como exemplo: um grande esforço de engenharia seria necessário para tornar um motor 5% mais econômico, mas a frequência de paradas pode, ao dobrar, fazer o veículo consumir 50% mais combustível. Um pneu com baixo coeficiente de rolamento reduz o consumo em cerca de 7%, enquanto o motorista tem uma influência potencial de mais de 15%.

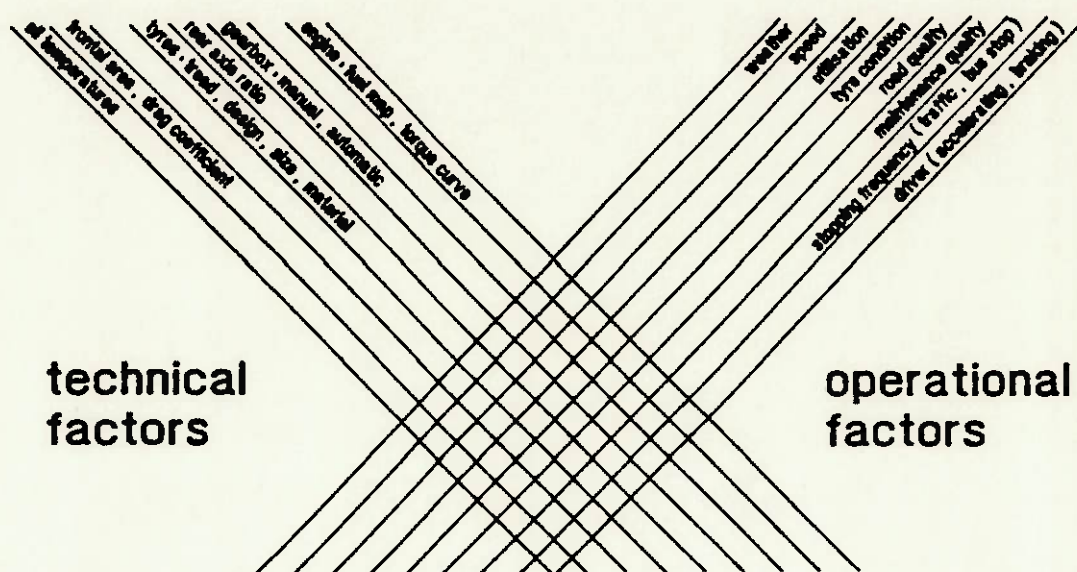


fig. 12.1: Fatores tecnológicos x operacionais

Dentre os fatores tecnológicos, considerou-se a influência de: motor, caixa automática e diferencial.

Os fatores operacionais considerados foram: frequência de paradas e modo de dirigir do motorista.

XII.9.1) Motor.

O ciclo do ônibus urbano possui quatro fases de operação: aceleração, velocidade de regime, desaceleração e parada.

Na fase de aceleração pode-se admitir que o motorista pressiona o acelerador até o fim de curso e que o motor opera com carga máxima.

Na fase de velocidade constante, o motor trabalha com cargas baixas: um ônibus de 12,4 toneladas equipado com motor de 152 kW exige apenas 22 kW para manter-se a 50 km/h.

Na desaceleração, a bomba injetora não injeta combustível enquanto o motor apresenta rotação superior à de marcha lenta (em torno de 750 rpm).

Durante o tempo de parada no ponto, o motor trabalha em marcha lenta.

A figura 12.2 mostra como estas fases de operação afetam o consumo de combustível, em função do número de paradas existentes a cada quilômetro de linha urbana.

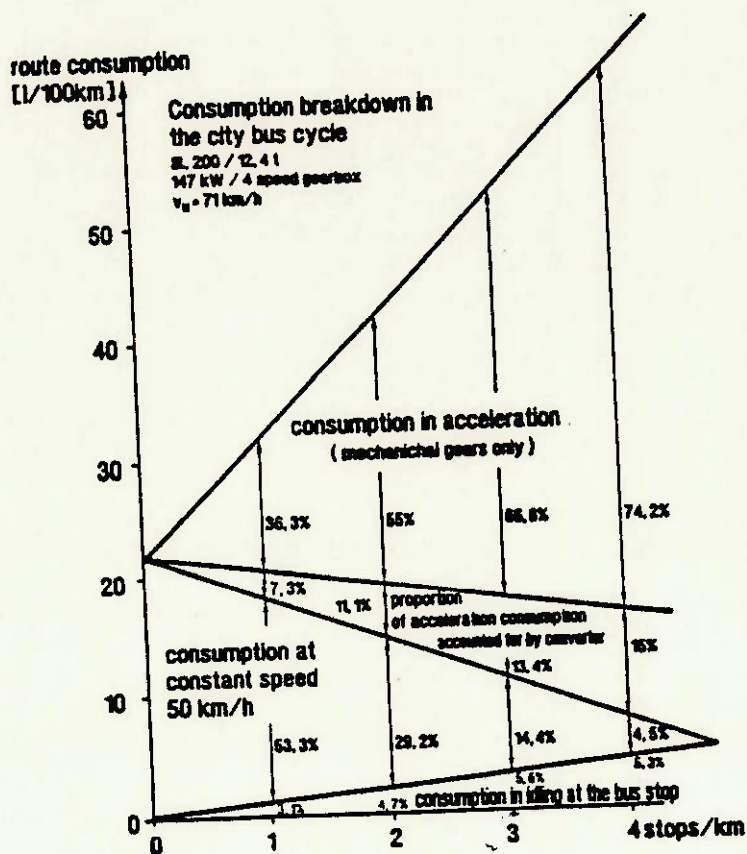


fig. 12.2: Consumo no ciclo do ônibus urbano

À medida em que o número de paradas cresce, aumenta a importância relativa do consumo com aceleração e com o motor em marcha lenta durante a parada, diminuindo a proporção de consumo com o veículo em velocidade constante. No caso das principais linhas brasileiras, que possuem cerca de três paradas por quilômetro, aproximadamente 80% do consumo ocorre na fase de aceleração. Daí a grande importância do desenvolvimento de sistemas que possibilitam o aproveitamento da energia cinética do veículo durante a frenagem, utilizando-a na fase de aceleração, como foi apresentado neste trabalho.

Em geral, o consumo específico do motor pode ser diminuído através de melhorias em: suprimento de ar e trocas gasosas; sistema de injeção de combustível; formação da mistura; combustão; redução do atrito e da massa das partes girantes.

O consumo do motor em marcha lenta cresce se o conversor de torque não estiver desacoplado; o incremento no consumo total pode chegar a 1 L / 100 km, conforme a figura 12.3.

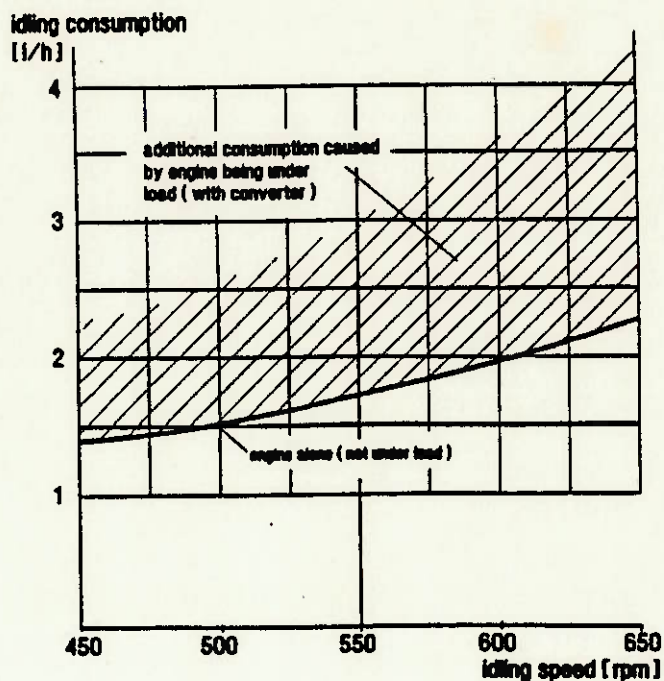


fig. 12.3: Consumo do motor em marcha lenta

XII.9.2) Transmissão Automática.

As principais alterações a serem feitas na transmissão a fim de reduzir o consumo são: redução dos pontos de troca de marcha; escolha adequada do conversor; desacoplar a embreagem do conversor com o motor em marcha lenta; redução das perdas internas; seleção adequada das relações de transmissão.

A maior influência é exercida pelos pontos de troca, que podem afetar o consumo no ciclo em até 5 L / 100 km. Os pontos devem ser programados de acordo com a redução do eixo traseiro e com a velocidade do veículo. Deve-se ainda levar em conta que trocas efetuadas a rotações muito baixas do motor, embora sejam mais econômicas, podem prejudicar a performance de aceleração. Isto pode induzir o motorista a pressionar exageradamente o acelerador ("kick-down"), gerando um efeito contrário de aumento de consumo.

O modelo de conversor também afeta o consumo: conversores com relação de estol (fator de multiplicação do torque na partida do veículo) maiores tendem a economizar combustível. A figura 12.4 mostra as curvas de três tipos de conversores no mapa de um motor típico de ônibus urbano. Quanto mais deslocada para a direita é a curva, menor a relação de estol do conversor.

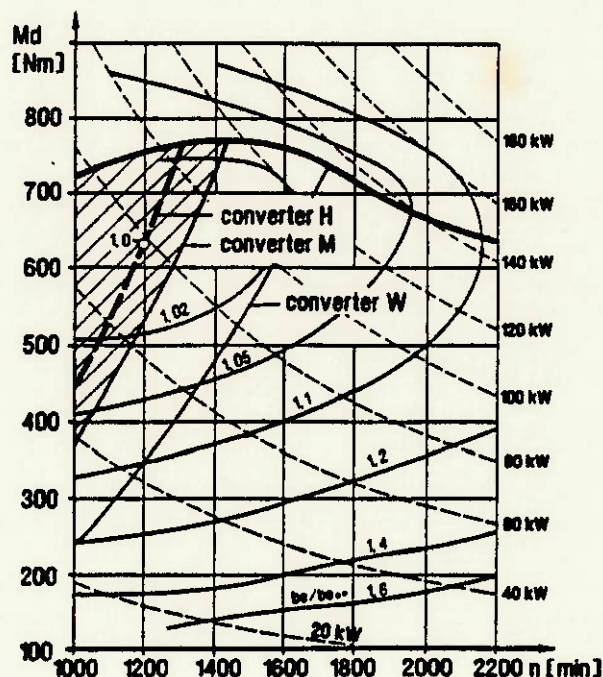


fig. 12.4: Curvas de conversores no mapa do motor

O conversor com uma relação de estol média registrou economia de combustível de 0,9 L / 100 km frente a um modelo com relação de estol baixa, para três paradas por quilômetro.

XII.9.3) Diferencial

A redução do diferencial (i_{ra}) deve ser considerada em conjunto com a caixa de engrenagens e o programa de mudança de marchas (figura 12.5). É importante considerar, na escolha de i_{ra} , a faixa predominante de velocidades em que o veículo opera e a frequência de paradas. Por exemplo: para a faixa de 30 a 40 km/h, com uma frequência de 2 paradas/km, a redução mais econômica é $i_{ra} = 5,22$.

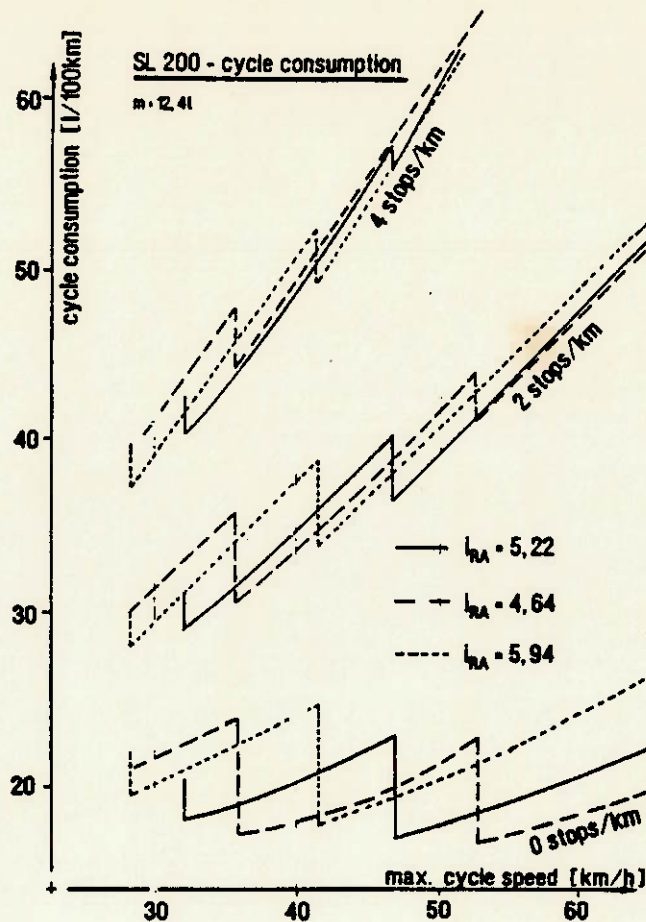


fig. 12.5: Influência da redução do eixo traseiro (i_{ra}) no consumo do ciclo

A escolha de i_{ra} depende também da performance de aceleração requerida em primeira marcha.

XII.9.4) Freqüência de Paradas.

A influência da freqüência de paradas no consumo é mostrada na figura 12.6. Quando o número de paradas por quilômetro é aumentado de duas para quatro, o consumo salta de 39 L / 100 km para 59 L / 100 km, o que representa um incremento de 51,3%.

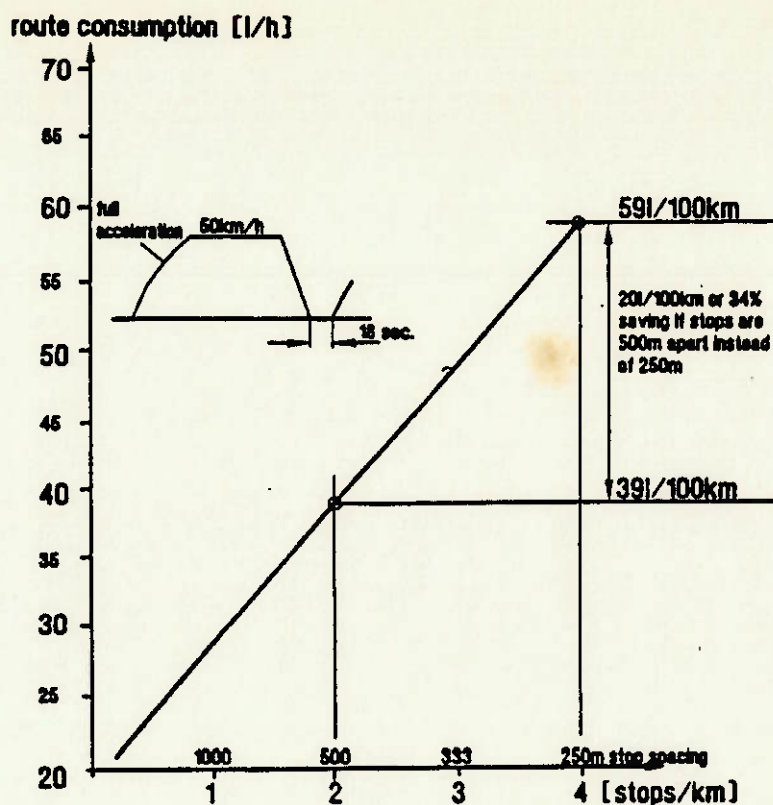


fig. 12.6: Consumo como função da distância entre paradas

Deve-se observar que o ciclo padrão utilizado por Schubert [13] difere um pouco do ciclo de operação simulada apresentada em II.1.6, principalmente no trecho de velocidade constante, que naquele ciclo é percorrido a 50 km/h. Tal fato, entretanto, não invalida as conclusões aqui apresentadas.

XII.9.5) Motorista.

O motorista influencia grandemente o consumo, controlando a mudança de marchas via acelerador e pedal de freio. A figura 12.7 mostra como o motorista pode alterar a configuração do ciclo e o consumo dependendo da desaceleração que impõe ao veículo na frenagem. Para o ciclo de 50 km/h, observa-se duas situações extremas:

a) o motorista começa a frear suavemente o veículo tão logo este atinge a velocidade superior do ciclo, com desaceleração uniforme de $0,28 \text{ m/s}^2$. O consumo é de $30,9 \text{ L} / 100 \text{ km}$.

b) o motorista freia abruptamente, com desaceleração de $3,0 \text{ m/s}^2$. O consumo salta para $43,8 \text{ L} / 100 \text{ km}$.

A diferença em consumo é de quase 13 L / 100 km. Descartando-se situações tão extremas, ainda assim o motorista tem em mãos grande responsabilidade pelo gasto em combustível nos ônibus urbanos, sejam estes movidos a diesel, gás natural ou qualquer outra alternativa.

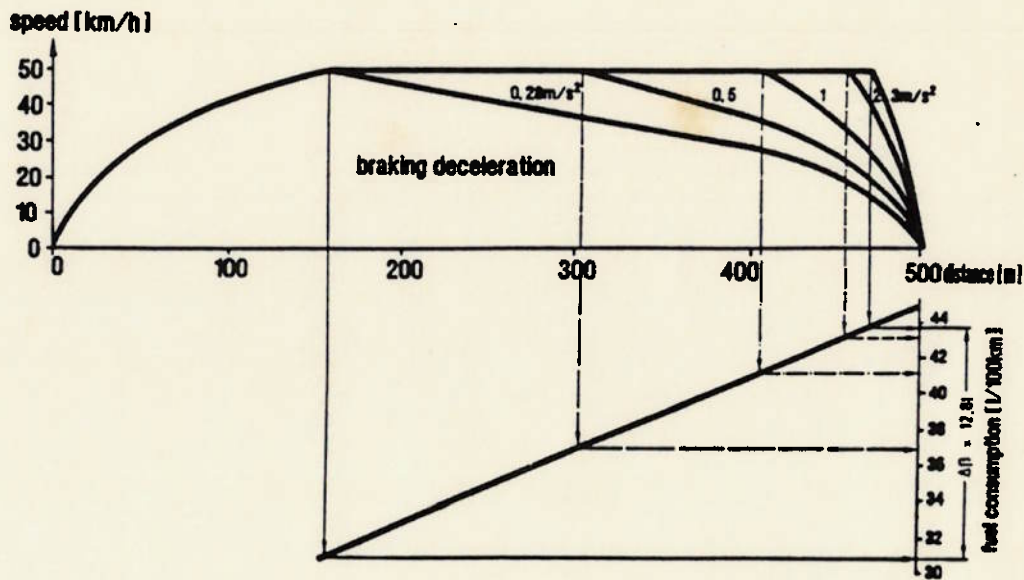


fig. 12.7: Relação entre consumo e desaceleração na frenagem ($i_{ra} = 5,94$; 2 paradas/km)

XIII) PREVISÕES PARA O FUTURO.

O sistema motopropulsor aqui proposto tem potencial para tornar a operação dos ônibus urbanos mais limpa, confortável e muito mais econômica.

A utilização do gás natural no transporte urbano de passageiros não é propriamente um assunto novo: o Ministério dos Transportes divulgou em 1985 um Plano Nacional que procurava direcionar esforços para promover a gradativa conversão dos ônibus urbanos convencionais para o uso do gás natural. Não foram tomadas, entretanto, atitudes concretas visando à implementação do projeto, que acabou esquecido por vários anos.

Em janeiro de 1991 foi aprovada no município de São Paulo a lei 10.950, que obriga a conversão de toda a frota urbana para o uso do gás natural até o ano de 2001. Muito provavelmente, tal lei não chegará a ser cumprida, visto que atualmente 95,6% da frota ainda são movidos a óleo diesel. A Comgás produz diariamente 2,8 milhões de metros cúbicos de gás natural, dos quais apenas 11 mil (0,4%) são consumidos pelos ônibus.

O emprego das transmissões automáticas no transporte público das cidades brasileiras é ainda bastante reduzido. Fabricantes, frotistas e autoridades entraram em acordo quanto à utilização em larga escala das transmissões manuais, que reduzem o preço final do veículo, tornando o metro quadrado do transporte mais barato. Enquanto isso, continuam a colocar em circulação ônibus pouco confortáveis para os passageiros e inadequados ao serviço diário do motorista.

O relatório final do projeto PADRON, de 1983, estabelecia em suas especificações técnicas que o ônibus urbano brasileiro seria equipado com transmissão automática ou semi-automática. Era o mínimo que se podia esperar de um veículo que pretendesse atender dignamente ao serviço de transporte das grandes cidades. As modificações sugeridas pelo estudo do Ministério dos Transportes foram adotadas parcialmente, dando-se ênfase apenas à carroçaria do veículo.

Quanto ao subsistema acumulador de energia aqui sugerido (volante de massa variável), sua utilização futura exigiria ainda estudos mais específicos, simulações mais detalhadas, revisão de algumas das hipóteses simplificadoras adotadas, além de muitos milhares de dólares para a construção de um primeiro protótipo. Tendo-se em vista o panorama exposto acima para o uso do gás natural e das transmissões automáticas, as perspectivas de implementação em um futuro próximo não são muito animadoras.

O tratamento dado à questão dos transportes coletivos nas grandes cidades brasileiras deve ser repensado com urgência. Congestionamentos monumentais, péssima qualidade do ar e irritação no trânsito fazem parte da nossa rotina diária e tenderão a se agravar cada vez mais. A ampliação e melhoria do serviço de transportes urbanos é a única solução imediata para este problema, sendo o ônibus, ainda, a alternativa que se mostra mais versátil e econômica.

Referências Bibliográficas

- [1] - Automotive Engineering, dez. 1994, vol. 102, nº 12, SAE International.
- [2] - Automotive Handbook, 3rd edition, Bosch, 1993.
- [3] - Ferguson, R. J., - "Short Cuts for Analyzing Planetary Gearing", Journal of Machine Design, may 26, 1983.
- [4] - Heldt, P. M., - "Torque Converters or Transmissions", 5th edition, Chilton Co., Philadelphia, 1955.
- [5] - _____, - "Convertisseurs de Couple, Transmissions Automatiques", 4^e édition, Dunod, Paris, 1953.
- [6] - Lizarzaburu, O. B. - "Estudo da Aplicação de Transmissões Hidrostáticas a Ônibus Urbanos", Projeto de Formatura, EPUSP, 1984.
- [7] - Lown Pedersen, P. and Nielsen, O. B. - "Optimization of Engine and Transmission Governing of a Hydrostatic City Bus", International Journal of Vehicle Design, vol. 11, nº 4/5, 1990.
- [8] - Madureira, O. M. e Lizarzaburu, O. B. - "Aplicação de Transmissão Hidrostática a Ônibus Urbano - Avaliação Técnica", 9^o COBEM, Florianópolis, dez. 1987.
- [9] - _____ e outros - "Previsão de Desempenho de Veículos com Conversor de Conjugado e Caixa de Mudanças Automática Através de Simulação Digital", 2^o CONDET, São Paulo, nov. 1981.
- [10] - Ministério dos Transportes, GEIPOT, EBTU - "Estudo de Padronização dos Ônibus Urbanos, Relatório Final, 1983.
- [11] - Revista Transporte Moderno, nºs: 305 (junho/89), 327 (maio/91), 331 (set. e out./91), 336 (março/92), 338 (maio/92), 355 (jan. e fev./94), Editora T. M. Ltda.
- [12] - Revista dos Transportes Públicos, ANTP, ano 13, nº 51, mar. 1991.
- [13] - Schubert, K. and others - "Optimization of the Drive Train of City Buses", I.J.V.D., vol. 9, nº 1, 1988.

[14] - Ullman, D. G. and Velkoff, H. - "An Introduction to the Variable Inertia Flywheel (VIF)", Journal of Applied Mechanics, vol. 46, n° 1, march 1979, ASME.

[15] - Zingsheim, E. W. and Schall, M. M. - "Progress of Torque Converters", SAE Transactions, vol. 63, 1955.

ANEXO I

ALLISON TRANSMISSION DIV
SCAAN Application Information
=====
(SI Metric units)

VEHICLE: CITY/AIRPORT SHUTTLE BUS-EXCEPT N.AMER.
POLI - USP

- 2630 vocation library file number
- 15500. kg gross vehicle weight
- 0.5082 meter radius, wheel- bias tires (ATD rolling resist)
- 313.17 wheel rev/km
- 6.143 driveline reduction ratio, total
driveline: propeller shaft, single axle
- 96.13 % driveline efficiency
- 0.700 traction limit coefficient
- 1.0000 road surface factor (smooth concrete)
- 8.32 meter² vehicle frontal area
- 0.5500 air resistance coefficient

ENGINE: =M366LAG 6L

(engine data responsibility: JOAO)

NOTE: ENGINE RATING/VOCATION COMPATIBILITY
SUBJECT TO ENGINE MFGRS. REVIEW.

PERFORMANCE BASED ON PUBLISHED "LUG-BACK" ENGINE DATA. ENGINE "ACCEL"
CHARACTERISTICS MAY INFLUENCE PERFORMANCE AS OUTLINED IN TD115.

- 6.000 liter engine displacement
- 990325 engine library file number
- 159.3 gross power, kW at 2600. rpm
- deductions- (kW at 2600. rpm)
(based on std. losses at ref. speed 2400. rpm)

- 17.4 kW fan
- 0.8 kW alternator/generator
- 0.9 kW air compressor
- 0.9 kW steer pump

139.3 net power, kW 2600. rpm

eng rpm	1370.	1670.	1870.	2080.	2080.	2200.	2400.	2600.	2860.
entered kW	100.4	122.6	137.1	152.5	152.5	154.4	160.8	159.3	0.0
net kW	96.1	116.0	128.5	141.3	141.3	141.5	144.7	139.3	-25.9
net torque	670.0	663.5	656.3	648.9	648.9	614.3	575.9	511.7	-86.4

(max. net engine torque of 670.0 N*m occurs at 1370. rpm)

(max. gross engine torque of 701.0 N*m occurs at 1619. rpm)

0.846 kg*m² engine inertia

THIS SCAAN INFORMATION SUBJECT TO
THE DISCLAIMER SET FORTH IN THE SCAAN USER'S MANUAL

date: 9/21/95, 1:37pm
tm887702, JOAO

ALLISON TRANSMISSION DIV
SCAAN Application Information (cont)
=====
(SI Metric units)

VEHICLE: CITY/AIRPORT SHUTTLE BUS-EXCEPT N.AMER.
POLI - USP
CONVERTER: TC-415 REF. TC-19134, 12-13-91
TRANSMISSION: ALLISON B300 (1-4)

5189. N*m max transm output torque, 1st range conv stall
7330. N*m max transm output torque, rev range conv stall
TRANSM. APPLICATION- B300(P) (1-4)
15233 transm application library file number
Shift Calibration: 2600. rpm, B300 ECONOMY

upshift	km/h	downshift	km/h
1C-2C	16.28	2C-1C	14.72
2C-2L	30.44	2L-2C	26.10
2L-3L	36.74	3L-2L	34.52
3L-4L	51.77	4L-3L	48.65

THIS SCAAN INFORMATION SUBJECT TO
THE DISCLAIMER SET FORTH IN THE SCAAN USER'S MANUAL

MATCH/VEHICLE DATA SUMMARY
(for use in determining correct shift calibration)

Scaan Number: 472806

Vocation Number: 2630

Transmission model: B300(P) (1-4)

Engine Governed (rpm): 2600

Engine Net Power (hp): 187

Engine Peak Torque Speed: 1619

Net Peak Torque (lb.ft.): 494

Converter Crossover Speed: 1778

Turbine Speed at Governed: 2421

Driveline Reduction: 6.14

Tire Rev./mile: 504.00

date: 9/21/95, 1:37pm
 tm887702, JOAO

ALLISON TRANSMISSION DIV
 SCAAN Summary
 =====

(SI Metric units)
 Vehicle CITY/AIRPORT SHUTTLE BUS-EXCEPT N.AMER.
 POLI - USP
 Engine =M366LAG 6L
 (engine data responsibility: JOAO)
 Transmission ALLISON B300 (1-4)
 Converter TC-415 REF. TC-19134, 12-13-91

	recommendation or rating	appli- cation	status
=====			
ENGINE:			
--->ENGINE RATING/VOCATION COMPATIBILITY			<-----
---> SUBJECT TO ENGINE MFGRS. REVIEW			<-----
CONVERTER:			
Stall turbine torque, N*m	1830.max	1516.	O.K.
Engine rpm, conv. stall	(----)	1732.	
Converter stall torque ratio	(----)	2.350	
Eng peak torque rpm vs min. rpm	1370.+100.min	1732.	O.K.
Conv. SR at 2600. gov rpm	0.800/1.000	0.931	O.K.
TRANSMISSION:			
Input power, kW	186.4max	144.7	O.K.
Input torque, N*m (lockup)	929.max	670.	O.K.
Input rpm (gov.)	2000./2800.	2600.	O.K.
Transm output rpm, range 4 l.u. at 2600. rpm engine gov. speed	3600.max	2600.	O.K.
VEHICLE/DRIVELINE:			
Vehicle GVW, kg	(----)	15500.	
1st gear conv. stall gradeability	(----)	42.39%	
1st conv. 70% eff. gradeability	(----)	28.33%	
1st conv. 80% eff. gradeability	12.00%min	24.49%	O.K.
1st conv 70% eff trans heat rej kW (at 1797. eng rpm)		41.4	
1st conv 80% eff trans heat rej kW (at 1858. eng rpm)		30.5	
Geared km/h@ gov rpm, range 4 l.u.	(----)	81.09	
max km/h on 0.25% grade at 2681. engine rpm, range 4 l.u.	80.47min	83.61	O.K.

date: 9/21/95, 1:37pm
 tm887702, JOAO

ALLISON TRANSMISSION DIV
 Vehicle Full Throttle Performance
 =====

(SI Metric units)

veh engine tr drawbar wheel net % tran ht
 km/h rpm ef kN pull kN kW grade rej kW
 =====

Reverse 1, ratio= -5.027 -start, converter operation

0.00	1732	85.17	84.20	0.0	66.54	120.0	
-2.00	1747	74.75	73.78	41.5	55.51	77.8	
-4.00	1778	63.89	62.90	71.0	45.45	49.0	
-4.68	1797	60.08	59.08	78.1	42.18	42.8	70% CONV. EFFICIENCY
-6.00	1846	53.93	52.93	89.9	37.15	33.6	
-6.29	1858	52.68	51.67	92.0	36.15	32.1	80% CONV. EFFICIENCY
-8.00	1945	45.98	44.96	102.2	30.97	26.8	
-10.00	2076	39.74	38.70	110.4	26.33	26.3	
-12.00	2232	32.81	31.76	109.4	21.36	28.0	
-12.16	2248	32.34	31.28	109.2	21.03	28.3	
-14.00	2465	29.51	28.43	114.8	19.04	24.6	
-15.02	2600	26.94	25.85	112.4	17.26	22.4	
-16.00	2683	15.59	14.50	69.3	9.58	14.8	
-17.27	2797	1.11	0.00	5.3	0.00	8.9	

Forward 1, ratio= 3.487 -drive range start, converter operation

0.00	1732	60.29	59.33	0.0	42.39	120.0	
2.00	1738	55.24	54.26	30.7	38.21	88.5	
4.00	1757	49.93	48.94	55.5	34.01	63.9	
6.00	1782	44.49	43.48	74.1	29.85	46.0	
6.74	1797	42.44	41.43	79.5	28.33	41.3	70% CONV. EFFICIENCY
8.00	1828	39.50	38.48	87.8	26.17	34.6	
9.06	1858	37.18	36.15	93.6	24.49	30.5	80% CONV. EFFICIENCY
10.00	1888	35.23	34.19	97.9	23.09	27.9	
12.00	1964	31.65	30.60	105.5	20.55	24.5	
14.00	2057	28.63	27.55	111.3	18.43	24.2	
16.00	2151	25.10	24.00	111.5	15.99	25.3	
16.28	2167	24.63	23.53	111.4	15.67	25.5	

Forward 2, ratio= 1.864 -auto upshift, converter operation

16.28	1848	20.46	19.35	92.5	12.84	30.9	
18.00	1876	19.41	18.29	97.1	12.12	27.9	
20.00	1913	18.29	17.15	101.6	11.35	25.4	
22.00	1954	17.30	16.12	105.7	10.67	23.7	
24.00	2000	16.40	15.20	109.4	10.05	22.8	
26.00	2053	15.57	14.33	112.4	9.47	22.7	
28.00	2100	14.58	13.31	113.4	8.79	23.4	
30.00	2154	13.56	12.26	113.0	8.09	23.8	
30.44	2167	13.35	12.05	112.9	7.95	23.9	
auto lockup shift							
30.44	1820	13.65	12.34	115.4	8.15	5.4	
32.00	1913	13.56	12.23	120.6	8.07	5.8	
34.00	2032	13.46	12.09	127.1	7.98	6.2	

veh km/h	engine rpm	tr ef kN	drawbar pull kN	wheel kW	net % grade	tran rej kW	ht
36.00	2152	12.94	11.53	129.4	7.61	6.7	
36.74	2196	12.68	11.26	129.4	7.43	6.9	

Forward 3, ratio= 1.409 -auto upshift, auto lockup shift

36.74	1660	10.42	8.99	106.3	5.93	4.8	
38.00	1717	10.38	8.93	109.6	5.89	5.0	
40.00	1807	10.32	8.83	114.7	5.82	5.4	
42.00	1898	10.26	8.72	119.7	5.75	5.8	
44.00	1988	10.19	8.62	124.6	5.68	6.2	
46.00	2079	10.13	8.51	129.5	5.61	6.6	
48.00	2169	9.69	8.02	129.2	5.28	7.0	
50.00	2259	9.32	7.60	129.4	5.00	7.4	
51.77	2339	9.06	7.29	130.3	4.80	7.8	

Forward 4, ratio= 1.000 -auto upshift, auto lockup shift

51.77	1660	7.40	5.63	106.4	3.71	4.7	
52.00	1667	7.39	5.62	106.8	3.70	4.7	
54.00	1731	7.36	5.54	110.4	3.64	5.1	
56.00	1796	7.33	5.45	114.0	3.59	5.4	
58.00	1860	7.29	5.35	117.5	3.52	5.7	
60.00	1924	7.26	5.26	120.9	3.46	6.0	
62.00	1988	7.22	5.17	124.3	3.40	6.4	
64.00	2052	7.18	5.07	127.7	3.34	6.8	
66.00	2116	7.03	4.85	128.9	3.20	7.2	
68.00	2180	6.81	4.57	128.7	3.01	7.6	
70.00	2244	6.62	4.31	128.7	2.84	8.0	
72.00	2309	6.46	4.08	129.1	2.69	8.4	
74.00	2373	6.32	3.88	129.9	2.55	8.9	
76.00	2437	6.15	3.64	129.8	2.39	9.4	
78.00	2501	5.92	3.33	128.2	2.19	9.8	
80.00	2565	5.65	2.99	125.6	1.97	10.3	
81.09	2600	5.49	2.79	123.7	1.84	10.6	
82.00	2629	4.64	1.90	105.7	1.25	10.9	
84.00	2693	2.83	0.02	66.1	0.01	11.4	
84.02	2694	2.81	0.00	65.7	0.00	11.4	

date: 9/21/95, 1:37pm
 tm887702, JOAO

ALLISON TRANSMISSION DIV
 Vehicle Full Throttle Performance

This printout is only applicable if your ECU
 is programed for Automatic First Gear Lockup

=====

(SI Metric units)

veh engine tr drawbar wheel net % tran ht
 km/h rpm ef kN pull kN kW grade rej kW
 =====

Reverse 1, ratio= -5.027 -start, converter operation

0.00	1732	85.17	84.20	0.0	66.54	120.0	
-2.00	1747	74.75	73.78	41.5	55.51	77.8	
-4.00	1778	63.89	62.90	71.0	45.45	49.0	
-4.68	1797	60.08	59.08	78.1	42.18	42.8	70% CONV. EFFICIENCY
-6.00	1846	53.93	52.93	89.9	37.15	33.6	
-6.29	1858	52.68	51.67	92.0	36.15	32.1	80% CONV. EFFICIENCY
-8.00	1945	45.98	44.96	102.2	30.97	26.8	
-10.00	2076	39.74	38.70	110.4	26.33	26.3	
-12.00	2232	32.81	31.76	109.4	21.36	28.0	
-12.16	2248	32.34	31.28	109.2	21.03	28.3	
-14.00	2465	29.51	28.43	114.8	19.04	24.6	
-15.02	2600	26.94	25.85	112.4	17.26	22.4	
-16.00	2683	15.59	14.50	69.3	9.58	14.8	
-17.27	2797	1.11	0.00	5.3	0.00	8.9	

Forward 1, ratio= 3.487 -drive range start, converter operation

0.00	1732	60.29	59.33	0.0	42.39	120.0	
2.00	1738	55.24	54.26	30.7	38.21	88.5	
4.00	1757	49.93	48.94	55.5	34.01	63.9	
6.00	1782	44.49	43.48	74.1	29.85	46.0	
6.74	1797	42.44	41.43	79.5	28.33	41.3	70% CONV. EFFICIENCY
8.00	1828	39.50	38.48	87.8	26.17	34.6	
9.06	1858	37.18	36.15	93.6	24.49	30.5	80% CONV. EFFICIENCY
10.00	1888	35.23	34.19	97.9	23.09	27.9	
12.00	1964	31.65	30.60	105.5	20.55	24.5	
12.97	2007	30.15	29.08	108.6	19.49	23.9	
auto lockup shift							
12.97	1450	25.69	24.62	92.5	16.42	5.3	
14.00	1565	25.57	24.49	99.4	16.33	5.8	
16.00	1789	25.25	24.15	112.2	16.09	6.8	
18.00	2013	24.87	23.75	124.4	15.82	7.9	
18.72	2093	24.59	23.46	127.9	15.62	8.3	

Forward 2, ratio= 1.864 -auto upshift, converter operation

18.72	1889	18.99	17.86	98.8	11.83	26.9	
20.00	1913	18.29	17.15	101.6	11.35	25.4	
22.00	1954	17.30	16.12	105.7	10.67	23.7	
24.00	2000	16.40	15.20	109.4	10.05	22.8	
26.00	2053	15.57	14.33	112.4	9.47	22.7	
28.00	2100	14.58	13.31	113.4	8.79	23.4	
28.01	2100	14.57	13.31	113.4	8.79	23.4	

veh km/h	engine rpm	tr ef kN	drawbar pull kN	wheel kW	net % grade	tran rej	ht kW
28.01	1674	13.77	12.50	107.1	8.25		4.9
30.00	1793	13.67	12.37	113.9	8.17		5.3
32.00	1913	13.56	12.23	120.6	8.07		5.8
34.00	2032	13.46	12.09	127.1	7.98		6.2
36.00	2152	12.94	11.53	129.4	7.61		6.7
36.74	2196	12.68	11.26	129.4	7.43		6.9

Forward	ratio=	-auto upshift,	auto lockup shift
36.74	1660	10.42	8.99 106.3 5.93 4.8
38.00	1717	10.38	8.93 109.6 5.89 5.0
40.00	1807	10.32	8.83 114.7 5.82 5.4
42.00	1898	10.26	8.72 119.7 5.75 5.8
44.00	1988	10.19	8.62 124.6 5.68 6.2
46.00	2079	10.13	8.51 129.5 5.61 6.6
48.00	2169	9.69	8.02 129.2 5.28 7.0
50.00	2259	9.32	7.60 129.4 5.00 7.4
51.77	2339	9.06	7.29 130.3 4.80 7.8

Forward	ratio=	-auto upshift,	auto lockup shift
51.77	1660	7.40	5.63 106.4 3.71 4.7
52.00	1667	7.39	5.62 106.8 3.70 4.7
54.00	1731	7.36	5.54 110.4 3.64 5.1
56.00	1796	7.33	5.45 114.0 3.59 5.4
58.00	1860	7.29	5.35 117.5 3.52 5.7
60.00	1924	7.26	5.26 120.9 3.46 6.0
62.00	1988	7.22	5.17 124.3 3.40 6.4
64.00	2052	7.18	5.07 127.7 3.34 6.8
66.00	2116	7.03	4.85 128.9 3.20 7.2
68.00	2180	6.81	4.57 128.7 3.01 7.6
70.00	2244	6.62	4.31 128.7 2.84 8.0
72.00	2309	6.46	4.08 129.1 2.69 8.4
74.00	2373	6.32	3.88 129.9 2.55 8.9
76.00	2437	6.15	3.64 129.8 2.39 9.4
78.00	2501	5.92	3.33 128.2 2.19 9.8
80.00	2565	5.65	2.99 125.6 1.97 10.3
81.09	2600	5.49	2.79 123.7 1.84 10.6
82.00	2629	4.64	1.90 105.7 1.25 10.9
84.00	2693	2.83	0.02 66.1 0.01 11.4
84.02	2694	2.81	0.00 65.7 0.00 11.4

date: 9/21/95, 1:37pm
tm887702, JOAO

ALLISON TRANSMISSION DIV
Vehicle Full Throttle Performance
=====

1ST LOCKUP HOLD
(SI Metric units)

veh	engine	tr	drawbar	wheel	net %	tran	ht
km/h	rpm	ef	kN	pull kN	grade	rej	kW
=====							
Forward 1, ratio= 3.487 -drive range start, converter operation							
0.00	1732	60.29	59.33	0.0	42.39	120.0	
2.00	1738	55.24	54.26	30.7	38.21	88.5	
4.00	1757	49.93	48.94	55.5	34.01	63.9	
6.00	1782	44.49	43.48	74.1	29.85	46.0	
6.74	1797	42.44	41.43	79.5	28.33	41.3	70% CONV. EFFICIENCY
8.00	1828	39.50	38.48	87.8	26.17	34.6	
9.06	1858	37.18	36.15	93.6	24.49	30.5	80% CONV. EFFICIENCY
10.00	1888	35.23	34.19	97.9	23.09	27.9	
12.00	1964	31.65	30.60	105.5	20.55	24.5	
12.97	2007	30.15	29.08	108.6	19.49	23.9	
auto lockup shift							
12.97	1450	25.69	24.62	92.5	16.42	5.3	
14.00	1565	25.57	24.49	99.4	16.33	5.8	
16.00	1789	25.25	24.15	112.2	16.09	6.8	
18.00	2013	24.87	23.75	124.4	15.82	7.9	
20.00	2236	22.99	21.84	127.7	14.52	8.9	
22.00	2460	21.10	19.92	128.9	13.22	10.0	
23.25	2600	19.15	17.96	123.7	11.90	10.6	
24.00	2684	10.95	9.74	73.0	6.42	10.5	

maximum speed = 24.95

Current WT models have lockup capability in 1st when 1st range hold is selected - table shows performance in this mode.

ANEXO II

REGENERA.M

```

function dI = regenera(t,I)

ca=0.55; area=8.32; dens=1.2; cr=0.008; m=15500; g=9.81;meq=16349;
d=1.38875; cp=0.003; re=0.5082;
iet=6.143; ik=1.41; i2v=4.365; %(i2v = i12.iv*)
niet=0.9613; nik=0.97; ni2v=0.95; treg=5.3;
ro=1000; R=0.46; r=0.116;

v=11.11 - d.*t;
ffren=(meq.*d - cr.*m.*g - ca.*area.*dens.*v.^2/2);
rd=re.*(1 + cp.*v);
tfren=ffren.*rd;
itot=iet.*i2v.*ik;
nitot=niet.*ni2v.*nik;
te=tfren.*nitot./itot;
%torque aplicado ao eixo do volante.
vinicial=11.11;
vfinal=11.11 - d*treg;
winicial=(vinicial./(re.*(1 + cp.*vinicial))).*itot;
wfinal=(vfinal./(re.*(1 + cp.*vfinal))).*itot;
w=winicial - ((winicial-wfinal)./treg).*t;
dw=(wfinal-winicial)./treg;
w0=wfinal;

dI=2.*(te - I.*dw)./w;

Q=4.*dI./(ro.*(4.*R.^2 + 3.*r.^2));

t
I
Q
w0

```

Comande to get started: intro, demo, help help
Comande for more information: help, whatsnew, info, subscribe

* [t,I]=ode45('regenera',0.5,3,0.702)

t =
0

I =
0.7020

Q =
0.0037

w0 =
275.8530

t =
0.0104

I =
0.7105

Q =
0.0037

w0 =
275.8530

t =
0.0155

I =
0.7140

Q =
0.0037

w0 =
275.8530

t =
0.0302

I =
0.7337

Q =
0.0030

w0 =
275.8530

t =
0.0414

I =
0.7364

Q =

0.0030
Q =
0.0042
Q =
0.0045
w0 =
275.8530
w0 =
275.8530
t =
0.0207
I =
0.7191
Q =
0.0037
w0 =
275.8530
t =
0.0414
I =
0.7364
Q =
0.0030
w0 =
275.8530
t =
0.1242
I =
0.8057
Q =
0.0030
w0 =
275.8530
t =
0.1656
I =
0.8420
Q =
0.0040
w0 =
275.8530
t =
0.3472
I =
1.0070

Q =
0.0042
w0 =
275.8530
t =
0.3727
I =
1.0324
Q =
0.0043
w0 =
275.8530
t =
0.2070
I =
0.8792
Q =
0.0040
w0 =
275.8530
t =
0.3727
I =
1.0317
Q =
0.0043
w0 =
275.8530
t =
0.4555
I =
1.1104
Q =
0.0044
w0 =
275.8530
t =
0.4960
I =
1.1526

Q =
0.0045
w0 =
275.8530
t =
0.6784
I =
1.3400
Q =
0.0040
w0 =
275.8530
t =
0.7030
I =
1.3005
Q =
0.0040
w0 =
275.8530
t =
0.5303
I =
1.1940
Q =
0.0040
w0 =
275.8530
t =
0.7030
I =
1.3677
Q =
0.0040
w0 =
275.8530
t =
0.7067
I =

		1.2908	t =		275.8538
1.4574	I =		1.6977	t =	
	1.7520	I =		2.8034	t =
Q =		1.9650	I =		2.1531
0.0051	Q =		2.7091	I =	
	0.0056	Q =		3.2581	I =
W0 =		0.0060	Q =		3.5577
275.8538	W0 =		0.0075	Q =	
	275.8538	W0 =		0.0087	Q =
t =		275.8538	W0 =		0.0094
0.8281	t =		275.8538	W0 =	
	1.1180	t =		275.8538	W0 =
I =		1.3664	t =		275.8538
1.5056	I =		1.5320	t =	
	1.8549	I =		2.0289	t =
Q =		2.1945	I =		2.3347
0.0051	Q =		2.4409	I =	
	0.0058	Q =		3.3089	I =
W0 =		0.0065	Q =		3.9553
275.8538	W0 =		0.0070	Q =	
	275.8538	W0 =		0.0088	Q =
t =		275.8538	W0 =		0.0103
1.0097	t =		275.8538	W0 =	
	1.1594	t =		275.8538	W0 =
I =		1.4492	t =		275.8538
1.7210	I =		1.6977	t =	
	1.9105	I =		1.8633	t =
Q =		2.3134	I =		2.3602
0.0055	Q =		2.7075	I =	
	0.0059	Q =		2.9947	I =
W0 =		0.0067	Q =		4.0156
275.8538	W0 =		0.0075	Q =	
	275.8538	W0 =		0.0081	Q =
t =		275.8538	W0 =		0.0105
1.0352	t =		275.8538	W0 =	
	1.3400	t =		275.8538	W0 =
I =		1.4906	t =		275.8538
1.7531	I =		1.7805	t =	
	2.1507	I =		2.0289	t =
Q =		2.3778	I =		2.1945
0.0056	Q =		2.8450	I =	
	0.0064	Q =		3.3068	I =
W0 =		0.0068	Q =		3.6443
275.8538	W0 =		0.0078	Q =	
	275.8538	W0 =		0.0080	Q =
t =		275.8538	W0 =		0.0096
0.8695	t =		275.8538	W0 =	
	1.3664	t =		275.8538	W0 =
I =		1.6722	t =		275.8538
1.5530	I =		1.8219	t =	
	2.1958	I =		2.1117	t =
Q =		2.6659	I =		2.3602
0.0052	Q =		2.9211	I =	
	0.0065	Q =		3.4690	I =
W0 =		0.0074	Q =		4.0129
275.8538	W0 =		0.0080	Q =	
	275.8538	W0 =		0.0092	Q =
t =		275.8538	W0 =		0.0105
1.0352	t =		275.8538	W0 =	

w0 =	0.0114	Q =		7.6212	I =
275.8538	w0 =	0.0151	Q =		9.0294
t =	275.8538	w0 =	0.0182	Q =	0.0200
2.4430	t =	275.8538	w0 =	0.0200	0.0243
I =	2.6914	t =	275.8538	w0 =	275.8538
4.2048	I =	2.8570	t =	3.3539	t =
Q =	4.8527	I =	3.3539	I =	3.6597
0.0109	Q =	5.3324	I =	7.0977	I =
w0 =	0.0125	Q =	0.0137	Q =	8.4821
275.8538	w0 =	0.0137	w0 =	0.0185	Q =
t =	275.8538	w0 =	275.8538	w0 =	0.0226
2.4844	t =	275.8538	w0 =	275.8538	w0 =
I =	2.7742	t =	275.8538	w0 =	275.8538
4.3103	I =	3.0227	t =	3.1803	t =
Q =	5.0822	I =	3.1803	I =	3.6852
0.0112	Q =	5.8625	I =	6.4439	I =
w0 =	0.0131	Q =	0.0151	Q =	8.6162
275.8538	w0 =	0.0151	w0 =	0.0167	Q =
t =	275.8538	w0 =	275.8538	w0 =	0.0230
2.6659	t =	275.8538	w0 =	275.8538	w0 =
I =	2.8156	t =	275.8538	w0 =	275.8538
4.7841	I =	3.1055	t =	3.3539	t =
Q =	5.2090	I =	3.3539	I =	3.5195
0.0123	Q =	6.1399	I =	7.0912	I =
w0 =	0.0134	Q =	0.0159	Q =	7.8055
275.8538	w0 =	0.0159	w0 =	0.0185	Q =
t =	275.8538	w0 =	275.8538	w0 =	0.0206
2.6914	t =	275.8538	w0 =	275.8538	w0 =
I =	2.9972	t =	275.8538	w0 =	275.8538
4.8563	I =	3.1469	t =	3.4307	t =
Q =	5.7797	I =	3.1469	I =	3.6852
0.0125	Q =	8.2941	I =	7.4309	I =
w0 =	0.0140	Q =	0.0163	Q =	8.6072
275.8538	w0 =	0.0163	w0 =	0.0195	Q =
t =	275.8538	w0 =	275.8538	w0 =	0.0230
2.5258	t =	275.8538	w0 =	275.8538	w0 =
I =	3.0227	t =	275.8538	w0 =	275.8538
4.4131	I =	3.3284	t =	3.4781	t =
Q =	5.8672	I =	3.3284	I =	3.7680
	Q =	6.9902	I =		t =

4.0164
I =
10.5076
Q =
0.0291
w0 =
275.8538
t =
4.0992
I =
11.0413
Q =
0.0309
w0 =
275.8538
t =
4.1406
I =
11.3456
Q =
0.0319
w0 =
275.8538
t =
4.3222
I =
12.7325
Q =
0.0368
w0 =
275.8538
t =
4.3477
I =
12.9530
Q =
0.0375
w0 =
275.8538

t =
4.1820
I =
11.6385
Q =
0.0329
w0 =
275.8538
t =
4.3477
I =
12.9343
Q =
0.0375
w0 =
275.8538
t =
4.4305
I =
13.6226
Q =
0.0400
w0 =
275.8538
t =
4.4719
I =
14.0193
Q =
0.0415
w0 =
275.8538
t =
4.6534
I =
15.8368
Q =
0.0404
w0 =
275.8538

t =
4.6789
I =
16.1297
Q =
0.0486
w0 =
275.8538
t =
4.5133
I =
14.3998
Q =
0.0429
w0 =
275.8538
t =
4.6789
I =
16.1014
Q =
0.0495
w0 =
275.8538
t =
4.7617
I =
17.0102
Q =
0.0532
w0 =
275.8538
t =
4.8031
I =
17.5410
Q =
0.0553
w0 =

275.8538
t =
4.6789
I =
19.9875
Q =
0.0657
w0 =
275.8538
t =
5.0102
I =
20.3883
Q =
0.0674
w0 =
275.8538
t =
4.8445
I =
18.0476
Q =
0.0574
w0 =
275.8538
t =
5.0102
I =
20.3441
Q =
0.0673
w0 =
275.8538
t =
5.0826
I =
21.4244
Q =
0.0721
w0 =

w0 =
275.8538
t =
5.1188
I =
22.0524
Q =
0.0749
w0 =
275.8538
t =
5.2777
I =
24.9469
Q =
0.0884
w0 =
275.8538
t =
5.3000
I =
25.4114
Q =
0.0906
w0 =
275.8538
t =
6
I =
0.0414
0.3727
0.7039
1.0352
1.3664
1.6977
2.0289
2.3602
2.6914

3.0227
3.3539
3.6852
4.0164
4.3477
4.6789
5.0102
5.3000
0.7020
0.7364
1.0317
1.3677
1.7520
2.1945
2.7075
3.3068
4.0129
4.8527
5.0625
7.0912
8.6072
10.5076
12.9343
16.1014
20.3441
25.3616

VOLANTE.M

```
R=0.46;r=0.116;ed=0.5*10.^(-3);dliq=1000;ro=7900;
re=0.08; wmax=7639.4;
```

```
Imax=25.411;
w0=275.854;
rd=R - r;
Icarc=0.702;
mLmax=(Imax - Icarc)/(R.^2 + 0.75.*r.^2);
VLmax=mLmax./dliq;
Vtot=2.*pi.^2.*R.*r.^2;
lugar=Vtot-VLmax;
etor=mLmax.*w0.^2./(4.*pi.^2.*1.267.*10.^9);
mtor=4.*pi.^2.*R.*r.*etor.*ro;
Itor=mtor.*(R.^2 + 0.75.*r.^2);
md=pi.*(rd.^2 - re.^2).*ed.*ro;
Id=0.5.*md.*(rd.^2 - re.^2);
Ivazio=Id + Itor;
st=(wmax.^2.*(3.3.*(rd.*39.37).^2 + 0.7.*(re.*39.37).^2)./497500).
*6895;
  %máxima tensão tangencial atuante no disco de junção, em Pa.
segd=1900.*10.^6./st;
  %coeficiente de segurança do disco à máxima tensão tangencial.
mvol=mLmax + mtor + md;
  %massa total do volante cheio.
```

```
Icarc
Ivazio
R
r
lugar
segd
etor
ed
rd
mvol
```

Commands to get started: intro, demo, help help
Commands for more information: help, whatnew, info, subscribe

* volante

Icarc =

0.7020

Iuazio =

0.7022

R =

0.4600

r =

0.1160

Iugar =

0.0109

segd =

3.8369

etor =

1.6927e-004

ed =

5.0000e-004

rd =

0.3440

mucl =

115.4604

*

```
function dw = rotvol(t,w)
```

```
Imax=25.411; i12=1.197; K=80;
```

```
dw = -(30.*w./(pi.*K.*i12)).^2./(Imax.*i12);
```

```
%dw
```

```
%w
```

```
%t
```

Commands to get started: intro, demo, help help
Commands for more information: help, whatnew, info, subscribe

→ [t.w]=ode45('rotvel',0,12,275.854)

t =

0
0.0938
0.8438
1.5938
2.3438
3.0938
3.8438
4.5938
5.3438
6.0938
6.8438
7.5938
8.3438
9.0938
9.8438
10.5938
11.3438
12.0938

w =

275.8540
273.5373
258.3167
241.1358
227.6528
215.5977
204.7551
194.9588
186.0425
177.9128
170.4639
163.6136
157.2927
151.4419
146.0108
140.9558
136.2391
→ 132.3635

```

function dwt = acelera(t,wt)

i=4;
ca=0.55; cr=0.008; m=15500; g=9.81;
meq=[18316 16633 16349 16158 16074 16047];re=0.5082;
iet=6.143; ik=[3.49 1.86 1.41 1.00 0.75 0.65];
i12=1.197; niet=0.9613; nik=0.97; ni12=0.98;
Imax=25.411; K=80;

nitot=niet.*nik;
w=-0.0429.*t.^3 + 1.4714.*t.^2 - 23.4326.*t + 275.4365;
%interpolação polinomial da rotação do volante (w) obtida como
%dado de saída de "rotvol".
wb=w./i12;
%rotação da bomba.
Tb=(wb.*30./(pi.*K)).^2;
%torque absorvido pela bomba.
fres=cr.*m.*g;
%força resistente (desprezando-se a resistência do ar).

dwt=((2.4 - 1.64706.*(wt./wb)).*Tb.*iet.*ik(i).*nitot./re - fres).
*(iet.*ik(i)./(meq(i).*re));

    itot=ik(i).*iet;
    v=wt.*re./itot;
    rel=wt./wb;

%t
%dwt
%rel
%wt
v

```

Commands to get started: intro, demo, help help
Commands for more information: help, whatnew, info, subscribe

> [t,wt]=ode45('acelera',0,1.8,8)

U =
0
U =
0.0134
U =
0.0201
U =
0.0494
U =
0.0535
U =
0.0268
U =
0.0535
U =
0.1600
U =
0.2110
U =
0.4337
U =
0.4645
U =
0.2625
U =
0.4640
U =
0.5629
U =
0.6103
U =
0.8170
U =
0.8455
U =
0.6500
U =

0.8451
U =
0.9389
U =
0.9808
U =
1.1727
U =
1.1992
U =
1.0252
U =
1.1968
U =
1.2040
U =
1.3248
U =
1.9029
U =
1.5275
U =
1.3660
U =
1.5272
U =
1.6062
U =
1.6441
U =
1.8094
U =
1.8323
U =
1.6823
U =
1.8319
U =
1.9853

U =
1.9405
U =
2.0939
U =
2.1151
U =
1.9759
U =
2.1148
U =
2.1829
U =
2.2155
U =
2.3578
U =
2.3775
U =
2.2484
U =
2.3772
U =
2.4404
U =
2.4707
U =
2.6027
U =
2.6210
U =
2.5012
U =
2.6207
U =
2.6793
U =
2.7074
U =
2.8299

U =
2.8468
U =
2.7357
U =
2.8468
U =
2.9099
U =
2.9270
U =
3.0405
U =
3.0562
U =
2.9532
U =
3.0560
U =
3.1064
U =
3.1305
U =
3.2358
U =
3.2503
U =
3.1549
U =
3.2501
U =
3.2969
U =
3.3192
U =
3.4168
U =
3.4382
U =

3.3418	U =		4.4198	U =
		3.9236		4.9668
U =			U =	
3.4388	U =		4.4648	U =
				5.8443
U =		3.9388	4.8896	U =
3.4733	U =		4.4857	U =
				5.8551
U =		4.8888	4.8161	U =
3.4948	U =		4.5884	U =
				4.9841
U =		4.8896	4.8193	U =
3.5843			4.5935	U =
				5.8558
U =			4.5876	U =
3.5968	t =		4.5876	U =
				5.8899
U =		0	4.5934	U =
3.5149		8.8141		5.1867
		8.1268		
U =		8.2391	4.8225	U =
3.5966		8.3516		5.1882
		8.4641		
U =		8.5766	4.8352	U =
3.6367		8.6891		5.1983
		8.8016		
U =		8.9141	4.8863	U =
3.6559		1.0266		5.1237
		1.1391		
U =		1.2516	4.1189	U =
3.7395	wt =			4.7572
				5.1982
U =		0	4.2184	U =
3.7518		2.2578		5.2238
		19.5768		
U =		35.6521	4.2333	U =
3.8752		58.5747		5.2388
		84.4262		
U =		77.2827	4.1358	U =
3.7589		89.2145		4.7968
		108.2864		5.3876
U =		118.5586	4.2332	U =
3.7879		128.9217		5.3171
		137.1115		
U =		144.7883	4.2811	U =
3.8957		151.7289		5.2547
		158.2352		
U =		164.2544	4.3842	U =
3.8838		169.1473		5.3171
			4.4852	U =
U =				5.3478
3.8937			4.4191	U =
				5.3828
U =			4.4191	U =
3.8236				5.4271
			4.3275	
U =				
3.8935			4.9488	

	5.7816	U =		6.2183
U =			6.0239	
5.4368	U =			U =
	5.7487			6.2257
U =		U =		
5.3775	U =	6.8321	6.0727	U =
	5.7733			6.2332
U =		U =	6.0748	
5.4368	U =	6.0678		U =
	5.7847	U =		6.2660
U =		→ 6.0727	6.0759	
5.4848	U =			U =
	5.8344		6.0885	6.2785
U =				
5.4786	U =			U =
	5.8412	t =	6.0812	6.2488
U =		1.8808		
5.5391	U =	1.8234		U =
	5.7962	2.0189		6.2785
U =		2.1984	6.0778	
5.5475	U =	2.3859		U =
	5.8412	2.5734		6.2852
U =		2.7609		
5.4826	U =	2.9484	6.0812	U =
	5.8633	3.1359		6.2924
U =		3.3234		
5.5474	U =	3.5189	6.0981	U =
	5.8748	3.6984		6.3237
U =		3.8859		
5.5744	U =	4.0734	6.1063	U =
	5.9285	4.2609		6.3288
U =		4.4484		
5.5874	U =	4.6359	6.1423	U =
	5.9269	4.8208		6.2996
U =		wt =		
5.6441	U =	98.1492	6.1473	U =
	5.8847	98.7255		6.3288
U =		99.1757		
5.6519	U =	99.3536	6.1146	U =
	5.9269	103.2756		6.3428
U =		106.9568		
5.6885	U =	110.4114	6.1472	U =
	5.9476	113.6528		6.3489
U =		116.8934		
5.6519	U =	119.5451	6.1634	U =
	5.9575	122.2187		6.3787
U =		124.7246		
5.6771	U =	127.0723	6.1712	U =
	6.0018	129.2711		6.3829
U =		131.3293		
5.6893	U =	133.2549	6.2056	U =
	6.0878	135.0555		6.3557
U =		136.5339		
5.7424	U =		6.2183	U =
	5.9676			6.3828
U =				
5.7487	U =		6.1791	U =
	6.0869			6.3962
U =				

U =		6.6825	U =		
6.4628	U =		6.8161		[t,wt]=ode45('acelera',7.5,12.9,82.6457)
	6.5781	U =		U =	
U =		6.7819	U =		
6.4312	U =		6.8186		6.8371
	6.5557	U =		U =	
U =		6.7115	U =		
6.4352	U =		6.8358		6.8388
	6.5781	U =		U =	
U =		6.7162	U =		
6.4693	U =		6.8371		6.8396
	6.5882	U =		U =	
U =		6.7365			
6.4352	U =				6.8432
	6.5846	U =			
U =		6.7394	t =		
6.4488	U =		4.8888		6.8437
	6.6182	U =	4.8211		
U =		6.7289	4.9898		
6.4542	U =		5.1586		
	6.6214	U =	5.3273		6.8484
U =		6.7394	5.4961		
6.4813	U =		5.6848		
	6.6888	U =	5.8336		6.8437
U =		6.7485	6.0923		
6.4851	U =		6.1711		
	6.6214	U =	6.3398		
U =		6.7529	6.5886		
6.4684	U =		6.6773		
	6.6328	U =	6.8461		
U =		6.7723	7.0148		6.8569
6.4851	U =		7.1838		
	6.6371	U =	7.3523		
U =		6.7758	7.5888		
6.4973	U =		wt =		6.8633
	6.6596	U =	103.5817		
U =		6.7574	103.6461		
6.5832	U =		104.7721		
	6.6827	U =	105.8471		6.8918
U =		6.7758	106.8733		
6.5291	U =		107.8528		
	6.6423	U =	108.7875		
U =		6.7837	109.6795		6.8948
6.5327	U =		110.5384		
	6.6596	U =	111.3428		
U =		6.7879	112.1158		
6.5892	U =		112.8535		
	6.6827	U =	113.5565		6.8697
U =		6.7758	114.2262		
6.5327	U =		114.8639		
	6.6423	U =	115.4789		
U =		6.7758	116.0484		
6.5443	U =		116.5384		6.8948
	6.6776	U =			
U =		6.8889			
6.5443	U =				6.9071
	6.6998	U =			
U =		6.7921			
6.5588	U =				6.9131
	6.7819	U =			
U =		6.8889			
6.5747	U =				6.9398
					6.9426
					6.9191

6.9426	U =	7.8829	U =	7.2866	U =
U =					7.3406
6.9542	U =		7.2816	U =	
				7.2788	U =
		7.1829	U =		7.3423
6.9598	U =		7.1878	U =	
				7.2836	U =
		7.1856	U =		7.3499
6.9841	U =		7.2818	U =	
				7.2863	U =
		7.8875	U =		7.3518
6.9875	U =		7.2887	U =	
				7.2979	
		7.1856	U =		
			7.2122	U =	
6.9854	U =			7.2995	t =
		7.1145	U =		7.5888
			7.2271	U =	7.5352
6.9875	U =			7.2838	7.8164
		7.1187	U =		8.0977
			7.2291	U =	8.3789
6.9983	U =			7.2995	8.6602
		7.1374	U =		8.9414
			7.2156	U =	9.2227
7.0036	U =			7.3847	9.5038
		7.1389	U =		9.7852
			7.2291	U =	10.0664
7.0264	U =			7.3871	10.3477
		7.1238	U =		10.6289
			7.2357	U =	10.9102
7.0295	U =				11.1914
		7.1389	U =		11.4727
			7.2389	U =	11.7539
7.0888	U =				12.0352
		7.1482	U =		
			7.2527	U =	
7.0295	U =			7.3896	
		7.1522	U =		
			7.2546	U =	
7.0397	U =			7.3191	
		7.1695	U =		
			7.2421	U =	
7.0446	U =				
		7.1719	U =		
			7.2546	U =	
7.0659	U =			7.3238	
		7.1562	U =		
			7.2607	U =	
7.0688	U =			7.3269	
		7.1719	U =		
			7.2636	U =	
7.0495	U =			7.3356	
		7.1796	U =		
			7.2763	U =	
7.0688	U =			7.3282	
		7.1833	U =		
			7.2788	U =	
7.0783	U =			7.3368	
		7.1994	U =		

wt =

82.6457
82.7256
83.3422
83.9287
84.4638
84.9718
85.4464
85.8987
86.3854
86.6918
87.0589
87.3839
87.6917
87.9751
88.2358
88.4728
88.6867
88.8566

```
%variáveis de entrada:
%Meq (massa equivalente para a marcha em questão);
%v (vetor de velocidades);
%Fliq (vetor de forças líquidas);

i=1;ta=0;
while i<length(v)
    t(i)=Meq.*(v(i+1) - v(i))./3.6./(((Fliq(i) + Fliq(i+1))./2).
*1000);
    ta=ta+t(i);
    i=i+1;
end

[t]
ta
```

ENERGIZA.M

```
function dw = energiza(t,w)
```

```
Imax=25.411; Imin=0.702; Tci=700; i12=1.197;  
iv=1.378; ni12=0.98; niv=0.97;tevol=10.12;
```

```
dI=(Imax - Imin)./tevol;
```

```
I = Imin + dI.*t;
```

```
dw = (ni12.*niv.*Tci./(i12.*iv) - 0.5.*dI.*w)./I;
```

```
%w
```

Commands to get started: intro, demo, help help
Commands for more information: help, whatnew, info, subscribe

> [t,w]=ode45('energiza',0,10,12,0)

t :

0
0.0245
0.0473
0.0698
0.1498
0.2069
0.2892
0.3914
0.5183
0.6768
0.8725
1.1183
1.4268
1.8157
2.3080
2.9342
3.5687
4.1992
4.8317
5.4642
6.0967
6.7292
7.3617
7.9942
8.6267
9.2592
9.8917
10.1200

w :

0
13.2377
24.2423
41.6868
59.7328
78.4804
97.1719
115.4752
133.1523
150.0513
166.0759
181.1696
195.3050
208.4762
220.6934
231.9786
240.4569
247.0723
252.4203
256.8599
260.6223
263.8637
266.6943
269.1941
271.4229
273.4264
275.2481
→ 275.8539

```
i=1;Vtot=0;
while i<length(t)

    Tci=700;
    n(i)=1370 + 22.4308.*t(i);
    ce(i)=8.81 + 1.2927.*10.^(-3).*(n(i) - 1370);
    P(i)=Tci.*n(i).*2.*pi./60;
    Vc(i)=(ce(i)./3.6).*P(i).*0.01./(47.7.*10.^6.*0.83); % passo=0
    .01;
    Vtot=Vtot + Vc(i);
    i=i+1;

end

Vtot
```

```
i=1;Vtot=0;
while i<length(t)

    %n(i)=1750;
    %n(i)=3.8.*t(i).^2 + 68.*t(i) + 2064;
    %n(i)=-2.3.*t(i).^2 + 160.7.*t(i) + 1819.8;
    n(i)=-0.8.*t(i).^2 + 89.7.*t(i) + 1660;
    Tci=700;
    %Tci=101.2;
    %Tci=700 - 0.2308.*(n(i) - 2080);
    ce(i)=8.81 + 1.2927.*10.^(-3).*(n(i) - 1370);
    P(i)=Tci.*n(i).*2.*pi./60;
    Vc(i)=(ce(i)./3.6).*P(i).*0.01./(47.7.*10.^6.*0.83); % passo=0
    .01;
    Vtot=Vtot + Vc(i);
    i=i+1;

end

Vtot
```


ANEXO III

Gráfico 12.1: Velocidade Angular do Volante no Período de Aceleração do Ônibus.

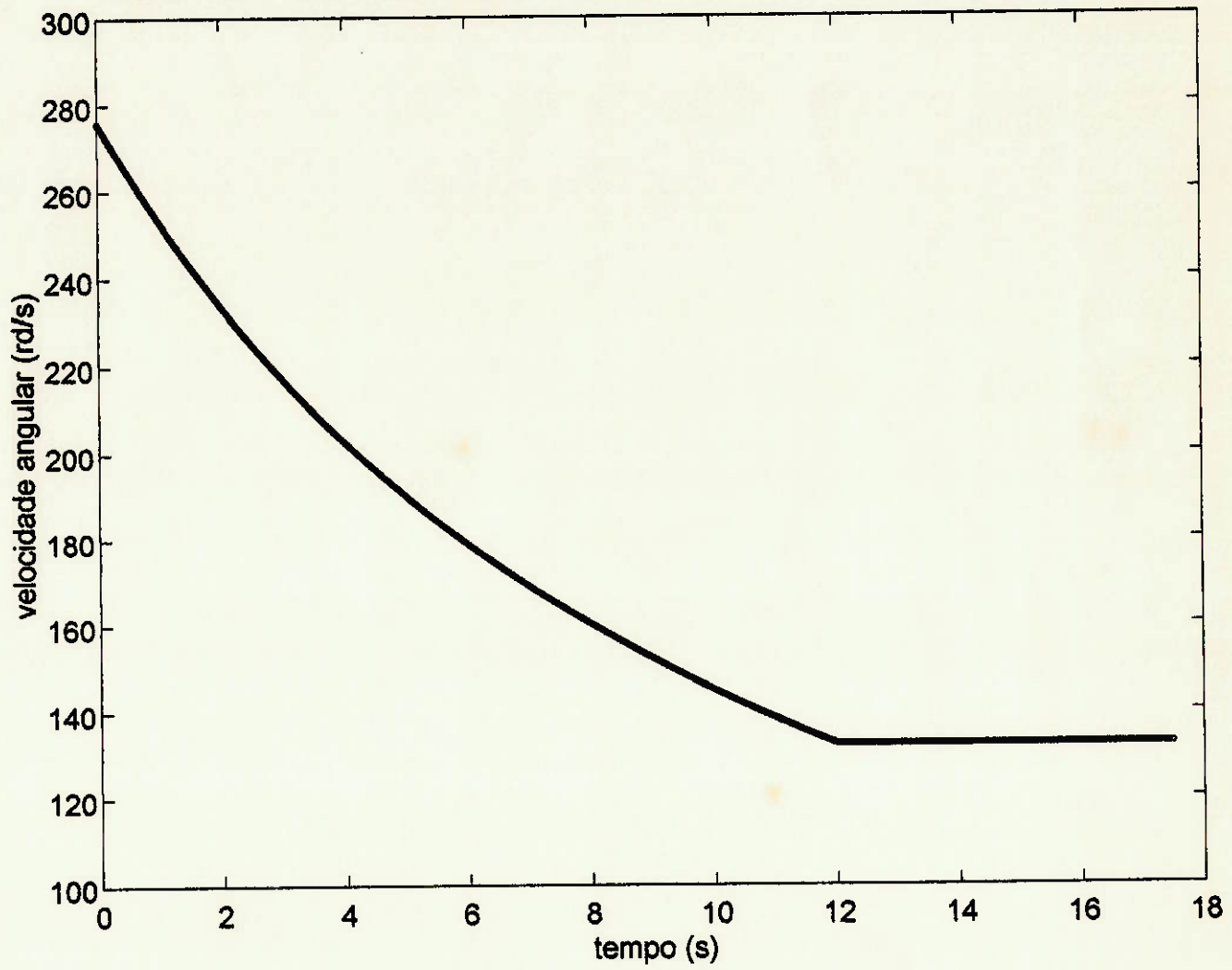


Gráfico 12.2: Performance de Aceleração do Ônibus.

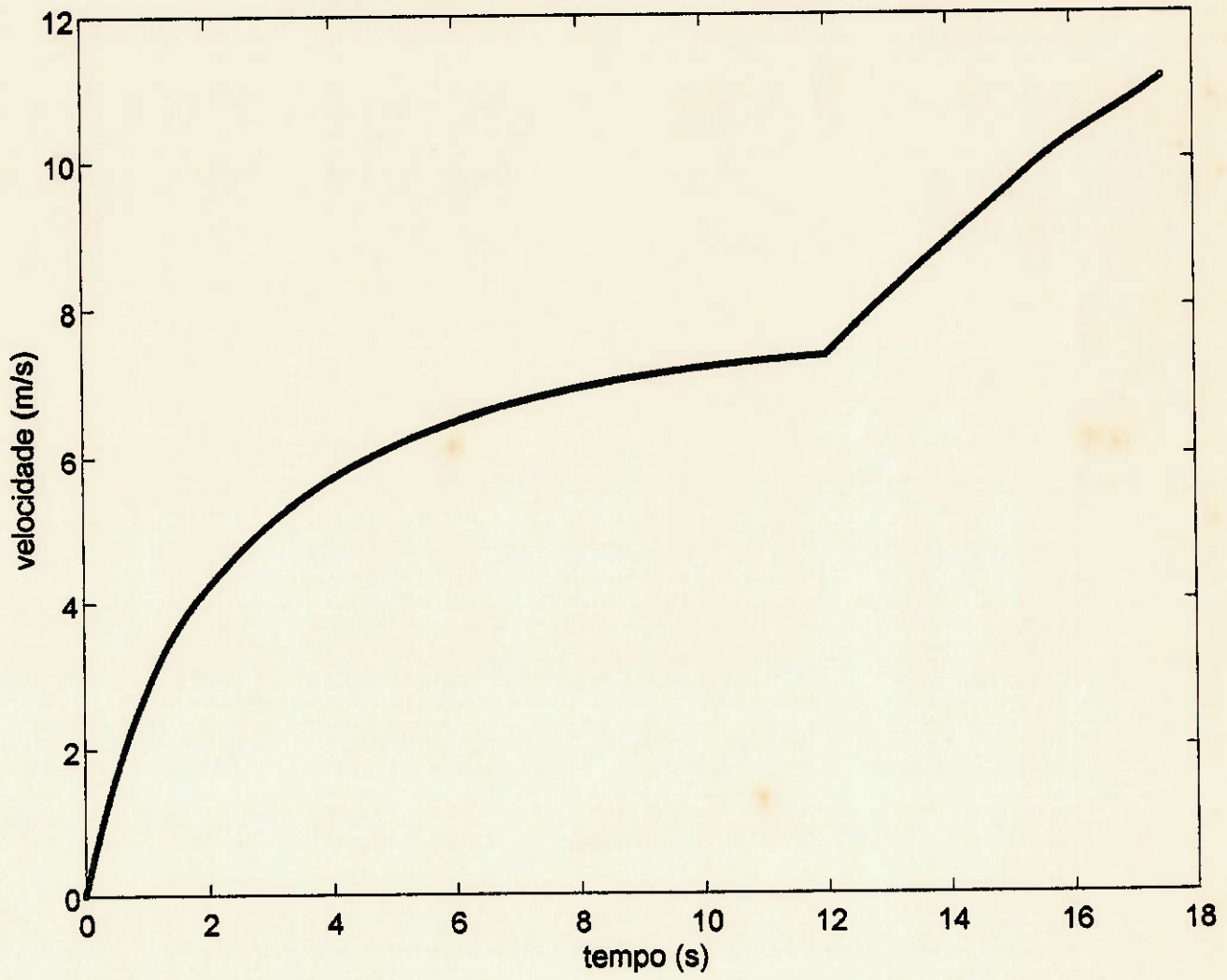
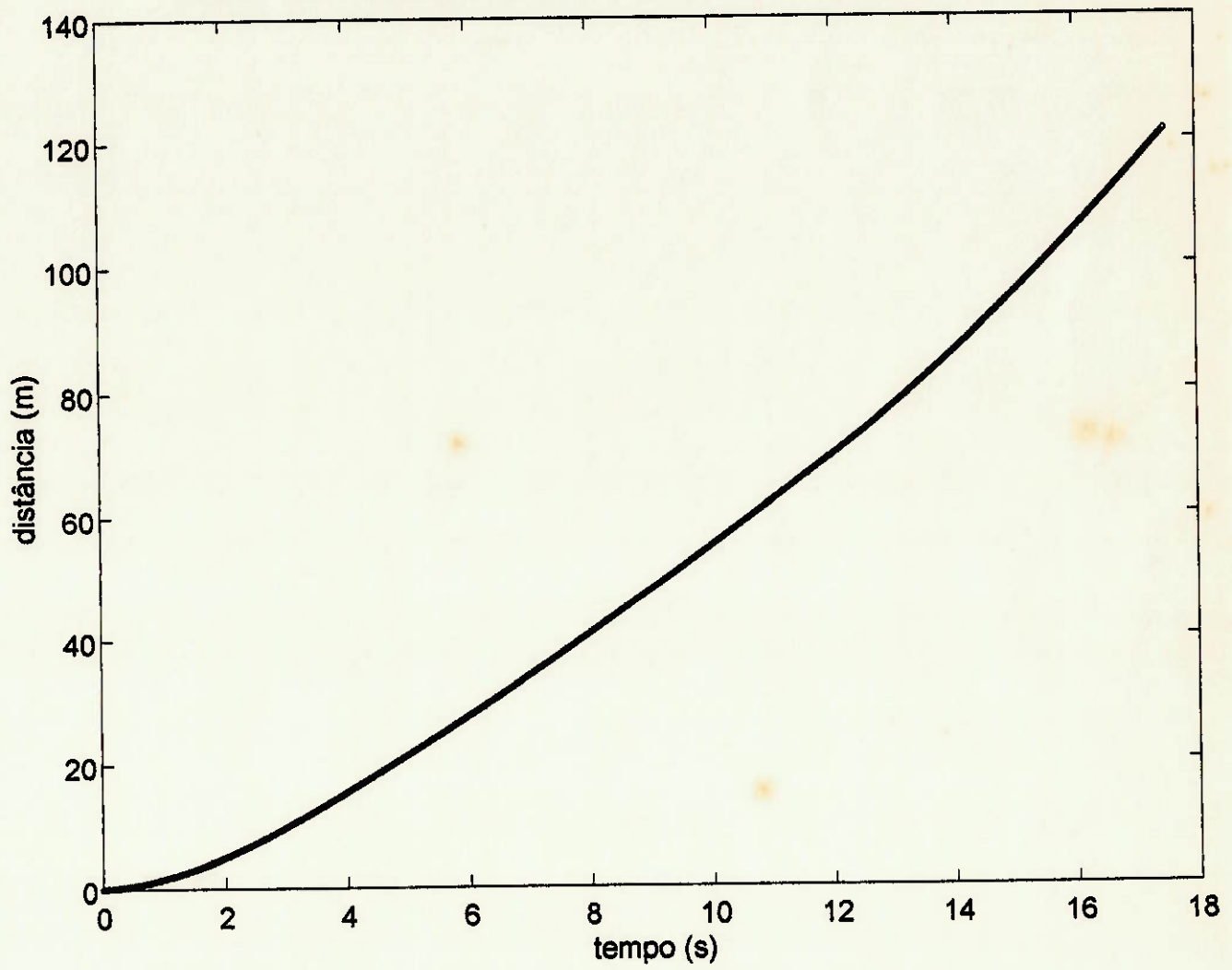
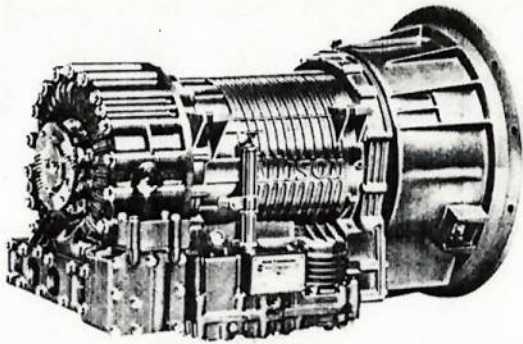


Gráfico 12.3: Distância Percorrida no Período de Aceleração do Ônibus.



ANEXO IV

Allison World Transmission



B 300R

**Automatic Models
B 300/B 300R
up to 275 ghp (205 kW)
for bus applications**

Specifications

B 300R

General rating

Gross input power (maximum)275 hp (205 kW)
Gross input torque (maximum)705 lb ft (960 N·m)
Rated input speed (minimum-maximum)2000-2800 rpm

Mounting

EngineSAE 2 flywheel housing, flex disk drive
ChassisRear support required with some optional provisions

Torque converter

TypeOne stage, three element, polyphase
Stall torque ratioTC 411-2.7; TC 413-2.4; TC 415-2.4; TC 417-2.2; TC 418-2.0; TC 419-2.0
Lockup clutch with torsional damperIntegral/standard (available all ranges)

Gearing

TypePatented, constant mesh, helical, planetary

Range	Ratios*
First	3.49:1
Second	1.86:1
Third	1.41:1
Fourth	1.00:1
Fifth	0.75:1
Sixth	0.65:1
Reverse	5.03:1
Ratio coverage	
Forward (5 speed)	4.65:1

Available in
4, 5, or 6-speed
shift
calibrations.

*Gear ratios do not include torque converter multiplication.

Engine-driven power takeoff provision – left or right side – optional

Optional power takeoff units, multiple ratio/ratingsconstant-drive or clutched-drive
(adds approx 4.2 inches in length)

Oil system

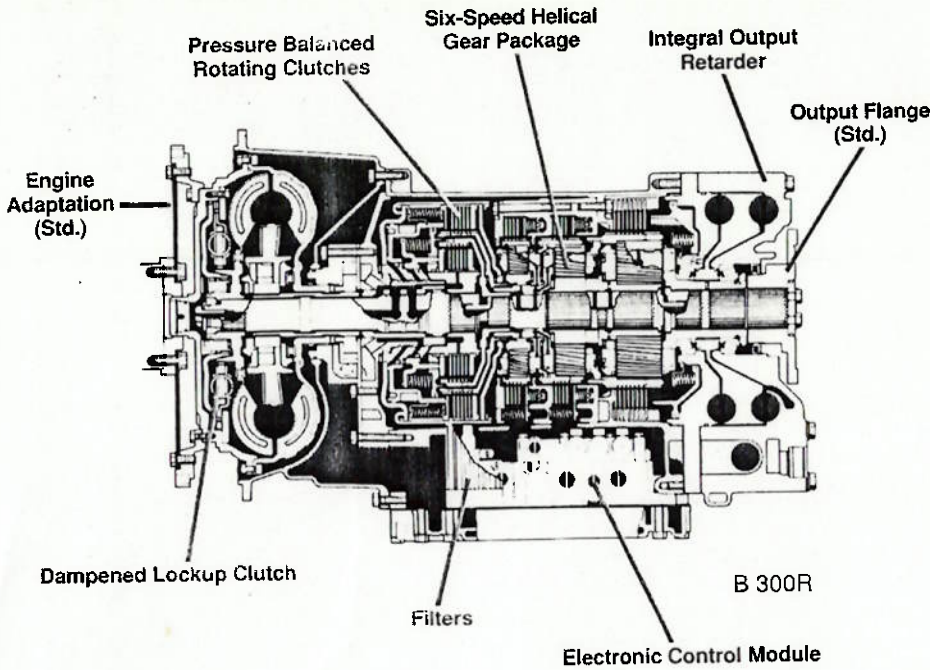
Oil typeDEXRON®-III
Capacity (excluding external circuits)26 US qts (25 liters)
Filters – main & coolerReplaceable element, integral
Heat exchanger typeOil to water, direct-mount or remote-mount available

Size

	B 300	B 300R
Length (FW housing to output flange face)	29.7 in (754 mm)	29.7 in (754 mm)
Depth (centerline to lowest point)	11.0 in (279 mm)	11.0 in (279 mm)
Weight (dry)**	535 lbs (243 kg)	610 lbs (227 kg)

**Weight includes output flange/yoke and engine adaptation.

Transmission Cross-section



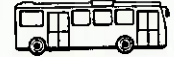
Typical Applications



TRANSIT BUS



TOUR BUS



SHUTTLE BUS

*Areas of the world may differ in approved models

Design Features

- The WT Bus Series incorporates the latest technology in design and manufacturing techniques.
- Hydraulic torque converter with lock-up clutch and integral torsional vibration damper, planetary gear package, and oil pump on one concentric axis.
- Unique patented helical gear arrangement provides 4, 5, or 6-speeds in a compact package.
- The electronic control system is standard equipment. This includes a bus pushbutton selector and wiring harness.
- Integral externally accessible cartridge type oil filters simplify maintenance.
- Pressure balanced rotating clutches provide quick, smooth shifts.
- Adaptive controls tailor shifts to the driving conditions.
- The basic B 300R includes as standard:
 - Remote oil cooler provision

- Output flange/yoke
- Engine adaptation*
- Shallow sump for ground clearance
- Oil level sensor
- Two year bus warranty
- Secondary shift schedule
- Integral pushbutton selector with max feature ECU
- Throttle position sensor (TPS)
- Wiring harness
- Vehicle interface module (VIM)

Certain features listed above can be handled as delete options.

The following add options are available direct from Allison and also carry the full WT transmission warranty:

- Parking brake (not available with the retarder)
- Power takeoff provision
- Power takeoff units
- Direct-mount oil cooler
- Integral retarder

*Base price will vary if other than specified adaptation is requested

SCAAN Specification Assistance.

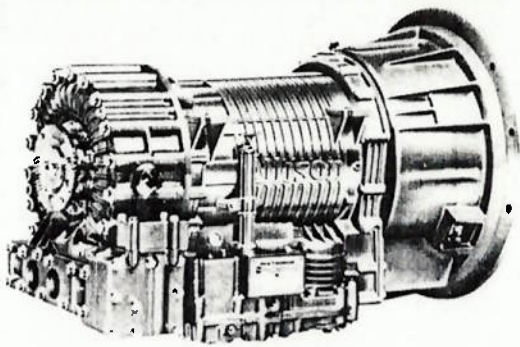
To be sure that you get the most efficient engine/transmission package for your operation, in your territory, with your preferred vehicle, your local Allison Transmission distributor offers SCAAN (System for Computerized Application Analysis) to help take the guesswork out of vehicle-buying specification decisions.

SCAAN can compute a wide variety of vehicle performance parameters; and will also check your powertrain specifications against Allison Transmission vocational experience to optimize vehicle performance.



Allison Transmission
 P.O. Box 894, Speed Code PF3
 Indianapolis, Indiana 46206-0894
 1-800-2525ATD

Allison World Transmission



B 400R

**Automatic Models
B 400/B 400R
up to 295 ghp (220 kW)
for bus applications**

Specifications

B 400R

General rating
 Gross input power (maximum)295 hp (220 kW)
 Gross input torque (maximum)910 lb ft (1230 N·m)
 Rated input speed (minimum-maximum)2000-2800 rpm

Mounting
 EngineSAE 2 flywheel housing, flex disk drive
 ChassisRear support required

Torque converter
 TypeOne stage, three element, polyphase
 Stall torque ratio.....TC 411-2.8; TC 413-2.4; TC 415-2.4; TC 417-2.2; TC 418-2.0; TC 419-2.0; TC 421-1.8
 Lockup clutch with torsional damperIntegral/standard (available all ranges)

Gearing
 TypePatented, constant mesh, helical, planetary

Range	Ratios*	
First.....	3.49:1	Available in 4, 5, or 6-speed shift calibrations.
Second.....	1.86:1	
Third.....	1.41:1	
Fourth.....	1.00:1	
Fifth.....	0.75:1	
Sixth.....	0.65:1	
Reverse.....	5.03:1	
Ratio coverage		
Forward (5 speed).....	4.65:1	

*Gear ratios do not include torque converter multiplication.

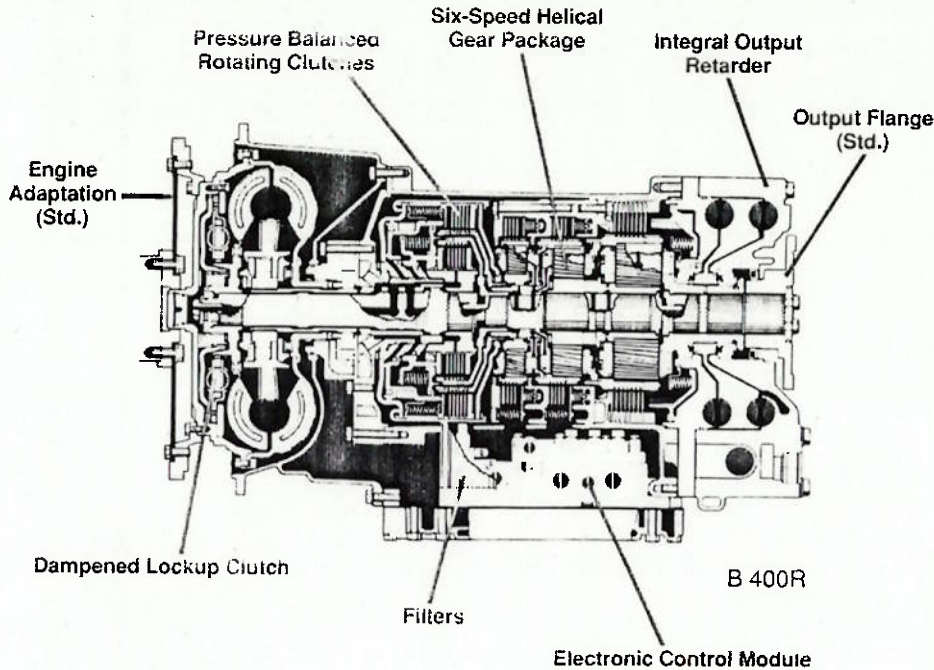
Engine-driven power takeoff provision – left or right side – optional
 Optional power takeoff units, multiple ratio/ratings.....constant-drive or clutched-drive

Oil system
 Oil type.....DEXRON®-III
 Capacity (excluding external circuits).....26 US qts (25 liters)
 Filters – main & cooler.....Replaceable element, integral
 Heat exchanger typeOil to water, direct-mount or remote-mount available

Size	B 400R without PTO drive	B 400PR with PTO drive
Length (FW housing to output flange face)	29.7 in (754 mm)	33.9 in (861 mm)
Depth (centerline to lowest point).....	11.0 in (279 mm)	11.0 in (279 mm)
Weight (dry)**.....	640 lbs (291 kg)	680 lbs (309 kg)

**Weight includes output flange/yoke and engine adaptation.

Transmission Cross section



Typical Applications



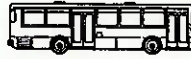
STANDARD TRANSIT BUS



INTERCITY/TOUR BUS



DOUBLE-DECK BUS



TRANSIT BUS

*Areas of the world may differ in approved models

Design Features

- The WT Bus Series incorporates the latest technology in design and manufacturing techniques.
- Hydraulic torque converter with lock-up clutch and integral torsional vibration damper, planetary gear package, and oil pump on one concentric axis.
- Unique patented helical gear arrangement provides 4, 5, or 6-speeds in a compact package.
- The electronic control system is standard equipment. This includes a special bus pushbutton selector and wiring harness.
- Integral externally accessible cartridge type oil filters simplify maintenance.
- Pressure balanced rotating clutches provide quick, smooth shifts.
- Adaptive controls tailor shifts to the driving conditions.
- The basic B 400R includes as standard:
 - Integral retarder

- Remote oil cooler
- Output flange/yoke
- Engine adaptation
- Shallow sump for ground clearance
- Oil level sensor
- Two year bus warranty
- Secondary shift schedule
- Small "foot print" pushbutton selector
- Throttle position sensor (TPS)
- Wiring harness
- Vehicle interface module (VIM)

Certain features listed above can be handled as delete options.

The following add options are available direct from Allison and also carry the full WT transmission warranty:

- #1 to #2 flywheel housing adapter standard (B 400)
- Parking brake (not available with the retarder)
- Power takeoff provision
- Power takeoff units
- Integral oil cooler

SCAAN Specification Assistance.

To be sure that you get the most efficient engine/transmission package for your operation, in your territory, with your preferred vehicle, your local Allison Transmission distributor offers SCAAN (System for Computerized Application Analysis) to help take the guesswork out of vehicle-buying specification decisions.

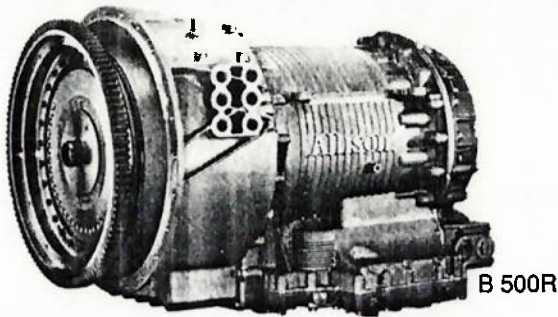
SCAAN can compute a wide variety of vehicle performance parameters; and will also check your powertrain specifications against Allison Transmission vocational experience to optimize vehicle performance.



Allison Transmission

P.O. Box 894, Speed Code PF13
Indianapolis, Indiana 46206-0894
1-800-2525ATD

Allison World Transmission



**Automatic Models
B 500/B 500R
up to 450 ghp (335 kW)
for intercity, transit and
articulated buses**

Specifications

	Transit	Intercity
Gross input power (maximum).....	400 hp (298 kW)	450 hp (335 kW)
Gross input torque (maximum).....	1300 lb ft (1762 N•m)	1460 lb ft (1978 N•m)
Rated input speed (minimum-maximum).....	1600-2300 rpm	1600-2300 rpm

Mounting

Engine.....	SAE #1 flywheel housing, flex disk drive
Chassis.....	18 bolt min. flange mount or 6 bolt side pads

Torque converter

Type.....	One stage, three element, polyphase
Stall torque ratio.....	TC 521-2.4; TC 531-2.3; TC 541-1.9; TC 551-1.8; TC 561-1.6
Lockup clutch with torsional damper.....	Integral/standard

Gearing

Type.....	Patented, constant mesh, helical, planetary
-----------	---

Range	Ratios*	Available in
First.....	3.51:1	4, 5, or 6-speed
Second.....	1.91:1	shift
Third.....	1.43:1	calibrations.
Fourth.....	1.00:1	
Fifth.....	0.74:1	
Sixth.....	0.64:1	
Reverse.....	4.80:1	

Ratio coverage

Forward (5 speed).....	5.48:1
------------------------	--------

*Gear ratios do not include torque converter multiplication.

Oil system

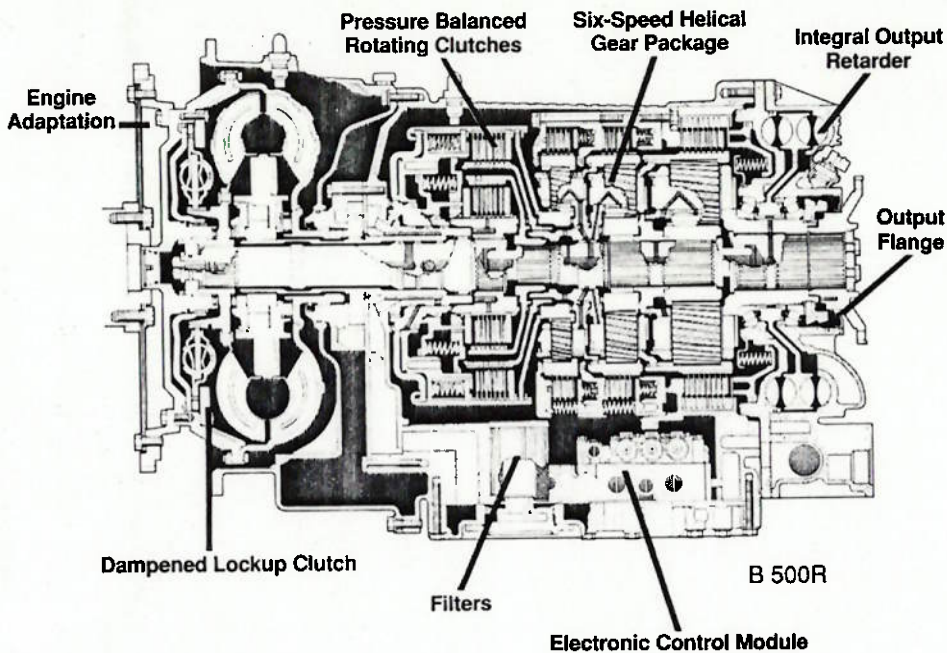
Oil type.....	C4, MIL-L-2104, MIL-L-46167, DEXRON®-II, DEXRON®-IIE
Capacity (excluding external circuits).....	Initial fill 47 US qts (45 liters)
Oil change.....	37 US qts (39 liters)
Filters – main & cooler.....	Replaceable element, integral
Heat exchanger type.....	Oil to water, integral or remote-mount available

Size

	B 500	B 500R
Length (FW housing to output flange face).....	34.0 in (865 mm)	34.0 in (865 mm)
Depth (centerline to lowest point).....	13.1 in (328 mm)	13.1 in (328 mm)
Weight (dry)**.....	831 lbs (378 kg)	906 lbs (412 kg)

**Weight includes output flange/yoke and engine adaptation.

Transmission Cross-section



Typical Applications



TRANSIT BUS



INTERCITY BUS



INTERCITY/TOUR BUS



ARTICULATED TRANSIT BUS

*Areas of the world may differ in approved models

Design Features

- The WT Bus Series incorporates the latest technology in design and manufacturing techniques.
- Hydraulic torque converter with lock-up clutch and integral torsional vibration damper, planetary gear package, and oil pump on one concentric axis.
- Unique patented helical gear arrangement provides 4, 5, or 6-speeds in a compact package.
- The electronic control system is standard equipment. This includes a pushbutton selector and wiring harness.
- Integral externally accessible cartridge type oil filters simplify maintenance.
- Pressure balanced rotating clutches provide quick, smooth shifts.
- Adaptive controls tailor shifts to the driving conditions.
- The basic B 500R includes as standard:
 - Integral retarder

- Remote oil cooler
- Output flange/yoke
- Engine adaptation*
- Shallow sump for ground clearance
- Oil level sensor
- Two year bus warranty
- Secondary shift schedule.
- Integral pushbutton or lever selector with max feature ECU
- Throttle position sensor (TPS)
- Wiring harness
- Vehicle interface module (VIM)

Certain features listed above can be handled as delete options.

The following add options are available direct from Allison and also carry the full WT transmission warranty:

- Remote shift selector
- Power takeoff provision (adds 3.8 in to length of the transmission)
- Power takeoff units
- Direct-mount oil cooler

*Base price will vary if other than specified adaptation is requested

SCAAN Specification Assistance.

To be sure that you get the most efficient engine/transmission package for your operation, in your territory, with your preferred vehicle, your local Allison Transmission Division distributor offers SCAAN (System for Computerized Application Analysis) to help take the guesswork out of vehicle-buying specification decisions.

SCAAN can compute a wide variety of vehicle performance parameters; and will also check your powertrain specifications against Allison Transmission vocational experience to optimize vehicle performance.

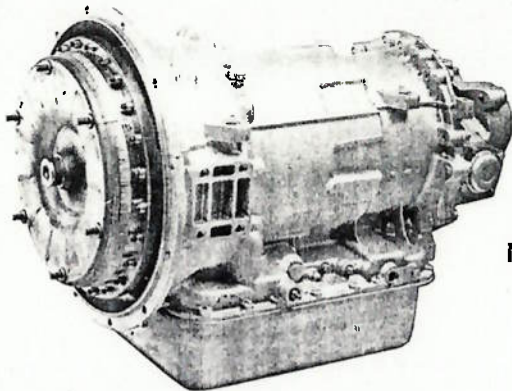


Allison Transmission

P.O. Box 894, Speed Code PF13
Indianapolis, Indiana 46206-0894
1-800-2525ATD

Transmissões Allison

Modelos automáticos
MT/MTB 643
 até 250 nhp (186 KW)



MTB 643

Especificações

MT/MTB 643

Dados gerais *

Potência líquida de entrada (max)	250 nhp (186 KW)
Velocidade de entrada	2200-4000 rpm, 2200-3000 rpm c/retardador
Torque líquido de entrada (max)	640 lb pé (867 N.m)
Peso do veículo	até 33.240 Kg

Montagem

Direta Carcaça do volante SAE2 acionado por disco flexível

Conversor de torque

Tipo Estágio simples, fases múltiplas por 3 elementos
 Relação de torque em stall TC350-3.09; TC360-3.96; TC370-2.43; TC378-2.25; TC380-186
 Embreagem de bloqueio, automática, modulada Aplicada em 3.ª e 4.ª

Engrenagens

Tipo	Engrenamento constante, dentes retos
	Relações*
Marchas	
Primeira	3.58:1
Segunda	2.09:1
Terceira	1.39:1
Quarta	1.00:1
Ré	5.67:1

* A relação de marchas não inclui a relação do conversor.

Tomada de força

Acionada pelo conversor (6 furos SAE)
 Localização lado direito (visto por trás)
 Relação de acionamento 1.00 x velocidade da turbina - Todas as marchas
 Capacidade de acionamento 300 lb pé (407 N.m)

Sistema hidráulico

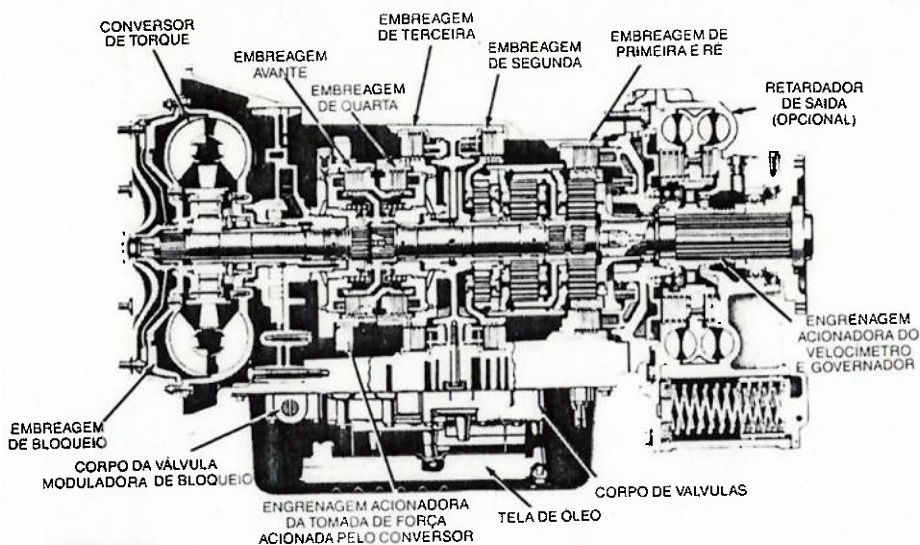
Tipo de óleo Dexron, dexron II, C-3
 Capacidade (menos circuito externo) 17 Lts (carter STD)
 Filtro Filtragem total, elemento substituível, montagem remota
 Resfriador montagem remota
 (O filtro e o resfriador não são fornecidos com a transmissão mas sim pelo fabricante do veículo).

Dimensões

Comprimento	773 mm
Largura	489 mm
Altura (com carter de 5.1")	568 mm
Peso (sêca)	231 Kg
Peso (sêca) c/ retardador	289 Kg

+ As capacidades podem variar conforme a aplicação. Consulte o departamento de Vendas da Allison Transmission para informações detalhadas.

Vista em corte da transmissão



MTB 643

Características e vantagens

- Projetada para uso com motores a gasolina de alta potência e motores Diesel de potência média até 250 nhp (186 KW). Quatro marchas à frente e uma à ré. Este modelo de transmissão é adequado para ônibus escolares, coleta e entrega, veículos de emergência e motor home.
- As embreagens são do tipo de discos múltiplos, resfriadas a óleo e auto compensadas quanto ao desgaste normal. Engrenagens planetárias de dentes retos proporcionam resistência, ausência de ruídos e longa vida útil.
- Embreagem de bloqueio automático, modulada pelo acelerador para economia máxima de combustível e melhor frenagem auxiliar pelo motor. Inibidores que evitam reduções ou engate da ré antes que a velocidade do veículo atinja níveis aceitáveis.
- O conversor de torque Allison de três elementos proporciona operação suave e sem choques. As várias reduções dos conversores permitem que a MT/MTB 643 possa ser acoplada a uma grande variedade de motores.
- A engrenagem da tomada de força acionada pelo conversor localizada no lado direito da transmissão (vista de trás) é acessório padrão. A fixação é feita por 6 parafusos SAE.
- Um retardador de saída com capacidade de absorção de potência de mais de 500 hp (373 KW) a 2000 RPM e calibração de "alta capacidade", é particularmente útil para operações de ciclo para/anda; aplica a força de frenagem diretamente sobre o eixo acionador reduzindo o uso do freio do veículo e seu desgaste.
- Disponibilidade para chave de partida em neutro, chave sinalizadora de marcha a ré, acionador do velocímetro e freio de estacionamento.
- Carter de óleo de 5.1 polegadas é padrão. Carters de 4.3 ou 7.1 polegadas são opcionais caso a altura entre o carter e o solo ou a severidade do trabalho exigirem o uso dos mesmos.

Aplicações*



* Outras aplicações são disponíveis. Consulte o seu distribuidor local.

Assistência pelo sistema SCAAN

Para certificar-se de que o conjunto motor/transmissão seja o mais adequado para a sua operação, para o seu território, com o seu veículo preferido, o seu distribuidor Allison oferece o sistema SCAAN

SCAAN quer dizer Sistema para Análise Computadorizada da Aplicação, e ajuda a eliminar adivinhações ao se decidir a compra de um veículo. E o que é mais importante, isso é feito rápida e precisamente através de terminais de computador localizados em todos os distribuidores. Isso significa que as necessidades do seu veículo serão analisadas rapidamente.

O SCAAN pode computar uma grande variedade de parâmetros de desempenho do veículo: rampabilidade, aceleração e retardação. O SCAAN verifica também as especificações do seu trem de força contra a experiência da Allison nessa aplicação para assegurar desempenho satisfatório do veículo.

O SCAAN pode fazer interação de operações para permitir que as várias configurações do veículo sejam rapidamente avaliadas para assegurar a escolha adequada do trem de força.

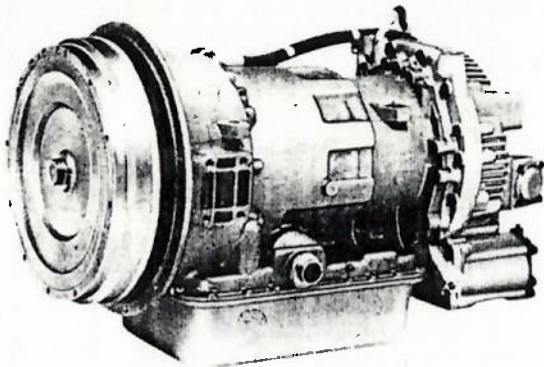


Allison Transmission Division

General Motors do Brasil Ltda.
Al. Santos, 647 - 1.º andar
CEP 01419 - São Paulo - S.P.
(011) 252-0365

Transmissões Allison

Modelos automáticos
MT/MTB 647
MT/MTB 648
 até 250 nhp (186 KW)



MTB 648

Especificações

	MT/MTB 647 Hidráulica	MT/MTB 648 ATEC
Dados gerais +		
Potência líquida de entrada (max)	250 nhp (186 KW)	250 nhp (186 KW)
Velocidade de entrada	2000-3000 rpm	1800-3000 rpm
Torque líquido de entrada (max)	780 lb pé (1058 N.m)	780 lb pé (1058 N.m)
Peso do veículo (PBT ou PBC)	até 24,948 Kg	até 24,948 Kg

Montagem

Direta	Carcaça do volante SAE 1 ou 2 acionado por disco flexível
Remota	Faces de apoio lateral na carcaça do conversor e apoio traseiro superior

Conversor de torque

Tipo	Estágio simples, fases múltiplas por 3 elementos	Estágio simples, fases múltiplas por 3 elementos
Relação de torque em stall	TC 494-1.93; TC 495-2.21	TC 494-1.93; TC 495-2.21
Embreagem de bloqueio automática, modulada	aplicada em 3.ª e 4.ª	variável com a aplicação

Engrenagens

Tipo	Engrenamento constante, dentes retos
	Relações*
Marchas	3.58:1
Primeira	2.09:1
Segunda	1.39:1
Terceira	1.00:1
Quarta	5.67:1
Ré	

* A relação de marchas não inclui a relação do conversor

Tomada de força

Acionada pelo conversor (6 furos SAE)	
Localização	lado direito (visto por trás)
Relação (c/ acionamento)	1.00 x velocidade da turbina - todas as marchas
Capacidade de acionamento	300 lb pé (407 N.m)

Sistema hidráulico

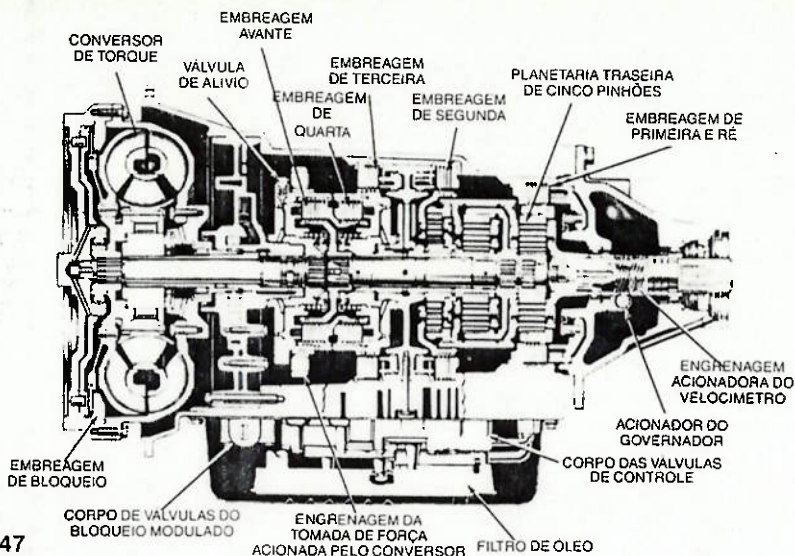
Tipo de óleo	Dexron®, dexron II®, C-3
Capacidade (menos circuitos externos)	17 Lts (c/carter STD)
Filtro	Filtragem total, elemento substituível, montagem remota
Resfriador	montagem remota
(O filtro e o resfriador não são fornecidos com a transmissão mas sim pelo fabricante do veículo)	

Dimensões

Comprimento	733 mm
Largura	489 mm
Altura (c/carter STD 5.1")	568 mm
Peso (sêca)	255 Kg
Peso (sêca) c/retardador	319 Kg

+ As capacidades podem variar conforme a aplicação. Consulte o departamento de Vendas da Allison Transmission para informações detalhadas.

Vista em corte da transmissão



MT 647

Características e vantagens

- Projetada para uso com motores Diesel de potência até 250 nhp (186 KW). Quatro marchas à frente e uma à ré. Este modelo de transmissão é adequado para veículos de relação alta potência/peso tais como veículos de emergência, motor home e alguns ônibus.
- As embreagens são do tipo de discos múltiplos, resfriadas a óleo e auto-compensadas quanto ao desgaste normal. Engrenagens planetárias de dentes retos proporcionam resistência, ausência de ruídos e longa vida útil.
- Embreagem de bloqueio automático, modulada pelo acelerador para economia máxima de combustível e melhor frenagem auxiliar pelo motor. Inibidores que evitam reduções ou engate da ré antes que a velocidade do veículo atinja níveis aceitáveis.
- O conversor de torque Allison de três elementos proporciona operação suave e sem choques. As várias reduções dos conversores permite que a MT/MTB 647 e 648 possam ser acopladas a uma grande variedade de motores.
- A engrenagem da tomada de força acionada pelo conversor localizada no lado direito da transmissão (vista de trás) é acessório padrão. A fixação é feita por 6 parafusos SAE.
- Um retardador de saída com capacidade de absorção de potência de mais de 500 hp (373 KW) a 2000 RPM e calibração de "alta capacidade", é particularmente útil para operações de ciclo pára/anda; aplica a força de frenagem diretamente sobre o eixo acionador reduzindo o uso do freio do veículo e seu desgaste.
- Disponibilidade para chave de partida em neutro, chave sinalizadora de marcha à ré, acionador do velocímetro e freio de estacionamento.
- O ATEC (Allison Transmission Electronic Control) proporciona as seguintes vantagens: características de programação para atender os requisitos do veículo e da aplicação; diagnóstico interno que verifica constantemente a operação e facilita a detecção de problemas caso venham a ocorrer; melhoria no consumo de combustível; atender necessidade específicas do veículo e a aplicação (disponível com MT/MTB 648).
- Carter de óleo de 5.1 polegadas é padrão. Carters de 4.3 ou 7.1 polegadas são opcionais caso a altura entre o carter e o solo ou a severidade do trabalho exigirem o uso dos mesmos.

Aplicações*



ÔNIBUS PARA AEROPORTO



TANQUE



BOMBEIROS



ENTREGA DE BEBIDAS



ÔNIBUS



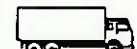
FURGÃO REBOQUE



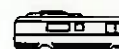
ÔNIBUS ESCOLAR



ÔNIBUS URBANO



FURGÃO TANDEM



MOTOR HOME

* Outras aplicações disponíveis. Consulte o seu distribuidor local.

Assistência pelo sistema SCAAN

Para certificar-se de que o conjunto motor/transmissão seja o mais adequado para a sua operação, para o seu território, com o seu veículo preferido, o seu distribuidor Allison oferece o sistema SCAAN

SCAAN quer dizer Sistema para Análise Computadorizada da Aplicação, e ajuda a eliminar adivinhações ao se decidir a compra de um veículo. E o que é mais importante, isso é feito rápida e precisamente através de terminais de computador localizados em todos os distribuidores. Isso significa que as necessidades do seu veículo serão analisadas rapidamente.

O SCAAN pode computar uma grande variedade de parâmetros de desempenho do veículo: rampabilidade, aceleração e retardação. O SCAAN verifica também as especificações do seu trem de força contra a experiência da Allison nessa aplicação para assegurar desempenho satisfatório do veículo.

O SCAAN pode fazer interação de operações para permitir que as várias configurações do veículo sejam rapidamente avaliadas para assegurar a escolha adequada do trem de força.

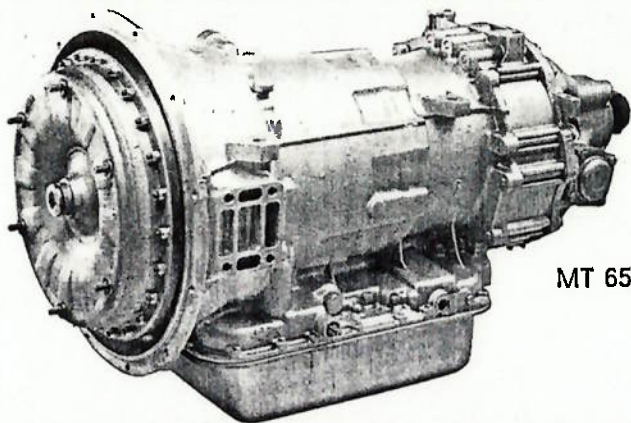


Allison Transmission Division

Alameda Santos, 647 - 1.º andar
CEP 01419 - São Paulo - SP
(011) 252-0365

Transmissões Allison

Modelos automáticos
MT/MTB 653 DR
até 250 nhp (186 KW)



MT 653DR

Especificações

MT/MTB 653DR

Dados gerais +

Potência líquida de entrada	250 nhp (186 KW)
Velocidade de entrada	2200-4000 rpm, 2200-3000 rpm c/retardador
Torque líquido de entrada (max)	640 lb pé (867 N.m)
Peso do veículo (PBT ou PBC)	até 33.240 Kg

Montagem

Direta Carcaça do volante SAE-2 acionado por disco flexível

Conversor de torque

Tipo Estágio simples, fases múltiplas por 3 elementos
 Relação de torque em stall TC 350-3.09; TC 360-3.96; TC 370-2.43; TC 378-2.25; TC-380-1.86
 Embreagem de bloqueio, automática, modulada Aplicada em 4.ª e 5.ª

Engrenagens

Tipo Engrenamento constante, dentes retos

Marchas	Relações*
Primeira	8.05:1 (engate manual)
Segunda	3.58:1
Terceira	2.09:1
Quarta	1.39:1
Quinta	1.00:1
Ré	5.67:1

* A relação de marchas não inclui a relação do conversor

Tomada de força

Acionada pelo conversor (6 furos SAE)
 Localização lado direito (visto por trás)
 Relação de acionamento 1.00 x velocidade da turbina - Todas as marchas
 Capacidade de acionamento 300 lb pé (407 N.m)

Sistema hidráulico

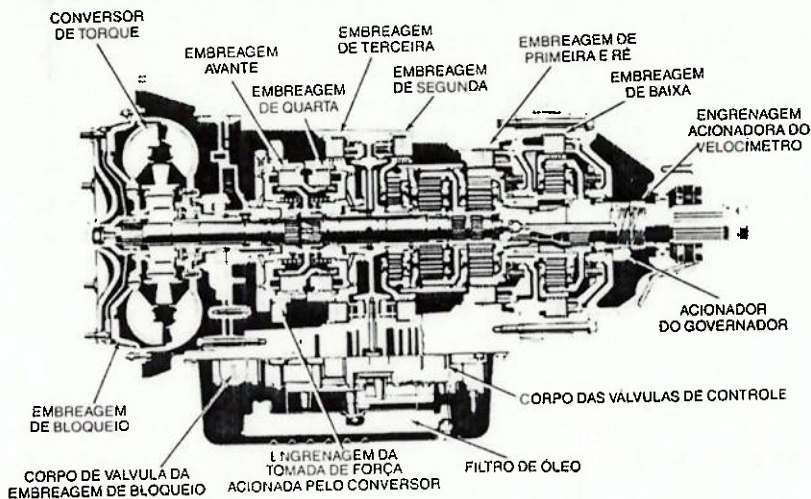
Tipo de óleo Dexron®, dextron II®, C-3
 Capacidade (menos circuito externo) 17 litros (c/carter STD)
 Filtro Filtragem total, elemento substituível, montagem remota
 Resfriador Montagem remota
 (O filtro e o resfriador não são fornecidos com a transmissão mas sim pelo fabricante do veículo)

Dimensões

Comprimento 920 mm
 Largura 489 mm
 Altura (c/carter de 5.1") 568 mm
 Peso (sêca) 273 Kg
 Peso (sêca) c/retardador 331 Kg

+ As capacidades podem variar conforme a aplicação. Consulte o departamento de Vendas da Allison Transmission para informações detalhadas.

Vista em corte da transmissão



MT 653DR

Características e vantagens

- Projetada para uso com motores à gasolina de alta potência e motores Diesel de potência média até 250 nhp (186 KW). Cinco marchas à frente e uma à ré, com mudança totalmente automática nas quatro marchas mais altas. A primeira marcha é engatada manualmente. Este modelo de transmissão é adequado para aplicações rodoviárias e rodoviárias/fora de estrada.
- As embregens são do tipo de discos múltiplos, resfriadas a óleo e auto-compensadas quanto ao desgaste normal. Engrenagens planetárias de dentes retos proporcionam resistência, ausência de ruídos e longa vida útil.
- Embregem de bloqueio automático, modulada pelo acelerador para economia máxima de combustível e melhor frenagem auxiliar pelo motor. Inibidores que evitam reduções ou engate da ré antes que a velocidade do veículo atinja níveis aceitáveis.
- O conversor de torque Allison de três elementos proporciona operação suave e sem choques. As várias reduções dos conversores permitem que a MT/MTB 653 possa ser acoplada a uma grande variedade de motores.
- A engrenagem da tomada de força acionada pelo conversor localizada no lado direito da transmissão (vista de trás) é acessório padrão. A fixação é feita por 6 parafusos SAE.
- Um retardador de saída com capacidade de absorção de potência de mais de 500 hp (373 KW) a 2000 RPM e calibração de "alta capacidade", é particularmente útil para operações de ciclo pára/anda; aplica a força de frenagem diretamente sobre o eixo acionador reduzindo o uso do freio do veículo e seu desgaste.
- Disponibilidade para chave de partida em neutro, chave sinalizadora de marcha à ré, acionador do velocímetro e freio de estacionamento.
- Carter de óleo de 5.1 polegadas é padrão. Carters de 4.3 ou 7.1 polegadas são opcionais caso a altura entre o carter e o solo ou a severidade do trabalho exigirem o uso dos mesmos.

Aplicações*



COLETOR DE LIXO



TRANSPORTE DE ESTACAS



BETONEIRA



TANQUE



BASCULANTE



UTILIDADE PÚBLICA



MUNICIPAL



PLATAFORMA



CONSTRUÇÃO



REMOVEDOR DE NEVE



PLATAFORMA REBOQUE



GUINCHO SOCORRO

* Outras aplicações disponíveis. Consulte o seu distribuidor local.

Assistência pelo sistema SCAAN

Para certificar-se de que o conjunto motor/transmissão seja o mais adequado para a sua operação, para o seu território, com o seu veículo preferido, o seu distribuidor Allison oferece o sistema SCAAN

SCAAN quer dizer Sistema para Análise Computadorizada da Aplicação, e ajuda a eliminar adivinhações ao se decidir a compra de um veículo. E o que é mais importante, isso é feito rápida e precisamente através de terminais de computador localizados em todos os distribuidores. Isso significa que as necessidades do seu veículo serão analisadas rapidamente.

O SCAAN pode computar uma grande variedade de parâmetros de desempenho do veículo: rampabilidade, aceleração e retardação. O SCAAN verifica também as especificações do seu trem de força contra a experiência da Allison nessa aplicação para assegurar desempenho satisfatório do veículo.

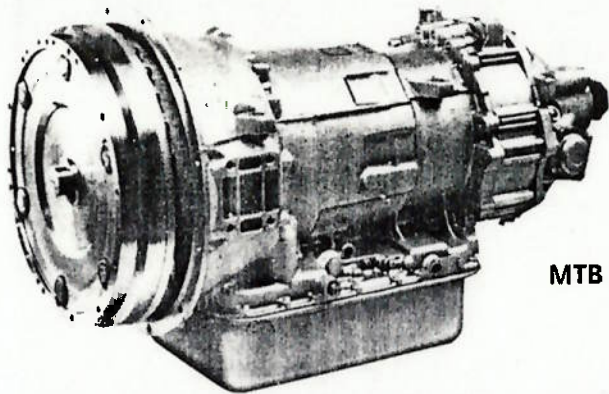
O SCAAN pode fazer interação de operações para permitir que as várias configurações do veículo sejam rapidamente avaliadas para assegurar a escolha do trem de força.



Allison Transmission Division

Alameda Santos, 647 - 1.º andar
CEP 01419 - São Paulo - SP
(011) 252-0365

Transmissões Allison



MTB 654CR

**Modelos automáticos
MT/MTB 654 CR
até 300 nhp (224 KW)**

Especificações

MT/MTB 654 CR

Dados gerais +

Potência líquida de entrada (max)	300 nhp (224 KW)
Velocidade de entrada	1800-3000 rpm
Torque líquido de entrada (max)	950 lb pé (1288 N.m)
Peso do veículo (PBT ou PBC)	até 36,287 Kg

É necessária partida em segunda marcha para motores com velocidade governada acima de 2200 RPM

Montagem

Direta	Carcaça do volante SAE 1 ou 2 acionado por disco flexível
Remota	faces de apoio lateral na carcaça do conversor e apoio traseiro parte superior

Conversor de torque

Tipo	Estágio simples, fases múltiplas por 3 elementos
Relação de torque em stall	TC 430-3.59; TC 495-2.21; TC 496-1.83; TC 497-2.70; TC 494-1.93
Embreagem de bloqueio, automática, modulada	Aplicada em 2.ª, 3.ª, 4.ª e 5.ª (versão STD)

Engrenagens

Tipo	Engrenamento constante, dentes retos
	Relações*
Marchas	
Primeira	4.17:1
Segunda	2.21:1
Terceira	1.66:1
Quarta	1.27:1
Quinta	1.00:1
Ré	10.76:1 (3.50 c/partida em 2.ª)

* A relação de marchas não inclui a relação do conversor.

Tomada de força

Acionada pelo conversor (6 furos SAE)	
Localização	lado direito (visto por trás)
Relação de acionamento	1.00 x velocidade da turbina - Todas as marchas

Sistema hidráulico

Tipo de óleo	Dexron, dexron II, C-3
Capacidade	17 litros (c/carter STD)
Filtro	Filtragem total, elemento substituível, montagem remota
Resfriador	Montagem remota

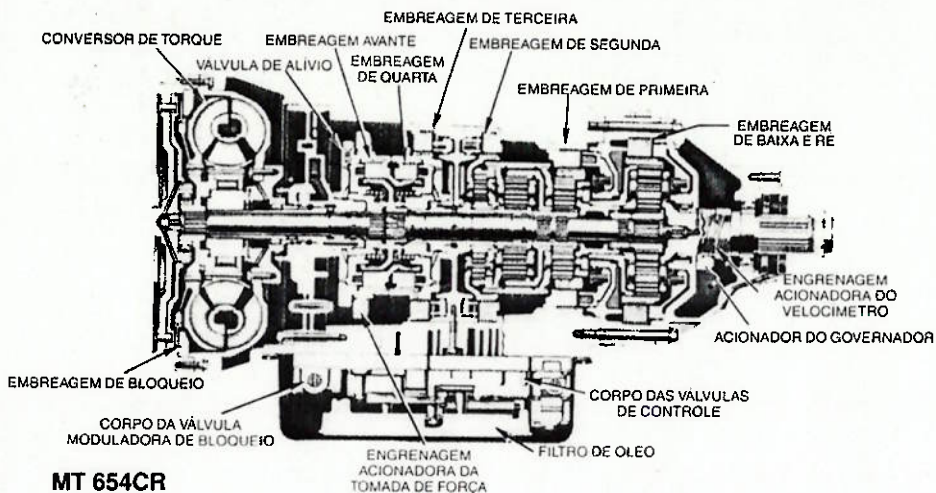
(O filtro e o resfriador não são fornecidos com a transmissão mas sim pelo fabricante do veículo).

Dimensões

Comprimento	920 mm
Largura	489 mm
Altura	568 mm
Peso (sêca)	322 Kg
Peso (sêca) c/ retardador	369 Kg

+ As capacidades podem variar conforme a aplicação. Consulte o departamento de Vendas da Allison Transmission para informações detalhadas.

Vista em corte da transmissão



Características e vantagens

- Projetadas para uso com motores Diesel de potência média até 300 nhp (224 KW). Cinco marchas à frente e uma à ré. Este modelo de transmissão é adequado para veículos rodoviários.
- As embreagens são do tipo de discos múltiplos, resfriadas a óleo e auto compensadas quanto ao desgaste normal. Engrenagens planetárias de dentes retos proporcionam resistência, ausência de ruídos e longa vida útil.
- Embreagem de bloqueio automático, modulada pelo acelerador para economia máxima de combustível e melhor frenagem auxiliar pelo motor. Inibidores que evitam reduções ou engate da ré antes que a velocidade do veículo atinja níveis aceitáveis.
- O conversor de torque Allison de três elementos proporciona operação suave e sem choques. As várias reduções dos conversores permitem que a MT/MTB 654 possa ser acoplada a uma grande variedade de motores.
- A engrenagem da tomada de força acionada pelo lado direito da transmissão (vista de trás) é acessório padrão. A fixação é feita por 6 parafusos SAE.
- Um retardador de saída com capacidade de absorção de potência de mais de 500 hp (373 KW) a 2000 RPM e calibração de "alta capacidade", é particularmente útil para operações de ciclo pára/anda; aplica a força de frenagem diretamente sobre o eixo acionador reduzindo o uso do freio do veículo e seu desgaste.
- Disponibilidade para chave de partida em neutro, chave sinalizadora de marcha à ré, acionador do velocímetro e freio de estacionamento.
- Carter de óleo de 5.1 polegadas é padrão. Carters de 4.3 ou 7.1 polegadas são opcionais caso a altura entre o carter e o solo ou a severidade do trabalho exigirem o uso dos mesmos.

Aplicações*



BETONEIRA



FURGÃO FRIGORÍFICO



BASCULANTE



TANQUE



MUNICIPAL



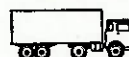
SERVIÇO PÚBLICO



COLETA DE LIXO



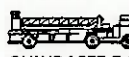
PLATAFORMA



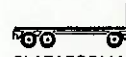
REBOQUE



TRANSPORTE DE ESTACAS



GUINDASTE E ESCADA



PLATAFORMA REBOQUE

* Outras aplicações são disponíveis. Consulte o seu distribuidor local.

Assistência pelo sistema SCAAN

Para certificar-se de que o conjunto motor/transmissão seja o mais adequado para a sua operação, para o seu território, com o seu veículo preferido, o seu distribuidor Allison oferece o sistema SCAAN.

SCAAN quer dizer Sistema para Análise Computadorizada da Aplicação, e ajuda a eliminar adivinhações ao se decidir a compra de um veículo. E o que é mais importante, isso é feito rápida e precisamente através de terminais de computador localizados em todos os distribuidores. Isso significa que as necessidades do seu veículo serão analisadas rapidamente.

O SCAAN pode computar uma grande variedade de parâmetros de desempenho do veículo: rampabilidade, aceleração e retardação. O SCAAN verifica também as especificações do seu trem de força contra a experiência da Allison nessa aplicação para assegurar desempenho satisfatório do veículo.

O SCAAN pode fazer interações de operações para permitir que as várias configurações do veículo sejam rapidamente avaliadas para assegurar a escolha adequada do trem de força.



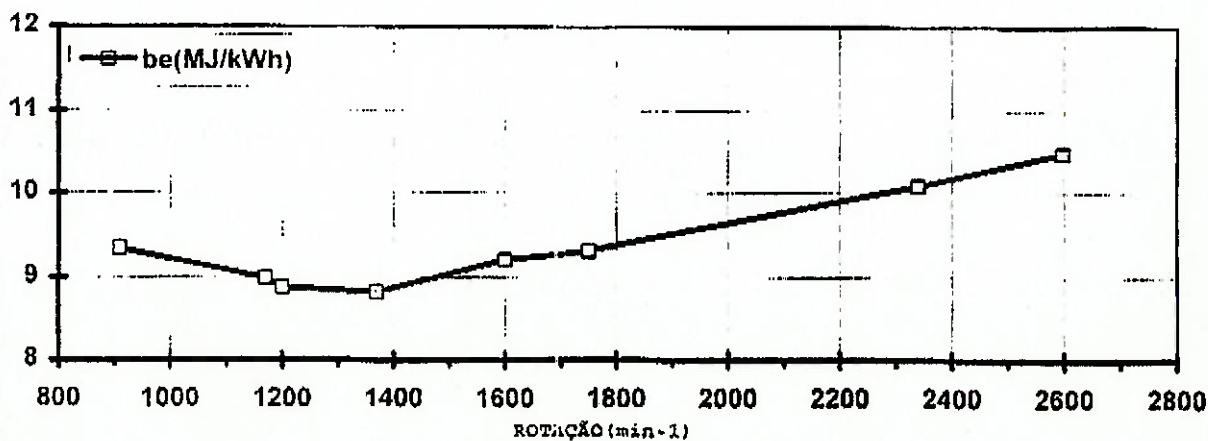
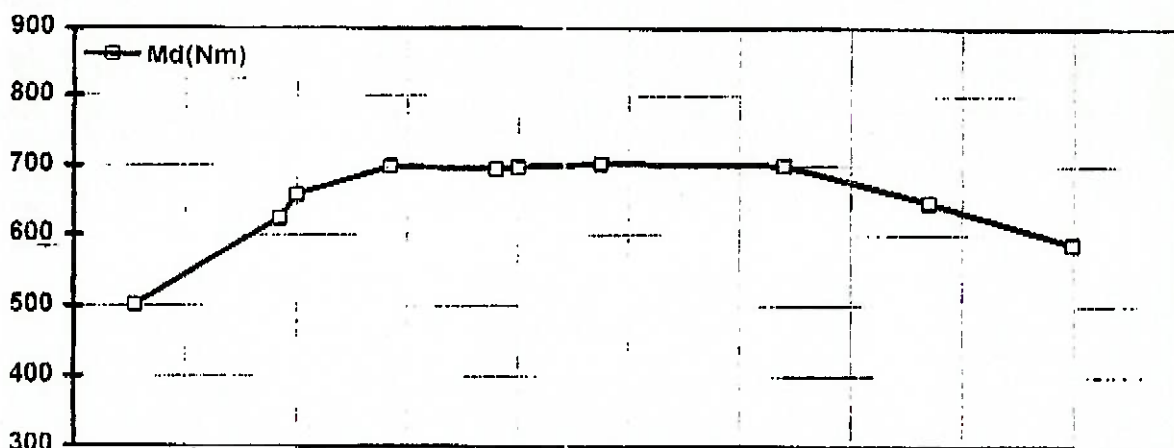
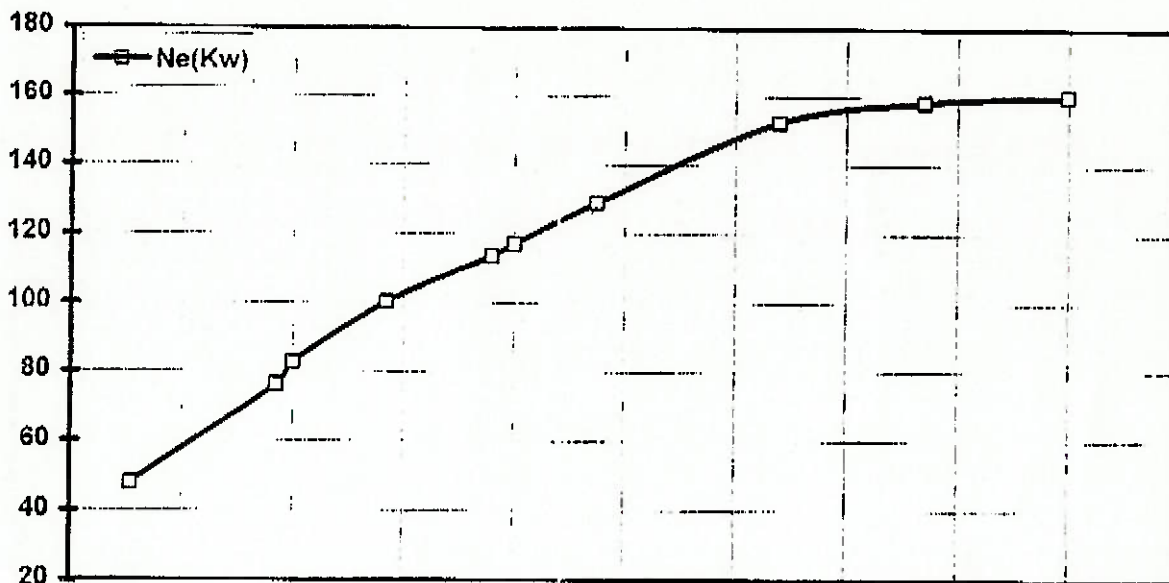
Allison Transmission Division

General Motors do Brasil Ltda.
Al. Santos, 647 - 1.º andar
CEP 01419 - São Paulo - S.P.
(011) 252-0365

CURVA COMERCIAL - M 366 LAG



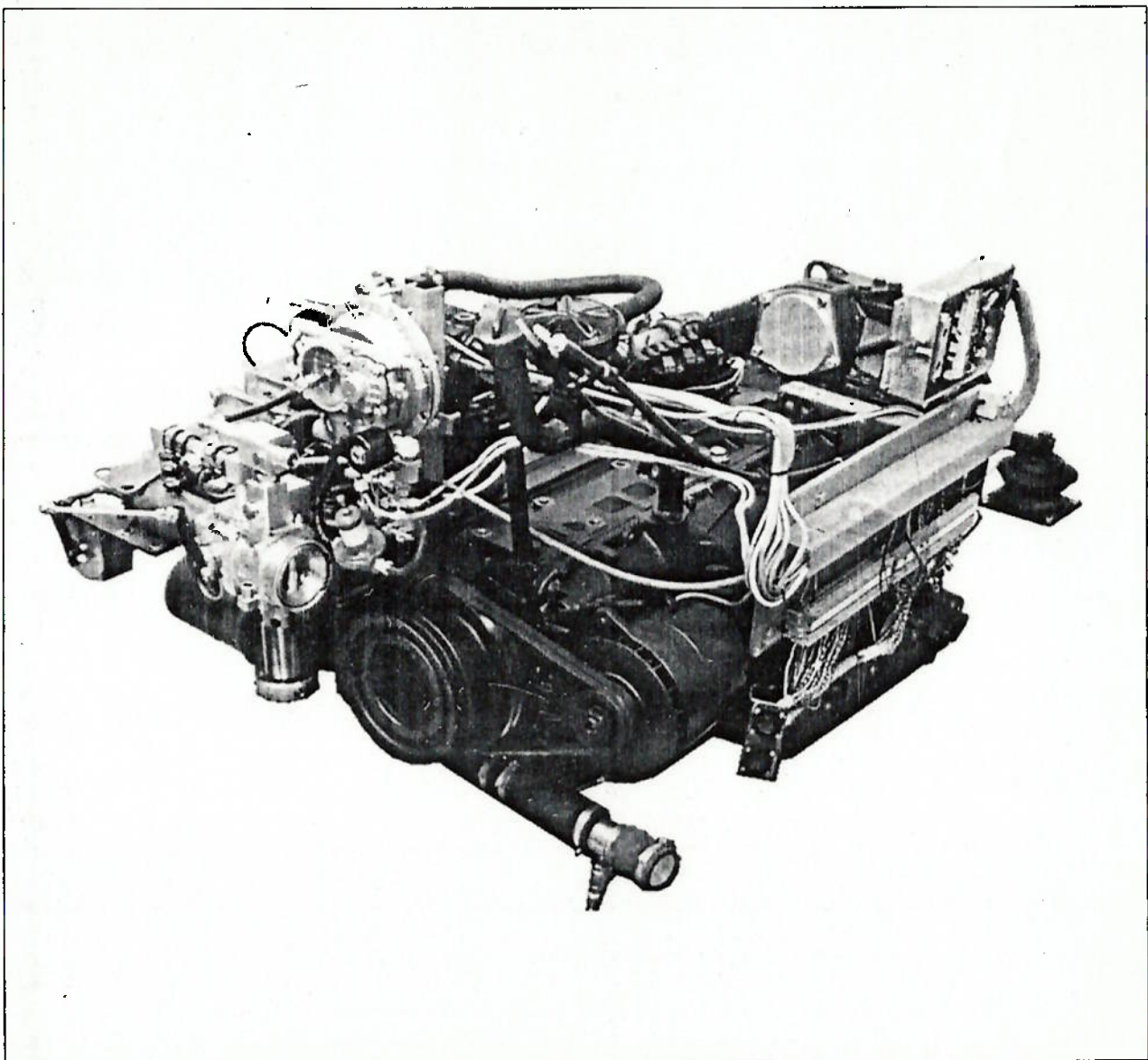
Potencia Max.: 160kW @ 2600 1/min.
 Momento Max.: 700Nm @ 1370 - 2080 1/min
 Cons. Esp. MIn. 8.81 MJ/kWh @ 1370 1/min.





Mercedes-Benz
Omnibusse

Systembeschreibung des erdgasbetriebenen Stadtbusmotors M447 hG



Erdgasmotor M447 hG in liegender Bauart

5.0 Leistungsdaten

Der Motor hat eine Nennleistung von 175 kW bei 2200 min⁻¹, mit maximalem Drehmoment von 880 Nm bei 1000 min⁻¹ (Bild 9).

Bemerkenswert ist der geringe Drehmomentverlust bei den niedrigeren Drehzahlen bis 800 min⁻¹, was auf ein sehr gutes Anfahrverhalten im Fahrzeug deutet, das besonders im stop-and-go-Betrieb von Stadtbussen wichtig ist.

6.0 Abgasemissionen

Abgasprüfungen im ECE-R 49 13-Punkte-Test für Nfz-Dieselmotoren zeigten Werte, die der Zielsetzung entsprachen: 50% Euro II.

7.0 Technische Daten

Motor

Typ	M 447 hG
Zylinder	6 in Reihe horizontal
Bohrung	128 mm
Hub	155 mm
Hubraum	11,967 cm ³
Verdichtungsverhältnis	12,5:1
Verbrennungsverfahren	Fremdzündung
Nennleistung	175 kW/2200 rpm
Maximales Drehmoment	880 Nm/1000 rpm

Zündsystem

Typ	Deltec Direct Ignition System
Zündkerzen	NGK BR 8HVX
Zündfolge	1-5-3-6-2-4

Gasversorgung und Regelung

Gasmischer	Deltec
Druckregler	Landi Renzo
E-Gas	VDO

Inhalt unverbindlich.
Änderungen vorbehalten.

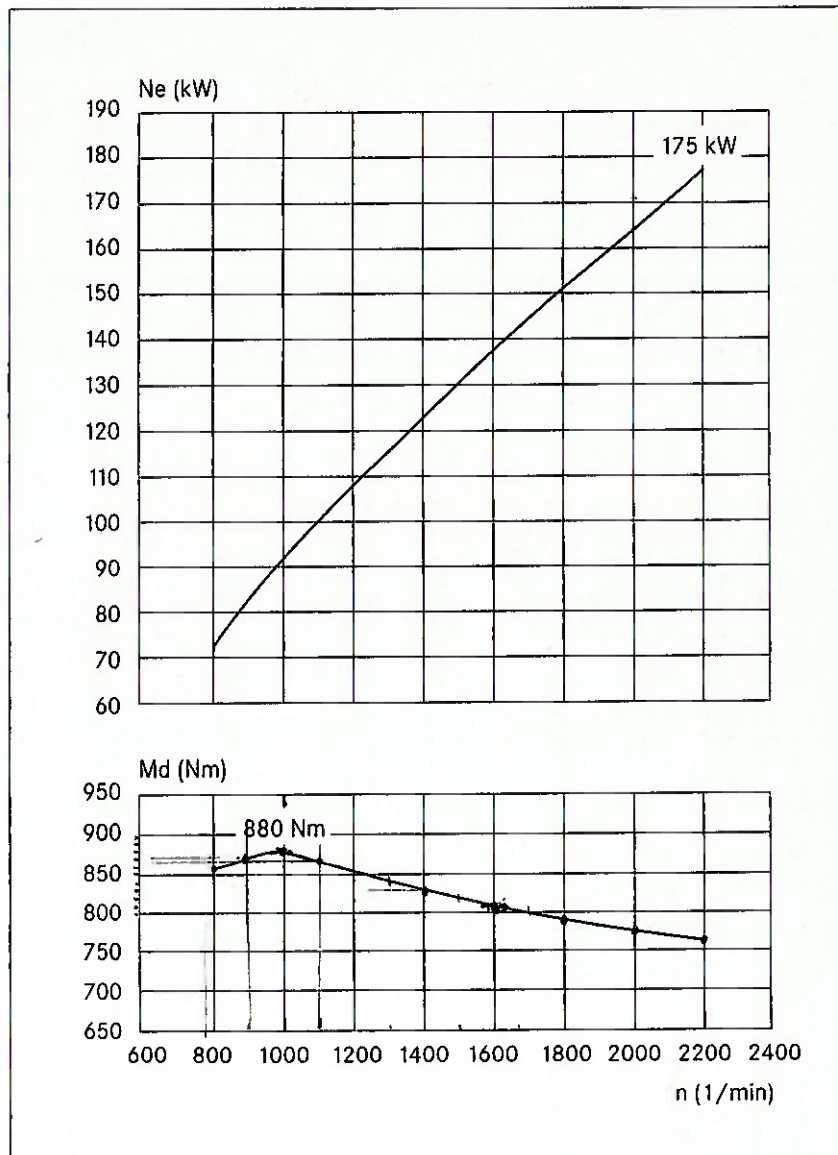


Bild 9



Mercedes-Benz
Omnibusse

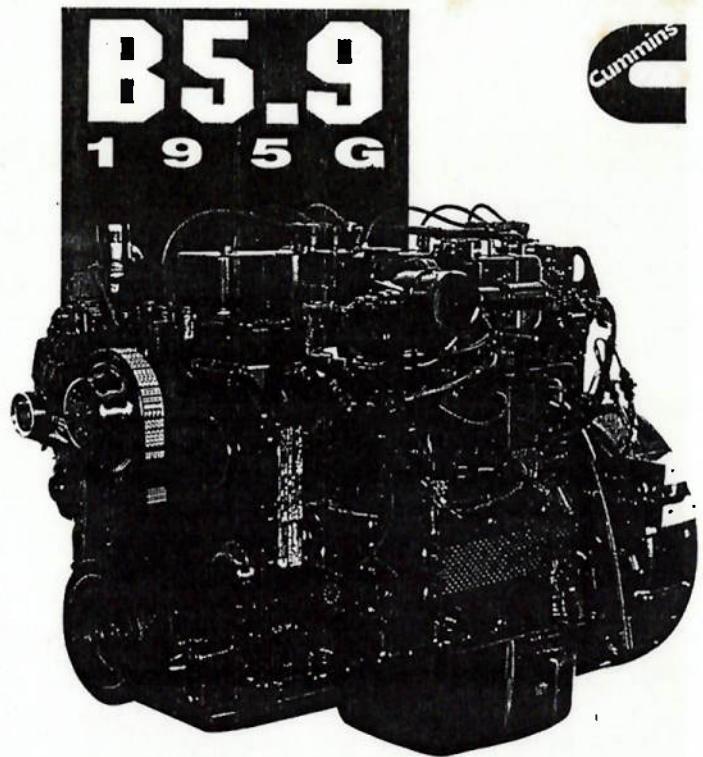
SPECIFICATIONS

PERFORMANCE

At the time of shipment, performance at SAE standard J1995 conditions of 300 ft. (90m) altitude, 29.61 inches Hg (100kPa) barometric pressure, 77°F (25°C) air temperature and 0.30 inches Hg (1 kPa) water vapor pressure will be within 5% of that shown. Engine performance shown is with a natural gas fuel meeting Cummins specifications and having a lower heating value of 20,800 (btu/lb). Gases with different heating values will result in different performance. Actual performance may also vary with different ambient conditions.

Curves represent performance of the engine with fuel system, water pump, lubricating pump, alternator, and with 10 in.H₂O (250mm) inlet air restriction and with 3.0 inches Hg (75mm) exhaust restriction. Not included are air compressor, fan, optional equipment and driven components.

The BSFC curve shown is at full load conditions. This is not a true indicator of fuel tank mileage due to the fact that the engine spends only a portion of time operating on the full load curve. A significant amount of time is spent at various part load conditions. Therefore, full load BSFC curves should not be used as an indicator of fuel tank mileage.



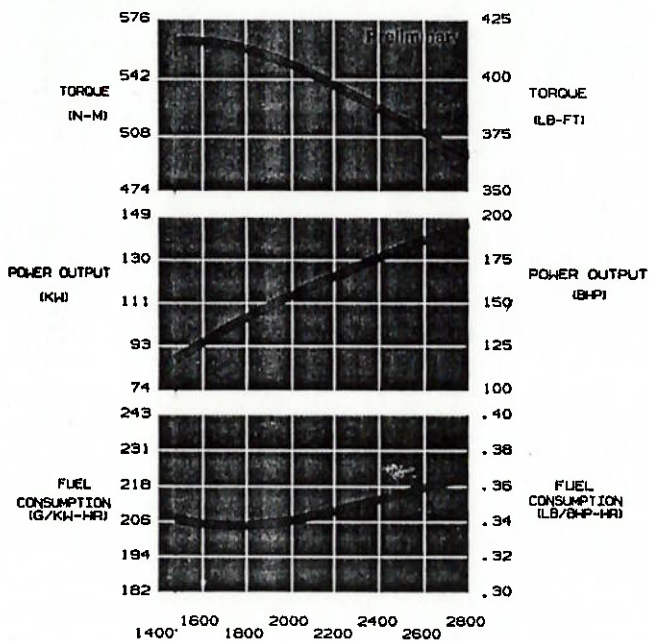
B5.9 195G



B5.9 - 195G

CPL: 1683

FR-90007



SPECIFICATIONS

Maximum Horsepower	195 bhp	(146 kW)
Peak Torque (1600 rpm)	420 lb.-ft.	(569 N•m)
Governed Speed	2800 rpm	(2800 rpm)
Number of Cylinders	6	(6)
Bore and Stroke	4.02x4.72 in.	(102x120 mm)
Engine Displacement	359.0 cu.in.	5.9 L
Compression Ratio	10.5:1	(10.5:1)
Operating Cycles	4	(4)
*Oil System Capacity	4.0 U.S. gals	(15 L)
Coolant Capacity (Engine Only)	10.5 U.S. qts.	(9.9 L)
Net Weight with Std. Accessories, Dry	910 lbs.	(413 kg)

B5.9

195G

DESIGN FEATURES

Air Intake System: Charge air cooling is utilized to reduce emission levels by lowering intake manifold temperatures.

Belt Drive System: Self-tensioning polyvee belt accessory drive system eliminates belt maintenance.

Catalyst: For CARB ULEV (Ultra Low Emitting Vehicle) applications.

Cast Iron Skirted Block: With main bearing supports between each cylinder, for maximum strength and rigidity, low weight, and optimum crankshaft support for long life.

Complete Rebuildability: The cylinder block has multiple rebore capability. Service cylinder sleeves and valve guides are also available for multiple rebuilds.

Connecting Rods: Drop forged construction maximizes structural strength, and an angle split cap-to-rod interface and capscrew attachment makes servicing easier.

Control System: Cummins electronics control system using the Cummins CM420 Controller.

Crankshaft: Induction-hardened forged steel crankshaft provides maximum strength and multiple regrind capability for long-term cost savings.

Cylinder Head: Short length crossflow cylinder head for maximum structural strength of the block and head assembly, and to improve combustion, and provide long trouble free life.

Fewer Parts: Up to 40% fewer parts than competitive engines. This means less inventory, faster maintenance and repair.

Air/Fuel Regulation: Cummins closed loop electronic control system.

Ignition System: Cummins Electronic High Energy System.

Turbocharger: An improved Holset turbocharger with an electronically controlled wastegate provides improved response and performance. A watercooled design is used for high durability.

Parts Simplicity: Enables engines to be serviced and repaired with ordinary hand tools.

Side Mounted Gear Driven Camshaft: For low engine height.

Valves: One intake and one exhaust valve for each cylinder with single valve springs stem seals and inserts.

Accessory Drive Pulley: Mounted on fan hub for driving freon compressor or other accessories.

Air Compressor: Various compressors direct driven from accessory drive below fuel pump.

Air Intake Accessories: Hump hoses, elbows and clamps for adapting to various piping sizes.

Alternator: 12 or 24 volt with outputs ranging from 35 to 105 amps.

Exhaust Accessories: Various flanges, connections and clamps for adapting to exhaust piping.

Fan Drives: Fan centers from 8.0 in. (203 mm) to 17.5 in. (444 mm) and drive ratios of 1.1 and 1.35 times engine speed.

Flywheels: To fit various clutches, torque converters, and transmissions.

Flywheel Housings: SAE No. 2 or SAE No.3.

Freon Compressor Mountings: To fit various rotary and reciprocating compressors.

Front Engine Supports: For single point or barrel mountings.

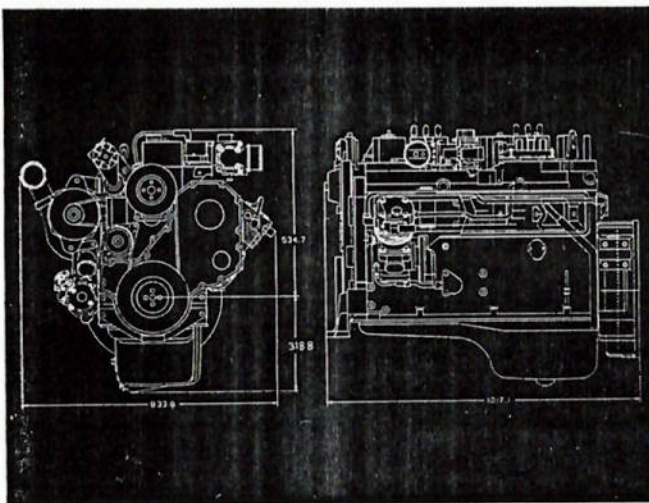
Front Power Take-Off: Pulley and adapters for belt or direct drives.

Hydraulic Pump Drives: Direct drive SAE A or SAE B flanges.

Oil Pans: Front and rear sump types with angularity capability of 45°.

Starters: 12 or 24 volt, positive engagement.

Water Inlet Connections: Pointing to front 30° down or 73° down, or pointing straight out to side.



Cummins has always been a pioneer in product improvement, thus specifications may change without notice. Illustrations may include optional equipment.



Cummins Engine Company, Inc.
Box 3005
Columbus, IN 47202-3005
U.S.A.

Bulletin 3885214
Printed in U.S.A. Rev. 06/94
© 1994 Cummins Engine Company, Inc.

SPECIFICATIONS

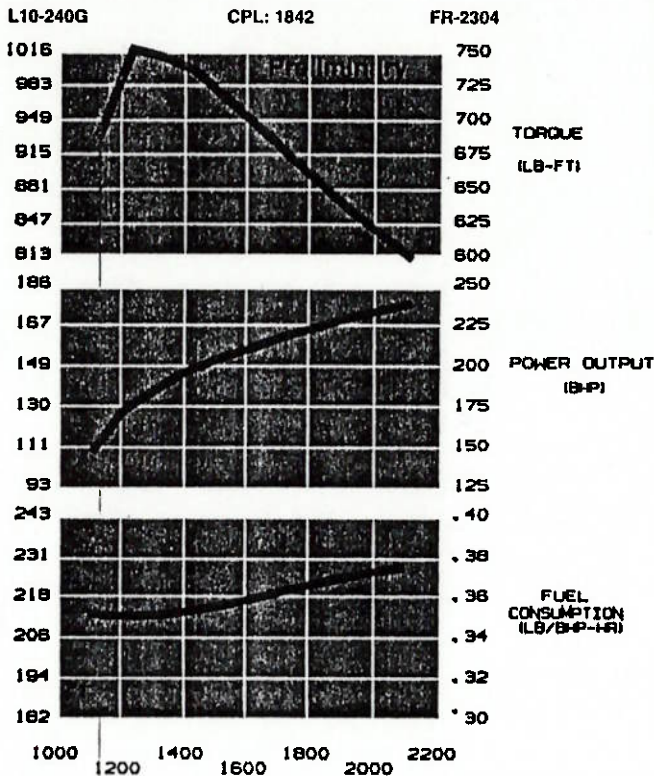
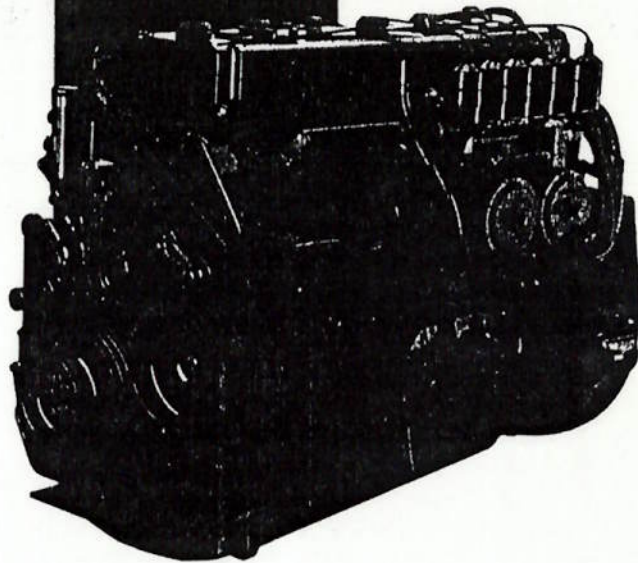
240G



PERFORMANCE

Curves shown represent gross engine performance capabilities obtained and corrected in accordance with Cummins Standards. Standard Conditions are: 29.36 in.Hg (99.14 kPa) barometric Pressure (500 ft. altitude, 77°F (25°C) inlet Air Temperature), Natural Gas at 104°F (39°C) inlet temperature and Gas Wobbe Index of 1338 (based on higher heating value) and 950 BTU/cu.ft. (based on lowered lower heating value) and measured by ASTM D-3588). The engine may be operated in a transient mode up to 8500 ft. (2780 m) altitude and 100° F (38° C). However, when ambient and/or installed conditions vary from the Standard Conditions, performance characteristics can be expected to vary according to the guidelines in Cummins Standard. At time of engine shipment, performance will be within $\pm 5\%$ at Rated Power & Rated Torque.

The BSFC curve shown is at full load conditions. This is not a true indicator of fuel tank mileage due to the fact that the engine spends only a portion of time operating on the full load curve. A significant amount of time is spent at various part load conditions. Therefore, full load BSFC curves should not be used as an indicator of fuel tank mileage.



SPECIFICATIONS

Maximum Horsepower	240 bhp	(179 kW)
Peak Torque (1200 rpm)	750 lb.-ft.	(1 017 N•m)
Governed Speed	2100 rpm	(2100 rpm)
Number of Cylinders	6	(6)
Bore and Stroke	4.921x5.35 in.	(125x136mm)
Engine Displacement	611 cu.in.	10 L
Compression Ratio	10.5:1	(10.5:1)
Operating Cycles	4	(4)
*Oil System Capacity	10.3 U.S. gals	(39 L)
Coolant Capacity (Engine Only)	12 U.S. qts.	(11.3 L)
Net Weight with Std. Accessories, Dry	1970 lbs.	(894 kg)
Weight per Maximum Power	8.21 lbs./hp	(5.0 kg/kW)

240G

Design Features

Bearings: Exceptionally large steel-backed tri-metal bearings throughout engine provide long engine life.

Camshaft: Special cam gear for ignition timing. Lobe standardized to diesel.

Connecting Rods: Drop forged, I-beam construction for strength. Tapered piston pin end provides stronger piston pin bore for durability.

Crankshaft: Induction hardened for strength. Large 4.5 in. (114mm) main bearings for durability.

Cylinder Block: Cast iron block. Redesigned to accommodate a large sump oil pan. New front end arrangement.

Cylinder Head: One-piece cylinder head reduces engine length and provides a rigid head-to-block fit. Ports are oriented to provide free intake and exhaust flow.

Cylinder Liners: Stiffened cylinder liner to reduce bore distortion.

Exhaust Manifold: Pulse design reduces back pressure for better fuel economy and more efficient exhaust flow to the turbocharger for outstanding throttle response and driveability. The exhaust ports have been redesigned to improve volume and flow.

Filters: The LF3000 combo full flow/by-pass oil filter is standard.

Fuel System: Specially developed mixer and regulator for use with this engine.

Governor System: Special electronic controls developed for this engine. Allows the use of an electronic throttle pedal.

Ignition System: High-energy distributorless ignition system for precise timing.

Lube Oil Cooler: Utilized design provides full flow oil cooling for high effectiveness and light weight.

Lube Pump: Gear pump is larger to improve flow for greater lube capacity.

Oxidation Catalyst: Special 2-way oxidation catalyst developed for this engine.

Piston: The piston is made of high strength aluminum. A nickel alloy iron insert cast into the aluminum alloy piston encompasses the top ring groove for extended piston and ring life.

Spark Plugs: Specially Developed Spark Plugs for use with Cummins L10-240G.

Turbocharger: Holset (Cummins) WH2-D turbo with wastegate control.

Valves: Dual intake and exhaust each cylinder. Generous valve area for less restricted gas flow for improved combustion and fuel economy.

Vibration Damper: Viscous damper located outside front cover.

Water Pump: Sealed and supported internally for noise reduction.

Wastegate Control: Closed loop electronic wastegate control for more precise torque curve shaping.

Wiring Harness: Engine mounted wiring harness with two OEM connections.

Cummins has always been a pioneer in product improvement, thus specifications may change without notice. Illustrations may include optional equipment.



Cummins Engine Company, Inc.
Box 3005
Columbus, IN 47202-3005
U.S.A.

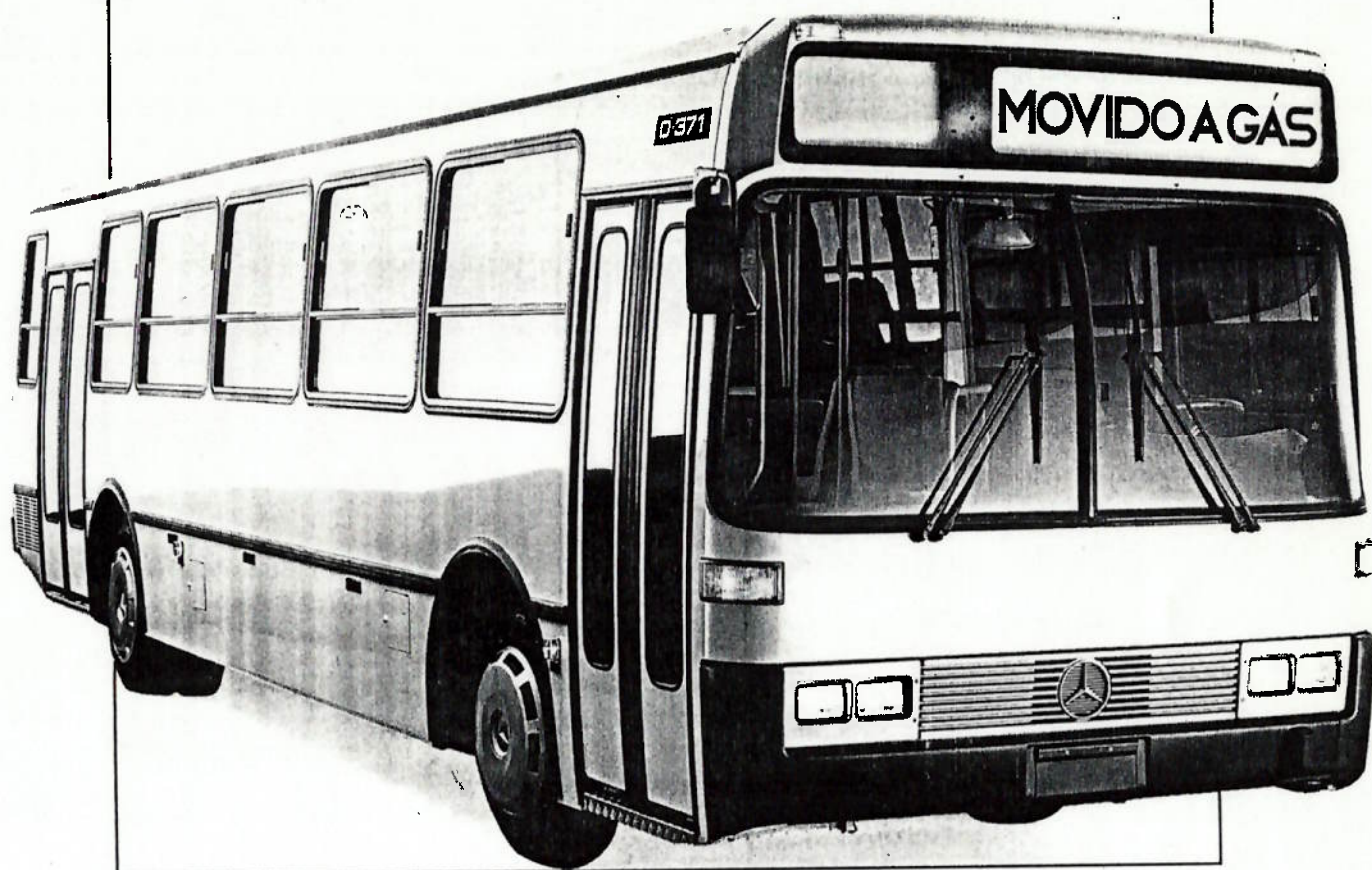
Bulletin 3885212
Printed in U.S.A. 05/94
© 1994 Cummins Engine Company, Inc.

4



O-371 U a gás

Ônibus urbano



Cada veículo Mercedes-Benz que sai das linhas de montagem atende a um compromisso com a evolução, refletindo uma aprimorada conquista tecnológica. É assim que a Mercedes-Benz, honrando sua tradição, responde aos desafios presentes e futuros do transporte, desenvolvendo veículos cada vez mais eficientes, seguros, confortáveis e duráveis. Essa preocupação com a qualidade está presente também no ônibus urbano O-371 U a gás, o único ônibus movido a gás produzido em escala industrial em todo o mundo. O O-371 U tem design atraente, espaço interno amplo e totalmente aproveitável, conforto e segurança em todos os seus detalhes construtivos. Seu exemplar rendimento é assegurado pelo motor de ciclo Otto, a gás, produzido mediante emprego da mais avançada tecnologia. O motor MB M-366 G, de 150 cv NBR, com caixa de mudanças Mercedes-Benz G-3/60, associa potência, desempenho e segurança. Em função do combustível utilizado, as estruturas do veículo são reforçadas para acondicionar com toda segurança os cilindros de armazenagem do gás sob pressão.

O O-371 U é dotado de eixo traseiro HO-4/23 D-10, com engrenagens hipóides de alta resistência. Opcionalmente, pode ser equipado com o eixo traseiro HO-4/01 D-10. Projetado e construído para uso urbano, o novo O-371 U é equipado com suspensão composta de molas helicoidais, molas auxiliares e amortecedores telescópicos de dupla ação na dianteira, e na traseira amortecedores telescópicos de dupla ação e molas semi-elípticas intercaladas com lâminas plásticas. Essa suspensão absorve as irregularidades das vias, com sensível redução de ruídos, garantindo um rodar mais suave e seguro. O O-371 U tem direção hidráulica, que facilita as manobras, reduzindo o esforço do motorista. As frenagens são rápidas e seguras, graças ao sistema de freio de serviço acionado a ar comprimido de duplo circuito. As portas são largas, com degraus iluminados, de baixa altura e piso antiderrapante, o que facilita o acesso e aumenta a segurança dos passageiros. O sistema de iluminação com luz branca de néon está integrado à estrutura interna da carroceria. Os

assentos são anatômicos e próprios para uso urbano. O sistema de circulação de ar é formado pela tomada frontal, amplas janelas e campânulas de exaustão, proporcionando permanente circulação de ar e conseqüente conforto aos passageiros. Os botões de parada, bem localizados nos balaústres, facilitam o acionamento pelo passageiro e indicam "parada solicitada" nos visores do teto. A poltrona do motorista é hidráulica, ajustável na inclinação e regulável de acordo com o peso do condutor, proporcionando maior conforto e segurança. O painel de comando do O-371 U é envolvente, com teclas e símbolos iluminados, de ótima visibilidade e fácil alcance. A ventilação para o motorista é individual, regulável e direcionável, e o pára-sol é do tipo roll-on. Estes e muitos outros fatores fazem do O-371 U um modelo de eficiência e de grande rentabilidade no transporte urbano de passageiros, com a vantagem adicional de utilização de um combustível altamente compatível com o meio ambiente.

O-371 U a gás

Dados técnicos

Motor Otto	
Tipo	MB M-366 G
Cilindros verticais, em linha	6
Diâmetro do cilindro, mm	97,5
Curso do êmbolo, mm	133
Cilindrada total, cm ³	5958
Relação de compressão	12:1
Potência NBR (*), kW/cv/rpm	110/150/2800
Torque NBR (*), Nm/mkgf/rpm	420/43/1300
Seqüência de injeção	1-5-3-6-2-4
Alternador, V/A	28/35
Motor de partida, kW/cv/V	4/5,4/24
Baterias, Ah/V	2 x 135/12
Abastecimento, litros	
Combustível (a 200 bar de pressão de serviço)	135 m ³
Óleo no cárter, máx./mín.	15/11
Caixa de mudanças	5,0
Caixa do diferencial	5,0 (11,0 para HO-4/01)
Água de arrefecimento	21
Transmissão	
Caixa de mudanças sincronizada	MB G-3/60-5/7,5
Redução no eixo traseiro	i=6,143 (43:7)
Sob encomenda	i=6,857 (48:7)
Velocidade máxima	
5ª marcha, km/h	89 79
6ª marcha, km/h	6,143 6,857
Capacidade máx. de subida	
1ª marcha, 15500 kg, %	22 24
Chassi	
Aro das rodas	7,5
Pneumáticos, radiais	10.00 R - 20 PR 16
Eixo dianteiro	MB VO-4/13 D-7
Eixo traseiro	MB HO-4/23 D-10
Sob encomenda	MB HO-4/01 D-10
Direção hidráulica	ZF 8065
Área total de frenagem, cm ²	5684
Dimensões, mm	
Distância entre eixos	5850
Bitola dianteira	2020
Bitola traseira	1821
Comprimento total	11062
Largura	2600
Altura	3193
Vão livre dianteiro	230
Vão livre traseiro	203,5
Balanço dianteiro	2112
Balanço traseiro	3100
Círculo de viragem do veículo, mØ	20,72
Peso bruto, kg	
Eixo dianteiro	5500
Eixo traseiro	10000
Total	15500

(*) NBR 5484/fevereiro'85.

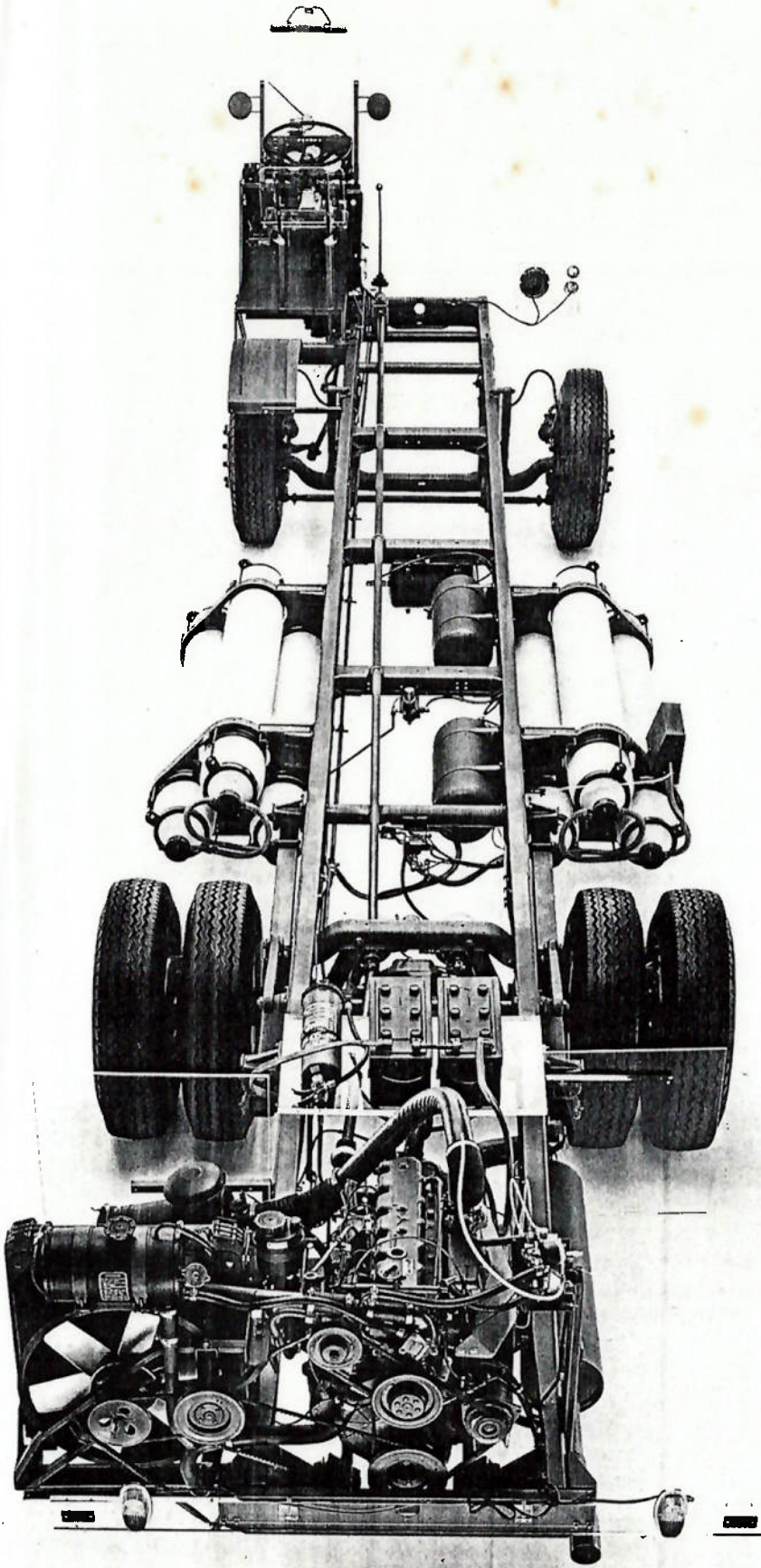
No interesse do desenvolvimento tecnológico, a Mercedes-Benz do Brasil reserva-se o direito de alterar as especificações e os desenhos dos produtos sem prévio aviso.

A qualidade do meio ambiente é respeitada pela tecnologia Mercedes-Benz. Este veículo está em conformidade com o Proconve.



Mercedes-Benz do Brasil S.A.
Caixa Postal 202 - 09701 - São Bernardo do Campo - SP - Brasil

OH-1315 a gás



Cada veículo Mercedes-Benz que sai das linhas de montagem atende a um compromisso com a evolução, refletindo uma aprimorada conquista tecnológica. É assim que a Mercedes-Benz, honrando sua tradição, responde aos desafios presentes e futuros do transporte, desenvolvendo veículos cada vez mais eficientes, seguros, confortáveis, duráveis e compatíveis com o meio ambiente. Essa preocupação com a qualidade está presente também no chassi para ônibus com motor na traseira OH-1315 movido a gás. Um modelo de eficiência e de grande rentabilidade no transporte urbano de passageiros, com a vantagem adicional de utilização de um combustível alternativo, menos poluente, em compatibilidade com o meio ambiente. Um veículo nascido sob a chancela Mercedes-Benz, o único fabricante do mundo a produzir ônibus a gás em escala industrial.

O OH-1315 a gás tem um rendimento exemplar, assegurado pelo motor de ciclo Otto, o MB M-366 G, de 150 cv NBR de potência, produzido mediante o emprego da mais avançada tecnologia. Este motor, mais a caixa de mudanças Mercedes-Benz G-3/60, resultam em potência, desempenho e segurança excelentes. Em função do combustível utilizado, as estruturas do veículo são reforçadas para acondicionar com toda segurança os cilindros de armazenagem do gás sob pressão.

Um veículo ideal para as grandes cidades. Conforto e segurança para os usuários e benefícios à qualidade do ar.