

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA  
TESE DEFENDIDA POR Rodrigo Tadeu  
Brazolin E APROVADA  
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 15/07/2010  
  
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Rodrigo Tadeu Brazolin

**Desenvolvimento de um método de simulação  
para avaliação da durabilidade de conjuntos de  
embreagens para veículos comerciais.**

Campinas, 2010

118/2010

Rodrigo Tadeu Brazolin

# **Desenvolvimento de um método de simulação para avaliação da durabilidade de conjuntos de embreagens para veículos comerciais.**

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado Profissional da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de Concentração: Dinâmica

Orientador: Auteliano Antunes dos Santos Júnior

Campinas  
2010

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA  
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

B739d Brazolin, Rodrigo Tadeu  
Desenvolvimento de um método de simulação para  
avaliação da durabilidade de conjuntos de embreagens  
para veículos comerciais / Rodrigo Tadeu Brazolin. --  
Campinas, SP: [s.n.], 2010.

Orientador: Auteliano Antunes dos Santos Júnior.  
Dissertação de Mestrado (Profissional) -  
Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de  
Engenharia Mecânica.

1. Método de Monte Carlo. 2. Elementos de  
máquinas. 3. Vida útil. 4. Automóveis - Materiais -  
Testes. 5. Embreagens (Máquinas). I. Santos Júnior,  
Auteliano Antunes dos. II. Universidade Estadual de  
Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III.  
Título.

Título em Inglês: Development of a simulation method to evaluate the lifetime of  
clutches sets for commercial vehicles

Palavras-chave em Inglês: Monte Carlo method, Machine elements, Shelf life,  
Automobiles - Materials - Testing, Clutches (Machines)

Área de concentração: Dinâmica

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: Niederauer Mastelari, Antônio Carlos Canale

Data da defesa: 15/07/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Automobilística

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL**

**Desenvolvimento de um método de simulação  
para avaliação da durabilidade de conjuntos de  
embreagens para veículos comerciais.**

Autor: Rodrigo Tadeu Brazolin

Orientador: Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior

Co-orientador:

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



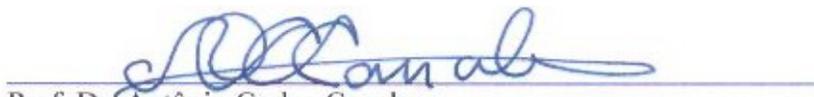
---

Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior, Presidente  
DPM/FEM/UNICAMP



---

Prof. Dr. Niederauer Mastelari  
DPM/FEM/UNICAMP



---

Prof. Dr. Antônio Carlos Canale  
USP/São Carlos

Campinas, 15 de julho de 2010

## **Dedicatória**

Dedico este trabalho aos meus pais, Pedro e Eva, por todo amor, carinho, exemplo, educação, dedicação, doação, sem os quais eu jamais teria conseguido nada em minha vida.

## **Agradecimentos**

Agradeço principalmente a Deus pela minha inspiração, força de vontade e por nunca ter me abandonado nos momentos mais difíceis de minha vida.

Aos meus pais Pedro e Eva e ao meu irmão Rafael pelos conselhos, orientações, amor e carinho nos momentos difíceis e pelo apoio nas minhas decisões.

Ao professor Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior pela preciosa e competente orientação no trabalho, e pelo fundamental apoio que tanto ajudaram a elucidar momentos decisivos deste mestrado.

A Empresa Schaeffler do Brasil pelo apoio financeiro e pela grande oportunidade oferecida através do mestrado profissional. Em especial, aos Presidentes Romeu Massoneto Jr e Ricardo Reimer e ao diretor de Engenharia Cláudio Fernandes de Castro por toda confiança em mim depositada.

Ao Engenheiro Wagner Marciano, gerente de Engenharia, pelos sete anos de constantes ensinamentos, confiança, pelas sugestões e apoio técnico fundamentais para o desenvolvimento deste trabalho.

A indispensável dedicação, atenção e companheirismo do técnico Ronald Queiroz Mangano.

Ao departamento de Engenharia Experimental (testes veiculares) pelo suporte técnico e pronto atendimento.

A empresa Viação Osasco pelo suporte fundamental para o desenvolvimento dos testes de campo.

Aos meus companheiros de departamento, André, Franck, Marcos, Ronald, Júnior, Nélcio e pela dedicação, lealdade e suporte.

Ao grande amigo Leonardo pelos grandes momentos de incentivo e companheirismo.

A minha namorada Graziela pelo incentivo, companheirismo, atenção, motivação, amor e carinho.

Aos amigos Rafael, Júnior, Fábio, Feltrin, Syllos, Sérgio, Ricardo, pela amizade e compreensão. À minha amiga Thatiane por toda ajuda no início do trabalho.

Aos companheiros do time de basquete da empresa, por todos os momentos de diversão em quadra.

“Lutar sempre, vencer às vezes, desistir jamais”

## **Resumo**

O mercado de veículos comerciais se caracteriza pela grande diversidade de aplicações. Isto gera uma complexa gama de requisitos para projetos de sistemas de embreagem. Um modelo preciso de simulação é uma ferramenta imprescindível, pois permite a avaliação de forma segura da durabilidade do conjunto de embreagem, otimizando o tempo de desenvolvimento e reduzindo os custos com testes de campo.

Os modelos atuais de simulação para avaliação da durabilidade da embreagem foram desenvolvidos para aplicações em veículos de passeio e podem não apresentar a mesma eficácia quando utilizados na simulação de veículos comerciais.

Esse trabalho tem o objetivo de desenvolver uma metodologia computacional, para estimativa da vida em serviço, que se aplique a esse mercado de veículos, utilizando simulação Monte Carlo. O modelo de simulação consiste em relacionar de maneira lógica as características de resistência do material de atrito com as características de solicitação geradas na aplicação do veículo. A simulação Monte-Carlo será utilizada para gerar as solicitações de campo. Os resultados encontrados na simulação serão validados por meio de comparação com dados reais de durabilidade encontrados em serviço.

### **PALAVRAS CHAVE:**

Simulação Monte Carlo, Sistemas de embreagem, Durabilidade, Resistência do material de atrito.

## **Abstract**

The commercial vehicles market is characterized for the great applications diversity. This creates complex requirements for projects of clutch systems. An accurate simulation model is an essential tool, because it allows the evaluation of the clutch set durability, optimizing the development time and reducing the costs with field tests.

The current simulation models for evaluation of the clutch durability had been developed for applications in passengers vehicles and can not present the same efficacy when used in the simulation of commercial vehicles.

This work has the objective to develop a computational methodology, applied in this vehicle market, using the Monte Carlo simulation code. The simulation model consists of relating in logical way the friction material resistance characteristics with the use characteristics generated in the vehicle application. The Monte Carlo simulation will be used to generate the field use. The found results in the simulation will be validated through of comparison with real durability data found in field.

### **KEY WORDS:**

Monte Carlo Simulation, Clutch Systems, Lifetime, Friction Material Resistance

## Lista de Figuras

<b>Figura 1.:</b> Exemplo de um disco de embreagem montado com revestimento orgânico na forma de anel circular (à direita) e exemplo de um montado com segmentos de material ceramético.....	10
<b>Figura 2.:</b> Localização do pedal de acionamento e da alavanca de cambio no interior do veículo.....	14
<b>Figura 3.:</b> Principais componentes de um sistema de embreagem.....	14
<b>Figura 4.:</b> Principais componentes de um platô de embreagem.....	15
<b>Figura 5.:</b> Principais componentes do disco de embreagem. ....	16
<b>Figura 6.:</b> Fluxo de força do motor para a embreagem. ....	17
<b>Figura 7.:</b> Detalhe da embreagem nas posições acoplada e desacoplada.....	18
<b>Figura 8.:</b> Detalhe do amortecedor axial do disco de embreagem. ....	19
<b>Figura 9.:</b> Detalhes do amortecedor torsional do disco de embreagem. ....	19
<b>Figura 10.:</b> Esquema geral da partida de um veículo. ....	21
<b>Figura 11.:</b> Dedução da expressão para determinação da energia de partida na rampa. ....	24
<b>Figura 12.:</b> Visão geral da bancada de ensaio. ....	26
<b>Figura 13.:</b> Energia dissipada numa partida realizada em terreno plano e com a máxima capacidade de carga para diferentes tipos de ônibus. ....	28
<b>Figura 14.:</b> Pontos de avaliação de desgaste escolhidos. Variação de energia entre $26.5\text{J}/\text{cm}^2$ e $300\text{J}/\text{cm}^2$ . Variação de temperatura entre $75^\circ\text{C}$ e $300^\circ\text{C}$ . ....	29
<b>Figura 15.:</b> Exemplo de uma Função Resposta ao Desgaste para um determinado revestimento – visualização em 3D.....	31
<b>Figura 16.:</b> Exemplo de uma Função Resposta ao Desgaste para um determinado revestimento – visualização em gráfico de superfície.....	32
<b>Figura 17.:</b> Ônibus escolhido para determinação do espectro de solicitações – MB OF1722.....	33
<b>Figura 18.:</b> Cálculo da energia de partida para o veículo escolhido. ....	34
<b>Figura 19.:</b> Rota Mercedes-Benz para teste de durabilidade.....	35
<b>Figura 20.:</b> Exemplo de um monitoramento típico de um dia de trabalho – Período avaliado das 5h30 às 10h30. ....	36

<b>Figura 21.:</b> Exemplo de um monitoramento típico de um dia de trabalho – Período avaliado das 10h30 às 16h00. ....	36
<b>Figura 22.:</b> Distribuição normal ajustada para modelar o comportamento da temperatura da caixa seca.....	37
<b>Figura 23.:</b> Detalhe da partida de um determinado veículo. Implementação do cálculo da energia dissipada a partir das medições das rotações do motor e da transmissão e do momento fornecido pelo motor. ....	39
<b>Figura 24.:</b> Cálculo da energia teórica de partida nas oito condições de partida para o exemplo citado.....	43
<b>Figura 25.:</b> Perfil de utilização do veículo simulado com a média da distribuição de energia corrigida com o fator de correção $f_E$ .....	44
<b>Figura 26.:</b> Exemplo de determinação do coeficiente global de troca térmica de um conjunto de embreagem.....	46
<b>Figura 27.:</b> Perfil de utilização do veículo simulado com a média da distribuição de temperatura corrigida com o fator de correção $f_T$ .....	47
<b>Figura 28.:</b> Exemplo de uma função resposta térmica (relação entre a temperatura da caixa seca e as temperaturas das superfícies de atrito) de uma determinada embreagem. ....	49
<b>Figura 29.:</b> Fluxograma do algoritmo de simulação. ....	50
<b>Figura 30.:</b> Interface do modelo de simulação. ....	51
<b>Figura 31.:</b> Embreagem de carcaça fundida 395mm.....	53
<b>Figura 32.:</b> Evolução da temperatura na caixa seca e nas superfícies de atrito ao longo do ensaio.....	54
<b>Figura 33.:</b> Temperatura média das superfícies de atrito para cada etapa do ensaio. ....	54
<b>Figura 34.:</b> Determinação da relação entre a temperatura da caixa seca e as superfícies de atrito para a embreagem 395mm de carcaça de ferro fundido. ....	55
<b>Figura 35.:</b> Embreagem 395mm de tampa em aço estampado.....	56
<b>Figura 36.:</b> Evolução da temperatura na caixa seca e nas superfícies de atrito ao longo do ensaio.....	56
<b>Figura 37.:</b> Temperatura média das superfícies de atrito para cada etapa do ensaio. ....	57
<b>Figura 38.:</b> Determinação da relação entre a temperatura da caixa seca e as superfícies de atrito para a embreagem 395mm de tampa em aço estampado.....	58

<b>Figura 39.:</b> Embreagem 430mm x 240mm de tampa estampada utilizada para determinação da FRD do material de atrito. ....	59
<b>Figura 40.:</b> Detalhes da montagem do ensaio de bancada e posicionamento do sensor de temperatura.....	60
<b>Figura 41.:</b> Evolução do momento transmitido pela embreagem, das temperaturas nas faces de atrito e na caixa térmica e da energia por acoplamento da etapa 01 até a etapa 08.....	60
<b>Figura 42.:</b> Evolução do momento transmitido pela embreagem, das temperaturas nas faces de atrito e na caixa térmica e da energia por acoplamento da etapa 09 até a etapa 17.....	61
<b>Figura 43.:</b> Taxas de desgaste avaliadas experimentalmente em 17 combinações de energia e temperatura.....	61
<b>Figura 44.:</b> Diferença entre o desgaste avaliado experimentalmente e o desgaste estimado pela FRD – Modelo “full quadratic” com erro percentual médio = 41.6% .....	63
<b>Figura 45.:</b> Diferença entre o desgaste avaliado experimentalmente e o desgaste estimado pela FRD – Combinação entre dois modelos “full quadratic” - Erro percentual médio = 9.6%.....	64
<b>Figura 46.:</b> Função resposta ao desgaste para o revestimento ensaiado.....	65
<b>Figura 47.:</b> Detalhes do veículo OF1722 da Viação Osasco e da região onde é montada a embreagem no veículo.....	66
<b>Figura 48.:</b> Diferenças entre as respostas térmicas das embreagens simuladas.....	67
<b>Figura 49.:</b> Resultado da simulação 01 com a embreagem de carcaça. Durabilidade esperada = 107.481km.....	69
<b>Figura 50.:</b> Resultado da simulação 02 com a embreagem de tampa. Durabilidade esperada = 44.901km.....	70

## Lista de Tabelas

<b>Tabela 1.:</b> Principais matérias-primas utilizadas na produção de revestimentos de embreagem.....	8
<b>Tabela 2.:</b> Resumo das condições de ensaio para determinação da Função resposta ao desgaste.....	29
<b>Tabela 3.:</b> Modelos de interpolação utilizados para determinação da FRD.....	30
<b>Tabela 4.:</b> Diferentes condições de partidas utilizadas para o cálculo do segundo fator de correção para energia.....	41
<b>Tabela 5.:</b> Condições de ensaio para levantamento do coeficiente U de um conjunto de embreagem.....	45
<b>Tabela 6.:</b> Descrição dos ensaios de bancada realizados.....	52
<b>Tabela 7.:</b> Condições de ensaio para determinação do coeficiente global de troca térmica. ..	53
<b>Tabela 8.:</b> Coeficientes da Função resposta térmica para a embreagem 395mm de carcaça. .	55
<b>Tabela 9.:</b> Coeficientes da Função resposta térmica para a embreagem 395mm de tampa. ...	58
<b>Tabela 10.:</b> Condições de ensaio para determinação da FRD do material de atrito.....	59
<b>Tabela 11.:</b> Taxas de desgaste avaliadas experimentalmente em 17 combinações de energia e temperatura.....	62
<b>Tabela 12.:</b> Taxas de desgaste avaliadas experimentalmente em 17 combinações de energia e temperatura (análise de combinação). .....	62
<b>Tabela 13.:</b> Vida útil prevista para o sistema de embreagem dos cinco veículos monitorados da viação Osasco. 66	
<b>Tabela 14.:</b> Dados utilizados nas duas simulações executadas. Em azul estão os parâmetros associados ao sistema de embreagem que variam entre as simulações.....	68

## Lista de símbolos e abreviações

$\pi_i$ : N° aleatório utilizado na simulação.

INVPDF: Função densidade de probabilidade inversa.

$\eta_K, \beta_K$ : Parâmetros da distribuição estatística de probabilidade para cada uma das variáveis de influência.

$T_i$ : Temperatura da caixa seca na partida  $i$ .

$T_i'$ : Temperatura da superfície de atrito na partida  $i$ .

$E_i$ : Energia dissipada na partida  $i$ .

$d_i$ : Distância percorrida após a partida  $i$ .

CTRF: Função resposta térmica da embreagem.

UCLUTCH: Coeficiente global de troca térmica da embreagem.

WRF: Função resposta ao desgaste.

$w_i$ : Desgaste na partida  $i$ .

$W_i$ : Desgaste acumulado após a partida  $i$ .

$LT_i$ : Durabilidade acumulada após a partida  $i$ .

# Índice

Dedicatória.....	iv
Agradecimentos .....	v
Resumo .....	vii
Abstract.....	viii
Lista de Figuras .....	ix
Lista de Tabelas .....	xii
Lista de símbolos e abreviações .....	xiii
<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1. Motivação:.....	2
1.2. Objetivos do Trabalho: .....	3
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA:.....</b>	<b>4</b>
2.1. Método de Monte Carlo:.....	4
2.2. Conceitos sobre Tribologia: .....	5
2.2.1. Desgaste de materiais: .....	5
2.3. Revestimento de embreagem:.....	7
2.3.1. Especificações para um revestimento de embreagem: .....	7
2.3.2. Matérias primas: .....	8
2.3.2.1. Cargas Particuladas:.....	9
2.3.2.2. Fibras de Reforço:.....	9
2.3.2.3. Matriz Polimérica:.....	9
2.3.3. Processo de Fabricação de um revestimento de embreagem:.....	9
2.4. Métodos para estimar a durabilidade de conjuntos de embreagem: .....	10
<b>3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA: .....</b>	<b>13</b>
3.1. Conceitos básicos sobre embreagens:.....	13
3.1.1. Principais componentes de um sistema de embreagem:.....	14
3.1.2. Funções principais de um sistema de embreagem no veículo: .....	16
3.2. Desgaste da Embreagem.....	20
3.3. Cálculo da energia necessária para a partida de um veículo .....	20
3.3.1. Energia necessária para a partida de um veículo no plano: .....	21
3.3.2. Energia necessária para partida de um veículo na rampa: .....	22

<b>4. MATERIAIS E MÉTODOS:</b> .....	<b>25</b>
4.1. Modelagem da taxa de desgaste do material de atrito: .....	25
4.1.1. Detalhes do ensaio de bancada: .....	26
4.1.2. Escolha do espectro de solicitações: .....	27
4.1.3. Interpolação dos dados de desgaste: .....	30
4.2. Determinação dos esforços em serviço .....	32
4.2.1. Detalhes do veículo escolhido: .....	33
4.2.2. Detalhes da rota escolhida: .....	34
4.2.3. Determinação do comportamento das variáveis de influência no desgaste:.....	35
4.2.3.1. Determinação do comportamento da temperatura: .....	37
4.2.3.2. Determinação do comportamento da energia: .....	37
4.2.3.3. Determinação do comportamento da distância percorrida entre as partidas:.....	39
4.3. Construção do modelo de simulação: .....	40
4.3.1. Modelagem de diferentes embreagens e veículos: .....	40
4.3.1.1. Fatores de correção para a energia: .....	40
4.3.1.2. Fatores de correção para a temperatura: .....	44
4.3.2. Algoritmo do modelo de simulação:.....	48
4.3.3. Validação do modelo de simulação: .....	51
<b>5. RESULTADOS E DISCUSSÕES:</b> .....	<b>52</b>
5.1. Resultados dos ensaios de bancada: .....	52
5.1.1. Determinação da resposta térmica em teste de bancada: .....	52
5.1.1.1. Resultados para a embreagem de carcaça fundida 395mm: .....	53
5.1.1.2. Resultados para a embreagem de tampa estampada 395mm: .....	56
5.1.2. Determinação da Função resposta ao desgaste (FRD) do revestimento escolhido: ...	58
5.2. Resultados dos ensaios campo:.....	66
5.3. Resultados da simulação: .....	67
<b>6. CONCLUSÕES</b> .....	<b>71</b>
Referências Bibliográficas:.....	73
Anexo 01: Código fonte do modelo de simulação – escrito em VBA. ....	75

# 1. Introdução

O mercado de veículos comerciais se caracteriza pela grande diversidade de aplicações. Isto gera uma complexa gama de requisitos para projetos de sistemas de embreagem. Os veículos comerciais podem ser definidos como máquinas de transporte, uma verdadeira extensão da linha de produção. Sob este ponto de vista, fica clara a importância do aumento contínuo da disponibilidade do veículo. Sistemas de embreagem que propiciem uma maior vida útil terão uma clara vantagem competitiva, tanto no mercado de reposição, como no mercado série.

Um modelo preciso de simulação pode ser uma ferramenta imprescindível dentro deste processo, pois permitiria avaliar de forma segura a durabilidade do conjunto de embreagem, otimizando o tempo e reduzindo os custos adicionais despendidos em testes de campo. Porém, os atuais modelos de simulação utilizados para avaliar a durabilidade da embreagem foram desenvolvidos para aplicações em veículos de passeio e podem não apresentar a mesma eficácia quando utilizados na simulação de veículos comerciais de carga. Assim esse trabalho tem o objetivo de desenvolver uma metodologia computacional, utilizando simulação Monte Carlo, que se aplique perfeitamente a esse mercado de veículos.

A vida útil de um sistema de embreagem depende da integridade estrutural dos componentes mecânicos e do desgaste do material de atrito.

Na modelagem do desgaste do material de atrito, grandezas como temperatura, energia, momento transmitido na partida e número de partidas por quilômetro são parâmetros que tem influência decisiva na vida útil do conjunto de embreagem. Para avaliar a vida desses componentes, duas grandes classes de estudos devem ser realizadas. A primeira consiste na determinação das características de resistência do material de atrito, ou seja, modelar a taxa de desgaste do material de atrito em função das variáveis de influência em condições controladas de laboratório. A segunda consiste na determinação das características de solitação ao qual o material será submetido no campo. Devido à diversidade de aplicação, no mercado de veículos comerciais as variáveis de influência não podem ser tratadas como grandezas determinísticas e sim modeladas de maneira estatística. Sistemas específicos de aquisição de dados montados em diferentes tipos de veículos devem ser utilizados para registrar dados reais de utilização para construção de curvas características de operação para determinados nichos estratégicos de aplicação.

Com o conhecimento das taxas de desgaste e das características de operação para as quais o componente deve ser especificado, é possível prever a vida em serviço. No projeto da embreagem, tal possibilidade permite ajustar a melhor solução para cada aplicação, o que é sempre um ganho para a área de projeto. Para comparar o desempenho conhecido e o uso desejado, podem-se desenvolver ferramentas de simulação, como previsto neste trabalho.

A simulação Monte Carlo será utilizada para geração das solicitações de campo. Os dados de desempenho do material de atrito serão obtidos em laboratório. Os resultados encontrados na aplicação do método serão validados utilizando dados reais de durabilidade encontrados no campo.

## **1.1. Motivação:**

O desgaste de componentes de máquinas e demais elementos funcionais tem um custo elevadíssimo ao redor do mundo. Nos Estados Unidos, por exemplo, estima-se que o desgaste custe por ano algo em torno de 6% a 7% do produto interno bruto nacional (SEIREG, 1998). Dentro deste contexto, é cada vez mais importante o desenvolvimento de materiais com maior resistência ao desgaste. Várias pesquisas na área de desgaste em geral estão sendo executadas, principalmente sobre desgaste abrasivo.

Assim, sistemas de embreagem que propiciem uma maior vida útil terão uma clara vantagem competitiva, tanto no mercado de reposição, como no mercado série, pois isto, para o consumidor final, significa um aumento contínuo da disponibilidade do veículo através da redução do tempo necessário para a manutenção do mesmo.

Um modelo preciso de simulação é uma ferramenta imprescindível para avaliar de forma segura e confiável a durabilidade de um conjunto de embreagem, otimizando o tempo e reduzindo os custos despendidos em testes de campo.

Os modelos atuais de simulação para avaliação da durabilidade da embreagem foram desenvolvidos para aplicações em veículos de passeio e podem não apresentar a mesma eficácia quando utilizados na simulação de veículos comerciais.

## **1.2. Objetivos do Trabalho:**

Esse trabalho tem o objetivo de desenvolver uma metodologia computacional, utilizando simulação Monte Carlo, para o cálculo da durabilidade de conjuntos de embreagens aplicados em veículos comerciais. O modelo de simulação consiste em relacionar de maneira lógica as características de resistência do material de atrito com as características de sollicitação geradas na aplicação do veículo.

## **2. Revisão Bibliográfica:**

Para o desenvolvimento do trabalho foi uma revisão bibliográfica baseada em quatro assuntos principais.

- Método de Monte Carlo: neste é feito uma apresentação sobre o método de Monte-Carlo, bem como alguns exemplos de sua utilização.
- Tribologia: neste são feitas considerações sobre modos e mecanismos de desgaste.
- Revestimentos de embreagem: neste é feito uma breve introdução sobre as matérias-primas que compõe o revestimento de embreagem e suas respectivas funções.
- Métodos para estimar a durabilidade de conjuntos de embreagem: neste é feito uma comparação entre alguns dos métodos utilizados para determinação da vida útil de um sistema de embreagem.

### **2.1. Método de Monte Carlo:**

O método de Monte Carlo é um método não determinístico ou estatístico numérico usado para aproximar expressões matemáticas complexas e custosas de avaliar com exatidão. Já a denominação do método provém da cidade de Monte Carlo, no principado de Mônaco, famosa pelos seus cassinos, e jogos de roleta, que são dispositivos que produzem números aleatórios. O nome e o desenvolvimento sistêmico dos métodos de Monte Carlo datam aproximadamente de 1944 e melhoraram-se enormemente com o desenvolvimento dos computadores.

Segundo a literatura, o uso de simulações foi empregado primeiramente pelos cientistas que desenvolveram a bomba atômica, em 1942 (ASPRAY, 1992).

O método Monte Carlo (MMC) foi criado por cientistas que trabalharam no projeto de armamento bélico nuclear em Los Alamos para designar uma classe de métodos numéricos baseados no uso de números aleatórios. Atualmente, Monte Carlo é amplamente usado para resolver problemas físicos e matemáticos, particularmente os que envolvem variáveis múltiplas independentes, onde métodos numéricos convencionais necessitariam de enormes quantidades de memória e tempo para processamento (BOOTH et al, 2009).

O MMC é uma técnica que é utilizada quando a formulação exata para a solução do problema é muito difícil ou impossível de ser determinada por métodos de solução direta. MMC utiliza um modelo estocástico representando o processo de interesse. Um gerador de números aleatórios de alta qualidade é utilizado para amostrar a função densidade de probabilidade definida no modelo. O resultado é uma estimativa de uma característica quantitativa física de um processo específico com um alto grau de precisão (KRAMER et al, 2000).

MMC é um método bastante simples e que pode ser aplicado em problemas com qualquer nível de complexidade, porém, o resultado da simulação é fortemente dependente da função densidade de probabilidade dos efeitos sendo simulados. A maior desvantagem do método é que a incerteza da solução procurada é função do número de histórias simuladas, o que tende a aumentar o tempo de simulação tornando o método mais lento (BINDER e HEERMANN, 1988; ROGERS, 2006).

## **2.2. Conceitos sobre Tribologia:**

A origem da palavra Tribologia é grega. “Tribo” significa “esfregar, atritar, friccionar” e “logia” significa “estudo”, ou seja, “estudo da Fricção”.

Tribologia é a ciência que estuda a interação entre superfícies em movimento relativo, para isso utiliza princípios como atrito, desgaste e lubrificação. Esta ciência está em constante desenvolvimento, devido ao grande interesse do ser humano em desenvolver tecnologias capazes de reduzir o desgaste dos materiais, a fim de aumentar a vida útil dos componentes.

### **2.2.1. Desgaste de materiais:**

Em ciências dos materiais, desgaste é a erosão do material de uma superfície sólida pela ação de outra substância. A norma ASTM G40 (2005) define desgaste como “dano a uma superfície sólida, geralmente envolvendo progressiva perda de material, devido ao movimento relativo entre esta e uma superfície de contato”.

O desgaste envolve interações físicas e químicas nas superfícies de contato e é tipicamente classificado de duas maneiras: pelo modo e pelo mecanismo.

O modo de desgaste é a classificação do tipo de contato. Os tipos mais comuns de modos de desgaste são: deslizamento, rolagem, erosão e impacto.

O mecanismo de desgaste é a classificação do processo pelo qual o material é removido da superfície de contato. O estudo dos processos de desgaste também é parte da disciplina de tribologia. Os principais mecanismos de desgaste, de acordo com a norma DIN50320 (1979) são:

- **Desgaste adesivo:** ocorre quando duas superfícies limpas estão em contato devido a uma carga de tal modo que algumas das asperezas em contato tenderão a aderir umas às outras devido a força de atração entre os átomos das superfícies destes materiais. Se ocorrer movimento de deslizamento entre elas, as asperezas destas superfícies tendem a se quebrar e estes micro-pedaços aderem a uma das superfícies e as partículas que não aderirem causarão riscos nas superfícies.
- **Desgaste abrasivo:** remoção de material mais mole por um mais duro na presença de movimento relativo, geralmente de deslizamento. Ele se dá a partir da ação de partículas duras abrasivas pressionadas e deslizando umas sobre as outras e sobre as superfícies em contato. O desgaste abrasivo pode ser de dois corpos, quando uma superfície dura e rugosa desliza sobre uma superfície de menor dureza, produzindo ranhuras, e de três corpos, quando as partículas duras são livres para rolar e deslizar entre as duas superfícies. Ocorre quando uma superfície dura desliza contra ranhuras e cortes de uma superfície mais macia.
- **Desgaste por fadiga superficial:** quando as superfícies em contato devido à ação de uma carga de compressão apresentam o movimento de rolamento, surgem tensões de contato. Estas produzem tensões de cisalhamento cujo valor máximo ocorre próximo a superfície de contato. Tais tensões geram a fadiga superficial.
- **Desgaste corrosivo:** ocorre devido à quebra da camada da superfície devido ao movimento de deslizamento, expondo o metal ao ambiente corrosivo que o envolve, fazendo com que o produto desta reação seja removido da superfície com a continuidade do movimento. O desgaste corrosivo pode ser controlado pela presença de lubrificante.

É importante salientar que os mecanismos de desgaste não são mutuamente exclusivos, dois ou mais mecanismos podem ocorrer ao mesmo tempo. No caso de revestimentos de embreagens secas, o desgaste adesivo é o mecanismo predominante, porém o desgaste abrasivo, através da formação de camadas de proteção, e o desgaste corrosivo, em condições severas de temperatura, podem ser mecanismos também encontrados na operação de embreagens (ENGEL, 1993).

### **2.3. Revestimento de embreagem:**

Os primeiros revestimentos de embreagem foram produzidos no início do século XX. Eram compostos de fibras de algodão impregnadas com asfalto ou borracha. Em 1906, o algodão foi substituído pelo asbesto (silicato de magnésio hidratado) com o intuito de minimizar o perigo de fogo inerente ao algodão. Com o passar do tempo, novas matérias-primas foram sendo utilizadas, tais como: borrachas, resinas, cargas e fios metálicos (RABINOWICZ, 1995).

Nos anos 70, começaram a ser divulgados estudos sobre doenças causadas pelo asbesto, dentre elas a asbestose e mesotelioma, relacionadas à exposição excessiva ao Asbesto. Dentro deste contexto, surgiu a necessidade de se desenvolver uma nova geração de materiais de atrito, e os asbestos foram substituídos por fibras de vidro, fibras orgânicas e inorgânicas (RODRIGUES, 2007).

Atualmente os revestimentos de embreagem são compostos basicamente de fibras (orgânicas e inorgânicas) e fios metálicos impregnados numa mistura de resina, borracha e cargas, diluídas em solvente orgânico.

#### **2.3.1. Especificações para um revestimento de embreagem:**

A função do revestimento de embreagem é transmitir o momento gerado pelo motor para as demais partes do disco de embreagem. Para isso alguns parâmetros devem ser considerados (SHAVER, 1997):

- Transmissão de Momento: o coeficiente de atrito do material de atrito deve ser estável para toda a faixa de temperatura de utilização do disco. O coeficiente de atrito não deve ser menor que 0,20 para as condições mais severas. Os principais parâmetros que influenciam o valor de coeficiente de atrito são: temperatura, velocidade de deslizamento e pressão.
- Durabilidade: elevada resistência ao desgaste.
- Baixa agressividade aos contra-corpos metálicos (região na qual o disco de embreagem se apóia).
- Gradiente do coeficiente de atrito: um revestimento cujo coeficiente de atrito decresce com o aumento da velocidade de deslizamento durante um acoplamento pode, dependendo das características de amortecimento do trem de força do veículo, provocar

um elevado nível de vibrações axiais na cadeia de transmissão do veículo. Esta vibração é conhecida como trepidação (MAUCHER, 1990).

Além desses parâmetros, os revestimentos devem ser ambientalmente responsáveis, atendendo as normas vigentes. Do ponto de vista comercial, os revestimentos devem ser leves, resistentes à corrosão com boa relação custo desempenho (DREXL, 1998).

### 2.3.2. Matérias primas:

As matérias primas utilizadas na formulação dos materiais de atrito são classificadas em:

- Cargas (abrasivos, lubrificantes, modificadores de atrito e cargas de enchimento).
- Fibras de reforço.
- Matriz.

O desempenho do revestimento de embreagem está diretamente relacionado com a seleção das matérias-primas e pelas condições de processamento das mesmas. A tabela 1 descreve as principais matérias-primas utilizadas na produção de revestimentos de embreagem e suas respectivas funções dentro do revestimento:

<b>Matéria-Prima</b>	<b>Função</b>	<b>Tipos</b>	<b>Exemplos</b>
Cargas Particuladas	Redução do coeficiente de atrito e desgaste entre superfícies deslizantes	Lubrificantes Sólidos	grafite e bissulfeto de molibidênio
	Melhorar a resistência ao desgaste e estabilidade em altas temperaturas.	Abrasivos (orgânicos e inorgânicos)	Sulfato de Bário (BASO <sub>4</sub> )
Fibras de reforço	aumentar a resistência mecânica do produto final. melhorar a durabilidade térmica na superfície de atrito e manter o coeficiente de atrito estável em altas temperaturas	fibras orgânicas	aramida, acrílico, celulose, fibra de carbono.
		fibras inorgânicas	fibras de vidro, fio de aço, cobre, latão.
Matriz Polimérica	estrutural e contribuir para as características tribológicas dos compósitos	Resina Fenólica	Fenol + Formaldeído
		Polímeros especiais de Engenharia	Polisulfonas Polímidas Policetonas

**Tabela 1.:** Principais matérias-primas utilizadas na produção de revestimentos de embreagem.

### **2.3.2.1. Cargas Particuladas:**

Os principais tipos de cargas particuladas são os lubrificantes sólidos e os abrasivos.

Os lubrificantes atuam na redução do coeficiente de atrito e do desgaste entre superfícies deslizantes. O comportamento tribológico destas cargas depende de suas propriedades físicas, por exemplo: estrutura cristalina, dureza Mohs e da natureza de suas ligações químicas. Os principais lubrificantes sólidos utilizados são o grafite e o bissulfeto de molibidênio (FAULLANT, 2000).

Os abrasivos podem ser de dois tipos: orgânicos e inorgânicos. A carga mineral mais comum em materiais de atrito é o sulfeto de bário.

### **2.3.2.2. Fibras de Reforço:**

Os reforços típicos utilizados em revestimentos estão divididos em: fibras orgânicas, fibras cerâmicas e fios metálicos. A principal função destas fibras é aumentar as propriedades mecânicas do produto final. Dentre os fios metálicos destaca-se o cobre, utilizado para melhorar a difusividade térmica na interface de atrito. O cobre também mantém o coeficiente de atrito estável em altas temperaturas através da produção de óxido de cobre na interface de atrito (CHAN, STACHOWIAK, 2004).

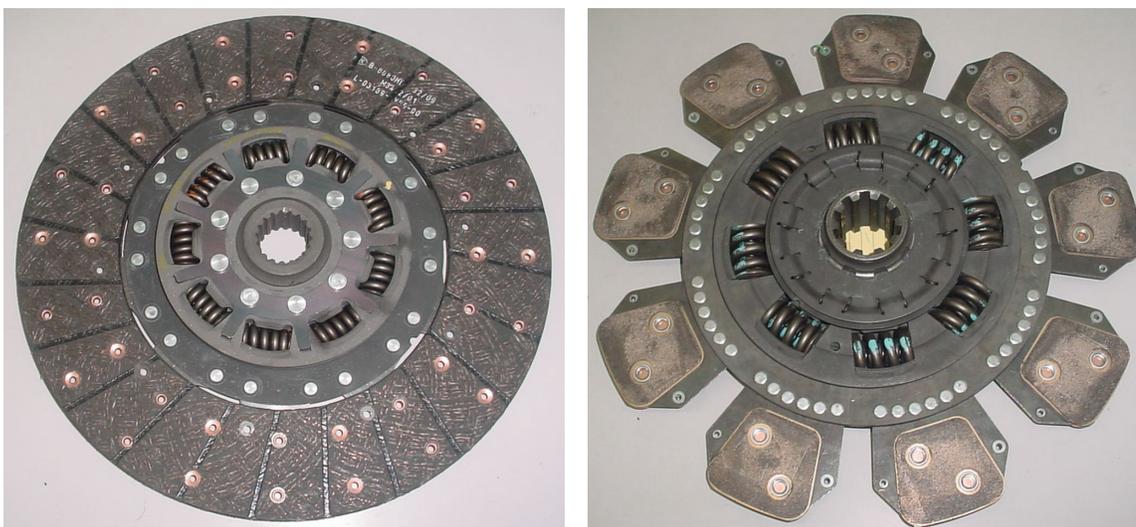
### **2.3.2.3. Matriz Polimérica:**

A matriz polimérica além de possuir função estrutural, tem contribuição fundamental sobre as características tribológicas dos compósitos. A matriz deve possuir resistência, estabilidade térmica e apresentar um comportamento de degradação previsível para que o revestimento tenha um bom desempenho quanto ao desgaste.

A resina fenólica é um material muito utilizado como matriz em revestimentos de embreagem devido à sua resistência térmica e seu baixo custo. Além da resina fenólica, polímeros de engenharia especiais podem ser utilizados como matriz em revestimentos. Dentre eles destacam-se: as Polisulfonas (PSU), Poliimididas (PI) e as Policetonas (Rodrigues, 2007).

### **2.3.3. Processo de Fabricação de um revestimento de embreagem:**

Os revestimentos de embreagem são produzidos em dois diferentes formatos: anel circular fechado (geralmente de material orgânico) e segmentos (geralmente de material cerâmico), conforme mostrado na figura 1.



**Figura 1.:** Exemplo de um disco de embreagem montado com revestimento orgânico na forma de anel circular (à direita) e exemplo de um montado com segmentos de material ceramético,

Os revestimentos na forma de anel circular são compostos basicamente por fibras longas impregnadas numa solução de matérias-primas em pó e borracha. O processo de fabricação de um revestimento é composto pelas seguintes etapas:

1. Dissolução das matérias-primas em pó (resinas e cargas) e da borracha;
2. Impregnação das fibras de reforço;
3. Conformação, na forma de anel circular, dos fios impregnados;
4. Moldagem à quente;
5. Tratamento térmico;
6. Acabamento (retífica, lavagem, furação e identificação)

#### **2.4. Métodos para estimar a durabilidade de conjuntos de embreagem:**

Existem numerosos modelos de simulação para calcular e prever o desgaste. Duas importantes pesquisas foram feitas por Stolarski (Stolarski, 1990), que através de uma abordagem probabilística explica a incerteza inerente ao processo físico de desgaste, e por Stott (Stott, 2002), que mostra o processo físico de desgaste com grande complexidade através da interdependência dos múltiplos mecanismos de desgaste.

Um modelo fundamental para previsão do desgaste adesivo é descrito pela lei de Archard (ARCHALD, 1981), que postula que o desgaste é proporcional à dureza do material, à pressão de contato e à velocidade de deslizamento entre as superfícies. A lei é descrita pela expressão 2.01:

$$V_{DESGASTE} = K \cdot \left( \frac{W \cdot L}{3 \cdot H} \right) \quad \text{Eq. 2.01}$$

Onde:

- $V$  é o volume desgastado.
- $H$  é a dureza do material.
- $W$  é a força de contato.
- $L$  é a distância de deslizamento.
- $K$  é uma constante de proporcionalidade também conhecida como coeficiente de desgaste.

Embora a lei de Archald venha sendo adaptada várias e várias vezes por pesquisadores que procuram um melhor entendimento do desgaste por deslizamento, ela continua sendo considerada um modelo padrão para previsão de desgaste sob condições gerais de deslizamento.

O coeficiente de desgaste  $K$  é o termo mais crítico da equação de Archald. Embora a função inicial deste termo fosse modelar a probabilidade da ocorrência de desgaste adesivo, ele tem sido usado para modelar o desgaste abrasivo e o corrosivo em várias adaptações dessa teoria de desgaste. Esta flexibilidade permitiu o uso da Lei de Archald para a criação de diferentes modelos para cada mecanismo de desgaste ou um modelo simples para representação de todos os mecanismos.

O modelo de simulação proposto por Watson, Byington, Edwards e Amin (WATSON et al, 2004) foi desenvolvido para a previsão de vida de sistemas de embreagens aplicados em veículos de alta potência. Neste modelo, a vida útil do sistema de embreagem é determinada através da utilização de modelos estocásticos múltiplos para determinação do coeficiente de desgaste para cada um dos mecanismos aplicáveis. Estes modelos consideram o processo de desgaste físico, incluindo fragmentos de partículas e formações de camadas de proteção através da utilização de parâmetros como: rugosidade da superfície, tamanho das partículas e temperatura da superfície. Estas variáveis estocásticas são simuladas através do método de Monte Carlo. O

modelo também fornece um intervalo de confiança para os resultados encontrados através das incertezas intrínsecas às medições e à modelagem.

O método atualmente utilizado pela empresa LuK para simulação da durabilidade de conjuntos de embreagem é descrito pelo programa de simulação WHS. Os parâmetros de entrada são os dados de projeto do veículo, dados da embreagem (geométricos e coeficientes de troca térmica) e dados do material de atrito. Baseado nos dados de entrada, o método estima uma temperatura de operação média para as superfícies de atrito e para o ar no interior da caixa seca do veículo. Com esses valores de temperatura, e baseado nos dados de desgaste do material de atrito, o programa determina a taxa de desgaste ao longo do perfil de operação.

A simulação WHS apresenta ótimos resultados quando aplicada em veículos de passeio, porém seu desempenho não é tão bom quando aplicado em veículos comerciais de carga. A principal causa disso é o modelo de desgaste utilizado pelo modelo. Neste, o desgaste do material de atrito é modelado apenas como função da temperatura. Para o caso de veículos de passeio, isto pode até ser considerada uma boa aproximação, pois a energia de partida em um veículo de passeio não tem uma variação tão grande. Para veículos comerciais, a variação da energia é consideravelmente maior e se faz necessário a utilização de um modelo de desgaste mais elaborado com dependência da temperatura e da energia de partida.

Outra fonte de imprecisão da simulação do WHS são os valores utilizados para o coeficiente de troca térmica por convecção. Estes valores são difíceis de serem estimados. Também o modelo teórico utilizado para estimar a temperatura de trabalho nas superfícies de atrito é uma simplificação, haja visto que a geometria da placa de pressão da embreagem é complexa.

A vantagem do método é que não é necessária a construção de nenhum protótipo para a realização de uma simulação.

### **3. Fundamentação Teórica:**

Neste capítulo é feita uma breve descrição de um sistema de embreagem, seus componentes e suas principais funções no veículo.

Também é feita a dedução da equação utilizada para o cálculo da energia de partida de um veículo, cálculo este que será de fundamental importância para o desenvolvimento do modelo de simulação.

#### **3.1. Conceitos básicos sobre embreagens:**

A embreagem está presente na grande maioria dos veículos movidos por motores a combustão interna, sejam eles carros de passeio, pick-ups, caminhões e também tratores e outros veículos agrícolas.

Embora hoje em dia a transmissão automática esteja sendo muito utilizada, devido ao seu conforto, ela ainda se restringe a veículos maiores devido ao seu alto custo. Em contrapartida, apresentam um aumento no consumo de combustível e uma redução no desempenho do veículo, sendo aplicadas em veículos com motores mais potentes.

Por outro lado, dada a grande demanda atual por redução de emissões e consumo de combustível, os atuais desenvolvimentos de embreagens permitem a integração com sistemas híbridos (motores elétricos - combustão), o que garante ainda um longo futuro para o uso de embreagens em veículos.

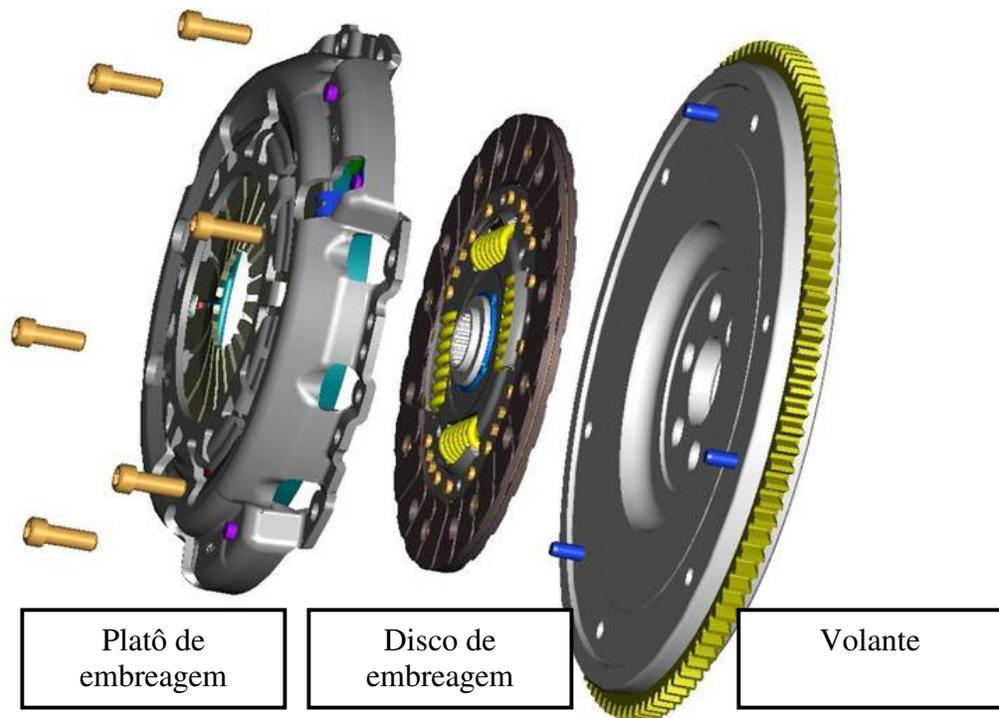
O sistema de embreagem localiza-se entre o motor e a transmissão do veículo. O usuário é responsável pelo bom funcionamento da embreagem. Sua interação com a mesma é feita através de dois componentes localizados no interior do veículo: o pedal de embreagem e a alavanca de câmbio, conforme indicado na figura 2.



**Figura 2.:** Localização do pedal de acionamento e da alavanca de cambio no interior do veículo.

### 3.1.1. Principais componentes de um sistema de embreagem:

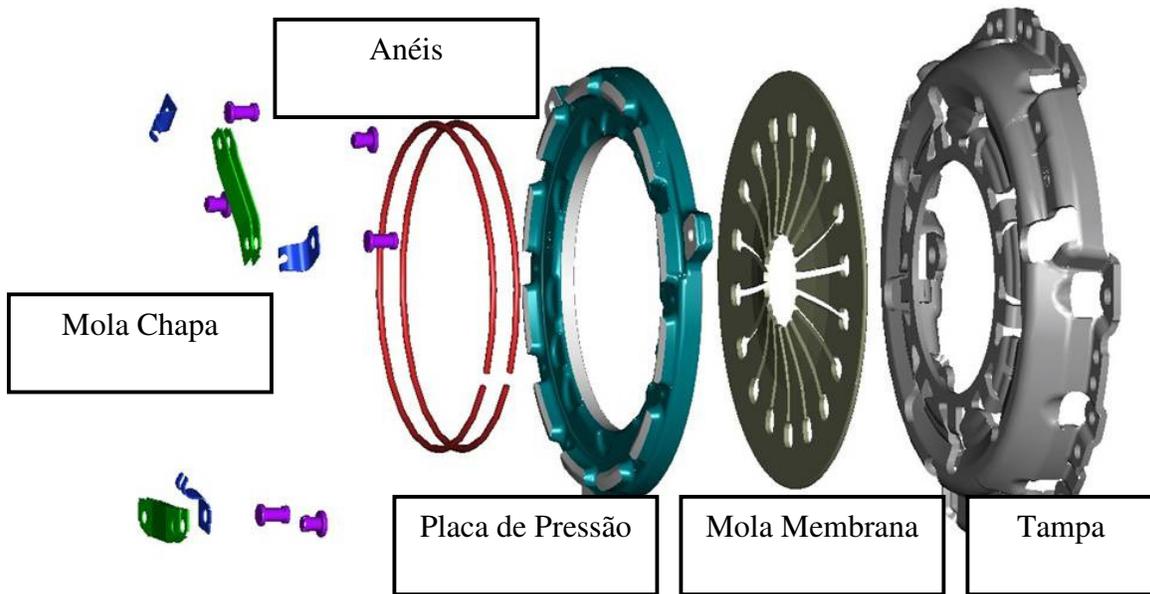
Um sistema de embreagem é formado por três componentes básicos: o platô, o disco e o volante (Figura 3).



**Figura 3.:** Principais componentes de um sistema de embreagem.

O platô de embreagem é o componente responsável por propiciar a força de compressão axial necessária para que o torque produzido pelo motor seja transmitido para o eixo piloto da transmissão do veículo. Ele também é o componente responsável por separar fisicamente o motor da transmissão permitindo ao usuário efetuar as trocas de marchas.

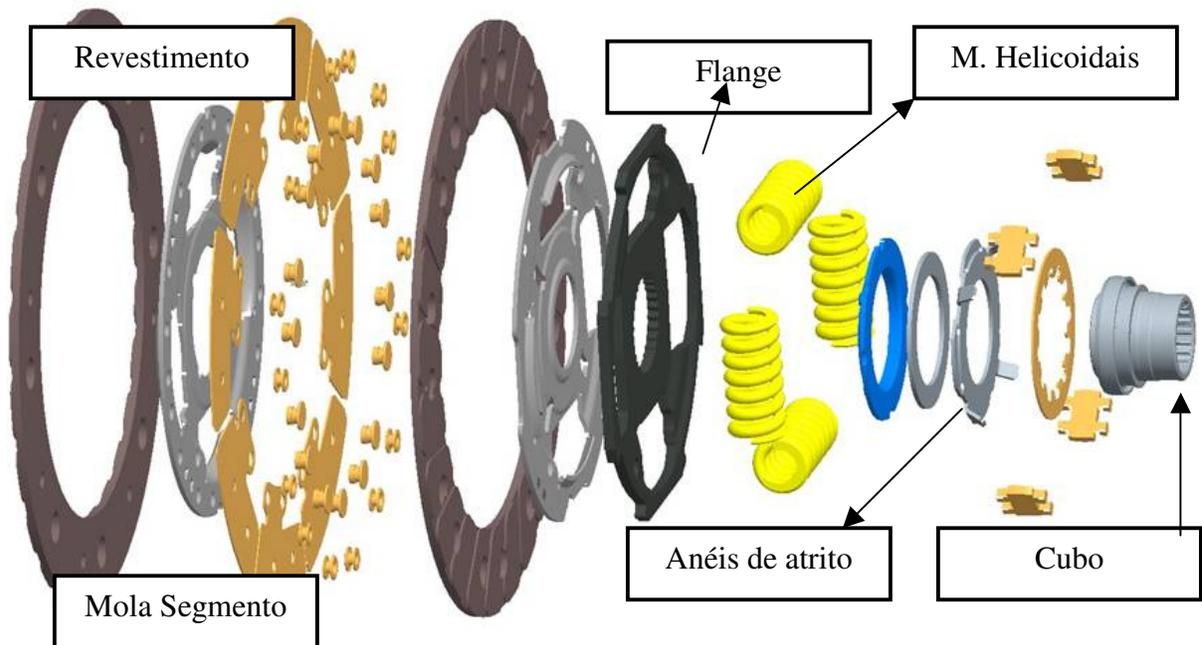
Os principais componentes do platô são mostrados em detalhe na figura 4: tampa, mola membrana, placa de pressão, anéis e rebites de fixação e molas-chapa.



**Figura 4.:** Principais componentes de um platô de embreagem.

O disco de embreagem é o componente responsável transmitir o torque produzido pelo motor para o eixo piloto da transmissão do veículo. Ele também é responsável por amenizar as vibrações torsionais (intrínsecas aos motores de combustão internas) que são transmitidas ao longo do trem de força do veículo.

A figura 5 mostra os principais componentes de um disco de embreagem: revestimento (material de atrito), mola segmento (mola de amortecimento axial), contra disco, disco de arraste, flange, molas helicoidais, anéis de atrito e cubo.

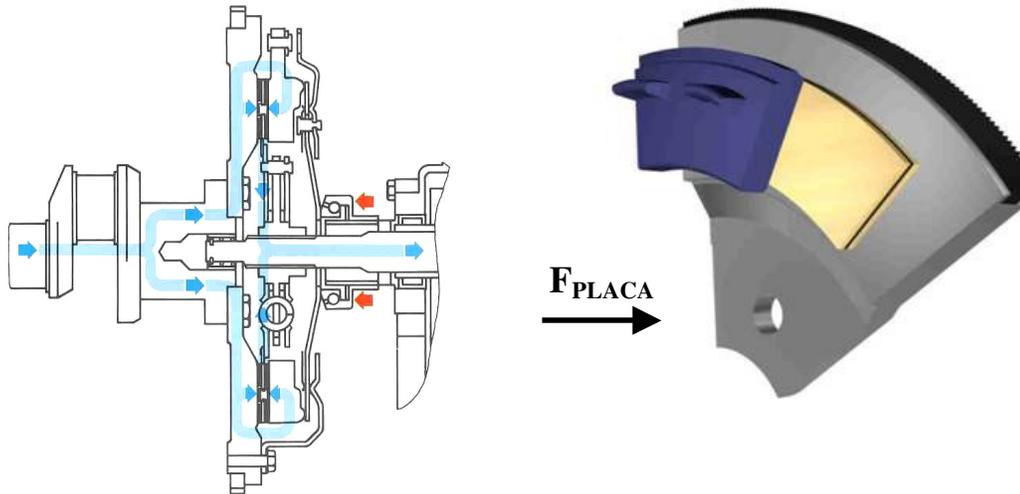


**Figura 5.:** Principais componentes do disco de embreagem.

### 3.1.2. Funções principais de um sistema de embreagem no veículo:

As principais funções de um sistema de embreagem são:

- **Função 01:** Transmitir o torque produzido pelo motor para o eixo piloto da transmissão. A figura 6 mostra como o torque produzido pelo motor é transmitido para o eixo piloto. O torque disponível na árvore de manivelas do motor é transmitido para o volante de inércia e para o platô de embreagem que se encontra fixado no volante. O platô comprime o disco contra o volante fazendo com que o disco transmita o torque ao eixo piloto.



**Figura 6.:** Fluxo de força do motor para a embreagem.

O momento transmitido pela embreagem pode ser calculado através de suas características de projeto:

$$M = 2 \cdot n \cdot \mu \cdot F_{PLACA} \cdot r_m \quad \text{Eq. 3.01}$$

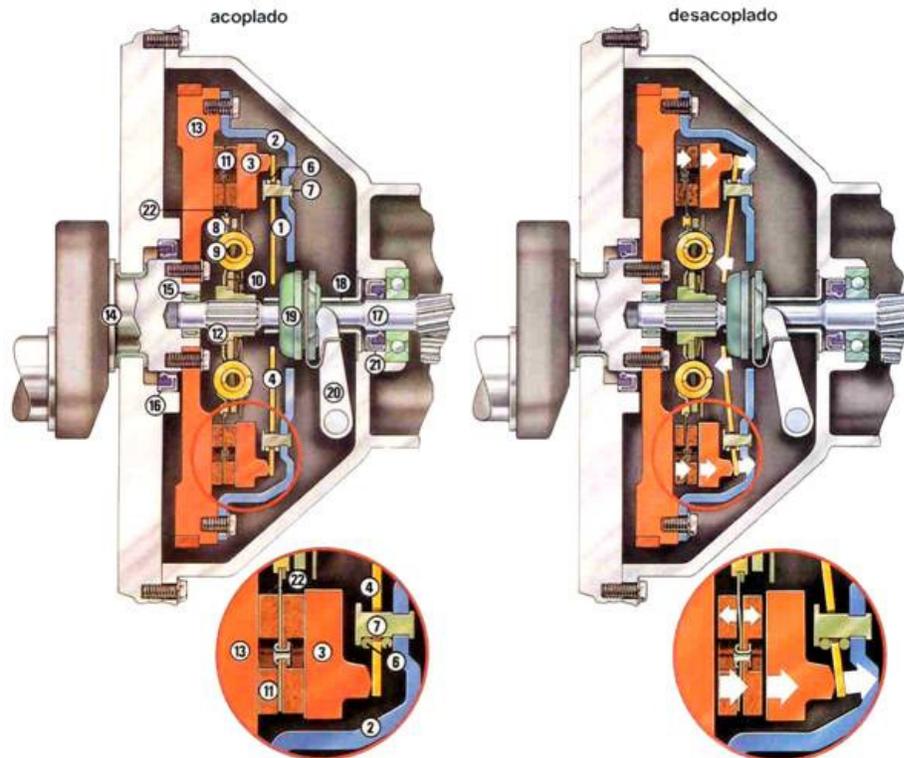
Onde:

- $M$  é o máximo momento transmitido pela embreagem.
- $\mu$  é o coeficiente de atrito do material de atrito do disco (revestimento).
- $F_{PLACA}$  é a força com a qual o platô comprime o disco contra o volante do motor.
- $n$  é o número de discos do conjunto.
- $r_m$  é o raio médio onde atua a Força de Placa, dado por:

$$r_m = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_{EXT}^3 - D_{INT}^3}{D_{EXT}^2 - D_{INT}^2} \quad \text{Eq. 3.02}$$

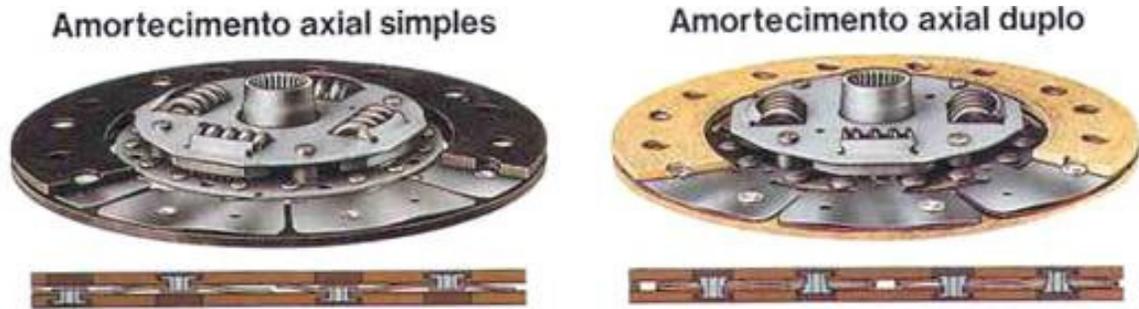
- **Função 02:** Permitir a troca de marchas através do desacoplamento entre motor e transmissão. A figura 07 à esquerda mostra a embreagem na posição “acoplada” (usuário não aciona o pedal de embreagem), nesta posição a mola membrana do platô comprime o disco contra o volante possibilitando a ocorrência de transmissão de torque. A figura 07 à direita mostra a embreagem na posição “desacoplada” (usuário aciona o pedal de embreagem), nesta posição o rolamento de embreagem aciona a mola membrana

provocando o recuo da placa de pressão e a interrupção na transmissão de força do motor para a transmissão do veículo.



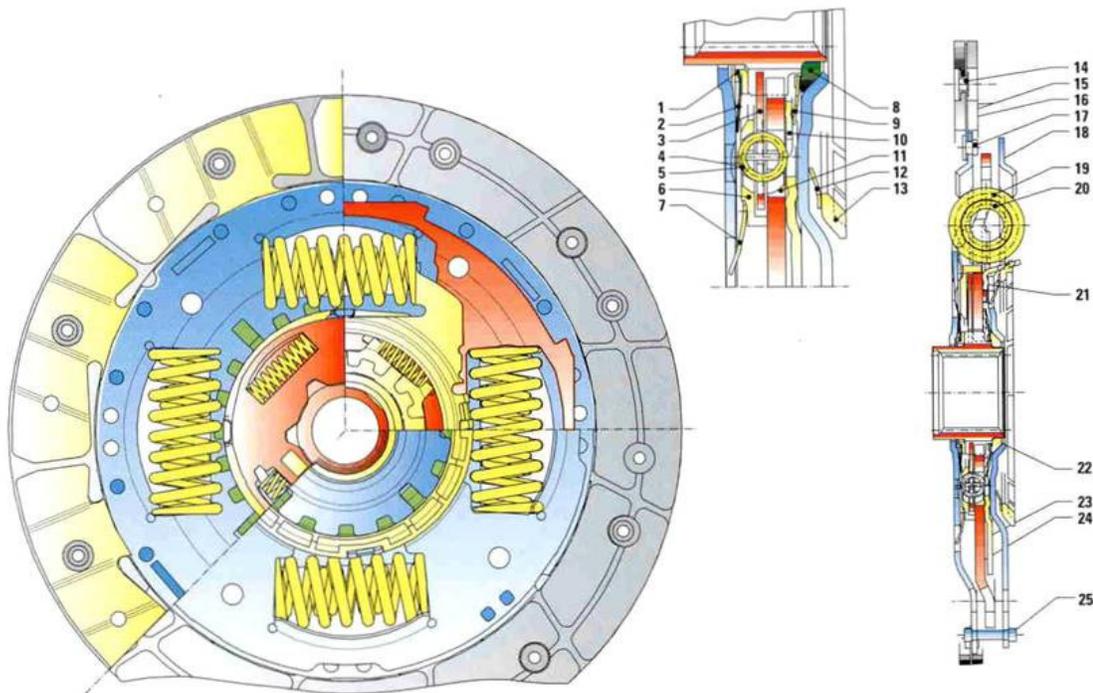
**Figura 7.:** Detalhe da embreagem nas posições acoplada e desacoplada.

- **Função 03:** Modular o momento transmitido durante uma partida, suavizando o acoplamento axial. A figura 8 mostra dois tipos distintos de amortecedores axiais: composto por molas segmento simples e dupla. A função de modulação do momento transmitido é de fundamental importância para o conforto do veículo, pois impede que grandes variações de momento sejam transmitidas ao usuário durante a partida do veículo. O amortecedor axial também impede que as imperfeições geométricas do volante e da placa de pressão provoquem variações consideráveis no momento transmitido pela embreagem durante uma partida.



**Figura 8.:** Detalhe do amortecedor axial do disco de embreagem.

- Função 04:** Absorver as irregularidades do motor, evitando que as mesmas sejam transmitidas para a transmissão do veículo gerando ruídos e vibrações indesejáveis. A figura 9 mostra em detalhes os componentes do disco responsáveis pela amenização das irregularidades do motor. As molas helicoidais são os elementos de conservação de energia e os anéis de atrito são os de dissipação de energia.



**Figura 9.:** Detalhes do amortecedor torsional do disco de embreagem.

### 3.2. Desgaste da Embreagem

O componente de um sistema de embreagem que sofre desgaste é o material de atrito do disco, também conhecido como revestimento.

Por não ser um material metálico, este sofre um desgaste muito maior do que a placa de pressão do platô ou o volante. Isso evita que haja a necessidade da substituição do volante juntamente com o conjunto de embreagem. É este componente que determina a vida útil de um sistema de embreagem.

O desgaste do revestimento ocorre principalmente nas partidas e nas trocas de marcha do veículo. Nestas situações existe diferença de velocidade angular entre o motor e a transmissão. As principais variáveis que influenciam o desgaste do revestimento são:

- A energia necessária para colocar o veículo em movimento.
- A temperatura gerada nas superfícies de atrito devido ao trabalho de atrito.
- A distância percorrida pelo veículo entre partidas consecutivas. Em geral veículos que trafegam em regiões urbanas de tráfego intenso executam um maior número de partidas por quilômetro, o que reduz consideravelmente a durabilidade do conjunto de embreagem.

### 3.3. Cálculo da energia necessária para a partida de um veículo

A energia necessária para retirar um veículo do repouso é totalmente transmitida pela embreagem. O valor de energia é influenciado diretamente pelas variáveis de projeto do veículo, tais como: massa e capacidade de carga, relações de marcha e diferencial, raio dinâmico do pneu, velocidade angular inicial do motor e velocidade angular de sincronização e o torque disponibilizado pelo motor do veículo.

As condições da pista, tais como: tipo de pavimento e inclinação da rampa também influenciam diretamente o valor de energia.

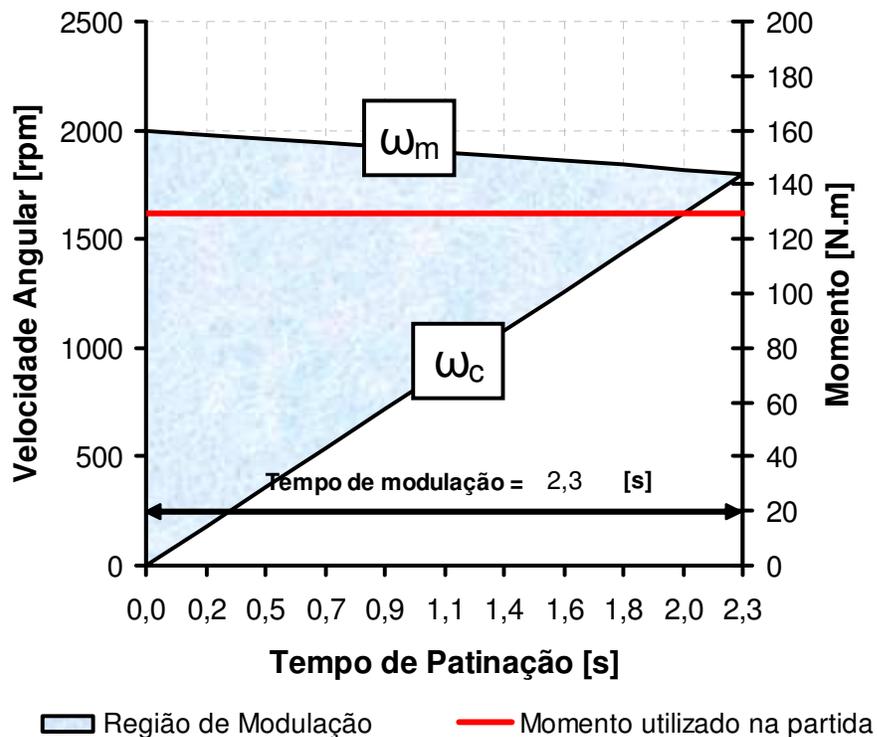
O diagrama mostrado na figura 10 mostra um comportamento geral da velocidade angular do motor  $\omega_m$ , da transmissão  $\omega_c$  e do momento transmitido pela embreagem em função do tempo. Uma estimativa para a energia dissipada na partida pode ser feita encontrando a área entre a velocidade angular da transmissão e a velocidade angular do motor e multiplicando este valor pelo momento médio transmitido durante a partida. De maneira geral a energia transmitida pela

embreagem pode ser determinada pelo trabalho realizado pelo torque de atrito através da equação 3.03:

$$E = \int_{t_0}^{t_1} (\omega_m - \omega_c) \cdot M \cdot dt \quad \text{Eq. 3.03}$$

Onde:

- $M$  é o momento transmitido pela embreagem em N.m.
- $\omega_m$  é a velocidade angular do motor em rad/s.
- $\omega_c$  é a velocidade angular do eixo piloto da transmissão em rad/s.
- $t$  é o tempo de deslizamento necessário para que ocorra o acoplamento em s.



**Figura 10.:** Esquema geral da partida de um veículo.

### 3.3.1. Energia necessária para a partida de um veículo no plano:

Uma boa estimativa para a energia necessária para retirar um veículo do estado de repouso numa superfície plana pode ser o acúmulo de energia cinética necessária para que o veículo atinja a velocidade na qual ocorre a sincronização entre a rotação do motor e a rotação do eixo piloto da transmissão. A equação 3.04 fornece uma estimativa do valor desta energia:

$$E_{PLANO} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{1}{2} \cdot J_v \cdot \omega_m^2 = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left( \frac{R_D}{i_{1^\circ} \cdot i_{dif}} \right)^2 \cdot \left( 2 \cdot \pi \cdot \left( \frac{n}{60} \right) \right)^2 \quad \text{Eq. 3.04}$$

Onde:

- $\eta$  é a eficiência geral da cadeia de transmissão.
- $m$  é a massa do veículo em kg.
- $R_D$  é o raio dinâmico do pneu em m.
- $i_j$  e  $i_{dif}$  são respectivamente as relações da marcha e do diferencial
- $n$  é rotação do eixo motor em RPM.

### 3.3.2. Energia necessária para partida de um veículo na rampa:

Numa partida em rampa, nem sempre todo o torque disponibilizado pelo motor consegue ser transmitido para as rodas do veículo, pois dependendo das condições da pista pode ocorrer o deslizamento dos pneus do veículo. Desta forma é importante definir o máximo momento que o motor pode transmitir ( $M_{pneu}$ ) sem que ocorra o deslizamento dos pneus:

$$M_{Pneu} = \frac{1}{i_{1^\circ} \cdot i_{dif}} \cdot \mu_{PISTA} \cdot f\% \cdot m \cdot g \cdot R_D \quad \text{Eq. 3.05}$$

Onde:

- $\mu_{PISTA}$  é o coeficiente de atrito entre os pneus e a pista.
- $f\%$  é a porcentagem da massa do veículo sob as rodas tracionadas.
- $g$  é a aceleração da gravidade no local.

O momento necessário para equilibrar o veículo ( $M_H$ ) em uma rampa é composto pela soma do momento devido à força peso ( $M_p$ ) com o momento de resistência ao rolamento ( $M_w$ ):

$$M_H = M_p + M_w = \frac{1}{i_{1^\circ} \cdot i_{dif}} \cdot m \cdot g \cdot R_D \cdot (Sen \alpha + R_w) \quad \text{Eq. 3.06}$$

Onde:

- $\alpha$  é a inclinação da rampa.
- $R_w$  é o coeficiente de resistência ao rolamento.

Aplicando-se a 2ª Lei de Newton no eixo piloto do veículo, chega-se a:

$$\sum M_y = \min(M_{MOTOR} - M_{CONS}, M_{Pneu}) - M_H = J_v \cdot \dot{\omega}_c \quad \text{Eq. 3.07}$$

Onde:

- $M_{MOTOR}$  é o momento disponibilizado pelo motor obtido do ensaio de dinamômetro.
- $M_{CONS}$  é o momento consumido por todos agregados do motor (ar condicionado, direção hidráulica, bomba de óleo, etc...).
- $J_v$  é a massa de inércia equivalente do veículo.
- $\dot{\omega}_c$  é a aceleração angular do eixo da transmissão.

A equação 3.07 mostra que uma parcela do momento disponibilizado pelo motor é utilizada para manter o veículo equilibrado na rampa e apenas a parcela restante é efetivamente responsável por colocar o veículo em movimento. Combinando-se as equações 3.03 e 3.07 chega-se a expressão utilizada para determinar a energia necessária para a partida de um veículo na rampa:

$$E = \int_{t_0}^{t_1} (\omega_m - \omega_c) \cdot (M_H + J_c \cdot \dot{\omega}_c) \cdot dt = \int_{t_0}^{t_1} (\omega_m - \omega_c) \cdot (M_H) \cdot dt + \int_{t_0}^{t_1} (\omega_m - \omega_c) \cdot (J_c \cdot \dot{\omega}_c) \cdot dt$$

Fazendo as seguintes considerações para a simplificação da integral:

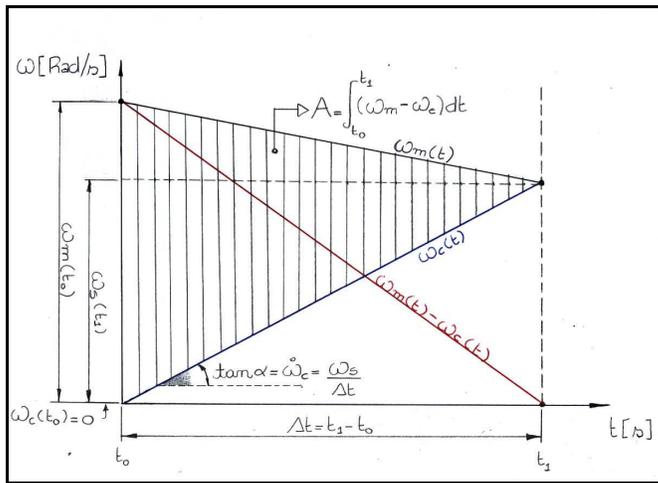
- ✓  $\omega_m$  : Constante
- ✓  $M_H$  : Constante
- ✓  $\omega_c(t_0) = 0$
- ✓  $\dot{\omega}_c$  : Constante

tem-se:

$$E = J_c \cdot \dot{\omega}_c \cdot \int_{t_0}^{t_1} (\omega_m - \omega_c) \cdot dt + M_H \cdot \int_{t_0}^{t_1} (\omega_m - \omega_c) \cdot dt$$

$$E = J_c \cdot \dot{\omega}_c \cdot \omega_m \cdot \frac{\Delta t}{2} + M_H \cdot \omega_m \cdot \frac{\Delta t}{2}$$

Levando-se em conta que:  $\dot{\omega}_c = \frac{\omega_s}{\Delta t}$  e  $0.88 \cdot M = M_H + J_c \cdot \dot{\omega}_c$ , a expressão para a energia dissipada na partida em rampa pode ser ainda mais simplificada. A figura 11, mostra passo a passo a dedução da equação 3.08 utilizada na prática para o cálculo da energia dissipada durante a partida de um veículo em uma rampa.



$$E = J_c \cdot \frac{\omega_s}{\Delta t} \cdot \omega_m \cdot \frac{\Delta t}{2} + M_H \cdot \omega_m \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\omega_s}{\dot{\omega}_c}$$

$$E = \frac{1}{2} \cdot J_c \cdot \omega_m \cdot \omega_s \cdot \left[ 1 + \frac{M_H}{J_c \cdot \dot{\omega}_c} \right]$$

$$E = \frac{1}{2} \cdot J_c \cdot \omega_m \cdot \omega_s \cdot \left[ \frac{J_c \cdot \dot{\omega}_c + M_H}{J_c \cdot \dot{\omega}_c} \right]$$

$$E = \frac{1}{2} \cdot J_c \cdot \omega_m \cdot \omega_s \cdot \left[ \frac{M_M - M_C}{M_M - M_C - M_H} \right]$$

**Figura 11.:** Dedução da expressão para determinação da energia de partida na rampa.

$$E = \eta \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left( \frac{R_D}{i_{1^\circ} \cdot i_{dif}} \right)^2 \cdot \omega_m \cdot \omega_s \cdot \frac{1}{1 - \frac{M_H}{(M_{Motor} - M_{cons})}} \quad \text{Eq. 3.08}$$

Utilizando-se a Equação 3.08, pode-se estimar o tempo de deslizamento da embreagem até o alcance da sincronização, descrito pela equação 3.09:

$$t_{deslizamento} = \frac{2 \cdot E}{(M_{Motor} - M_{Cons}) \cdot \omega_m} \quad \text{Eq. 3.09}$$

## **4. Materiais e Métodos:**

Para o desenvolvimento do modelo de simulação, duas classes de estudos foram realizadas.

A primeira consistiu na determinação das características de resistência do material de atrito, ou seja, na modelagem da taxa de desgaste do material de atrito em função das variáveis de influência em condições controladas de laboratório. Para isso um teste de bancada foi realizado com o objetivo de medir a taxa de desgaste do material de atrito em diferentes condições de energia e temperatura.

A segunda consistiu na determinação das características de solicitação ao qual o material de atrito está submetido em campo. Devido à diversidade de aplicação, no mercado de veículos comerciais, as variáveis de influência não podem ser tratadas como grandezas determinísticas e sim modeladas de maneira estatística. Para isso, sistemas específicos de aquisição de dados foram montados em diferentes tipos de veículos para registrar dados reais de utilização. De posse destes valores, distribuições estatísticas de probabilidade foram ajustadas para modelar o comportamento das variáveis de influência no desgaste (temperatura, energia e distância entre partidas) descrevendo o perfil de operação característico para cada um dos nichos estratégicos de aplicação avaliados.

### **4.1. Modelagem da taxa de desgaste do material de atrito:**

Para realizar a modelagem da taxa de desgaste do material de atrito foi realizado um ensaio de bancada. A taxa de desgaste do material foi avaliada para diferentes combinações das variáveis de influência (temperatura e energia). Os pontos de avaliação de desgaste foram escolhidos de forma a varrer todo o espectro de solicitações ao qual um conjunto de embreagem pode ser submetido em serviço.

De posse dos valores de desgaste para os diferentes níveis das variáveis de influência, um modelo de interpolação bidimensional foi utilizado para determinar a taxa de desgaste do material de atrito para qualquer combinação de temperatura e energia.

#### 4.1.1. Detalhes do ensaio de bancada:

A bancada de ensaio é constituída basicamente por um motor elétrico de 500cv, um sistema de transmissão por correias e um eixo com momento de inércia variável. A bancada é capaz de medir e armazenar as seguintes grandezas:

- Momento transmitido pela embreagem e momento necessário para frear o eixo movido.
- 04 canais de temperatura.
- Velocidade angular do eixo motor e do eixo movido.

O conjunto de embreagem a ser testado é montado no eixo de saída do motor. O ensaio consiste em acelerar determinada massa de inércia de zero até a 1512rpm (rotação de saída do motor). Cada ciclo do ensaio simula o trabalho de atrito transmitido pela embreagem para colocar um veículo em movimento. Após um determinado nº de ciclos o desgaste do material de atrito é avaliado. A figura 12 mostra uma foto da bancada de ensaio.



**Figura 12.:** Visão geral da bancada de ensaio.

A embreagem escolhida para a execução do ensaio de bancada foi uma embreagem com diâmetro externo 430mm com força de placa de 8.000N. Essa embreagem poderia ser aplicada em um veículo com torque de motor máximo de 1.000N.m e capacidade de carga de 15 toneladas.

Para conseguir variar o valor de energia por acoplamento a bancada de teste é capaz de variar a massa de inércia. A faixa de variação é de 4.22kg.m<sup>2</sup> a 17.1kg.m<sup>2</sup>. O motor da bancada trabalha com rotação constante de 1512rpm. A equação 4.01 relaciona o valor de inércia com o valor de energia requerido no ensaio:

$$E = 0.5 \cdot J \cdot \omega_m^2 = 0.5 \cdot J \cdot \left( 2 \cdot \pi \cdot \frac{1512}{60} \right)^2 \quad \text{Eq. 4.01}$$

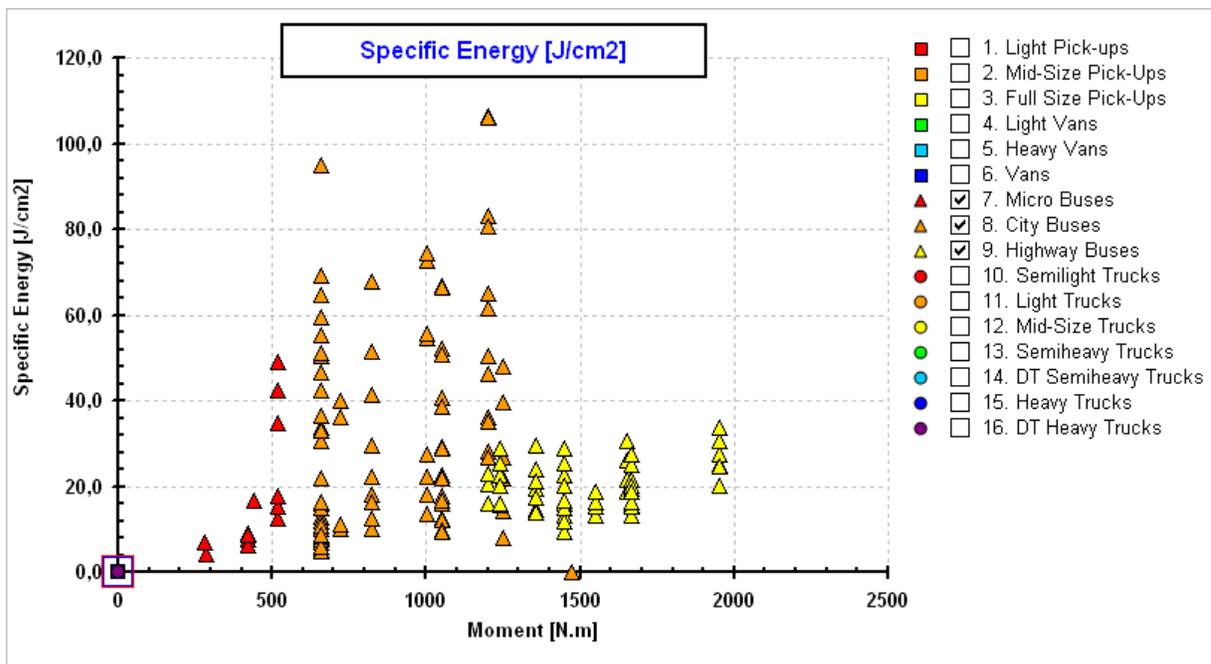
A variação de temperatura é obtida pela variação do intervalo de tempo entre os acoplamentos. Quanto menor este intervalo, maior será a temperatura de trabalho do conjunto de embreagem. Para o ensaio foram medidos três pontos de temperatura:

- Temperatura da placa de pressão – medida a 4mm da face de atrito.
- Temperatura do volante – medida a 4mm da face de atrito.
- Temperatura no interior da caixa térmica.

#### **4.1.2. Escolha do espectro de solicitações:**

As condições de operação de um veículo comercial variam muito mais do que as de um veículo de passeio. Mesmo um único veículo comercial, por exemplo, um ônibus urbano, tem um espectro amplo de solicitações devido à sua utilização em diferentes regiões com diferentes condições de tráfego, relevo e carregamento.

Para escolha da faixa de variação da variável Energia de partida foram utilizadas as informações de um banco de dados de veículos comerciais. Este banco de dados contém dados de projeto necessários para o cálculo da energia de partida de praticamente todos os veículos comerciais disponíveis no mercado nacional. A figura 13 é um gráfico proveniente do banco de dados e mostra a energia dissipada numa partida realizada em terreno plano e com a máxima capacidade de carga. Cada ponto representa um veículo.

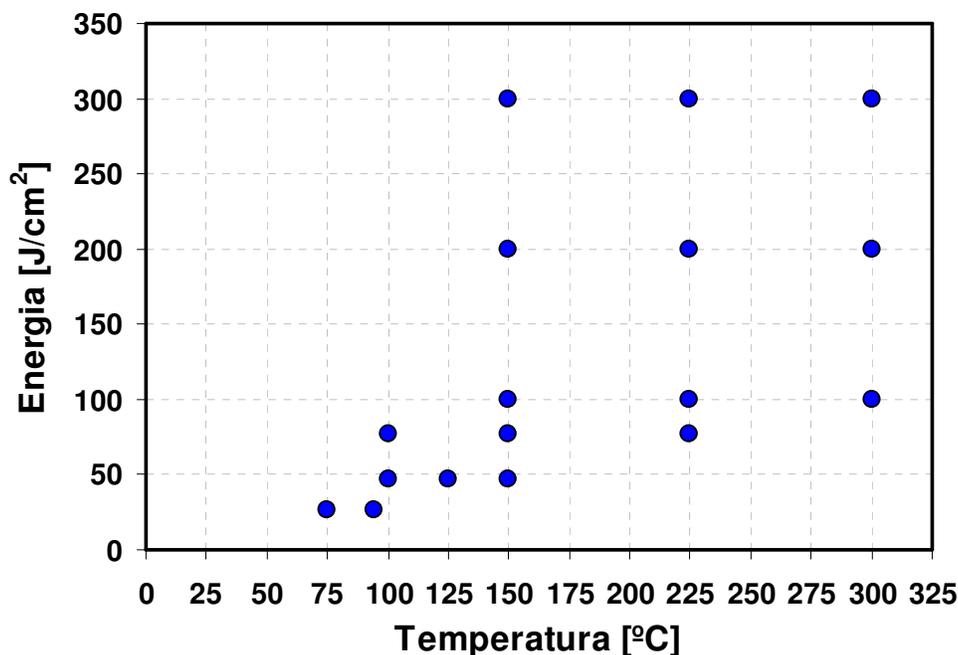


**Figura 13.:** Energia dissipada numa partida realizada em terreno plano e com a máxima capacidade de carga para diferentes tipos de ônibus.

Além da partida em terreno plano, diferentes condições de partida, como partidas em rampa e partidas em 2ª marcha, foram simuladas. Após estas avaliações a faixa escolhida para variação da energia foi de  $26.5\text{J/cm}^2$  e  $300\text{J/cm}^2$ . Dentro dessa faixa encontra-se a maioria dos ônibus urbanos.

A faixa de variação de temperatura foi escolhida com base em medições realizadas diretamente em veículos. A faixa escolhida foi de  $75^\circ\text{C}$  a  $300^\circ\text{C}$ .

A figura 14 mostra os pontos escolhidos para avaliação do desgaste. A tabela 2 resume as condições de ensaio.



**Figura 14.:** Pontos de avaliação de desgaste escolhidos. Variação de energia entre 26.5J/cm<sup>2</sup> e 300J/cm<sup>2</sup>. Variação de temperatura entre 75°C e 300°C.

<i>Etapa</i>	Nº massas	Massa de inércia [kg.m <sup>2</sup> ]	Nº de ciclos	Energia por ciclo [kJ/ciclo]	Energia Específica [J/cm <sup>2</sup> ]	Potência específica [W/cm <sup>2</sup> ]	Frequência [1ciclo/xs]	Tempo de ensaio [h]
<i>Assent.</i>	2	7.42	5000	93.0	46.5	2.13	21.8	30.3
<i>Etapa 01</i>	S/	4.22	20000	52.9	26.5	0.95	27.8	154.4
<i>Etapa 02</i>	S/	4.22	15000	52.9	26.5	1.39	19.0	79.2
<i>Etapa 03</i>	2	7.42	10000	93.0	46.5	1.50	31.1	86.4
<i>Etapa 04</i>	2	7.42	10000	93.0	46.5	1.92	24.3	67.4
<i>Etapa 05</i>	2	7.42	10000	93.0	46.5	2.26	20.6	57.1
<i>Etapa 06</i>	6	12.26	5000	153.7	76.9	1.50	51.4	71.4
<i>Etapa 07</i>	6	12.26	2500	153.7	76.9	2.26	34.0	23.6
<i>Etapa 08</i>	6	12.26	2500	153.7	76.9	3.03	25.4	17.6
<i>Etapa 09</i>	9	15.89	1000	199.2	99.6	2.26	44.1	12.2
<i>Etapa 10</i>	9	15.89	1000	199.2	99.6	3.03	32.9	9.1
<i>Etapa 11</i>	9	15.89	1000	199.2	99.6	3.57	27.9	7.7
<i>Etapa 12</i>	Freio Ac.	-	250	400.0	200.0	2.26	88.5	6.1
<i>Etapa 13</i>	Freio Ac.	-	250	400.0	200.0	3.03	66.1	4.6
<i>Etapa 14</i>	Freio Ac.	-	200	400.0	200.0	3.57	56.0	3.1
<i>Etapa 15</i>	Freio Ac.	-	100	599.9	300.0	2.26	132.7	3.7
<i>Etapa 16</i>	Freio Ac.	-	100	599.9	300.0	3.03	99.1	2.8
<i>Etapa 17</i>	Freio Ac.	-	100	599.9	300.0	3.57	84.0	2.3

**Tabela 2.:** Condições de ensaio para determinação da Função resposta ao desgaste.

### 4.1.3. Interpolação dos dados de desgaste:

A função que interpola os pontos de medição de desgaste foi chamada de Função Resposta ao Desgaste (FRD) do revestimento. Foram utilizados quatro modelos de interpolação bidimensional distintos. A tabela 02 apresenta estes modelos:

Modelo “Full quadratic” Eq. 4.02

$$D(E,T) = K + C_E \cdot E + C_T \cdot T + C_{E^2} \cdot E^2 + C_{T^2} \cdot T^2 + C_{ET} \cdot E \cdot T$$

Modelo “Liner + quadratic” Eq. 4.03

$$D(E,T) = K + C_E \cdot E + C_T \cdot T + C_{E^2} \cdot E^2 + C_{T^2} \cdot T^2$$

Modelo “Energia Linear” Eq. 4.04

$$D(E,T) = K + C_E \cdot E + C_T \cdot T + C_{T^2} \cdot T^2 + C_{ET} \cdot E \cdot T$$

Modelo “Linear + Interaction” Eq. 4.05

$$D(E,T) = K + C_E \cdot E + C_T \cdot T + C_{ET} \cdot E \cdot T$$

**Tabela 3.:** Modelos de interpolação utilizados para determinação da FRD.

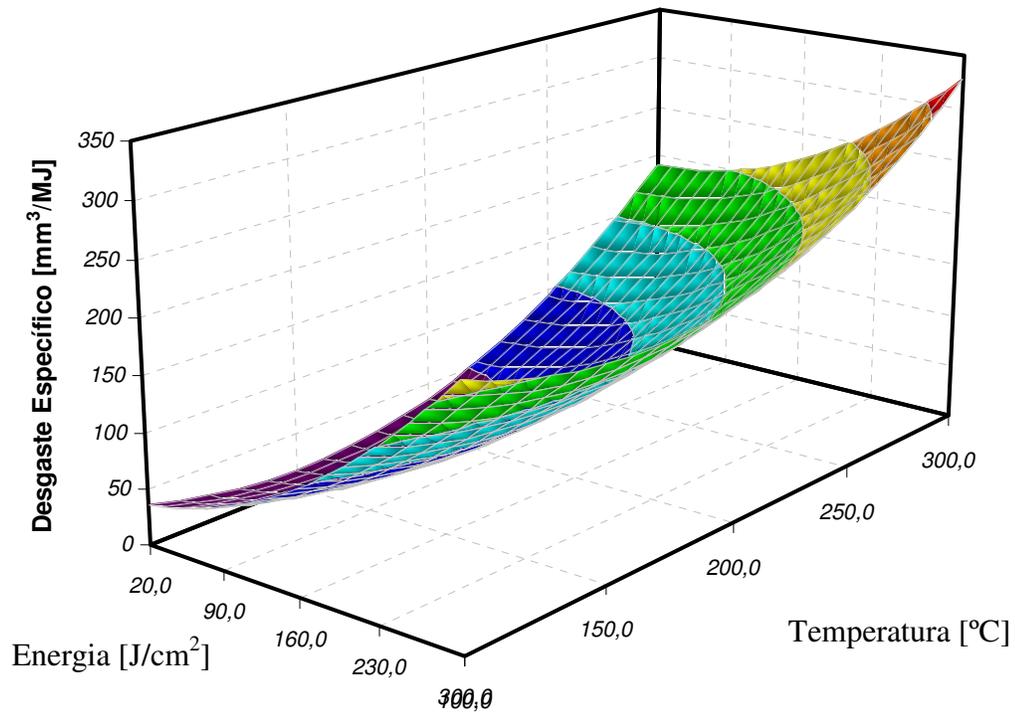
Os coeficientes dos modelos de interpolação são determinados de modo a minimizar o erro existente entre os valores interpolados e os valores medidos. Para escolha do modelo que melhor se ajusta aos pontos de desgaste medidos foi utilizado o critério do menor erro quadrático percentual médio (EQPM). A equação 4.06 mostra este critério:

$$EQPM = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N \left( \frac{D_i(E,T) - d_i(E,T)}{d_i(E,T)} \right)^2 \quad \text{Eq. 4.06}$$

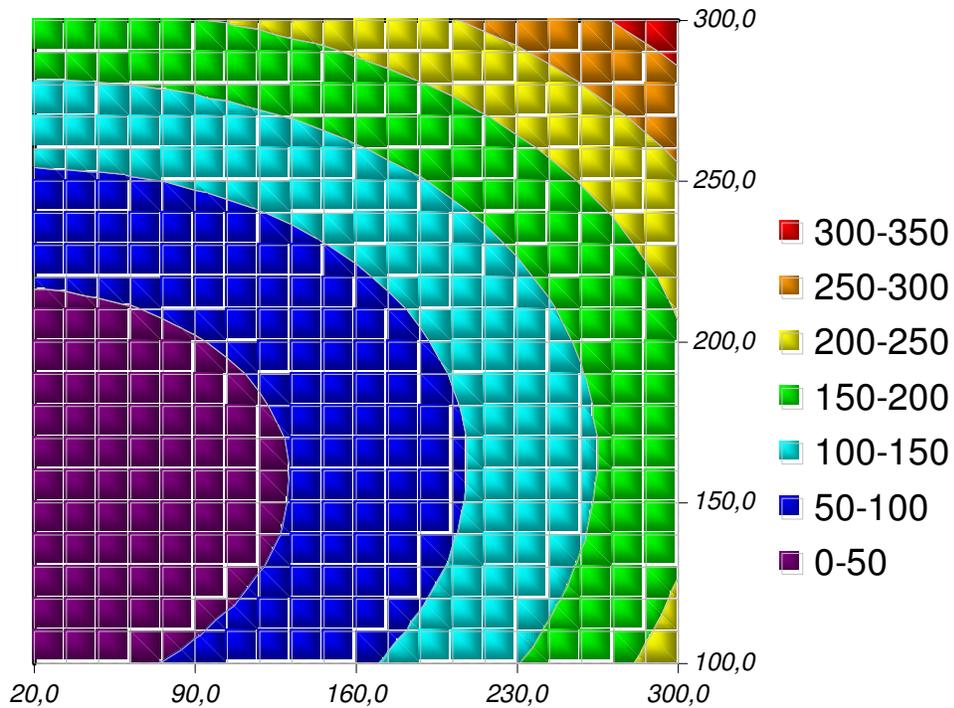
Onde:

- N é o número de pontos onde o desgaste foi avaliado.
- $D_i(E,T)$  é o valor de desgaste interpolado pela Função Resposta ao Desgaste (FRD).
- $d_i(E,T)$  é o valor de desgaste medido experimentalmente.

As figuras 15 e 16 mostram um exemplo de uma Função resposta ao desgaste para um determinado revestimento. O mapa de cores está associado à taxa de desgaste do material de atrito.



**Figura 15.:** Exemplo de uma Função Resposta ao Desgaste para um determinado revestimento – visualização em 3D.



**Figura 16.:** Exemplo de uma Função Resposta ao Desgaste para um determinado revestimento – visualização em gráfico de superfície.

## 4.2. Determinação dos esforços em serviço

A segunda etapa para construção do modelo de simulação da vida útil do conjunto de embreagem é a determinação dos esforços aos quais o conjunto de embreagem estará submetido quando o veículo estiver em operação.

Como foi visto no capítulo anterior, as principais variáveis de influência na modelagem do desgaste do material de atrito do disco de embreagem são:

- Temperatura.
- Energia transmitida durante uma partida.
- Distância percorrida entre partidas consecutivas.

Para isso o veículo em estudo – ônibus urbano MB OF1722 – foi devidamente instrumentado com o intuito de avaliar o comportamento das variáveis de influência na aplicação do veículo. O período de aquisição de dados escolhido foi de dois dias com um taxa de aquisição de 10Hz.

A base de dados para este estudo provém da monitoração do veículo, através do registo, com computadores de bordo e sistema de rastreamento com tecnologia GPS/GPRS, das seguintes grandezas:

- Temperatura da caixa seca.
- Temperatura da carcaça do rolamento de embreagem.
- Temperatura do óleo da caixa de transmissão.
- Curso de rolamento da embreagem.
- Rotação do eixo motor.
- Rotação do eixo da transmissão.
- Velocidade do veículo.
- Momento fornecido pelo motor – informação obtida através da ECU do veículo.

#### 4.2.1. Detalhes do veículo escolhido:

O veículo escolhido para determinação dos esforços em serviço foi o ônibus urbano Mercedes OF1722 com motor dianteiro. A embreagem utilizada foi uma 395mm (diâmetro externo do disco de embreagem). A figura 17 mostra uma foto do ônibus.



**Figura 17.:** Ônibus escolhido para determinação do espectro de solicitações – MB OF1722.

Os dados necessários para o cálculo da energia de partida estão mostrados na figura 18, que também mostra os valores de energia de partida calculados conforme a Equação 3.08 para partida no plano, rampa de 7% e rampa de 14%.

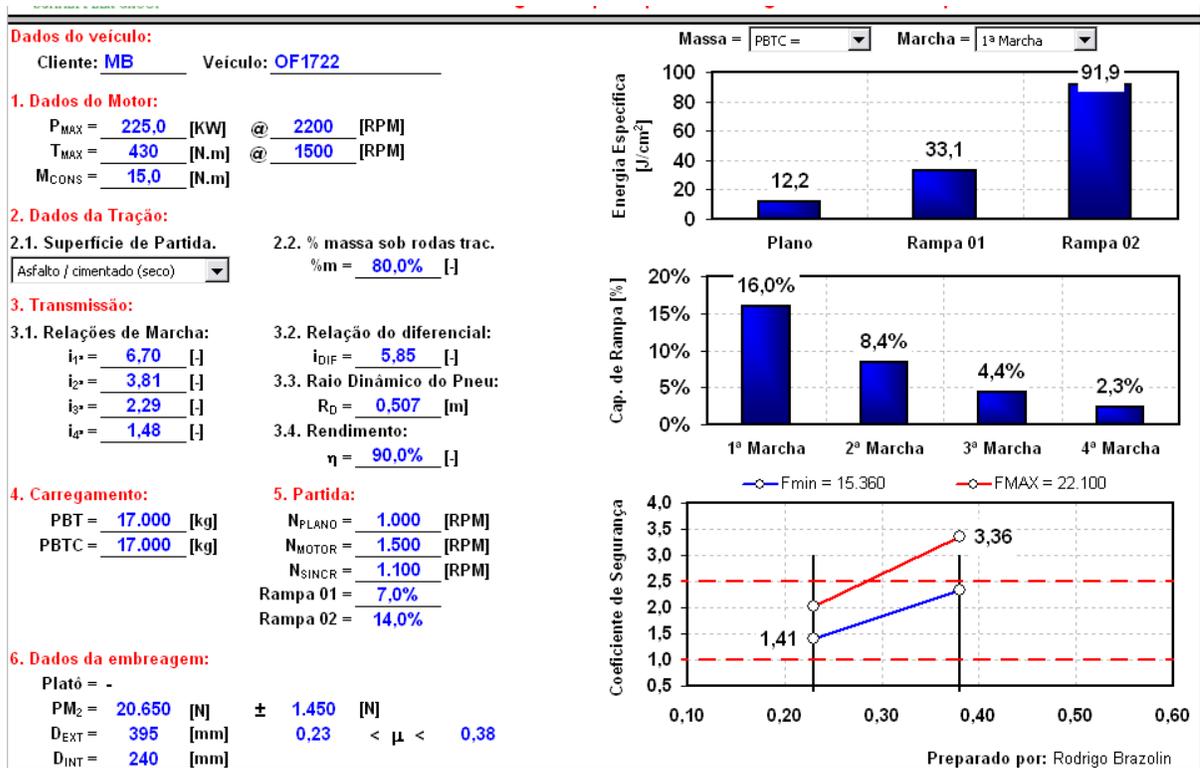


Figura 18.: Cálculo da energia de partida para o veículo escolhido.

#### 4.2.2. Detalhes da rota escolhida:

A rota escolhida é utilizada pela Mercedes-Benz como rota de durabilidade para o desenvolvimento de seus veículos. O percurso é feito nas regiões de São Caetano, São Bernardo do Campo e Santo André. A figura 19 mostra uma vista da rota escolhida.

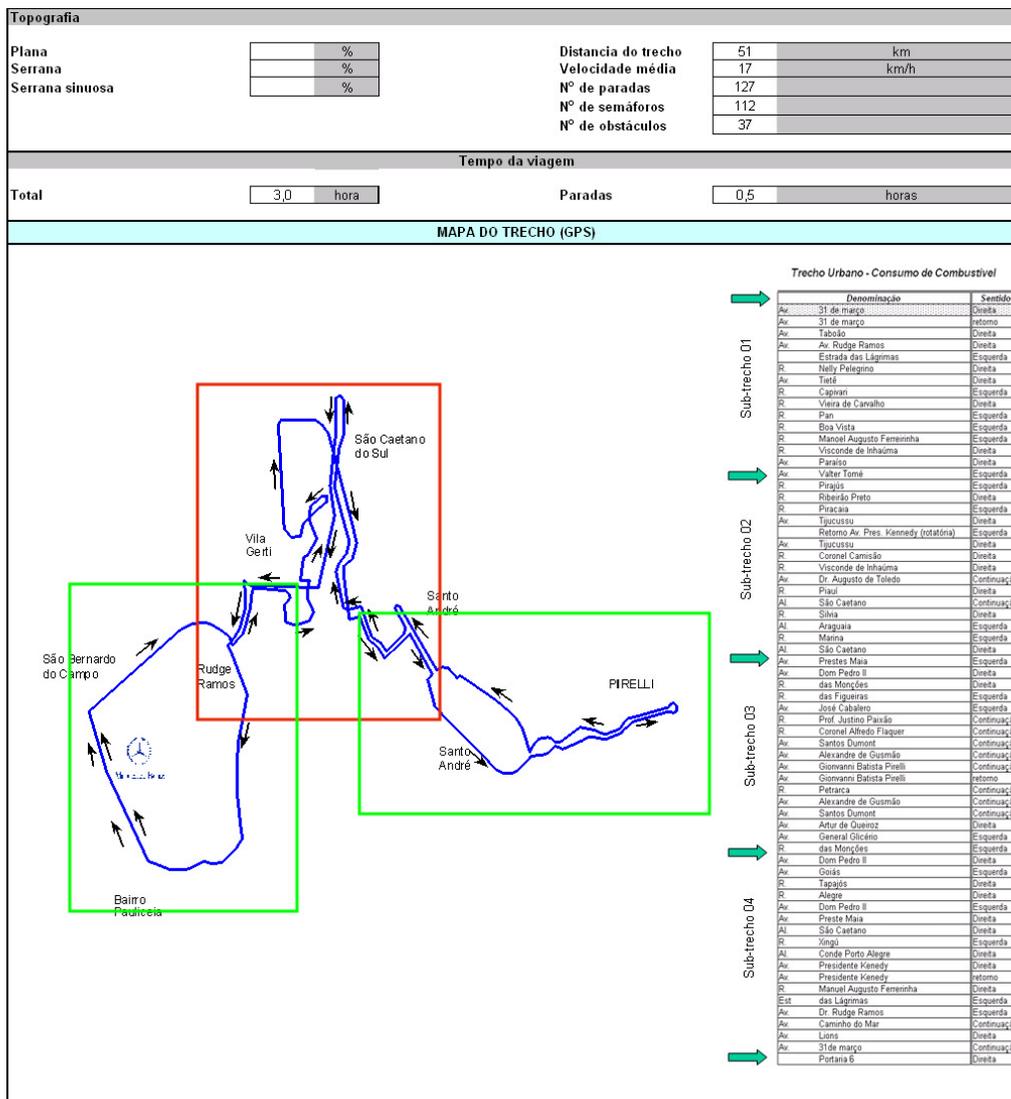


Figura 19.: Rota Mercedes-Benz para teste de durabilidade.

#### 4.2.3. Determinação do comportamento das variáveis de influência no desgaste:

O período de aquisição de dados escolhido foi de dois dias com um taxa de aquisição de 10Hz. Uma vez adquiridos os dados foram devidamente tratados a fim de se evidenciar o comportamento das variáveis de interesse. Um programa específico foi desenvolvido para fazer o tratamento dos dados adquiridos. As figuras 20 e 21 mostram as medições de um dia típico de medições.

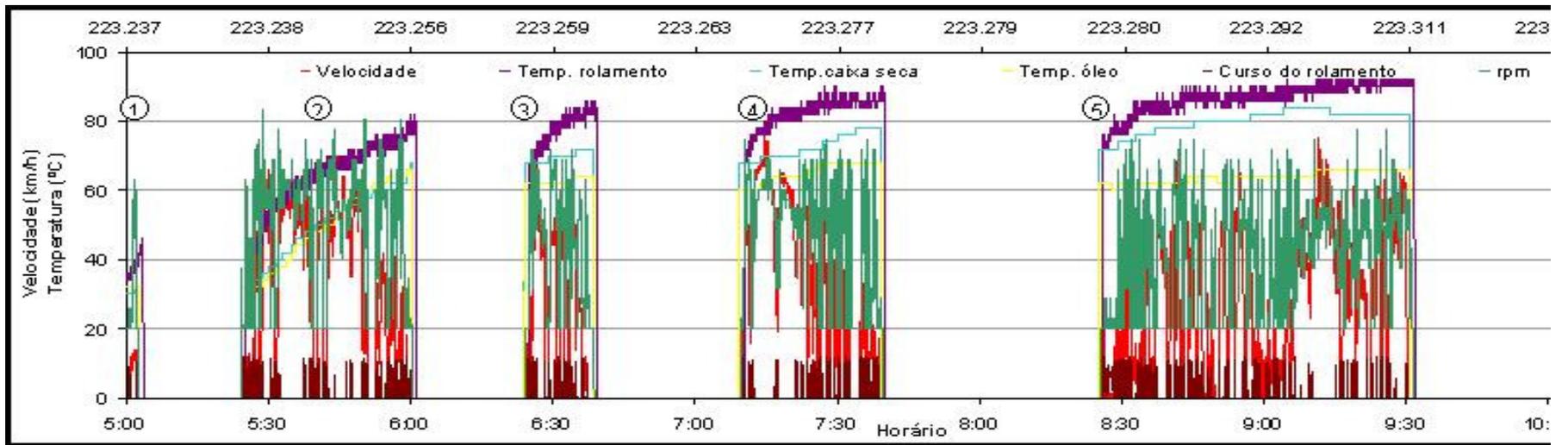


Figura 20.: Exemplo de um monitoramento típico de um dia de trabalho – Período avaliado das 5h30 às 10h30.

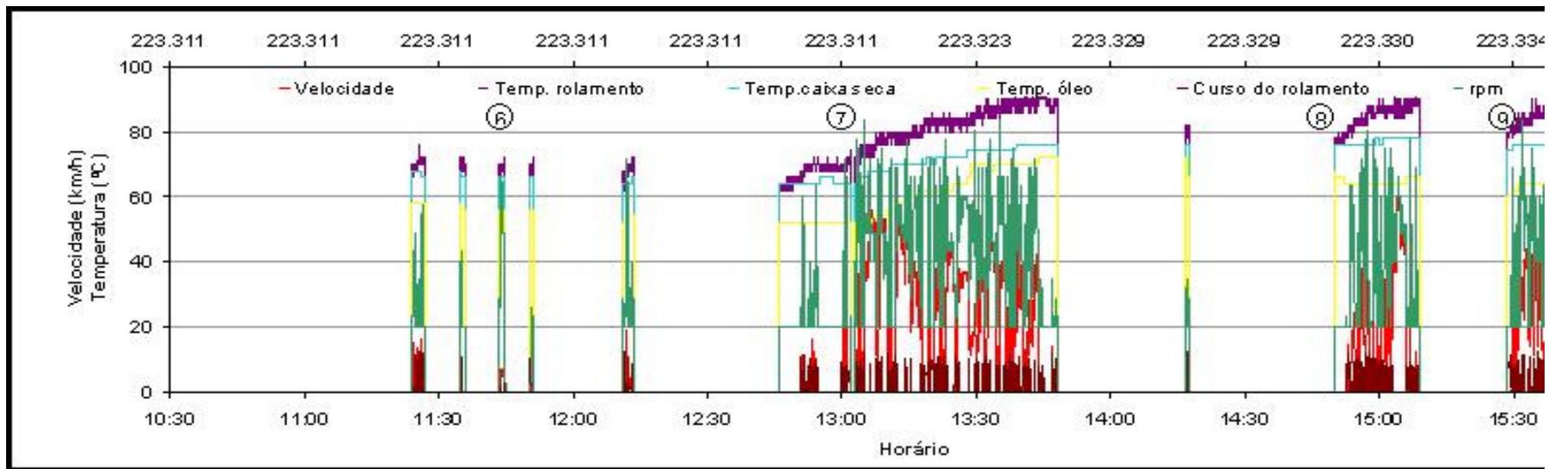
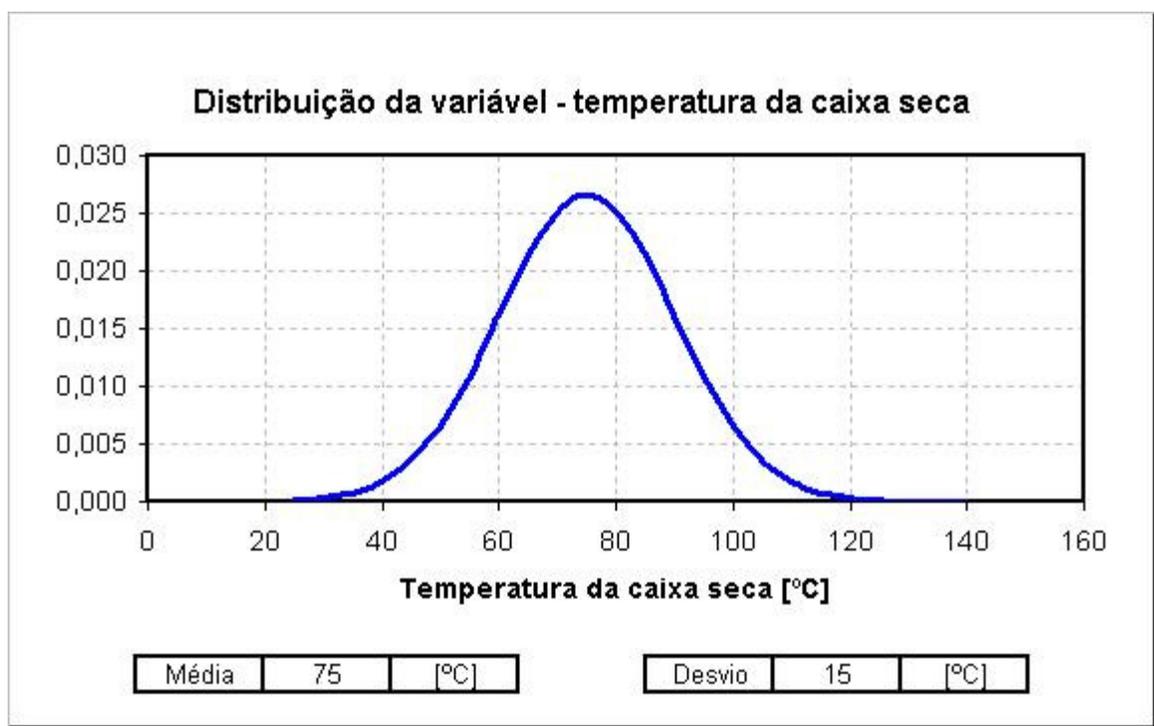


Figura 21.: Exemplo de um monitoramento típico de um dia de trabalho – Período avaliado das 10h30 às 16h00.

#### 4.2.3.1. Determinação do comportamento da temperatura:

Para determinação do comportamento da temperatura da caixa seca do veículo foi feita uma amostragem dos dados adquiridos a uma taxa de um ponto por minuto (foi armazenado um ponto a cada 600 valores medidos). Com a ajuda do software Minitab<sup>TM</sup> foi determinada a distribuição estatística que melhor modela o comportamento da variável. Entre todas as distribuições testadas, a que melhor modelou o comportamento da temperatura foi a distribuição normal. O cálculo dos parâmetros da distribuição foi feito através do método da máxima verossimelhança (MLE) e a escolha da distribuição foi feita através do critério de Anderson-Darling (AD) (LEWIS, 1996). A figura 22 mostra a distribuição normal utilizada para ajustar o comportamento da variável temperatura da caixa seca.



**Figura 22.:** Distribuição normal ajustada para modelar o comportamento da temperatura da caixa seca.

#### 4.2.3.2. Determinação do comportamento da energia:

Para determinar o comportamento da variável energia foi necessário um tratamento mais criterioso dos dados. Com o auxílio da equação 3.03.

$$E = \int_{t_0}^{t_1} (\omega_m - \omega_c) \cdot M \cdot dt \quad \text{Eq. 3.03}$$

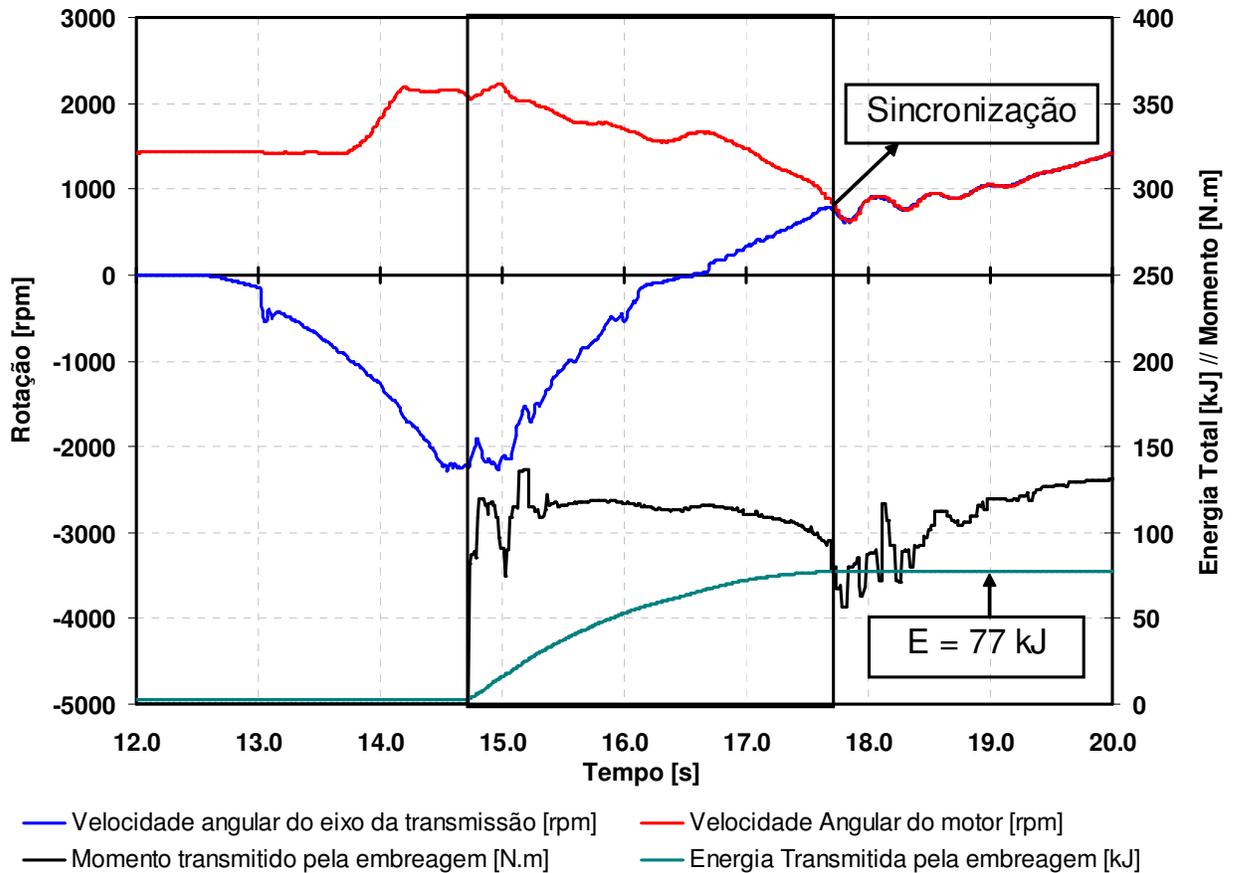
Onde:

- $M$  é o momento fornecido pelo motor.
- $\omega_m$  é a velocidade angular do motor.
- $\omega_c$  é a velocidade angular do eixo piloto da transmissão.
- $t$  é o tempo de deslizamento necessário para que ocorra o acoplamento.

Através da análise da equação 3.03 pode-se observar que só há dissipação de energia pela embreagem quando duas condições ocorrem simultaneamente:

- a) Existe diferença de velocidade angular entre o volante do motor e o eixo piloto da transmissão.
- b) O motor está sob carga, ou seja, a embreagem está numa posição onde é capaz de transmitir momento.

A figura 23 mostra o detalhe de uma partida de um determinado veículo. A área destacada no gráfico mostra a região onde ocorre a dissipação de energia pela embreagem. A energia necessária para colocar o veículo em movimento é calculada pela equação 3.03 e está representada pela curva verde na figura 23. Nota-se que esta apenas muda de valor quando duas condições ocorrem simultaneamente: o motor está sob carga e existe diferença de rotação entre o motor e a transmissão do veículo.



**Figura 23.:** Detalhe da partida de um determinado veículo. Implementação do cálculo da energia dissipada a partir das medições das rotações do motor e da transmissão e do momento fornecido pelo motor.

#### 4.2.3.3. Determinação do comportamento da distância percorrida entre as partidas:

Para determinar o comportamento da distância percorrida entre partidas consecutivas foi utilizado o sinal de velocidade disponibilizado pela a ECU do veículo.

Através da integração do sinal de velocidade entre dois instantes de tempo onde a velocidade do veículo era menor que 1m/s foi determinado a distância percorrida entre duas partidas.

$$d = \int_{t_0}^{t_1} v \cdot dt \quad \text{Eq. 4.07}$$

Com a ajuda do software Minitab<sup>TM</sup> foi determinada a distribuição estatística que melhor modela o comportamento da variável distância.

### **4.3. Construção do modelo de simulação:**

O modelo de simulação consiste em relacionar de maneira lógica as características de resistência do material de atrito com as características de sollicitação gerada na aplicação do veículo. A simulação Monte - Carlo será utilizada para geração das sollicitações de campo. Os resultados encontrados na simulação serão validados utilizando dados reais de durabilidade encontrados no campo.

#### **4.3.1. Modelagem de diferentes embreagens e veículos:**

Após o levantamento das curvas de sollicitação para o veículo escolhido pode-se através do uso de fatores de correção estender este resultado para diferentes veículos e embreagens, ou seja, com apenas a medição de um veículo pode-se estimar qual a durabilidade alcançada por este veículo com diferentes embreagens. Também pode ser avaliada a influência que alterações nas variáveis de projeto do veículo podem acarretar na durabilidade do conjunto de embreagem.

Apenas duas das três características de operação avaliadas para veículo sofrem correção quando o modelo for calculado para um veículo diferente: a energia e a temperatura. A distância percorrida entre as partidas é função apenas da rota e do nível de tráfego no qual o veículo será aplicado.

Dois fatores de correção são utilizados para modelar diferentes embreagens e veículos: um corrige a média da distribuição estatística que modela o comportamento da variável de influência energia de partida e o outro corrige a média da distribuição estatística que modela o comportamento da variável temperatura da caixa seca do veículo.

##### **4.3.1.1. Fatores de correção para a energia:**

O fator que corrige a distribuição de energia ( $f_E$ ) é composto pela multiplicação de dois fatores:  $f_{E1}$  e  $f_{E2}$ . O primeiro fator é devido ao uso de uma embreagem com área de atrito diferente daquela que foi utilizada no veículo que foi instrumentado. Energia específica e área do revestimento de embreagem são duas grandezas inversamente proporcionais, ou seja, quanto menor for a área do revestimento de embreagem maior será a energia por unidade de área.

$$E_S \cdot A_S = E_M \cdot A_M \quad \text{Eq. 4.08}$$

Onde:

- $E_M$  é a média da distribuição estatística que modela o comportamento da energia específica do veículo que foi instrumentado em  $J/cm^2$ .
- $A_M$  é a área da embreagem que foi utilizada no veículo instrumentado.
- $E_S$  é a média corrigida da distribuição de Energia em função do uso de uma embreagem com área diferente em  $J/cm^2$ .
- $A_S$  é a área da embreagem que foi utilizada para fazer a simulação de durabilidade.

Como o auxílio da equação 4.01 pode-se definir o fator de correção  $f_{E1}$  como a relação entre a área da embreagem que foi utilizada no veículo medido e a área da embreagem que será utilizada na simulação:

$$E_S = \frac{A_M}{A_S} \cdot E_M = f_{E1} \cdot E_M \quad \text{Eq. 4.09}$$

O segundo fator de correção para a energia é utilizado se a simulação for feita para um veículo diferente daquele que foi instrumentado. Ele consiste em determinar, através do uso da equação 3.09, a energia teórica de partida em oito diferentes condições para o veículo instrumentado e para o veículo simulado:

As oito diferentes condições de partida estão descritas na tabela 04:

<b>Condição</b>	1	2	3	4	5	6	7	8
<b>Rampa</b>	plano	2.5%	5.0%	10.0%	plano	2.5%	5.0%	7.5%
<b>Marcha</b>	1 <sup>a</sup>	1 <sup>a</sup>	1 <sup>a</sup>	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>

**Tabela 4.:** Diferentes condições de partidas utilizadas para o cálculo do segundo fator de correção para energia.

O segundo fator de correção para a energia  $f_{E2}$ , descrito pela equação 4.10, é estimado pela média da relação de energia teórica entre o veículo simulado e o veículo medido nas oito condições de partida descritas na tabela 04:

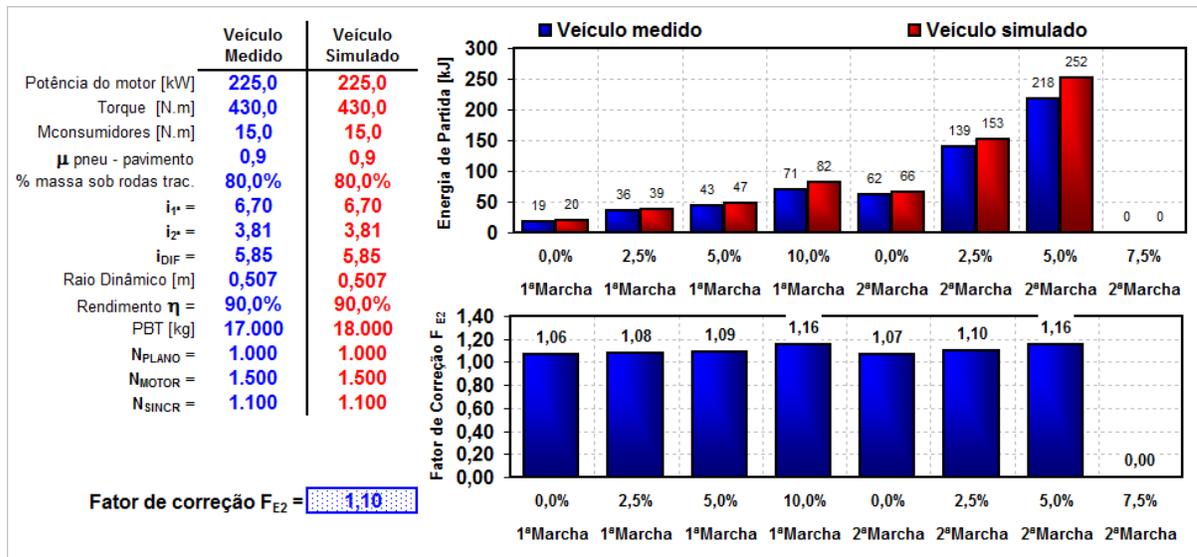
$$f_{E2} = \frac{\sum_{i=1}^8 \frac{ET_S(i)}{ET_M(i)}}{8} \quad \text{Eq. 4.10}$$

Onde:

- $ET_M(i)$  é a energia teórica calculada na condição de partida  $i$  para o veículo que foi instrumentado em kJ.
- $ET_S(i)$  é a energia teórica calculada na condição de partida  $i$  para o veículo que será simulado em kJ.

Para exemplificar o cálculo do coeficiente de correção  $f_{E2}$  pode-se considerar uma situação na qual o veículo que foi instrumentado tem uma capacidade de carga (PBT) de 17ton e o veículo a ser simulado tem uma capacidade de carga de 18ton. Trata-se do mesmo veículo apenas com a capacidade de carga aumentada de 17 para 18 toneladas.

A figura 24 mostra o cálculo da energia teórica de partida para o veículo medido e para o veículo simulado nas oito condições de partida pré-estabelecidas. Para essa condição, o fator  $f_{E2}$  foi de 1,10. Isto significa que o aumento da capacidade de carga do veículo provocará um aumento de 10% na média da distribuição estatística que modela a energia dissipada na partida na simulação.



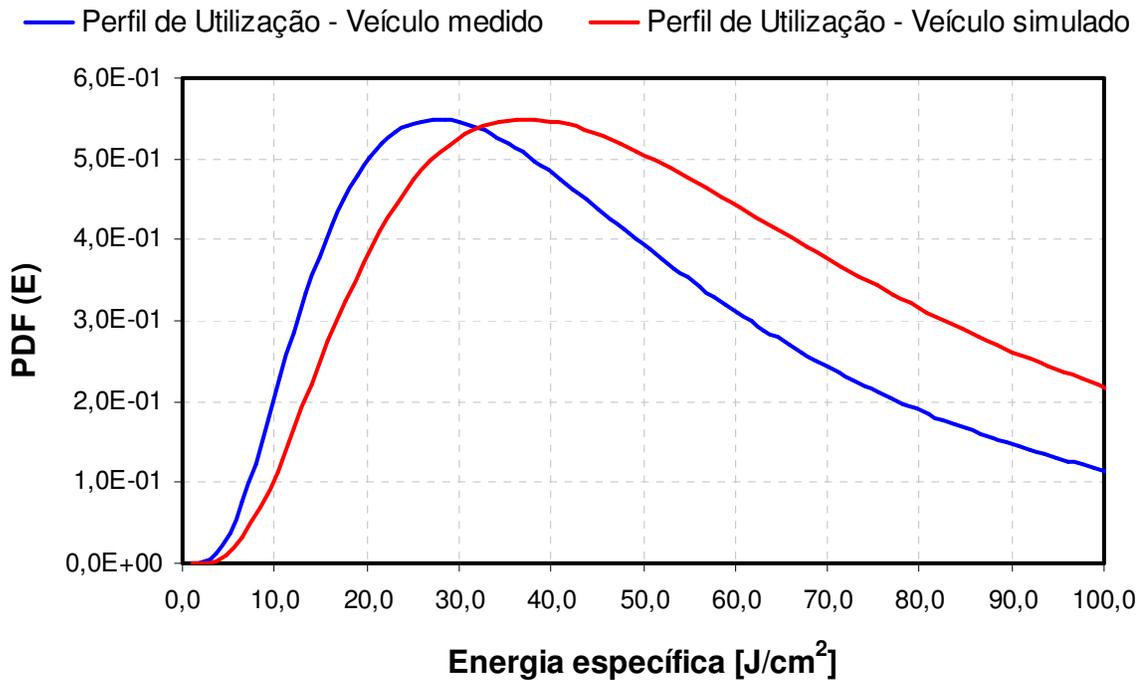
**Figura 24.:** Cálculo da energia teórica de partida nas oito condições de partida para o exemplo citado.

O fator que corrige a distribuição de energia ( $f_E$ ) é calculado então pela multiplicação dos fatores  $f_{E1}$  e  $f_{E2}$ .

$$f_E = f_{E1} \cdot f_{E2} \quad \text{Eq. 4.11}$$

A figura 25 mostra a distribuição de energia que efetivamente foi medida e a distribuição de energia corrigida com o fator  $f_E$  devido ao aumento de capacidade de carga do veículo simulado em relação ao veículo medido.

### Distribuição da variável energia



**Figura 25.:** Perfil de utilização do veículo simulado com a média da distribuição de energia corrigida com o fator de correção  $f_E$ .

#### 4.3.1.2. Fatores de correção para a temperatura:

A distribuição de temperatura é influenciada por dois fatores: a distribuição de energia e a capacidade térmica do conjunto de embreagem, isto considerando um veículo utilizado numa mesma rota.

Dentro da faixa normal de operação do revestimento de embreagem (entre 50°C e 350°C) energia específica e temperatura são grandezas diretamente proporcionais. Sendo assim, o fator de correção para a média da temperatura da caixa seca para a simulação de um veículo com diferente distribuição de energia é o mesmo que foi deduzido no item anterior  $f_E$ .

$$f_{T1} = f_E \quad \text{Eq. 4.12}$$

A capacidade térmica de um conjunto de embreagem é uma propriedade que está relacionada à capacidade do conjunto dissipar o calor durante as partidas do veículo. Cada conjunto tem uma resposta térmica diferente. As características de projeto de um sistema de embreagem que mais influenciam na capacidade térmica do conjunto são:

- A massa e geometria da placa de pressão do platô. Em geral maior massa e uso de aletas na placa melhoram a capacidade térmica do conjunto.
- O material da tampa do platô. Em geral platôs com carcaça em ferro fundido apresentam melhor desempenho térmico em relação a platôs com tampa em aço estampado.

A capacidade térmica de um conjunto de embreagem é quantificada através de uma grandeza determinada experimentalmente chamada de coeficiente global de troca térmica (U). Este é uma relação entre o fluxo térmico submetido ao conjunto e a temperatura do ar no compartimento da embreagem e incorpora os efeitos de troca térmica por condução e convecção. Na bancada de ensaio pode-se variar o fluxo térmico através da equação 4.11:

$$\dot{q} = \frac{E_{Ciclo}}{A} \cdot \frac{1}{f} = U \cdot T \quad \text{Eq. 4.13}$$

Onde:

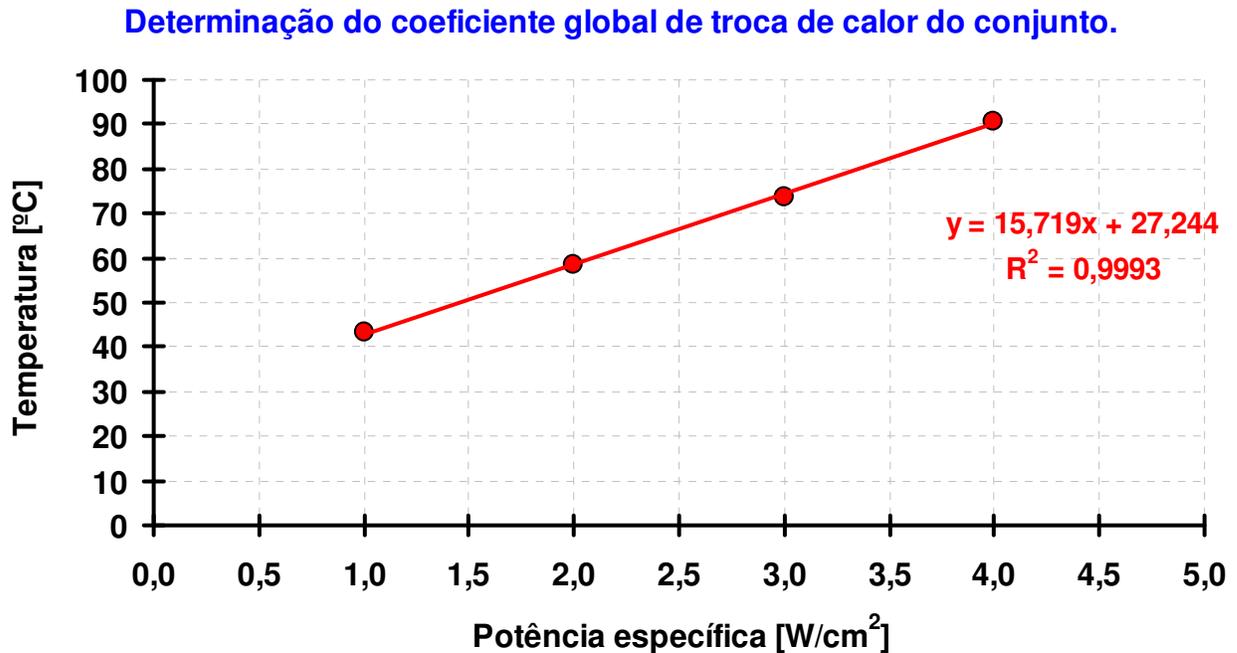
- $\dot{q}$  é o fluxo térmico (também conhecido como potência específica de atrito) ao qual o conjunto está submetido em  $W/cm^2$ .
- $E_{ciclo}$  é a energia por acoplamento em J.
- A é área de atrito do revestimento de embreagem em  $cm^2$ .
- f é intervalo entre os acoplamentos em s.
- U é coeficiente global de troca térmica do conjunto em  $W/cm^2 \cdot ^\circ C$
- T é a temperatura medida no compartimento da embreagem em  $^\circ C$ .

A tabela 05 mostra as condições de um ensaio utilizado para determinar o coeficiente global de troca térmica de um conjunto de embreagem:

<b>Etapa</b>	Nº massas	Massa de inércia [kg.m <sup>2</sup> ]	Nº de ciclos	Energia por ciclo [kJ/ciclo]	Energia Específica [J/cm <sup>2</sup> ]	Potência específica [W/cm <sup>2</sup> ]	Freqüência [1ciclo/xs]
<b>Etapa 01</b>	s/	4.22	200	52.9	34.2	1.00	34.2
<b>Etapa 02</b>	s/	4.22	200	52.9	34.2	1.50	22.8
<b>Etapa 03</b>	3	8.63	200	108.2	70.0	2.00	35.0
<b>Etapa 04</b>	3	8.63	200	108.2	70.0	2.50	28.0
<b>Etapa 05</b>	3	8.63	200	108.2	70.0	3.00	23.3
<b>Etapa 06</b>	Freio Ac.	-	200	399.9	258.7	3.50	73.9
<b>Etapa 07</b>	Freio Ac.	-	200	399.9	258.7	4.00	64.7

**Tabela 5.:** Condições de ensaio para levantamento do coeficiente U de um conjunto de embreagem.

A figura 26 mostra um exemplo de como o coeficiente U é determinado. Este é o inverso do coeficiente angular da reta que melhor ajusta as medições de temperatura realizada em cada uma das etapas do ensaio descrito na tabela 05. O coeficiente linear da reta ajustada é aproximadamente a temperatura ambiente no momento da realização do ensaio.



**Figura 26.:** Exemplo de determinação do coeficiente global de troca térmica de um conjunto de embreagem.

O fator de correção para a média da distribuição de temperatura devido ao uso embreagens com diferentes capacidades térmicas é dado então pela equação 4.12:

$$f_{T2} = \frac{U_S}{U_M} \quad \text{Eq. 4.14}$$

Onde:

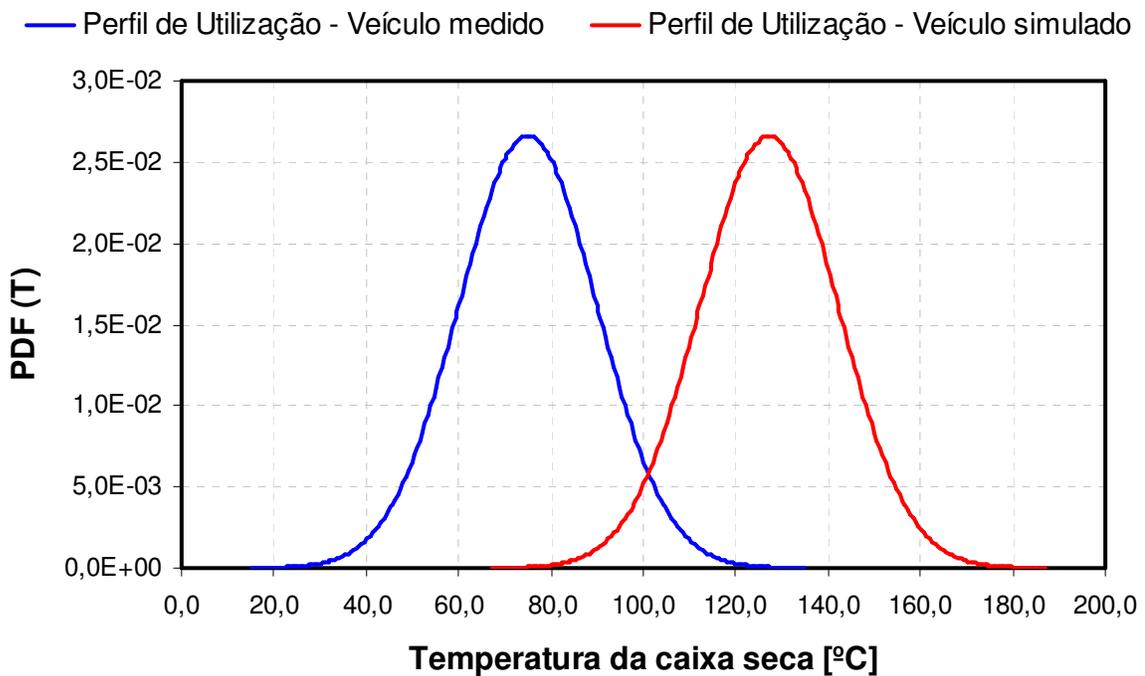
- $U_M$  é o coeficiente global de troca da embreagem que foi utilizada no veículo instrumentado.
- $U_S$  é o coeficiente global de troca da embreagem utilizada para fazer a simulação.

O fator que corrige a distribuição de temperatura ( $f_T$ ) é calculado então pela multiplicação dos fatores  $f_{T1}$  e  $f_{T2}$ .

$$f_T = f_{T1} \cdot f_{T2} = f_E \cdot f_{T2} \quad \text{Eq. 4.15}$$

A figura 27 mostra um exemplo onde o veículo que foi medido utilizava uma embreagem de carcaça fundida 395mm x 240mm e a simulação foi feita com uma embreagem de tampa estampada 362mm x 237mm. Nesta situação o fator de correção  $f_T$  foi de 1.69, ou seja, o uso de uma embreagem com menor área de atrito e pior resposta térmica aumenta a temperatura de trabalho em aproximadamente 69%.

### Distribuição da variável temperatura da caixa seca

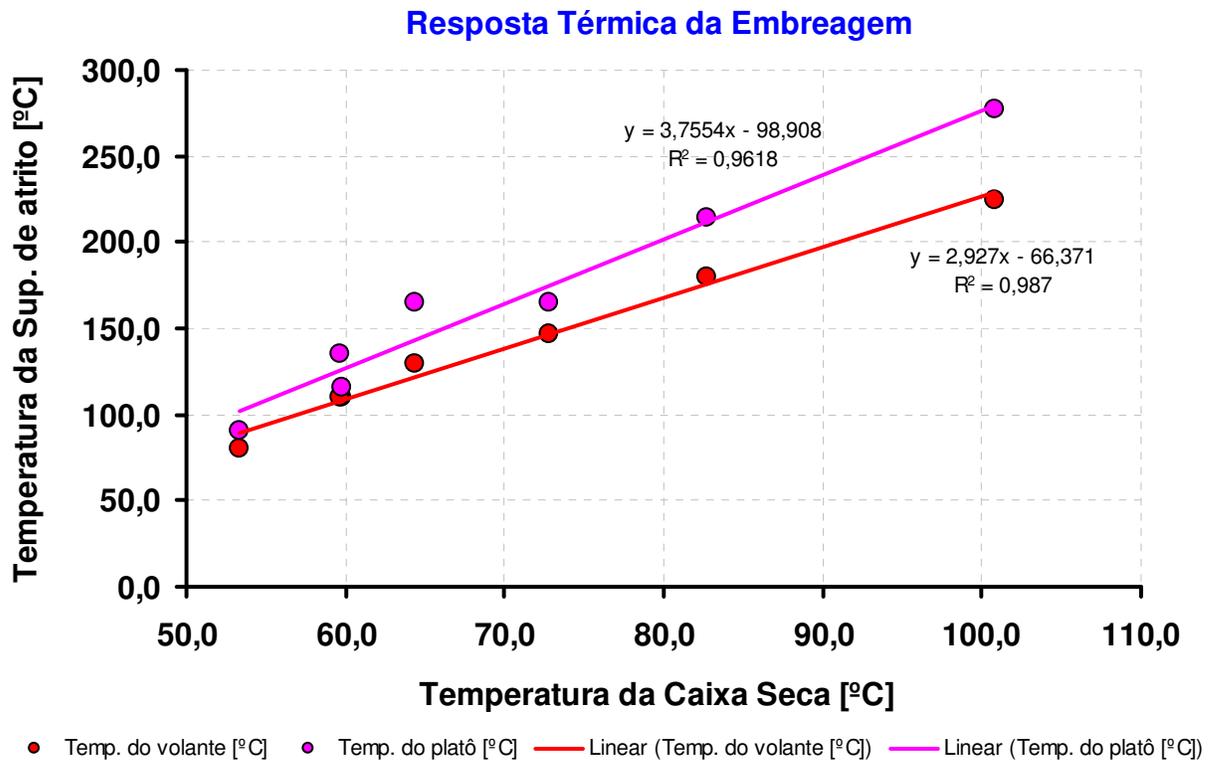


**Figura 27.:** Perfil de utilização do veículo simulado com a média da distribuição de temperatura corrigida com o fator de correção  $f_T$ .

#### **4.3.2. Algoritmo do modelo de simulação:**

O algoritmo do modelo de simulação consiste em relacionar de maneira lógica as características de resistência do material de atrito com as características de solitação gerada na aplicação do veículo. O código Monte - Carlo será utilizado para gerar números aleatórios entre 0 e 1, estes números por sua vez serão utilizados para gerar as solicitações de campo, baseadas nas distribuições de probabilidade de cada uma das variáveis de influência. A seguir é feita uma descrição do algoritmo do modelo de simulação, também representado pela figura 29:

1. Introduzir os dados de projeto do veículo a ser simulado.
2. Escolher o material de atrito, a embreagem e a rota utilizada na simulação.
3. Gerar um número aleatório entre 0 e 1 utilizando o método Monte Carlo.
4. Através da distribuição inversa de probabilidade (INVPDF) das variáveis de influência estimar valores para a Temperatura da caixa seca ( $T_i$ ), Energia Específica ( $E_i$ ) e distância percorrida entre partidas ( $d_i$ ) para a partida  $i$ .
5. Com o valor de temperatura da caixa seca, através da função de resposta térmica da embreagem (CTRF) (figura 28) estimar a temperatura do volante e a temperatura da caixa seca.



**Figura 28.:** Exemplo de uma função resposta térmica (relação entre a temperatura da caixa seca e as temperaturas das superfícies de atrito) de uma determinada embreagem.

6. Através da função resposta ao desgaste (WRF), conforme mostrado na figura 16, com os valores gerados para a partida  $i$  estimar o desgaste do revestimento para cada superfície de atrito.
7. Somar o valor de desgaste estimado na partida  $i$  ao contador de desgaste acumulado  $W_i$ .
8. Somar a distância percorrida na partida  $i$  ao contador de durabilidade acumulada  $LT_i$ .
9. Voltar ao passo 03 e repetir o procedimento até que o desgaste acumulado seja superior a reserva de desgaste da embreagem.
10. A durabilidade estimada será o valor do contador de durabilidade acumulada  $LT_i$ .

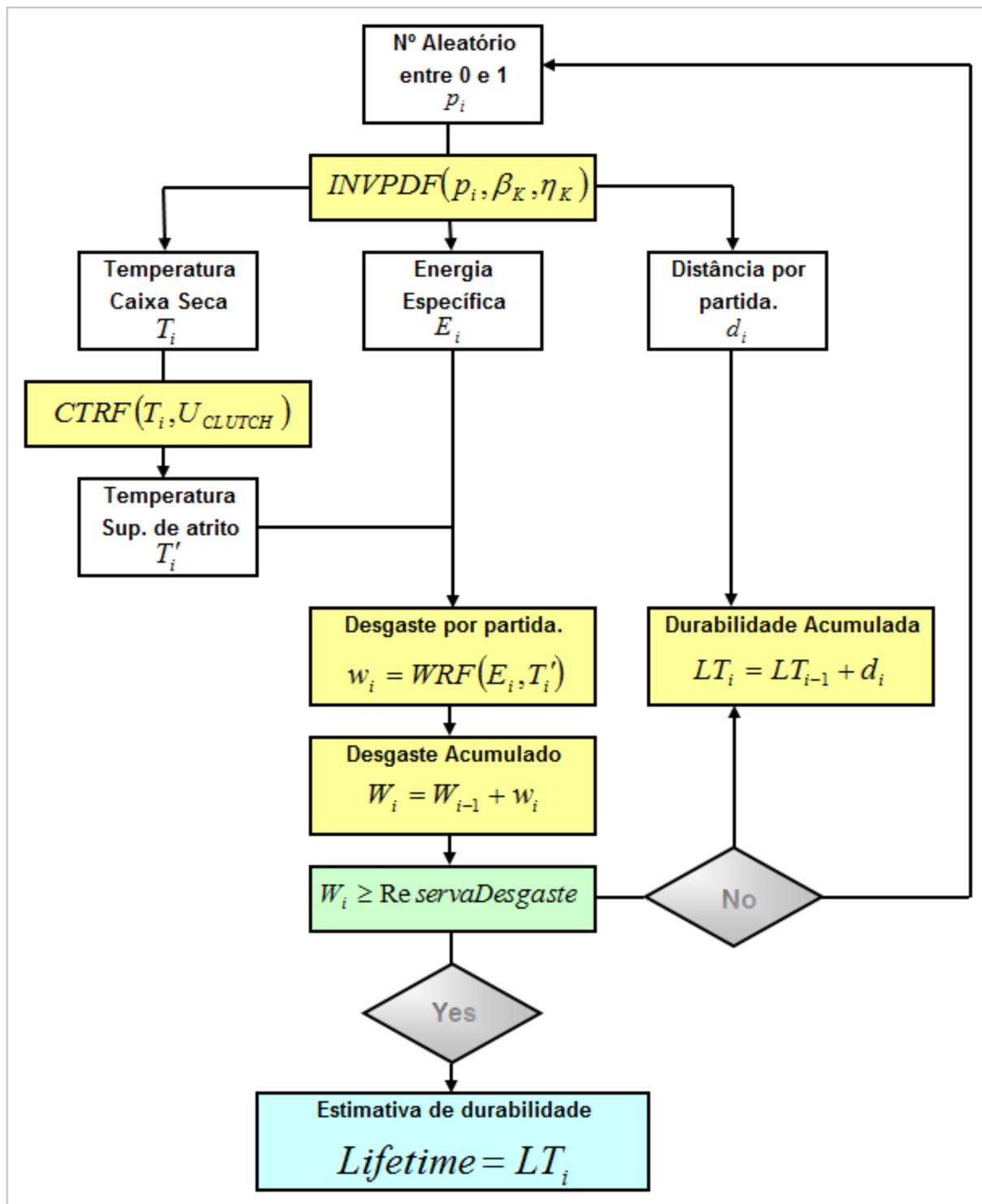


Figura 29.: Fluxograma do algoritmo de simulação.

A figura 30 mostra a interface de entrada e saída de dados do modelo de simulação:

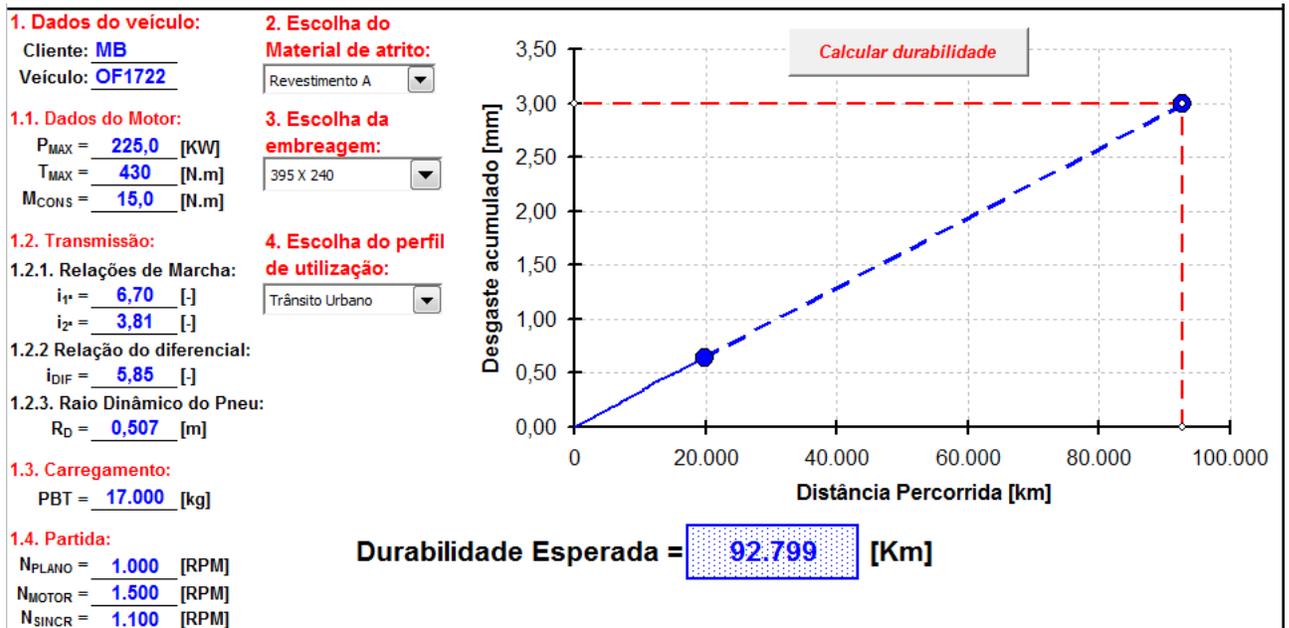


Figura 30.: Interface do modelo de simulação.

#### 4.3.3. Validação do modelo de simulação:

Para validar o modelo de simulação foram montados 5 ônibus Mercedes-Benz OF1722 da Viação Osasco com embreagens 395mm de carcaça em ferro fundido. Os desgastes das embreagens foram acompanhados por meio de inspeções intermediárias por meio da evolução da profundidade do revestimento na região de montagem dos rebites de fixação.

Estes dados reais de durabilidade foram comparados com os resultados obtidos do modelo de simulação.

O modelo também foi testado simulando o mesmo veículo, porém utilizando um embreagem 395mm de tampa em aço estampado. Este resultado foi comparado com informações do departamento de manutenção da empresa Viação Osasco. O objetivo desta comparação foi avaliar a se a função resposta térmica proposta pelo modelo é capaz de reproduzir a diferença de durabilidade conhecida entre as embreagens 395mm de tampa e 395mm de carcaça.

## 5. Resultados e discussões:

Os resultados do trabalho serão apresentados em três partes:

- Apresentação dos resultados dos ensaios de bancada para determinação da função resposta térmica (CTRF) de duas embreagens distintas e apresentação do resultado do ensaio de bancada para determinação da função resposta ao desgaste (WRF) de um determinado material de atrito.
- Apresentação dos testes de campo realizados na Viação Osasco.
- Apresentação dos resultados da simulação realizada com duas embreagens distintas com os dados obtidos da instrumentação do veículo e dos ensaios de bancada.

### 5.1. Resultados dos ensaios de bancada:

Foram realizados três ensaios de bancada. Dois com o objetivo de se obter a função resposta térmica para duas embreagens distintas e um com o objetivo de se obter a função resposta ao desgaste para o material de atrito escolhido. A tabela 06 resume os ensaios de bancada realizados:

Ensaio	Descrição	Dados da Embreagem			Objetivo do ensaio
		D <sub>ext</sub> [mm]	D <sub>int</sub> [mm]	Material da tampa	
1	395mm fundida	395	240	Ferro fundido	Função resposta térmica
2	395mm tampa	395	240	Aço estampado	Função resposta térmica
3	430mm tampa	430	240	Aço estampado	Função resposta ao desgaste

**Tabela 6.:** Descrição dos ensaios de bancada realizados.

#### 5.1.1. Determinação da resposta térmica em teste de bancada:

O objetivo do ensaio de resposta térmica é determinar o coeficiente global de troca térmica de um conjunto de embreagem. Basicamente o ensaio consiste em avaliar a temperatura nas superfícies de atrito para diferentes níveis de potência específica dissipada pela embreagem. Através do ensaio pode-se também estabelecer uma relação entre a temperatura medida na caixa

seca do veículo (avaliada na instrumentação do veículo) e as temperaturas medidas na superfície de atrito, esta relação é de fundamental importância na implementação da simulação.

A tabela 7 mostra as condições de teste utilizadas para a determinação do coeficiente global de troca térmica do conjunto de embreagem. O cálculo do coeficiente foi executado com auxílio da equação 4.13.

<b>Etapa</b>	Nº massas	Massa de inércia [kg.m <sup>2</sup> ]	Nº de ciclos	Energia por ciclo [kJ/ciclo]	Energia Específica [J/cm <sup>2</sup> ]	Potência específica [W/cm <sup>2</sup> ]	Frequência [1ciclo/xs]
<b>Etapa 01</b>	s/	4.22	200	52.9	34.2	1.00	34.2
<b>Etapa 02</b>	s/	4.22	200	52.9	34.2	1.50	22.8
<b>Etapa 03</b>	3	8.63	200	108.2	70.0	2.00	35.0
<b>Etapa 04</b>	3	8.63	200	108.2	70.0	2.50	28.0
<b>Etapa 05</b>	3	8.63	200	108.2	70.0	3.00	23.3
<b>Etapa 06</b>	Freio Ac.	-	200	399.9	258.7	3.50	73.9
<b>Etapa 07</b>	Freio Ac.	-	200	399.9	258.7	4.00	64.7

**Tabela 7.:** Condições de ensaio para determinação do coeficiente global de troca térmica.

#### 5.1.1.1. Resultados para a embreagem de carcaça fundida 395mm:

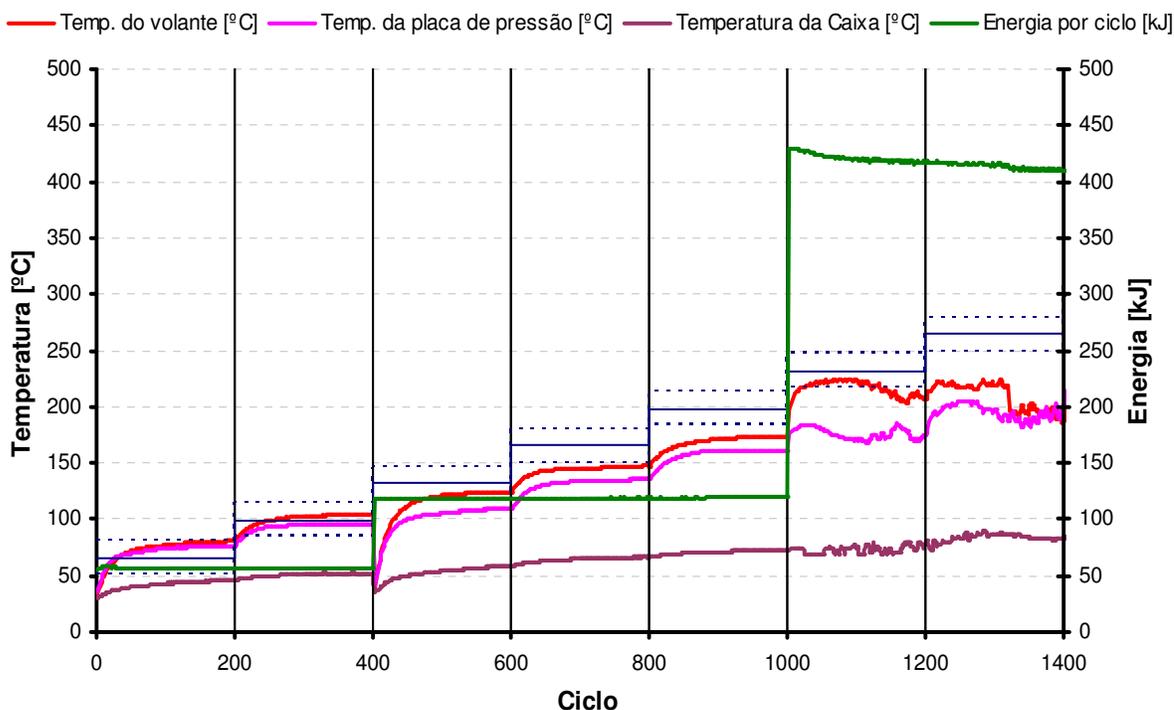
A figura 31 mostra a embreagem de carcaça fundida com pista de atrito com diâmetro externo 395mm e diâmetro interno 240mm.



**Figura 31.:** Embreagem de carcaça fundida 395mm.

O gráfico mostrado na figura 32 mostra a evolução da temperatura das superfícies de atrito e da caixa térmica (caixa seca) e a evolução da energia ao longo do ensaio.

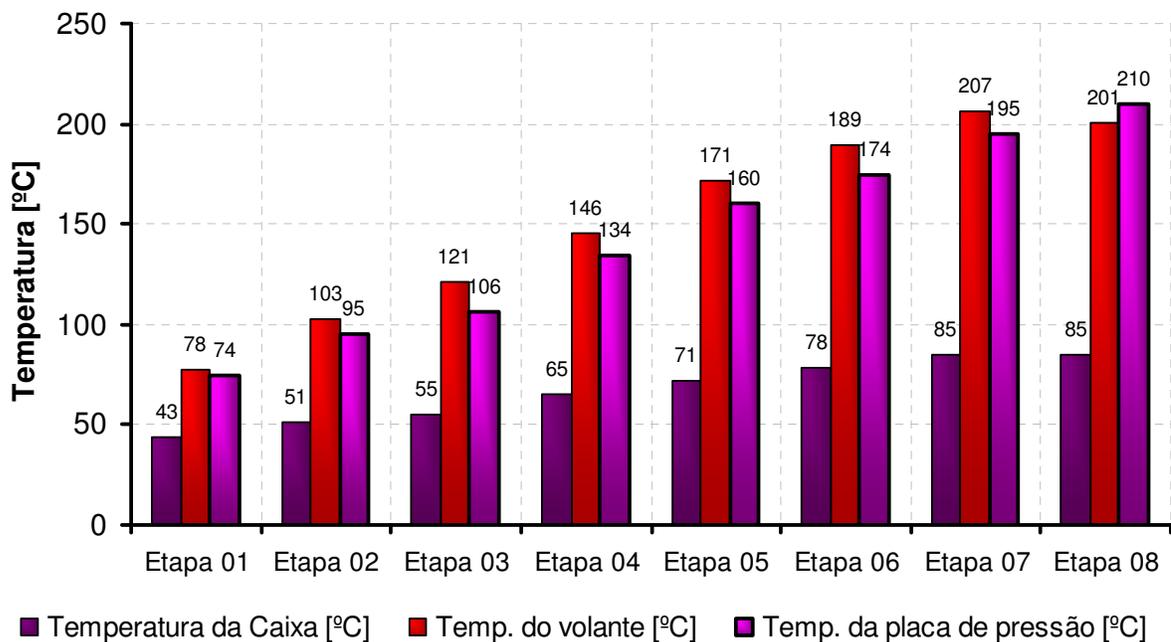
### Determinação do coeficiente global de troca de calor do conjunto.



**Figura 32.:** Evolução da temperatura na caixa seca e nas superfícies de atrito ao longo do ensaio.

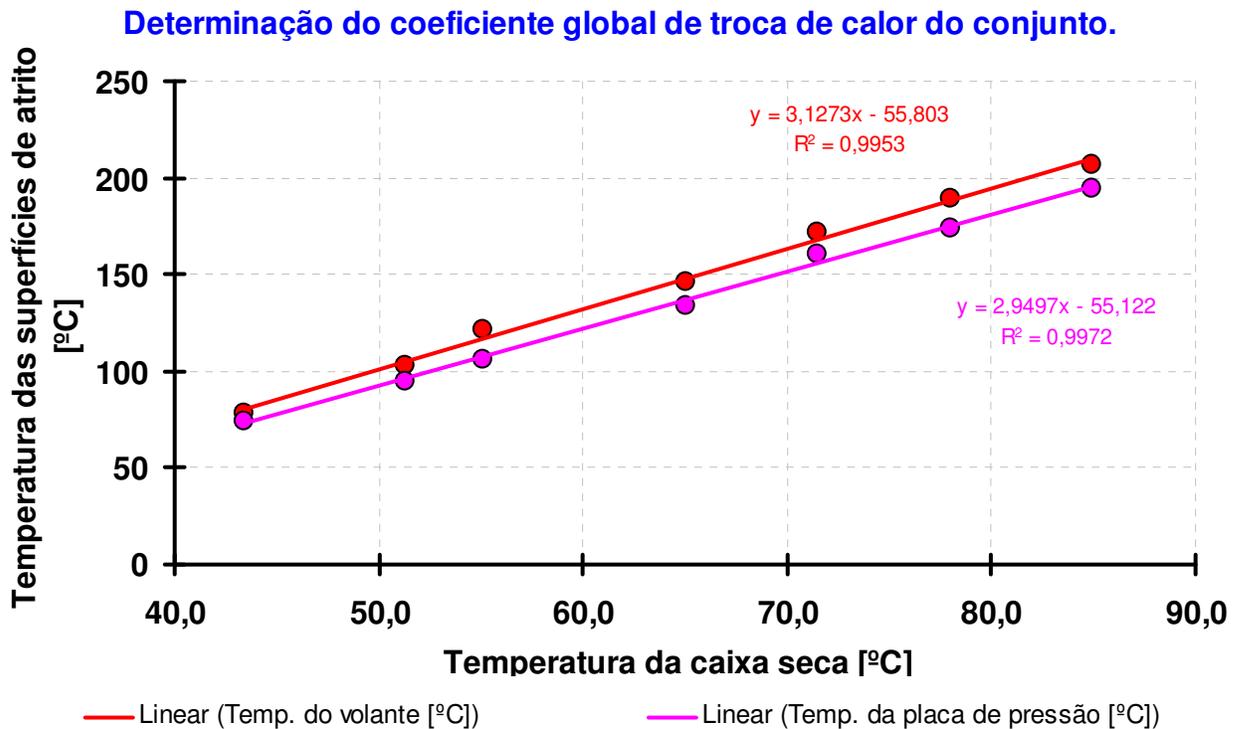
O gráfico mostrado na figura 33 mostra os valores médios das temperaturas nos últimos 150 acoplamentos de cada etapa.

### Temperatura média de cada superfície por etapa de teste.



**Figura 33.:** Temperatura média das superfícies de atrito para cada etapa do ensaio.

O gráfico mostrado na figura 34 mostra a relação entre a temperatura da caixa seca e as temperaturas medidas nas faces de atrito. A tabela 8 mostra os coeficientes estimados para a função resposta térmica da embreagem 395mm de carcaça.



**Figura 34.:** Determinação da relação entre a temperatura da caixa seca e as superfícies de atrito para a embreagem 395mm de carcaça de ferro fundido.

<b>Função Resposta térmica - 395mm de carcaça.</b>			
Lado Volante		Lado Platô	
Coef. Angular	Coef. linear	Coef. Angular	Coef. linear
$a_v$	$b_v$	$a_p$	$b_p$
<b>3.1273</b>	<b>-55.8030</b>	<b>2.9497</b>	<b>-55.1220</b>

**Tabela 8.:** Coeficientes da Função resposta térmica para a embreagem 395mm de carcaça.

### 5.1.1.2. Resultados para a embreagem de tampa estampada 395mm:

A figura 35 mostra a embreagem de tampa estampada com pista de atrito com diâmetro externo 395mm e diâmetro interno 240mm.



Figura 35.: Embreagem 395mm de tampa em aço estampado.

O gráfico mostrado na figura 36 mostra a evolução da temperatura das superfícies de atrito e da caixa térmica (caixa seca) e a evolução da energia ao longo do ensaio.

#### Determinação do coeficiente global de troca de calor do conjunto.

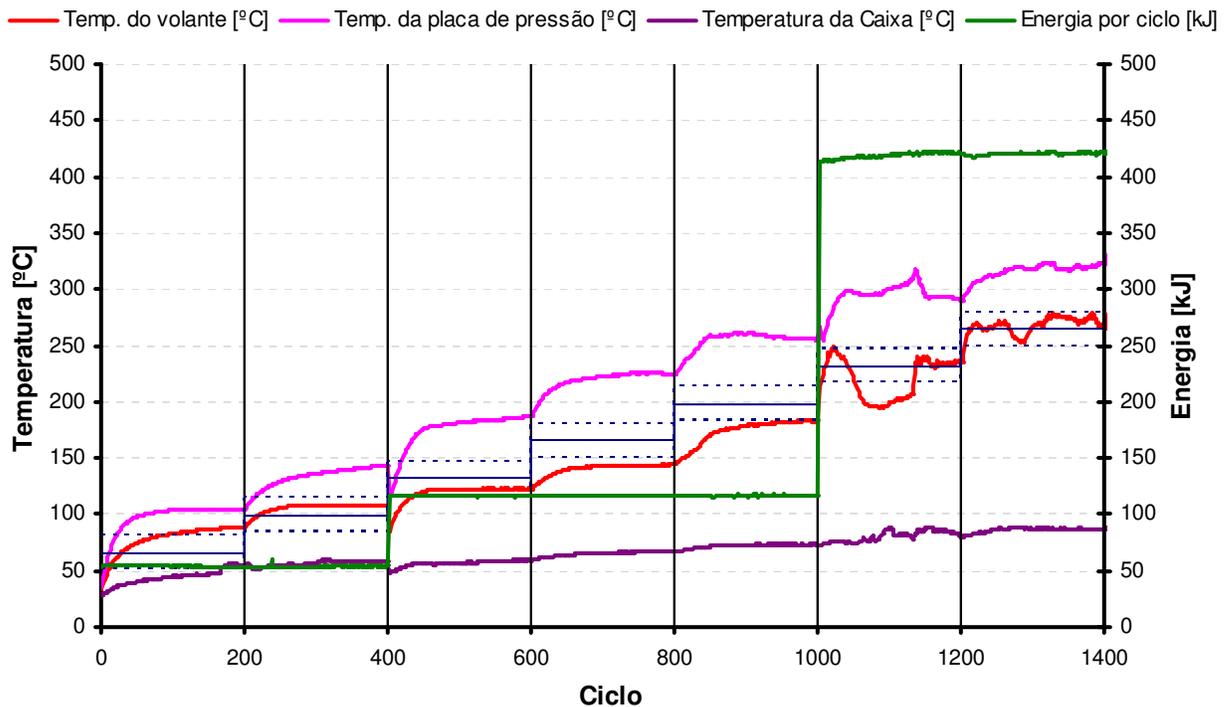
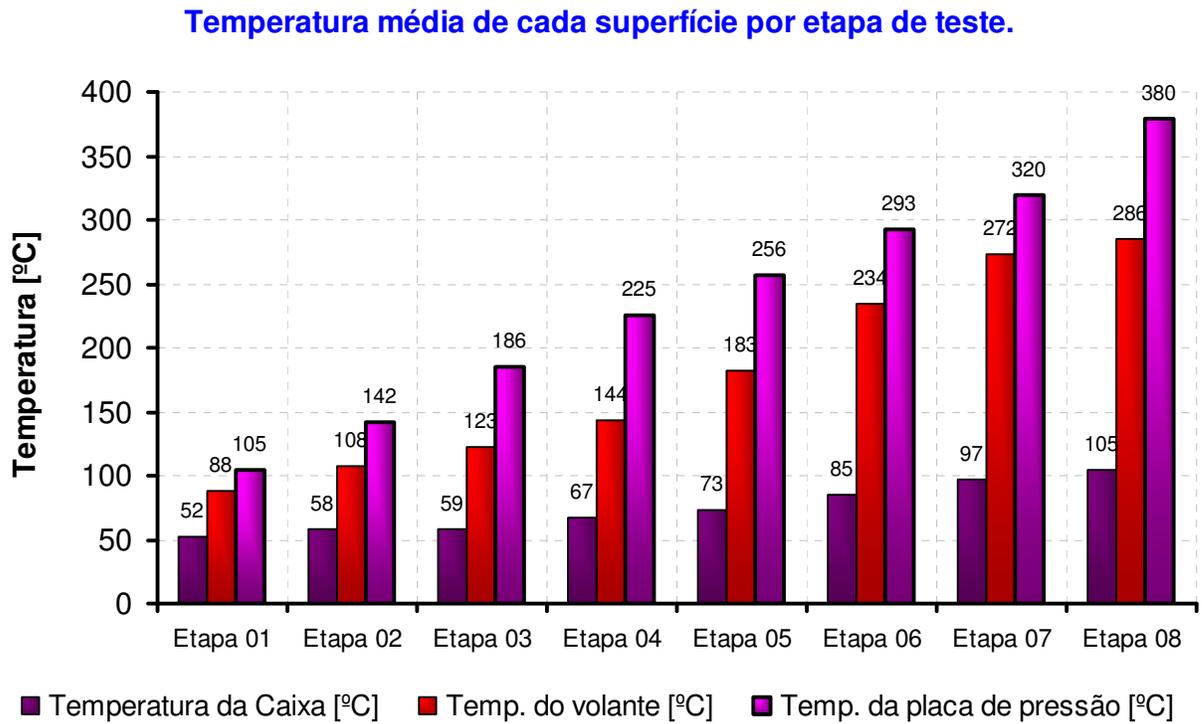


Figura 36.: Evolução da temperatura na caixa seca e nas superfícies de atrito ao longo do ensaio.

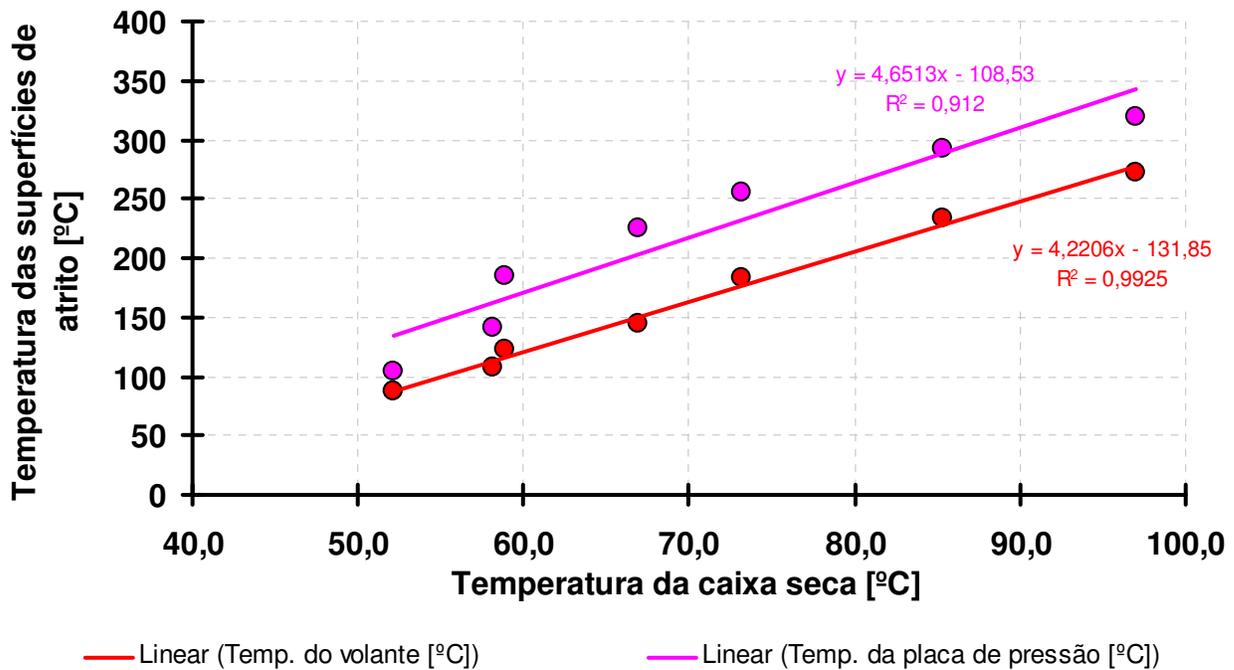
O gráfico mostrado na figura 37 mostra os valores médios das temperaturas nos últimos 150 acoplamentos de cada etapa.



**Figura 37.:** Temperatura média das superfícies de atrito para cada etapa do ensaio.

O gráfico mostrado na figura 38 mostra a relação entre a temperatura da caixa seca e as temperaturas medidas nas faces de atrito. A tabela 9 mostra os coeficientes estimados para a função resposta térmica da embreagem 395mm de tampa em aço estampado.

### Determinação do coeficiente global de troca de calor do conjunto.



**Figura 38.:** Determinação da relação entre a temperatura da caixa seca e as superfícies de atrito para a embreagem 395mm de tampa em aço estampado.

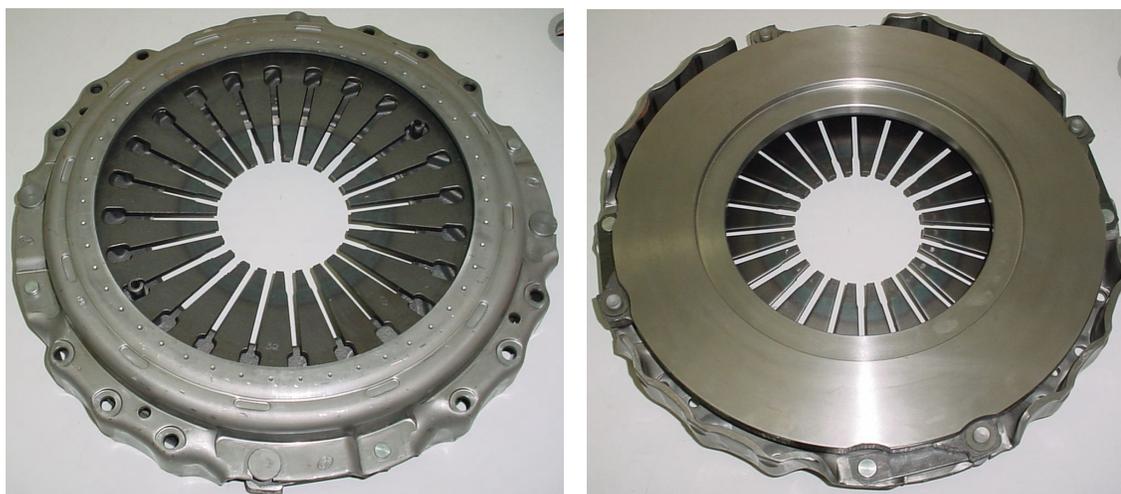
<b>Função Resposta térmica - 395mm de tampa.</b>			
Lado Volante		Lado Platô	
Coef. Angular	Coef. linear	Coef. Angular	Coef. linear
$a_v$	$b_v$	$a_p$	$b_p$
<b>4.2206</b>	<b>-131.85</b>	<b>4.6513</b>	<b>-108.53</b>

**Tabela 9.:** Coeficientes da Função resposta térmica para a embreagem 395mm de tampa.

#### 5.1.2. Determinação da Função resposta ao desgaste (FRD) do revestimento escolhido:

O objetivo do ensaio de resposta ao desgaste é determinar taxa de desgaste do material de atrito em diferentes níveis de temperatura e energia. Basicamente o ensaio consiste em avaliar o desgaste do material de atrito em 17 combinações de energia e temperatura. A Função resposta ao desgaste do revestimento é obtida então através da interpolação desses valores de desgaste obtidos experimentalmente. A figura 39 mostra a embreagem utilizada para determinação da

FRD do revestimento. A tabela 10 mostra as condições de teste utilizadas para a determinação da FRD do material de atrito.

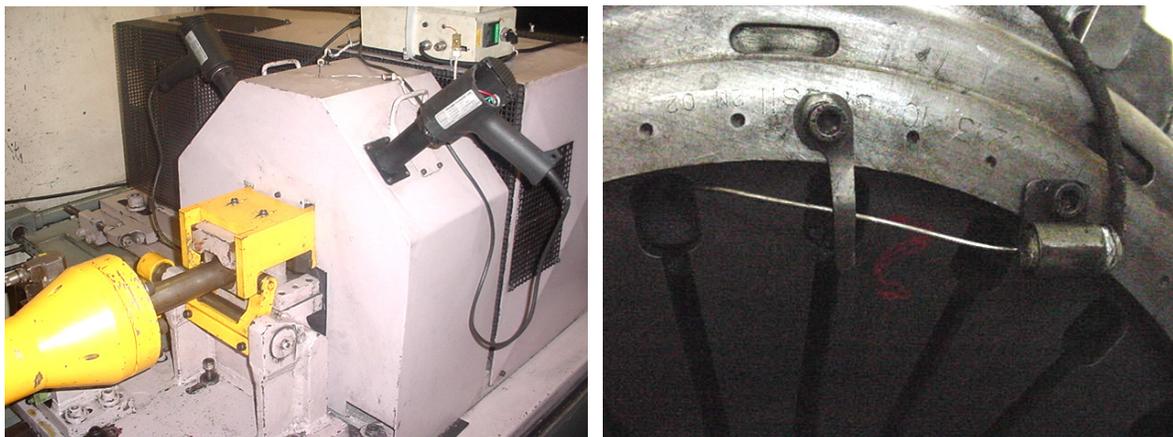


**Figura 39.:** Embreagem 430mm x 240mm de tampa estampada utilizada para determinação da FRD do material de atrito.

<b>Etapa</b>	Massa de inércia [kg.m <sup>2</sup> ]	Nº de ciclos	Energia por ciclo [kJ/ciclo]	Energia Específica [J/cm <sup>2</sup> ]	Potência específica [W/cm <sup>2</sup> ]	Freqüência [1ciclo/xs]	Tempo de ensaio [h]
<b>Assent.</b>	7.42	5000	93.0	46.5	2.13	21.8	30.3
<b>Etapa 01</b>	4.22	20000	52.9	26.5	0.95	27.8	154.4
<b>Etapa 02</b>	4.22	15000	52.9	26.5	1.39	19.0	79.2
<b>Etapa 03</b>	7.42	10000	93.0	46.5	1.50	31.1	86.4
<b>Etapa 04</b>	7.42	10000	93.0	46.5	1.92	24.3	67.4
<b>Etapa 05</b>	7.42	10000	93.0	46.5	2.26	20.6	57.1
<b>Etapa 06</b>	12.26	5000	153.7	76.9	1.50	51.4	71.4
<b>Etapa 07</b>	12.26	2500	153.7	76.9	2.26	34.0	23.6
<b>Etapa 08</b>	12.26	2500	153.7	76.9	3.03	25.4	17.6
<b>Etapa 09</b>	15.89	1000	199.2	99.6	2.26	44.1	12.2
<b>Etapa 10</b>	15.89	1000	199.2	99.6	3.03	32.9	9.1
<b>Etapa 11</b>	15.89	1000	199.2	99.6	3.57	27.9	7.7
<b>Etapa 12</b>	-	250	400.0	200.0	2.26	88.5	6.1
<b>Etapa 13</b>	-	250	400.0	200.0	3.03	66.1	4.6
<b>Etapa 14</b>	-	200	400.0	200.0	3.57	56.0	3.1
<b>Etapa 15</b>	-	100	599.9	300.0	2.26	132.7	3.7
<b>Etapa 16</b>	-	100	599.9	300.0	3.03	99.1	2.8
<b>Etapa 17</b>	-	100	599.9	300.0	3.57	84.0	2.3

**Tabela 10.:** Condições de ensaio para determinação da FRD do material de atrito.

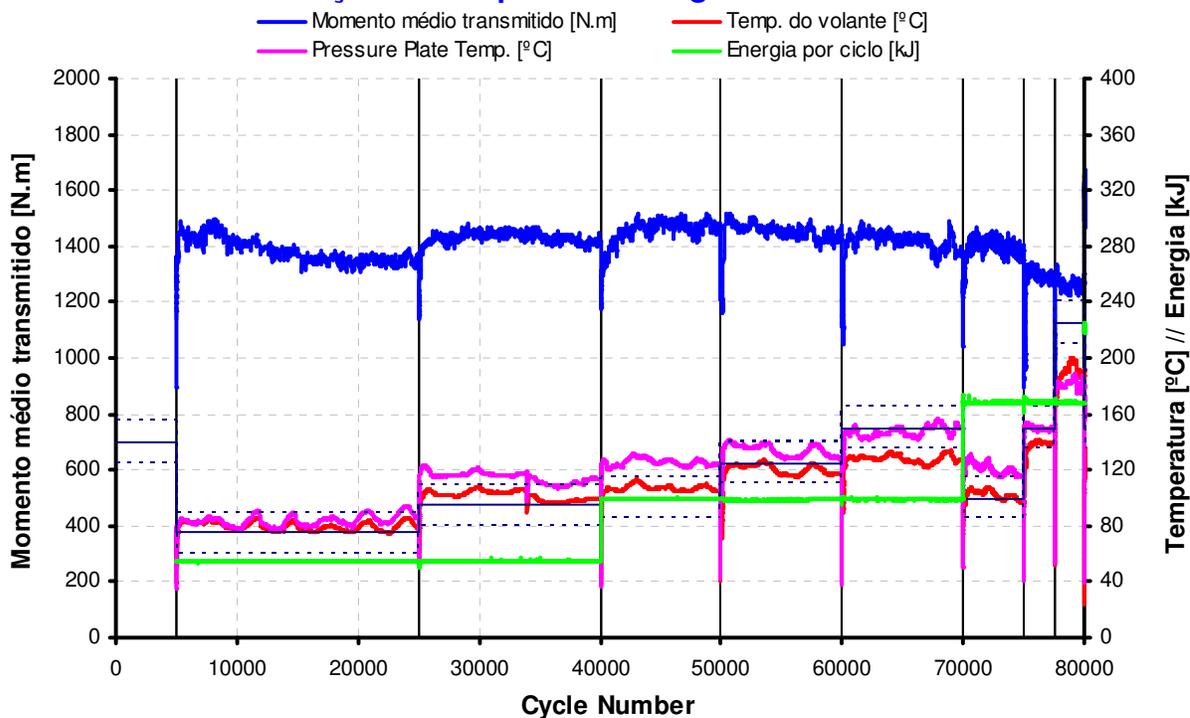
A figura 40 mostra detalhes da montagem da caixa térmica no ensaio de bancada e do posicionamento a 4mm da face de atrito do sensor para avaliação da temperatura da placa.



**Figura 40.:** Detalhes da montagem do ensaio de bancada e posicionamento do sensor de temperatura.

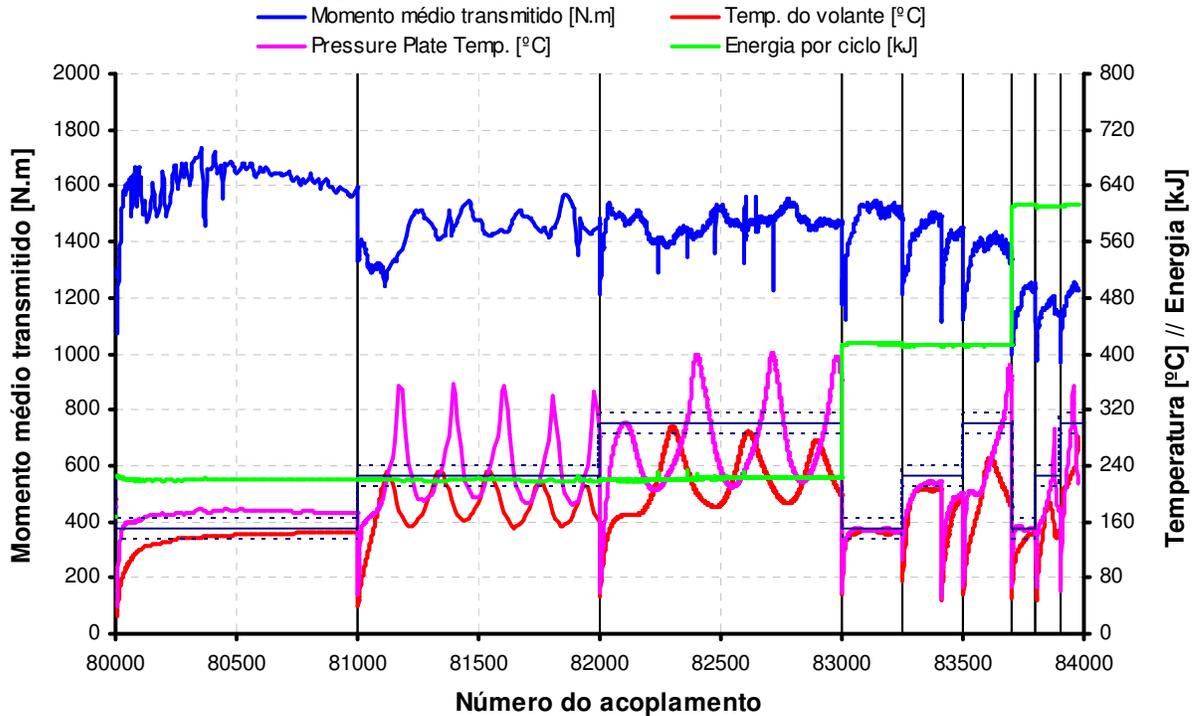
As figuras 41 e 42 mostram a evolução do momento transmitido pela embreagem, das temperaturas nas faces de atrito e na caixa térmica e da energia por ciclo ao longo do ensaio.

### Determinação da Resposta ao desgaste do revestimento



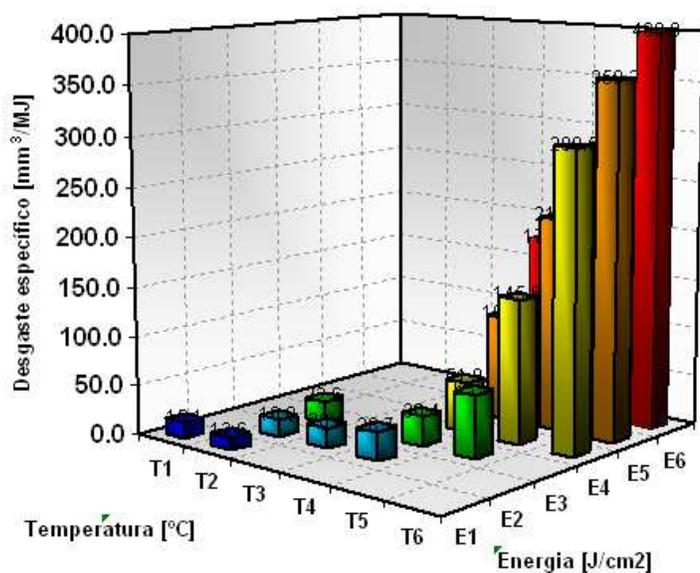
**Figura 41.:** Evolução do momento transmitido pela embreagem, das temperaturas nas faces de atrito e na caixa térmica e da energia por acoplamento da etapa 01 até a etapa 08.

### Determinação da Resposta ao desgaste do revestimento



**Figura 42.:** Evolução do momento transmitido pela embreagem, das temperaturas nas faces de atrito e na caixa térmica e da energia por acoplamento da etapa 09 até a etapa 17.

As figuras 43 mostra a taxa de desgaste em mm<sup>3</sup>/MJ para cada uma das 17 combinações de energia e temperatura de partida.



**Figura 43.:** Taxas de desgaste avaliadas experimentalmente em 17 combinações de energia e temperatura.

As tabelas 11 e 12 mostram a taxa de desgaste em mm e mm<sup>3</sup>/MJ para cada uma das 17 combinações de energia e temperatura de partida.

<b>Evolução do desgaste Funcional medido no platô</b>						
<b>Etapa do ensaio</b>	<b>Ciclos</b>	<b>Difer. [ciclos]</b>	<b>Temp. [°C]</b>	<b>Energia [kJ/ciclo]</b>	<b>Desg. [mm]</b>	<b>Desg. Específico [mm<sup>3</sup>/MJ]</b>
<b>Etapa 01</b>	25,000	20,000	81.8	52.9	<b>0.160</b>	<b>15.1</b>
<b>Etapa 02</b>	40,000	15,000	108.1	52.9	<b>0.100</b>	<b>12.6</b>
<b>Etapa 03</b>	50,000	10,000	116.2	93.0	<b>0.157</b>	<b>16.8</b>
<b>Etapa 04</b>	60,000	10,000	127.1	93.0	<b>0.190</b>	<b>20.4</b>
<b>Etapa 05</b>	70,000	10,000	137.5	93.0	<b>0.267</b>	<b>28.7</b>
<b>Etapa 06</b>	75,000	5,000	111.3	153.7	<b>0.173</b>	<b>22.6</b>
<b>Etapa 07</b>	77,500	2,500	144.1	153.7	<b>0.117</b>	<b>30.4</b>
<b>Etapa 08</b>	80,000	2,500	175.6	153.7	<b>0.243</b>	<b>63.3</b>
<b>Etapa 09</b>	81,000	1,000	155.8	199.2	<b>0.103</b>	<b>51.9</b>
<b>Etapa 10</b>	82,000	1,000	211.9	199.2	<b>0.290</b>	<b>145.6</b>
<b>Etapa 11</b>	83,000	1,000	247.9	199.2	<b>0.597</b>	<b>299.5</b>
<b>Etapa 12</b>	83,250	250	147.0	400.0	<b>0.107</b>	<b>106.6</b>
<b>Etapa 13</b>	83,500	250	189.3	400.0	<b>0.217</b>	<b>216.6</b>
<b>Etapa 14</b>	83,700	200	239.4	400.0	<b>0.287</b>	<b>358.3</b>
<b>Etapa 15</b>	83,800	100	144.5	599.9	<b>0.107</b>	<b>177.8</b>
<b>Etapa 16</b>	83,900	100	196.1	599.9	<b>0.160</b>	<b>266.7</b>
<b>Etapa 17</b>	84,000	100	255.2	599.9	<b>0.240</b>	<b>400.0</b>

**Tabela 11.:** Taxas de desgaste avaliadas experimentalmente em 17 combinações de energia e temperatura.

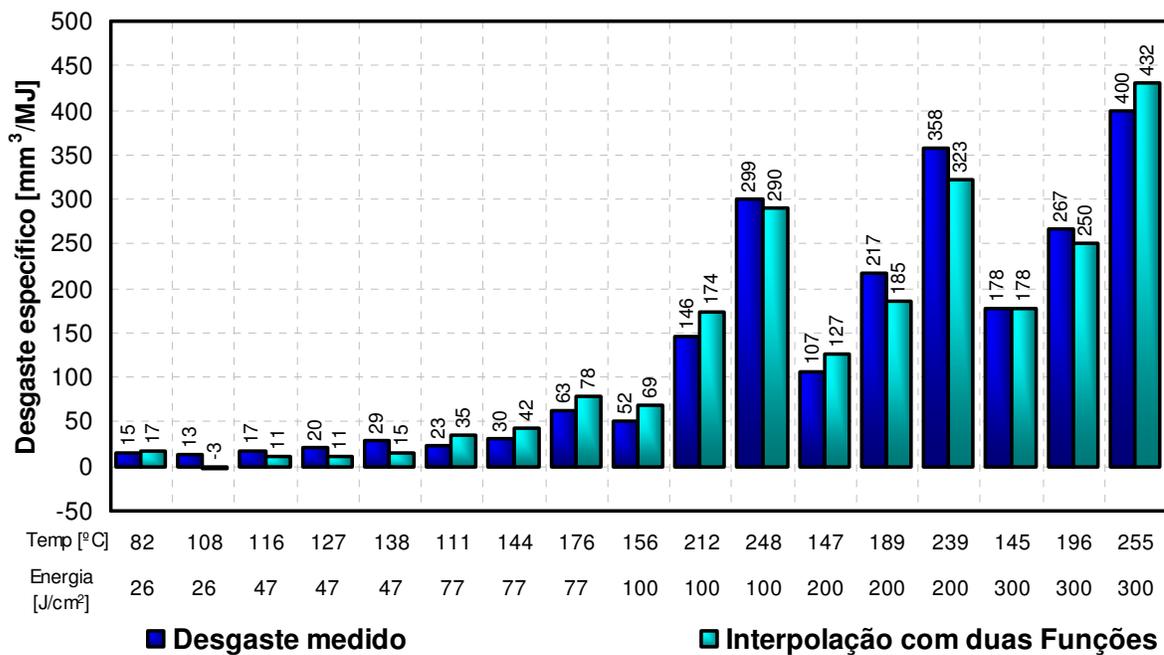
<b>Desg. Específico [mm<sup>3</sup>/MJ]</b>		<b>Temperatura [°C]</b>					
		<b>T1</b>	<b>T2</b>	<b>T3</b>	<b>T4</b>	<b>T5</b>	<b>T6</b>
<b>Energia [J/cm<sup>2</sup>]</b>	<b>E1</b>	<b>15.1</b>	<b>12.6</b>				
	<b>E2</b>		<b>16.8</b>	<b>20.4</b>	<b>28.7</b>		
	<b>E3</b>		<b>22.6</b>		<b>30.4</b>	<b>63.3</b>	
	<b>E4</b>				<b>51.9</b>	<b>145.6</b>	<b>299.5</b>
	<b>E5</b>				<b>106.6</b>	<b>216.6</b>	<b>358.3</b>
	<b>E6</b>				<b>177.8</b>	<b>266.7</b>	<b>400.0</b>

**Tabela 12.:** Taxas de desgaste avaliadas experimentalmente em 17 combinações de energia e temperatura (análise de combinação).

O software Minitab™ foi utilizado para realizar a interpolação dos pontos de desgaste medidos experimentalmente.

A primeira tentativa de interpolação dos dados de desgaste foi feita através do modelo “full quadratic” descrito pela equação 4.02. Porém este não apresentou o desempenho esperado. Nas regiões de baixa energia foram observadas diferenças percentuais muito elevadas entre o valor de desgaste avaliado experimentalmente e o valor de desgaste interpolado de FRD. Outra inconsistência foi a presença de regiões da FRD onde o valor de desgaste é negativo. O erro quadrático percentual médio (calculado através da equação 4.06) foi de 41,6%. A figura 44 mostra a diferença entre o desgaste avaliado experimentalmente e o desgaste estimado pela FRD para os 17 pontos de desgaste avaliados.

**Diferença entre o desgaste medido e o desgaste estimado pela FRD**



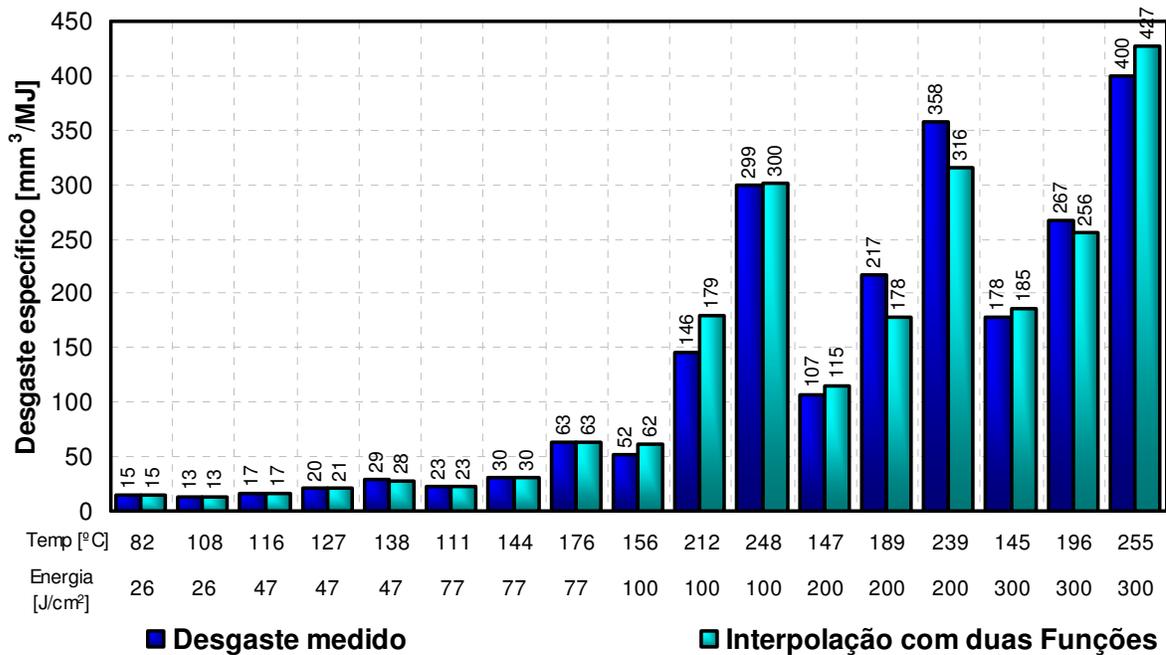
**Figura 44.:** Diferença entre o desgaste avaliado experimentalmente e o desgaste estimado pela FRD – Modelo “full quadratic” com erro percentual médio = 41,6%

Na segunda tentativa de interpolação dos dados de desgaste foi utilizado um artifício matemático com o intuito de melhorar o desempenho do modelo de interpolação. O domínio da FRD foi dividido em duas regiões: uma região de baixa (energia < 90J/cm² e temperatura < 180°C) e outra região de alta (energia > 90J/cm² e temperatura > 180°C). Duas interpolações distintas foram executadas para cada uma das regiões. Apesar da leve descontinuidade na região de transição da função baixa para a função alta, este artifício melhorou consideravelmente o

desempenho do modelo de interpolação diminuindo o erro quadrático percentual médio de **41,6%** para **9,6%**. Além disso, na região de baixa (região normal de operação de um sistema de embreagem) o modelo atingiu um **EQPM = 1.5%**.

A figura 45 mostra a diferença entre o desgaste avaliado experimentalmente e o desgaste estimado pela FRD calculada através de dois modelos “full quadratic” distintos para os 17 pontos de desgaste avaliados.

#### Diferença entre o desgaste medido e o desgaste estimado pela WRF



**Figura 45.:** Diferença entre o desgaste avaliado experimentalmente e o desgaste estimado pela FRD – Combinação entre dois modelos “full quadratic” - Erro percentual médio = 9.6%

A figura 46 mostra a FRD escolhida para modelar a taxa de desgaste do revestimento ensaiado.

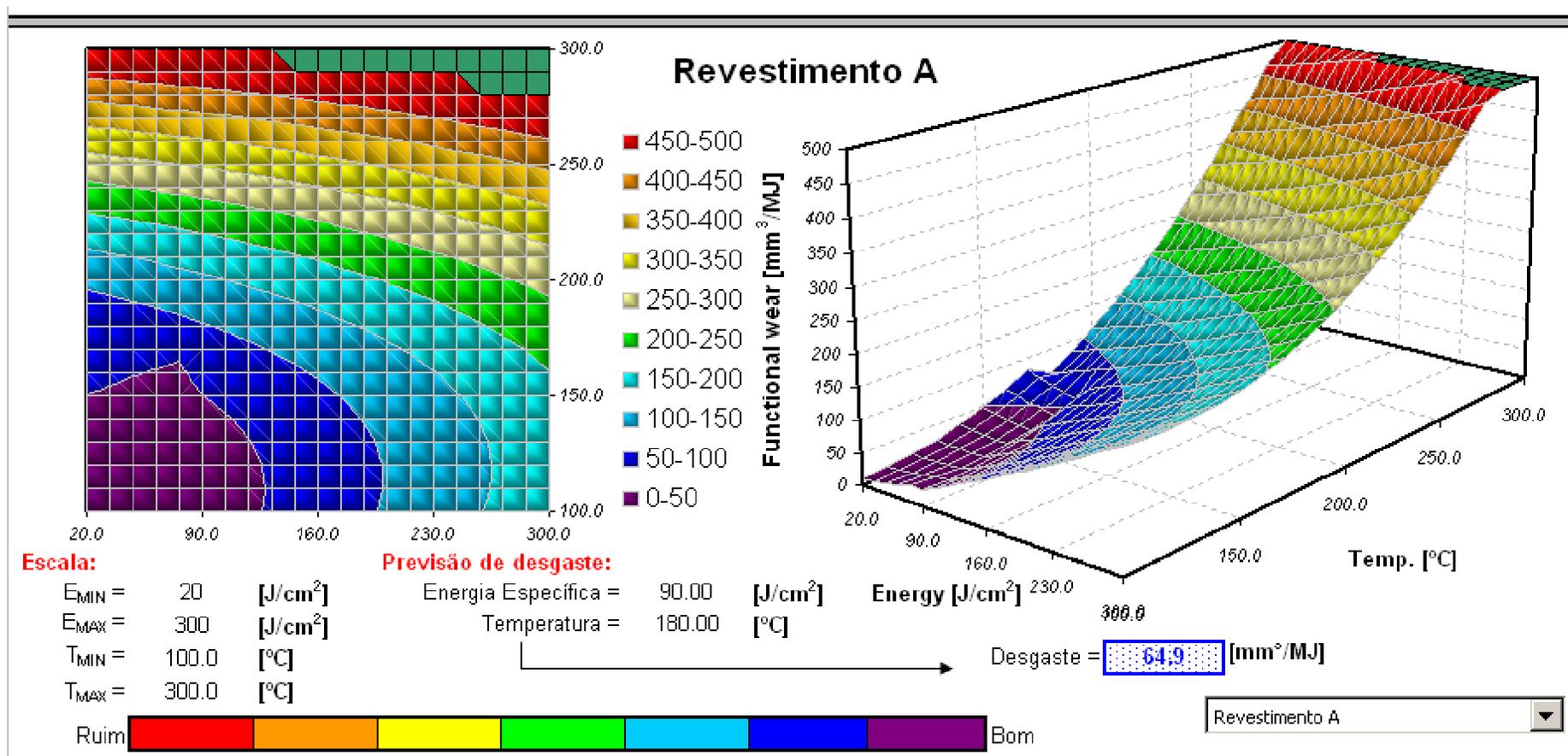


Figura 46.: Função resposta ao desgaste para o revestimento ensaiado.

## 5.2. Resultados dos ensaios campo:

Para validar o modelo de simulação foram montados 5 ônibus da Viação Osasco com embreagens 395mm de carcaça em ferro fundido. Os desgastes das embreagens foram acompanhados através de inspeções intermediárias. Como no campo o tempo para que ocorra o desgaste completo da embreagem é muito longo (entre 8 meses e um ano, dependendo do tipo de veículo e de rota) a durabilidade real destes conjuntos foi obtida através da projeção do valor de desgaste medido na inspeção intermediária. A figura 47 mostra o veículo utilizado para o acompanhamento da vida útil da embreagem e a posição do motor no veículo.



**Figura 47.:** Detalhes do veículo OF1722 da Viação Osasco e da região onde é montada a embreagem no veículo.

A tabela 13 mostra vida útil prevista para os cinco veículos que foram monitorados:

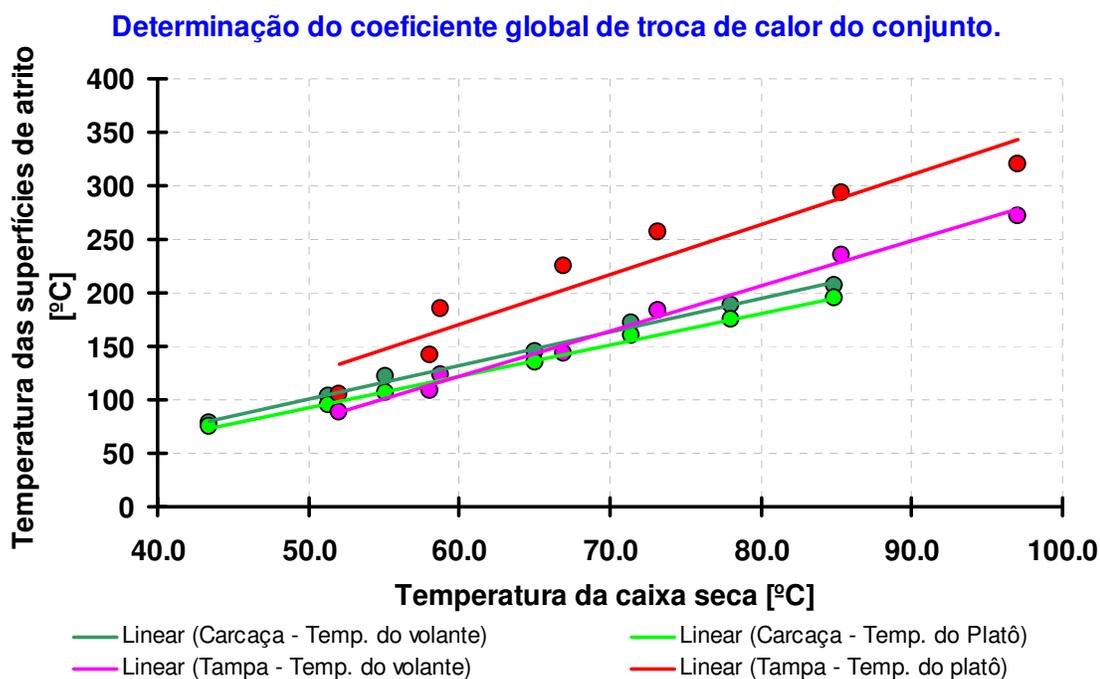
Ident. do veículo	Nr. do platô	Nr. do disco	Mat. de atrito	Data da mont.	Odômetro Inspeção inicial [km]	Odômetro Inspeção final [km]	Dist. Acumul. [km]	Desgaste medido [mm]	Vida Projetada [km]
21141	EP398 1429	EP378 1394	A	25/2/09	131.971	178.426	46.455	1,39	100.263
609	EP398 1432	EP378 1389	A	25/2/09	193.104	265.769	72.665	2,35	92.764
21152	EP419 1229	EP419 1223	A	28/10/09	127.987	163.059	35.072	1,17	89.928
21162	EP419 1228	EP419 1226	A	28/10/09	120.781	159.625	38.844	1,04	112.050
21177	EP419 1230	EP419 1227	A	28/10/09	103.834	149.193	45.359	1,51	90.118
<b>Durabilidade média esperada =</b>									<b>97.025</b>

**Tabela 13.:** Vida útil prevista para o sistema de embreagem dos cinco veículos monitorados da viação Osasco.

### 5.3. Resultados da simulação:

Foi simulado um ônibus Mercedes-Benz OF1722 utilizado em trânsito urbano com duas embreagens distintas: uma 395mm de carcaça e uma 395mm de tampa, ambos sistemas com o mesmo material de atrito.

A principal diferença entre os sistemas de embreagem simulados é resposta térmica. Conforme mostrado no item 5.1.1, a embreagem de tampa em aço estampado tem uma resposta térmica pior em relação à embreagem de carcaça em ferro fundido. Isto quer dizer que para as mesmas condições de operação, a embreagem de tampa trabalha com níveis mais elevados de temperatura nas superfícies de atrito o que aumenta o desgaste do material de atrito reduzindo consideravelmente a vida útil do conjunto. Esta diferença ocorre principalmente pelas diferenças no efeito de resfriamento por convecção. Enquanto na embreagem de carcaça a placa de pressão encontra-se mais exposta às correntes de resfriamento por convecção, na embreagem de tampa a placa de pressão está mais fechada o que dificulta a dissipação da energia que é gerada durante um acoplamento. A figura 48 mostra as diferenças de comportamento quanto à resposta térmica das embreagens simuladas.



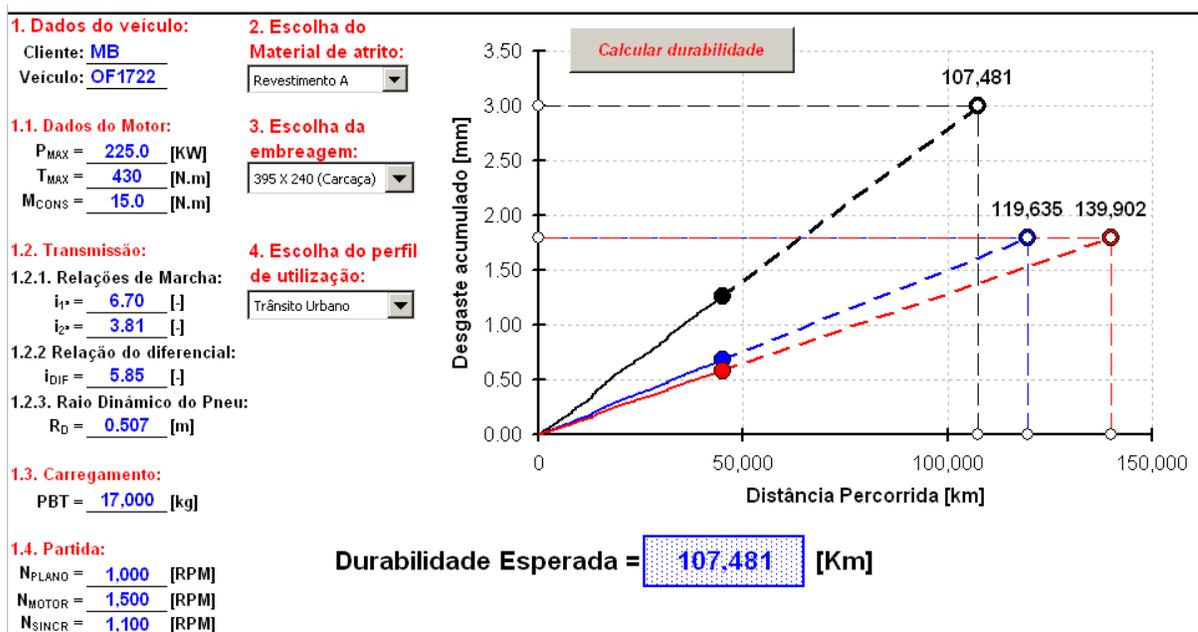
**Figura 48.:** Diferenças entre as respostas térmicas das embreagens simuladas.

A tabela 14 resume todos os parâmetros que foram utilizados na simulação, em destaque estão os parâmetros que variam entre a simulação 01 (carcaça) e a simulação 02 (tampa).

	Simulação 01	Simulação 02
	395mm Carcaça	395mm Tampa
<b>Dados do Veículo</b>	<b>OF1722</b>	<b>OF1722</b>
Potência [kW]	225	225
Torque do motor [N.m]	430	430
Torque dos periféricos [N.m]	15	15
Relação de 1ª marcha	6,7	6,7
Relação de 2ª marcha	3,81	3,81
Relação de diferencial	5,85	5,85
Raio dinâmico do Pneu [m]	0,507	0,507
Capacidade de carga do veículo [kg]	17000	17000
Rotação de partida no plano [rpm]	1000	1000
Rotação de partida na rampa [rpm]	1500	1500
Rotação de sincronização [rpm]	1100	1100
<b>Dados do material de atrito</b>	<b>Revestimento A</b>	<b>Revestimento A</b>
<b>Dados da embreagem</b>	<b>Carcaça Fundida</b>	<b>Tampa estampada</b>
Diâmetro externo [mm]	395	395
Diâmetro interno [mm]	240	240
Área [cm <sup>2</sup> ]	1546	1546
Reserva de desgaste do platô [mm]	3	3
Reserva de desgaste do disco [mm]	1,8	1,8
Inverso do coeficiente de troca [cm <sup>2</sup> °C/W]	<b>13,9</b>	<b>14,5</b>
Coef. angular da FRTE (lado volante) - a <sub>v</sub>	<b>3,1273</b>	<b>4,2206</b>
Coef. linear da FRTE (lado volante) - b <sub>v</sub>	<b>-55,8</b>	<b>-131,8</b>
Coef. angular da FRTE (lado platô) - a <sub>p</sub>	<b>2,9497</b>	<b>4,6513</b>
Coef. linear da FRTE (lado platô) - b <sub>p</sub>	<b>-55,1</b>	<b>-108,5</b>
<b>Dados da solicitação</b>	<b>Trânsito urbano</b>	<b>Trânsito urbano</b>
Temperatura - Distribuição estatística	Normal	Normal
Temperatura - Fator de escala	<b>70</b>	<b>73,4</b>
Temperatura - Fator de forma	10	10
Energia - Distribuição estatística	Lognormal	Lognormal
Energia - Fator de escala	3,321	3,321
Energia - Fator de forma	0,726	0,726
Distância - Distribuição estatística	Normal	Normal
Distância - Fator de escala	0,6	0,6
Distância - Fator de forma	0,1	0,1

**Tabela 14.:** Dados utilizados nas duas simulações executadas. Em azul estão os parâmetros associados ao sistema de embreagem que variam entre as simulações.

- **Resultados da Simulação 01 – Embreagem 395mm de carcaça.**



**Figura 49.:** Resultado da simulação 01 com a embreagem de carcaça. Durabilidade esperada = 107.481km.

A figura 49 mostra o resultado da simulação 01. A vida útil estimada para o sistema de embreagem foi de **107.481km**. Pela simulação também é possível perceber que o desgaste do revestimento do lado do volante é parecido com o desgaste do lado do platô. Também é possível perceber que o fim de vida do sistema de embreagem é dado pela reserva de desgaste do platô. Isto porque, mesmo ainda existindo material de atrito em ambos os lados do disco, a mola membrana do platô já não é mais capaz de suprir a força axial necessária para que o momento produzido pelo motor seja transmitido ao eixo piloto do veículo.

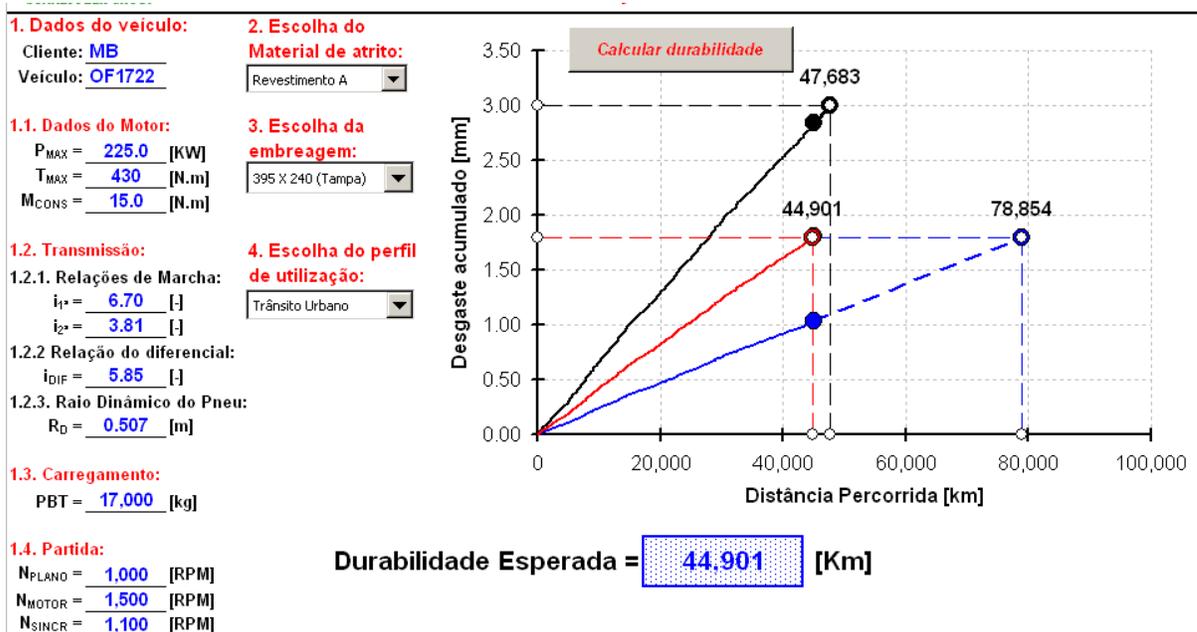
Para aumentar a velocidade da simulação, foi estabelecido um número fixo de 10.000 acoplamentos e a determinação da vida útil foi feita através da projeção do desgaste. Fixar o número de acoplamentos também evita que a rotina atinja os 70.000 pontos que limitam uma planilha em Excel.

O valor encontrado para a durabilidade pode ser considerado satisfatório, pois ficou próximo aos valores encontrados nos testes de campo realizados na viação Osasco, que na média foi de **97.000km**. As diferenças podem ser justificadas pelos seguintes fatos:

- A rota simulada foi a rota padrão Mercedes e os testes de campo foram feitos em uma rota normal de trabalho da viação Osasco. Apesar disso como a diferença não foi tão grande

pode-se até evidenciar que a rota padrão Mercedes é uma boa representação da operação no campo.

- Os desgastes avaliados no teste de bancada, por motivos econômicos, são avaliados com apenas um ponto por condição de teste, ou seja, não é considerada a variação na medição do desgaste.
- Resultados da Simulação 02 – Embreagem 395mm de tampa.**



**Figura 50.:** Resultado da simulação 02 com a embreagem de tampa. Durabilidade esperada = 44.901km.

A figura 50 mostra o resultado da simulação 02. A vida útil estimada para o sistema de embreagem foi de **44,901km**. Pela simulação é possível perceber que o desgaste do revestimento do lado do platô é bem superior ao desgaste do lado volante e que é este desgaste excessivo que determina o fim da vida útil do conjunto. Isto pode ser explicado devido a pior resposta térmica da embreagem de tampa em relação a de carcaça.

Apesar de não ter sido executado testes de campo em veículos montados com a embreagem de tampa, este resultado pode ser considerado muito satisfatório, pois pela experiência da equipe responsável pela manutenção da frota da viação Osasco, a substituição de conjuntos de embreagem é feita entre 40.000km e 50.000km.

## 6. Conclusões

O modelo de simulação proposto obteve um bom desempenho na simulação realizada. Os valores de vida útil estimados pelo modelo para os conjuntos de embreagens simulados ficaram próximos aos valores encontrados em campo, ou seja, o modelo conseguiu quantificar em termos de vida útil, a diferença existente entre os de projeto quanto à capacidade de dissipação térmica. Para isso foi fundamental a eficácia do ensaio de bancada proposto, que com menos de vinte e quatro horas de ensaio, mostrou sucesso para caracterizar a resposta térmica do conjunto de embreagem.

A principal desvantagem do método é a necessidade de um protótipo para o levantamento da resposta térmica do conjunto. Apesar disso, em termos práticos, esta desvantagem pode ser contornada devido à simplicidade do ensaio de bancada necessário para caracterização da resposta térmica e também porque poder ser utilizado a função de um conjunto de embreagem similar como estimativa inicial.

O ensaio para determinação da resposta ao desgaste foi eficaz quanto ao objetivo de modelar a taxa de desgaste do material de atrito para diferentes níveis de temperatura e energia, porém ficou muito extenso, cerca de 27 dias. A título de comparação um ensaio de validação de um novo material de atrito no procedimento atual dura cerca de 14 dias, porém o número de pontos de desgaste avaliados não é suficiente para determinar a função resposta ao desgaste. Apesar desse fato, o ensaio proposto deve ser realizado apenas uma vez para cada material de atrito disponível para aplicação. Vale salientar que a função resposta ao desgaste foi levantada com um conjunto de embreagem diferente do conjunto que foi simulado.

A caracterização do perfil de utilização do veículo através de distribuições estatísticas de probabilidade mostrou-se simples do ponto de vista da aplicação matemática e robusta quanto à capacidade de reproduzir o perfil de uso do campo. O tratamento estatístico permitiu que condições de utilização menos usuais também fossem levadas em conta, o que contribuiu para aumentar a precisão do modelo.

O método mostrou-se eficiente do ponto de vista prático, pois apenas com um ensaio de bancada de 24 horas pode-se estimar a vida útil de um conjunto de embreagem completamente novo, para uma rota conhecida, com um revestimento com função resposta ao desgaste conhecida.

O modelo pode ser uma ferramenta importante para tomada de decisões de projeto. É possível utilizá-la para escolher a combinação entre material de atrito e capacidade térmica que otimiza a vida útil do conjunto. É possível quantificar quais os impactos que alterações no projeto do veículo podem provocar na vida útil do conjunto.

Porém para se tornar cada vez mais robusto é necessário que sejam coletadas mais resultados de campo com diferentes veículos e diferentes embreagens. Quanto maior o histórico de ensaios de campo, mais robusto o modelo se torna para a simulação de novos projetos. Assim futuros trabalhos serão executados no sentido de aprimorar o modelo.

Uma proposta de melhoria para um trabalho futuro seria incluir no método todas as incertezas referentes ao levantamento da taxa de desgaste do revestimento, ao levantamento da função resposta térmica e a medição do perfil de operação. Com isso, o valor estimado para a vida útil do conjunto pode ser apresentado dentro de um intervalo de confiança estatístico.

## Referências Bibliográficas:

1. SEIREG, A. A., “Friction and lubrication in mechanical design”, Marcel Dekker, Inc., 1998, ISBN: 0-8247-9974-7.
2. ASPRAY, W. , “John Von Neumann e as origens da computação moderna” – Gedisa Editorial – 1992.
3. BOOTH, H.G.; THOM, A.J.W.; FERMION, A.: Monte Carlo without fixed nodes: A game of life, death, and annihilation in Slater determinant space, Journal of Chemical Physics, vol.131 (5), 2009.
4. KRAMER, G.H.; CROWLEY, P.; BURNS, L.C.: Investigation the impossible: Monte Carlos simulation, Radiation Protect Dosimetry, vol. 89 (3 – 4), pp. 259 – 262, 2000.
5. BLINDER, K. ; HEERMANN, D.W.: Monte Carlo simulation in statistical physics, Berlin, Alemanha, 1988.
6. ROGERS, D.W.O.: Revies: Fifty years of Monte Carlo simulations for medical physics, Physics, Medicine and Biology, vol. 51, pp. r287 – r301, 2006.
7. ASTM G40: standard terminology relating to wear and erosion. Annual book of ASTM standards. West Conshohocken: ASTM, 2005. v. 03.02, p.
8. ENGEL, Peter A. “Failure Models for mechanical wear mode and mechanisms.” IEEE Transactions on reliability, vol. 42, No. 2, June 1993.
9. RABINOWICZ, E. Friction and wear materials. 2nd ed. New York: John Wiley, 1995. 336 p.
10. RODRIGUES, Aline. Investigação das características tribológicas e ambientais de termoplásticos de engenharia especiais para uso em materiais de atrito, tese de doutorado, Universidade de São Paulo, 2007.
11. SHAVER, R. Clutch Friction Materials. Manual transmission clutch systems. Washington: SAE International, 1997. Cap 12, p 131 – 144.
12. MAUCHER, Paul. Clutch Chatter. LuK 4th International Symposium Baden-Baden – Torsional vibrations in the drive train, p 109 – 124.

13. DREXL, H.J. Motor vehicle clutches: function and design. Munique: Moderne Industrie, 1998. 70p.
14. FAULLANT, P. Particle size effects of tin sulfides in disc brake pads. In: ANNUAL BRAKE COLLOQUIUM AND EXPOSITION, 20. , 2002, Phoenix. Proceedings Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2002. p. 85-94.
15. CHAN, D.; STACHOWIAK, G. W. Review of automotive brake friction materials. Proceedings Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal Automobile Engineering, v. 218, p. 953-966, 2004.
16. STOLARSKI, T. A. "A probabilistic approach to wear prediction". J. Phys. D: Applied Physics 1990, p. 1143 – 1149.
17. STOTT, F. H. "High-temperature sliding wear of metals." Tribology International 35, 2002, p. 489 – 495.
18. ARCHARD, J. F. "Contact rubbing of flat surfaces." Journal of applied physics. V.24 N.1. p. 18-28.
19. WATSON M., BYINGTON C., EDWARDS D., AMIN S. "Dynamic modeling and wear-based remaining useful life prediction of high power clutch systems" Proceedings of TRIB2004, 2004 ASME/STLE International Join Tribology Conference, Long Beach, California USA, October 24 – 27, 2004.
20. LEWIS, E.E. Introduction to reliability engineering. John & Wiley & Sons, Inc. 435p. 1996.
21. RAMAKUMAR, R. Engineering Reliability: Fundamentals and Applications. Oklahoma: Prentice-Hall International, 482p. 1993
22. CAVALCA, K. Apostila da disciplina Confiabilidade em Engenharia. 110p. 2000

## Anexo 01: Código fonte do modelo de simulação – escrito em VBA.

**Sub** Durabilidade()

'1. Dados da Função resposta ao desgaste (WRF) do revestimento escolhido: '

'1.1. Coeficientes do modelo de interpolação na região baixa energia (LE): '

KL = Plan3.Cells(34, 8)	'Coef. do termo independente da WRF'
CEL = Plan3.Cells(35, 8)	'Coef. do termo "Energia" da WRF'
CTL = Plan3.Cells(36, 8)	'Coef. do termo "Temperatura" da WRF'
CE2L = Plan3.Cells(37, 8)	'Coef. do termo "Energia^2" da WRF'
CT2L = Plan3.Cells(38, 8)	'Coef. do termo "Temperatura^2" da WRF'
CETL = Plan3.Cells(39, 8)	'Coef. do termo "Energia*Temperatura" da WRF'

'1.2. Coeficientes do modelo de interpolação na região alta energia (HE): '

KH = Plan3.Cells(41, 8)	'Coef. do termo independente da WRF'
CEH = Plan3.Cells(42, 8)	'Coef. do termo "Energia" da WRF'
CTH = Plan3.Cells(43, 8)	'Coef. do termo "Temperatura" da WRF'
CE2H = Plan3.Cells(44, 8)	'Coef. do termo "Energia^2" da WRF'
CT2H = Plan3.Cells(45, 8)	'Coef. do termo "Temperatura^2" da WRF'
CETH = Plan3.Cells(46, 8)	'Coef. do termo "Energia*Temperatura" da WRF'

'1.3. Temperatura e energia na região de transição entre a função de baixa (LE) e alta energia (HE): '

Ef = Plan3.Cells(33, 11)	'Energia de corte'
Tf = Plan3.Cells(32, 11)	'Temperatura de corte'

'2. Dados da embreagem escolhida: '

'2.1. Dados geométricos da embreagem: '

DEXT = Plan4.Cells(54, 6)	'Diâmetro externo do revestimento [mm]'
DINT = Plan4.Cells(54, 7)	'Diâmetro interno do revestimento [mm]'
Area = Plan4.Cells(54, 8)	'Área de atrito do revestimento [cm2]'
Reservap = Plan4.Cells(54, 9)	'Reserva de desgaste do platô de embreagem [mm]'
Reservad = Plan4.Cells(54, 10)	'Reserva de desgaste do disco de embreagem [mm]'

Vdisp = 0.5 \* Area \* Reservap 'Volume disponível p/ desgaste do revestimento [mm3]'

'2.2. Dados da Função resposta térmica da embreagem (CTRF): '

av = Plan4.Cells(54, 12) 'Coef. angular da CTRF (Lado Volante)'

bv = Plan4.Cells(54, 13) 'Coef. linear da CTRF (Lado Volante)'

ap = Plan4.Cells(54, 14) 'Coef. angular da CTRF (Lado Platô)'

bp = Plan4.Cells(54, 15) 'Coef. linear da CTRF (Lado Platô)'

'3. Dados do tipo de solicitação escolhida (condições de operação): '

'3.1. Temperatura da caixa seca: '

Tm = Plan4.Cells(43, 11) 'Parâm. de escala da distribuição estat. que modela a variável'

Ts = Plan4.Cells(43, 12) 'Parâm. de forma da distribuição estat. que modela a variável'

'3.2. Energia de Partida: '

Em = Plan4.Cells(43, 13) 'Parâm. de escala da distribuição estat. que modela a variável'

Es = Plan4.Cells(43, 14) 'Parâm. de forma da distribuição estat. que modela a variável'

'3.3. Distância percorrida entre as partidas: '

DPPm = Plan4.Cells(43, 15) 'Parâm. de escala da distribuição estat. que modela a variável'

DPPs = Plan4.Cells(43, 16) 'Parâm. de forma da distribuição estat. que modela a variável'

'4. Algoritmo: '

'4.1. Operações iniciais: '

Plan1.Range("s5:ah5000").ClearContents 'Apaga a tabela com os dados'

Plan1.Cells(5, 31) = 0 'Zera o valor da variável distância acumulada'

Plan1.Cells(5, 32) = 0 'Zera o valor da variável desgaste LV acumulado'

Plan1.Cells(5, 33) = 0 'Zera o valor da variável desgaste LP acumulado'

**For j = 6 To 5000**

'4.2. N° do acoplamento: '

Plan1.Cells(j, 19) = 10 \* (j - 5)

'4.3. Gerador de n°s aleatórios: '

'4.3.1. N° aleatório p/ a energia: '

RndEnergy = Rnd

Plan1.Cells(j, 20) = RndEnergy

'4.3.2. N° aleatório p/ a temperatura: '

If (RndEnergy < 0.2) Or (RndEnergy > 0.8) Then

RndTemp = RndEnergy

Else

RndTemp = 0.2 + (0.8 - 0.2) \* Rnd

End If

Plan1.Cells(j, 21) = RndTemp

'4.3.3. N° aleatório p/ a distância percorrida entre as partidas: '

RndDistance = Rnd

'4.4. Energia simulada na partida j: '

Plan1.Cells(j, 22) = WorksheetFunction.LogInv(RndEnergy, Em, Es)

E = Plan1.Cells(j, 22)

'4.5. Temperaturas simuladas na partida j: '

'4.5.1 Temperaturas da caixa seca na partida j: '

Plan1.Cells(j, 23) = WorksheetFunction.NormInv(RndTemp, Tm, Ts)

Tcs = Plan1.Cells(j, 23)

'4.5.2 Temperatura do volante na partida j: '

Plan1.Cells(j, 24) = 1.0 \* (av \* Tcs + bv)

Tv = Plan1.Cells(j, 24)

'4.5.3 Temperatura do volante na partida j: '

Plan1.Cells(j, 25) = 1.0 \* (ap \* Tcs + bp)

Tp = Plan1.Cells(j, 25)

'4.6. Desgastes estimados na partida j: '

'4.6.1. Desgaste do lado do volante estimado pela WRF em mm<sup>3</sup>/MJ'

**If** (Tv <= Tf) **And** (E <= Ef) **Then**

Plan1.Cells(j, 26) = 0.5 \* (KL + CEL \* E + CTL \* Tv + CE2L \* E ^ 2 + CT2L \* Tv ^ 2 + CETL \* E \* Tv)

**Else**

Plan1.Cells(j, 26) = 0.5 \* (KH + CEH \* E + CTH \* Tv + CE2H \* E ^ 2 + CT2H \* Tv ^ 2 + CETH \* E \* Tv)

**End If**

'4.6.2. Desgaste do lado do volante estimado pela WRF em mm/acoplamento'

Plan1.Cells(j, 27) = 10 \* Plan1.Cells(j, 26) \* E \* 0.00000001

'4.6.3. Desgaste do lado do platô estimado pela WRF em mm<sup>3</sup>/MJ'

**If** (Tp <= Tf) **And** (E <= Ef) **Then**

Plan1.Cells(j, 28) = 0.5 \* (KL + CEL \* E + CTL \* Tp + CE2L \* E ^ 2 + CT2L \* Tp ^ 2 + CETL \* E \* Tp)

**Else**

Plan1.Cells(j, 28) = 0.5 \* (KH + CEH \* E + CTH \* Tp + CE2H \* E ^ 2 + CT2H \* Tp ^ 2 + CETH \* E \* Tp)

**End If**

'4.6.4. Desgaste do lado do platô estimado pela WRF em mm/acoplamento'

Plan1.Cells(j, 29) = 10 \* Plan1.Cells(j, 28) \* E \* 0.00000001

'4.7. Distância percorrida simulada após a partida j: '

Plan1.Cells(j, 30) = 10 \* WorksheetFunction.NormInv(RndDistance, DPPm, DPPs)

'4.8. Valores acumulados após a partida j: '

'4.8.1. Distância percorrida acumulada [km]:

Plan1.Cells(j, 31) = Plan1.Cells(j, 30) + Plan1.Cells(j - 1, 31)

'4.8.2. Desgaste acumulado - lado volante [mm]:

Plan1.Cells(j, 32) = Plan1.Cells(j, 27) + Plan1.Cells(j - 1, 32)

'4.8.3. Desgaste acumulado - lado platô [mm]:

Plan1.Cells(j, 33) = Plan1.Cells(j, 29) + Plan1.Cells(j - 1, 33)

'4.8.4. Desgaste total acumulado = lado volante + lado platô [mm]:

Plan1.Cells(j, 34) = Plan1.Cells(j, 32) + Plan1.Cells(j, 33)

**Next**

**End Sub**