CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI

GUSTAVO COLOMBO BRAMBILLA

ESTUDO DA CORRELAÇÃO ENTRE A PERCEPÇÃO DO CLIENTE QUANTO À POTÊNCIA VEICULAR E AS MÉTRICAS QUE DEFINEM O DESEMPENHO DO VEÍCULO

São Bernardo do Campo

2016

GUSTAVO COLOMBO BRAMBILLA

ESTUDO DA CORRELAÇÃO ENTRE A PERCEPÇÃO DO CLIENTE QUANTO À POTÊNCIA VEICULAR E AS MÉTRICAS QUE DEFINEM O DESEMPENHO DO VEÍCULO

Dissertação de Mestrado apresentada ao Centro Universitário FEI para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, orientado pelo Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury.

São Bernardo do Campo

2016

Brambilla, Gustavo Colombo.
Estudo da correlação entre a percepção do cliente quanto à potência veicular e as métricas que definem o desempenho do veículo / Gustavo Colombo Brambilla. São Bernardo do Campo, 2016.
132 p. : il.

Dissertação - Centro Universitário FEI.
Orientador: Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury.

1. Desempenho veicular. 2. Aceleração longitudinal. 3. Satisfação do cliente. I. Fleury, Agenor de Toledo, orient. II. Título.

centro universitário FEI

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO
ATA DA BANCA EXAMINADORA

Programa de Pós-Graduação Stricto Sensu em Engenharia Mecânica

Mestrado

PGM-10

Aluno: Gustavo Colombo Brambilla **Matrícula:**213112-6

Título do Trabalho: Estudo da correlação entre a percepção do cliente quanto à potência veicular e as métricas que definem o desempenho do veículo.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

Orientador: Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Data da realização da defesa: 18/08/2016

ORIGINAL ASSINADA

Avaliação da Banca Examinadora:

São Bernardo do Campo, 18 / 08 / 2016 .

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA	
Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury	Ass.:_____
Prof. Dr. João Chang Junior	Ass.: _____
Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves	Ass.: _____

A Banca Julgadora acima-assinada atribuiu ao aluno o seguinte resultado:

APROVADO ☒ REPROVADO ☐

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

APROVO A VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO EM QUE FORAM INCLUÍDAS AS RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA

_____

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

_____

Prof. Dr. Rodrigo Magnabosco

Dedico este trabalho a Deus, aos meus pais e a minha amada esposa Carolina.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais Arlete e Pedro pelo incentivo e suporte constante no meu desenvolvimento acadêmico e, acima de tudo, por me proporcionarem as ferramentas necessárias para o atendimento dos meus objetivos profissionais.

À minha esposa Carolina por estar sempre ao meu lado, com muita compreensão e paciência inclusive nos momentos mais difíceis.

Ao meu orientador e amigo Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury pela oportunidade e dedicação ao trabalho.

Ao Prof. Dr. João Chang Junior pela orientação sobre estatística, sem a qual não seria possível a realização deste trabalho.

Ao Centro Universitário FEI e professores que me proporcionaram um ensino de alta qualidade desde a minha formação em Engenharia Mecânica Automobilística.

Aos colegas da Volkswagen do Brasil que disponibilizaram tempo e atenção para me suportar no desenvolvimento deste trabalho, especialmente ao Paulo Rogério Gabriel, Rafael Iuliano Sambiase, Roger Tadeu Gondim Guilherme e Maarten Hermans.

Horsepower sells cars and torque wins races
Carroll Shelby

RESUMO

Historicamente, a reclamação de clientes referente à perda de potência do motor apresenta o segundo maior índice nas pesquisas de satisfação de clientes de veículos de passeio no mercado brasileiro, fato este que motivou o interesse em desenvolver este trabalho. O objetivo deste trabalho é propor uma métrica de desempenho longitudinal veicular que represente a percepção do condutor e cliente quanto à potência subjetiva do veículo no uso diário. Esta métrica será definida através do estudo das principais métricas utilizadas para descrever o desempenho longitudinal de um veículo de passeio e da correlação destas métricas com os resultados de pesquisas de satisfação realizadas com os clientes de diversas marcas e modelos presentes no mercado brasileiro. Além das principais métricas divulgadas por fabricantes de veículos e revistas especializadas, será explorada neste trabalho a métrica *Performance Feel Index* (PFI), que é calculada através da ponderação da aceleração longitudinal máxima do veículo em cada marcha. A métrica proposta deve ser adequada para que durante a investigação e aprovação de novos projetos seja possível prever a aceitação do cliente brasileiro para a aplicação veicular em questão, ou seja, prever o índice de reclamação do cliente para este veículo. A aplicação desta métrica durante a fase de investigação de projetos tem como meta evitar a aprovação de aplicações veiculares que não atendem a expectativa dos consumidores brasileiros quanto à percepção de desempenho longitudinal do veículo e que, por consequência, geram a insatisfação dos clientes, vendas abaixo do planejado, degradação da imagem da marca e prejuízos financeiros.

Palavras-chave: Desempenho veicular. Aceleração longitudinal. Satisfação do cliente.

ABSTRACT

Historically, customer's complaint regarding engine power loss has the second highest rate in passenger car customer satisfaction surveys in the Brazilian market, a fact that motivated the interest in developing this work. The objective of this study is to propose a vehicular longitudinal performance metric capable of representing the customer's perception regarding a vehicle subjective power under a daily use condition. This metric will be defined through the study of the key metrics most commonly used to represent the power of a passenger vehicle and the correlation of these metrics with the results from customer's satisfaction surveys from a wide range of vehicle's brands and models sold in the Brazilian market. Out of the key metrics published by car manufactures and specialized magazines, the metric Performance Feel Index (PFI) will also be explored in this research as a key metric to represent the vehicle power perception of customers, which is calculated through the weighting of the maximal longitudinal acceleration obtained for each driving gear. The proposed metric is admitted appropriate to be used as a technical target parameter during the investigation and approval of new projects, since it will be possible to foresee the acceptance of the Brazilian customer. Applying this metric during investigation phase of the project aims to avoid the approval of a vehicle project that does not comply with Brazilian customer's expectation regarding longitudinal performance and, consequently, leads to a high customer's dissatisfaction rate, sales below plan, degradation of brand image and financial losses.

Keywords: Vehicular performance. Longitudinal acceleration. Customer satisfaction.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Gráfico 1 – Diagrama de Pareto reclamações clientes 2015 27
Gráfico 2 - Exemplo de aplicação da métrica proposta 29
Figura 3 - Circulação média revistas mensais pagas 32
Figura 4 - Metodologia dos testes 34
Figura 5 - Métricas de desempenho 1 36
Figura 6 - Métricas de desempenho 2 37
Gráfico 7 - PFI - Performance Feel Index 39
Gráfico 8 - Distância vs Amostragem Reclamação 47
Figura 9 - Exemplos de verbalizações de reclamações classificadas como "Perda de potência do motor". 49
Gráfico 10 - Resultados gerais da pesquisa – Sexo 50
Gráfico 11 - Resultados gerais da pesquisa –Idade 51
Gráfico 12 - Resultados gerais da pesquisa –Utilização veículo 52
Gráfico 13 - Resultados gerais da pesquisa – Tipo de estrada 53
Gráfico 14 - Resultados gerais da pesquisa – Abastecimento 54
Gráfico 15 - Resultados gerais da pesquisa – Combustível veículo 54
Gráfico 16 - Resultados gerais da pesquisa – Acessórios de fábrica 55
Gráfico 17 - Resultados gerais da pesquisa – Transmissão 56
Figura 18 - Trem de força de um veículo com tração traseira e motor longitudinal 57
Figura 19 - Motor alternativo 58
Figura 20 - Quatro tempos de um motor ciclo Otto 59
Gráfico 21 - Curvas de torque e potência típicas de motores ciclo Otto e Diesel 60
Gráfico 22 – Comparativo de conceitos para aumento da curva de torque do motor 62
Gráfico 23 - Consumo de combustível vs. PFI 63
Figura 24 - Embreagem de fricção com disco seco 65
Figura 25 - Conversor hidrodiâmico de torque 66
Figura 26 - Transmissão manual 67
Figura 27 - Esquema transmissão automatizada para motor Diesel 68
Figura 28 - Transmissão automatizada 68
Figura 29 - Embreagem dupla 69
Figura 30 - Transmissão totalmente automática 70
Figura 31 - Transmissão continuamente variável 71

Gráfico 32 - Relação de marcha baseada em progressão geométrica.....72
Gráfico 33 - Escalonamento de marchas 73
Figura 34 - Trajetória das rodas de um veículo em curva 73
Figura 35 - Diferencial traseiro 74
Gráfico 36 - Resistência ao rolamento de pneus radiais.....77
Figura 37 - Principais forças que agem sobre um veículo de passeio 81
Gráfico 38 - Força trativa máxima em função da velocidade do veículo.....85
Gráfico 39 - Aceleração máxima de cada marcha em função da velocidade do veículo. 86
Figura 40 - Relação dos dois bancos de dados 87
Figura 41 - Conceito análise fatorial 89
Figura 42 - Autocorrelação serial 94
Figura 43 - Homoscedasticidade de heteroscedasticidade 95
Gráfico 44 - Gráfico de escarpa– Análise fatorial 2.....102
Gráfico 45 - NBR 6601 Ciclo de condução urbano - Velocidade (km/h) 116
Gráfico 46 - NBR 7024 Ciclo de condução estrada - Velocidade (km/h).....117
Gráfico 47 - NBR 6601 Ciclo de condução urbano – Marcha 117
Gráfico 48 – NBR 7024 Ciclo de condução estrada – Marcha 118
Figura 49 - Ciclo de condução urbana e estrada – % Marcha 118
Figura 50 - Porcentagem de utilização das marchas - PFI Ponderado vs. PFI Proposto.....119
Figura 51 – Comparativo propostas ponderação PFI 122
Gráfico 52 - Previsão do LN índice de reclamação do cliente com base na métrica PFI "conhecida".....127
Gráfico 53 - Previsão do índice de reclamação do cliente com base na métrica PFI "conhecida".....128

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Análise da amostragem para população finita 46
Tabela 2 - Análise da amostragem para população infinita 47
Tabela 3 - Coeficiente de resistência ao rolamento 76
Tabela 4 - Coeficiente de arrasto aerodinâmico para diversas configurações de carroceria 78
Tabela 5 - Estatísticas descritivas do banco de dados 97
Tabela 6- Teste KMO – Análise fatorial 1 98
Tabela 7 - Matriz de correlação Métricas Desempenho e Reclamação Clientes – Análise fatorial 1 98
Tabela 8 - Matriz anti-imagem Métricas Desempenho e Reclamação Clientes – Análise fatorial 1 99
Tabela 9 – Comunalidades – Análise fatorial 1 99
Tabela 10 - Teste KMO – Análise fatorial 2 100
Tabela 11 - Matriz de correlação Métricas Desempenho e Reclamação Clientes – Análise fatorial 2 100
Tabela 12- Matriz anti-imagem Métricas Desempenho e Reclamação Clientes – Análise fatorial 2 101
Tabela 13 – Comunalidades – Análise fatorial 2 101
Tabela 14 - Variância total explicada – Análise fatorial 2 102
Tabela 15 - Matriz de coeficientes de componentes escores - Análise fatorial 2 103
Tabela 16 - Resultado do modelo de regressão múltipla 103
Tabela 17 - Resultado regressão múltipla ANOVA 104
Tabela 18 - Coeficientes regressão linear simples 104
Tabela 19 - Pressuposto da normalidade da distribuição do erro 106
Tabela 20 - Pressuposto homoscedasticidade 107
Tabela 21 - Resultado do modelo de regressão múltipla 107
Tabela 22 - Resultado regressão múltipla ANOVA 108
Tabela 23 - Coeficientes regressão múltipla 108
Tabela 24 - Pressuposto da normalidade da distribuição do erro 110
Tabela 25 - Pressuposto homoscedasticidade 111
Tabela 26 - Estatística descritiva PFI_pond 112
Tabela 27 - Cálculo do R^2 ajustado – Análise PFI ponderado 112
Tabela 28 - Teste ANOVA – Análise PFI ponderado 113

Tabela 29 – Coeficientes – Análise PFI ponderado 113
Tabela 30 - Pressuposto da normalidade da distribuição do erro - PFI 114
Tabela 31 - Pressuposto da homoscedasticidade - PFI 115
Tabela 32 - Estatística descritiva PFI proposto 120
Tabela 33 - Cálculo do R^2 ajustado – Análise PFI proposto 121
Tabela 34 - Teste ANOVA – Análise PFI proposto 121
Tabela 35 - Cálculo do R^2 ajustado – Análise PFI ponderado 123
Tabela 36 - Teste ANOVA – Análise PFI ponderado 124
Tabela 37 – Coeficientes – Análise PFI ponderado 124
Tabela 38 - Pressuposto da normalidade da distribuição do erro - PFI 125
Tabela 39 - Pressuposto da homoscedasticidade - PFI 125
Tabela 40 - Comparativo resultados regressões 126

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área frontal do veículo [m^2]
A_0_100	Aceleração de 0 a 100 km/h [s]
a_x	Aceleração longitudinal do veículo [m/s^2]
α_d	Aceleração rotacional do eixo transmissão antes do diferencial [rad/s^2]
α_e	Aceleração rotacional do motor [rad/s^2]
α_w	Aceleração rotacional das rodas [rad/s^2]
b	Distância entre o centro de gravidade e o eixo dianteiro do veículo [m]
β_0	Intercepto da regressão linear
$\beta_1, \beta_2 \ldots \beta_n$	Coeficientes angulares da regressão linear
c	Distância entre o centro de gravidade e o eixo traseiro do veículo [m]
C_D	Coeficiente de arrasto aerodinâmico [adimensional]
CV	Coeficiente de variação [adimensional]
D_A	Força de arrasto aerodinâmico [N]
d_L	Valor crítico inferior para o teste DURBIN-WATSON
d_U	Valor crítico superior para o teste DURBIN-WATSON
ε	Erro da regressão linear
f_r	Coeficiente de resistência ao rolamento [adimensional]
F_x	Força trativa resultante do momento das rodas do eixo de tração no solo [N]
g	Aceleração da gravidade [m/s^2]
h	Altura do centro de gravidade em relação ao solo [m]
HP	Potência do motor [W]
I_d	Inércia rotacional do eixo de transmissão antes do diferencial [$kg.m^2$]
Idade_media	Idade média dos clientes [anos]
I_e	Inércia rotacional do motor [$kg.m^2$]
I_t	Inércia rotacional da transmissão [$kg.m^2$]
I_w	Inércia rotacional das rodas e eixos [$kg.m^2$]
L	Distância entre-eixos do veículo [m]
M	Massa do veículo [kg]
M_r	Massa equivalente dos elementos rotativos [kg]
μ	Média da população
n	Número de observações da amostra

N	Número de observações da população
N_f	Relação do diferencial
N_t	Relação de marcha
N_{tf}	Relação total da transmissão (marcha e diferencial)
η_{tf}	Eficiência total da transmissão (marcha e diferencial)
P_cv	Potência do motor [cv]
P_kg_cv	Relação massa / potência [kg/cv]
P_rpm	Rotação de potência máxima do motor [rpm]
ρ	Massa específica do ar [kg/m^3]
r	Raio dinâmico de rolagem dos conjuntos de roda e pneu [m]
R_40_80	Retomada de 40 a 80 km/h em 3ª marcha ou drive [s]
R_60_100	Retomada de 60 a 100 km/h em 4ª marcha ou drive [s]
R_80_120	Retomada de 80 a 120 km/h em 5ª marcha ou drive [s]
R_{hx}	Força resultante no gancho reboque [N]
R_x	Força resultante de resistência ao rolamento [N]
R_{xf}	Força resultante de resistência ao rolamento das rodas dianteiras [N]
R_{xr}	Força resultante de resistência ao rolamento das rodas traseiras [N]
T_kg_kgfm	Relação massa / torque [kg/kgfm]
T_kgfm	Torque máximo do motor [kgfm]
T_rpm	Rotação de torque máximo do motor [rpm]
T_a	Torque disponível para o eixo propulsor [Nm]
T_c	Torque na embreagem [Nm]
T_d	Torque disponível para eixo de transmissão (antes do diferencial) [Nm]
T_e	Torque do motor [Nm]
θ	Ângulo de inclinação [rad]
V	Velocidade do veículo [m/s]
W	Peso do veículo [N]
W_{fs}	Distribuição de carga estática no eixo dianteiro [N]
W_{rs}	Distribuição de carga estática no eixo traseiro [N]
x	Valores das observações
$X_1, X_2 \ldots X_n$	Variáveis independentes
$\overline{X}$	Média da amostra
Y	Variável dependente

LISTA DE ABREVIATURAS E/OU SIGLAS

ABS	*Anti-lock Breaking System*
AF	Análise fatorial
AFC	Análise fatorial confirmatória
ANER	Associação Nacional de Editores de Revistas
CG	Centro de gravidade
D	Modo “drive” da transmissão automática
IRC	Índice de Reclamação do Cliente
IVC	Instituto Verificador de Circulação
KMO	Teste de Kaiser-Meyer-Olkin
MIS	*Months In Service*
MSA	*Measure of Sampling Adequacy*
NEDC	*New European Driving Cycle*
NBR	Norma Brasileira
PFI	*Performance Feel Index*
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
QAS	*Quality Audit Survey*
SPSS®	*Statistical Package for the Social Sciences*
VIF	*Variance Inflation Factor*

SUMÁRIO

1 **INTRODUÇÃO** 27
1.1 OBJETIVO 28
1.2 MOTIVAÇÃO 29
1.3 CONTEÚDO 30
2 **MÉTRICAS DE DESEMPENHO VEICULAR** 31
2.1 FONTE DOS DADOS DE DESEMPENHO VEICULAR 31
2.2 METODOLOGIA DOS TESTES DE DESEMPENHO VEICULAR 33
2.3 MÉTRICAS DE DESEMPENHO VEICULAR E DOS RESPECTIVOS SUBSISTEMAS 34
2.3.1 **Premissas adotadas** 38
2.3.2 **Consolidação do banco de dados** 38
2.4 MÉTRICA *PERFORMANCE FEEL INDEX* (PFI) 38
3 **PESQUISA DE SATISFAÇÃO DO CLIENTE** 41
3.1 PROCEDIMENTO DE ENTREVISTA DOS CLIENTES 42
3.2 MÉTODO DE CÁLCULO DO ÍNDICE DE RECLAMAÇÃO DO CLIENTE 44
3.3 REVISÃO E ANÁLISE DO BANCO DE DADOS 48
3.4 RESULTADOS GERAIS DA PESQUISA DE SATISFAÇÃO DO CLIENTE 50
4 **SUBSISTEMAS VEICULARES** 57
4.1 TREM DE FORÇA 57
4.1.1 **Motores de combustão interna** 57
4.1.2 **Transmissão** 64
4.1.2.1 *Sistemas de acoplamento do motor com a transmissão* *64*
4.1.2.2 *Conceitos de transmissão* *66*
4.1.2.3 *Relação de marcha* *71*
4.1.3 **Diferencial** 73
4.1.4 **Pneus** 74
4.1.4.1 *Resistência ao rolamento* *75*
4.2 AERODINÂMICA 77
4.2.1 **Força de arrasto aerodinâmico** 77
4.3 MASSA 79
4.4 CONSUMIDORES DE POTÊNCIA 79
5 **CÁLCULO DA ACELERAÇÃO LONGITUDINAL** 81

6 **ANÁLISE MULTIVARIADA DO BANCO DE DADOS** 87
6.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA DOS MÉTODOS DE ANÁLISE MULTIVARIADA 88
6.1.1 **Exame do banco de dados** 88
6.1.2 **Análise fatorial** 89
6.1.3 **Regressão linear múltipla** 91
6.1.4 **Intervalo de confiança para a previsão** 96
6.1.5 **Exame do banco de dados das métricas de desempenho veicular** 96
6.1.6 **Análise fatorial das métricas de desempenho veicular** 97
6.1.7 **Regressão linear simples do fator obtido com a análise fatorial em relação ao índice de reclamação do cliente** 103
6.2 REGRESSÃO LINEAR MÚLTIPLA DAS MÉTRICAS DE DESEMPENHO VEICULAR EM RELAÇÃO AO ÍNDICE DE RECLAMAÇÃO DO CLIENTE .. 107
6.3 MÉTRICA PFI 111
6.3.1 **Exame do banco de dados da métrica PFI** 111
6.3.2 **Regressão linear simples da métrica PFI em relação ao índice de reclamação do cliente** 112
6.4 ASSOCIAÇÃO DA MÉTRICA PFI COM OUTRAS MÉTRICAS DE DESEMPENHO 115
6.5 PROPOSTA DE MÉTRICA PFI AJUSTADA AO MERCADO BRASILEIRO ... 115
6.5.1 **Proposta de métrica PFI baseada no tempo de condução do veículo em cada marcha** 116
6.5.1.1 ***Exame do banco de dados da proposta de métrica PFI baseada no tempo de condução do veículo em cada marcha*** *120*
6.5.1.2 ***Regressão linear simples da proposta de métrica PFI baseada no tempo de condução do veículo em cada marcha*** *120*
6.5.2 **Proposta de métrica PFI baseada na importância de cada marcha para a percepção do cliente** 121
6.5.2.1 ***Regressão linear simples da proposta de métrica PFI baseada na importância de cada marcha para a percepção do cliente*** *123*
6.6 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS 126
7 **CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS** 129
REFERÊNCIAS 131

1 INTRODUÇÃO

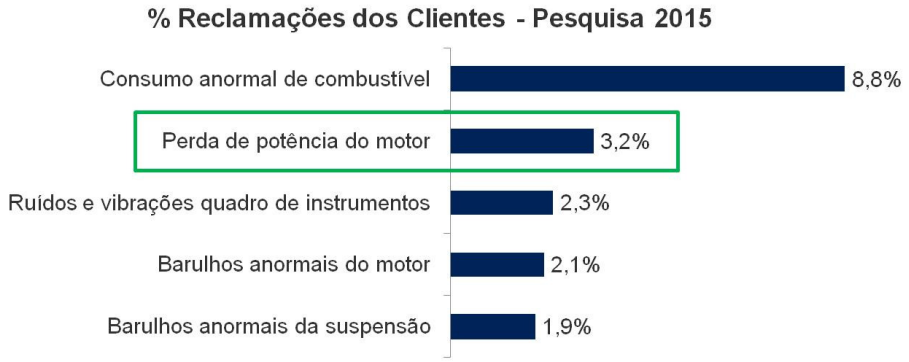
Pesquisas de satisfação de clientes são aplicadas em diversos segmentos da indústria com o objetivo de identificar a aceitação, pontos de melhoria e falhas dos produtos.

A importância das pesquisas de satisfação de clientes para as empresas é bem definida por Kotler (2000, p.56), que diz que "Somente empresas centradas nos clientes são verdadeiramente capazes de construir clientes, e não apenas produtos, e são hábeis em engenharia de mercados, não apenas em engenharia de produtos."

Na indústria automobilística esta prática também é adotada por algumas empresas e foi com base no resultado de uma dessas pesquisas que surgiu o interesse no desenvolvimento deste trabalho, com o objetivo final de garantir que, no desenvolvimento de novos veículos, seja considerada a expectativa dos clientes quanto ao desempenho longitudinal do veículo.

Historicamente, o resultado da pesquisa de satisfação de clientes de automóveis indica que a percepção do cliente quanto à perda de potência do motor é o segundo item com maior índice de reclamação, em média 3,5% do total de reclamações das pesquisas. Através do diagrama de Pareto apresentado no gráfico 1, gerado com base nos dados da primeira pesquisa de satisfação de 2015, a reclamação referente à perda de potência do motor novamente foi o segundo item com maior índice de reclamação da pesquisa, com 3,2% do total das reclamações, precedida pela reclamação de consumo anormal de combustível (primeira colocada) com 8,8% do total e seguida pelas reclamações referentes a ruídos e vibrações do quadro de instrumentos (terceira colocada) com 2,3% do total, barulhos anormais do motor (quarta colocada) com 2,1% do total e barulhos anormais da suspensão (quinta colocada) com 1,9% do total.

Gráfico 1 – Diagrama de Pareto reclamações clientes 2015



Fonte: Autor "adaptado de" Pesquisa de satisfação do cliente W1/2015

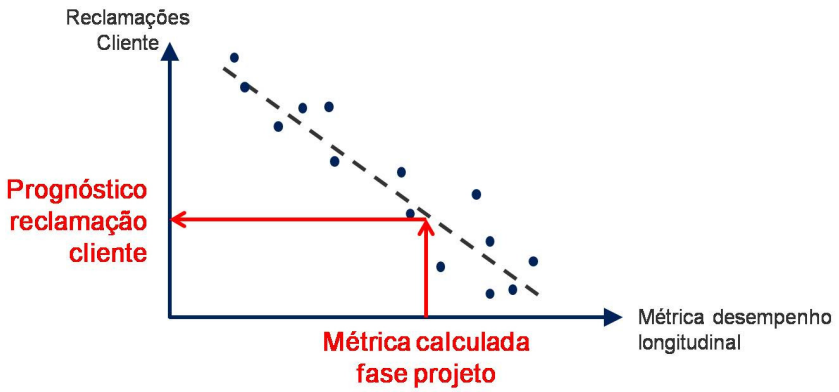
Muitas das reclamações identificadas nas pesquisas de satisfação estão associadas a falhas decorrentes de quebras de qualidade de sub-componentes ou de falhas no processo de montagem dos veículos, porém, no caso das reclamações específicas para a perda de potência do motor, a maioria das reclamações está relacionada ao conceito do veículo, ou seja, ao conjunto de características do veículo completo que é definido na fase de desenvolvimento do projeto e que demanda altos custos e tempo de Engenharia para correções após o desenvolvimento do produto. Apesar da interpretação do cliente de que a perda de potência do veículo é um problema relacionado somente ao motor, muitas vezes esta percepção se deve a outros fatores que impactam no desempenho longitudinal do veículo, como por exemplo, a relação de marcha, a massa do veículo e consumidores de potência do motor como ar condicionado e direção hidráulica. No contexto atual da indústria automobilística com foco no desenvolvimento de projetos veiculares energeticamente mais eficientes, uma das medidas que podem ser adotadas é o alongamento da relação de marcha, possibilitando que o motor trabalhe em rotações mais baixas. Por outro lado, o alongamento excessivo da relação de marcha pode prejudicar o desempenho de aceleração longitudinal do veículo e, consequentemente, passar ao condutor a percepção subjetiva de que o motor do veículo possui pouca potência. Outro exemplo de reclamação de perda de potência do motor, que é gerada por outro subsistema veicular, é a perda de potência ao acionar o sistema de ar condicionado, já que o compressor deste sistema rouba parte da potência gerada pelo motor e, consequentemente, reduz a potência líquida disponível para a movimentação do veículo. Outros exemplos serão apresentados e discutidos no capítulo 4, sobre subsistemas veiculares.

1.1 OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é propor uma métrica de desempenho longitudinal veicular que represente a percepção do condutor quanto à potência subjetiva do veículo no uso diário. Para a definição desta métrica, foram estudadas as principais métricas utilizadas para descrever o desempenho longitudinal de um veículo de passeio e a métrica *Performance Feel Index* (PFI), (Rechs et al., 2002, “Torque Boost”), além da correlação destas com os resultados de pesquisas de satisfação realizadas com os clientes de diversas marcas e modelos presentes no mercado brasileiro. Conforme será apresentado no capítulo 2.4, a métrica *Performance Feel Index* (PFI) é calculada através da ponderação da aceleração longitudinal máxima do veículo em cada marcha.

A métrica proposta deve ser adequada para que durante a investigação e aprovação de novos projetos seja possível prever a aceitação do cliente brasileiro para a aplicação veicular em questão, ou seja, prever o índice de reclamação do cliente para este veículo. Através da aplicação dessa métrica para novos projetos, pretende-se evitar o lançamento de veículos que não atendam a expectativa dos consumidores brasileiros quanto ao desempenho longitudinal e que, por consequência, venham a gerar insatisfação dos clientes com o produto e a marca, vendas abaixo do planejado e prejuízos financeiros. O gráfico 2 exemplifica a aplicação prática do resultado esperado com este trabalho, onde o valor da métrica de desempenho longitudinal seria calculado teoricamente na fase de desenvolvimento do projeto e, através do gráfico gerado com a equação resultante da correlação entre a métrica proposta e o banco de dados do índice de reclamação do cliente, seria possível prognosticar a reclamação do cliente para esta aplicação veicular.

Gráfico 2 - Exemplo de aplicação da métrica proposta



Fonte: Autor

1.2 MOTIVAÇÃO

No desenvolvimento de projetos veiculares é possível calcular as principais métricas de desempenho longitudinal porém somente na fase de protótipo é possível avaliar o produto subjetivamente quanto à percepção de potência do veículo por parte do condutor. Esta análise é realizada sob o ponto de vista de um avaliador da engenharia, o que não necessariamente reflete a percepção do cliente na condução diária do veículo. Uma percepção tardia quanto ao desempenho veicular insatisfatório resulta em desperdício de recursos e horas de desenvolvimento.

1.3 CONTEÚDO

Este trabalho foi estruturado em sete capítulos descritos resumidamente nesta seção.

O primeiro capítulo apresenta a introdução ao tema abordado, o objetivo proposto, a motivação e o conteúdo do trabalho.

O segundo capítulo é sobre as métricas de desempenho veicular, no qual serão apresentadas as fontes dos dados de desempenho dos veículos que fazem parte do banco de dados, a metodologia dos testes experimentais de desempenho veicular, as métricas de desempenho veicular e dos respectivos subsistemas, as premissas adotadas e a consolidação do banco de dados, assim como a apresentação da métrica *Performance Feel Index* (PFI).

São apresentados no terceiro capítulo os detalhes da pesquisa de satisfação do cliente, o procedimento das entrevistas com os clientes, as premissas adotadas, o método de cálculo do índice de reclamação do cliente, a revisão e análise do banco de dados e o histórico dos resultados gerais da pesquisa de satisfação do cliente.

O quarto capítulo versa sobre os diversos subsistemas veiculares e o impacto que os mesmos podem causar na percepção do cliente quanto ao desempenho longitudinal do veículo.

O quinto capítulo apresenta o cálculo da aceleração longitudinal de um veículo de passeio.

Será discutida, no sexto capítulo, a análise multivariada do banco de dados, englobando a revisão bibliográfica dos métodos de análise multivariada, o exame do banco de dados, a análise fatorial das métricas de desempenho, a regressão múltipla das métricas de desempenho em relação ao índice de reclamação do cliente, a análise e regressão simples da métrica PFI em relação ao índice de reclamação do cliente, o estudo de novas propostas de ponderação da aceleração máxima de cada marcha para a métrica PFI, buscando uma melhor correlação com o índice de reclamação do cliente específico do mercado brasileiro e, por fim, a discussão dos resultados obtidos.

Por fim, o sétimo capítulo apresenta as conclusões do trabalho e as sugestões para trabalhos futuros.

2 MÉTRICAS DE DESEMPENHO VEICULAR

Para iniciar o desenvolvimento deste trabalho foi realizada uma pesquisa exaustiva de livros, artigos acadêmicos e outras publicações que pudessem basear este trabalho sobre as pesquisas realizadas até o momento no que diz respeito à correlação entre as métricas de desempenho longitudinal de um veículo e a percepção do condutor sobre este desempenho. Infelizmente, não foram encontradas obras acadêmicas que versassem sobre este tema específico além do artigo *"Torque Boost – Torque Increase and Fuel Economy Improvement during real world driving"*. Este artigo foi escrito por M. Rechs, R. Menne, U. Tielkes e B. Pingen e apresentado durante o 23º Simpósio Internacional de Tecnologia Automotiva de Viena, na Áustria, no ano de 2002. O conteúdo do artigo apresentado neste congresso consta na minuta deste evento e foi gentilmente enviado pela *Österreichischer Verein für Kraftfahrzeugtechnik* (OEVK). A maioria das obras encontradas sobre as percepções do condutor de um veículo versam sobre a percepção do condutor em relação ao *ride* do veículo, ou seja, tolerância às vibrações verticais transmitidas ao condutor e passageiros pela suspensão e inclusive para os diferentes conceitos de assento veicular. Uma forma usual de representar graficamente o limite de tolerância do ser humano para vibrações verticais é através do gráfico que correlaciona a frequência e a aceleração da excitação vertical. Nesse trabalho a grandeza aceleração também será estudada, porém em relação à percepção do cliente quanto ao desempenho longitudinal do veículo. A escassez de informações sobre o tópico proposto para este trabalho é incentivadora para a proposta de trabalhos futuros.

2.1 FONTE DOS DADOS DE DESEMPENHO VEICULAR

Segundo pesquisa realizada pelo Instituto Verificador de Circulação (IVC) – (Revistas Pagas Ativas - Média por Edição - Publicação Principal - Total Brasil) e divulgada pela Associação Nacional de Editores de Revistas (ANER), a circulação média de revistas mensais pagas no período de janeiro a setembro de 2014 evidenciou que a revista Quatro Rodas, publicada pela editora Abril, é a revista automotiva com maior circulação no território nacional, com circulação média de 251.371exemplares. A revista Auto Esporte é a segunda colocada no ranking de circulação média, com 105.858 exemplares no mesmo período, conforme informado na figura 3 sobre a tiragem das revistas mensais pagas.

Figura 3 - Circulação média revistas mensais pagas

Revistas Mensais - 2013 x 2014 (Jan a Set)

POSIÇÃO	TÍTULO	EDITORA	CIRCULAÇÃO MÉDIA - JAN A SET/2014	CIRCULAÇÃO MÉDIA - JAN A SET/2013
1	Claudia	Abril	419.335	383.176
2	Superinteressante	Abril	344.652	321.654
3	Nova Escola	Fundação Victor Civita	310.280	344.011
4	Quatro Rodas	Abril	251.371	237.092
5	Seleções Reader's Digest	Reader's Digest	238.456	267.882
6	Saude	Abril	231.081	215.101
7	Boa Forma	Abril	215.050	214.024
8	Nova	Abril	184.366	199.914
9	Casa Claudia	Abril	181.082	173.643
10	Manequim	Abril	174.116	201.678
11	Minha Casa	Abril	164.346	165.061
12	Marie Claire	Globo	163.703	165.584
13	Voce S.A.	Abril	135.410	133.297
14	Arquitetura & Construção	Abril	135.165	122.179
15	Mundo Estranho	Abril	133.841	125.211
16	Monica	Panini	125.193	145.537
17	Cebolinha	Panini	124.730	133.867
18	Guia Astral	Alto Astral	121.677	148.687
19	Casa e Jardim	Globo	114.186	120.178
20	Cascão	Panini	113.924	120.531
21	Playboy	Abril	113.730	124.736
22	Magali	Panini	112.960	123.080
23	Chico Bento	Panini	107.697	117.222
24	AutoEsporte	Globo	105.858	114.794
25	Maxima	Abril	105.219	126.346
26	Pequenas Empresas, Grandes Negocios	Globo	104.620	105.496
27	Viagem & Turismo	Abril	104.320	96.150
28	Galileu	Globo	101.061	108.233
29	Estilo de Vida	Abril	99.131	108.990
30	Monet	Globo	97.830	90.205

Fonte: IVC
Revistas Pagas Ativas - Media por Edição - Publicação Principal - Total Brasil

Fonte: Autor "adaptado de" Instituto Verificador de Circulação (IVC)

Além de apresentar a maior circulação média em território nacional conforme citado acima e ser a primeira revista de automóveis do mercado editorial brasileiro, lançada em agosto de 1960, a revista Quatro Rodas possui uma metodologia clara para a realização dos testes de desempenho dos veículos avaliados conforme se verá a seguir, o que suporta a

escolha de utilizar os resultados destes testes de desempenho para o estudo de correlação com a pesquisa de satisfação de clientes.

2.2 METODOLOGIA DOS TESTES DE DESEMPENHO VEICULAR

A metodologia adotada para os testes de desempenho veicular é informada no site da própria revista Quatro Rodas e foi transcrita no texto abaixo, além da figura 4 que exemplifica a realização dos testes veiculares:

> Os testes de QUATRO RODAS são constituídos de medições de itens como aceleração, retomada, consumo, frenagem e velocidade máxima. Os números levantados servem de base para a análise dos veículos, juntamente com outras informações apuradas pelos repórteres. Os testes são realizados em pistas fechadas, como no campo de provas da empresa TRW, em Limeira (SP).
> Os testes são feitos de acordo com metodologia específica, de modo que todos os carros sejam submetidos aos mesmos esforços e consigam a melhor performance, independente do piloto que faz os ensaios. Para chegar às médias são feitas diversas passagens. Caso algo interfira no procedimento, o ensaio é interrompido ou descartado para efeito de cálculos. Os resultados alcançados devem ser passíveis de serem repetidos. Todos os testes são feitos com os vidros e entradas de ar fechados e o ar-condicionado, desligado.
> Os repórteres são profissionais experientes e todas as condições de segurança são observadas, durante os testes. Os ensaios descritos a seguir não devem ser conduzidos por leigos e em pistas públicas.
> Equipamentos:
> Dois sistemas de aquisição de dados Racelogic V-Box, um Notebook Lenovo, quatro medidores de vazão de combustível PLU e dois decibelímetros Brüel & Kjaer.
> Procedimentos iniciais:
> Pneus – calibragem dos pneus frios, com ar, observando as especificações do fabricante do veículo.
> Combustível – todos os carros iniciam os testes com tanque cheio. O abastecimento é feito em postos comprovadamente idôneos.
> Condições do teste – anotam-se os valores mínimos e máximos de: temperatura, pressão atmosférica e umidade relativa do ar, no dia do teste.
> Testes:
> 1º Ruído – com o decibelímetro localizado na altura do ouvido do condutor, são feitas as seguintes medições: ponto morto, 1ª marcha em rotação máxima, 4ª a 80 km/h e 5ª a 120 km/h.
> 2º Aferição do velocímetro – compara-se a velocidade indicada pelo velocímetro do carro com a real, registrada pelo computador de testes, nos seguintes parâmetros: 60 km/h, 80 km/h, 100 km/h e 120 km/h.
> 3º Aceleração – o piloto acelera o carro de modo a conseguir o melhor desempenho, cobrindo a distância de 1000 m no menor tempo possível. A cada passagem são registrados os tempos de aceleração, de 0 a 100 km/h e 0 a 1000 m. Nos carros manuais, as marchas são trocadas nas rotações indicadas para cada velocidade. Nos automáticos, a alavanca do câmbio fica na posição Drive (D) e o piloto pressiona o acelerador até o final do curso. São seis passagens ao todo. Três em cada sentido da pista, para anular os efeitos do vento. Para o cálculo das médias, descarta-se o melhor e o pior dos resultados.
> 4º Retomada – são medidos os tempos nas seguintes passagens: 40 a 80 km/h em 3ª marcha, 60 a 100 km/h em 4ª e 80 a 120 km/h em 5ª, com e sem ar-condicionado. Cada passagem é realizada quatro vezes em cada sentido da pista, para a obtenção das médias.

5º Frenagem – são feitos ensaios a 60 km/h, 80 km/h e 120 km/h. O piloto estabiliza o carro na velocidade de teste, deixa o câmbio em neutro e freia. Quando o carro tiver ABS, o piloto freia bruscamente, sem aliviar o pé. No caso de sistemas convencionais, evita-se o travamento das rodas, modulando a força de frenagem. Antes de cada ensaio o sistema é resfriado para evitar fadiga nos freios e o comprometimento do desempenho. O resfriamento é feito com o carro em movimento, a 70 km/h, durante cerca de 5 km.
6º Consumo – são feitas simulações de uso do veículo na cidade e na estrada. Os ciclos de ensaio são exclusivos da QUATRO RODAS e foram elaborados com base nas normas técnicas NBR 7024 e EU 94/14, para serem aplicados nas pistas utilizadas pela revista. Os carros rodam nos dois sentidos da pista para anular os efeitos que o vento possa vir a ter sobre os resultados.
7º Dirigibilidade – os pilotos avaliam o comportamento do carro em curvas em alta velocidade, manobras de mudança de faixa e provas de Slalon. (Fonte: Metodologia dos testes - Disponível em: <http://quatrorodas.abril.com.br/carros/metodologia/>. Acesso em: 17 mar. 2015).

Figura 4 - Metodologia dos testes

Fonte: Metodologia dos testes - Disponível em: <http://quatrorodas.abril.com.br/carros/metodologia/>. Acesso em: 17 mar. 2015.

2.3 MÉTRICAS DE DESEMPENHO VEICULAR E DOS RESPECTIVOS SUBSISTEMAS

No momento da compra de um veículo, a principal métrica de desempenho divulgada ao consumidor é a potência do motor, porém, como se verá a seguir, esta métrica representa o desempenho de somente um dos componentes do subsistema trem de força. Conforme será apresentado no capítulo 5, além do subsistema “motor do veículo” há outros subsistemas que influenciam no cálculo da aceleração longitudinal de um veículo de passeio. A métrica que relaciona a potência do motor e a massa do veículo é indicada por Gillespie (1992) como sendo a determinante de primeira ordem para o desempenho longitudinal do veículo e também será estudada. Como exemplo, as figuras 5 e 6 apresentam um comparativo de desempenho entre três veículos e as métricas avaliadas pela revista Quatro Rodas. Neste estudo foram consideradas as métricas indicadas abaixo:

a) Métricas do motor do veículo: potência [cv], rotação de potência máxima [rpm], torque [kgfm] e rotação de torque máximo [rpm];
b) Métricas que consideram o motor e a massa do veículo: relação massa / potência [kg/cv] e relação massa / torque [kg/kgfm];
c) Métricas de desempenho longitudinal do veículo: aceleração de 0 a 100 km/h [s], retomada de 40 a 80 km/h em 3ª marcha ou D [s], retomada de 60 a 100 km/h em 4ª marcha ou D [s] e retomada de 80 a 120 km/h em 5ª marcha ou D [s].

Além das métricas indicadas acima, foi inserida no banco de dados a idade média dos clientes entrevistados de cada modelo de veículo.

Figura 5 - Métricas de desempenho 1

Comparativo 308 x i30 x Cruze

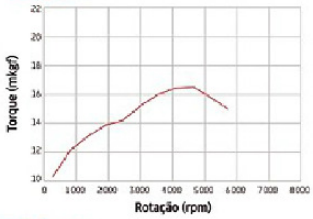
O 308 tem o maior motor da turma, um 2.0 com 151/143 cv

Cruze: 1.8 de 144/140 cv atua com um câmbio de seis marchas

i30 herdou o motor 1.6 de 128/122 cv do pequeno HB20

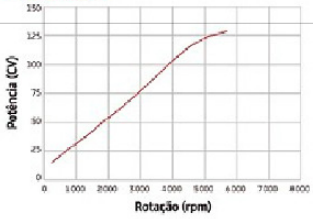
	308	Cruze	i30
Desempenho			
0-100 km/h (s)	11,6	11,6	13,5
0-1000 m (s)	32,9	33,2	34,9
D 40 a 80 km/h (s)	6	5,2	6,3
D 60 a 100 km/h (s)	6,3	6,8	7,9
D 80 a 120 km/h (s)	8,5	8,8	10
Velocidade máxima (km/h)	213	n/d	n/d
Frenagem 120 km/h a 0 (m)	64,5	58,3	61,5
Frenagem 80 km/h a 0 (m)	27,6	26,2	27,4
Frenagem 60 km/h a 0 (m)	16,3	14,6	15,4
Ruído interno PM/RPM máx. (dBA)	35,7 / 68	38,5 / 68	38,2 / 67,6
Ruído interno 80/120 km/h (dBA)	58,7 / 65,3	56,6 / 63,8	59,9 / 68,6
Velocidade real a 100 km/h (km/h)	95,7	96,2	96,6
Consumo cidade (km/l)	6,2	6,5	7,6
Consumo estrada (km/l)	8,6	8,6	10,1
Tanque/autonomia (l)/(km)	60 / 516	60,3 / 518	53 / 535
Segurança			
ABS/BAS/EBD	✓ ✓ ✓	✓ ✓ ✓	✓ - ✓
Controle de tração/estabilidade	- -	✓ ✓	O O
Airbags (frontais/laterais/cabeça)	✓ - -	✓ ✓ -	✓ O O
Encosto de cabeça/cinto de 3 pontos para 5º passageiro	✓ ✓	✓ ✓	✓ -
Alarme/imobilizador	- ✓	✓ ✓	✓ O
Conforto			
Ar-condicionado/direção assistida	✓ ✓	✓ ✓	✓ ✓
Rodas de liga leve/pintura metálica	✓ O	✓ O	✓ O
CD player/comandos no volante	✓ ✓	✓ ✓	✓ ✓
Vidros/travas elétricos	✓ ✓	✓ ✓	✓ ✓
Espelhos/teto solar elétrico	✓ O	✓ -	✓ O
Banco traseiro rebatível/bipartido	✓ ✓	✓ ✓	✓ ✓
Câmbio automático/cruise-control	✓ ✓	O ✓	✓ ✓
Computador de bordo/bancos de couro	✓ -	✓ O	✓ O
Bolso			
Preço (em reais)	60 990	62 974	75 000
Garantia	3 anos	3 anos	5 anos
Número de concessionárias	171	600	203

Torque



n/a 308
n/a Cruze
i30

Potência

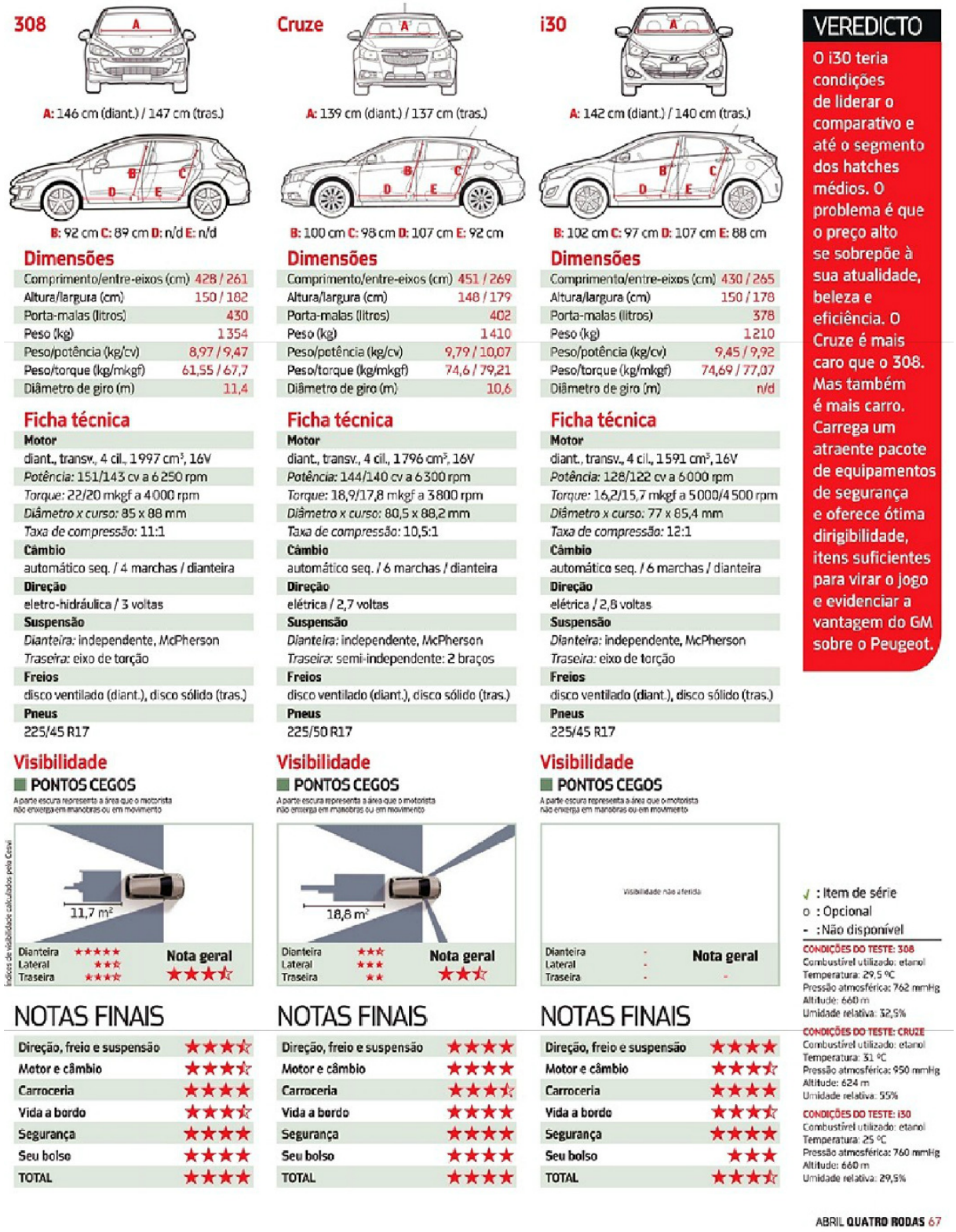


n/a 308
n/a Cruze
i30

66 QUATRO RODAS ABRIL

Fonte: Comparativo 308 x I30 x Cruze. **Revista Quatro Rodas**, Brasil, edição 642, p. 66, abr. 2013.

Figura 6 - Métricas de desempenho 2



308

A: 146 cm (diant.) / 147 cm (tras.)

B: 92 cm C: 89 cm D: n/d E: n/d

Dimensões

Comprimento/entre-eixos (cm)	428 / 261
Altura/largura (cm)	150 / 182
Porta-malas (litros)	430
Peso (kg)	1354
Peso/potência (kg/cv)	8,97 / 9,47
Peso/torque (kg/mkgf)	61,55 / 67,7
Diâmetro de giro (m)	11,4

Ficha técnica

Motor
diant., transv., 4 cil., 1997 cm³, 16V
Potência: 151/143 cv a 6 250 rpm
Torque: 22/20 mkgf a 4 000 rpm
Diâmetro x curso: 85 x 88 mm
Taxa de compressão: 11:1
Câmbio
automático seq. / 4 marchas / dianteira
Direção
eletro-hidráulica / 3 voltas
Suspensão
Dianteira: independente, McPherson
Traseira: eixo de torção
Freios
disco ventilado (diant.), disco sólido (tras.)
Pneus
225/45 R17

Visibilidade

PONTOS CEGOS

A parte escura representa a área que o motorista não enxerga em manobras ou em movimento

Índices de visibilidade calculados pela Cesvi

11,7 m²

Dianteira	★★★★★	Nota geral
Lateral	★★☆	★★★½
Traseira	★★★★	

NOTAS FINAIS

Direção, freio e suspensão	★★★½
Motor e câmbio	★★★½
Carroceria	★★★★
Vida a bordo	★★★½
Segurança	★★★★
Seu bolso	★★★★
TOTAL	★★★★

Cruze

A: 139 cm (diant.) / 137 cm (tras.)

B: 100 cm C: 98 cm D: 107 cm E: 92 cm

Dimensões

Comprimento/entre-eixos (cm)	451 / 269
Altura/largura (cm)	148 / 179
Porta-malas (litros)	402
Peso (kg)	1410
Peso/potência (kg/cv)	9,79 / 10,07
Peso/torque (kg/mkgf)	74,6 / 79,21
Diâmetro de giro (m)	10,6

Ficha técnica

Motor
diant., transv., 4 cil., 1796 cm³, 16V
Potência: 144/140 cv a 6 300 rpm
Torque: 18,9/17,8 mkgf a 3 800 rpm
Diâmetro x curso: 80,5 x 88,2 mm
Taxa de compressão: 10,5:1
Câmbio
automático seq. / 6 marchas / dianteira
Direção
elétrica / 2,7 voltas
Suspensão
Dianteira: independente, McPherson
Traseira: semi-independente: 2 braços
Freios
disco ventilado (diant.), disco sólido (tras.)
Pneus
225/50 R17

Visibilidade

PONTOS CEGOS

A parte escura representa a área que o motorista não enxerga em manobras ou em movimento

18,8 m²

Dianteira	★★☆	Nota geral
Lateral	★★★	★★½
Traseira	★★	

NOTAS FINAIS

Direção, freio e suspensão	★★★★
Motor e câmbio	★★★★
Carroceria	★★★½
Vida a bordo	★★★★
Segurança	★★★★
Seu bolso	★★★★
TOTAL	★★★★

i30

A: 142 cm (diant.) / 140 cm (tras.)

B: 102 cm C: 97 cm D: 107 cm E: 88 cm

Dimensões

Comprimento/entre-eixos (cm)	430 / 265
Altura/largura (cm)	150 / 178
Porta-malas (litros)	378
Peso (kg)	1210
Peso/potência (kg/cv)	9,45 / 9,92
Peso/torque (kg/mkgf)	74,69 / 77,07
Diâmetro de giro (m)	n/d

Ficha técnica

Motor
diant., transv., 4 cil., 1591 cm³, 16V
Potência: 128/122 cv a 6 000 rpm
Torque: 16,2/15,7 mkgf a 5 000/4 500 rpm
Diâmetro x curso: 77 x 85,4 mm
Taxa de compressão: 12:1
Câmbio
automático seq. / 6 marchas / dianteira
Direção
elétrica / 2,8 voltas
Suspensão
Dianteira: independente, McPherson
Traseira: eixo de torção
Freios
disco ventilado (diant.), disco sólido (tras.)
Pneus
225/45 R17

Visibilidade

PONTOS CEGOS

A parte escura representa a área que o motorista não enxerga em manobras ou em movimento

Visibilidade não aferida

Dianteira	-	Nota geral
Lateral	-	-
Traseira	-	

NOTAS FINAIS

Direção, freio e suspensão	★★★★
Motor e câmbio	★★★½
Carroceria	★★★★
Vida a bordo	★★★½
Segurança	★★★★
Seu bolso	★★★
TOTAL	★★★½

VEREDICTO

O i30 teria condições de liderar o comparativo e até o segmento dos hatches médios. O problema é que o preço alto se sobrepõe à sua atualidade, beleza e eficiência. O Cruze é mais caro que o 308. Mas também é mais carro. Carrega um atraente pacote de equipamentos de segurança e oferece ótima dirigibilidade, itens suficientes para virar o jogo e evidenciar a vantagem do GM sobre o Peugeot.

√ : Item de série
o : Opcional
- : Não disponível

CONDIÇÕES DO TESTE: 308
Combustível utilizado: etanol
Temperatura: 29,5 °C
Pressão atmosférica: 762 mmHg
Altitude: 660 m
Umidade relativa: 32,5%

CONDIÇÕES DO TESTE: CRUZE
Combustível utilizado: etanol
Temperatura: 31 °C
Pressão atmosférica: 950 mmHg
Altitude: 624 m
Umidade relativa: 55%

CONDIÇÕES DO TESTE: i30
Combustível utilizado: etanol
Temperatura: 25 °C
Pressão atmosférica: 760 mmHg
Altitude: 660 m
Umidade relativa: 29,5%

ABRIL QUATRO RODAS 67

Fonte: Comparativo 308 x I30 x Cruze. **Revista Quatro Rodas**, Brasil, edição 642, p. 67, abr. 2013.

2.3.1 Premissas adotadas

Com o objetivo de padronizar os resultados dos testes, foram adotados sempre que disponíveis os resultados obtidos com combustível gasolina. Ver-se-á, no capítulo 3.4, que historicamente o combustível gasolina é o mais utilizado pelos clientes entrevistados na pesquisa de satisfação. Como para a maioria dos modelos de veículos há mais de uma pesquisa de satisfação realizada ao longo do tempo de comercialização dos mesmos, é adotada a premissa de correlacionar os dados de desempenho obtidos em testes veiculares com o resultado da pesquisa de satisfação do cliente divulgada na data mais próxima à data dos testes. Esta premissa é importante, pois ao longo do ciclo de vida de um veículo é possível que as especificações técnicas dos subsistemas veiculares sejam alteradas sem que isto seja claramente divulgado ao cliente, como por exemplo, a alteração da relação de marchas, da calibração do motor e da especificação de sub-componentes do motor. Adotando-se esta premissa, reduz-se o risco de se correlacionar resultados de pesquisa de satisfação com resultados de testes de desempenho de veículos com características técnicas diferentes em relação ao veículo pertencente ao cliente entrevistado.

2.3.2 Consolidação do banco de dados

Para a consolidação do banco de dados referente às métricas e características de desempenho veicular, foram consultadas 108 edições da revista Quatro Rodas, publicadas no período de abril 2007 até agosto 2015. Edições publicadas até outubro 2013 foram consultadas através do acervo digital da revista Quatro Rodas e demais foram consultadas em edição física. Esta coleta de informações para a consolidação do banco de dados foi necessária já que não há um banco de dados pronto e acessível sobre os resultados dos testes realizados por essa revista.

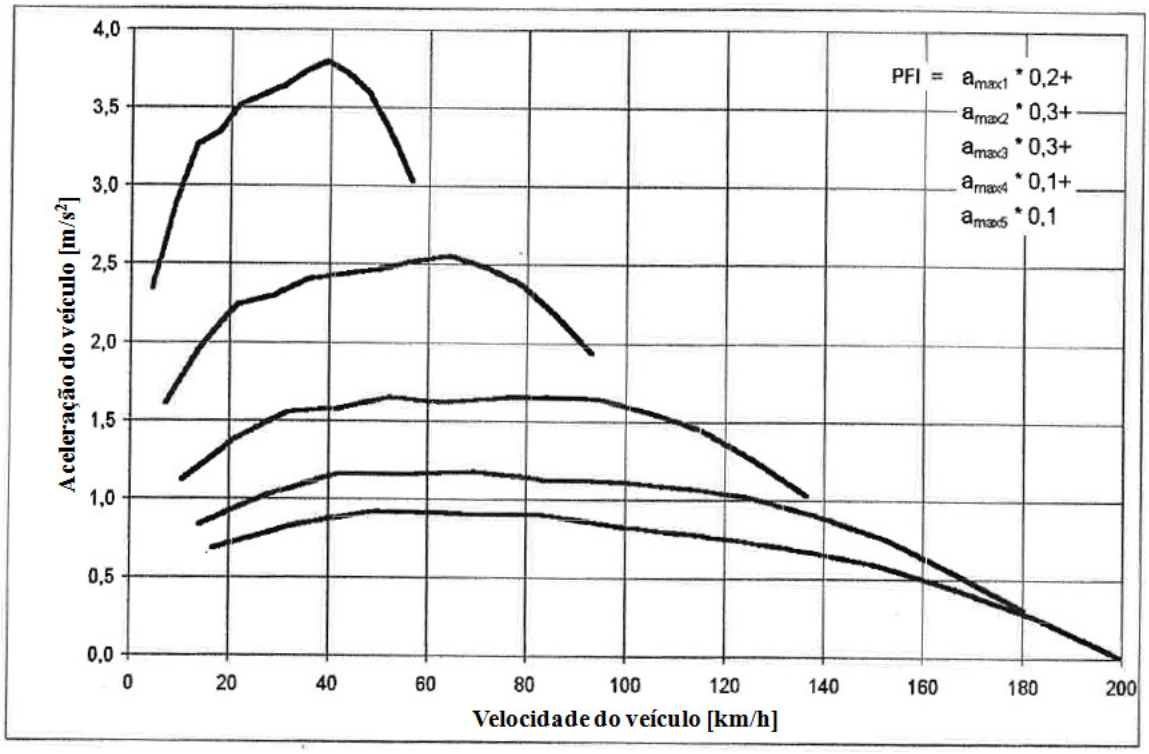
2.4 MÉTRICA *PERFORMANCE FEEL INDEX* (PFI)

No ano de 2002 foi realizado em Viena, na Áustria, o 23º Simpósio Internacional de Tecnologia Automotiva. Um dos artigos apresentados neste evento foi o *"Torque Boost" – Torque Increase and Fuel Economy Improvement during real world driving*, obra dos autores: M. Rechs, R. Menne, U. Tielkes e B. Pingen. Conforme descrito neste artigo, em um comparativo de dois veículos, um com motor movido a gasolina e outro com motor de menor

potência movido a diesel, é possível que o veículo com motor de menor potência passe uma maior percepção subjetiva de potência ao condutor por causa do alto torque do motor em baixa rotação, faixa de rotação na qual um condutor normal permanece a maior parte do seu tempo de condução. Esta característica de alto torque em baixas rotações, típica de motores movidos a diesel, será discutida mais detalhadamente no capítulo 4.1.1. A grandeza proposta neste artigo para representar a percepção subjetiva de potência do veículo pelo condutor é o *Performance Feel Index* (PFI), calculado através da ponderação da aceleração máxima em cada marcha, conforme indicado no gráfico 7. No exemplo exposto nesse artigo, para um veículo com câmbio manual de 5 marchas, a aceleração máxima do veículo obtida em 1ª marcha corresponde a 20% da percepção do condutor, 2ª e 3ª marchas contribuem com 30% cada uma e 4ª e 5ª marchas contribuem com 10% cada uma. Conforme exposto no referido artigo, esta métrica de avaliação foi definida através de uma extensa investigação, na qual profissionais da área de testes veiculares avaliaram e compararam diferentes modelos de veículos presentes no mercado europeu.

O gráfico 7 apresenta a aceleração longitudinal pela velocidade do veículo em cada marcha, inclusive com a ponderação proposta para aceleração longitudinal máxima de cada marcha.

Gráfico 7 - PFI - Performance Feel Index



Fonte: Autor "adaptado de" Torque Boost – Torque Increase and Fuel Economy Improvement during real world driving, 2002, p.316

A grandeza PFI também foi escolhida para a análise de correlação com o resultado da pesquisa de satisfação do cliente pois é resultante do desempenho do veículo completo, assim como as métricas de aceleração e retomada, porém considerando todas as relações de marcha. Sabe-se, através desse artigo, que essa grandeza obteve correlação com a avaliação subjetiva realizada por profissionais de testes veiculares através do comparativo com diferentes veículos do mercado europeu, mas o que nos motiva a estudar esta grandeza é saber se esta correlação também ocorre em relação aos clientes específicos do mercado brasileiro, não somente a profissionais qualificados da indústria automobilística. Conforme será visto no capítulo 6.6, além do estudo desta métrica serão estudadas e apresentadas propostas para a métrica PFI ajustada ao mercado brasileiro, através de diferentes ponderações para a aceleração máxima de cada marcha.

A proposta de uma métrica baseada na ponderação da aceleração máxima de cada marcha do veículo está fundamentada na primeira lei de Newton, que diz que: *"Corpus omne perseverare in statu suo quiescendi vel movendi uniformiter in directum, nisi quatenus a viribus impressis cogitur statum illum mutare"*, ou, "Todo corpo continua em seu estado de repouso ou de movimento uniforme em uma linha reta, a menos que seja forçado a mudar aquele estado por forças aplicadas sobre ele". A percepção da aceleração para o ser humano também se enquadra nessa definição, sendo que nesse caso a percepção do condutor de um veículo pode ser através da força que o encosto do assento do veículo aplica sobre as costas do condutor no caso de acelerações positivas. Essa percepção ocorre somente em regimes transientes, nos quais o veículo é submetido a solicitações que resultam na mudança do estado de repouso ou de movimento uniforme do mesmo e consequente aplicação de força sobre o corpo do condutor, já que em regimes de condução uniformes não há a aplicação de forças externas sobre o corpo do condutor e a percepção sobre a velocidade do veículo é baseada somente em referências visuais.

3 PESQUISA DE SATISFAÇÃO DO CLIENTE

Antes da apresentação da pesquisa de satisfação do cliente utilizada como base para este trabalho é importante entender a conceituação de satisfação do cliente:

> Satisfação consiste na sensação de prazer ou desapontamento resultante da comparação do desempenho (ou resultado) percebido de um produto em relação às expectativas do comprador. Fica claro por essa definição que a satisfação é função do desempenho e expectativas percebidos. Se o desempenho não alcançar as expectativas, o cliente ficará insatisfeito. Se o desempenho alcançar as expectativas, o cliente ficará satisfeito, se o desempenho for além das expectativas, o cliente ficará altamente satisfeito ou encantado. (KOTLER, 2000)

Os dados das pesquisas de satisfação do cliente utilizados como base para este trabalho foram coletados pela empresa Ipsos, contratada por um clube de empresas do setor automotivo com o objetivo de consultar os clientes sobre a qualidade e satisfação com os seus produtos e realizar um comparativo com os produtos dos concorrentes que participam da pesquisa. Para que este objetivo seja atendido é necessário que o índice de reclamações seja comparável entre as pesquisas realizadas em diferentes momentos, ou seja, a pesquisa deve ser atemporal. Outros pontos importantes são que o índice seja comparável entre os diferentes veículos, independentemente da marca e categoria, e que seja possível identificar as reclamações com maior incidência através de um índice de reclamação do cliente.

Segundo informações do próprio site da empresa Ipsos, esta é a terceira maior empresa de pesquisa e de inteligência de mercado do mundo, presente em 87 países, fundada na França em 1975 e presente no Brasil desde 1997.

O banco de dados utilizado neste trabalho foi gerado com base em oito pesquisas de satisfação de clientes, realizadas no período de 2011 a 2015. São realizadas duas pesquisas por ano, sendo que a primeira pesquisa, aqui denominada como primeira onda, é divulgada no mês de julho de cada ano com o resultado das entrevistas realizadas nos meses de abril e maio com clientes de veículos vendidos no período de dezembro do ano anterior até fevereiro do ano de realização da pesquisa. O período de produção dos veículos sujeitos a participação na primeira onda da pesquisa é de novembro do ano anterior até janeiro do ano de realização da pesquisa. Já a segunda onda da pesquisa é divulgada no mês de fevereiro do ano seguinte com o resultado das entrevistas realizadas nos meses de outubro e novembro com clientes de veículos vendidos no período de julho a setembro, os quais foram produzidos no período de junho a agosto do ano de realização da pesquisa.

Para as empresas participantes desta pesquisa, além de ser uma rica fonte de informação sobre seus produtos ainda permite a troca de informação entre as empresas participantes.

Ao longo das oito pesquisas utilizadas neste trabalho foram entrevistados clientes de aproximadamente 170 modelos diferentes de veículos de passeio e comerciais leves de 12 marcas que produzem e/ou comercializam veículos automotores no Brasil.

3.1 PROCEDIMENTO DE ENTREVISTA DOS CLIENTES

Esta pesquisa tem abrangência em todo o território nacional e a cada ano são entrevistados mais de quinze mil clientes. Para que um cliente seja elegível para participar da pesquisa de 3 *Months In Service* (MIS), ou meses em uso, o mesmo deve ter adquirido um veículo zero quilômetro entre 75 e 105 dias anteriores à realização da pesquisa. O cálculo do tempo de aquisição ou uso do veículo é realizado através da diferença entre a data da entrevista e a data do recebimento do veículo informada pelo cliente entrevistado. Por exemplo, se o cliente for entrevistado no dia 31/01/2015 e a data de recebimento do veículo informada pelo cliente for 31/12/2014, ter-se-á 31 dias de uso do veículo. Para a certificação destes dados é realizada a consistência entre a data de venda do banco de dados fornecido pela empresa fabricante e a data de entrega do veículo informada pelo cliente.

Os requisitos apresentados a seguir também devem ser atendidos para que o cliente em questão seja elegível para a participação na pesquisa:

a) O cliente não pode ter participado, nos últimos 3 meses, de nenhuma pesquisa sobre qualidade de veículos automotores, seja esta realizada por algum instituto de pesquisa ou através de contato direto pela empresa fabricante.
b) O cliente não pode ser funcionário ou residir com alguém que seja funcionário de alguma indústria automobilística, concessionária de automóveis, empresa de pesquisa de mercado, empresa do setor de comunicação ou agência de propaganda.
c) O veículo pesquisado deve ser destinado ao uso particular do cliente, ou seja, não pode ser utilizado com fins comerciais como, por exemplo, táxi ou frota de empresa.

Caso todos os requisitos mencionados acima sejam atendidos, o cliente é considerado como elegível para participar da pesquisa, porém os requisitos abaixo também devem ser

atendidos para que as reclamações explicitadas por este cliente sobre problemas com o seu veículo sejam consideradas na pesquisa de satisfação do cliente:

a) Conceitua-se como problema tudo o que incomoda o cliente entrevistado e que comprovadamente tenha origem no veículo entregue em condição de novo pela empresa fabricante.
b) Problemas ocorridos em função de uma revisão ou reparo em concessionária não serão considerados na pesquisa.
c) Problemas percebidos por terceiros e que não forem comprovados pelo cliente entrevistado não serão considerados na pesquisa. Para que o problema seja considerado na pesquisa é necessário que o cliente entrevistado afirme que comprovou o problema.
d) Problemas consequentes da instalação de acessórios fora da fábrica não serão considerados na pesquisa, salvo se a fábrica adotar uma política clara de instalação de acessórios em concessionário, suportando inclusive com a garantia de fábrica para estes itens.
e) Problemas decorrentes de acidentes não serão considerados na pesquisa.
f) Serão considerados na pesquisa os problemas que não foram diretamente percebidos pelo cliente entrevistado, mas que geraram a necessidade de levar o veículo para reparo em concessionário atendendo ao chamado da fábrica (*recall*).

As entrevistas são realizadas por telefone seguindo o questionário da pesquisa realizada pelo mesmo instituto para o mercado europeu, sendo que todas as informações e reclamações citadas pelos entrevistados são digitadas na íntegra pelo entrevistador para que posteriormente possam ser classificadas dentre as aproximadamente quatrocentos e sessenta categorias de reclamação existentes. As reclamações podem ser espontâneas ou não, sendo que, neste último caso, estão consideradas as respostas às perguntas direcionadas pelo entrevistador. As reclamações digitadas na íntegra serão denominadas neste trabalho como verbalizações, as quais sempre acompanham no mínimo as seguintes informações sobre o veículo e cliente participantes da pesquisa: marca do veículo, modelo, km atual, acessórios de fábrica, acessórios instalados fora da fábrica, categoria na qual a reclamação foi classificada (este campo é preenchido após a entrevista e mediante análise), se a reclamação foi espontânea, quantos quilômetros o veículo tinha quando ocorreu o problema, se o veículo ficou parado (pane), se o veículo foi levado para reparo, se o entrevistado pretende levar para reparo, se o problema gerou rejeição do cliente ao veículo e/ou fabricante, cidade e estado onde o cliente reside e sexo do cliente entrevistado.

3.2 MÉTODO DE CÁLCULO DO ÍNDICE DE RECLAMAÇÃO DO CLIENTE

Com base nos dados da pesquisa referente à primeira onda de 2015 constata-se que se torna inviável realizar a pesquisa com a população por causa do alto custo e tempo necessário, já que a mesma é composta de 804.850 indivíduos, ou seja, de clientes de veículos comercializados no período de realização desta pesquisa.

"População é o conjunto formado por indivíduos ou objetos que têm pelo menos uma variável comum e observável" (MORETTIN, 2010, p.183). No contexto deste trabalho, a população é o conjunto de clientes de veículos destinados ao mercado brasileiro, sendo os mesmos adquiridos na condição de zero quilômetro e recebidos pelos clientes entre 75 e 105 dias anteriores à realização da pesquisa. Opta-se então por realizar uma pesquisa amostral.

"Fixada uma população, qualquer subconjunto formado exclusivamente por seus elementos é denominado amostra desta população" (MORETTIN, 2010, p.183).

Através dos resultados da pesquisa mencionada acima se sabe que a média de reclamações (considerando-se todos os veículos pesquisados) interpretadas como perda de potência do motor foi de 43 reclamações a cada 1000 veículos. Para cada modelo de veículo há uma amostra máxima de 140 clientes entrevistados, sendo que a amostra mínima admitida para que um modelo de veículo seja considerado no resultado final da pesquisa é de 30 clientes, sendo o resultado estatisticamente representativo considerando-se um intervalo de confiança de 90%. Na pesquisa mencionada acima foram validadas 10.198 entrevistas, correspondendo a 1,27% da população. Com o intuito de se obter um índice comparável entre diferentes veículos inclusive com número de entrevistas distinto, ou seja, tamanhos de amostra diferentes, é calculado o número de reclamações a cada mil veículos. Este índice será denominado neste trabalho como Índice de Reclamação do Cliente (IRC). Para o cálculo deste índice, divide-se 1.000 pelo número de entrevistas realizadas e multiplica-se pelo número de reclamações. Por exemplo, se somente um cliente entrevistado reclamar sobre a perda de potência do seu veículo e este fizer parte de uma amostra de 140 entrevistas, o índice de reclamação do cliente será de 7,1, ou seja, 7,1 a cada mil clientes deste modelo de veículo reclamam de perda de potência.

"Amostragem é o processo de seleção de uma amostra, que possibilita o estudo das características da população" (MORETTIN, 2010, p.183).

Para a definição do tamanho da amostra para esta pesquisa é utilizado o método de amostragem aleatória estratificada. Cochran (1977, p.89) diz que "A estratificação pode produzir um ganho na precisão para a estimativa das características de toda a população. É

possível dividir uma população heterogênea em sub-populações". Na amostragem estratificada a população de N unidades é subdividida em sub-populações de N_1, N_2,... N_L unidades respectivamente, denominadas estratos.

onde: $N = \sum_{h=1}^{L} N_h$, N_h conhecido. (1)

Ao determinar os estratos, retira-se uma amostra aleatória de cada um deles de tamanhos n_1, n_2,... n_L respectivamente. Cochran (1977, p. 90) também diz que "Se cada estrato for homogêneo e as medições variarem muito pouco entre as unidades, uma estimativa precisa da média de cada estrato pode ser obtida de uma pequena amostra de cada estrato. Estas estimativas podem ser combinadas em uma estimativa precisa para toda a população".

Para a validação dos conceitos teóricos sobre a estratificação de amostras, foi realizado um estudo para verificar se a metodologia adotada forneceria resultados consistentes. Este estudo foi realizado pela empresa Alfacom Pesquisa e Processamento de Dados LTDA, conforme documento *Quality Audit Survey* (QAS) - Guide Book e aqui transcrito para informar ao leitor a validação das fórmulas utilizadas. Neste estudo foi verificado se os intervalos de confiança conteriam o verdadeiro valor da média populacional. Para que a média populacional fosse conhecida, foi considerada uma população finita de modelos de veículos, para a qual foi calculada a média de reclamação dos clientes. Esta população foi subdivida em três estratos, sendo cada um deles formado por um modelo de veículo. Considerou-se que dentro do estrato os veículos são homogêneos e entre os estratos eles são diferentes entre si, sendo que cada veículo pode pertencer a apenas um único estrato. Neste estudo cada veículo considerado na pesquisa será tratado como uma observação. Seguem abaixo as informações consideradas neste estudo:

N: Quantidade total de veículos da população finita = 8.902 veículos;

N_1: Quantidade de veículos do estrato 1 = 1.150 veículos;

N_2: Quantidade de veículos do estrato 2 = 3.699 veículos;

N_3: Quantidade de veículos do estrato 3 = 4.053 veículos;

n_1: Quantidade de veículos da amostra do estrato 1;

n_2: Quantidade de veículos da amostra do estrato 2;

n_3: Quantidade de veículos da amostra do estrato 3;

Para este estudo, conforme apresentado na tabela 1, foram considerados dois tamanhos de amostra para cada estrato, de 20 e 30 observações, a partir dos quais será determinada a quantidade mínima de observações por estrato para que a respectiva média obtida represente a média verdadeira da população finita para um intervalo de confiança de 90%.

Tabela 1 – Análise da amostragem para população finita

Amostra por modelo de veículo (estrato)	**Tamanho da amostra**	
	20	30
Número de vezes em que o Intervalo de confiança contém a média verdadeira	87	92
Número de vezes em que o Intervalo de confiança não contém a média verdadeira	13	8
Total de amostras geradas	100	100

Fonte: QAS - Guide Book, p. 23

Para um intervalo de confiança de 90%, deve-se esperar que a cada 100 amostras geradas, no mínimo 90 delas contenham o verdadeiro valor da média populacional. Na tabela 1, pode-se observar na coluna referente à amostra composta por 30 observações que, em 100 amostras geradas, 92 delas contêm o verdadeiro valor da média populacional. Ao utilizar-se uma amostra composta por 20 observações, percebe-se que apenas 87 delas contêm a verdadeira média da população. Portanto, para um intervalo de confiança de 90% deve ser considerada uma amostra composta por no mínimo 30 observações para que esta amostra contenha o verdadeiro valor da média populacional.

Para a realização do estudo de amostras, considerando uma população infinita, foram geradas para cada modelo de veículo duas amostras com 30, 50, 65, 100, 150 e 200 observações cada. Foi verificada a precisão da média de reclamações obtida, sendo que esta precisão, daqui em diante denominada como distância, pode ser calculada pela divisão do erro pela média. Desta maneira, é obtida a variação da média amostral segundo o tamanho de amostra considerada. Pode ser observado que na medida em que se aumenta o tamanho da amostra há um ganho de precisão na média de reclamações. Ao considerar uma população finita a precisão da amostra tende a aumentar com o aumento do número de observações. Por exemplo, uma amostra com 50 observações sobre uma população finita de 100 indivíduos tem representatividade diferente se comparada com a mesma amostra sobre uma população de 100 mil indivíduos, ou até mesmo infinita.

Tabela 2 - Análise da amostragem para população infinita

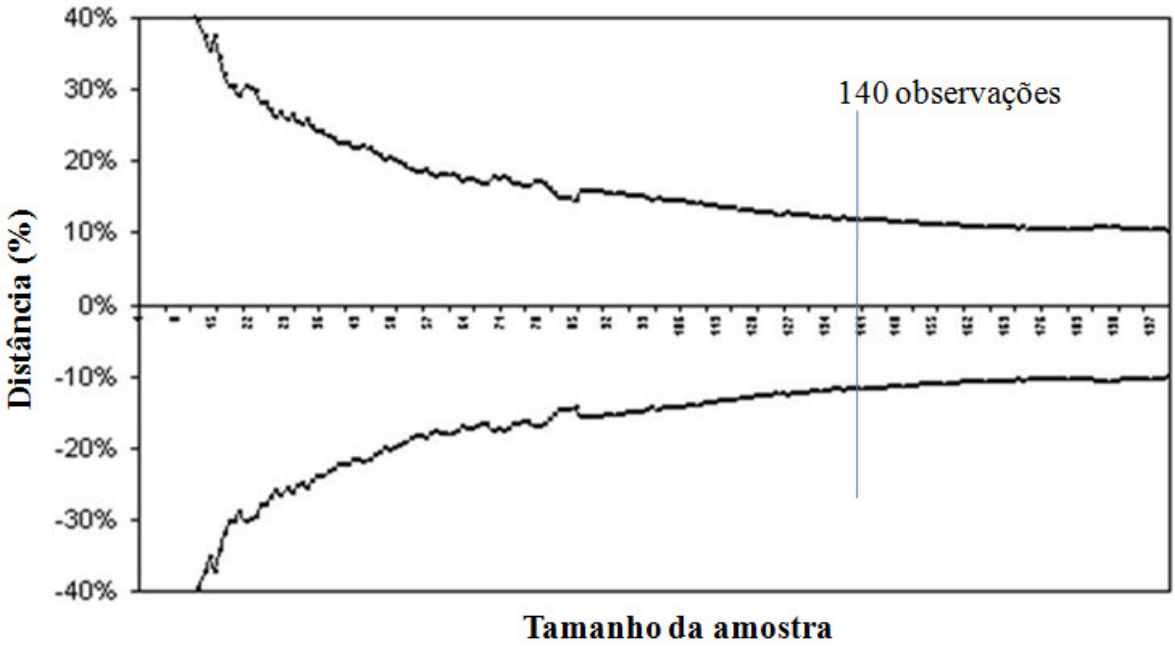
TABELA DE AMOSTRAGEM RECLAMAÇÕES

Amostra	30	50	65	100	150	200
Carro1 Amostra I	26,30%	20,00%	17,40%	14,60%	11,40%	10,20%
Carro1 Amostra II	28,20%	20,10%	19,10%	15,30%	12,20%	10,60%
Carro2 Amostra I	25,40%	19,10%	16,20%	15,20%	12,80%	11,30%
Carro2 Amostra II	30,70%	21,00%	16,60%	14,80%	12,50%	10,80%
Carro3 Amostra I	24,50%	20,90%	18,70%	16,80%	13,40%	11,80%
Carro3 Amostra II	27,90%	22,80%	19,20%	16,50%	12,70%	10,80%
Máximo	30,70%	22,80%	19,20%	16,80%	13,40%	11,80%
Mínimo	24,50%	19,10%	16,20%	14,60%	11,40%	10,20%
Média	27,20%	20,70%	17,90%	15,50%	12,50%	10,90%
Mediana	27,10%	20,50%	18,10%	15,20%	12,60%	10,80%

Fonte: QAS - Guide Book, p. 26

Exemplo: Para uma amostra com 200 observações, média de 2,55 e erro de 0,25, é calculada a distância de 10,2%. Portanto, a média amostral irá variar entre 2,245 e 2,755, ou seja, 10,2% de seu valor acima ou abaixo. O gráfico 8 foi gerado a partir dos dados da primeira linha da tabela 2.

Gráfico 8 - Distância vs Amostragem Reclamação



Amostra	30	50	65	100	150	200
Distância	26,34%	20,00%	17,42%	14,57%	11,44%	10,20%

Fonte: Autor “adaptado de” QAS - Guide Book, p.27

Com base no gráfico 8 pode-se verificar que para um intervalo de confiança de 90% uma amostra com tamanho a partir de 140 observações tende a ter uma distância constante, ou seja, amostras maiores do que 140 observações geram um custo alto para a realização da pesquisa e não há indícios de que a distância é reduzida consideravelmente.

3.3 REVISÃO E ANÁLISE DO BANCO DE DADOS

Para este trabalho foram consideradas as verbalizações classificadas na categoria "Perda de Potência do Motor", sendo que a grande maioria destas podem ser sub-classificadas, dependendo do conteúdo e clareza das verbalizações, como:

a) Perda de potência ao ligar o ar condicionado;
b) Motor com demora para "desenvolver" / "encher";
c) Perda de potência na "retomada" / na "ultrapassagem";
d) Perda de potência em subida (aclives);
e) Dificuldade em arrancada quando parado;
f) Falha no funcionamento do motor (mecânica, elétrica, pane...).

A figura 9 apresenta exemplos de verbalizações de "Perda de Potência do Motor":

Figura 9 - Exemplos de verbalizações de reclamações classificadas como “Perda de potência do motor”.

PERCEBI QUE FAZENDO UMA SUBIDA, EU VINHA ANDANDO EM TERCEIRA TIVE QUE METER O PE LA NO FUNDO DO ACELERADOR, ELE NAO TEM FORCA. OCORRE COM MOTOR QUENTE OU FRIO, VEICULO EM ACELERACAO, EM BAIXA VELOCIDADE. PERCEBI COM GASOLINA.

EM UMA SUBIDA, OU AS VEZES NUMA ARRANCADA, ELE PARECE QUE PERDE A POTENCIA. DIRIGINDO EM UMA SUBIDA, DE REPENTE PARECE QUE MORRE E PERDE A POTENCIA, NAO ATINGE A VELOCIDADE. OCORRE COM MOTOR QUENTE E FRIO, MUITAS VEZES EM ACELERACAO, EM ALTA E BAIXA VELOCIDADE, DEPENDE DA VELOCIDADE, PODE SER NUMA TERCEIRA OU QUARTA MARCHAS PODE, SER EM TODAS, DEPENDE. PERCEBI COM GASOLINA.

PERCEBI QUE ELE NAO ANDA. SE ELE DER UMA ACELERADA LEVE ELE NAO ANDA, TENHO QUE ACELERAR UMAS DUAS OU TRES VEZES PARA ACELERAR E DAR UM GIRO NO MOTOR. COM O MOTOR QUENTE E FRIO, PERCEBI COM GASOLINA, OCORRE COM O VEICULO NA MARCHA LENTA, QUANDO ESTOU ACELERANDO, QUANDO VOU SAIR COM O CARRO, NO INICIO PARA PEGAR VELOCIDADE, EM BAIXA VELOCIDADE PORQUE ESTOU SAINDO, NA PRIMEIRA MARCHA.

NOTEI AO TENTAR RETOMAR UMA ACELERACAO, APOS UMA FRENAGEM OU DESACELERACAO, OCORRE COM O MOTOR QUENTE, ACONTECE QUANDO O VEICULO ESTA DESACELERADO, DESACELERO E QUANDO VOLTOU A ACELERAR ELE DEMORA A RESPONDER. NORMALMENTE OCORRE EM BAIXA VELOCIDADE, EM ALTA NEM TANTO, COM A QUARTA OU QUINTA MARCHA. NOTEI O PROBLEMA COM GASOLINA.

E SO NA SUBIDA O CARRO NA SUBIDA NA 1RA MARCHA ELE FICA FALHANDO. SE ESTOU NUMA SUBIDA E PARO. NA HORA DE VOLTAR QUE EU ACELERO ELE DEMORANDO UM POUQUINHO PARA RESPONDER. NOTO ISSO COM O MOTOR QUENTE, EM ACELERACAO E MEDIA VELOCIDADE DE 60 KM POR HORA. NOTEI COM GASOLINA.

PERCEBI UM PROBLEMA COM PERDA DE POTENCIA, FUI ABASTECER O CARRO QUANDO SAI ELE SAIU NORMAL E COM UNS 10 MINUTOS APOS ELE FOI MORRENDO E PERDEU A FORCA, ACENDEU UM LUZINHA NO PAINEL EM VERMELHO E ESCRITO ANTI-POLUICAO. ACONTECEU COM O MOTOR QUENTE PORQUE FUI DAQUI ATE OUTRA CIDADE PARA ABASTECER, ISSO COM O CARRO EM DESACELERACAO PORQUE ELE NAO ANDAVA, FOI PARANDO AOS POUCOS DEPOIS DESLIGUEI E DEI PARTIDA NOVAMENTE, ENTAO IMEDIATAMENTE ELE PEGOU, ESTAVA EM SEGUNDA BEM DEVAGAR EM VELOCIDADE BEM BAIXA, COM ALCOOL.

O MOTOR PERDE POTENCIA QUANDO LIGO O AR. QUANDO EU ESTOU ANDANDO NUMA VELOCIDADE E LIGO O AR CONDICIONADO ELE DEMORA MAIS PARA CONTINUAR AUMENTANDO A VELOCIDADE A QUE EU ESTOU ACELERANDO. E QUANDO ESTOU NUMA VELOCIDADE CONSTANTE PARACE QUE DIMINUI, PERDE FORCA, PERDE ARRANQUE. ACONTECE COM O MOTOR QUENTE E FRIO, COM O VEICULO EM ACELERACAO, EM ALTA E BAIXA VELOCIDADE. OCORRE EM TODAS AS MARCHAS. EU PERCEBI TANTO COM GASOLINA QUANTO COM ALCOOL.

EU PERCEBI AO USAR O AR CONDICIONADO, QUE O MOTOR PERDE MUITA POTENCIA AO LIGA-LO. OCORRE COM O MOTOR QUENTE E FRIO. OCORRE COM O VEICULO EM ACELERACAO. OCORRE EM ALTA E EM BAIXA VELOCIDADE. OCORRE NORMALMENTE COM A PRIMEIRA E SEGUNDA MARCHAS, ONDE EXIGE MAIS FORCA DO MOTOR E ELE PERDE MUITA POTENCIA. OCORRE USANDO GASOLINA. ESSE PROBLEMA ACONTECE SEMPRE QUE O AR CONDICIONADO ESTA LIGADO.

Fonte: Autor “adaptado de” Pesquisa de satisfação do cliente – QAS W1 2015.

Conforme já mencionado, infelizmente nem todas as reclamações podem ser sub-classificadas por causa da falta de informações claras nas verbalizações, porém é fato que o cliente está insatisfeito com o desempenho longitudinal do seu veículo.

O banco de dados original deste trabalho, inicialmente composto de aproximadamente 170 diferentes modelos de veículos avaliados ao longo de oito pesquisas, foi revisado e reduzido de acordo com os critérios indicados abaixo:

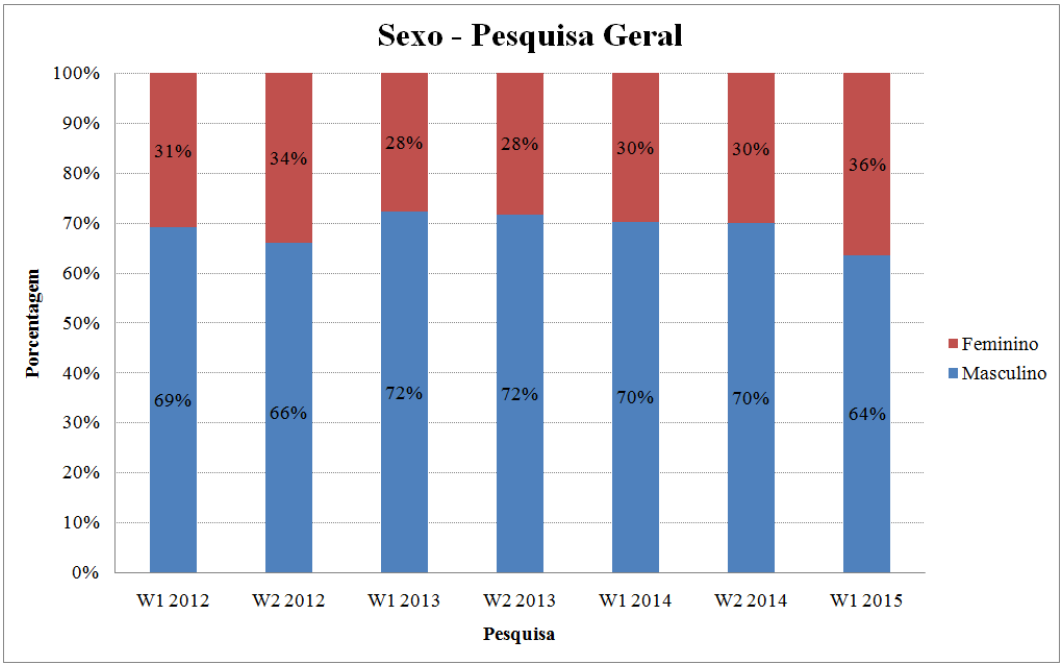
a) Somente os modelos de veículos avaliados a partir de 2007, em testes de desempenho padronizados, conforme será visto no capítulo a seguir, foram considerados no banco de dados final;
b) O escopo desta pesquisa envolve veículos de passeio, logo os veículos comerciais e comerciais leves foram excluídos do banco de dados final;
c) Reclamações de perda de potência geradas por falha mecânica ou elétrica foram excluídas do banco de dados, assim como as reclamações referentes ao acionamento do sistema de embreagem. A análise foi realizada através da interpretação das verbalizações;

d) Modelos de veículos com menos de trinta entrevistas realizadas e elegíveis para a pesquisa foram excluídos do banco de dados por causa da baixa confiabilidade dos resultados obtidos, a qual não atende um intervalo de confiança de 90%, conforme discutido no capítulo 3.2.

3.4 RESULTADOS GERAIS DA PESQUISA DE SATISFAÇÃO DO CLIENTE

Os resultados gerais da pesquisa ajudam a entender um pouco sobre a evolução do mercado brasileiro de veículos automotores. Os dados aqui apresentados não se referem somente à reclamação de perda de potência do motor, mas sim a todo o universo de clientes entrevistados nas pesquisas realizadas no período de 2012 a 2015. A primeira característica analisada, conforme apresentado no gráfico 10, é o sexo dos clientes que participaram da pesquisa. Com base no gráfico gerado a partir dos dados históricos da pesquisa, verifica-se que no período avaliado houve oscilação da porcentagem de clientes do sexo masculino e feminino, porém não há uma tendência clara. A média dos últimos três anos da pesquisa é de 69% de clientes masculinos e 31% de clientes femininos.

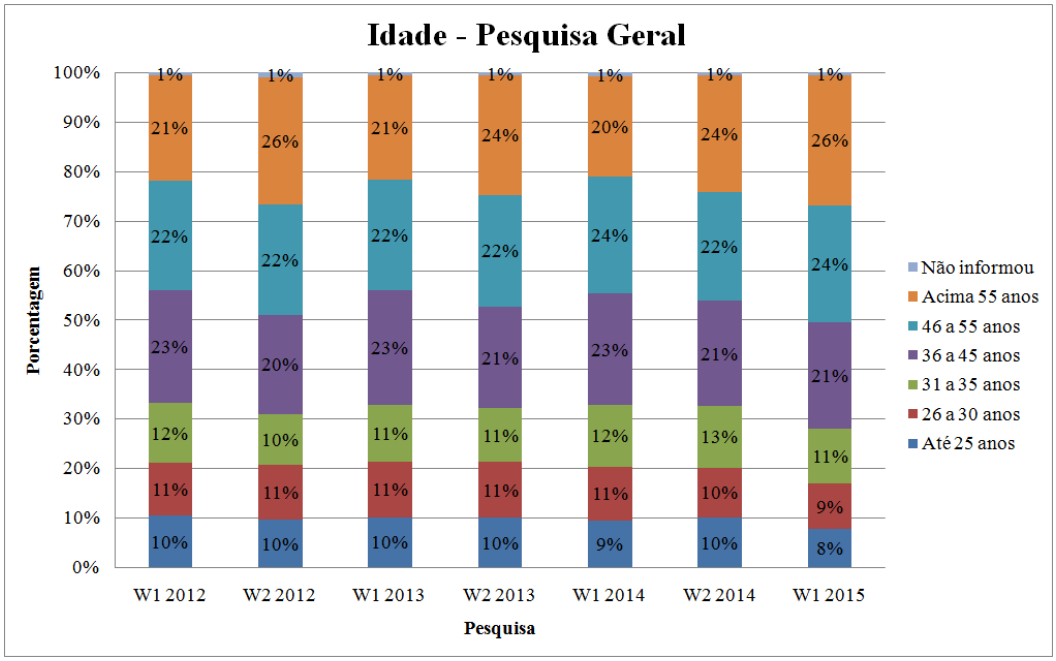
Gráfico 10 - Resultados gerais da pesquisa – Sexo



Fonte: Autor “adaptado de” Pesquisa de satisfação do cliente – QAS 2012-2015.

A idade dos clientes entrevistados também oscila entre as pesquisas, porém no geral não há como afirmar se existe uma tendência de aumento ou diminuição de alguma faixa etária, conforme apresentado no gráfico 11.

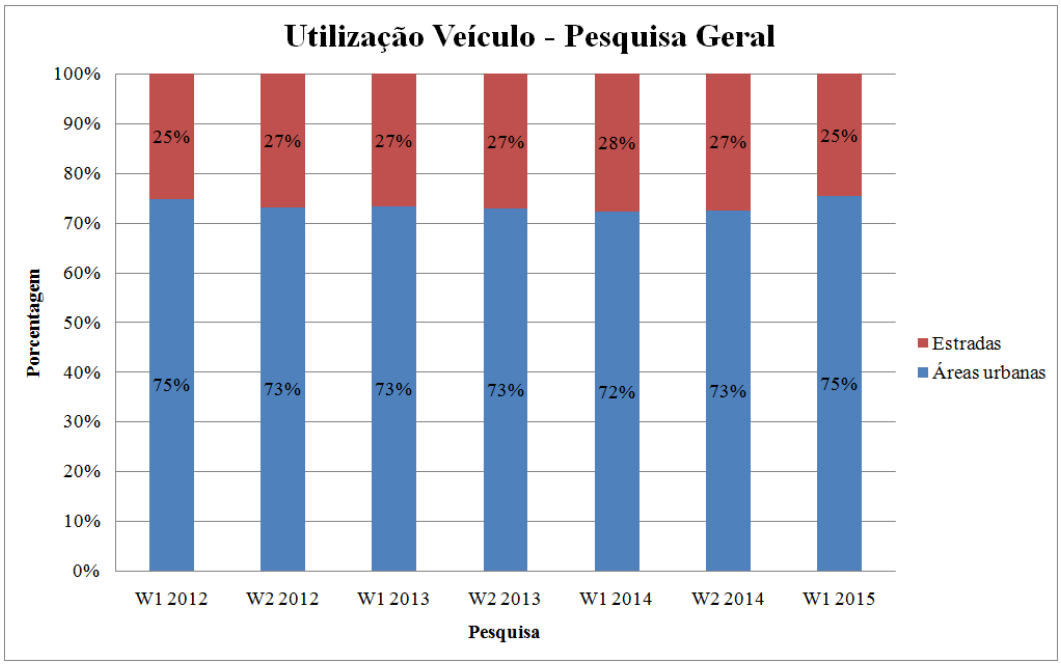
Gráfico 11 - Resultados gerais da pesquisa –Idade



Fonte: Autor “adaptado de” Pesquisa de satisfação do cliente – QAS 2012-2015.

Já para a utilização dos veículos, conforme gráfico 12, é possível identificar que historicamente a utilização em áreas urbanas é significativamente maior do que a utilização em estradas, sendo que para o período dos últimos três anos de pesquisa a média é de aproximadamente 73% da utilização em áreas urbanas e 27% em estradas.

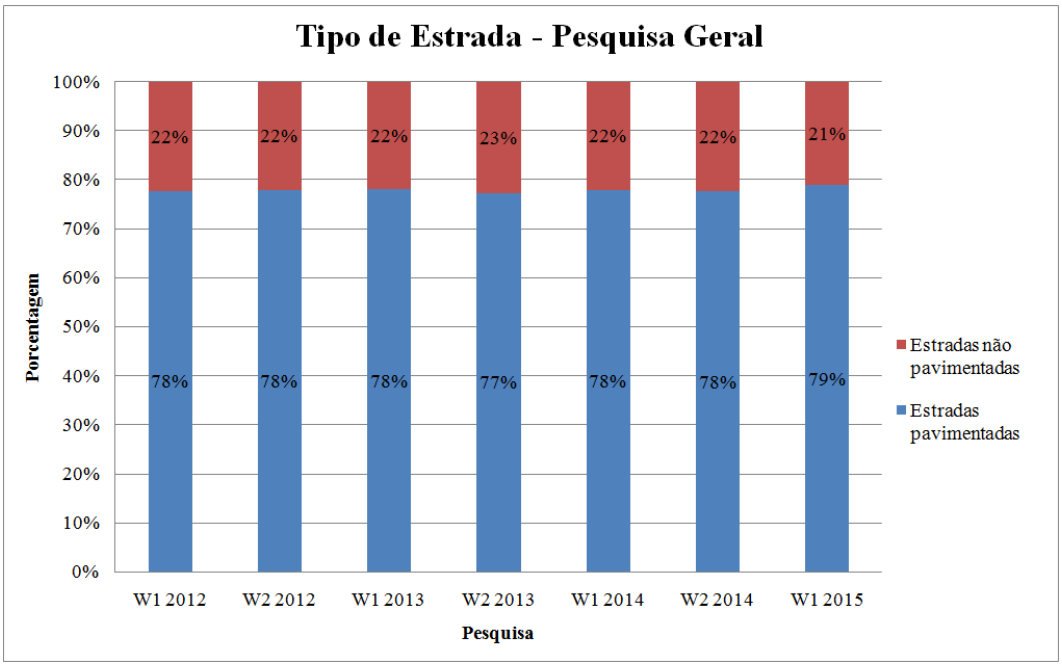
Gráfico 12 - Resultados gerais da pesquisa –Utilização veículo



Fonte: Autor "adaptado de" Pesquisa de satisfação do cliente – QAS 2012-2015.

Outro dado geral da pesquisa, que assim como a utilização do veículo em áreas urbanas ou estradas, permanece praticamente constante ao longo dos três anos na pesquisa é o tipo de estrada, classificado entre estradas pavimentadas e não pavimentadas. A média é de aproximadamente 78% do tempo de utilização do veículo em estradas pavimentadas e 22% do tempo de utilização do veículo em estradas não pavimentadas, conforme gráfico 13.

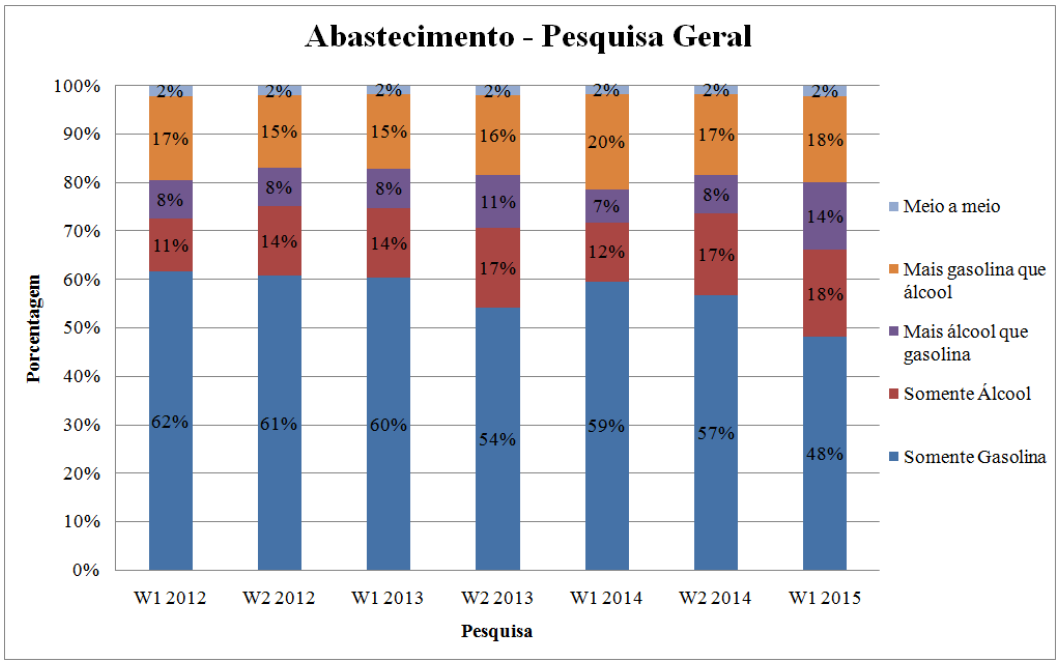
Gráfico 13 - Resultados gerais da pesquisa – Tipo de estrada



Fonte: Autor "adaptado de" Pesquisa de satisfação do cliente – QAS 2012-2015.

Sobre o perfil de abastecimento dos clientes entrevistados, é possível verificar no gráfico 14, que a maior parte dos clientes tem preferência por abastecer o veículo somente com gasolina. Observa-se, com base no histórico, uma tendência de diminuição da porcentagem de abastecimento somente com gasolina, de 62% em 2012 para 48% em 2015, uma tendência de aumento da porcentagem de abastecimento somente com etanol, de 11% para 18%, e uma tendência de aumento do abastecimento com mais etanol do que gasolina, de 8% para 14%.

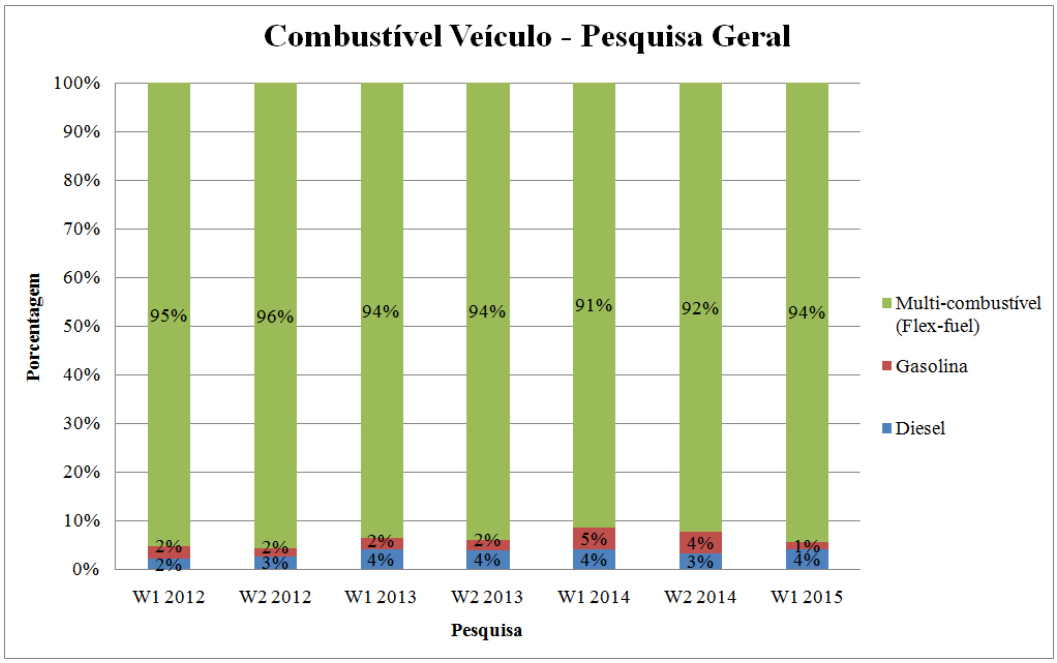
Gráfico 14 - Resultados gerais da pesquisa – Abastecimento



Fonte: Autor "adaptado de" Pesquisa de satisfação do cliente – QAS 2012-2015.

Sobre a motorização dos veículos participantes da pesquisa de satisfação do cliente, observa-se no gráfico 15 que a oferta de veículos com motores multi-combustível é evidentemente maior do que a oferta de veículos movidos a diesel ou somente gasolina, com média de 94% ao longo dos três anos da pesquisa.

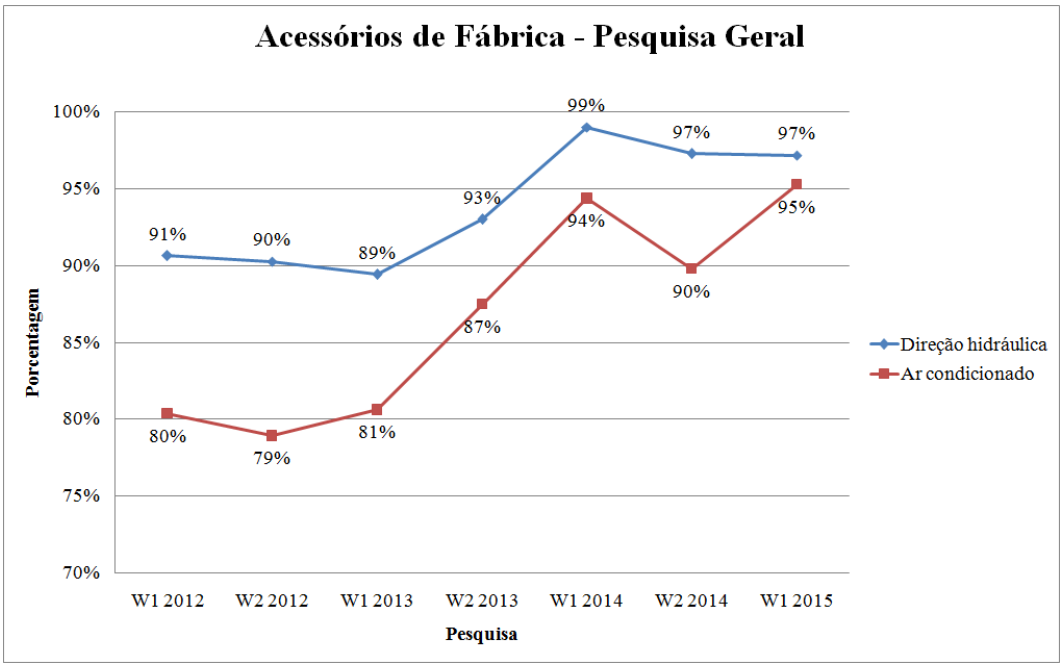
Gráfico 15 - Resultados gerais da pesquisa – Combustível veículo



Fonte: Autor "adaptado de" Pesquisa de satisfação do cliente – QAS 2012-2015.

Conforme o gráfico 16 é observável que, ao longo da pesquisa, mais precisamente a partir de 2013, houve um aumento significativo na taxa de instalação de dois acessórios de fábrica que influenciam diretamente o consumo energético do motor e, consequentemente, o desempenho dos veículos: ar-condicionado e direção assistida, sendo que o primeiro é inclusive citado em diversas verbalizações de perda de potência, conforme visto no capítulo 3.3 sobre a revisão do banco de dados.

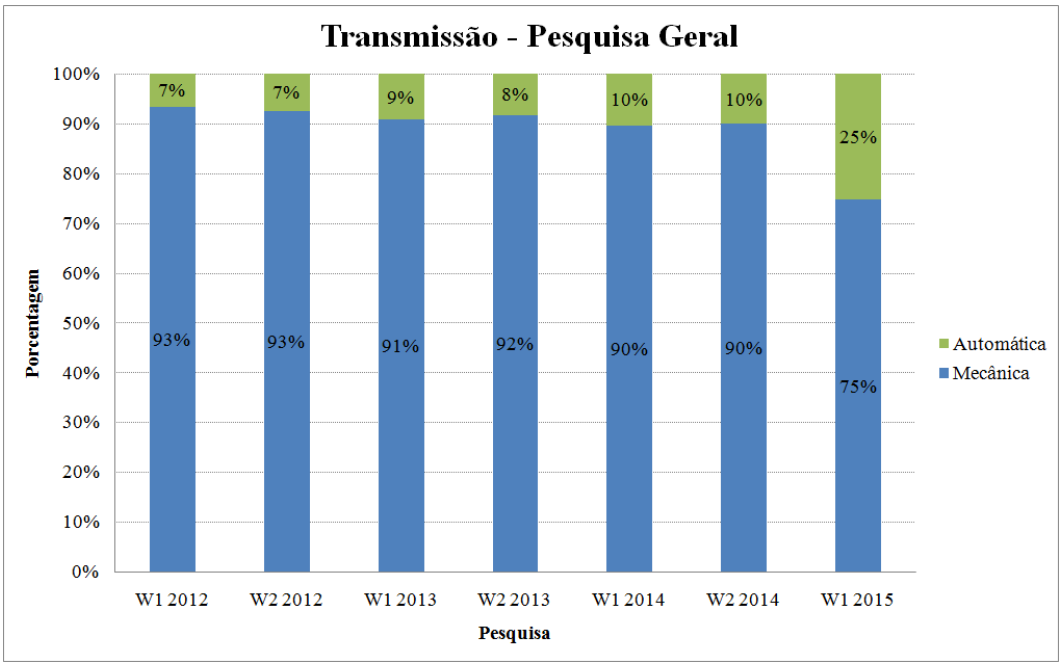
Gráfico 16 - Resultados gerais da pesquisa – Acessórios de fábrica



Fonte: Autor "adaptado de" Pesquisa de satisfação do cliente – QAS 2012-2015.

A porcentagem de veículos com transmissão manual é significativamente maior do que a de veículos com transmissão automática, porém, conforme apresentado no gráfico 17, ao longo das pesquisas verifica-se uma tendência de aumento da aplicação de transmissão automática, já que a mesma sobe de 7% em 2012 para 10% em 2014 e finalmente para expressivos 25% em 2015 conforme última pesquisa. É importante lembrar que para o cliente uma transmissão é considerada automática quando a troca de marcha ocorre sem a intervenção do condutor, logo neste grupo são considerados os veículos equipados com transmissão totalmente automática, automatizada e continuamente variável. Estes conceitos de transmissão serão apresentados no capítulo 4.1.2.2.

Gráfico 17 - Resultados gerais da pesquisa – Transmissão



Fonte: Autor “adaptado de” Pesquisa de satisfação do cliente – QAS 2012-2015.

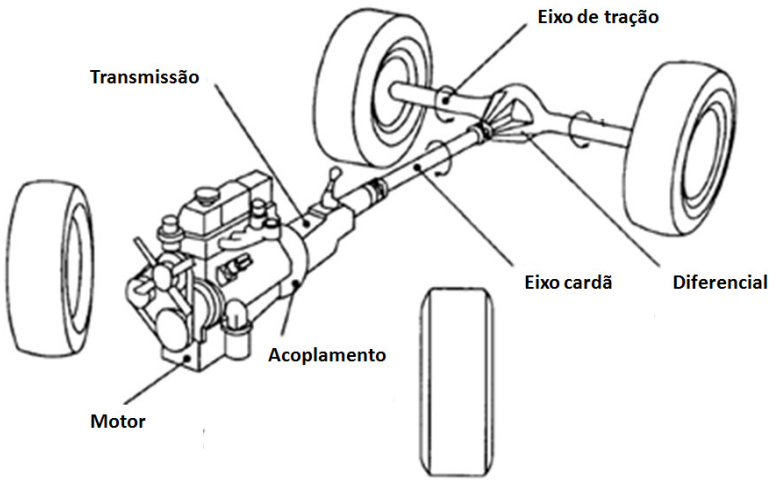
4 SUBSISTEMAS VEICULARES

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os subsistemas veiculares que exercem influência sobre o desempenho longitudinal de um veiculo e impactam na percepção do condutor e, consequentemente, no índice de reclamação do cliente.

4.1 TREM DE FORÇA

O trem de força é o conjunto de componentes veiculares responsáveis pela geração e transferência de movimento do veículo para o pavimento. O movimento gerado pelo motor de combustão interna é transferido para a caixa de marchas através de um sistema de acoplamento e é escalonado conforme a marcha selecionada na caixa de marchas, sendo posteriormente transferido ao diferencial e transmitido ao pavimento pelo contato com o conjunto pneu e roda. A figura 18 representa o trem de força de um veículo com motor dianteiro e tração traseira.

Figura 18 - Trem de força de um veículo com tração traseira e motor longitudinal



Fonte: Autor “adaptado de” Gillespie, 1992, p. 24

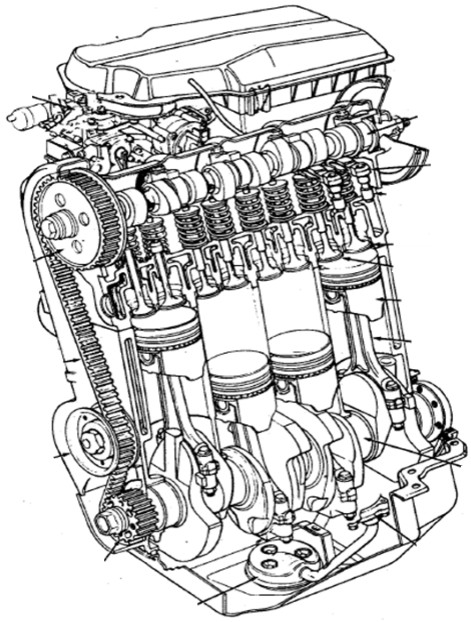
4.1.1 Motores de combustão interna

Apesar do motor de combustão interna ser apenas um dos subsistemas veiculares, é percebido pelo cliente como o principal responsável, senão único, pela sensação de falta de

potência do veículo. Após a introdução teórica sobre este subsistema, será apresentado o impacto que diferentes conceitos de motores de combustão interna e a aplicação de novas tecnologias causam na percepção do cliente.

Os motores de combustão interna do tipo alternativo são os mais comuns de serem aplicados em veículos de passeio. Através do conceito biela-manivela este motor é capaz de transformar o movimento alternativo dos pistões em movimento rotativo na árvore de manivelas ou virabrequim. A figura 19 ilustra um motor alternativo.

Figura 19 - Motor alternativo



Fonte: Heywood, 1988, p.13

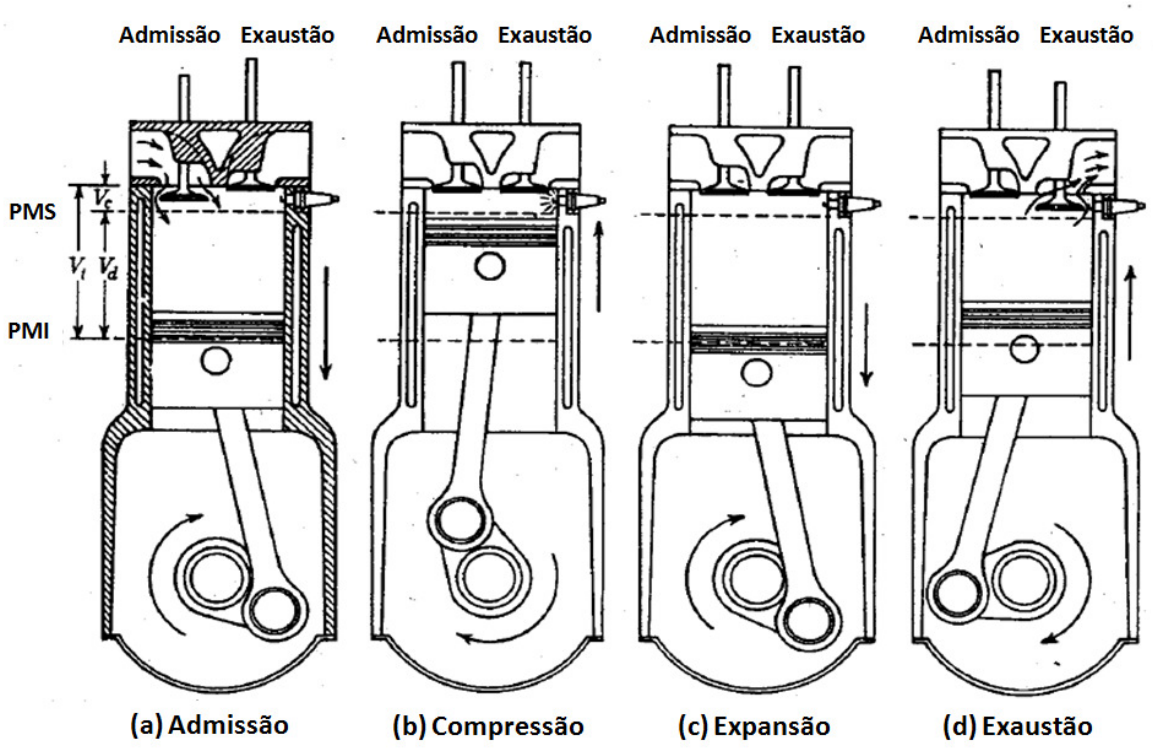
Os motores alternativos de combustão interna podem ser classificados quanto à ignição, por faísca (ciclo Otto) ou espontânea (ciclo Diesel) e quanto ao número de tempos do ciclo (dois tempos ou quatro tempos). Os veículos considerados nesta pesquisa possuem motor de combustão interna ciclo Otto com quatro tempos, porém abordaremos também os motores de combustão interna ciclo Diesel de forma superficial para possibilitar a comparação entre estes dois tipos de ciclo.

Ao contrário dos motores ciclo Diesel, de combustão interna por ignição espontânea, os motores de combustão interna ciclo Otto possuem ignição por faísca, ou seja, a combustão do fluido é provocada pela faísca que salta entre os eletrodos de uma vela de ignição e atinge a mistura de combustível e ar previamente dosada e admitida através da válvula de admissão.

A ignição desta mistura dentro da câmara de combustão provoca o aumento da pressão e consequente movimentação do pistão.

Conforme descrito por Brunetti (1992), o ciclo de operação é o conjunto de processos sofridos pelo fluido ativo que se repetem periodicamente. Cada tempo corresponde a um curso do pistão. No ciclo de um motor quatro tempos o pistão percorre quatro vezes o curso, rotacionando a árvore de manivelas por duas voltas completas. Na figura 20 estão representados os quatro tempos ou ciclos de um motor ciclo Otto e abaixo está descrito o que ocorre em cada um dos ciclos, para um motor ciclo Otto de injeção indireta.

Figura 20 - Quatro tempos de um motor ciclo Otto



Fonte: Autor “adaptado de” Heywood, 1988, p.10

(a) – O primeiro ciclo é o da admissão, no qual o pistão se desloca do ponto morto superior (PMS) ao ponto morto inferior (PMI) aspirando a mistura combustível-ar para dentro da câmara de combustão através da válvula de admissão que está aberta.

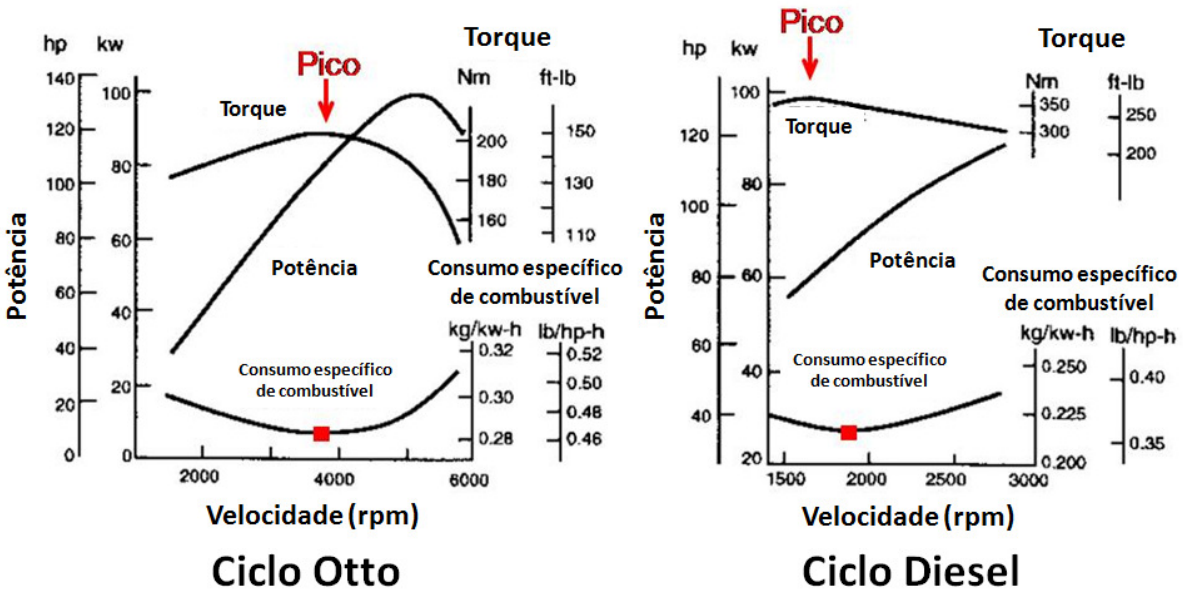
(b) – O segundo ciclo é o da compressão, que ocorre a partir do fechamento da válvula de admissão e deslocamento do pistão do PMI ao PMS gerando a compressão da mistura combustível-ar.

(c) – O terceiro ciclo é o da expansão, no qual ocorre o trabalho útil do motor. A mistura combustível-ar entra em ignição quando a faísca gerada pela vela salta para a mistura, gerando aumento de pressão na câmara de combustão e impelindo o pistão para o PMI.

(d) – O quarto e último ciclo é o da exaustão, quando a válvula de escape é aberta e o pistão desloca-se do PMI para o PMS, empurrando os gases gerados pela combustão da mistura para fora do cilindro. Após este ciclo, o motor reinicia os quatro ciclos a partir da admissão.

Segundo Gillespie (1992), o motor de um veículo pode ser caracterizado pelas curvas de torque e potência em relação à velocidade angular do virabrequim. Conforme exposto no gráfico 21, a curva de torque típica de motores ciclo Otto possui o seu pico máximo geralmente na região intermediária da faixa de rotação de funcionamento deste motor, já os motores ciclo Diesel possuem uma curva de torque tipicamente com o seu pico máximo na região de baixa rotação. Além disso, a curva de torque de um motor ciclo Diesel é tipicamente mais plana em relação à curva de torque de um motor ciclo Otto. Conforme veremos mais adiante, quanto maior o torque em baixas rotações, maior a percepção do cliente quanto ao desempenho veicular. Já sobre a curva de consumo específico de combustível, um motor ciclo Otto possui o seu ponto de menor consumo tipicamente na região intermediária da faixa de rotação, enquanto o motor ciclo Diesel possui este ponto tipicamente em baixas rotações.

Gráfico 21 - Curvas de torque e potência típicas de motores ciclo Otto e Diesel



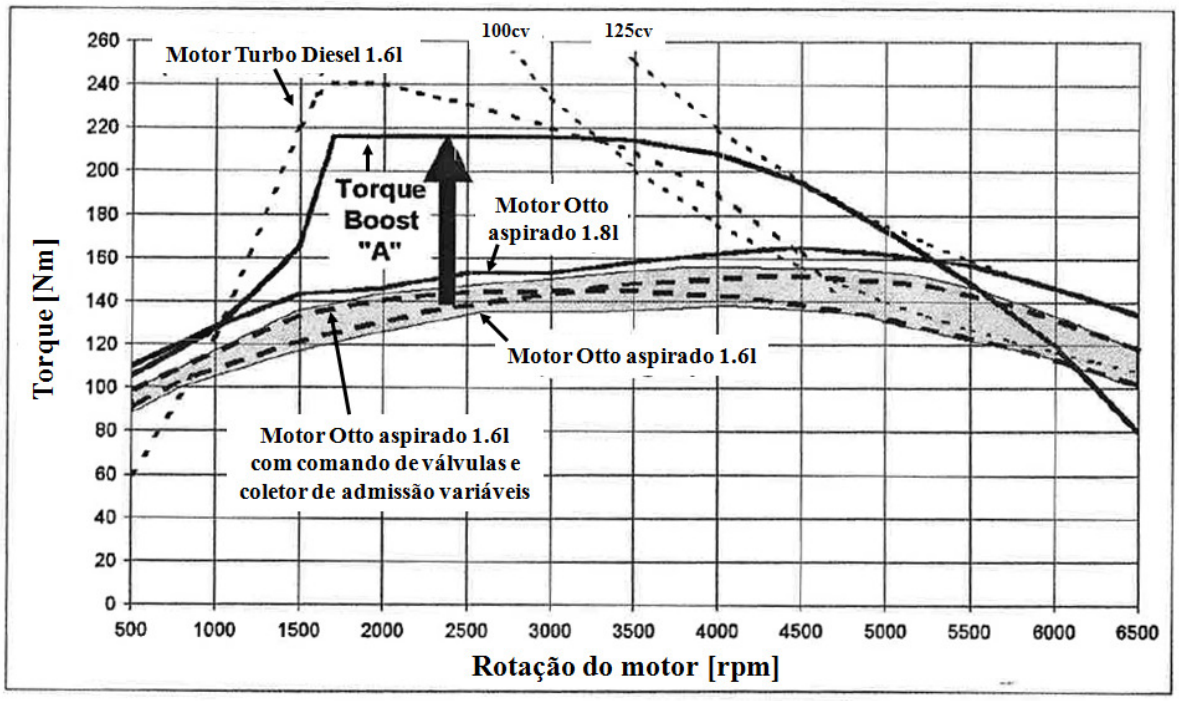
Fonte: Autor “adaptado de” Gillespie, 1992, p.22

Segundo Rechs et al. (2002), ao compararmos motores ciclo Otto e Diesel, constata-se que a potência nominal do motor não corresponde à percepção subjetiva de desempenho. Segundo o autor, um veículo do segmento médio com motor ciclo Diesel de 85 kW teria uma percepção de desempenho atestada por revistas especializadas como boa ou muito boa, enquanto o mesmo veículo com motor ciclo Otto de mesma potência teria uma percepção de desempenho atestada como ruim, ou seja, com motorização sub-dimensionada para a aplicação em um veículo desta classe. Isto se deve à característica de alto torque em baixas rotações, típica de motores ciclo Diesel, sendo esta a faixa de rotação mais utilizada na condução diária. Esta constatação está de acordo com a seguinte citação de Carroll Shelby: "*Horsepower sells cars and torque wins races"*, ou "Potência vende carros e torque ganha corridas". Com base nesta citação, entende-se que a métrica potência é um ótimo argumento para a venda de veículos, porém a métrica torque, principalmente quando disponível desde baixas rotações, é a que impacta mais significativamente no desempenho longitudinal de um veículo.

No artigo *Torque Boost – Torque Increase and Fuel Economy Improvement during real world driving*, de Rechs et al. (2002), são apresentadas algumas tecnologias possíveis de serem aplicadas em um motor ciclo Otto, com o intuito de que a curva característica de torque se aproxime à curva de torque típica de um motor ciclo Diesel. O referido artigo utilizou como base um motor ciclo Otto de 1.600 cm^3 e 74 kW, ou 100 cv, cuja curva de torque está apresentada no gráfico 22, assim como as curvas de torque que serão apresentadas a seguir como resultado da aplicação de novas tecnologias a este motor. Verifica-se que a curva de torque do motor base é a mais baixa de todas as curvas, porém com a aplicação de um comando de válvulas variável e de um coletor de admissão variável ocorre a elevação desta curva, ficando próxima da curva de um motor com maior cilindrada, no caso 1.800 cm^3, com comando de válvulas não variável e coletor de admissão também não variável. Sobre o sistema de comando de válvulas variável, Bosch (2005, p. 474) diz que "[...] o comando variável de válvulas permite o ajuste da fase dos eixos do comando de válvulas em relação ao virabrequim, sem afetar o período de abertura das válvulas e o levantamento das mesmas." Já sobre o coletor de admissão variável, este pode ser através da comutação para diferentes volumes de admissão ou ajuste do comprimento dos canais de admissão. Através da sobre-alimentação do motor base com 1.600 cm^3 é possível obter uma curva de torque próxima à curva de um motor ciclo Diesel de mesma cilindrada e também sobre-alimentado. A alteração da curva de torque é indicada na figura 22 através da seta, denominada como Torque Boost "A". A potência é aumentada para 92 kW, ou 125 cv, e em comparação com a curva de torque

do motor base, o ponto de torque máximo é alcançado em rotações significativamente mais baixas. Sobre o conceito de um sistema de sobre-alimentação de um motor, Bosch (2005, p. 476) diz que "a potência de um motor é proporcional ao fluxo de ar-massa. Visto que este fluxo de ar é, por sua vez, proporcional à densidade do ar, a potência de um motor, em um deslocamento e velocidade específicos, pode ser aumentada através da pré-compressão do ar antes que ele entre nos cilindros."

Gráfico 22 – Comparativo de conceitos para aumento da curva de torque do motor

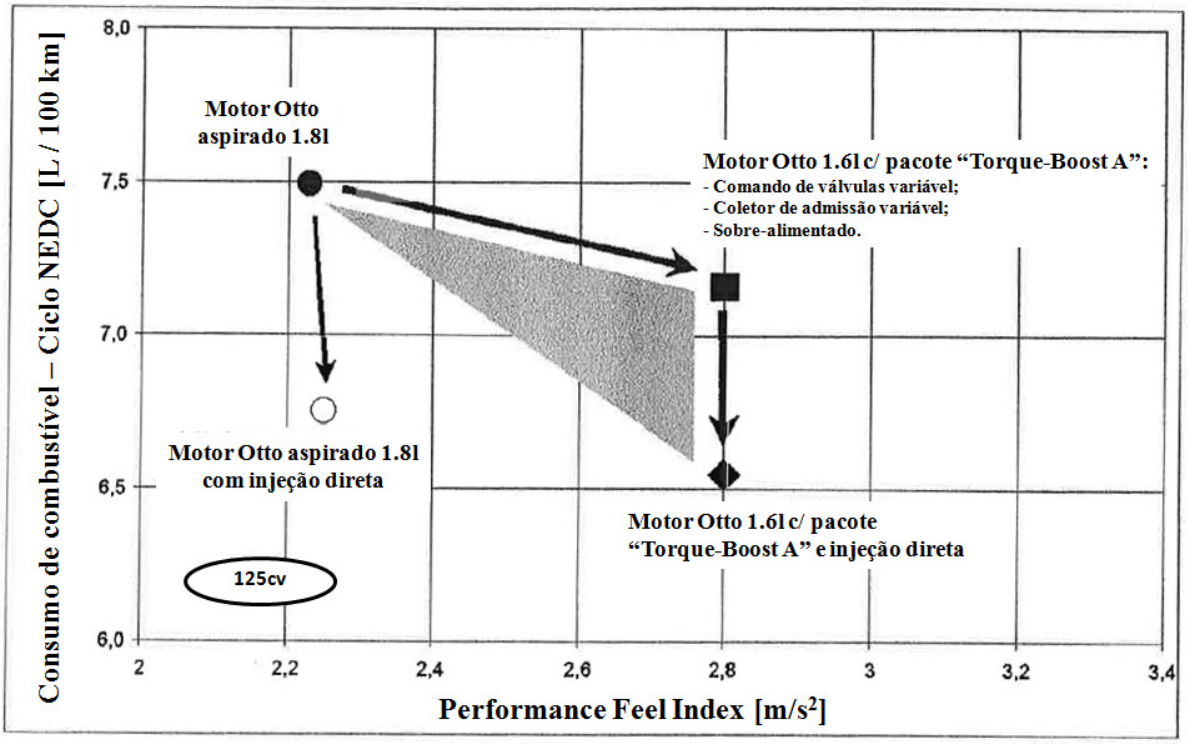


Fonte: Autor "adaptado de" Torque Boost – Torque Increase and Fuel Economy Improvement during real world driving, 2002, p.310

O gráfico 23 apresenta o impacto que as alterações propostas para o aumento da curva de torque do motor geram no consumo de combustível do veículo, conforme *New European Driving Cycle* (NEDC), ou novo ciclo europeu de condução para a medição do consumo de combustível, e no *Performance Feel Index* (PFI), ou índice de percepção de performance longitudinal do veículo. Neste gráfico são comparados 4 conceitos de motor ciclo Otto, aplicados a um mesmo veículo, quanto ao consumo de consumo de combustível e à métrica PFI. O motor aspirado 1.8l é o que apresenta o maior consumo de combustível (7,5 L/100km) e o menor PFI (aprox. 2,22 m/s^2). Este mesmo motor, porém com injeção direta de combustível, apresenta um consumo de combustível de aprox. 6,7 L/100km, redução de

aprox. 10%, e um PFI de aprox. 2,26 m/s^2. Com base nestes resultados, observa-se que a aplicação de um sistema de injeção direta de combustível impacta de maneira mais significativa sobre a redução do consumo de combustível do veículo do que sobre o aumento do desempenho longitudinal do veículo e a respectiva percepção do condutor. Já na comparação entre o motor aspirado 1.8l e o motor 1.6l com o pacote Torque-Boost "A", composto por comando de válvulas variável, coletor de admissão variável e sobre-alimentação, observa-se que há uma redução no consumo de combustível de aprox. 4% e um aumento no PFI de aprox. 26%, sendo os valores obtidos para este motor de 7,2 L/100km e 2,80 m/s^2, respectivamente. Aplicando-se a injeção direta de combustível a este motor, verifica-se que o PFI é muito próximo ao do motor com injeção indireta de combustível, porém o consumo de combustível é reduzido em aprox. 13% em relação ao motor base 1.8l, com consumo de aprox. 6,55 L/100km, atingindo o menor consumo entre os quatro motores avaliados. Além dos sistemas estudados neste capítulo, são citadas neste artigo outras tecnologias como: taxa de compressão variável, sobre-alimentação através de turbo compressor eletricamente assistido e virabrequim com sistema de motor de partida e alternador integrados.

Gráfico 23 - Consumo de combustível vs. PFI



Fonte: Autor "adaptado de" Torque Boost – Torque Increase and Fuel Economy Improvement during real world driving, 2002, p.317

4.1.2 Transmissão

Segundo Bosch (2005), “a transmissão de um automóvel tem a função de fornecer as forças de tração e impulsão necessárias para induzir o movimento.” Além disso, é citado que “as relações de transmissão dos elementos da transmissão adaptam o torque disponível à força de tração requerida no momento.”

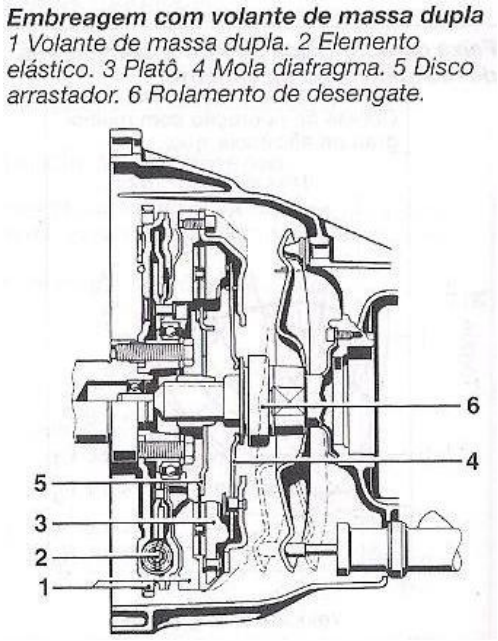
Conforme será abordado neste capítulo, diferentes conceitos de sistema de acoplamento e de transmissão causam diferentes impactos na percepção do cliente ao avaliar o desempenho geral do veículo. Quanto menor a eficiência do sistema, menor será o torque disponível nas rodas trativas do veículo e, consequentemente, menor será o desempenho longitudinal do mesmo e maior será o índice de reclamação esperado. Outro fator que influencia na percepção geral do cliente é a forma como ocorre a troca de marcha e se há interrupção na transmissão de torque para as rodas trativas, assim como se o escalonamento de marchas está corretamente projetado para o respectivo veículo.

4.1.2.1 Sistemas de acoplamento do motor com a transmissão

Através do acoplamento e desacoplamento do motor com a caixa de transmissão é possível o arranque do veículo, a interrupção da transmissão e a parada do veículo. Neste capítulo serão apresentados os sistemas de embreagem por fricção e conversor hidrodinâmico de torque.

O sistema de acoplamento mais comum de ser utilizado em veículos com transmissão manual ou automatizada é o da embreagem de fricção com disco seco, para o qual os principais componentes estão indicados na figura 24. O disco de embreagem está ligado diretamente à árvore motriz da caixa de transmissão e o volante do motor e o platô estão ligados diretamente ao motor. A embreagem está acoplada quando a mola diafragma pressiona o platô e o disco de embreagem contra o volante do motor. Nesta condição é possível a transmissão do torque do motor para a caixa de transmissão. Para o desacoplamento da embreagem é necessária a aplicação de uma força no centro do platô, reduzindo o atrito do disco de embreagem contra o volante do motor até que o contato não exista entre estes dois componentes e o motor e a caixa de transmissão rotacionem independentemente. A condição de desacoplamento é necessária para possibilitar a troca de marchas e a parada total do veículo, já os regimes de transição entre desacoplamento e acoplamento são importantes para o arranque do veículo.

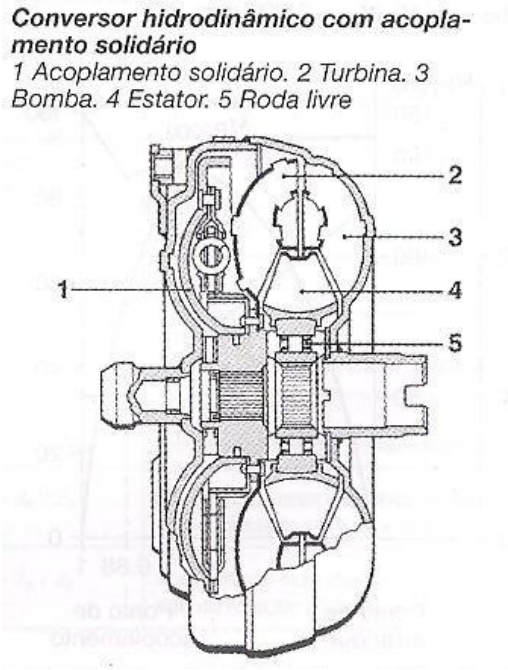
Figura 24 - Embreagem de fricção com disco seco



Fonte: BOSCH, 2004, p.738

Os componentes que fazem parte de um sistema conversor hidrodinâmico de torque com acoplamento solidário estão representados na figura 25. Este sistema transmite o torque do motor para a transmissão automática através da energia cinética do óleo, pois, resumidamente, a bomba transforma a energia mecânica do motor em cinética do óleo e a turbina transforma novamente a energia cinética em mecânica para a geração de torque no sistema de transmissão. Entre a bomba e a turbina existe um estator, responsável por direcionar o óleo para recirculação na bomba. Este conceito de acoplamento é normalmente utilizado com caixas de mudanças de múltiplas velocidades ou transmissões continuamente variáveis.

Figura 25 - Conversor hidrodiâmico de torque



Fonte: BOSCH, 2004, p.739

Segundo Bosch (2005), o sistema conversor hidrodinâmico de torque é praticamente livre de desgastes, porém possui um fator de eficiência hidráulica que atinge em altas rotações um valor de aproximadamente 97%, ou seja, menor eficiência se comparado ao sistema de embreagem por fricção operando em regime de funcionamento sem escorregamento. Esta eficiência impacta do desempenho longitudinal do veículo e, consequentemente, é esperado que impacte de maneira negativa sobre o índice de reclamação do cliente.

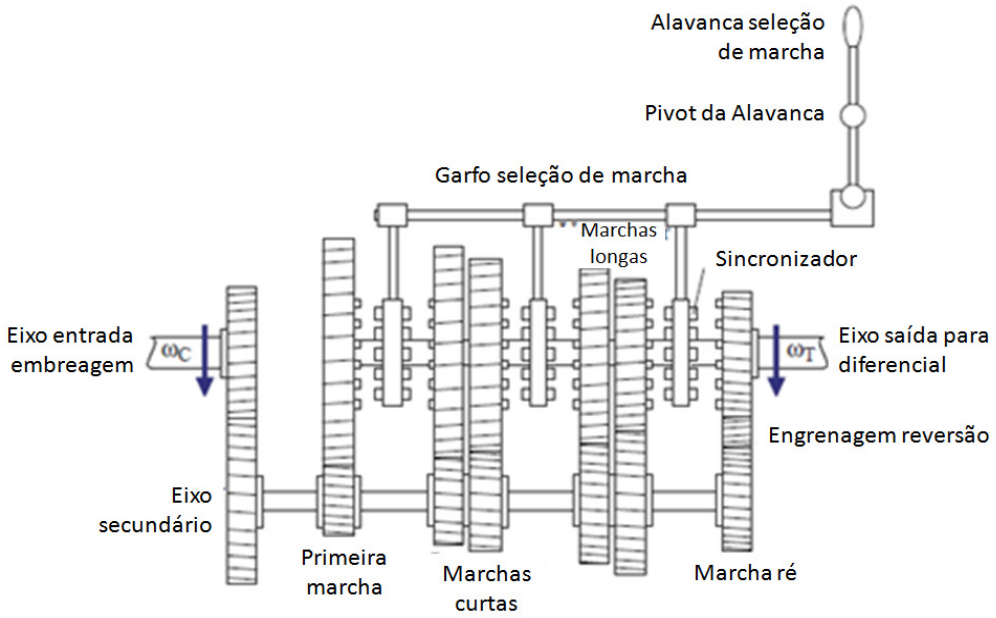
4.1.2.2 Conceitos de transmissão

As diferentes transmissões utilizadas nos veículos que fazem parte desta pesquisa podem ser classificadas em 3 conceitos: manuais, automáticas (automatizadas e totalmente automáticas) e continuamente variáveis.

A transmissão com mudança manual de marchas está representada na figura 26, para a qual a principal característica é a de que o condutor escolhe a marcha ou relação de transmissão que deseja utilizar e é responsável pela troca de marcha. A caixa de mudanças possui um ou mais conjuntos de engrenagens continuamente engrenadas e que permite a troca da relação de transmissão através de um mecanismo de alavanca de câmbio e articulações ou cabos tensores. Para um engate de marchas correto e confortável ao condutor é necessário que

os elementos que serão engrenados sejam sincronizados. Este processo de sincronismo é realizado pelos anéis de sincronização através de um acoplamento por fricção que permite o engate da marcha somente se as engrenagens atingirem velocidades angulares iguais ou muito próximas.

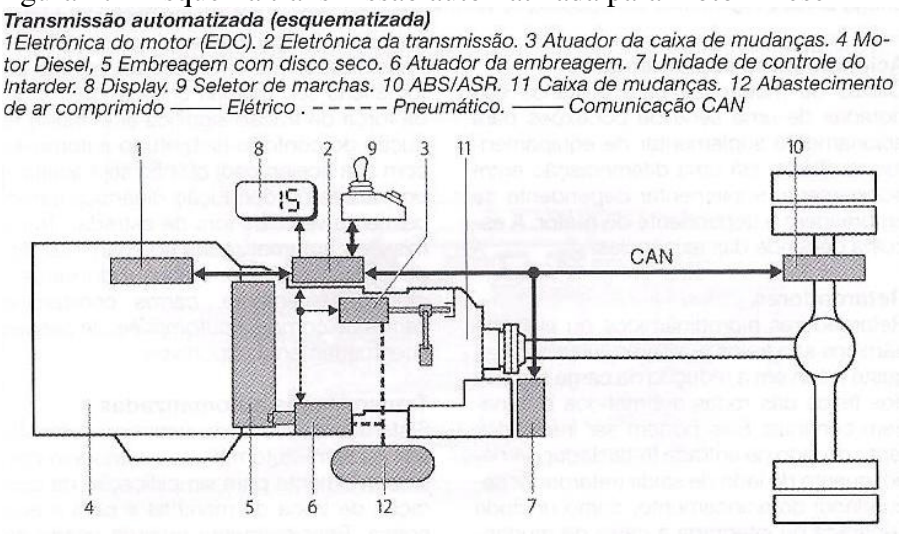
Figura 26 - Transmissão manual



Fonte: Autor “adaptado de” Rill, 2009, p.77

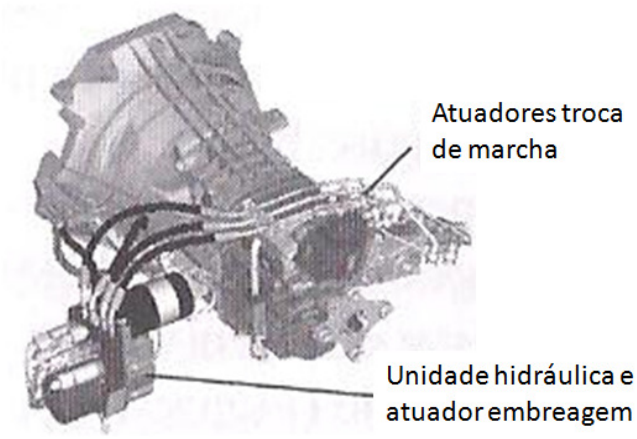
A transmissão automatizada é basicamente uma transmissão manual para a qual todo o procedimento necessário para a troca de marchas é realizado por um conjunto de atuadores elétricos ou eletro-hidráulicos. Sendo assim, durante o procedimento de troca de marcha ocorre temporariamente a interrupção da força de tração e propulsão do veículo. Algumas vantagens da transmissão automatizada sobre a manual são a otimização do consumo de combustível, através da troca automática computadorizada, e a redução de esforço do condutor, diminuindo o estresse na condução. A figura 27 demostra o esquema de transmissão automatizada para motor Diesel e os principais componentes que fazem parte deste sistema, já a figura 28 demonstra a transmissão automatizada de um veículo de passeio.

Figura 27 - Esquema transmissão automatizada para motor Diesel



Fonte: BOSCH, 2004, p.744

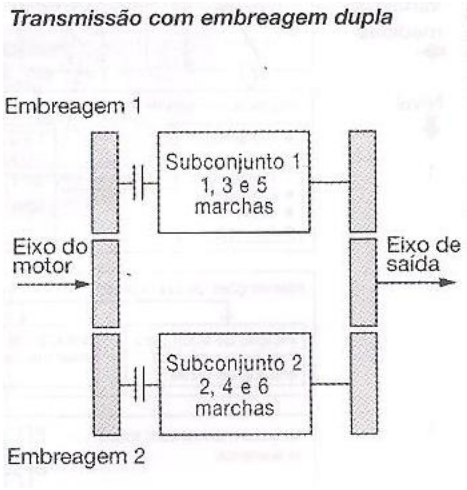
Figura 28 - Transmissão automatizada



Fonte: Autor “adaptado de” Naunheimer, 2011, p.11

Esta interrupção da força de tração pode ser perceptível ao condutor e, dependendo da categoria do veículo, pode-se utilizar um conceito de embreagem dupla ao invés de simples para reduzir esta sensação de “vazio” durante a troca de marcha. Além da sensação de “vazio”, esta interrupção da força de tração, que também ocorre durante a troca de marchas de uma transmissão manual, significa uma momentânea perda de desempenho. Utilizando-se o conceito de embreagem dupla, inexiste a sensação de “vazio durante a troca de marcha” e o desempenho longitudinal do veículo é superior se comparado a um mesmo veículo com conceito de embreagem simples. Para o conceito de embreagem dupla, cada uma das embreagens está conectada a um subconjunto de engrenagens sincronizado, um para marchas pares e outro para marchas ímpares, conforme apresentado na figura 29.

Figura 29 - Embreagem dupla

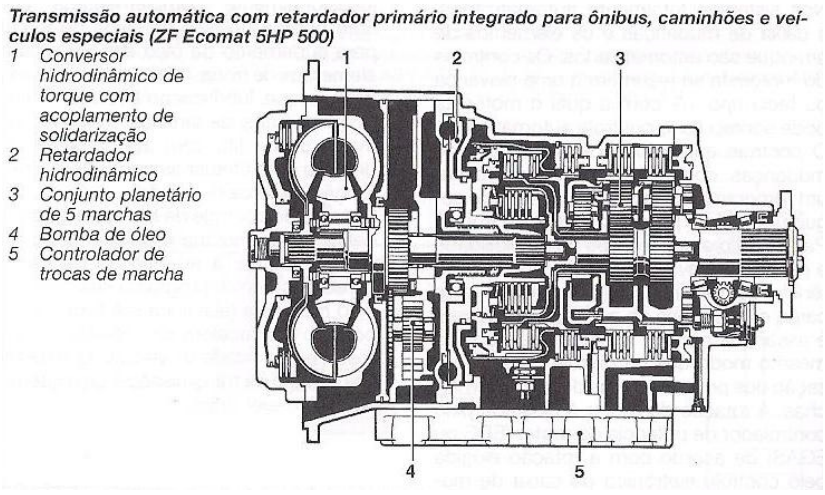


Fonte: BOSCH, 2004, p.747

Assim como a transmissão automatizada, a transmissão totalmente automática é capaz de efetuar o arranque e a troca de marchas sem a interferência do condutor. Já ao contrário da transmissão automatizada, a transmissão totalmente automática tem a vantagem de realizar a troca de marcha sob carga e por consequência manter a propulsão do veículo durante o procedimento de troca de marcha. A sensação tipicamente expressa por um condutor de veículo com transmissão totalmente automática é a de que o momento da troca de marcha é pressentido como uma "bolha que enche, estoura e inicia uma outra bolha". Por outro lado, o princípio da transmissão totalmente automática possui uma eficiência de transmissão menor do que as manuais e automatizadas, conforme descrito no capítulo 4.1.2.1 sobre sistemas de acoplamento do motor com a transmissão, mais precisamente sobre o sistema conversor hidrodinâmico de torque.

Na figura 30 estão representados os principais componentes de uma transmissão automática.

Figura 30 - Transmissão totalmente automática

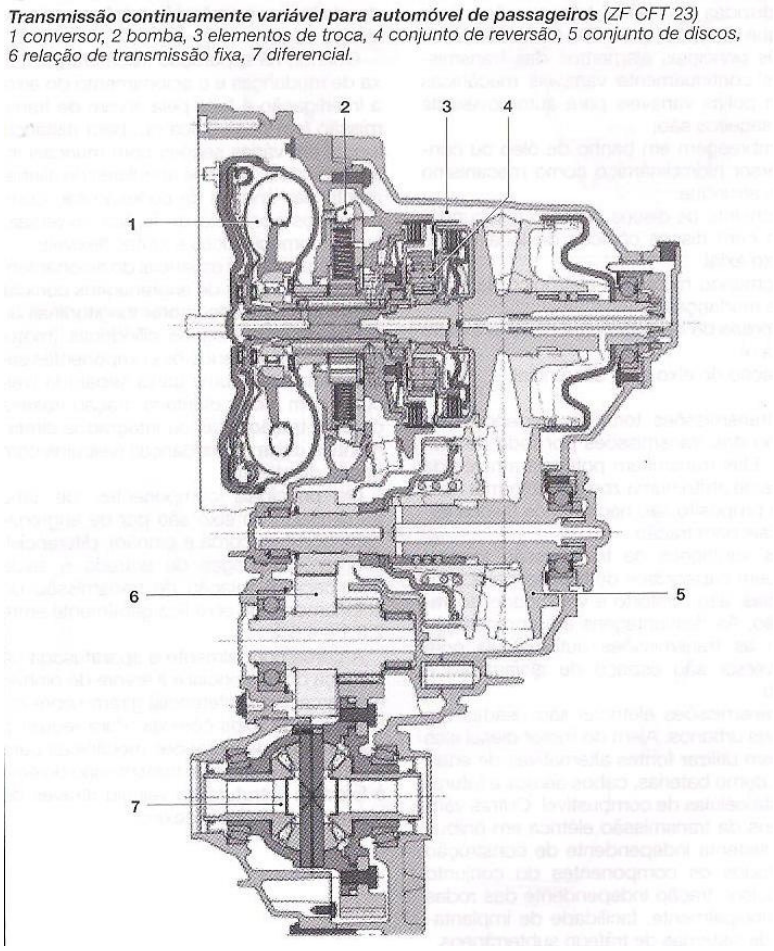


Fonte: BOSCH, 2004, p.746

Sobre o conceito de transmissão continuamente variável (CVT), trata-se de uma transmissão automática porém a sua relação é continuamente variável para obter o melhor compromisso entre consumo de combustível e força de tração. O sistema normalmente utilizado em veículos de passeio com tração dianteira é o de correia segmentada ou de corrente de tração. Outro conceito existente é o de transmissão por roda fricção, ou toroidal, que transmite potência através da força de atrito em uma zona puntiforme.

Na figura 31 estão representados os principais componentes de uma transmissão continuamente variável.

Figura 31 - Transmissão continuamente variável



Fonte: BOSCH, 2004, p.749

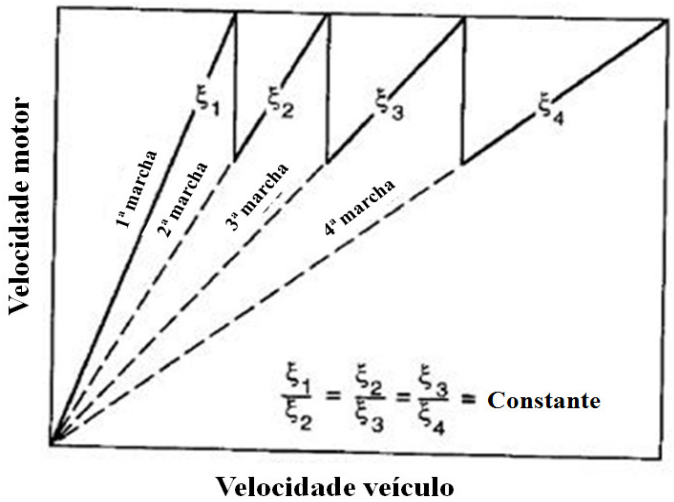
4.1.2.3 Relação de marcha

No contexto atual da indústria automobilística com foco no desenvolvimento de projetos veiculares energeticamente mais eficientes, uma das medidas que podem ser adotadas é o alongamento da relação de marcha, possibilitando que o motor trabalhe em rotações mais baixas. Por outro lado, o alongamento excessivo da relação de marcha pode prejudicar o desempenho de aceleração longitudinal do veículo e, consequentemente, passar ao condutor a percepção subjetiva de que o motor do veículo possui pouca potência. Condições específicas da condução diária do veículo devem ser levadas em conta no projeto, como retomadas em baixa velocidade, típicas de saída de lombada, retomadas em alta velocidade, típicas de ultrapassagem, e capacidade de rampa, típica para arranque ou manobra de estacionamento do veículo em aclives. Algumas condições são características do mercado brasileiro, as quais podem não ser comuns em outros mercados, como a passagem por lombadas ou acesso ao

estacionamento de prédios e shopping centers em pavimentos com acesso extremamente íngreme e que demanda baixa velocidade e constantes paradas e arrancadas.

Segundo Gillespie (1992), a relação de marcha ótima para uma transmissão pode ser definida pela performance ótima que cada situação requer: primeira marcha com capacidade ótima para arrancada, segunda e terceira marcha para ultrapassagem e retomada e marchas mais altas para a economia de combustível em altas velocidades. As melhores relações de marcha são usualmente próximas a uma progressão geométrica, para as quais a relação entre as relações de cada marcha é constante entre as marchas. O gráfico 32 apresenta, como exemplo, a curva de rotação do motor por velocidade do veículo baseada em uma progressão geométrica.

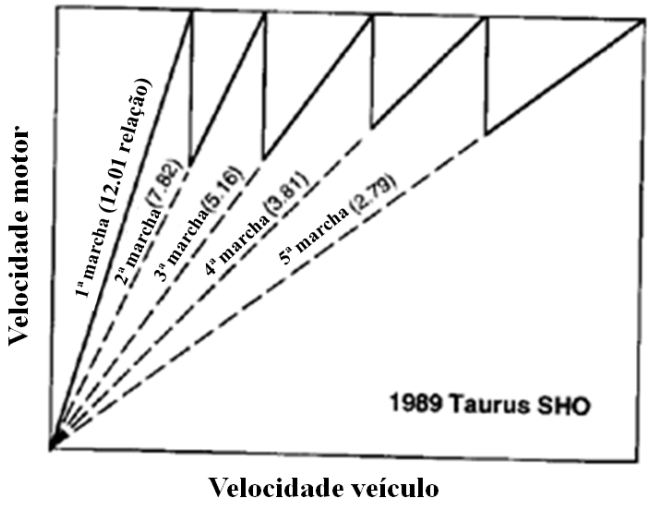
Gráfico 32 - Relação de marcha baseada em progressão geométrica



Fonte: Gillespie, 1992, p. 31

Já no gráfico 33 está exemplificada a relação de marcha de um veículo real, para a qual pode ser observado que a relação de marcha é próxima, porém não exatamente igual a uma progressão geométrica. A definição da relação de marcha deve levar em consideração o desempenho, o nível de consumo de combustível e emissões de poluentes desejados.

Gráfico 33 - Escalonamento de marchas

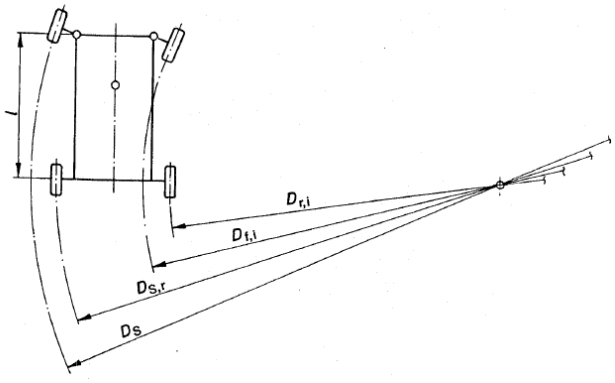


Fonte: Gillespie, 1992, p. 31

4.1.3 Diferencial

Durante a condução do veículo por uma trajetória curva as rodas externas e internas percorrem o trajeto com velocidades angulares diferentes, já que a distância a ser percorrida pelas rodas externas é maior do que a distância a ser percorrida pelas rodas internas. O diferencial é o sistema que compensa esta diferença de rotação entre as rodas, estabelecendo o equilibrio de torque entre a roda direita e esquerda do eixo trativo. A figura 34 demonstra que, ao realizar a curva com um veículo de passeio, cada uma das quatro rodas percorre um trajeto com raio e comprimento diferente e, consequentemente, velocidades diferentes.

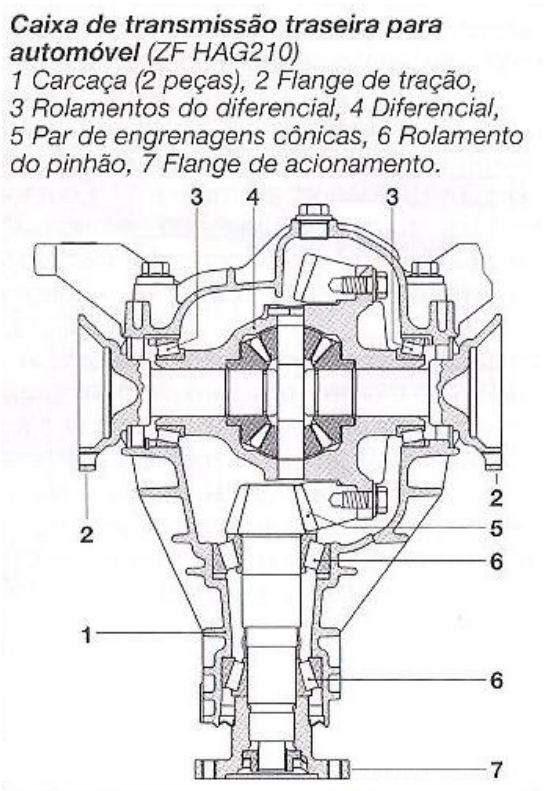
Figura 34 - Trajetória das rodas de um veículo em curva



Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler, 2002, p. 70

Na figura 35 estão representados os principais componentes de um sistema de diferencial traseiro.

Figura 35 - Diferencial traseiro



Fonte: BOSCH, 2004, p.752

O diferencial consiste de um sistema de engrenagens cônicas denominadas planetárias que são solidárias aos eixos de tração e engrenagens satélites que permitem a diferença de rotação entre as duas planetárias. Caso o veículo seja conduzido em trajetória retilínea sem diferença de atrito com o solo ou de rotação entre as duas rodas, cada rotação da engrenagem satélite corresponde à rotação da engrenagem planetária, como se as rodas estivessem ligadas por um eixo rígido. Já na condição de condução do veículo por uma trajetória curva ou de perda de tração com o solo em uma das rodas ocorre a compensação das engrenagens satélites, permitindo a diferença de rotação entre as rodas direita e esquerda.

4.1.4 Pneus

De acordo com Gillespie (1992), o pneu tem três funções básicas:

a) Suportar as cargas verticais e absorver irregularidades da pista de rolagem propiciando conforto;
b) Fornecer as forças longitudinais necessárias para aceleração e frenagem;
c) Fornecer as forças laterais necessárias para curvas.

A resistência ao rolamento em pavimentos duros a baixas velocidades é o principal fator de resistência ao movimento do veículo já que, ao contrário das demais forças resistivas que só atuam em condições específicas, a resistência ao rolamento se manifesta a partir do início do movimento do pneu. Parte da potência consumida pelo movimento do pneu é transformada em calor, aquecendo o próprio pneu e reduzindo a resistência à abrasão e à fadiga do pneu e limitando o desempenho e a vida útil do mesmo, já que estas são reduzidas na proporção em que o pneu se aquece.

4.1.4.1 Resistência ao rolamento

Dificilmente um cliente identificará em um veículo a sensação de que o rolamento do veículo possui pouca ou muita resistência, mas o impacto desta variável associada a outras características do veículos, contribuem positivamente ou negativamente na percepção geral de desempenho do mesmo.

Segundo Genta (2006), ao rolar uma roda rigidamente perfeita sobre uma superfície plana e também rigidamente perfeita, ambas indeformáveis, haveria uma interação sem resistência à rolagem. Como não existem corpos rigidamente perfeitos, há a deformação destes na região de contato. Para que esta deformação ocorra é necessário gastar energia, sendo que esta não é totalmente recuperada após o término do contato e retorno da deformação já que ocorre a absorção parcial desta energia pelo material. A dissipação dessa energia causa a resistência ao rolamento. A resistência ao rolamento aumenta com o aumento da deformação e principalmente com a diminuição do retorno elástico. Outros fatores que influenciam a resistência ao rolamento porém com menor contribuição são: escorregamento entre a roda e a superfície, arrasto aerodinâmico da roda e atrito no cubo de roda. Já segundo Gillespie (1992), é possível citar pelo menos sete mecanismos responsáveis pela resistência ao rolamento do pneu:

a) Perda de energia gerada pela deflexão da região lateral do pneu, próximo à área de contato do pneu com o solo;
b) Perda de energia gerada pela deflexão da banda de rodagem do pneu;
c) Atrito na área de contato do pneu com o solo;

d) Escorregamento do pneu nas direções longitudinal e lateral;

e) Deflexões na superfície do pavimento de rodagem;

f) Arrasto aerodinâmico nas partes internas e externas do pneu;

g) Perda de energia na passagem por lombadas.

De acordo com Gillespie (1992), a resistência ao rolamento total de um veículo é a soma da resistência ao rolamento de cada conjunto roda e pneu. Logo, tem-se que:

$$R_x=R_{xf}+R_{xr}=f_r W \quad (2)$$

onde:

R_x = Força resultante de resistência ao rolamento;

R_{xf} = Força resultante de resistência ao rolamento das rodas dianteiras;

R_{xr} = Força resultante de resistência ao rolamento das rodas traseiras;

f_r = Coeficiente de resistência ao rolamento;

W = Peso do veículo.

Seguem como referência, na tabela 3, os valores ou faixas de valores típicos para o coeficiente de resistência so rolamento, assim como o gráfico de resistência ao rolamento de pneus radiais de veículos pela velocidade do veículo.

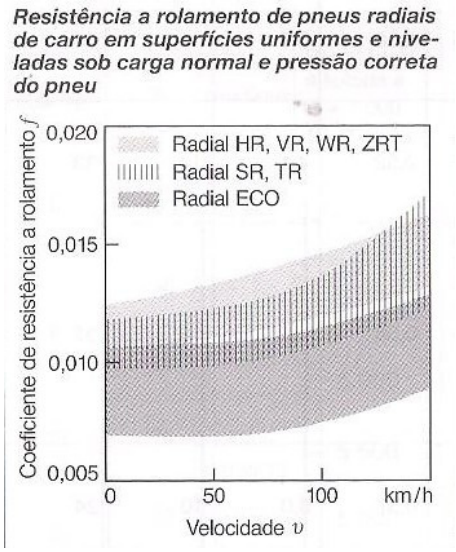
Tabela 3 - Coeficiente de resistência ao rolamento

Superfície da estrada	Coeficiente de resistência ao rolamento
Pneus pneumáticos de carro em	
Pavimentação com laje grande	0,013
Pavimentação com laje pequena	0,013
Concreto, asfalto	0,011
Cascalho	0,02
Macadame alcatroado	0,025
Rodovia não pavimentada	0,05
Terra	0,1...0,35
Pneus pneumáticos de caminhão em concreto, asfalto	0,006...0,01
Rodas com precinta na terra	0,14...0,24
Trator de trilhos na terra	0,07...0,12
Roda sobre trilho	0,001...0,002

Fonte: BOSCH, 2004, p.418

Conforme indicado no gráfico 36, os coeficientes de resistência ao rolamento indicados na tabela 3 não são coeficientes constantes, pois aumentam com a velocidade do veículo.

Gráfico 36 - Resistência ao rolamento de pneus radiais



Fonte: BOSCH, 2004, p.419

4.2 AERODINÂMICA

Toda superfície exposta a movimento na atmosfera sofre arrasto aerodinâmico. O arrasto aerodinâmico sobre um veículo pode impactar as cargas verticais, laterais, longitudinais e momentos de arfagem, rolamento e guinada, assim como a geração de ruído.

4.2.1 Força de arrasto aerodinâmico

Segundo Gillespie (1992), a equação da força de arrasto aerodinâmico pode ser caracterizada conforme abaixo.

$$D_A = {}^{1}/_{2}\,\rho V^2 C_D A \qquad (3)$$

Sendo:

D_A = Força de arrasto aerodinâmico;

ρ = Massa específica do ar;

V = Velocidade do veículo;

C_D = Coeficiente de arrasto aerodinâmico;

A = Área frontal do veículo.

A força de arrasto aerodinâmico aumenta exponencialmente com o quadrado da velocidade do veículo, ou seja, em altas velocidades esta força é significativamente maior do que em baixas velocidades. Conforme visto no capítulo 2.4 sobre os resultados gerais da

pesquisa de satisfação do cliente, a condução de veículos é predominantemente em trechos urbanos, com aproximadamente 73%, nos quais a velocidade média é baixa e, consequentemente, há uma baixa força de arrasto aerodinâmico agindo sobre o veículo.

O design da carroceria do veículo é responsável pelo coeficiente de arrasto aerodinâmico, determinado experimentalmente em testes de túnel de vento ou em teste conhecido como *coastdown*. A área frontal do veículo também é um fator importante para o cálculo da força de arrasto aerodinâmico, sendo que uma menor área frontal resulta em uma menor força de arrasto aerodinâmico. Na tabela 4 estão indicados os coeficientes de arrasto aerodinâmico típicos para alguns projetos de carroceria com mesma área frontal e diferentes velocidades.

Tabela 4 - Coeficiente de arrasto aerodinâmico para diversas configurações de carroceria

	Coeficiente de arrasto [1])	Arrasto aerodinâmico em kW, valores médios para $A = 2\ m^2$ em várias velocidades			
	c_d	40 km/h	80 km/h	120 km/h	160 km/h
Conversível aberto	0,33...0,50	0,70	5,3	18	42
Veículo off-road	0,35...0,50	0,71	5,5	19	44
Sedã com porta traseira (forma convencional)	0,26...0,35	0,50	3,8	13	31
Camioneta	0,30...0,34	0,52	4,1	14	33
Formato em V, faróis e pára-lamas integrados na carroceria, rodas cobertas, painéis subveiculares, fluxo otimizado de ar de arrefecimento	0,30...0,40	0,58	4,6	16	37
Faróis e todas as rodas embutidas na carroceria, painéis subveiculares	0,20...0,25	0,37	3,0	10	24
Formato de V invertido (seção transversal mínima na traseira)	0,23	0,38	3,0	10	24
Carenagem ótima	0,15...0,20	0,29	2,3	7,8	18
Caminhões, combinações de caminhão-reboque	0,80...1,5	–	–	–	–
Motocicletas	0,60...0,70	–	–	–	–
Ônibus	0,60...0,70	–	–	–	–
Ônibus aerodinâmicos	0,30...0,40	–	–	–	–

) No headwind ($v_0 = 0$)

Fonte: BOSCH, 2004, p.420

4.3 MASSA

Segundo Smith (1978), a massa de um veículo com foco em desempenho deve ser a mínima possível, sem o comprometimento estrutural do mesmo, para que o máximo desempenho longitudinal seja obtido. Novos materiais e conceitos de construção e fabricação são desenvolvidos continuamente pela indústria automobilística com foco, inclusive, em redução de peso para se obter melhores consumo de combustível e desempenho longitudinal. Por outro lado, cada vez mais são desenvolvidos sistemas com foco em segurança, conforto, entretenimento e desempenho que resultam em adição de peso ao veículo por causa do número cada vez maior de módulos eletrônicos que gerenciam todos estes sistemas.

Conforme exposto por Bertoncini (2014), a alteração de um veículo existente é uma tarefa difícil do ponto de vista técnico e demanda altos investimentos, logo o ideal seria contemplar na base dos novos desenvolvimentos a máxima redução de massa possível. Novas tecnologias como plataformas modulares, materiais de alta resistência e de baixo peso e estruturas com deformações programáveis, que permitem aliviar a estrutura do veículo, estão sendo continuamente aplicados pela indústria automobilística nos novos desenvolvimentos.

4.4 CONSUMIDORES DE POTÊNCIA

Conforme apresentado no capitulo 2.3, uma das reclamações explicitadas pelos clientes sobre a perda de potência do motor é a de que isto ocorre ao ligar o ar-condicionado, já que o compressor deste sistema rouba parte da potência gerada pelo motor e, consequentemente, reduz a potência líquida disponível para as rodas trativas. Para veículos com motorização de menor potência, o acionamento do ar-condicionado pode reduzir a potência líquida do motor a um nível que impacte negativamente a percepção do cliente. O compressor do sistema de ar-condicionado consome potência do motor do veículo, assim como a bomba de direção hidráulica de veículos dotados desse sistema de assistência.

No capítulo 3.4 sobre os resultados gerais da pesquisa de satisfação do cliente, é possível observar que a partir de 2013 ocorreu um aumento significativo na taxa de instalação de ar-condicionado e direção assistida, o que conforme já exposto, prejudica o desempenho longitudinal do veículo, em especial os com motorizações menores. Apesar disso, novas tecnologias são constantemente desenvolvidas para a redução da potência consumida por estes acessórios como, por exemplo, sistema de direção com assistência elétrica ao invés de

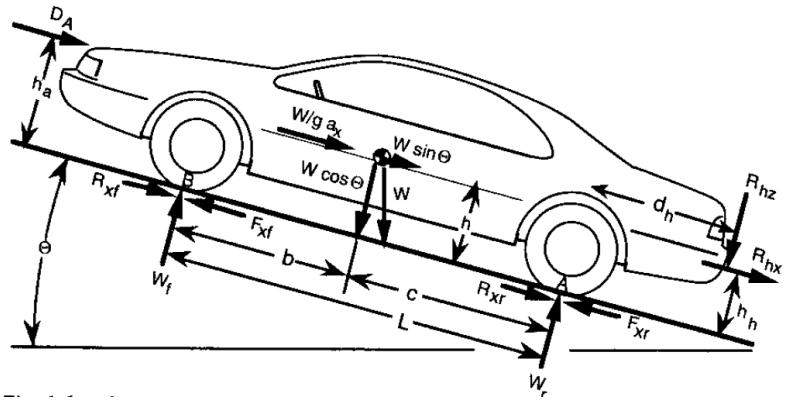
hidráulica, compressor de ar condicionado com volume variável e polia de desacoplamento do alternador.

5 CÁLCULO DA ACELERAÇÃO LONGITUDINAL

Segundo Gillespie (1992), a aceleração longitudinal máxima de um veículo pode ter duas limitações: a potência do motor e o limite máximo de tração do eixo propulsor. Estas duas limitações variam com a velocidade do veículo, sendo que em baixas velocidades o limite máximo de tração do eixo propulsor é o fator crítico e em altas velocidades a potência máxima do motor passa a ser o fator determinante.

Conforme exposto por Genta (2006), a potência disponível para acelerar o veículo a partir de uma velocidade determinada é resultado da diferença entre a potência requerida para manter o veículo em velocidade constante, que representa a potência resistiva, e a potência disponível nas rodas do veículo. A figura 37 mostra as principais forças que agem sobre um veículo de passeio.

Figura 37 - Principais forças que agem sobre um veículo de passeio



Fonte: Gillespie, 1992, p. 11

Para um veículo com quatro rodas como um corpo rígido simétrico em relação ao plano xz, pode-se determinar as forças normais W_f e W_r simplificando o mesmo para um modelo de dois eixos. Quando o veículo está na condição estática e sobre um plano sem inclinação, obtem-se a distribuição de carga estática W_{fs} e W_{rs} conforme equações 4 e 5:

$$W_{fs} = W\frac{c}{L} \tag{4}$$

$$W_{rs} = W\frac{b}{L} \tag{5}$$

Para o cálculo da aceleração longitudinal em baixa velocidade e sem inclinação pode-se desprezar os fatores referentes às forças resistivas, obtendo-se:

$$W_f = W\left(\frac{c}{L} - \frac{a_x}{g}\frac{h}{L}\right) = W_{fs} - W\frac{a_x}{g}\frac{h}{L} \tag{6}$$

$$W_r = W\left(\frac{b}{L} + \frac{a_x}{g}\frac{h}{L}\right) = W_{rs} + W\frac{a_x}{g}\frac{h}{L} \quad (7)$$

Com a aceleração do veículo a carga vertical do eixo dianteiro é transferida para o eixo traseiro na proporção da aceleração normalizada pela aceleração gravitacional e pela relação entre a altura do centro de gravidade (CG) e a distância entre-eixos do veículo.

De acordo com Gillespie (1992), para o cálculo da força trativa em baixa velocidade também pode-se desprezar as forças resistivas conforme indicado abaixo:

$$Ma_x = F_x \qquad \text{ou} \qquad a_x = \frac{F_x}{M} = \frac{g}{W}\frac{HP}{V} \quad (8)$$

onde:

M = Massa do veículo;

a_x = Aceleração do veículo;

F_x = Força trativa resultante do momento das rodas do eixo de tração no solo;

g = Aceleração da gravidade;

W = Peso do veículo;

HP = Potência do motor;

V = Velocidade do veículo.

Como a velocidade está no denominador, com o aumento da velocidade do veículo diminui a capacidade de aceleração do mesmo. De acordo com Genta (2006), uma informação importante é a de que a potência do motor a ser utilizada é a do regime transiente. Segue abaixo a equação do torque na embreagem:

$$T_c = T_e - I_e \propto_e \quad (9)$$

onde:

T_c = Torque na embreagem;

T_e = Torque do motor em certa velocidade angular;

I_e= Inércia rotacional do motor;

α_e = Aceleração rotacional do motor.

Segue abaixo a equação do torque disponível para o eixo de transmissão antes do diferencial.

$$T_d = (T_c - I_t \propto_e)N_t \quad (10)$$

onde:

T_d = Torque disponível para o eixo de transmissão (antes do diferencial);

N_t = Relação de marcha;

I_t = Inércia rotacional da transmissão.

Segue abaixo a equação do torque disponível para o eixo propulsor:

$$T_a = F_X r + I_w a_w = (T_d - I_d \propto_d) N_f \quad (11)$$

onde:

T_a = Torque disponível para o eixo propulsor;

F_x = Força trativa resultante do momento das rodas do eixo de tração no solo;

r = Raio dinâmico de rolagem dos conjuntos de roda e pneu;

I_w = Inércia rotacional das rodas e eixos;

α_w = Aceleração rotacional das rodas;

I_d = Inércia rotacional do eixo de transmissão antes do diferencial;

α_d = Aceleração rotacional do eixo de transmissão antes do diferencial;

N_f = Relação do diferencial;

Para a aceleração rotacional do eixo de transmissão antes do diferencial e a aceleração rotacional do motor tem-se a equação abaixo:

$$\propto_d = N_f \propto_w \qquad \text{e} \qquad \propto_e = N_t N_f \propto_w \quad (12)$$

É possível obter a equação da força trativa no solo relacionando as equações 9 e 12, sendo que a aceleração longitudinal do veículo a_x é a multiplicação da aceleração rotacional das rodas α_w pelo raio dinâmico das rodas r.

$$F_x = \frac{T_e N_{tf}}{r} - \left\{(I_e + I_t)N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w\right\}\frac{a_x}{r^2} \quad (13)$$

onde:

N_{tf} = Relação total da transmissão (marcha e diferencial).

Até o momento não foi considerada a eficiência dos componentes da transmissão. Segundo Genta (2006), para o cálculo da eficiência de uma transmissão manual pode-se assumir um valor fixo médio de eficiência para cada par de engrenagens da transmissão, com valores de 0,97 para engrenagens cilíndricas, 0,95 para engrenagens cônicas ou hipóides e 0,99 para juntas universais ou homocinéticas. Estes valores são médias aproximadas, pois para o cálculo exato é necessário considerar as condições de lubrificação, temperatura, desgaste, precisão do ajuste e potência que está sendo transmitida. Segue abaixo a equação da força trativa no solo, agora considerando a eficiência dos componentes da transmissão.

$$F_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - \left\{(I_e + I_t)N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w\right\}\frac{a_x}{r^2} \quad (14)$$

onde: η_{tf} = Eficiência total da transmissão (marcha e diferencial).

A equação indicada acima para a força trativa possui duas componentes, sendo a primeira referente à força trativa disponível para o solo na condição estática para superar as forças aerodinâmicas e de resistência à rolagem, para acelerar e para transpor aclives. A segunda componente se refere às perdas da força trativa pela inércia dos componentes do motor e transmissão. Segue abaixo a equação da aceleração longitudinal:

$$Ma_x = \frac{W}{g}a_x = F_x - R_x - D_A - R_{hx} - W\text{sen}\theta \qquad (15)$$

onde:

R_x = Força resultante de resistência ao rolamento (equação 2, capítulo 4.1.4.1);

D_A = Força de arrasto aerodinâmico (equação 3, capítulo 4.2.1);

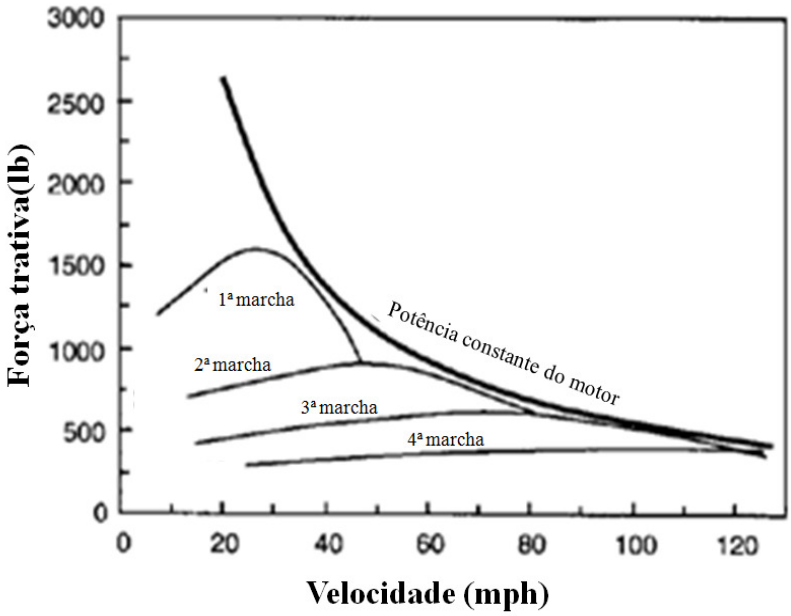
R_{hx} = Força resultante do gancho reboque.

F_x inclui os termos de torque do motor e inércia rotacional. As inércias rotacionais da equação de F_x podem ser relacionadas com a massa do veículo para obter-se a equação simplificada conforme segue:

$$(M + M_r)a_x = \frac{W+W_r}{g}a_x = \frac{T_e N_{tf}\eta_{tf}}{r} - R_x - D_A - R_{hx} - W\text{sen}\theta \qquad (16)$$

Onde M_r é a massa equivalente dos elementos rotativos e T_e é o torque do motor. A partir da combinação da massa do veículo e da massa equivalente obtém-se a massa efetiva, e a relação de $(M + M_r) / M$ é o fator de massa, sendo que para cada marcha há um fator de massa diferente. No gráfico 38 é apresentada a curva da força trativa máxima em função da velocidade do veículo, neste caso com transmissão manual de quatro marchas.

Gráfico 38 - Força trativa máxima em função da velocidade do veículo.



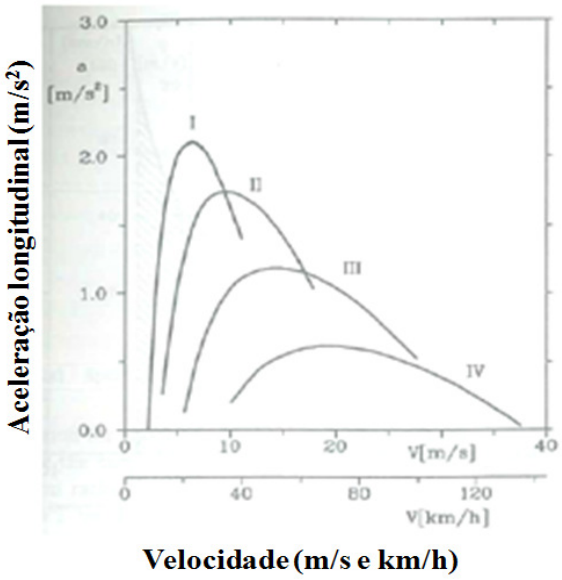
Fonte: Autor "adaptado de" GILLESPIE, 1992, p.28

Ainda segundo Gillespie (1992), a linha de potência constante do motor indicada no gráfico acima é igual à máxima potência do motor, que é o limite superior da força trativa disponível menos as perdas, considerando que a velocidade angular do motor seja a de potência máxima. A curva da força trativa para cada marcha é gerada pela curva de torque do motor multiplicada pela relação de cada marcha. A partir deste gráfico pode-se observar a necessidade de um número de marchas suficiente para a condução do veículo. Os pontos onde as curvas de cada marcha se cruzam são os pontos ótimos de troca de marcha para se obter o máximo desempenho de aceleração do veículo. A área entre as curvas de força trativa e a curva de potência constante do motor representa a deficiência da transmissão em entregar o máximo desempenho de aceleração longitudinal.

Em baixas velocidades o limite da aceleração longitudinal pode ser calculado desconsiderando-se as forças resistivas atuantes no veículo. A capacidade de aceleração do veículo diminui com o aumento da velocidade, já que as forças resistivas impactam negativamente de forma mais expressiva sobre o desempenho longitudinal do veículo e, conforme gráfico 38, a força trativa diminui com o aumento da velocidade do veículo.

Seguem, no gráfico 39, as curvas da aceleração máxima de cada marcha em função da velocidade do veículo, também para um veículo com transmissão manual de quatro marchas.

Gráfico 39 - Aceleração máxima de cada marcha em função da velocidade do veículo.

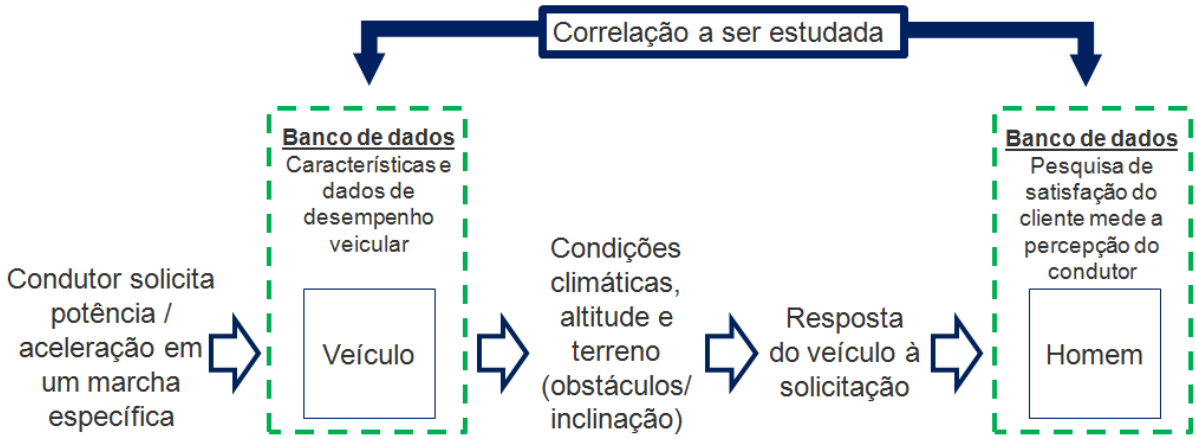


Fonte: Autor “adaptado de” GENTA, 2006, p.173

6 ANÁLISE MULTIVARIADA DO BANCO DE DADOS

Neste capítulo serão avaliadas as características gerais do banco de dados, assim como será estudada e estatisticamente validada a correlação entre as métricas de desempenho veicular e o índice de reclamação do cliente. A análise estatística do banco de dados foi realizada com o auxílio do programa *Statistical Package for the Social Sciences* (SPSS®), capaz de realizar análise de regressão linear multipla e análise fatorial. Na figura 40 é apresentada a relação entre os dois bancos de dados utilizados neste trabalho: ao conduzir um veículo de passeio, a solicitação para o aumento ou manutenção da velocidade (seja para arrancada, retomada, ultrapassagem ou condução em aclives) do mesmo é transmistida pelo condutor para o veículo através do acionamento do pedal do acelerador. Cada veículo tem um conjunto de características técnicas e dados de desempenho longitudinal, os quais estão inseridos no banco de dados dos veículos. Em resposta à solicitação do condutor através do acionamento do pedal do acelerador, o veículo disponibiliza a potência solicitada porém o ambiente pode consumir parte desta potência por conta das condições atmosféricas ou para vencer, por exemplo, obstáculos e inclinações do terreno. Deduzida a parcela do impacto do ambiente, caso exista, o veículo efetivamente responderá à solicitação e esta resposta causará uma impressão boa, indiferente ou ruim ao condutor, o qual consolidará a percepção de satisfação ou insatisfação ao comparar a sua expectativa com a resposta geral do veículo. É esta percepção geral que será analisada através do banco de dados da pesquisa de satisfação do cliente.

Figura 40 - Relação dos dois bancos de dados



Fonte: Autor

6.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA DOS MÉTODOS DE ANÁLISE MULTIVARIADA

O objetivo desta seção é apresentar a revisão bibliográfica dos métodos de análise multivariada aplicados na análise estatística do banco de dados utilizado neste trabalho.

6.1.1 Exame do banco de dados

Conforme exposto por Corrar (2007), apesar do exame do banco de dados demandar tempo para a análise, é um recurso muito importante para a avaliação do comportamento dos dados e de suas inter-relações com o intuito de evitar a ocorrência de problemas no desenvolvimento de uma pesquisa.

A análise realizada foi referente à estatística descritiva das variáveis do banco de dados e que, conforme Corrar (2007), tem o objetivo de organizar, resumir e descrever os aspectos importantes de um conjunto de características observadas ou comparar estas características entre dois ou mais conjuntos. Além do valor mínimo e máximo de cada variável, são calculados a média, o desvio padrão e o coeficiente de variância. A média calculada é a média aritmética não ponderada de cada variável, resultante da soma dos valores das observações dividida pelo número de observações da amostra de cada variável.

$$\text{Média} = \frac{x_1 + x_2 + \ldots + x_n}{n} = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i}{n} \qquad (17)$$

onde:

x = Valores das observações;

n = Número de observações da amostra.

O desvio padrão é a medida de dispersão dos dados, calculada através da raiz quadrada da variância, sendo denotada S para amostra e σ para população. A variância é definida como a média dos desvios ao quadrado em relação à média da distribuição.

$$S^2 = \frac{\sum (x-\overline{X})^2}{n-1} \quad \text{e} \quad \sigma^2 = \frac{\sum (x-\mu)^2}{N} \qquad (18)$$

onde:

$\overline{X}$ = Média da amostra;

μ = Média da população;

n = Número de observações da amostra;

N = Número de observações da população;

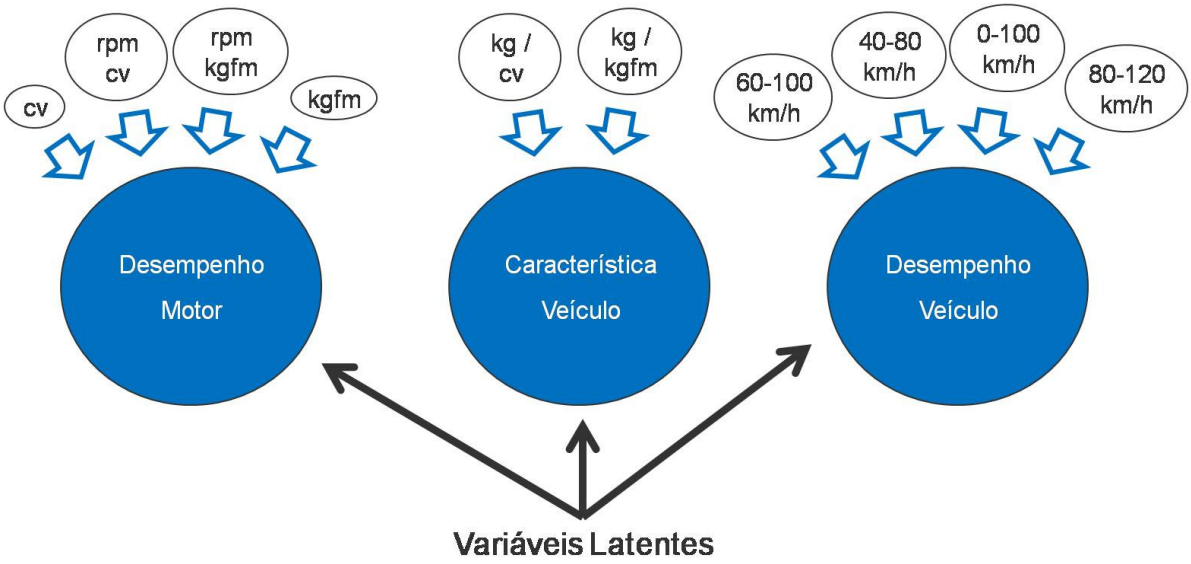
x = Valores das observações.

O coeficiente de variação (CV) é a relação entre o desvio padrão e a média e serve para medir a dispersão da média em relação ao erro. Quanto menor o valor do CV, menor a dispersão. Valores até 0,15 são considerados como baixa dispersão, de 0,15 até 0,30 são considerados como média dispersão e acima de 0,30 são considerados como alta dispersão. O limite é 0,30, pois acima deste valor não é recomendada a utilização da média.

6.1.2 Análise fatorial

De acordo com Hair et al. (2005), em termos gerais a análise fatorial aborda o problema de analisar a estrutura das inter-relações (correlações) entre um grande número de variáveis, como é o caso do banco de dados utilizado neste trabalho, definindo um conjunto de dimensões latentes comuns, chamadas de fatores. A figura 41 exemplifica esta citação, já que era esperado que as variáveis independentes definissem um conjunto de três fatores: desempenho do motor, características do veículo e desempenho do veículo. Ver-se-á, ao longo deste capítulo, que ao invés de três fatores foi obtido somente um, o qual foi posteriormente correlacionado com o índice de reclamação do cliente.

Figura 41 - Conceito análise fatorial



Fonte: Autor

Com o intuito de confirmar a hipótese de que as métricas objetivas de desempenho longitudinal e características dos veículos podem explicar o índice de reclamação do cliente, aplica-se a Análise Fatorial Confirmatória (AFC). Conforme exposto por Corrar, Paulo e Dias

Filho (2007, p.80), "a AFC pretende confirmar se a teoria que sustenta a hipótese de relacionamento do pesquisador está correta ou não". O método de extração dos fatores escolhido foi o de Análise dos Componentes Principais, sobre o qual, Hair et al. (1998, p. 100):

> [...] o objetivo é de que um número mínimo de fatores venha a explicar a parcela máxima da variância existente nas variáveis originais e quando o conhecimento prévio das variáveis sugira que a variância específica e o erro representem uma parcela pequena na explicação da variância total das variáveis.

O modo utilizado para a análise das variáveis foi o *R-mode factor analysis*, já que se busca identificar o relacionamento entre diversas variáveis.

Uma vez que as variáveis independentes são analisadas através do exame do banco de dados e selecionadas para serem estudadas através da AF, o primeiro teste a ser realizado é o de Kaiser-Meyer-Olkin (KMO), para a verificação da adequação do tamanho da amostra. Um grau de explicação acima de 0,50 significa que os fatores encontrados na análise fatorial conseguem descrever as variações dos dados originais de forma satisfatória. Outro dado importante para esta análise é a verificação do valor-p do teste F de significância global do modelo, sendo que valores abaixo de 0,05, indicam a possibilidade de aplicação da AF, assumindo-se um intervalo de confiança de 95%.

A matriz de correlação indica a correlação entre as variáveis que são analisadas na AF, sendo que índices com valores abaixo de 0,40 são considerados baixos para a correlação entre as variáveis. Nesta matriz também pode ser verificado o valor-p do teste F de significância global de cada variável do modelo. Para uma boa AF é necessário obter valores abaixo de 0,05 para um intervalo de confiança de 95%.

A matriz anti-imagem indica o poder de explicação dos fatores em cada uma das variáveis analisadas. Na parte inferior desta tabela há a correlação da anti-imagem, na qual a diagonal indica os valores da *Measure of Sampling Adequacy* (MSA), que é a medida calculada para a matriz e para cada variável individual e que permite avaliar se a aplicação da AF é adequada. Valores acima de 0,50 indicam esta adequação.

A tabela de comunalidades indica o poder de explicação das variáveis considerando todos os fatores obtidos. Para obter um nível de explicação razoável é necessário que os indicadores apresentem valores acima de 0,70.

O critério adotado para a determinação do número de fatores foi o de Kaiser, também denominado como critério do autovalor ou *eigenvalue*. Segundo este critério, apenas fatores com autovalores acima de 1,0 são considerados já que autovalores abaixo deste são menos

significativos do que uma variável original. O resultado desta análise pode ser verificado através do gráfico de escarpa.

A tabela da variância total explicada indica a porcentagem da variância dos dados originais que os fatores obtidos são capazes de explicar. Com o intuito de aumentar o poder explicativo dos fatores realiza-se a rotação ortogonal dos mesmos, por Varimax, quando o número de fatores obtidos é maior que 1, obtendo-se a matrix de componente rotacionada.

A matriz de coeficientes de componentes escores serve para calcular os fatores obtidos, multiplicando-se as variáveis independentes pelos respectivos coeficientes. Para a posterior análise da regressão dos fatores obtidos em relação à variável dependente, devem ser inseridas no banco de dados as novas variáveis referentes aos fatores calculados.

6.1.3 Regressão linear múltipla

O objetivo da realização da regressão é encontrar o modelo que tenha a menor soma dos quadrados dos resíduos, ou seja, que explique a maior parte possível da variável dependente, com o propósito de previsão. Neste trabalho a regressão será empregada com o propósito de prever uma variável dependente a partir do conhecimento de uma única variável independente (regressão simples) ou de mais de uma variável independente (regressão múltipla).

Segundo Hastie (2008), modelos de regressão linear são simples e frequentemente fornecem uma descrição adequada e interpretável de como os *inputs* (variáveis independentes) influenciam o *output* (variável dependente). O modelo estatístico de uma regressão linear múltipla pode ser representado como:

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \cdots + \beta_n X_n + \varepsilon \qquad (19)$$

onde:

Y é a variável dependente;

$X_1, X_2 \ldots X_n$ são as variáveis independentes;

β_0 é o intercepto ou seja, representa o valor da intersecção da reta de regressão com o eixo Y;

$\beta_1, \beta_2 \ldots \beta_n$ são os coeficientes angulares;

ε é o termo que representa o resíduo ou erro da regressão.

Seguem abaixo os pressupostos da regressão que serão verificados para a validação dos resultados obtidos neste trabalho e que serão mais profundamente explicados no decorrer deste capítulo:

a) Multicolinearidade das variáveis independentes
b) Ausência de autocorrelação serial nos resíduos
c) Distribuição normal dos resíduos
d) Homoscedasticidade dos resíduos

Através do coeficiente de correlação R é possível medir a força de relacionamento ou grau de associação entre as variáveis. O coeficiente de correlação varia de -1 a +1, sendo que quanto mais próximo de +1 ou -1, maior o grau de associação. Quanto mais próximo de zero, menor o grau de associação entre as variáveis. O coeficiente de determinação, ou R^2, nada mais é do que o coeficiente de correlação elevado ao quadrado e indica a porcentagem da variabilidade da variável dependente que é explicada pelas variáveis independentes. Neste trabalho utilizaremos o valor ajustado do R^2, ou seja, R^2 ajustado, pois o mesmo pode ser comparado entre modelos com diferentes quantidades de variáveis. Este coeficiente é apresentado, neste trabalho, através da tabela de sumarização do modelo.

Através da tabela ANOVA é verificada se a combinação linear das variáveis independentes exerce influência significativa ou não sobre a variável dependente. Verifica-se a significância global do modelo testando a hipótese nula de que a variação explicada pelo modelo de regressão é maior do que a variação explicada pela média. Conforme visto acima, a variação explicada pela regressão é dada pelo R^2 ajustado. Seguem abaixo as hipóteses testadas:

a) H_0: $R^2 = 0$
b) H_1: $R^2 > 0$

Para que haja evidências de que a regressão é significativa, não deve haver indícios de que seja possível aceitar a hipótese nula, ou seja, R^2 deve ser significativamente maior que zero. Para isso, o valor-p do teste F de significância global deve ser menor que 0,05 para um intervalo de confiança de 95%. Sendo a significância menor que α, não há indícios de que seja possível aceitar a hipótese nula de que o R^2 é igual a zero, evidenciando que, estatisticamente, pelo menos uma das variáveis do modelo tem relação com a variável dependente "LN_Reclamação".

A equação da regressão pode ser gerada a partir dos dados indicados na tabela de coeficientes, conforme modelo de equação indicado na equação 19. Assim como foi verificada a significância geral do modelo, verifica-se na tabela de coeficientes a significância

isolada das variáveis independentes. Para este teste é verificada a significância dos coeficientes β_0, β_1, β_2 ... β_n . A hipótese nula a ser testada é se cada um destes coeficientes é igual a zero, contra a hipótese alternativa de que cada um dos coeficientes é significativamente diferente de zero. Para valores de significância das variáveis independentes menores do que $\alpha = 0,05$ (para um intervalo de confiança de 95%), não há indícios de que seja possível aceitar a hipótese nula de que os valores dos coeficientes possuem valor igual a zero, logo há evidências de que as variáveis independentes podem estar relacionadas com a variável dependente "LN_Reclamação".

Uma vez realizados os testes mencionados acima, será verificado o cumprimento dos pressupostos para a existência de uma boa regressão. Conforme exposto por Corrar (2007), a avaliação de uma boa ou má regressão múltipla está sempre atrelada à situação dos seus resíduos. Para a análise dos pressupostos da regressão linear múltipla, são inseridas no banco de dados duas novas variáveis: variável ZPR_1, que representa os valores previstos na forma padronizada, e variável ZRE_1, que representa os resíduos também na forma padronizada. As variáveis quadráticas destas também são calculadas: ZPR_2 e ZRE_2, respectivamente.

O primeiro pressuposto a ser verificado é o da multicolinearidade, através da verificação da correlação existente entre as diversas variáveis independentes. Segundo Corrar (2007), a multicolinearidade tende a distorcer os coeficientes angulares obtidos com a regressão e a representatividade destes, podendo resultar em maiores erros-padrão e maior imprecisão. Este pressuposto pode ser verificado através de relatório específico do SPSS® contendo as estatísticas de colinearidade Tolerância e *Variance Inflation Factor* (VIF). A Tolerância é calculada estimando cada variável independente como se fosse uma variável dependente, regredindo-a em relação às outras variáveis e obtendo-se o valor ($1 - R^2$) dessa regressão. Para VIF, um índice até 1 significa a inexistência de multicolinearidade, de 1 até 10 significa a existência de multicolinearidade aceitável e acima de 10 significa a existência de multicolinearidade problemática. Para a Tolerância, um índice com valor até 1,0 significa a inexistência de multicolinearidade, de 1,0 até 0,1 significa a existência de multicolinearidade aceitável e abaixo de 0,1 significa a existência de multicolinearidade problemática.

O segundo pressuposto a ser verificado é o da ausência de autocorrelação serial dos resíduos, para o qual é avaliada a independência dos erros, ou seja, se não há causalidade entre os resíduos e a variável dependente. Para a análise deste pressuposto é gerado um relatório específico do SPSS® com o resultado do teste de DURBIN-WATSON. Segundo Corrar (2007), este teste baseia-se no cálculo de medida DW, tabelada para o nível de

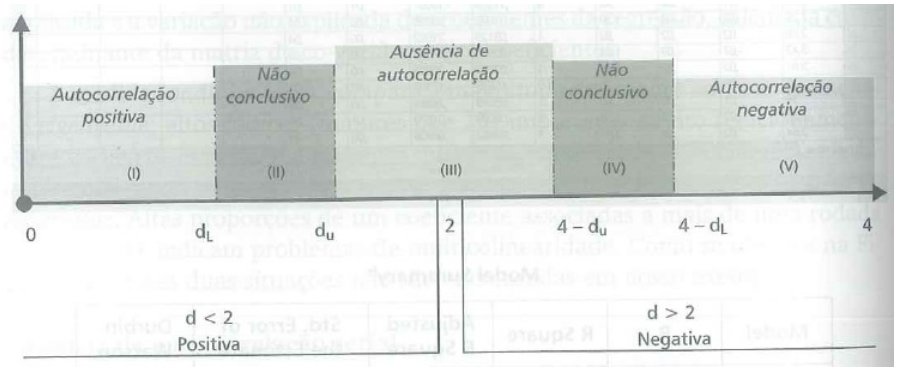
confiança escolhido, sendo que valores próximos a 2,0 atendem ao pressuposto. O teste de DURBIN-WATSON testa as seguintes hipóteses:

a) H_0: Não existe correlação serial dos resíduos

b) H_1: Existe correlação serial dos resíduos

Através da tabela de valores críticos pode-se verificar, para uma amostra com um número determinado de observações, o respectivo valor crítico inferior (d_L) e o valor crítico superior (d_U). Após, é verificado se o resultado obtido no teste de DURBIN-WATSON está no intervalo entre os limites de d_U e 4-d_U, conforme representado na figura 42. Estando o valor dentro deste intervalo, não há evidências de que existe autocorrelação serial dos resíduos, ou seja, os valores dos resíduos muito provavelmente estão distribuídos aleatoriamente em torno do eixo X, sem uma tendência clara.

Figura 42 - Autocorrelação serial



Fonte: CORRAR, PAULO e DIAS FILHO, 2007, p.190

O terceiro pressuposto a ser verificado é o da Normalidade, através do teste de Kolmogorov-Smirnov, que examina se a distribuição dos resíduos é normal. Para este exame as seguintes hipóteses são testadas:

a) H_0: a distribuição dos resíduos tem comportamento normal

b) H_1: a distribuição dos resíduos não tem comportamento normal

Segundo Corrar, Paulo e Dias Filho (2007, p.191), "A estatística K-S usa a distribuição D (distância euclidiana máxima), calculada com a seguinte regra de decisão: de D calculado ≤ D crítico, se aceita a hipótese nula, ou ainda, se a significância é maior que α, se aceita H_0".

É verificado o pressuposto da normalidade da distribuição dos resíduos quando a significância for maior que 0,01, indicando que não há evidências para rejeitar a hipótese

nula, H_0, e que a maior probabilidade é a de que a distribuição dos resíduos tenha comportamento normal.

Segundo Corrar (2007), para uma amostra com menos de 30 observações é recomendada a verificação do pressuposto da distribuição normal dos resíduos através do teste de normalidade de Shapiro-Wilk. Para este exame as seguintes hipóteses são testadas:

a) H_0: a distribuição dos resíduos tem comportamento normal

b) H_1: a distribuição dos resíduos não tem comportamento normal

Para uma significância maior que $\alpha = 0{,}01$, há evidencias de que se deve aceitar a hipótese nula, H_0, de que a distribuição dos resíduos tem comportamento normal.

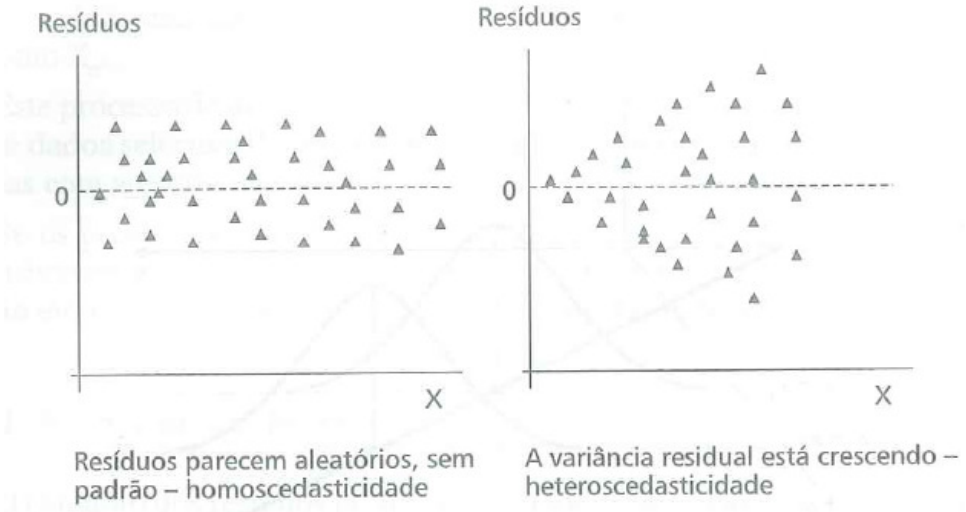
Por fim é verificado o pressuposto da homoscedasticidade dos resíduos, através do teste de Pesarán-Pesarán. A presença de variâncias não homogêneas é uma violação a este pressuposto. O objetivo deste teste é verificar se a variância dos resíduos se mantém constante ou homogênea em toda a extensão do eixo X. Este pressuposto é verificado através da regressão da variável dependente ZRE_2 (valores dos resíduos na forma padronizada elevados ao quadrado) e da variável independente ZPR_2 (valores previstos na forma padronizada elevados ao quadrado). Seguem as hipóteses a serem testadas:

a) H_0: os resíduos são homoscedásticos

b) H_1: os resíduos são heteroscedásticos

A figura 43 representa a distribuição homogênea e heterogênea dos resíduos.

Figura 43 - Homoscedasticidade de heteroscedasticidade



Fonte: CORRAR, PAULO e DIAS FILHO, 2007, p.154

Para uma significância maior que 0,01, não há indícios que sugiram a rejeição da hipótese nula, ou seja, não há evidências estatísticas de que a dispersão dos resíduos aumenta com o aumento dos valores do eixo X, logo a maior probabilidade é a de que o pressuposto da homoscedasticidade dos resíduos não é violado.

6.1.4 Intervalo de confiança para a previsão

Após a definição da métrica de desempenho longitudinal veicular capaz de representar a percepção do condutor quanto à potência subjetiva do veículo no uso diário e, consequentemente, o índice de reclamação do cliente, será apresentado o gráfico da curva para a previsão deste índice.

Conforme exposto por Hair at al. (2005), a previsão da variável dependente não é perfeita, portanto é indicado estimar o intervalo de valores previstos conforme estimativa. A estimativa pontual corresponde à previsão média, porém existem erros de previsão que podem ser apresentados através do intervalo de confiança.

O intervalo de confiança possui dois limites, o superior e o inferior. Estes limites são calculados a partir do valor previsto, o qual é somado ou subtraído pelo erro padrão da estimativa, vezes o valor t correspondente. O erro padrão da estimativa pode ser calculado conforme equação 20, indicada abaixo:

$$\text{Erro padrão da estimativa} = \sqrt{\frac{\text{Soma de quadrado dos erros}}{\text{Tamanho da amostra} - 2}} \qquad (20)$$

6.1.5 Exame do banco de dados das métricas de desempenho veicular

Conforme tabela 5, as variáveis: retomada de 60 a 100 km/h, retomada de 80 a 120 km/h, torque do motor e reclamação do cliente possuem um coeficiente de variação acima de 0,30, sugerindo a retirada destas variáveis do banco de dados. Como a variável reclamação do cliente é a variável dependente do presente estudo, decide-se por realizar a transformação dos dados através do logaritmo desta variável. Esta nova variável, denominada LN_Reclamação, apresentou um CV de 0,24, dentro do limite aceitável para autilização da média.

Tabela 5 - Estatísticas descritivas do banco de dados

Estatísticas Descritivas

	N	Mínimo	Máximo	Média	Desvio Padrão	Coeficiente Variação
A_0_100	99	6,70	19,30	13,08	2,64	20%
R_40_80	99	2,70	11,40	7,48	2,01	27%
R_60_100	99	3,30	19,40	11,07	3,79	34%
R_80_120	99	4,00	38,30	18,45	8,43	46%
P_cv	99	69,00	220,00	107,43	31,31	29%
P_rpm	99	4500,00	6900,00	5811,62	470,23	8%
T_kgfm	99	8,90	35,70	14,89	4,70	32%
T_rpm	99	1400,00	5200,00	3834,85	900,24	23%
P_kg_cv	99	5,99	15,60	11,03	1,89	17%
T_kg_kgfm	99	36,89	121,80	80,56	16,25	20%
Idade_media	99	37,63	53,36	44,73	3,17	7%
Reclamação	99	2,00	215,38	50,26	36,62	73%
LN_Reclamação	99	0,69	5,37	3,62	0,87	24%
N válido (listwise)	99					

Fonte: Autor

6.1.6 Análise fatorial das métricas de desempenho veicular

Inicia-se a análise considerando todas as 8 variáveis: aceleração de 0 a 100 km/h (A_0_100) [s], retomada de 40 a 80 km/h em 3ª marcha ou drive (D) (R_40_80) [s], potência do motor (P_cv) [cv], rotação de potência máxima (P_rpm) [rpm], rotação de torque máximo (T_rpm) [rpm], relação massa/potência (P_kg_cv) [kg/cv], relação massa/torque (T_kg_kgfm) [kg/kgfm] e idade média dos clientes (Idade_media) [anos]. A primeira rodada da AF inicia-se com a realização do teste de Kaiser-Meyer-Olkin (KMO) para a verificação da adequação do tamanho da amostra de 99 veículos, sendo que um grau de explicação acima de 0,50 significa que os fatores encontrados na análise fatorial conseguem descrever as variações dos dados originais de forma satisfatória. Na primeira rodada desta análise, conforme tabela 6, obteve-se um resultado de 0,802 para o teste KMO, indicando um alto poder de explicação entre os fatores e as variáveis. O valor-p do teste F de significância global do modelo apresentou valor abaixo de 0,05, indicando assim a possibilidade de aplicação da AF.

A partir da matriz de correlação, apresentada na tabela 7, observa-se que os índices das variáveis P_rpm, T_rpm e Idade_media apresentam valores abaixo de 0,40, considerado baixo para a correlação entre as variáveis. A seguir foi analisado o valor-p do teste F de significância global de cada variável do modelo. Conforme exposto no capítulo 6.1.2, para uma boa AF é necessário obter valores abaixo de 0,05, porém alguns estão acima deste valor. Com base nestes critérios já pode-se concluir que as variáveis P_rpm e T_rpm devem ser desconsideradas na próxima rodada da análise.

Tabela 6- Teste KMO – Análise fatorial 1

Teste de KMO e Bartlett

Medida Kaiser-Meyer-Olkin de adequação de amostragem.		,802
Teste de esfericidade de Bartlett	Aprox. Qui-quadrado	844,062
	gl	28
	Sig.	,000

Fonte: Autor

Tabela 7 - Matriz de correlação Métricas Desempenho e Reclamação Clientes – Análise fatorial 1

Matriz de correlações[a]

		A_0_100	R_40_80	P_cv	P_rpm	T_rpm	P_kg_cv	T_kg_kgfm	Idade_media
Correlação	A_0_100	1,000	,852	-,831	,214	,234	,921	,915	-,492
	R_40_80	,852	1,000	-,864	,143	,154	,836	,802	-,511
	P_cv	-,831	-,864	1,000	-,115	-,167	-,846	-,791	,448
	P_rpm	,214	,143	-,115	1,000	,553	,146	,414	-,088
	T_rpm	,234	,154	-,167	,553	1,000	,129	,357	,004
	P_kg_cv	,921	,836	-,846	,146	,129	1,000	,930	-,467
	T_kg_kgfm	,915	,802	-,791	,414	,357	,930	1,000	-,446
	Idade_media	-,492	-,511	,448	-,088	,004	-,467	-,446	1,000
Sig. (unilateral)	A_0_100		,000	,000	,017	,010	,000	,000	,000
	R_40_80	,000		,000	,078	,064	,000	,000	,000
	P_cv	,000	,000		,129	,049	,000	,000	,000
	P_rpm	,017	,078	,129		,000	,075	,000	,194
	T_rpm	,010	,064	,049	,000		,101	,000	,486
	P_kg_cv	,000	,000	,000	,075	,101		,000	,000
	T_kg_kgfm	,000	,000	,000	,000	,000	,000		,000
	Idade_media	,000	,000	,000	,194	,486	,000	,000	

a. Determinante = ,000

Fonte: Autor

Na parte superior da tabela 8 está a matriz anti-imagem, a partir da qual pode-se observar o poder de explicação dos fatores em cada uma das variáveis analisadas. Na parte inferior desta tabela há a correlação da anti-imagem, na qual a diagonal indica os valores da *Measure of Sampling Adequacy* (MSA), para a qual espera-se obter valores acima de 0,50. O valor de MSA para a variável P_rpm está abaixo de 0,50, indicando que esta variável deve ser desconsiderada na próxima rodada de análise desta AF.

As variáveis possuem muita relação com os fatores, mas na tabela 9 de comunalidades será analisado o poder de explicação considerando todos os fatores obtidos, sendo que os valores obtidos para um nível de explicação razoável devem ser acima de 0,70. A variável Idade_media apresentou um indicador de 0,391, abaixo de 0,7, sugerindo a retirada desta variável para a próxima rodada da AF.

Tabela 8 - Matriz anti-imagem Métricas Desempenho e Reclamação Clientes – Análise fatorial 1

Matrizes anti-imagem

		A_0_100	R_40_80	P_cv	P_rpm	T_rpm	P_kg_cv	T_kg_kgfm	Idade_media
Covariância anti-imagem	A_0_100	,103	-,035	,011	,035	-,015	-,009	-,021	,031
	R_40_80	-,035	,187	,094	,004	,015	,000	-,003	,065
	P_cv	,011	,094	,196	-,001	,045	,026	-,010	,005
	P_rpm	,035	,004	-,001	,384	-,048	,068	-,080	,024
	T_rpm	-,015	,015	,045	-,048	,537	,067	-,057	-,086
	P_kg_cv	-,009	,000	,026	,068	,067	,046	-,034	-,005
	T_kg_kgfm	-,021	-,003	-,010	-,080	-,057	-,034	,039	,002
	Idade_media	,031	,065	,005	,024	-,086	-,005	,002	,711
Correlação anti-imagem	A_0_100	,933[a]	-,252	,078	,177	-,064	-,136	-,331	,115
	R_40_80	-,252	,902[a]	,488	,016	,048	-,003	-,038	,178
	P_cv	,078	,488	,896[a]	-,003	,140	,272	-,114	,013
	P_rpm	,177	,016	-,003	,443[a]	-,107	,508	-,657	,045
	T_rpm	-,064	,048	,140	-,107	,587[a]	,425	-,392	-,139
	P_kg_cv	-,136	-,003	,272	,508	,425	,745[a]	-,791	-,029
	T_kg_kgfm	-,331	-,038	-,114	-,657	-,392	-,791	,722[a]	,012
	Idade_media	,115	,178	,013	,045	-,139	-,029	,012	,944[a]

a. Medidas de adequação de amostragem (MSA)

Fonte: Autor

Tabela 9 – Comunalidades – Análise fatorial 1

Comunalidades

	Inicial	Extração
A_0_100	1,000	,913
R_40_80	1,000	,859
P_cv	1,000	,835
P_rpm	1,000	,766
T_rpm	1,000	,767
P_kg_cv	1,000	,912
T_kg_kgfm	1,000	,929
Idade_media	1,000	,391

Método de Extração: Análise de Componente Principal.

Fonte: Autor

Foi realizada uma segunda rodada de análise na tentativa para se obter uma AF satisfatória, retirando da análise as variáveis P_rpm, T_rpm e Idade_media e, consequentemente, reduzindo para 5 a quantidade de variáveis independentes. O resultado do teste KMO, conforme apresentado na tabela 10, mostrou um aumento de 0,802 para 0,884 e o valor-p permaneceu abaixo de 0,05, indicando assim a possibilidade de aplicação da AF. Na matriz de correlações, indicada na tabela 11, não há indices com valor abaixo de 0,40 e na análise do valor-p de cada variável verifica-se que todos os valores estão abaixo de 0,05.

Tabela 10 - Teste KMO – Análise fatorial 2

Teste de KMO e Bartlett

Medida Kaiser-Meyer-Olkin de adequação de amostragem.		,884
Teste de esfericidade de Bartlett	Aprox. Qui-quadrado	672,738
	gl	10
	Sig.	,000

Fonte: Autor

Tabela 11 - Matriz de correlação Métricas Desempenho e Reclamação Clientes – Análise fatorial 2

Matriz de correlações[a]

		A_0_100	R_40_80	P_cv	P_kg_cv	T_kg_kgfm
Correlação	A_0_100	1,000	,852	-,831	,921	,915
	R_40_80	,852	1,000	-,864	,836	,802
	P_cv	-,831	-,864	1,000	-,846	-,791
	P_kg_cv	,921	,836	-,846	1,000	,930
	T_kg_kgfm	,915	,802	-,791	,930	1,000
Sig. (unilateral)	A_0_100		,000	,000	,000	,000
	R_40_80	,000		,000	,000	,000
	P_cv	,000	,000		,000	,000
	P_kg_cv	,000	,000	,000		,000
	T_kg_kgfm	,000	,000	,000	,000	

a. Determinante = ,001

Fonte: Autor

Na tabela 12 é apresentada a matriz anti-imagem, a partir da qual pode se observar que todos os valores de MSA estão acima de 0,50, logo não há variáveis a serem desconsideradas na próxima rodada de análise desta AF por causa deste critério.

Conforme tabela 13 de comunalidades, observa-se que todos os indicadores apresentam valores acima de 0,70.

Tabela 12- Matriz anti-imagem Métricas Desempenho e Reclamação Clientes – Análise fatorial 2

Matrizes anti-imagem

		A_0_100	R_40_80	P_cv	P_kg_cv	T_kg_kgfm
Covariância anti-imagem	A_0_100	,108	-,041	,012	-,029	-,044
	R_40_80	-,041	,195	,097	-,007	7,313E-5
	P_cv	,012	,097	,201	,039	-,013
	P_kg_cv	-,029	-,007	,039	,091	-,055
	T_kg_kgfm	-,044	7,313E-5	-,013	-,055	,111
Correlação anti-imagem	A_0_100	,902[a]	-,283	,084	-,295	-,403
	R_40_80	-,283	,897[a]	,489	-,054	,000
	P_cv	,084	,489	,892[a]	,290	-,085
	P_kg_cv	-,295	-,054	,290	,868[a]	-,551
	T_kg_kgfm	-,403	,000	-,085	-,551	,863[a]

a. Medidas de adequação de amostragem (MSA)

Fonte: Autor

Tabela 13 – Comunalidades – Análise fatorial 2

Comunalidades

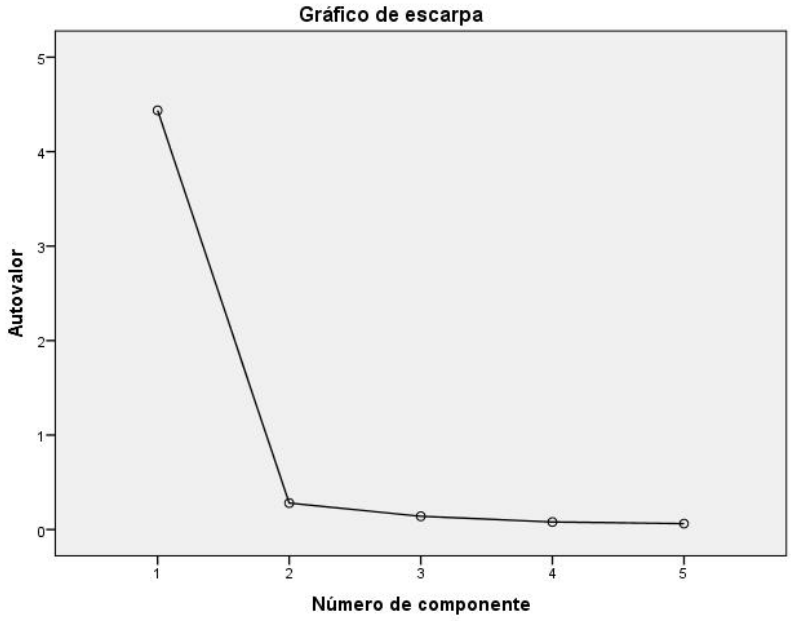
	Inicial	Extração
A_0_100	1,000	,923
R_40_80	1,000	,853
P_cv	1,000	,844
P_kg_cv	1,000	,928
T_kg_kgfm	1,000	,890

Método de Extração: Análise de Componente Principal.

Fonte: Autor

Apesar dos resultados obtidos com base nos critérios apresentados, é verificado através do gráfico de escarpa, gráfico 44, que somente um fator é obtido. Já a tabela 14, sobre a variância total explicada, indica que o modelo é capaz de explicar aproximadamente 89% da variância dos dados originais com somente um fator obtido.

Gráfico 44 - Gráfico de escarpa– Análise fatorial 2



Fonte: Autor

Tabela 14 - Variância total explicada – Análise fatorial 2

Variância total explicada

Componente	Autovalores iniciais			Somas de extração de carregamentos ao quadrado		
	Total	% de variância	% cumulativa	Total	% de variância	% cumulativa
1	4,437	88,738	88,738	4,437	88,738	88,738
2	,280	5,608	94,346			
3	,140	2,804	97,150			
4	,080	1,598	98,748			
5	,063	1,252	100,000			

Método de Extração: Análise de Componente Principal.

Fonte: Autor

Como somente um fator foi obtido com esta análise, não se torna necessário verificar a matrix de componente e a matrix de componente rotacionada. A tabela 15 apresenta a matrix de coeficientes de componentes escores. Para o calculo do único fator obtido, multiplica-se as variáveis independentes pelos respectivos coeficientes. Para a análise da regressão linear do fator obtido em relação ao índice de reclamação do cliente, é inserida no banco de dados a nova variável Fator_1.

Tabela 15 - Matriz de coeficientes de componentes escores - Análise fatorial 2

Matriz de coeficiente de escore de componente

	Componente
	1
A_0_100	,216
R_40_80	,208
P_cv	-,207
P_kg_cv	,217
T_kg_kgfm	,213

Fonte: Autor
Método de Extração: Análise de Componente Principal.
Método de Rotação: Varimax com Normalização de Kaiser.
Escores de componente.

6.1.7 Regressão linear simples do fator obtido com a análise fatorial em relação ao índice de reclamação do cliente

Neste capítulo será realizada a regressão linear simples da variável independente Fator_1, obtida na análise fatorial do capítulo 6.2.2, em relação à variável dependente LN_Reclamação.

Tabela 16 - Resultado do modelo de regressão múltipla

Sumarização do modelo[b]

Modelo	R	R quadrado	R quadrado ajustado	Erro padrão da estimativa	Durbin-Watson
1	,787[a]	,620	,616	,53974	2,000

Fonte: Autor
a. Preditores: (Constante), Fator_1
b. Variável Dependente: LN_Reclamação

Conforme tabela 16, o coeficiente de determinação ajustado, ou R^2 ajustado, apresentou um valor de 0,616, ou seja, aproximadamente 62% da variabilidade da variável dependente "LN_Reclamação" é explicada pela variável independente Fator_1. Utiliza-se o valor ajustado do R^2, pois o mesmo será utilizado para comparar modelos com diferentes quantidades de variáveis. O valor ajustado permite esta comparação.

Tabela 17 - Resultado regressão múltipla ANOVA

ANOVA[a]

Modelo		Soma dos Quadrados	gl	Quadrado Médio	F	Sig.
1	Regressão	46,056	1	46,056	158,096	,000[b]
	Resíduo	28,258	97	,291		
	Total	74,314	98			

Fonte: Autor
a. Variável Dependente: LN_Reclamação
b. Preditores: (Constante), Fator_1

A seguir será verificado se a variável independente exerce influência significativa ou não sobre a variável dependente. Verifica-se a significância global do modelo testando a hipótese nula de que a variação explicada pelo modelo de regressão é maior do que a variação explicada pela média. Conforme visto acima, a variação explicada pela regressão é dada pelo R^2 ajustado. Seguem abaixo as hipóteses que serão testadas:

a) H_0: $R^2 = 0$

b) H_1: $R^2 > 0$

Para que haja evidências de que a regressão é significativa, não deve haver indícios de que seja possível aceitar a hipótese nula, ou seja, R^2 deve ser significativamente maior que zero. Para isso, o valor-p do teste F de significância global deve ser menor que $\alpha = 0,05$ para um intervalo de confiança de 95%. O valor-p do teste F de significância global, conforme tabela 17, é menor que 0,05 para um intervalo de confiança de 95%. Sendo a significância menor que α, não há indícios de que seja possível aceitar a hipótese nula de que o R^2 é igual a zero, evidenciando que estatisticamente pelo menos uma das variáveis do modelo tem relação com a variável dependente "LN_Reclamação".

Tabela 18 - Coeficientes regressão linear simples

Coeficientes[a]

Modelo		Coeficientes não padronizados		Coeficientes padronizados	t	Sig.	Estatísticas de colinearidade	
		B	Erro Padrão	Beta			Tolerância	VIF
1	(Constante)	3,621	,054		66,748	,000		
	Fator_1	,686	,055	,787	12,574	,000	1,000	1,000

a. Variável Dependente: LN_Reclamação

Fonte: Autor

A equação da regressão pode ser gerada a partir dos coeficientes obtidos na tabela 18, conforme segue:

$$LN_Reclamação = 3,621 + 0,686 \,.\, Fator_1 \qquad (21)$$

ou

$$\text{Reclamação} = e^{3,621+0,686.\text{Fator_1}} \quad (22)$$

Assim como foi verificada a significância geral do modelo, verifica-se na tabela 18 a significância isolada da variável independente Fator_1 e da constante. Para este teste é verificada a significância dos coeficientes β_0 e β_1. A hipótese nula a ser testada é se cada um destes coeficientes é igual a zero, contra a hipótese alternativa de que cada um dos coeficientes é significativamente diferente de zero. Como as significâncias são menores do que $\alpha = 0,05$ (para um intervalo de confiança de 95%), não há indícios de que seja possível aceitar a hipótese nula de que os valores dos coeficientes possuem valor igual a zero, logo há evidências de que as variáveis independentes podem estar relacionadas com a variável dependente "LN_Reclamação".

A partir deste momento será verificado o cumprimento dos pressupostos para a existência de uma boa regressão. Conforme exposto no capítulo 6.1.3, para a análise dos pressupostos da regressão linear múltipla, são inseridas no banco de dados duas novas variáveis: variável ZPR_1, que representa os valores previstos na forma padronizada, e variável ZRE_1, que representa os resíduos também na forma padronizada. As variáveis quadráticas destas também são calculadas: ZPR_2 e ZRE_2, respectivamente.

Na tabela 18 é também indicado o resultado do teste para a verificação do pressuposto da multicolinearidade. Como há somente uma variável independente, não é possível haver multicolinearidade, logo tanto o índice de Tolerância quanto o VIF possuem o valor 1,0.

O segundo pressuposto a ser verificado é o da ausência de autocorrelação serial nos resíduos, para o qual é avaliada a independência dos erros, ou seja, se não há causalidade entre os resíduos e a variável dependente. Para a análise deste pressuposto é gerado um relatório específico do SPSS® com o resultado do teste de DURBIN-WATSON, conforme explicado no capítulo 6.1.3. Conforme resultado apresentado na tabela 16, o valor obtido foi de 2,0. Como o valor obtido foi exatamente o valor recomendado, a maior probabilidade é a de que não tenha autocorrelação serial dos resíduos, ou seja, os valores dos resíduos muito provavelmente estão distribuídos aleatoriamente em torno do eixo X, sem uma tendência clara.

O terceiro pressuposto a ser verificado é o da Normalidade, através do teste de Kolmogorov-Smirnov, que examina se a distribuição dos resíduos é normal. Para este exame há as seguintes hipóteses a serem testadas:

a) H_0: a distribuição dos resíduos tem comportamento normal

b) H_1: a distribuição dos resíduos não tem comportamento normal

Tabela 19 - Pressuposto da normalidade da distribuição do erro

Teste de Kolmogorov-Smirnov de uma amostra

		Standardized Residual
N		99
Parâmetros normais[a,b]	Média	,0000000
	Desvio Padrão	,99488488
Diferenças Mais Extremas	Absoluto	,082
	Positivo	,036
	Negativo	-,082
Estatística do teste		,082
Significância Assint. (Bilateral)		,099[c]

Fonte: Autor
a. A distribuição do teste é Normal.
b. Calculado dos dados.
c. Correção de Significância de Lilliefors.

É verificado o pressuposto da normalidade da distribuição dos resíduos quando a significância for maior que 0,01, como ocorreu com o valor de 0,099 apresentado na tabela 19, indicando que não há evidências para rejeitar a hipótese nula, H_0, e que a maior probabilidade é a de que a distribuição dos resíduos tem comportamento normal.

Por fim é verificado o pressuposto da homoscedasticidade dos resíduos, através do teste de Pesarán-Pesarán. A presença de variâncias não homogêneas é uma violação a este pressuposto. O objetivo deste teste, conforme exposto no capítulo 6.1.3, é verificar se a variância dos resíduos se mantém constante ou homogênea em toda a extensão do eixo X. Este pressuposto é verificado através da regressão da variável dependente ZRE_2 (valores dos resíduos na forma padronizada elevados ao quadrado) e da variável independente ZPR_2 (valores previstos na forma padronizada elevados ao quadrado). Seguem as hipóteses a serem testadas:

a) H_0: os resíduos são homoscedásticos
b) H_1: os resíduos são heteroscedásticos

Tabela 20 - Pressuposto homoscedasticidade

ANOVA[a]

Modelo		Soma dos Quadrados	gl	Quadrado Médio	F	Sig.
1	Regressão	13,777	1	13,777	4,880	,030[b]
	Resíduo	273,856	97	2,823		
	Total	287,632	98			

Fonte: Autor
a. Variável Dependente: ZRE_2
b. Preditores: (Constante), ZPR_2

Conforme apresentado na tabela 20, a significância obtida foi de 0,03, maior que 0,01. Logo, não há indícios que sugiram a rejeição da hipótese nula, ou seja, não há evidências estatísticas de que a dispersão dos resíduos aumenta com o aumento dos valores do eixo X, logo a maior probabilidade é a de que o pressuposto da homoscedasticidade dos resíduos não é violado.

6.2 REGRESSÃO LINEAR MÚLTIPLA DAS MÉTRICAS DE DESEMPENHO VEICULAR EM RELAÇÃO AO ÍNDICE DE RECLAMAÇÃO DO CLIENTE

Diferentes combinações de variáveis foram avaliadas pela análise de regressão múltipla e a combinação que apresentou o melhor resultado foi a que combina P_kg_cv e A_0_100, conforme será apresentado neste capítulo.

Tabela 21 - Resultado do modelo de regressão múltipla

Sumarização do modelo[b]

Modelo	R	R quadrado	R quadrado ajustado	Erro padrão da estimativa	Durbin-Watson
1	,761[a]	,579	,570	,57102	1,941

Fonte: Autor
a. Preditores: (Constante), A_0_100, P_kg_cv
b. Variável Dependente: LN_Reclamação

Conforme tabela 21 de sumarização do modelo, o coeficiente de determinação ajustado, ou R^2 ajustado, apresentou um valor de 0,57, ou seja, 57% da variabilidade da variável dependente "LN_Reclamação" é explicada pelas variáveis independentes P_kg_cv e A_0_100.

Tabela 22 - Resultado regressão múltipla ANOVA

ANOVA[a]

Modelo		Soma dos Quadrados	gl	Quadrado Médio	F	Sig.
1	Regressão	43,012	2	21,506	65,957	,000[b]
	Resíduo	31,302	96	,326		
	Total	74,314	98			

Fonte: Autor
a. Variável Dependente: LN_Reclamação
b. Preditores: (Constante), A_0_100, P_kg_cv

Através da tabela 22, ANOVA, é verificada se a combinação linear das variáveis independentes exerce influência significativa ou não sobre a variável dependente. Verifica-se a significância global do modelo testando a hipótese nula de que a variação explicada pelo modelo de regressão é maior do que a variação explicada pela média. Para que haja evidências de que a regressão seja significativa, não deve haver indícios de que seja possível aceitar a hipótese nula, ou seja, R^2 deve ser significativamente maior que zero. Para isso, o valor-p do teste F de significância global deve ser menor que 0,05 para um intervalo de confiança de 95%. O valor-p do teste F de significância global obtido foi de 0,0 < 0,05 para um intervalo de confiança de 95%. Sendo a significância menor que α, não há indícios de que seja possível aceitar a hipótese nula de que o R^2 é igual a zero, evidenciando que, estatisticamente, pelo menos uma das variáveis do modelo tem relação com a variável dependente "LN_Reclamação".

Tabela 23 - Coeficientes regressão múltipla

Coeficientes[a]

Modelo		Coeficientes não padronizados		Coeficientes padronizados	t	Sig.	Estatísticas de colinearidade	
		B	Erro Padrão	Beta			Tolerância	VIF
1	(Constante)	-,005	,347		-,014	,988		
	P_kg_cv	,164	,078	,355	2,093	,039	,152	6,569
	A_0_100	,139	,056	,421	2,479	,015	,152	6,569

a. Variável Dependente: LN_Reclamação

Fonte: Autor

A equação da regressão pode ser gerada a partir dos coeficientes da tabela acima, conforme segue:

$$LN_Reclamação = 0{,}164 \,.\, A_0_100 + 0{,}139 \,.\, P_kg_cv \quad (23)$$

Ou

$$Reclamação = e^{0{,}164.A_0_100+0{,}139.P_kg_cv} \quad (24)$$

Assim como foi verificada a significância geral do modelo, verifica-se na tabela 23 de coeficientes a significância isolada das variáveis independentes P_kg_cv e A_0_100. Para este teste é verificada a significância dos coeficientes β_0, β_1 e β_2. A hipótese nula a ser testada é se cada um destes coeficientes é igual a zero, contra a hipótese alternativa de que cada um dos coeficientes é significativamente diferente de zero. Como os valores de significância das variáveis independentes P_kg_cv e A_0_100 são menores do que $\alpha = 0,05$ (para um intervalo de confiança de 95%), não há indícios de que seja possível aceitar a hipótese nula de que os valores dos coeficientes possuem valor igual a zero, logo há evidências de que as variáveis independentes podem estar relacionadas com a variável dependente "LN_Reclamação".

A partir deste momento será verificado o cumprimento dos pressupostos para a existência de uma boa regressão. Conforme exposto no capítulo 6.1.3, para a análise dos pressupostos da regressão linear múltipla, são inseridas no banco de dados duas novas variáveis: variável ZPR_1, que representa os valores previstos na forma padronizada, e variável ZRE_1, que representa os resíduos também na forma padronizada. As variáveis quadráticas destas também são calculadas: ZPR_2 e ZRE_2, respectivamente.

O primeiro pressuposto a ser verificado é o da multicolinearidade, através da verificação da correlação existente entre as diversas variáveis independentes. A conceituação deste pressuposto é apresentada no capítulo 6.1.3. A tabela 23 apresenta o relatório específico do SPSS® contendo as estatísticas de colinearidade Tolerância e *Variance Inflation Factor* (VIF). O valor obtido para o VIF foi de 6,569, estando dentro do limite considerado para a existência de multicolinearidade aceitável, ou seja, não há evidências estatísticas que sugiram a violação do pressuposto da multicolinearidade.

O segundo pressuposto a ser verificado é o da ausência de autocorrelação serial dos resíduos, para o qual é avaliada a independência dos erros, ou seja, se não há causalidade entre os resíduos e a variável dependente. Para a análise deste pressuposto é gerado um relatório específico do SPSS® com o resultado do teste de DURBIN-WATSON. Conforme apresentado na tabela 21, o teste resultou em um valor de 1,941. Através da tabela de valores críticos pode-se verificar que, para uma amostra com 99 observações e duas variáveis independentes, o valor crítico inferior (d_L) é 1,653 e o valor crítico superior (d_U) é 1,693. Após, é verificado se o resultado obtido no teste de DURBIN-WATSON está no intervalo entre os limites de d_U e 4-d_U, conforme representado na figura 42 do capítulo 6.1.3. Como o valor de 1,941 obtido neste teste está dentro do intervalo com limites de d_U e 4-d_U, não há evidências de que existe autocorrelação serial dos resíduos, ou seja, os valores dos resíduos

muito provavelmente estão distribuídos aleatoriamente em torno do eixo X, sem uma tendência clara.

O terceiro pressuposto a ser verificado é o da Normalidade, através do teste de Kolmogorov-Smirnov, que examina se a distribuição dos resíduos é normal. Este pressuposto é explicado com maior profundidade no capítulo 6.1.3. A tabela 24 apresenta o resultado deste teste.

Tabela 24 - Pressuposto da normalidade da distribuição do erro

Teste de Kolmogorov-Smirnov de uma amostra

		Standardized Residual
N		99
Parâmetros normais[a,b]	Média	,0000000
	Desvio Padrão	,98974332
Diferenças Mais Extremas	Absoluto	,088
	Positivo	,051
	Negativo	-,088
Estatística do teste		,088
Significância Assint. (Bilateral)		,055[c]

Fonte: Autor
a. A distribuição do teste é Normal.
b. Calculado dos dados.
c. Correção de Significância de Lilliefors.

É verificado o pressuposto da normalidade da distribuição dos resíduos já que, conforme resultado apresentado na tabela 24, o valor obtido para a significância foi de 0,055, maior que 0,01, indicando que não há evidências que suportem a rejeição da hipótese nula, H_0, e que a maior probabilidade é a de que a distribuição dos resíduos tenha comportamento normal.

Por fim é verificado o pressuposto da homoscedasticidade dos resíduos, através do teste de Pesarán-Pesarán. A presença de variâncias não homogêneas é uma violação a este pressuposto. Conforme apresentado na tabela 25, a significância obtida neste teste foi de 0,042, maior que 0,01. Com base neste resultado, não há indícios que sugiram a rejeição da hipótese nula, ou seja, não há evidências estatísticas de que a dispersão dos resíduos aumenta com o aumento dos valores do eixo X, logo a maior probabilidade é a de que o pressuposto da homoscedasticidade dos resíduos não é violado.

Tabela 25 - Pressuposto homoscedasticidade

ANOVA[a]

Modelo		Soma dos Quadrados	gl	Quadrado Médio	F	Sig.
1	Regressão	13,007	1	13,007	4,238	,042[b]
	Resíduo	297,729	97	3,069		
	Total	310,736	98			

Fonte: Autor
a. Variável Dependente: ZRE_2
b. Preditores: (Constante), ZPR_2

6.3 MÉTRICA PFI

Conforme apresentado no capítulo 2.4, a métrica PFI é proposta como uma grandeza capaz de representar a percepção subjetiva de potência do veículo pelo condutor e é calculada pela ponderação da aceleração máxima em cada marcha, conforme indicado na figura 7 do capítulo 2.4. Conforme exposto no referido capítulo, para um veículo com câmbio manual de 5 marchas, a aceleração máxima do veículo obtida em 1ª marcha corresponde a 20% da percepção do condutor, 2ª e 3ª marchas contribuem com 30% cada uma e 4ª e 5ª marchas contribuem com 10% cada uma. Conforme exposto no artigo *"Torque Boost" – Torque Increase and Fuel Economy Improvement during real world driving*, esta métrica de avaliação foi definida através de uma extensa investigação, na qual profissionais da área de testes veiculares avaliaram e compararam diferentes modelos de veículos presentes no mercado europeu. Sabe-se, através deste artigo, que esta grandeza obteve correlação com a avaliação subjetiva realizada por profissionais da área de testes veiculares. Cabe, agora, verificar se esta correlação também ocorre em relação aos clientes específicos do mercado brasileiro, não somente a profissionais qualificados da indústria automobilística.

6.3.1 Exame do banco de dados da métrica PFI

O estudo da métrica PFI tem como limitação o tamanho da amostra, pois um banco de dados com valores de PFI de somente 17 veículos foi disponibilizado para este estudo. Conforme exposto por Hair et al. (2005, p.147), "amostras pequenas, geralmente caracterizadas por menos de 20 observações, são apropriadas para análise apenas por regressão simples com uma única variável independente. Mesmo nessas situações, apenas relações muito fortes podem ser detectadas com algum grau de certeza". A tabela 26 indica a

estatística descritiva das variáveis que serão estudadas neste capítulo, com valores de CV abaixo de 0,30.

Tabela 26 - Estatística descritiva PFI_pond

Estatísticas Descritivas

	N	Mínimo	Máximo	Média	Desvio Padrão	Coeficiente Variação
LN_Reclamação	17	,69	4,53	3,37	,96	29%
PFI_pond	17	1,90	3,35	2,31	,34	15%
N válido (listwise)	17					

Fonte: Autor

6.3.2 Regressão linear simples da métrica PFI em relação ao índice de reclamação do cliente

Conforme tabela 27 de sumarização do modelo, o coeficiente de determinação ajustado, ou R^2 ajustado, apresentou um valor de 0,868, ou seja, aproximadamente 87% da variabilidade da variável dependente "LN_Reclamação" é explicada pela variável independente PFI_pond. Verifica-se a significância global do modelo testando a hipótese nula de que a variação explicada pelo modelo de regressão é maior do que a variação explicada pela média.

Tabela 27 - Cálculo do R^2 ajustado – Análise PFI ponderado

Sumarização do modelo[b]

Modelo	R	R quadrado	R quadrado ajustado	Erro padrão da estimativa	Durbin-Watson
1	,936[a]	,877	,868	,34928	1,359

Fonte: Autor
a. Preditores: (Constante), PFI_pond
b. Variável Dependente: LN_Reclamação

Através da tabela 28, ANOVA, é verificada se a variável independente exerce influência significativa ou não sobre a variável dependente. O valor-p do teste F de significância global deve ser menor que 0,05 para um intervalo de confiança de 95%. Como o valor obtido foi menor que 0,05, não há indícios de que seja possível aceitar a hipótese nula de que o R^2 é igual a zero, evidenciando que, estatisticamente, há evidencias de que a variável independente tem relação com a variável dependente "LN_Reclamação".

Tabela 28 - Teste ANOVA – Análise PFI ponderado

ANOVA[a]

Modelo		Soma dos Quadrados	gl	Quadrado Médio	F	Sig.
1	Regressão	12,996	1	12,996	106,528	,000[b]
	Resíduo	1,830	15	,122		
	Total	14,826	16			

Fonte: Autor

a. Variável Dependente: LN_Reclamação

b. Preditores: (Constante), PFI_pond

A equação da regressão pode ser gerada a partir da tabela 29 de coeficientes. Segue abaixo a equação obtida para a previsão do índice de reclamação do cliente a partir da métrica PFI do veículo.

Tabela 29 – Coeficientes – Análise PFI ponderado

Coeficientes[a]

Modelo		Coeficientes não padronizados		Coeficientes padronizados	t	Sig.
		B	Erro Padrão	Beta		
1	(Constante)	9,460	,596		15,875	,000
	PFI_pond	-2,633	,255	-,936	-10,321	,000

a. Variável Dependente: LN_Reclamação

Fonte: Autor

$$\text{LN_Reclamação} = 9{,}46 - 2{,}633 \,.\, \text{PFI_pond} \tag{25}$$

Ou

$$\text{Reclamação} = e^{9{,}46-2{,}633.\text{PFI_pond}} \tag{26}$$

Para a análise dos pressupostos da regressão linear simples, são inseridas no banco de dados duas novas variáveis: variável ZPR_1, que representa os valores previstos na forma padronizada, e variável ZRE_1, que representa os resíduos também na forma padronizada. As variáveis quadráticas destas também são calculadas: ZPR_2 e ZRE_2, respectivamente.

O primeiro pressuposto a ser verificado é o da ausência de autocorrelação serial dos resíduos, para o qual é avaliada a independência dos erros, ou seja, se não há causalidade entre os resíduos e a variável dependente. Conforme apresentado na tabela 27, o teste de DURBIN-WATSON resultou em um valor de 1,359. Através da tabela de valores críticos pode-se verificar que, para uma amostra com 17 observações e uma variável independente, o valor crítico inferior (d_L) é 0,873 e o valor crítico superior (d_U) é 1,102. Como o valor de 1,359 obtido neste teste está dentro do intervalo com limites de d_U e 4-d_U, não há evidências de que existe autocorrelação serial dos resíduos, ou seja, os valores dos resíduos muito

provavelmente estão distribuídos aleatoriamente em torno do eixo X, sem uma tendência clara.

O próximo pressuposto a ser verificado é o da distribuição normal dos resíduos. Este pressuposto será verificado através do teste de normalidade de Shapiro-Wilk, recomendado quando a amostra possui menos de 30 observações. Para este exame as seguintes hipóteses são testadas:

a) H_0: a distribuição dos resíduos é normal

b) H_1: a distribuição dos resíduos não tem comportamento normal

É verificado o pressuposto da normalidade da distribuição dos resíduos já que, conforme resultado apresentado na tabela 30, o valor obtido para a significância foi de 0,738, maior que 0,01, indicando que não há evidências que suportem a rejeição da hipótese nula, H_0, e que a maior probabilidade é a de que a distribuição dos resíduos tenha comportamento normal.

Tabela 30 - Pressuposto da normalidade da distribuição do erro - PFI

Testes de Normalidade

	Kolmogorov-Smirnov[a]			Shapiro-Wilk		
	Estatística	gl	Sig.	Estatística	gl	Sig.
Standardized Residual	,102	17	,200*	,966	17	,738

Fonte: Autor
*. Este é um limite inferior da significância verdadeira.
a. Correlação de Significância de Lilliefors

O último pressuposto a ser verificado é o da homoscedasticidade dos resíduos, através do teste de Pesarán-Pesarán. A presença de variâncias não homogêneas é uma violação a este pressuposto. Conforme apresentado na tabela 31, a significância obtida neste teste foi de 0,341, maior que 0,01. Com base neste resultado, não há indícios que sugiram a rejeição da hipótese nula, ou seja, não há evidências estatísticas de que a dispersão dos resíduos aumenta com o aumento dos valores do eixo X, logo a maior probabilidade é a de que o pressuposto da homoscedasticidade dos resíduos não é violado.

Tabela 31 - Pressuposto da homoscedasticidade - PFI

ANOVA[a]

Modelo		Soma dos Quadrados	gl	Quadrado Médio	F	Sig.
1	Regressão	,988	1	,988	,967	,341[b]
	Resíduo	15,322	15	1,021		
	Total	16,309	16			

Fonte: Autor
a. Variável Dependente: ZRE_2
b. Preditores: (Constante), ZPR_2

6.4 ASSOCIAÇÃO DA MÉTRICA PFI COM OUTRAS MÉTRICAS DE DESEMPENHO

Conforme exposto no capítulo 6.4.1 sobre o Exame do banco de dados da métrica PFI, uma limitação para o estudo desta métrica é o tamanho da amostra, pois um banco de dados com valores de PFI de somente 17 veículos foi disponibilizado para este estudo. A recomendação citada no referido capítulo é a de que amostras caracterizadas por menos de 20 observações devem ser analisadas apenas por regressão simples, ou seja, com uma única variável independente. Como a análise da associação da métrica PFI com outras métricas de desempenho resultaria na necessidade de realização de uma regressão múltipla, não recomendada, a mesma não será realizada pela incerteza da representatividade estatística dos resultados obtidos desta regressão.

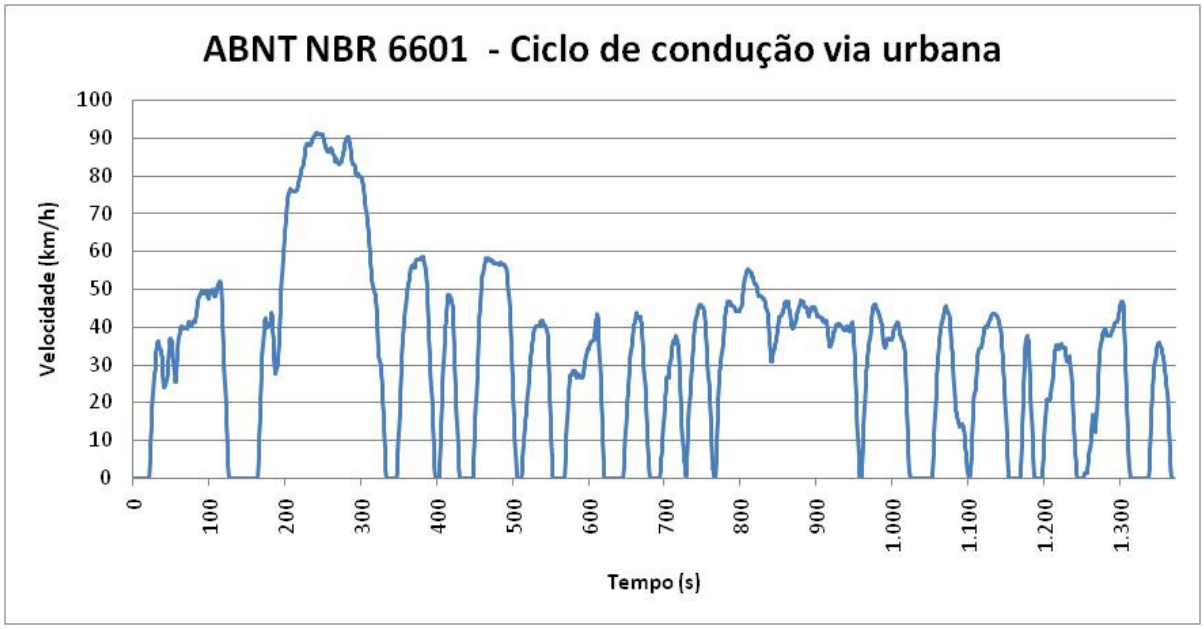
6.5 PROPOSTA DE MÉTRICA PFI AJUSTADA AO MERCADO BRASILEIRO

Conforme exposto no capítulo 2.4, a ponderação da métrica PFI foi definida através de uma extensa investigação, na qual profissionais da área de testes veiculares avaliaram e compararam diferentes modelos de veículos presentes no mercado europeu. Não necessariamente a ponderação considerada na métrica PFI corresponde à condição especifica de percepção do cliente do mercado brasileiro. Por este motivo, neste capítulo serão verificadas algumas propostas de melhoria da ponderação utilizada na métrica PFI, visando especificamente à percepção do cliente do mercado brasileiro e o aumento da correlação desta métrica com o índice de reclamação do cliente.

6.5.1 Proposta de métrica PFI baseada no tempo de condução do veículo em cada marcha

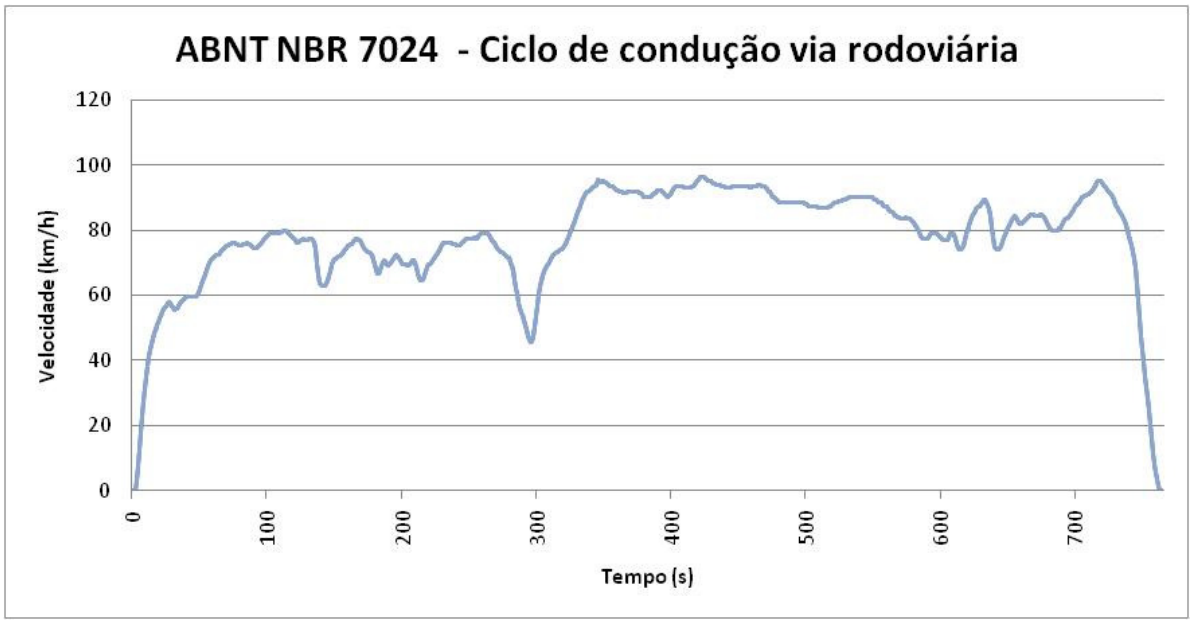
No capítulo 3.4 sobre os resultados gerais da pesquisa de satisfação dos clientes foi verificado que historicamente a utilização de veículos em vias urbanas é de 73% e em vias rodoviárias é de 27%. Para se obter a porcentagem de utilização de cada marcha pelo condutor brasileiro é proposta a utilização das normas ABNT NBR 6601 e NBR 7024 para a obtenção das coordenadas de velocidade (km/h) por tempo do teste (s) dos ciclos de condução em vias urbanas e rodoviárias, respectivamente, assim como as velocidades indicadas para a realização da troca de marcha. Os gráficos 45 e 46 foram gerados a partir das coordenadas de cada ciclo.

Gráfico 45 - NBR 6601 Ciclo de condução urbano - Velocidade (km/h)



Fonte: Autor “adaptado de” NBR 6601, 2012

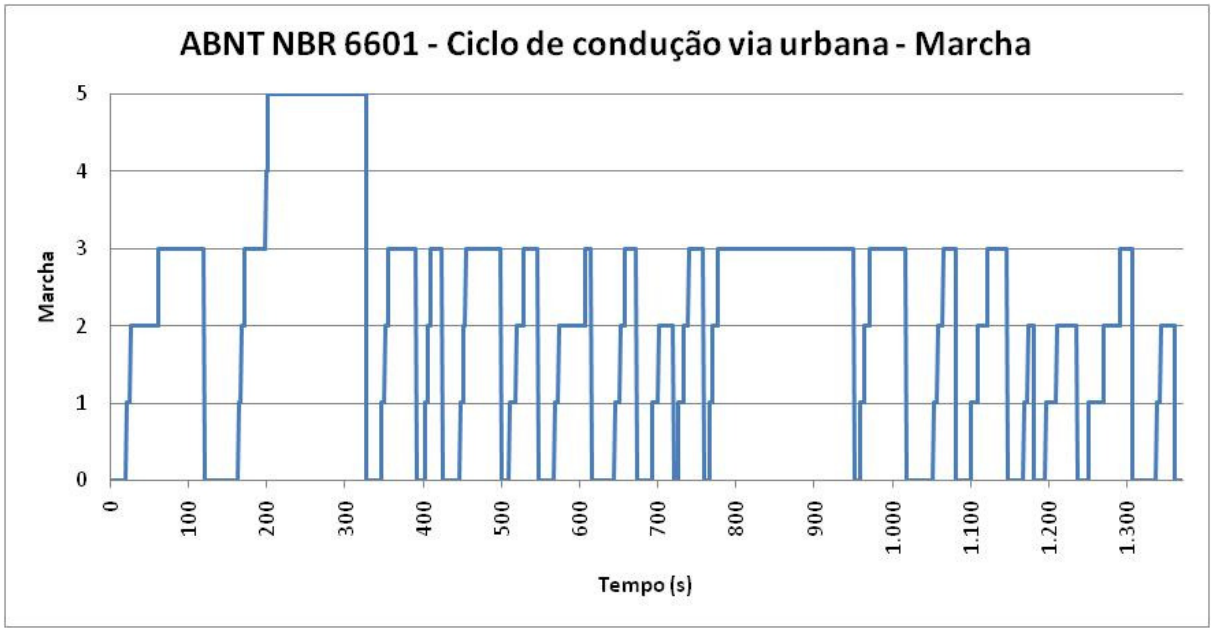
Gráfico 46 - NBR 7024 Ciclo de condução estrada - Velocidade (km/h)



Fonte: Autor “adaptado de” NBR 7024, 2010.

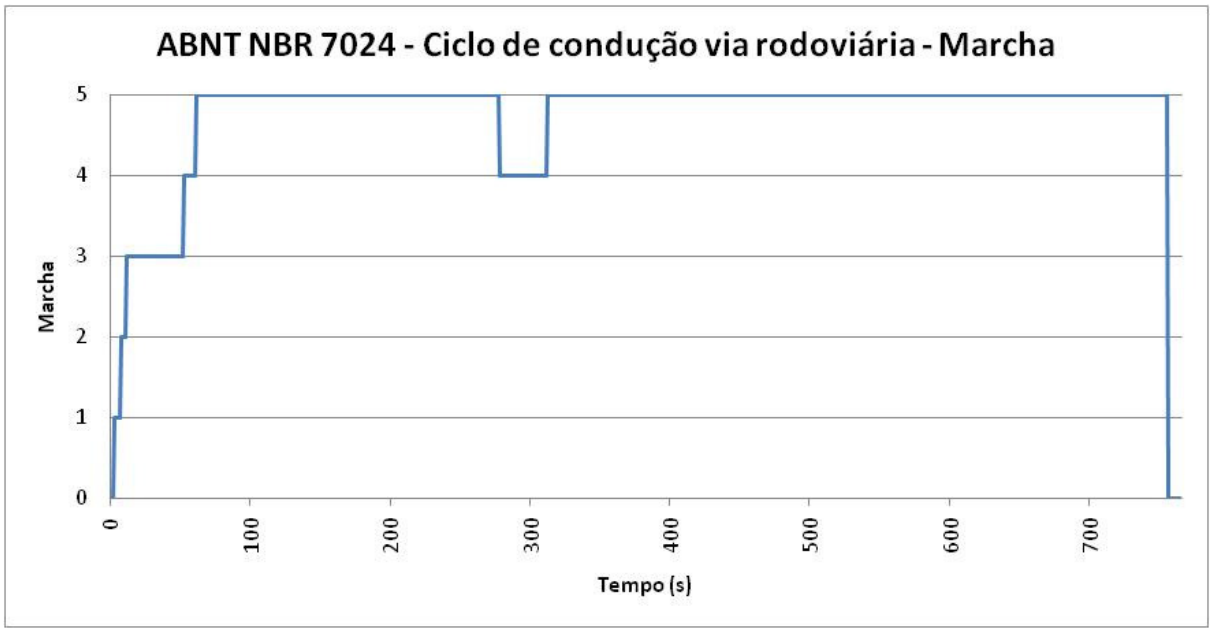
A partir das coordenadas de velocidade (km/h) por tempo do teste (s) para ambos os ciclos de condução e das velocidades indicadas para a realização da troca de marcha é possível gerar os gráficos 47 e 48, que indicam a marcha utilizada durante a condução de cada um dos ciclos.

Gráfico 47 - NBR 6601 Ciclo de condução urbano – Marcha



Fonte: Autor “adaptado de” NBR 6601, 2012

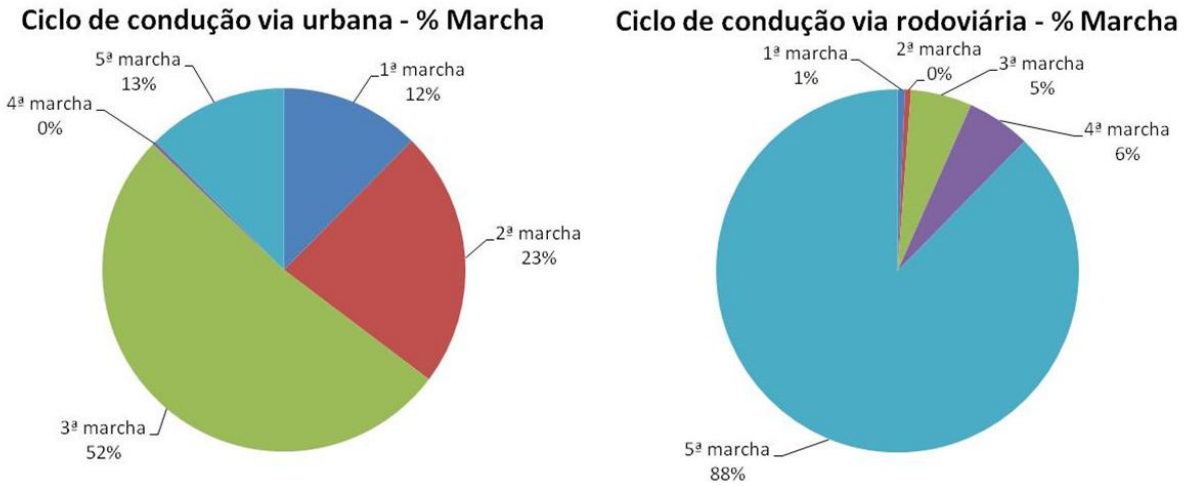
Gráfico 48 – NBR 7024 Ciclo de condução estrada – Marcha



Fonte: Autor "adaptado de" NBR 7024, 2010.

Para uma melhor visualização da porcentagem do tempo de condução que o veículo permanece em cada marcha, exclui-se o tempo do ciclo que o veículo permanece em marcha neutra, resultando nos gráficos apresentados na figura 49.

Figura 49 - Ciclo de condução urbana e estrada – % Marcha



Fonte: Autor

Conforme exposto no início deste capítulo, o resultado geral da pesquisa de satisfação dos clientes mostra que historicamente a utilização de veículos em vias urbanas é de 73% e em vias rodoviárias é de 27%. Aplicando-se esta ponderação para a porcentagem de utilização

de cada marcha em um ciclo combinado, obtém-se que para as normas citadas acima, 10% do tempo de condução é em 1ª marcha, 18% em 2ª marcha, 42% em 3ª marcha, 1% em 4ª marcha e 29% em 5ª marcha. O tempo de condução em 4ª marcha de somente 1% deve-se ao fato de que para o ciclo urbano, que conforme esta hipótese representa 73% do tempo total de condução do veículo, não há um período significativo de permanência em velocidade que demande a utilização desta marcha, somente a passagem para maiores velocidades as quais demandam a utilização da 5ª marcha. Logo, para o ciclo urbano o tempo de condução do veículo em 4ª marcha é de 0%. Para evitar este tipo de inconsistência, as marchas do veículo foram agrupadas conforme segue:

a) 1ª marcha – Marcha de arrancada;
b) 2ª e 3ª marcha – Marchas de baixa velocidade;
c) 4ª e 5ª marcha – Marchas de alta velocidade (caso haja uma 6ª marcha, incluir neste grupo).

Redistribuindo a porcentagem de utilização de cada marcha dentro dos respectivos grupos e ponderando entre os ciclos de condução em via urbana e via rodoviária, obtêm-se os resultados apresentados na figura 50 para a ponderação do PFI proposto em comparação ao PFI ponderado já conhecido. Observa-se que para o PFI proposto há uma redução na porcentagem do tempo de utilização da marcha de arranque, sendo esta redução "realocada" para o aumento da porcentagem de utilização das marchas de alta velocidade. Já os valores para as marchas de baixa velocidade permanecem inalterados.

Figura 50 - Porcentagem de utilização das marchas - PFI Ponderado vs. PFI Proposto

PFI Ponderado

	5 marchas	6 marchas
1ª marcha	20%	18,2%
2ª marcha	30%	27,3%
3ª marcha	30%	27,3%
4ª marcha	10%	9,1%
5ª marcha	10%	9,1%
6ª marcha	-	9,1%

PFI Proposto

	5 marchas	6 marchas
1ª marcha	10%	8,7%
2ª marcha	30%	26,1%
3ª marcha	30%	26,1%
4ª marcha	15%	13,0%
5ª marcha	15%	13,0%
6ª marcha	-	13,0%

Fonte: Autor

6.5.1.1 Exame do banco de dados da proposta de métrica PFI baseada no tempo de condução do veículo em cada marcha

Neste capítulo será verificada se a ponderação proposta para a métrica PFI ajustada ao mercado brasileiro resulta em uma maior correlação com o índice de reclamação do cliente, em comparação com o resultado da correlação obtida com a métrica PFI conhecida. Assim como no estudo da métrica PFI ponderado, exposto no capítulo 6.4.1, o PFI proposto tem como limitação o tamanho da amostra, pois somente 17 observações foram disponibilizadas para este estudo. A tabela 32 indica a estatística descritiva das variáveis que serão estudadas neste capítulo, com valores de CV abaixo de 0,30.

Tabela 32 - Estatística descritiva PFI proposto

Estatísticas Descritivas

	N	Mínimo	Máximo	Média	Desvio Padrão	Coeficiente Variação
LN_Reclamação	17	,69	4,53	3,3720	0,9629	29%
PFI_Proposto	17	1,65	3,04	2,0120	0,3248	16%
N válido (listwise)	17					

Fonte: Autor

O modelo de curva de tendência que melhor representa os dados originais do PFI proposto é o exponencial, assim como o utilizado para o PFI conhecido.

6.5.1.2 Regressão linear simples da proposta de métrica PFI baseada no tempo de condução do veículo em cada marcha

Conforme tabela 33 de sumarização do modelo, o coeficiente de determinação ajustado, ou R^2 ajustado, apresentou um valor de 0,843, ou seja, aproximadamente 84% da variabilidade da variável dependente "LN_Reclamação" é explicada pela variável independente PFI_Proposto. Verifica-se a significância global do modelo testando a hipótese nula de que a variação explicada pelo modelo de regressão é maior do que a variação explicada pela média.

Tabela 33 - Cálculo do R^2 ajustado – Análise PFI proposto

Sumarização do modelo[b]

Modelo	R	R quadrado	R quadrado ajustado	Erro padrão da estimativa	Durbin-Watson
1	,924[a]	,853	,843	,38127	1,331

Fonte: Autor
a. Preditores: (Constante), PFI_Proposto
b. Variável Dependente: LN_Reclamação

Através da tabela 34, ANOVA, é verificada se a variável independente exerce influência significativa ou não sobre a variável dependente. O valor-p do teste F de significância global deve ser menor que 0,05 para um intervalo de confiança de 95%. Como o valor obtido foi menor que 0,05, não há indícios de que seja possível aceitar a hipótese nula de que o R^2 é igual a zero, evidenciando que, estatisticamente, há evidências de que a variável independente tem relação com a variável dependente "LN_Reclamação".

Tabela 34 - Teste ANOVA – Análise PFI proposto

ANOVA[a]

Modelo		Soma dos Quadrados	gl	Quadrado Médio	F	Sig.
1	Regressão	12,655	1	12,655	87,053	,000[b]
	Resíduo	2,181	15	,145		
	Total	14,835	16			

Fonte: Autor
a. Variável Dependente: LN_Reclamação
b. Preditores: (Constante), PFI_Proposto

Como resultado para a proposta de uma ponderação para a métrica PFI, baseada no tempo de utilização de cada marcha durante a condução, o R^2 ajustado obtido com a variável independe PFI_Proposto (0,843) foi aproximadamente 3% menor do que o obtido com a variável independente PFI_pond (0,868).

6.5.2 Proposta de métrica PFI baseada na importância de cada marcha para a percepção do cliente

Neste capítulo serão estudadas novas propostas de ponderação para a métrica PFI, com o intuito de aumentar a correlação com o índice de reclamação do cliente. Ao contrário do exposto no capítulo 6.5.1, o qual versa sobre a otimização desta métrica com base no tempo de utilização de cada marcha por um condutor especificamente do mercado brasileiro, neste capítulo será considerado o critério da importância de cada marcha na percepção geral do

cliente. Por fim espera-se, em comparação com o resultado da correlação obtida com a métrica PFI conhecida, um aumento do R^2 ajustado. Na figura 51 estão indicados os resultados do R^2 ajustado de cada uma destas tentativas.

Figura 51 – Comparativo propostas ponderação PFI

PFI Ponderado

	5 marchas	6 marchas
1ª marcha	20%	18,2%
2ª marcha	30%	27,3%
3ª marcha	30%	27,3%
4ª marcha	10%	9,1%
5ª marcha	10%	9,1%
6ª marcha	-	9,1%

R quadrado ajustado 0,868

PFI Proposto 2

	5 marchas	6 marchas
1ª marcha	10%	8,3%
2ª marcha	30%	25,0%
3ª marcha	30%	25,0%
4ª marcha	20%	16,7%
5ª marcha	10%	16,7%
6ª marcha	-	8,3%

R quadrado ajustado 0,834

PFI Proposto 3

	5 marchas	6 marchas
1ª marcha	15%	13,0%
2ª marcha	30%	26,1%
3ª marcha	30%	26,1%
4ª marcha	15%	13,0%
5ª marcha	10%	13,0%
6ª marcha	-	8,7%

R quadrado ajustado 0,850

PFI Proposto 4

	5 marchas	6 marchas
1ª marcha	20%	17,4%
2ª marcha	30%	26,1%
3ª marcha	25%	21,7%
4ª marcha	15%	13,0%
5ª marcha	10%	13,0%
6ª marcha	-	8,7%

R quadrado ajustado 0,855

PFI Proposto 5

	5 marchas	6 marchas
1ª marcha	25%	21,7%
2ª marcha	30%	26,1%
3ª marcha	20%	17,4%
4ª marcha	15%	13,0%
5ª marcha	10%	13,0%
6ª marcha	-	8,7%

R quadrado ajustado 0,854

PFI Proposto 6

	5 marchas	6 marchas
1ª marcha	25%	23,8%
2ª marcha	35%	33,3%
3ª marcha	30%	28,6%
4ª marcha	5%	4,8%
5ª marcha	5%	4,8%
6ª marcha	-	4,8%

R quadrado ajustado 0,879

PFI Proposto 7

	5 marchas	6 marchas
1ª marcha	30%	28,6%
2ª marcha	35%	33,3%
3ª marcha	25%	23,8%
4ª marcha	5%	4,8%
5ª marcha	5%	4,8%
6ª marcha	-	4,8%

R quadrado ajustado 0,885

PFI Proposto 8

	5 marchas	6 marchas
1ª marcha	35%	33,3%
2ª marcha	30%	28,6%
3ª marcha	25%	23,8%
4ª marcha	5%	4,8%
5ª marcha	5%	4,8%
6ª marcha	-	4,8%

R quadrado ajustado 0,888

PFI Proposto 9

	5 marchas	6 marchas
1ª marcha	40%	38,1%
2ª marcha	30%	28,6%
3ª marcha	20%	19,0%
4ª marcha	5%	4,8%
5ª marcha	5%	4,8%
6ª marcha	-	4,8%

R quadrado ajustado 0,884

PFI Proposto 10

	5 marchas	6 marchas
1ª marcha	45%	42,9%
2ª marcha	30%	28,6%
3ª marcha	15%	14,3%
4ª marcha	5%	4,8%
5ª marcha	5%	4,8%
6ª marcha	-	4,8%

R quadrado ajustado 0,876

PFI Proposto 11

	5 marchas	6 marchas
1ª marcha	35%	33,3%
2ª marcha	35%	33,3%
3ª marcha	20%	19,0%
4ª marcha	5%	4,8%
5ª marcha	5%	4,8%
6ª marcha	-	4,8%

R quadrado ajustado 0,886

PFI Proposto 12

	5 marchas	6 marchas
1ª marcha	35%	34,0%
2ª marcha	30%	29,1%
3ª marcha	25%	24,3%
4ª marcha	7%	6,8%
5ª marcha	3%	2,9%
6ª marcha	-	2,9%

R quadrado ajustado 0,894

Fonte: Autor

Com base nos resultados apresentados na figura 51, é sugerida a utilização do PFI Proposto 12 para a realização da regressão linear simples em relação ao índice de reclamação do cliente do mercado brasileiro, já que o R^2 ajustado obtido com esta proposta foi de 0,894, 3% acima do R^2 ajustado obtido com o PFI ponderado conhecido, de 0,868.

6.5.2.1 Regressão linear simples da proposta de métrica PFI baseada na importância de cada marcha para a percepção do cliente

Conforme tabela 35 de sumarização do modelo, o coeficiente de determinação ajustado, ou R^2 ajustado, apresentou um valor de 0,894, ou seja, aproximadamente 89% da variabilidade da variável dependente "LN_Reclamação" é explicada pela variável independente PFI_Proposto (tentativa 12). Verifica-se a significância global do modelo testando a hipótese nula de que a variação explicada pelo modelo de regressão é maior do que a variação explicada pela média.

Tabela 35 - Cálculo do R^2 ajustado – Análise PFI ponderado

Sumarização do modelo[b]

Modelo	R	R quadrado	R quadrado ajustado	Erro padrão da estimativa	Durbin-Watson
1	,949[a]	,900	,894	,31403	1,445

Fonte: Autor
a. Preditores: (Constante), PFI_Proposto
b. Variável Dependente: LN_Reclamação

Através da tabela 36, ANOVA, é verificada se a variável independente exerce influência significativa ou não sobre a variável dependente. O valor-p do teste F de significância global deve ser menor que 0,05 para um intervalo de confiança de 95%. Como o valor obtido foi menor que 0,05, não há indícios de que seja possível aceitar a hipótese nula de que o R^2 é igual a zero, evidenciando que, estatisticamente, há evidencias de que a variável independente tem relação com a variável dependente "LN_Reclamação".

Tabela 36 - Teste ANOVA – Análise PFI ponderado

ANOVA[a]

Modelo		Soma dos Quadrados	gl	Quadrado Médio	F	Sig.
1	Regressão	13,356	1	13,356	135,440	,000[b]
	Resíduo	1,479	15	,099		
	Total	14,835	16			

Fonte: Autor
a. Variável Dependente: LN_Reclamação
b. Preditores: (Constante), PFI_Proposto

A equação da regressão pode ser gerada a partir da tabela 37 de coeficientes. Segue abaixo a equação obtida para a previsão do índice de reclamação do cliente a partir da métrica PFI do veículo.

Tabela 37 – Coeficientes – Análise PFI ponderado

Coeficientes[a]

Modelo		Coeficientes não padronizados		Coeficientes padronizados	t	Sig.
		B	Erro Padrão	Beta		
1	(Constante)	10,059	,580		17,355	,000
	PFI_Proposto	-2,444	,210	-,949	-11,638	,000

a. Variável Dependente: LN_Reclamação

Fonte: Autor

LN_Reclamação = 10,059 – 2,444 . PFI_Proposto (tentativa 12) (27)

Ou

$$\text{Reclamação} = e^{10,059-2,444.\text{PFI_Proposto}} \quad (28)$$

Para a análise dos pressupostos da regressão linear simples, são inseridas no banco de dados duas novas variáveis: variável ZPR_1, que representa os valores previstos na forma padronizada, e variável ZRE_1, que representa os resíduos também na forma padronizada. As variáveis quadráticas destas também são calculadas: ZPR_2 e ZRE_2, respectivamente.

O primeiro pressuposto a ser verificado é o da ausência de autocorrelação serial dos resíduos, para o qual é avaliada a independência dos erros, ou seja, se não há causalidade entre os resíduos e a variável dependente. Conforme apresentado na tabela 35, o teste de DURBIN-WATSON resultou em um valor de 1,445. Através da tabela de valores críticos pode-se verificar que, para uma amostra com 17 observações e uma variável independente, o valor crítico inferior (d_L) é 0,873 e o valor crítico superior (d_U) é 1,102. Como o valor de 1,445 obtido neste teste está dentro do intervalo com limites de d_U e 4-d_U, não há evidências

de que existe autocorrelação serial dos resíduos, ou seja, os valores dos resíduos muito provavelmente estão distribuídos aleatoriamente em torno do eixo X, sem uma tendência clara.

O próximo pressuposto a ser verificado é o da distribuição normal dos resíduos. Este pressuposto será verificado através do teste de normalidade de Shapiro-Wilk, recomendado quando a amostra possui menos de 30 observações. É verificado o pressuposto da normalidade da distribuição dos resíduos já que, conforme resultado apresentado na tabela 38, o valor obtido para a significância foi de 0,833, maior que 0,01, indicando que não há evidências que suportem a rejeição da hipótese nula, H_0, e que a maior probabilidade é a de que a distribuição dos resíduos tenha comportamento normal.

Tabela 38 - Pressuposto da normalidade da distribuição do erro - PFI

Testes de Normalidade

	Kolmogorov-Smirnov[a]			Shapiro-Wilk		
	Estatística	gl	Sig.	Estatística	gl	Sig.
Standardized Residual	,140	17	,200*	,971	17	,833

Fonte: Autor
*. Este é um limite inferior da significância verdadeira.
a. Correlação de Significância de Lilliefors

O último pressuposto a ser verificado é o da homoscedasticidade dos resíduos, através do teste de Pesarán-Pesarán. A presença de variâncias não homogêneas é uma violação a este pressuposto. Conforme apresentado na tabela 39, a significância obtida neste teste foi de 0,495, maior que 0,01.

Tabela 39 - Pressuposto da homoscedasticidade - PFI

ANOVA[a]

Modelo		Soma dos Quadrados	gl	Quadrado Médio	F	Sig.
1	Regressão	,683	1	,683	,490	,495[b]
	Resíduo	20,914	15	1,394		
	Total	21,597	16			

Fonte: Autor
a. Variável Dependente: ZRE_2
b. Preditores: (Constante), ZPR_2

Com base neste resultado, não há indícios que sugiram a rejeição da hipótese nula, ou seja, não há evidências estatísticas de que a dispersão dos resíduos aumenta com o aumento

dos valores do eixo X, logo a maior probabilidade é a de que o pressuposto da homoscedasticidade dos resíduos não é violado.

6.6 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Os resultados obtidos com as análises realizadas no capítulo 6 deste trabalho são comparados na tabela 40. Esta tabela compara o coeficiente de determinação ajustado (R^2 ajustado), o atendimento da respectiva significância, o tamanho da amostra e o resultado do teste dos pressupostos. Com base neste comparativo, pode-se observar que apesar da amostra de somente 17 observações, as métricas PFI, seja a métrica conhecida ou proposta, são as que apresentam o maior R^2 ajustado. Os resultados sugerem que, para a métrica PFI conhecida, aproximadamente 87% da variabilidade da variável dependente "LN_Reclamação" é explicada pela variável independente PFI conhecida. Para esta regressão também foram verificados os respectivos pressupostos, não havendo evidências de violação dos mesmos, sugerindo assim a validação deste modelo.

Tabela 40 - Comparativo resultados regressões

	R^2 ajustado	Significância	Amostra	Pressupostos
Regressão simples - Análise fatorial	0,616	✔	✔	✔
Regressão múltipla - Métricas desempenho [P_kg_cv & A_0_100]	0,570	✔	✔	✔
Regressão simples - PFI	0,868	✔	!	✔
Regressão múltipla - PFI + Métricas desempenho	-	-	✘	-
Regressão simples - PFI_Proposto	0,894	✔	!	✔

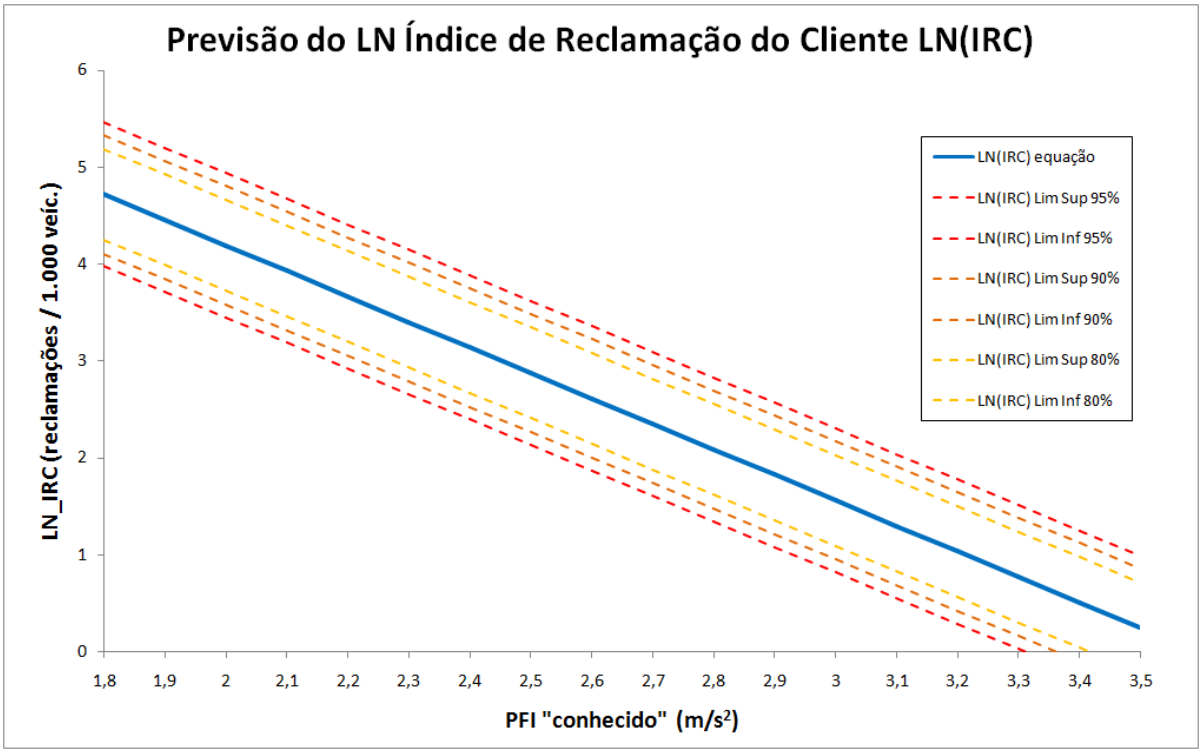
Legenda:
✔ Atende
! Atende com limitações
✘ Não atende

Fonte: Autor

Dentre as propostas de métrica PFI ajustadas ao mercado brasileiro, o melhor resultado foi o obtido com a proposta baseada na importância de cada marcha para a percepção do cliente, com um R^2 ajustado de aproximadamente 89%, ou seja, 3% acima da métrica PFI conhecida. Como o R^2 ajustado obtido para a proposta de métrica PFI ajustada para o mercado brasileiro não foi significativamente maior em relação ao R^2 da métrica PFI conhecida, é recomendada a utilização da métrica PFI conhecida para a previsão do índice de reclamação do cliente para novos projetos veiculares.

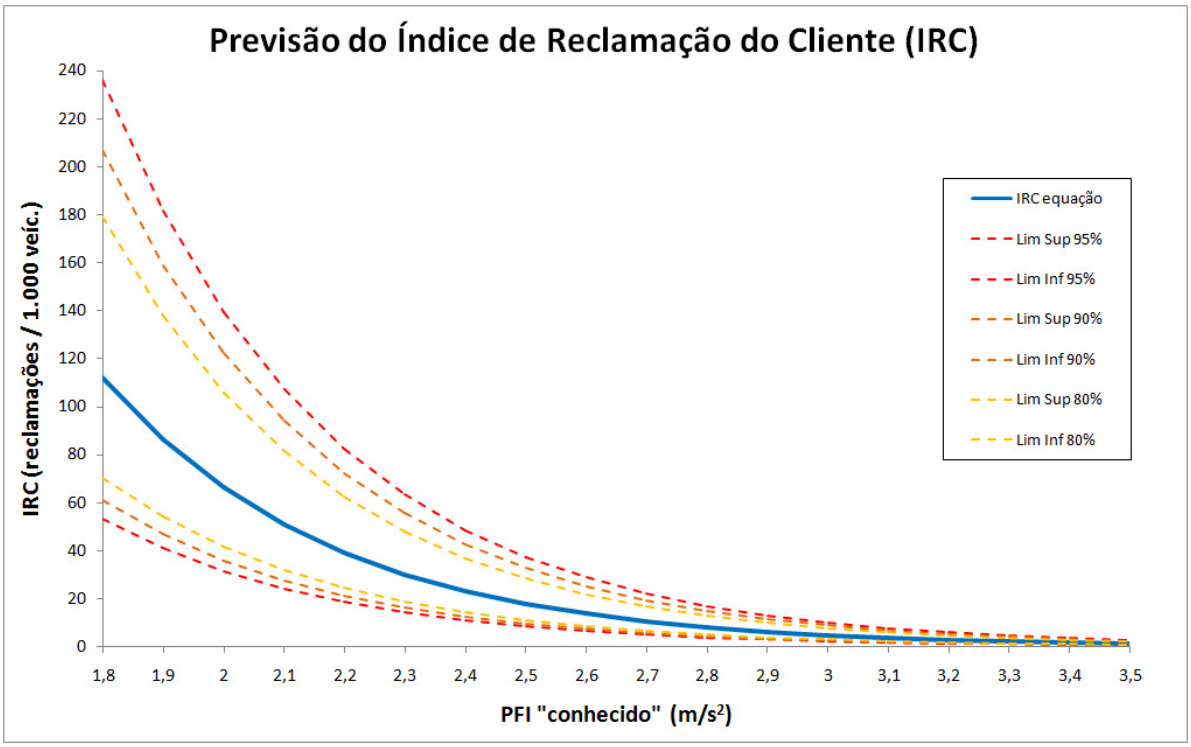
Conforme apresentado no capítulo 6.1.4, a partir da equação obtida com a regressão é possível realizar uma estimativa pontual que corresponde à previsão média, porém existem erros de previsão que podem ser apresentados através do intervalo de confiança. Os gráficos 52 e 53 apresentam, respectivamente, os gráficos propostos para a previsão do logaritmo e do próprio índice de reclamação do cliente (IRC), ambos a partir da métrica PFI conhecida. Além disso, são apresentados os respectivos limites superiores e inferiores para os intervalos de confiança de 95%, 90% e 80%. Conforme exposto no capítulo 6.1.4, esses limites são calculados a partir do valor previsto pela equação obtida com a regressão, o qual é somado ou subtraído pelo erro padrão da estimativa e, por fim, multiplicado pelo valor t correspondente. Observa-se que a equação do logaritmo IRC pode ser representada por uma reta, assim como os respectivos intervalos de confiança, com distâncias constantes entre si. Já para o gráfico do próprio IRC, observa-se que as retas são transformadas em curvas exponenciais, tanto para a equação quanto para os intervalos de confiança, as quais possuem distâncias não constantes entre si. Observa-se que quanto menor o PFI, maior a distância entre o valor previsto de IRC e os limites dos intervalos de confiança e, consequentemente, mais imprecisa é a estimativa.

Gráfico 52 - Previsão do LN índice de reclamação do cliente com base na métrica PFI "conhecida".



Fonte: Autor

Gráfico 53 - Previsão do índice de reclamação do cliente com base na métrica PFI "conhecida".



Fonte: Autor

7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Através do estudo das principais métricas utilizadas para descrever o desempenho longitudinal de um veículo de passeio e da métrica *Performance Feel Index* (PFI), foi possível avaliar a correlação destas com os resultados das pesquisas de satisfação realizadas com os clientes de diversas marcas e modelos de veículos presentes no mercado brasileiro. Além do estudo dessas métricas, foram desenvolvidas propostas de ajuste da ponderação utilizada para o cálculo da métrica PFI existente, com o intuito de ajustá-la ao cliente do mercado brasileiro e, consequentemente, aumentar a correlação com o índice de reclamação do cliente (IRC).

Uma limitação deste trabalho foi a impossibilidade de estudo da associação da métrica PFI conhecida com outras métricas de desempenho longitudinal já que, conforme recomendado por Hair et al. (2005), amostras caracterizadas por menos de 20 observações devem ser analisadas apenas por regressão simples, ou seja, com uma única variável independente.

A primeira recomendação para trabalhos futuros é o desenvolvimento de um banco de dados da métrica PFI e demais métricas de desempenho longitudinal com no mínimo 20 observações, possibilitando assim a associação da métrica PFI com outras métricas e o estudo através da regressão múltipla. A segunda recomendação é focada no ajuste da ponderação da métrica PFI ao mercado brasileiro, para o qual é sugerido o estudo através de ciclos de condução diferentes dos aplicados neste trabalho, os quais considerem características peculiares de cada região do Brasil, como a condução em aclives. A última recomendação é a adaptação da métrica PFI, ou o desenvolvimento de outra métrica baseadas na aceleração, para o estudo da correlação desta com outras categorias de reclamação do cliente como, por exemplo, o conforto de troca de marcha de diferentes conceitos de transmissão e acoplamento, em especial as automatizadas.

Com base nos resultados obtidos com as análises realizadas neste trabalho, é recomendada a utilização da métrica PFI conhecida para a previsão do índice de reclamação do cliente do mercado brasileiro, como estimativa deste índice durante as fases de desenvolvimento e aprovação de novos projetos veiculares.

REFERÊNCIAS

ALFACOM Pesquisa e Processamento de Dados LTDA. **QAS - Guide Book**. Atualização Janeiro/04. São Paulo, 2004.

Associação Brasileira de Normas Técnicas **NBR 6601: Veículos rodoviários automotores leves: determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de carbono e material particulado no gás de escapamento.** Rio de Janeiro, 2012.

_____. **NBR 7024: Veículos rodoviários automotores leves: medição do consumo de combustível: método de ensaio**. Rio de Janeiro, 2010.

ASSOCIAÇÃO NACIONAL DE EDITORES DE REVISTAS – **Circulação média revistas mensais pagas.** Disponível em: <http://aner.org.br/dados-de-mercado/circulacao/>. Acesso em: 25 out. 2015.

BERTONCINI, R. **Estudo de melhoria da eficiência energética de um veículo flex-fuel no contexto do Inovar-Auto.** São Bernardo do Campo: Centro Universitário da FEI, 2014.

BOSCH, R. **Manual de Tecnologia Automotiva**. 25. ed. São Paulo: Blucher, 2005.

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna.** 3. ed. São Paulo: Blucher, v. I, 2012.

COCHRAN, W. **Sampling Techniques.** 3. ed. New York: John Wiley& Sons, 1977.

CORRAR, L. J.; PAULO, E.; DIAS FILHO, J. M. **Análise multivariada para os cursos de Administração, Ciências Contábeis e Economia.** FIPECAFI. São Paulo: Atlas, 2007.

GENTA, G. **Motor Vehicle Dynamics:** Modeling and Simulation. Singapore: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 2006.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics.** Warrendale: SAE, 1992.

HAIR JR., J. F. et al. **Análise Multivariada de Dados.** 5. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

HASTIE, T.; TIBSHIRANI, R.; FRIEDMAN, J. **The Elements of Statistical Learning**: data mining, inference, and prediction. 2nd ed. Stanford: Springer, 2008.

HEINZ, H. **Advanced Engine Technology.** Warrendale: SAE, 1995.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals.** New York: McGraw-Hill, 1988.

IPSOS. **Institucional.** Disponível em: <http://www.ipsos.com.br/>. Acesso em: 28 out. 2015.

KOTLER, P. **Administração de Marketing**; análise, planejamento, implementação e controle. 10. ed. Atlas, 2000.

MORETTIN, L. G. **Estatística Básica:** probabilidade e inferência. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

NAUNHEIMER, H.; LECHNER, G.; **Automotive transmissions**: fundamentals, selection, design and application. Heidelberg: Springer, 2011.

NEWTON, I. **The Principia**: a new translation by I.B. Cohen and A. Whitman. Berkeley: University of California press, 1999.

Quatro Rodas. **Metodologia dos testes**. Disponível em: <http://quatrorodas.abril.com.br/carros/metodologia/>. Acesso em: 17 mar. 2015.

_____.**Acervo digital.** Disponível em: <http://quatrorodas.abril.com.br/acervodigital/>. Acesso em: 23 mar. 2015.

RECHS, M. et al. **"Torque Boost"– Drehmomenterhöhung und Verbrauchsreduzierung im realen Fahrbetrieb**, 23. Int. Wiener Motorensymposium, 25./26. April 2002.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. **The Automotive Chassis:** engineering principles. 2nd ed. Warrendale: SAE, 2002.

RILL, G. **Vehicle Dynamics**. Hochschule Regensburg: University of Applied Sciences. Lecture notes, 2009.

SMITH, C. **Tune to win.** Fallbrook: Aero Publishers, 1978.