



FACULDADE HORIZONTINA

MARTA ADÉLIA WACHHOLZ

**ESTUDO SOBRE A VIABILIDADE DE ALTERAÇÃO DA RELAÇÃO
DE TRANSMISSÃO DE UMA MOTOCICLETA**

HORIZONTINA - RS

2016

FACULDADE HORIZONTINA
Curso de Engenharia Mecânica

MARTA ADÉLIA WACHHOLZ

**ESTUDO SOBRE A VIABILIDADE DE ALTERAÇÃO DA RELAÇÃO
DE TRANSMISSÃO DE UMA MOTOCICLETA**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Rafael Luciano Dalcin, Mestre.

HORIZONTINA-RS

2016



**FAHOR - FACULDADE HORIZONTALINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**“Estudo sobre a viabilidade de alteração da Relação de Transmissão de uma
Motocicleta”**

Elaborada por:

Marta Adélia Wachholz

**Aprovado em: 08/11/2016
Pela Comissão Examinadora**

**Mestre. Rafael Luciano Dalcin
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

**Doutor. Geovane Webler
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Especialista. Valmir Vilson Beck
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**HORIZONTALINA- RS
2016**

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus familiares, principalmente à minha filha, que conviveram com minha ausência durante o período de graduação.

AGRADECIMENTO

Neste momento e em todos os dias de minha vida, meu agradecimento vai a Deus, que me permite cada novo amanhecer e que me dá forças para não desistir, mesmo quando tudo fica difícil.

O apoio da minha mãe Teresinha, a paciência da minha filha Pietra e todas as suas lágrimas e palavras de "você nunca tem tempo para mim", que durante estes anos seguraram todas as barras para que eu pudesse seguir em frente...meu eterno amor.

Todos os professores, amigos e colegas que de uma maneira ou outra, estiveram lá, do meu lado, meu muito obrigado.

“Não sabendo que era impossível, foi lá e fez”.

(Jean Cocteau)

RESUMO

Alterações nos sistemas de transmissão veicular é um assunto polêmico, sendo que estes estão presentes em nosso dia a dia e são responsáveis por transmitir a energia gerada pelo motor para as rodas do veículo. Qualquer mudança na relação refletirá no desempenho da máquina e precisa ser avaliada com cuidado, para verificar sua viabilidade. O presente trabalho teve por objetivo alterar a relação de transmissão de uma motocicleta CB 400, com o intuito de otimizar o consumo de combustível. Os objetivos específicos são: identificar a relação de transmissão obtida em cada troca de pinhão; realizar testes, encurtando e alongando a transmissão, buscando a relação mais eficaz para a otimização de consumo de combustível; comprovar a viabilidade do alongamento da relação. As etapas que compõem esse trabalho são: revisão de literatura; coleta de dados; definição das relações de transmissão a testar; troca dos pinhões; testes no dinamômetro e testes de rendimento e consumo na estrada. Neste estudo foi utilizado a coroa original (36 dentes), variando-se apenas o pinhão da motocicleta. Os testes foram realizados com o pinhão original da motocicleta (16 dentes), pinhões superiores ao original (17 e 18 dentes) e pinhões inferiores ao original (14 e 15 dentes). Realizou-se testes em um dinamômetro, com rotação predeterminada em 8000 rpm, bem como em condições climáticas idênticas. Nas condições em que optou-se por realizar a redução com os pinhões de 14 e 15 dentes, a velocidade registrada para a rotação definida foi de 90,96 km/h e 97,91 km/h, respectivamente. Utilizando o pinhão original (16 dentes) a velocidade foi de 85,90 km/h. Com a ampliação do pinhão para 17 e 18 dentes, a velocidade passou para 91,27 km/h e 97,13 km/h, respectivamente. A potência do motor manteve-se constante (~ 28,7 CV) nas cinco condições. Após os testes de consumo de combustível foi comprovada a eficácia da alteração proposta, tendo em vista que, num comparativo entre a relação original e a mais alongada (18 dentes), o aumento na distância percorrida por litro de combustível foi considerável.

Palavras-chave: Motocicleta. Relação de Transmissão. Consumo de combustível.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Fórmula para calcular a relação de transmissão.	16
Figura 2 - Fórmula para calcular a potência de entrada do motor.	16
Figura 3 – Imagem com diferentes posições de transmissões por corrente.	18
Figura 4 – Imagem de transmissão por correntes.	19
Figura 5 – Imagem de corrente de rolos simples.	21
Figura 6 – Imagem de componentes da corrente de rolos simples.	22
Figura 7 – Imagem ilustrando roda dentada e corrente.	23
Figura 8 – Imagem parcial de roda dentada para corrente.	24
Figura 10 - Fórmula para calcular o diâmetro primitivo.	25
Figura 11 - Fórmula para calcular o diâmetro de base.	25
Figura 12 - Fórmula para calcular o ângulo de pressão.	26
Figura 13- Fórmula para calcular o diâmetro interno.	26
Figura 14 (a,b) – Fotografia de testes realizado no dinamômetro.	30
Figura 15 – Fotografia do tanque de combustível auxiliar.	31
Figura 16 (a, b) - Velocidade final e consumo de combustível para cada teste.	37

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Rendimento dos diferentes tipos de transmissões.	17
Quadro 2 - Funções e esforços dos componentes das correntes de rolos.....	22
Quadro 3 - Fórmulas e condições para o cálculo do diâmetro de cabeça.	27
Quadro 4 - Relações de transmissão CB 400.	29
Quadro 5 - Relações de transmissão.	32
Quadro 6 - Cálculo do ângulo de pressão.....	33
Quadro 7 - Cálculo dos diâmetros.	34
Quadro 8 - Resultados dos experimentos.	35
Quadro 9 - Testes de consumo de combustível.	36

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
1.1 TEMA	11
1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA.....	11
1.3 PROBLEMA DE PESQUISA	12
1.4 JUSTIFICATIVA.....	12
1.5 OBJETIVO GERAL.....	12
1.6 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	12
2 REVISÃO DA LITERATURA	13
2.1 TRANSMISSÕES MECÂNICAS	13
2.1.1 SISTEMAS DE TRANSMISSÃO	13
2.1.2 ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO	14
2.2 TRANSMISSÃO POR CORRENTES	18
2.2.1 APLICAÇÕES	19
2.2.2 TIPOS DE CORRENTES.....	20
2.3 RODAS DENTADAS PARA CORRENTES	23
2.3.1 DIMENSIONAMENTO DA RODA DENTADA PARA CORRENTE	23
3 METODOLOGIA	28
3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS	28
3.2 COLETA DE DADOS.....	28
3.3 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS	29
3.4 TESTES REALIZADOS PARA VALIDAÇÃO DO ESTUDO.....	29
3.4.1 TESTES NO DINAMÔMETRO	30
3.4.2 TESTE DE CONSUMO DE COMBUSTÍVEL	31
4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	32
4.1 MEMORIAL DE CÁLCULOS	32
4.1.1 DIMENSIONAMENTO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO	32
4.1.2 DIMENSIONAMENTO DAS RODAS DENTADAS	33
4.1.3 SUBMISSÃO DA MOTOCICLETA AOS TESTES NO DINAMÔMETRO	34
4.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS DOS TESTES	37
CONSIDERAÇÕES FINAIS	38
SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	39
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	40
APÊNDICES	42
ANEXOS	43

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de transmissão de um veículo possuem a função de fornecer força para realizar a tração e a impulsão necessárias para proporcionar movimento ao veículo. Sendo que as unidades propulsoras de um veículo trabalham em uma determinada faixa de rotação, limitadas entre mínima e máxima. Gerando valores de potência e torque, de maneira não uniforme, ocasionando a necessidade de existência das relações de transmissão para transformar as forças disponíveis de torque em forças de tração, requeridas para o deslocamento veicular (BOSCH, 2005).

O motor de uma motocicleta pode criar uma quantidade enorme de energia, a qual, deverá ser distribuída às rodas do veículo de maneira controlada. Com este objetivo, surge o sistema de transmissão, que faz o fornecimento de energia para a roda traseira, promovendo a movimentação do veículo (SPANNER, 2016).

As motocicletas saem de fábrica com um determinado padrão, que não analisa as particularidades dos percursos e regiões onde as mesmas serão utilizadas. Os usuários buscam aperfeiçoar suas máquinas, através de alterações na relação de transmissão, o que é relativamente fácil, no entanto, questionável. Através da execução deste trabalho, pretende-se esclarecer dúvidas e analisar a viabilidade das alterações de transmissão, visando a otimização do consumo de combustível.

1.1 TEMA

“Estudo sobre a viabilidade de alteração da Relação de Transmissão de uma Motocicleta.”

1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA

Para fins de validação desta pesquisa, este trabalho foca nas características específicas de nossa região, que faz parte do Planalto Meridional e possui relevo regular, sem grandes aclives ou declives, tendo apenas uma inclinação leve em direção a Oeste (Paraná). Este trabalho está restrito a viagens em autoestrada, em pistas rápidas, não se aplicando para utilização dentro de cidades. Além disso, trabalha-se com a proposta de alongamento da relação de transmissão, cuja viabilidade é comprovada por este trabalho.

1.3 PROBLEMA DE PESQUISA

Uma motocicleta sai da fábrica com relação de transmissão específica para seu modelo e quando vai para a estrada, muitas vezes parece faltar uma marcha, isto é, sobra potência na máquina e o motor trabalha a altos giros e pouca velocidade final, aumentando o consumo de combustível. A questão é que, se for alongada ou encurtada a relação de transmissão desta motocicleta, quais serão os resultados diretos no desempenho e rendimento?

Durante a realização deste trabalho, alia-se pesquisa teórica com testes práticos, onde realiza-se a substituição da relação de transmissão original de uma motocicleta CB 400, provocando o encurtamento e o alongamento da relação.

1.4 JUSTIFICATIVA

Alterações nas relações de transmissão são polêmicas, pois sua realização reflete diretamente no desempenho da motocicleta. A eficiência da alteração está diretamente ligada às características geográficas de localização. A opção por encurtar ou alongar a relação deve ser tomada considerando a resposta que se pretende da motocicleta, por isto, torna-se inviável aos fabricantes o uso de relações mais específicas, optando-se por um padrão genérico. Este trabalho fornece dados que auxiliam os proprietários que desejam fazer mudanças em suas máquinas.

1.5 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral deste trabalho foi promover a otimização do consumo de combustível de uma motocicleta CB 400, utilizada em terrenos de geografia constante, com poucos aclives e declives, através alteração da relação de transmissão, mediante a substituição do pinhão original de 16 dentes, por outros com 14, 15, 17 e 18 dentes, buscando a relação adequada.

1.6 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Identificar a relação de transmissão para cada pinhão utilizado;
- Realizar testes, encurtando e alongando a transmissão, buscando a relação mais eficaz para a otimização do consumo de combustível, sem ocasionar perda de potência;
- Comprovar a viabilidade do alongamento da transmissão para os casos de terrenos planos e pistas para maiores velocidades, como é o caso da nossa região.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo apresenta-se uma revisão de literatura direcionada a área de transmissão de movimentos, abordando principalmente a parte técnica dos sistemas de transmissão.

2.1 TRANSMISSÕES MECÂNICAS

Transmissões mecânicas são mecanismos manuais ou automáticos cuja função é transmitir movimentos e potências através de elementos puramente mecânicos, podendo ser realizadas através de engrenagens, correias, correntes, rodas de atritos, entre outros (ANTUNES; FREIRE, 1998).

Transmitir potência a partir de uma fonte, como um motor de combustão interna ou um motor elétrico é uma das tarefas mais comuns das máquinas e um modo eficiente de transmitir potência é por meio do movimento rotativo de um eixo que é suportado por mancais. Engrenagens, polias de correia ou rodas dentadas de correntes podem ser incorporadas para proporcionar o torque e mudanças de velocidade entre os eixos (BUDYNAS, 2011).

Segundo Franceschi (2014) a transmissão de potência ou movimento pode ser realizada por vários métodos, sendo que a escolha pode ser evidenciada de acordo com a aplicação, nas mais diversas situações, envolvendo máquinas e equipamentos.

Antes de iniciar um projeto e o cálculo de uma transmissão, Niemann (2002) ressalta a importância de conhecermos as exigências e condições de funcionamento. Ter familiaridade com as propriedades especiais e as formas construtivas das transmissões que podem ser adotadas, além de dados suficientes para determinar de maneira rápida as dimensões principais das transmissões utilizáveis, em função da potência que se deseja transmitir.

2.1.1 Sistemas de transmissão

De acordo com Mello (2003) os sistemas de transmissão, independente do tipo, transferem o torque que provém do motor para as rodas do veículo. Também são responsáveis por aumentar ou diminuir o torque, com o intuito de obter a melhor relação entre este e a velocidade das rodas.

Um sistema de transmissão pode ser descrito como um conjunto composto por três eixos: eixo de entrada, eixo secundário e eixo de saída. A engrenagem da embreagem é

considerada parte integrante do eixo de entrada de transmissão e sempre gira junto com o eixo (STONE; BALL, 2004).

Os elementos de transmissão devem efetuar o procedimento de arranque, ou parada do veículo, mesmo que o motor esteja em funcionamento, converter torque em rotação, proporcionar movimento para frente e para trás, permitir que a unidade de potência trabalhe em rotações diferentes e possibilitar a unidade propulsora operar dentro de faixas ideais para a redução da emissão de poluentes e consumo de combustível (BOSCH, 2005).

2.1.2 Elementos de transmissão

A transmissão de movimento ou potência pode ser realizada através de elementos flexíveis, sejam eles correias, polias, engrenagens, correntes, cabos ou eixos. A escolha entre um ou outro ocorrerá de acordo com a respectiva aplicação (FRANCESCHI, 2014).

De acordo com Niemann (2002), as principais vantagens da transmissão por correias é o funcionamento quase sem ruído, melhor absorção de choques, utilização múltipla, baixo custo e facilidade na variação da relação de multiplicação, no entanto, podem ocorrer escorregamentos na transmissão de força, o alongamento permanente da correia pode causar seu escapamento, variação do alongamento com a temperatura e a humidade, bem como variação do coeficiente de atrito com a poeira e demais sujidades.

A transmissão por polias é definida, segundo Franceschi (2014) como sendo a movimentação de peças cilíndricas, por meio da rotação do eixo do motor e correias. As polias podem apresentar diversas formas em função da correia que será utilizada, podendo ser inclusive, de tamanhos diferentes.

Para pequenas distâncias entre eixos, normalmente é utilizada a transmissão por engrenagens, independentemente de os eixos serem paralelos, reversos ou concorrentes, sendo que estas, servem para potências, rotações e relações de multiplicação que variam de acordo com a recomendação prática (ANTUNES; FREIRE, 1998).

A transmissão por correntes acontece com o casamento dos dentes das engrenagens com os elos da corrente. Este tipo de transmissão de movimentos é recomendado no caso de grandes choques periódicos e grandes velocidades tangenciais, para maiores distâncias entre eixos e na união entre engrenagem motriz e acionada (NIEMANN, 2002).

Os cabos são elementos de transmissão utilizados no suporte de cargas, submetidos à força de tração, cujo deslocamento pode ser realizado nas posições horizontal, vertical ou

inclinado. Amplamente utilizado em equipamentos de transporte e elevação de carga (FRANCESCHI, 2014).

2.1.3 Definição de relação de transmissão

Para determinar a relação de transmissão de um sistema e suas rotações, deve-se antes, identificar se o sistema proposto é redutor ou ampliador, a seguir define-se ambos (ANTUNES; FREIRE, 1998):

- Quando o movimento provém da engrenagem maior para a menor, há um aumento de rotação e o sistema é dito como ampliador;
- Quando o movimento provém da engrenagem menor para a maior, o sistema é chamado de redutor.

Um par de engrenagens é responsável por transformar torque em velocidade e vice-versa, sendo sua aplicação mais usual reduzir velocidade e aumentar o torque. É desejável manter a razão constante entre as engrenagens, sendo que qualquer variação desta razão resultará em oscilação da velocidade e torque no eixo de saída (NORTON, 2010).

De acordo com Naunheimer *et al.* (2011), a relação de transmissão total depende: da potência específica de saída do veículo; da velocidade de rotação do motor; e do uso pretendido. Veículos com baixa potência específica, como veículos comerciais, precisam de uma maior relação transmissão em geral. O mesmo se aplica para veículos com motores a diesel, que possuem baixa velocidade de rotação do motor.

De acordo com Budynas (2011), em um par de engrenagens o pinhão é a menor das duas engrenagens, já a maior é frequentemente conhecida como coroa ou engrenagem. As engrenagens de dentes retos apresentam os dentes paralelos ao eixo de rotação, não permitindo deslizamento entre uma engrenagem e outra, sendo esta a mais simples, barata e de fácil construção de todas as engrenagens.

A razão de velocidades de um par de engrenagens pode ser calculada a partir do número de dentes das engrenagens engranzadas. A razão de engrenamento é expressa pelo número de dentes da coroa sobre o número de dentes do pinhão (NORTON, 2004).

A relação de transmissão pode ser encontrada, de acordo com Melconian (2012) através da divisão da engrenagem com o maior número de dentes, pela engrenagem com o menor número de dentes. Ou ainda, pela divisão do diâmetro maior pelo diâmetro menor e também, pelo número de rotações. A Figura 1 traz a fórmula utilizada para calcular a relação de transmissão.

Figura1 - Fórmula para calcular a relação de transmissão.

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_2}{n_1}$$

Fonte: Melconian (2012).

Onde:

i = Relação de engrenamento;

Z = Número de dentes;

z_2 = Número de dentes da engrenagem maior;

z_1 = Número de dentes da engrenagem menor;

d_2 = Diâmetro externo da engrenagem maior;

d_1 = Diâmetro externo da engrenagem menor;

n_2 = Número de rotações da engrenagem maior;

n_1 = Número de rotações da engrenagem menor.

2.1.4 Rendimento nas transmissões

De acordo com Melconian (2012) em qualquer tipo de transmissão é inevitável a perda de potência, estas perdas estão associadas aos elementos da transmissão como mancais, eixos, rolamentos, engrenagens entre outros. A perda da potência é dissipada em parte sob forma de energia, transformada em calor, ou atrito entre os elementos resultando, a outra parte em potência útil geradora de trabalho.

O cálculo da potência de entrada é dado pela soma da potência útil e da potência dissipada pelo motor, conforme a Figura 2.

Figura 2 - Fórmula para calcular a potência de entrada do motor.

$$P_e = P_u + P_d$$

Fonte: Melconian (2012).

Onde:

P_e – Potência de entrada [W; kW;...];

P_u – Potência útil [W; kW;...];

P_d – Potência dissipada [W; kW;...].

O rendimento, na área da mecânica, é um parâmetro que serve para indicar a viabilidade da construção em termos de realização de trabalho mecânico. O cálculo do rendimento é útil para saber a potência disponível na saída do equipamento. A rotação, o rendimento, a potência e o torque deverão ser calculados em cada eixo do sistema para análise da construção, sendo usual, na prática, desprezar as perdas e usar rendimento 100% visando a construção de elementos robustos (ANTUNES; FREIRE, 1998).

O Quadro 1 apresenta os valores de rendimento utilizados para os diferentes tipos de transmissões.

Quadro 1 - Rendimento dos diferentes tipos de transmissões.

Transmissão por parafuso sem-fim	$0,50 \leq n_{psf} \leq 0,95$
Transmissão por engrenagens cilíndricas	$0,97 \leq n_e \leq 0,98$
Transmissão por correntes	$0,97 \leq n_{cr} \leq 0,98$
Transmissão por correias	$0,96 \leq n_c \leq 0,98$
Transmissão por rodas de atrito	$0,95 \leq n_{ra} \leq 0,98$
Mancais de deslizamento (par)	$0,96 \leq n_m \leq 0,98$
Mancais de rolamento (par)	$0,98 \leq n_{rol} \leq 0,99$

Fonte: ANTUNES; FREIRE, 1998.

Onde:

n_{psf} = Rendimento em transmissões utilizando parafuso sem-fim;

n_e = Rendimento em transmissões utilizando engrenagens cilíndricas;

n_{cr} = Rendimento em transmissões utilizando correntes;

n_c = Rendimento em transmissões utilizando correias;

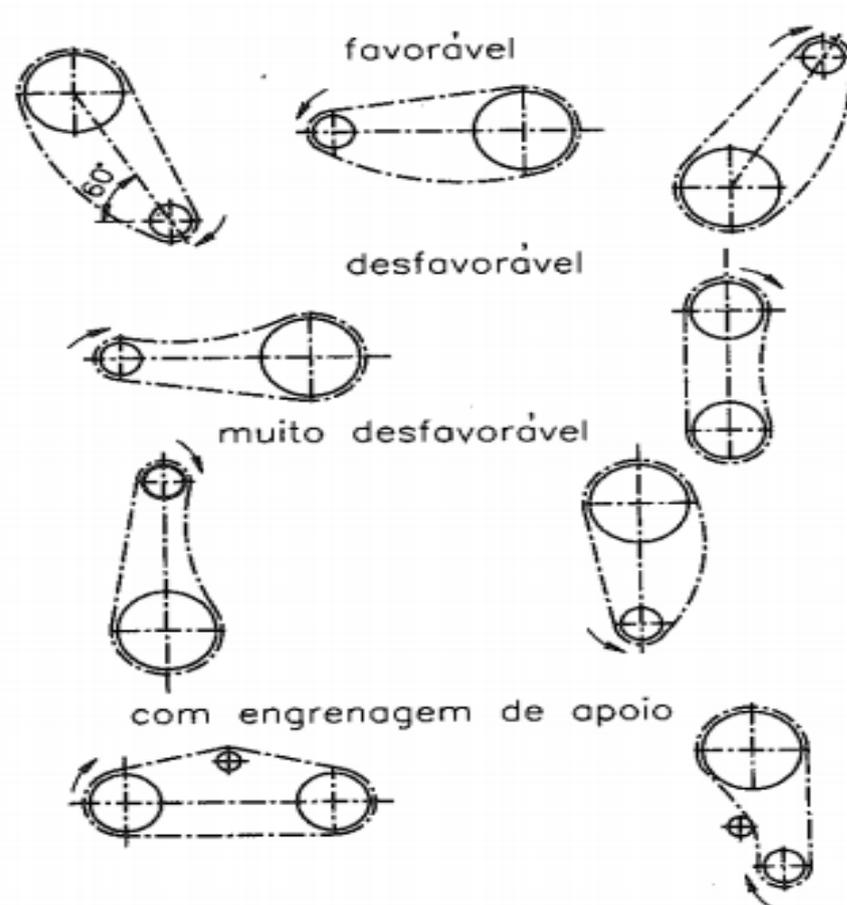
n_{ra} = Rendimento em transmissões utilizando rodas de atrito;

n_m = Rendimento em transmissões utilizando mancais;

n_{rol} = Rendimento em transmissões utilizando rolamentos.

O rendimento da transmissão de força e de movimento, de acordo com o Telecurso 2000 (1996), vai depender diretamente da posição das engrenagens e do sentido da rotação. Na Figura 3, é possível ver as disposições de transmissão, classificada em favoráveis, desfavoráveis, muito desfavoráveis e com engrenagem de apoio.

Figura 3 – Imagem com diferentes posições de transmissões por corrente.



Fonte: Telecurso 2000 (1996).

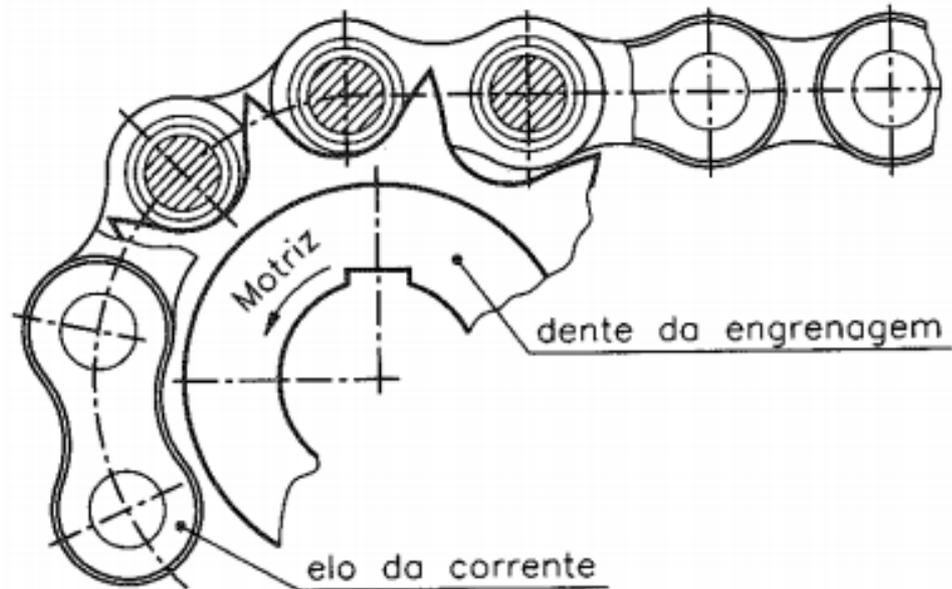
2.2 TRANSMISSÃO POR CORRENTES

Antunes e Freire (1998) explicam a transmissão por correntes como sendo uma união flexível, entre a corrente e um par de rodas, com acionamento positivo e cujas principais características são: distância entre centros variável, resistência aos grandes esforços e rendimento elevado (97 a 98%).

As correntes precisam ser fabricadas com materiais que atendam aos requerimentos de carga elevada, alta resistência, suscetibilidade ao tratamento térmico, resistência aos esforços de fadiga, baixa temperatura de transição dúctil-frágil, sensibilidade ao impacto, tendo ainda, excelentes possibilidades de usinagem, conformação, corte e solda (MARCO FILHO, 2009).

Neste caso, a transmissão ocorre por meio do acoplamento dos elos da corrente com os dentes da engrenagem, ocasionando com esta junção de elementos, uma pequena oscilação durante o movimento, conforme demonstrado na Figura 4 (TELECURSO 2000, 1996).

Figura 4 – Imagem de transmissão por correntes.



Fonte: Telecurso 2000 (1996).

A seleção do tipo de transmissão mais adequado depende dos requerimentos específicos. O projetista deverá analisar e considerar as correntes como uma interessante opção, considerando que, apesar de possuírem características comuns a outros tipos de transmissão, também possuem características únicas (MARCO FILHO, 2009).

2.2.1 Aplicações

De acordo com Melconian (2012), as transmissões por correntes são utilizadas em locais onde as transmissões por engrenagens ou correias não sejam possíveis. Quando houver necessidade de acionamento de vários eixos por um único eixo motor, torna-se de fundamental importância que todas as rodas dentadas pertençam a um mesmo plano.

A transmissão por correntes é empregada para eixos paralelos com maior distância entre eixos do que no caso de engrenagens cilíndricas, e para relações de multiplicação de até 6 (em casos extremos, até 10) com um rendimento de 97 a 98%, e também não apresentam escorregamentos. Em comparação com as transmissões por engrenagens cilíndricas, o preço é da ordem de 85%, apresentando, além disso, a vantagem de uma só corrente poder acionar várias rodas (NIEMANN, 2002).

A corrente é a responsável por transferir a força até a roda, de baixo custo, fácil de trocar e reparar, além de ser eficiente em qualquer faixa de rotação e solicitação de força. É também o sistema que permite maior flexibilidade de ajuste: com uma desmontagem básica, troca-se pinhão ou coroa por uma peça com mais ou menos dentes, o que altera completamente o desempenho da motocicleta (VIOTTI, 2012).

A transmissão por corrente consegue vencer grandes distâncias entre centros e prover uma transmissão positiva de velocidade, torque e potência. Os requisitos de montagem e alinhamento para este tipo de transmissão são normalmente mais precisos e, estando devidamente lubrificada, possui vida longa em serviço (COLLINS, 2006).

2.2.2 Tipos de correntes

As correntes, de acordo com Marco Filho (2009), normalmente são fabricadas em aços especiais do tipo Aço Cromo-Níquel, termicamente tratados por têmpera ou revenimento, tendo as superfícies de apoio (pinos e buchas) endurecidos, com a finalidade de aumentar a resistência à fadiga, desgaste e corrosão. Também podem ser feitas de aços inox, ferro e ferro fundido.

Os tipos de correntes utilizadas são: correntes de passo longo; pino oco; agrícolas; silenciosas; especiais; de transmissão; comum e de rolos. A corrente de rolos é composta por elementos internos e externos, sendo que as talas são permanentemente conectadas através de pinos e buchas, nas quais, ainda, são colocados rolos. Sua aplicação é feita em transmissões, em movimentação e em sustentação de contrapeso e em transportadoras, assim como em locais de difícil acesso e em ambientes abrasivos e poeirentos (FRANCESCHI, 2014).

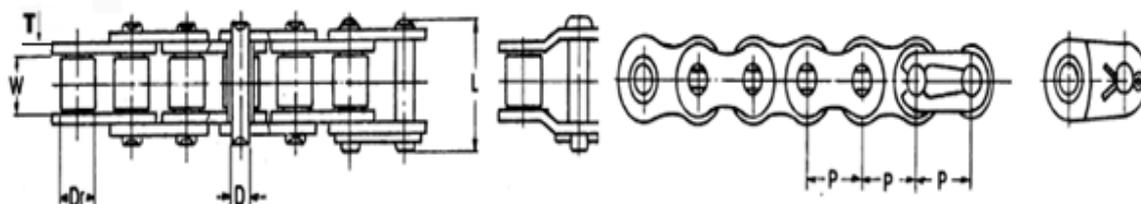
A corrente tipo Galle não possui roletes, sendo composta por placas laterais e pinos maciços, tendo sua capacidade de carga elevada de acordo com o aumento das placas laterais. Normalmente utilizadas em máquinas de elevação para pequenas cargas (MARCO FILHO, 2009).

De acordo com Franceschi (2014) as correntes silenciosas foram projetadas para operarem com eficiência e suavidade, pois a corrente está em torno de uma engrenagem, sendo que seus elos se engatam nos dentes da engrenagem, simultaneamente e em ambos os lados, garantindo um funcionamento silencioso, tanto em baixa quanto em alta velocidade.

Existem ainda as correntes Fleyer, que são similares às Galle, no entanto, não são utilizadas em transmissão de movimento, apenas para elevação de cargas e tracionamento de máquinas (MARCO FILHO, 2009).

As correntes de rolos observadas na Figura 5 são as mais empregadas para elementos de transmissão e são utilizadas na maioria das motocicletas. São compostas por elementos internos e externos, onde as talas são permanentemente ligadas através de pinos e buchas; sobre as buchas são ainda colocados rolos (pedaços tubulares). Utilizam-se ainda correntes duplas e triplas de rolos para maiores potências (NIEMANN, 2002).

Figura 5 – Imagem de corrente de rolos simples.



Fonte: Niemann, 2002.

Onde:

W = largura interna da corrente;

L = largura externa da corrente;

P = passo da corrente;

Dr = diâmetro do rolo;

D = diâmetro da bucha.

As correntes de rolo simples, duplas ou triplas, são fabricadas em aço temperado. Correntes de rolo são constituídas de pinos, talas externa e interna, bucha remachada na tala interna e os rolos são posicionados sobre as buchas (TELECURSO 2000, 1996).

Este tipo de corrente, conforme Marco Filho (2009) é composta por partes simétricas com elos internos e externos montados alternadamente. Duas placas e dois pinos compõem um elo da corrente. Nas correntes do tipo contra pino, estes são prensados em uma placa e atravessam a outra com pouca folga para possibilitar o contra pino. Cada componente das correntes de rolo tem uma função e são submetidos a alguns esforços, os quais estão demonstrados no Quadro 2.

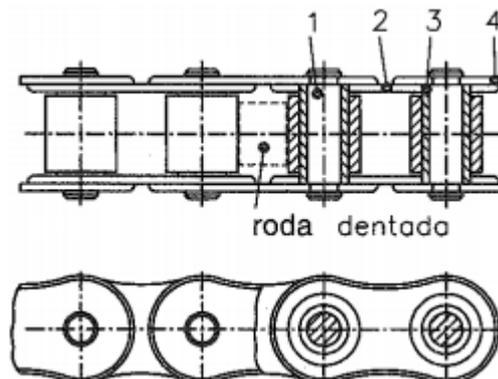
Quadro 2 - Funções e esforços dos componentes das correntes de rolos.

COMPONENTES DAS CORRENTES DE ROLOS	FUNÇÃO	ESFORÇO
Pinos	Suportar esforços da transmissão	Tração, cisalhamento, flexão e fadiga
Bucha	Proteger o pino envolvendo-o	Fadiga e desgaste
Roletes	Amortecer impacto do engrenamento	Impacto, fadiga e desgaste
Placas laterais, internas e externas	Fixar pinos e buchas em suas posições e suportar a carga do conjunto	Tração, fadiga e choque

Fonte: Filho (2009).

A Figura 6 apresenta as vistas frontal e superior de uma corrente de rolos, onde ficam visíveis os elementos que a compõe, enumerados sequencialmente e posteriormente nomeados (TELECURSO 2000, 1996).

Figura 6 – Imagem de componentes da corrente de rolos simples.



Fonte: Telecurso 2000 (1996).

Onde:

- 1 – Pino;
- 2 – Tala interna e externa;
- 3 – Bucha remachada na tala interna (2);
- 4 – Rolo, com rotação livre sobre a bucha (3).

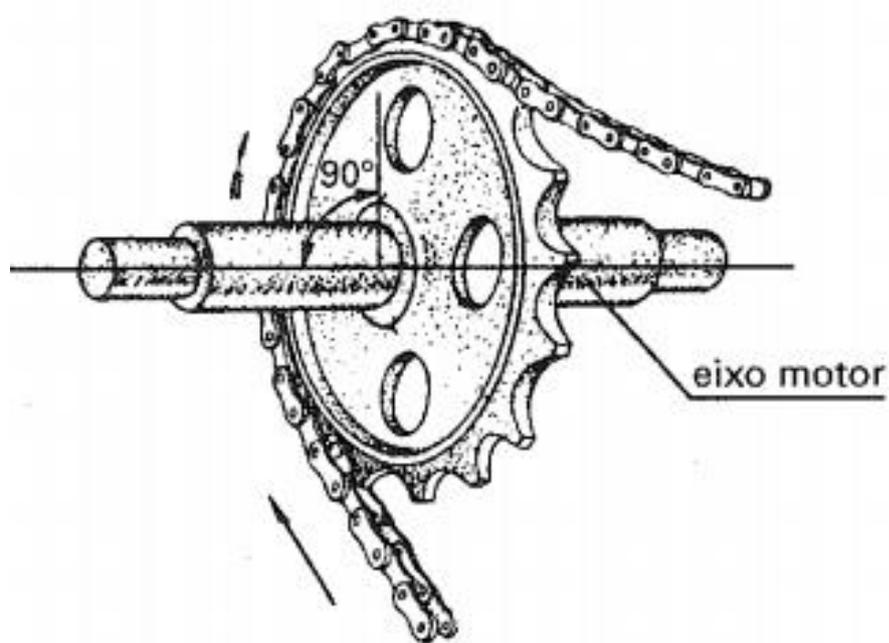
O perfeito funcionamento da transmissão depende dos valores encontrados para a roda dentada e para a corrente, obedecendo como critério principal, o desgaste. Considera-se transmissão desgastada quando o alongamento provocado pelo estiramento das talas atingir

aproximadamente 3% do comprimento original e houver desgaste das articulações (MELCONIAN, 2012).

2.3 RODAS DENTADAS PARA CORRENTES

Engrenagens são rodas com dentes padronizados internos ou externos, utilizada para transmitir movimento e força entre dois eixos, com a finalidade de aproveitar o máximo de potência gerada (FRANCESCHI, 2014).

Figura 7 – Imagem ilustrando roda dentada e corrente.



Fonte: Telecurso 2000 (1996).

As engrenagens utilizadas nas transmissões por correntes são fabricadas em aço e recebem tratamento térmico específico. Para o seu dimensionamento deve ser seguido o mesmo procedimento utilizado para as engrenagens cilíndricas de dentes retos, utilizando os critérios de desgaste e tensão (MARCO FILHO, 2009).

2.3.1 Dimensionamento da roda dentada para corrente

De acordo com Franceschi (2014), as dimensões de uma engrenagem são obtidas através do conhecimento das medidas do diâmetro máximo da engrenagem (diâmetro

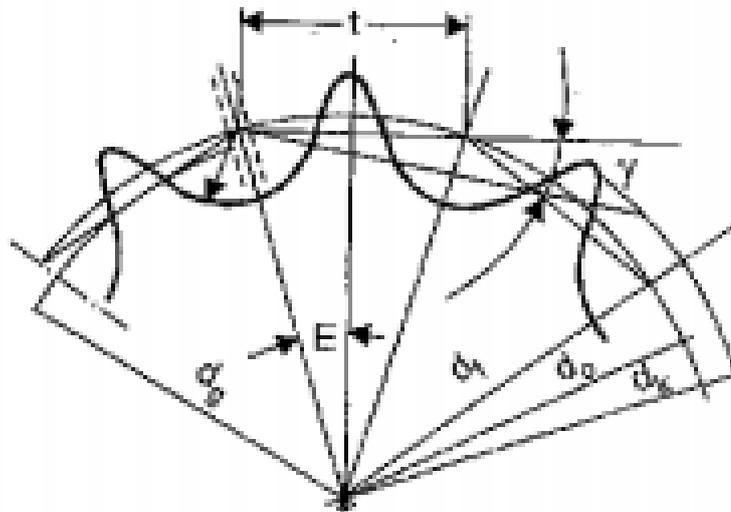
externo), menor diâmetro da engrenagem (diâmetro interno), diâmetro primitivo (diâmetro intermediário entre o externo e interno), cabeça do dente, pé do dente, altura, espessura de dente, além do passo, que corresponde a distância entre dois dentes consecutivos.

As rodas dentadas para correntes são fabricadas com precisão e dimensionadas através dos mesmos processos utilizados para as engrenagens cilíndricas de dentes retos. A engrenagem motora é responsável por transmitir torque e movimento para a corrente, que, por sua vez, transmite para a engrenagem movida (MARCO FILHO, 2009).

A dimensão das correntes e engrenagens são indicadas nas Normas DIN, onde estão especificadas a resistência dos materiais utilizados na composição de cada um dos elementos. De acordo com o Telecurso 2000 (1996), existem alguns parâmetros que devem ser considerados para a escolha da roda dentada correta.

A Figura 8 representa os principais elementos que devem ser dimensionados numa engrenagem para corrente.

Figura 8 – Imagem parcial de roda dentada para corrente.



Fonte: Melconian, 2012.

Onde:

t = passo das engrenagens [mm];

d_o = diâmetro primitivo [mm];

d_g = diâmetro de base [mm];

d_f = diâmetro interno ou diâmetro do pé do dente [mm];

dk = diâmetro externo ou diâmetro de cabeça do dente [mm];

l = espessura axial do dente (medida do primitivo) [mm];

α = ângulo de pressão.

O círculo primitivo, de acordo com a obra de Budynas (2011), trata-se de um círculo teórico, cujo diâmetro é o primitivo, sobre o qual baseiam-se todos os cálculos. Em um par de engrenagens endentadas, estes círculos são tangentes entre si.

A Figura 10 apresenta a fórmula utilizada para cálculo do diâmetro primitivo em rodas dentadas para correntes, de acordo com Melconian (2012) que pode ser obtido através da divisão do passo da corrente pelo seno do ângulo de pressão.

Figura 10 - Fórmula para calcular o diâmetro primitivo.

$$d_0 = \frac{t}{\text{sen}\alpha}$$

Fonte: Melconian, 2012.

Onde:

d_0 = diâmetro primitivo [mm];

t = passo da corrente [mm];

α = ângulo de pressão.

O valor do diâmetro da base é encontrado, de acordo com Melconian (2012), através da multiplicação do diâmetro primitivo pelo cosseno do ângulo de pressão, este é utilizado para gerar os dentes das engrenagens. A Figura 11 representa a fórmula utilizada para calcular o diâmetro de base.

Figura 11 - Fórmula para calcular o diâmetro de base.

$$d_g = d_0 \cdot \text{cos}\alpha$$

Fonte: Melconian, 2012.

Onde:

d_g = diâmetro da base [mm];

d_0 = diâmetro primitivo [mm];

α = ângulo de pressão.

Norton (2004) define o ângulo de pressão de um par de engrenagens como sendo aquele entre a linha de ação e a direção da velocidade. Quando as engrenagens estão cortadas, os ângulos de pressão são definidos na distância nominal entre os centros das engrenagens

A fórmula utilizada para cálculo do ângulo de pressão está representada na Figura 12.

Figura 12 - Fórmula para calcular o ângulo de pressão.

$$\alpha = \frac{180}{z}$$

Fonte: Melconian, 2012.

Onde:

α = ângulo de pressão;

z = número de dentes da engrenagem.

O valor do diâmetro interno ou diâmetro do pé do dente, de acordo com Melconian (2012), caracteriza-se como sendo o diâmetro primitivo menos duas vezes a altura do pé do dente, conforme representado na Figura 13.

Figura 13- Fórmula para calcular o diâmetro interno.

$$d_f = d_0 - 1,01 \cdot d_r$$

Fonte: Melconian, 2012.

Onde:

d_f = diâmetro interno [mm];

d_0 = diâmetro primitivo [mm];

d_r = diâmetro do rolo [mm].

Por definição, diâmetro externo ou diâmetro de cabeça, caracteriza-se como sendo o diâmetro primitivo somado à multiplicação da relação indicada pelo número de dentes da engrenagem com o diâmetro do rolo (MELCONIAN, 2012), conforme demonstrado a seguir no Quadro 3.

Quadro 3 – Fórmulas e condições para o cálculo do diâmetro de cabeça.

EQUAÇÃO	CONDIÇÃO
$d_k = d_0 + 0,7 \cdot d_r$	$Z < 12$
$d_k = d_0 + 0,83 \cdot d_r$	$12 < Z < 25$
$d_k = d_0 + 0,87 \cdot d_r$	$25 < Z < 38$
$d_k = d_0 + 0,87 \cdot d_r$	$Z > 38$

Fonte: Melconian, 2012.

Onde:

Z = número de dentes da engrenagem

d_k = diâmetro de cabeça ou diâmetro externo [mm];

d_r = diâmetro do rolo [mm];

d_0 = diâmetro primitivo [mm].

3 METODOLOGIA

Neste capítulo apresenta-se a metodologia utilizada para o desenvolvimento deste trabalho, bem como o levantamento de informações relacionadas ao veículo estudado, para possibilitar a seleção da relação de transmissão mais adequada para atingir o objetivo proposto.

3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

Para o desenvolvimento deste trabalho, realizou-se pesquisa bibliográfica, para identificar o que são e como funcionam os sistemas de transmissões mecânicas, bem como, quais são seus principais componentes e como proceder para o dimensionamento correto dos mesmos.

As etapas que compõem o trabalho são:

- Revisão de literatura;
- Coleta de dados;
- Definição das relações de transmissão a testar;
- Troca dos pinhões;
- Testes no Dinamômetro;
- Testes de rendimento e consumo na estrada.

3.2 COLETA DE DADOS

Nesta etapa, foi utilizado o manual do proprietário da motocicleta CB 400 (HONDA, 1983), que continha informações de parâmetros de potência do motor, torque e relações de trabalho.

Esta motocicleta está equipada com motor 4 tempos, OHC (Over Head Camshaft) cujo eixo do comando de válvulas está localizado na parte superior do cabeçote do motor. O sistema de refrigeração que é a base de ar, possui dois cilindros paralelamente dispostos, com três válvulas em cada um.

A potência máxima descrita na ficha técnica da motocicleta é de 40 CV a uma rotação de 9500 rpm, e o torque máximo é de 3,2 kgf.m a uma rotação de 8000rpm (HONDA, 1983).

A transmissão desta motocicleta tem embreagem com multidisco em banho de óleo, e tem redução primária 3,12 e redução final 2,25 (coroa com 36 e pinhão com 16 dentes).

O câmbio possui o sistema de mudança de marchas, que vai de 1 a 6, operado com o pé esquerdo.

Outro dado relevante é que a motocicleta utilizada possui pneus recomendados para seu modelo, conforme descrito na ficha técnica: pneu dianteiro 3.60 S19 e pneu traseiro 4.10 S18, e rodas do tipo “Comstar” de aço estampado e aro de alumínio.

O Quadro 4 apresenta as relações de transmissão em cada marcha, de acordo com o manual do proprietário.

Quadro 4 - Relações de transmissão CB 400.

MARCA	RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO
I	2,73
II	1,95
III	1,54
IV	1,28
V	1,07
VI	0,93

Fonte: Manual do proprietário – HONDA (1983).

3.3 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

Para desenvolver a parte prática deste trabalho, foi utilizado uma motocicleta CB 400, modelo fabricado pela Honda em 1983. A motocicleta mencionada foi submetida a testes num Dinamômetro modelo Servitec, da empresa Welke Motos. Durante a realização dos testes, optou-se por manter a coroa original (36 dentes) em todos os testes e alterar apenas o pinhão para 14, 15, 16, 17 e 18 dentes, respectivamente.

3.4 TESTES REALIZADOS PARA VALIDAÇÃO DO ESTUDO

Para comprovar a viabilidade deste estudo. Realizou-se testes práticos, sendo estes compostos por testes no dinamômetro, onde foram testadas as combinações de relação de transmissão definidas e posteriormente, a etapa que foi considerada a mais importante deste

estudo, foram os testes de desempenho na estrada, que possibilitaram verificar a viabilidade ou não da alteração proposta.

Os testes no Dinamômetro foram realizados com o acréscimo da carga do motociclista, sendo importante considerar que, na estrada terá, ainda, a carga do caroneiro. Esta etapa do teste considera parâmetros como velocidade, torque e potência.

3.4.1 Testes no dinamômetro

Inicialmente o teste foi executado com o uso do pinhão original (16 dentes). Na sequência, o pinhão original da motocicleta foi substituído pelos pinhões com 14 e 15 dentes, com o objetivo de encurtar a relação de transmissão e, posteriormente para 17 e 18 dentes, com o intuito de alongar a relação.

Todos os pinhões utilizados durante os testes, exceto o pinhão original, eram peças novas, adquiridas para este estudo.

As condições climáticas para os testes foram idênticas durante a execução dos testes (pressão atmosférica: 98,4 kPa, temperatura 23,7°C e umidade relativa do ar 53,4%). Todos os testes foram realizados em quarta marcha, estabelecendo o ponto de corte em 8000 rpm, para evitar danos ao motor da motocicleta.

A Figura 14 (a,b) apresenta imagens do momento em que a motocicleta foi colocada no dinamômetro para dar início e realizar os testes.

Figura 14 (a,b) – Fotografia de testes realizado no dinamômetro.



Fonte: Próprio autor (2016).

3.4.2 Teste de consumo de combustível

Após finalizar os testes no dinamômetro, o mecânico partiu para a prática na pista. Nesta etapa, foi adaptado na motocicleta um tanque de combustível com capacidade para 250 ml de gasolina aditivada, conforme mostrado na Figura 15. Todos os abastecimentos de combustível durante os testes foram realizados no mesmo posto de combustível, utilizando a mesma bomba.

A motocicleta percorreu um trajeto padrão e de geometria regular, com o acréscimo de carga do caroneiro. Os pneus foram calibrados conforme indicação do manual do proprietário para utilização do veículo com carga de motociclista e passageiro (dianteiro 24 PSI e traseiro 36 PSI).

A velocidade máxima da motocicleta foi de 80 km/h. Com carga aproximada de 170 kg, além do peso da motocicleta.

Figura 15 – Fotografia do tanque de combustível auxiliar.



Fonte: Próprio autor (2016).

O manual do proprietário informa que o tanque de combustível da motocicleta CB 400 fabricada pela HONDA em 1983, utilizada neste estudo, tem capacidade para 17,5 litros de combustível, mais 3,5 litros na reserva.

4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Nesta etapa estão apresentados os resultados obtidos pelos testes e a comprovação da viabilidade da alteração proposta para a motocicleta. Conforme mencionado no início do trabalho, o tipo de alteração, redução ou alongamento da relação de transmissão, depende exclusivamente da resposta que o usuário pretende obter de seu veículo.

4.1 MEMORIAL DE CÁLCULOS

Este trabalho segue o modelo de um estudo de caso, no qual, alia-se referencial bibliográfico com testes práticos, contudo, apresenta-se um breve memorial de cálculos, relacionado ao dimensionamento de relação de transmissão e de roda dentada para transmissão por correntes.

O conhecimento da relação de transmissão foi a primeira etapa, levando-se em consideração que foi utilizada a mesma coroa (36 dentes) para todos os testes, ocorrendo variação apenas no pinhão, partindo da relação original para o encurtamento e posteriormente, o alongamento da relação.

4.1.1 Dimensionamento da relação de transmissão

O Quadro 5 apresenta os valores encontrados para cada combinação testada, no dinamômetro e na estrada. A mudança da relação de transmissão reflete diretamente em vários fatores, como velocidade final e consumo de combustível.

Quadro 5 - Relações de transmissão.

NÚMERO DE DENTES		EQUAÇÃO	RELAÇÃO
COROA (Z_2)	PINHÃO (Z_1)		
36	14	$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_2}{n_1}$	2,57
36	15		2,40
36	16		2,25
36	17		2,12
36	18		2,00

Fonte: Próprio autor (2016).

A relação encontrada, de acordo com a transmissão original da motocicleta foi de 2,25:1 (coroa de 36 e pinhão de 16 dentes).

4.1.2 Dimensionamento das rodas dentadas

Para cada teste foi utilizado um pinhão com quantidade de dentes diferentes. O Quadro 6 apresenta os valores encontrados para os principais parâmetros que precisam ser considerados na escolha da roda dentada correta.

Para o cálculo do diâmetro primitivo, precisamos saber o ângulo de pressão de cada engrenagem, de forma que, o Quadro 6 apresenta os valores encontrados para cada pinhão utilizado.

Quadro 6 - Cálculo do ângulo de pressão.

NÚMERO DE DENTES		EQUAÇÃO	α
COROA (Z_2)	PINHÃO (Z_1)		
36	14	$\alpha = \frac{180}{z}$	12,86
36	15		12,00
36	16		11,25
36	17		10,58
36	18		10,00

Fonte: Próprio autor (2016).

O ângulo de pressão para a transmissão original da motocicleta (2,25:1) foi 11,25°.

Utilizou-se uma corrente de rolos simples para obtenção dos valores de diâmetro do rolo, largura interna da corrente e passo da corrente, mediante medição com paquímetro.

Sendo:

Diâmetro do rolo: $d_r = 10$ mm;

Largura interna da corrente: $b = 9,5$ mm;

Passo da corrente: $t = 15,872$ mm ($5/8''$);

Para este valor de passo, optou-se por usar para fins de cálculos, $t = 16$ mm.

Tendo conhecimento do ângulo de pressão e dos demais valores básicos para o dimensionamento das rodas dentadas, calculou-se os principais diâmetros das rodas dentadas para correntes, utilizando todos os pinhões que foram testados no dinamômetro e na estrada.

Os valores encontrados nestes cálculos, para cada variação de pinhão realizada, mantendo a coroa original de 36 dentes, estão representados no Quadro 7.

Quadro 7 - Cálculo dos diâmetros.

DIÂMETRO PRIMITIVO	FÓRMULA	d_0[mm]
Z1 = 14 dentes	$d_0 = \frac{t}{\text{sen}\alpha}$	71,90
Z2 = 15 dentes		76,96
Z3 = 16 dentes		82,01
Z4 = 17 dentes		87,07
Z5 = 18 dentes		92,14
DIÂMETRO DE BASE	FÓRMULA	d_g[mm]
Z1 = 14 dentes	$d_g = d_0 \cdot \cos \alpha$	70,10
Z2 = 15 dentes		75,27
Z3 = 16 dentes		80,44
Z4 = 17 dentes		85,59
Z5 = 18 dentes		90,74
DIÂMETRO INTERNO	FÓRMULA	d_f[mm]
Z1 = 14 dentes	Para a condição: $d_r = 10\text{mm}$ $d_f = d_0 - 1,01 \cdot d_r$	61,80
Z2 = 15 dentes		66,86
Z3 = 16 dentes		71,91
Z4 = 17 dentes		76,97
Z5 = 18 dentes		82,04
DIÂMETRO EXTERNO	FÓRMULA	d_k[mm]
Z1 = 14 dentes	Para a condição: $d_r = 10\text{mm}$ e $12 < Z < 25$ $d_k = d_0 + 0,83 \cdot d_r$	80,20
Z2 = 15 dentes		85,25
Z3 = 16 dentes		90,31
Z4 = 17 dentes		95,37
Z5 = 18 dentes		100,44

Fonte: Próprio autor (2016).

4.1.3 Submissão da motocicleta aos testes no dinamômetro

Os resultados obtidos com os testes no dinamômetro demonstram que no que se trata de perda de torque ou de potência, não ocorre variação suficiente para desqualificar a alteração proposta. Ao comparar a velocidade obtida com a relação original e a encontrada na relação alongada (18 dentes) verifica-se que houve um aumento de velocidade de aproximadamente 11 km/h. O Quadro 8 apresenta os resultados obtidos nos experimentos, em relação a velocidade, torque e potência, utilizando as relações de transmissão anteriormente calculadas e apresentadas no Quadro 5.

Conforme demonstrado no Quadro 8, o teste realizado com o pinhão de 16 dentes e coroa com 36 dentes (relação original), obteve uma velocidade máxima de 85,90 km/h para a

rotação do motor estipulada para o experimento (8000 rpm), a potência registrada foi de 28,82 CV e o torque 2,58 kgf.m.

Quadro 8 - Resultados dos experimentos.

Relação de transmissão	Velocidade máxima (km/h)	Torque (kgf.m)	Potência (CV)
2,57	90,96	2,51	27,99
2,40	97,91	2,55	28,55
2,25	85,90	2,58	28,82
2,12	91,27	2,57	28,69
2,00	97,13	2,59	28,94

Fonte: Próprio autor (2016).

Com a redução do pinhão para 14 e 15 dentes, mantendo constante a rotação e as condições climáticas, houve aumento na velocidade, 90,96 km/h e 97,91 km/h, respectivamente. Constatou-se uma pequena queda na potência, que passou para 27,99 CV e 28,55 CV e no torque, que ficou em 2,51 kgf.m e 2,55 kgf.m, respectivamente.

Com a ampliação do pinhão para 17 dentes, mantendo constante o valor máximo de rotação, bem como condições climáticas anteriormente estabelecidos, foi constatado aumento na velocidade, 91,27 km/h, atingindo potência de 28,69 CV e torque de 2,57 kgf.m.

No teste realizado com o pinhão com 18 dentes, mantendo todos os outros parâmetros iguais aos dos testes anteriores, a velocidade final atingida foi de 97,13 km/h, com uma potência de 28,94 CV e torque de 2,59 kgf.m.

Os resultados nos mostraram que os testes com o uso de pinhão de 15 dentes e 18 dentes, foram os que atingiram maiores velocidades, sem perda de potência e torque acentuados. Pode-se dizer que, se a intenção fosse apenas maior velocidade final, qualquer uma dessas relações seria recomendada, no entanto, como a proposta é a otimização do consumo de combustível, foi necessário testar todas as alternativas na estrada.

Considerando os resultados obtidos com a utilização do dinamômetro, notou-se que a perda de potência e de torque não ocorreu. Para a validação desta pesquisa, será mostrado graficamente, no Apêndice A, a evolução dos valores de velocidade e potência obtidos no dinamômetro. A etapa conclusiva deste trabalho é o teste de consumo de combustível, no qual, optou-se por uma velocidade máxima de 80 km/h durante o percurso. É importante salientar que, de acordo com o Código de Trânsito Brasileiro, a velocidade máxima para motocicletas em vias rápidas é de 80 km/h e em rodovias 110 km/h.

4.1.4 Consumo de combustível

A verificação do consumo de combustível foi a fase crucial deste trabalho, pois foi nesta etapa que comprovou-se a viabilidade ou não de alterar a relação de transmissão da CB 400. O Quadro 9 apresenta os valores encontrados para cada relação utilizada durante o teste de consumo de combustível.

Quadro 9 - Testes de consumo de combustível.

Relação de transmissão	Distância Percorrida (km)	Rotação (rpm)	Consumo (km/l)
2,57	3,90	5600	15,60
2,40	5,30	4700	21,20
2,25	6,00	4500	24,00
2,12	6,70	4200	26,80
2,00	7,00	4000	28,00

Fonte: Próprio autor (2016).

Comparando os resultados obtidos no dinamômetro e no teste de estrada, percebeu-se que, apesar de os pinhões de 15 e 18 dentes terem apresentado o melhor resultado no quesito velocidade final, quando colocado em prática o teste de consumo, constatou-se que, com a relação mais curta (14 dentes) obtém-se o maior índice de rotação do motor. No entanto, apresenta o menor rendimento de combustível, com apenas 15,6 km/l.

Em seguida, utilizando o pinhão com 15 dentes, a rotação foi de 4700 rpm, velocidade constante de 80km/h realizando o mesmo trajeto e com a mesma carga na motocicleta (170 kg). Nesta situação o consumo foi de 21,2 km/l.

O teste com a relação original (2,25:1) apresentou 4500 rpm e consumo de 24 km/l. Até este momento, percebeu-se que houve queda na rotação e redução no consumo de combustível.

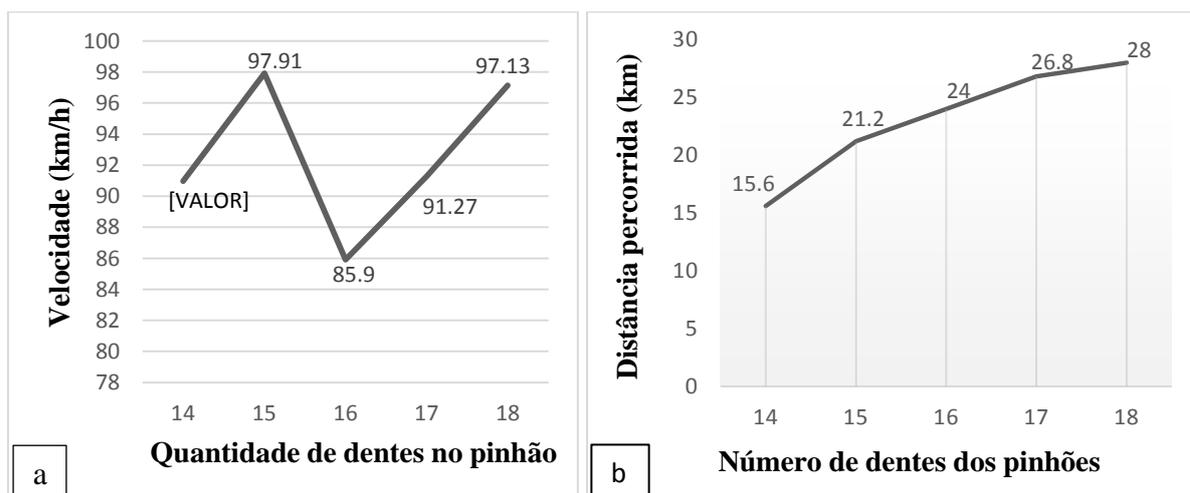
O alongamento da relação com a utilização do pinhão de 17 dentes, para o trajeto e as condições mencionadas anteriormente, apresentou rotação do motor de 4200 rpm e 26,8 km para um litro de gasolina.

O último teste foi realizado com o pinhão maior (18 dentes), originando uma relação de transmissão 2:1. Os valores obtidos foram 4000 rpm e 28 km/l de combustível.

4.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS DOS TESTES

A Figura 16 (a, b) demonstra um paralelo entre o consumo de combustível e a velocidade final para cada alteração na relação de transmissão

Figura 16 (a, b) - Velocidade final e consumo de combustível para cada teste.



Fonte: Próprio autor (2016).

Ao analisar as Figuras 16 (a, b), percebe-se que a relação original (16 dentes) atingiu a menor velocidade durante os testes do dinamômetro, no entanto, teve o terceiro melhor rendimento no teste de combustível. Isto se deve ao fato de que as indústrias produzem estas motocicletas de maneira que façam uma média entre velocidade, consumo e quilometragem, que seja adequada à maioria das regiões.

A maior velocidade atingida, para a condição de 8000 rpm, foi com a utilização do pinhão com 15 dentes, no entanto, o desempenho de combustível para nossa região foi baixo, não justificando a redução da relação.

O alongamento da relação de transmissão com a utilização do pinhão de 18 dentes gerou perda de 500 rpm em relação a situação original, que além de atingir uma velocidade considerável nas condições impostas, demonstrou o melhor rendimento na pista, sendo portanto, comprovada a viabilidade da alteração (pinhão de 18 dentes e relação de transmissão 2:1), dentro do que foi proposto neste estudo, observando-se as restrições geográficas.

CONSIDERAÇÕES FINAIS

Ao finalizar o experimento concluiu-se que, antes de qualquer alteração na transmissão, precisa-se realizar um estudo das características específicas da motocicleta, pois o alongamento da relação só é eficiente em terrenos de geografia mais e pistas rápidas (autoestradas e rodovias). Após definido esses fatores e realizados os testes, as seguintes conclusões foram obtidas:

- A alteração se comprovou eficaz quanto a otimização do consumo de combustível, pois com a relação original (2,25:1) o consumo era de 24 km/l e com o alongamento da relação de transmissão para (2:1), foi alcançado 28 km/l.

- A redução da transmissão para (2,57:1) apresentou os índices mais baixos em relação ao consumo de combustível, quando comparado com a todas as outras relações utilizadas.

- A redução da transmissão para (2,40:1) obtida com a utilização do pinhão de 15 dentes, se torna eficaz em situações onde é necessário frequentes trocas de marcha.

- As vibrações do motor diminuíram consideravelmente após a alteração do pinhão, pois a rotação do motor apresentou uma pequena redução.

- O objetivo pretendido com a alteração proposta, otimização do consumo de combustível, é alcançado com a utilização do pinhão de 18 dentes e da coroa original de 36 dentes.

- Considerando a capacidade de armazenamento de combustível desta motocicleta, informado na ficha técnica (17,5 litros no tanque e mais 3,5 na reserva), a relação escolhida possibilita uma autonomia de aproximadamente 588 km.

- Com a relação original a autonomia da motocicleta é aproximadamente 504 km com um tanque de combustível cheio (21 litros de combustível);

- Verifica-se um rendimento de 84 km utilizando a relação 2:1 (coroa de 36 dentes e pinhão de 18 dentes);

- Convém salientar que a eficiência deste experimento se detém a terrenos de geografia constante, sem necessidade de paradas frequentes como dentro de cidades. Esta relação é recomendada para pistas rápidas, como rodovias e autoestradas, sem excesso de aclives ou declives.

SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros, a sugestão é de que sejam testados estes parâmetros em máquinas industriais. A alteração da relação de transmissão pode ser utilizada em vários segmentos, não apenas em veículos. No caso de uma pequena empresa, por exemplo, que precisa de um motor mais potente sem ter condições de realizar grandes investimentos, uma redução na relação de transmissão pode ser eficiente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANTUNES, I.; FREIRE, M. A. C. **Elementos de Máquinas**. 8 ed. São Paulo: Érica, 1998.

BOSCH, R. **Manual de tecnologia automotiva**. 25 ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher, 2005.

BUDYNAS, R. G. **Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de engenharia mecânica**. 8 ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.

COLLINS, J. A. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas – Uma Perspectiva de Prevenção de Falha**. LTC. Rio de Janeiro, 2006.

FRANCESCHI, A. D.; ANTONELLO, M. G. **Elementos de Máquinas**. 1 ed. Santa Maria: Universidade Federal de Santa Maria, 2014.

HONDA MOTOR DO BRASIL. **Ficha Técnica**. CB 400. 1983. Disponível em: http://www.motosclassicas70.com.br/FT_H_CB400.htm. Acesso em: 05 set. 2016.

HONDA MOTOR DO BRASIL. **Manual do Proprietário**. CB 400. Manaus, 1983.

MARCO FILHO, F. de. **Elementos de Transmissão Flexíveis**. Departamento de Engenharia Mecânica POLI/UFRJ, 2009.

MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas**. 10 ed. São Paulo: Erica, 2012.

MELLO, R. **Análise da sensibilidade do campo acústico veicular à excitação do sistema de transmissão**. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.

NAUNHEIMER, H; BERTSCHE, B; RYBORZ, J. **Automotive Transmissions**. . ed. Berlin: Springer, 2011.

NIEMANN, G. **Elementos de Máquinas**. 6 ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2002, vol. 2.

NORTON, R. L. **Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos**. Porto Alegre: McGraw-Hill, 2010.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 2 ed. Porto Alegre. Bookmann, 2004.

PRESIDÊNCIA DA REPÚBLICA. **Código de Trânsito Brasileiro**. 1997. Disponível em: <http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/leis/L9503.htm>. Acesso em: 11 set. 2016.

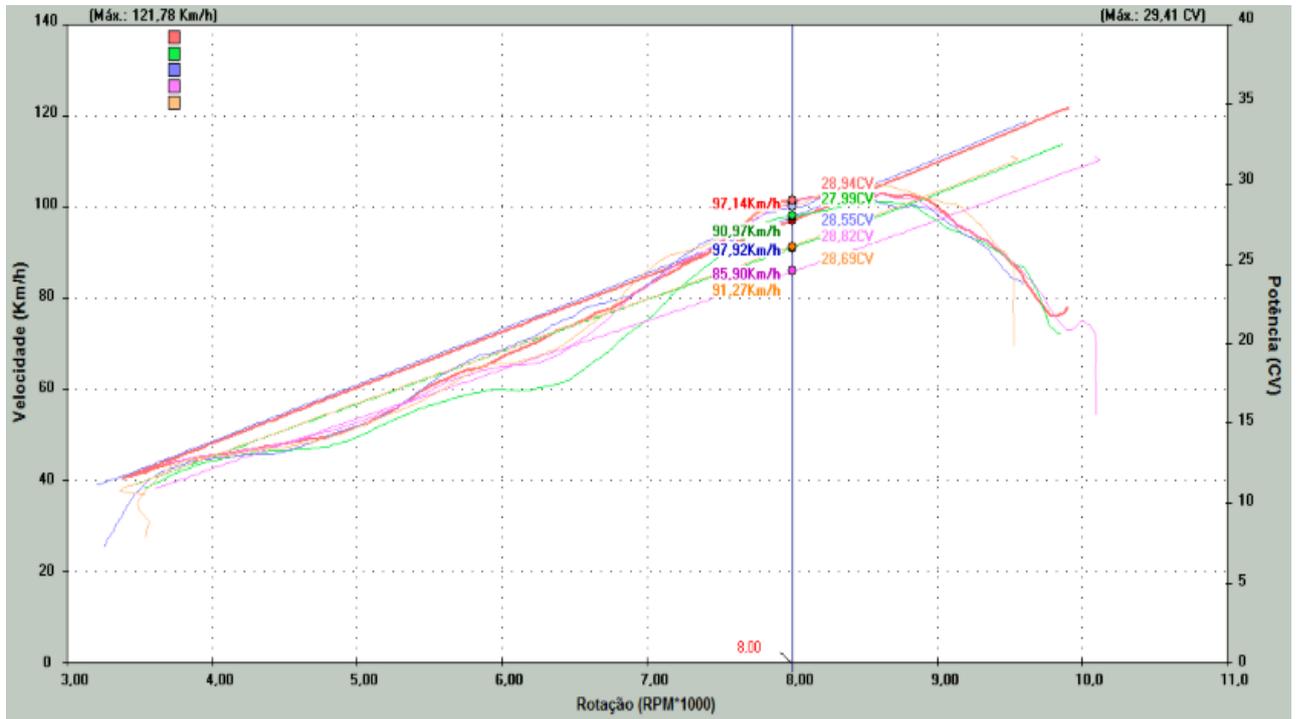
SPANNER, C. **O Sistema de Transmissão de uma Moto**. Moto Clube. Disponível em: <<http://motoclube.com/artigos/sistema-transmissao-moto>>. Acesso em: 20 set. 2016.

STONE, R.; BALL, J. K. **Automotive Engineering Fundamentals**. Warrendale: SAE International, 2004.

TELECURSO 2000 PROFISSIONALIZANTE. **Elementos de Máquinas**. São Paulo. Globo, 1996.

VIOTTI, E. **Relação de Transmissão**. 2012. Disponível em:
<<http://quatorrodas.abril.com.br/materia/relacao-transmissao-648744>>. Acesso em: 6 mai. 2016.

APÊNDICE A – Gráfico gerado pelos testes no dinamômetro utilizando dados dos 5 pinhões.



ANEXO A – Ficha técnica da motocicleta CB 400.

<u>Informações Gerais:</u>	
Marca	Honda
Modelo	CB 400
Cilindrada	395 cm ³
Origem	Manaus, Brasil
<u>Motor e transmissão:</u>	
Tipo	SOHC, 4 tempos, 2 cilindros em linha, transversais, 3 válvulas por cilindro
sistema de partida	elétrica e mecânica
arrefecimento	a ar
diâmetro x curso (mm)	70,5 x 50,6
taxa de compressão	9,3:1
carburadores	2
Transmissão	6 velocidades (1-N-2-3-4-5-6)
<u>Pneus e rodas:</u>	
<u>Pneus</u>	
dianteiro	3.60 S19
traseiro	4.10 S18
<u>Rodas</u>	
dianteira/traseira	Tipo "Comstar" de aço estampado e aro de alumínio
<u>Freios:</u>	
Dianteiro	Um disco, com pistão simples
traseiro	a tambor, simplex
<u>Suspensão:</u>	
Dianteira	Telescópica hidráulica tipo "Cerianni"
traseira	2 amortecedores hidráulicos com regulagens
<u>Elétrica:</u>	
Bateria	12V
ignição	CDI
<u>Chassis e dimensões:</u>	
Chassis tipo	Quadro tubular, tipo "Diamond"
<u>Dimensões</u>	
comprimento (mm)	2095
largura (mm)	765
altura (mm)	1110
distância entre eixos (mm)	1395
altura mínima do solo	170
peso (O.M.) (Kg)	176
<u>Performance:</u>	
Potência máxima	40 CV @ 9500rpm
torque máximo	3,2 Kgf.m @ 8000rpm
velocidade máxima	~170 Km/h
<u>Capacidades:</u>	
Tanque combustível	17,5 lts
óleo do motor	3 lts