



UNIVERSIDADE DO ESTADO DE SANTA CATARINA – UDESC
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS – CCT
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA – DEM
CURSO DE BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DOS
PARÂMETROS EM UM MODELO
ANALÍTICO DAS FORÇAS AXIAIS
GERADAS PELA CORREIA EM UM
CÂMBIO CVT DE UM PROTÓTIPO
VEICULAR DO TIPO BAJA SAE**

LUCAS GATO CUNHA

**JOINVILLE, SC
2020**

LUCAS GATO CUNHA

**ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DOS PARÂMETROS EM UM
MODELO ANALÍTICO DAS FORÇAS AXIAIS GERADAS PELA
CORREIA EM UM CÂMBIO CVT DE UM PROTÓTIPO VEICULAR
DO TIPO BAJA SAE**

Trabalho de conclusão apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica do Centro de Ciências Tecnológicas, da Universidade do Estado de Santa Catarina, como requisito parcial para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Ricardo de Medeiros

JOINVILLE, SC

2020

LUCAS GATO CUNHA

**ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DOS PARÂMETROS EM UM
MODELO ANALÍTICO DAS FORÇAS AXIAIS GERADAS PELA
CORREIA EM UM CÂMBIO CVT DE UM PROTÓTIPO VEICULAR
DO TIPO BAJA SAE**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à disciplina Trabalho de Conclusão de Curso (TCC0001) do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro de Ciências Tecnológicas, da Universidade do Estado de Santa Catarina, como requisito parcial para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Banca Examinadora:

Orientador:

Prof. Dr. Ricardo de Medeiros
UDESC/CCT

Membros:

Prof.
UDESC/CCT

Prof.
UDESC/CCT

Joinville, 05 de outubro de 2020.

AGRADECIMENTOS

Dedico este trabalho aos meus pais, que sempre me apoiaram incondicionalmente em todos os momentos da minha vida, e me incentivaram durante todo o meu trajeto como acadêmico de Engenharia Mecânica e membro da equipe UDESC Velociraptor Baja.

Dedico também a todos os meus amigos e colegas que fiz durante minha trajetória na equipe, porque sem eles eu não teria todo o conhecimento, experiência, trabalho em equipe e vontade de fazer o melhor, que eu tenho hoje.

Ao meu professor orientador, Ricardo de Medeiros, que sempre esteve disposto a me ajudar no curso e no desenvolvimento deste trabalho.

RESUMO

Para descrever todo o funcionamento de uma transmissão continuamente variável (CVT), é preciso compreender os esforços atuantes neste câmbio. Para isto, é necessário conhecer como trabalham os mecanismos de cada polia, bem como a interação entre a correia e os pratos. Assim, o objetivo deste trabalho foi implementar um modelo de forças axiais geradas pela correia, e analisar a influência dos parâmetros. Como não foram realizados testes para validar o que foi desenvolvido, o foco foi propor faixas aceitáveis dos parâmetros analisados para um projeto completo de CVT. Para obter os resultados desenvolvidos, implementou-se um programa computacional que retorna dados referentes à geometria do câmbio, como diâmetros das polias, deslocamentos dos pratos móveis e relação de transmissão, e assim foram aplicadas as equações desenvolvidas na fundamentação teórica, com os dados referentes ao projeto utilizado pela equipe UDESC Velociraptor Baja. Para escolher os parâmetros que foram variados neste trabalho, analisou-se se a viabilidade de modificá-los em um projeto real devido às condições como: restrição de projeto custo e complexidade de fabricação. Enfim, verificou-se os perfis de curvas das forças axiais geradas pela interação entre a correia e a polia movida, e pelo mecanismo desta polia.

Palavras-Chave: CVT, mecanismos, correia, forças axiais.

ABSTRACT

In order to describe the whole operation of a continuously variable transmission (CVT), it is necessary to understand the efforts involved in this exchange. For this, it is necessary to know how the mechanisms of each pulley work, as well as the interaction between the belt and the plates. Thus, the goal of this work was to implement a model of axial forces generated by the belt, and to analyze the influence of the parameters. As no tests were carried out to validate what was developed, the focus was on proposing acceptable ranges of parameters analyzed for a complete CVT project. To obtain the results developed, a computer program that returns data related to the geometry of the exchange, such as pulley diameters, displacements of moving plates and transmission ratio was implemented, and thus the equations developed in the theoretical foundation were applied, with the data related to the project used by the UDESC Velociraptor Baja team. In order to choose the parameters that were varied in this work, it was analyzed whether the feasibility of modifying them in a real project due to conditions such as: project constraint cost and manufacturing complexity. Finally, the curved profiles of axial forces generated by the interaction between the belt and the moved pulley and the mechanism of this pulley were verified.

Keywords: CVT, mechanisms, belt, axial forces.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Protótipo utilizado na 26ª Competição Baja SAE BRASIL.	20
Figura 2.1 – Classificação de CVT's automotivas.	23
Figura 2.2 – CVT composta por correia e polias expansivas.	24
Figura 2.3 – Principais tipos de correias utilizadas em polias.	25
Figura 2.4 – Geometria aberta (a) e fechada (b) em transmissões por correia plana.	25
Figura 2.5 – Relações geométricas em um sistema de polias e correia.	26
Figura 2.6 – Tensionamento da correia.	28
Figura 2.7 – Ângulo de Cunha em uma polia cônica.	29
Figura 2.8 – Ilustração das forças e torque na correia.	30
Figura 2.9 – Curvas características de torque e potência em um motor a combustão interna.	31
Figura 2.10 – Alteração nas curvas de torque com a variação da abertura do acelerador.	32
Figura 2.11 – Transição entre as configurações inicial (a) e final (c) em um CVT.	32
Figura 2.12 – Comportamento ideal de um câmbio CVT.	33
Figura 2.13 – Efeito real de diferença de curvatura entre a correia e a polia.	35
Figura 2.14 – Ângulo de deslizamento.	37
Figura 2.15 – Balanço de forças na zona inativa da polia movida.	38
Figura 2.16 – Balanço de forças na zona ativa da polia movida.	38
Figura 2.17 – a) Came <i>flyweight</i> com massas reguláveis; b) Fixação no prato móvel; c) Mecanismo completo.	40
Figura 2.18 – Transição na polia motora entre a posição aberta e fechada.	40
Figura 2.19 – Parâmetros métricos e dinâmicos existentes no modelo matemático da polia motora.	41
Figura 2.20 – DCL do came <i>flyweight</i>	42
Figura 2.21 – a) Rampa sensitiva de torque utilizada pela equipe Velociraptor; b) Mecanismo completo.	45
Figura 2.22 – Transição na polia movida entre a posição aberta e fechada.	45
Figura 2.23 – a) Força normal entre os roletes e a rampa; b) Vista lateral em corte, com o ângulo da rampa.	46
Figura 3.1 – Esboço da geometria da CVT, na configuração inicial.	52

Figura 3.2 – Correia <i>Dayco HPX2239</i>	52
Figura 3.3 – Conjunto de vetores calculados para a geometria do CVT.	53
Figura 3.4 – Curvas características do motor <i>Briggs & Stratton</i> série 20.	55
Figura 4.1 – Variação da Relação de Transmissão.	60
Figura 4.2 – Razão de deslocamentos dos pratos móveis entre a polia movida e a motora. ..	61
Figura 4.3 – Variação das forças trativas na polia motora, para um coeficiente de atrito de 0,20.	62
Figura 4.4 – Variação das forças trativas na polia movida, para um coeficiente de atrito de 0,20.	62
Figura 4.5 – Variação das forças trativas na polia movida, para um coeficiente de atrito de 0,20.	63
Figura 4.6 – Variação das força axial gerada pelo mecanismo da polia movida, na condição de referência.	64
Figura 4.7 – Variação da rigidez de compressão da mola da polia movida.....	65
Figura 4.8 – Variação da rigidez torcional da mola da polia movida.	66
Figura 4.9 – Variação da pré-carga de compressão da mola da polia movida.....	66
Figura 4.10 – Variação da pré-carga de torção da mola da polia movida.	68
Figura 4.11 – Variação do coeficiente de atrito entre a correia e a polia.	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Parâmetros de entrada para o algoritmo	51
Tabela 3.2 – Medidas da correia <i>Dayco HPX2239</i> associadas à geometria do CVT.....	51
Tabela 3.3 – Parâmetros de entrada para o algoritmo	53
Tabela 3.4 – Dados relacionados à densidade linear da correia.	54
Tabela 3.5 – Parâmetros da rampa sensível de torque.....	56
Tabela 3.6 – Parâmetros da mola de torção e compressão.	56
Tabela 4.1 – Coeficientes de atrito virtuais para $\mu=0,20$	63
Tabela 4.2 – Forças da polia movida no deslocamento máximo das polias – rigidez de compressão.....	65
Tabela 4.3 – Forças da polia movida no deslocamento máximo das polias – rigidez torcional.	66
Tabela 4.4 – Forças da polia movida no deslocamento máximo das polias – pré-carga de compressão.....	67
Tabela 4.5 – Forças da polia movida no deslocamento máximo das polias – pré-carga de torção.	69

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	19
1.1	MOTIVAÇÃO	20
1.2	OBJETIVOS	21
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO.....	21
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	23
2.1	TIPOS DE MECANISMO DE CVT	23
2.2	TRANSMISSÃO POR POLIAS E CORREIA.....	24
2.2.1	Análise geométrica de polias e correia com configuração aberta.....	26
2.2.2	Forças de tração geradas pela correia	27
2.3	FUNCIONAMENTO DO CVT	30
2.3.1	Curvas características em um motor a combustão interna.	31
2.3.2	A curva ideal em um CVT	32
2.3.3	Análise geométrica adaptada ao CVT	34
2.3.4	Forças axiais geradas pela correia	35
2.3.5	O mecanismo da polia motora	39
2.3.6	O mecanismo da polia movida.....	44
3	METODOLOGIA.....	50
3.1	METODOLOGIA CIENTÍFICA.....	50
3.1.1	Desenvolvimento do Algoritmo.....	51
3.1.2	Determinação das forças trativas geradas pela correia.....	54
3.1.3	Determinação das forças axiais geradas pela correia.....	56
3.1.4	Determinação das forças axiais geradas pelo mecanismo da polia movida 56	
3.1.5	Variação dos parâmetros para análise de sensibilidade.....	57
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	60
4.1.1	Resultados gerados pelo Algoritmo.....	60
4.1.2	Resultados obtidos para as forças trativas e axiais geradas pela correia	61
4.1.3	Resultados obtidos para a força axial do mecanismo da polia movida....	64
4.1.4	Análise de sensibilidade dos parâmetros.	64

5 CONCLUSÕES	70
5.1 TRABALHOS FUTUROS	70
6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	72
7 APÊNDICES.....	74
7.1 APÊNCIDE A	74

1 INTRODUÇÃO

Quando se trata de veículos automotivos, a transmissão é o sistema responsável por entregar a potência gerada no motor às rodas (MARTINS, 2018). Em um projeto de transmissão, um dos grandes objetivos é obter o maior aproveitamento de energia gerada, através da menor perda de eficiência possível ao longo dos componentes presentes neste sistema.

De acordo com AAEN (2007), os motores à combustão atuais fornecem alta potência em apenas uma pequena faixa de rotação. Devido a este motivo e à necessidade de amplificar o torque gerado no motor para fazer com que o veículo vença as forças resistivas existentes, faz-se necessário um sistema de transmissão que, no global, seja responsável pela redução de velocidade. Segundo Tamanini (2016), seu principal objetivo é permitir que o motor trabalhe em seu regime de torque máximo ou de potência máxima majoritariamente, dependendo da situação exposta.

No entanto, para que o veículo consiga ter um bom desempenho, desde o início do seu movimento, em que o objetivo é entregar a maior quantidade possível de torque ao solo por meio do pneu, até atingir sua velocidade máxima, onde busca-se um maior aproveitamento de potência, faz-se necessário uma transmissão com velocidade variável.

Em carros comerciais, caixas de marchas são utilizadas com frequência para permitir este comportamento de variação de velocidade buscado, conforme sua necessidade de torque e potência. Neste caso, o número de marchas é finito e discreto. Porém, um outro sistema muito comum, e majoritariamente utilizado em protótipos do tipo Baja SAE, é o câmbio de Transmissão Continuamente Variável (CVT – *Continuously Variable Transmission*), que permite uma variação contínua na transmissão de velocidade proporcionada pelo câmbio, com um efeito equivalente a infinitas marchas limitadas por um estado inicial e final do mecanismo. Ao contrário dos câmbios automático e manual, o câmbio CVT não tem engrenagens de transmissão e o aumento ou redução da marcha são realizados geralmente através de superfícies cônicas.

1.1 MOTIVAÇÃO

A equipe UDESC Velociraptor Baja tem como propósito participar de competições estudantis organizadas pela SAE, em que alunos de engenharia tem a oportunidade de desenvolver protótipos do tipo Baja SAE, com os conhecimentos adquiridos ao longo do curso e das experiências externas. Estas competições são divididas nos níveis: regionais, nacional e mundial, de tal forma que para chegar na última etapa, faz-se necessário um ótimo desempenho na competição nacional, e para isto é necessário alcançar o *top 3* no ranking. Na Figura 1.1 encontra-se a última versão do protótipo utilizado em 2020.

Figura 1.1 – Protótipo utilizado na 26ª Competição Baja SAE BRASIL.



Fonte: O Autor (2020).

Desta forma, busca-se aliar o desafio de projetos inovadores com a performance em execução do veículo, para atingir os objetivos e metas traçados, e alcançar um ótimo desempenho. Assim, nas temporadas 2018/2019 e 2019/2020 um dos maiores desafios foi projetar e utilizar um CVT no protótipo, uma vez que sempre foi utilizado um câmbio comercial devido à complexidade dele.

A partir disto, busca-se melhorar cada vez mais o desempenho deste câmbio e assim, a motivação do presente trabalho é voltada a aprimorar o modelamento dele.

1.2 OBJETIVOS

Para obter uma melhor performance do mecanismo durante a dinâmica veicular, torna-se necessário compreender cada vez mais o funcionamento do mesmo. Com isto, este trabalho tem como objetivo analisar a influência do coeficiente de atrito entre a correia e as polias, e dos parâmetros da mola da polia movida em um projeto que envolve o modelamento de forças atuantes no mesmo.

Para tanto, será necessário uma série de etapas preliminares, dentro das quais podemos destacar como objetivos específicos:

- Desenvolver um código computacional que retorne à variação da relação de transmissão e outros dados referentes à geometria do CVT, a partir dos dados de entrada fixos (ângulos dos pratos, entre-eixos das polias, comprimento primitivo da correia *etc.*) e do deslocamento do prato móvel da polia motora;
- Aplicar um modelo analítico de forças axiais geradas pela correia em um CVT, a partir de considerações feitas para este trabalho;
- Verificar a sensibilidades dos parâmetros do modelo proposto, dos quais não são fixos ou não são validados em testes;
- Realizar um estudo comparativo das curvas de forças axiais geradas pela correia com a curva de força do mecanismo da polia movida.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

A estrutura deste trabalho é organizada para que o leitor consiga acompanhar os conceitos matemáticos desenvolvidos e compreenda a metodologia proposta. Assim, o trabalho é estruturado da seguinte forma:

- **Primeiro Capítulo** – contextualização, motivação e apresentação dos objetivos.
- **Segundo Capítulo** – revisão bibliográfica dos conceitos físicos e matemáticos de tipos de CVT, transmissão por correia e polias e funcionamento do CVT.
- **Terceiro Capítulo** – metodologia aplicada para obter os resultados.
- **Quarto Capítulo** – apresentação dos resultados e discussões a respeito do estudo de sensibilidade de parâmetros.
- **Quinto Capítulo** – conclusões e sugestões para trabalhos futuros.
- **Sexto Capítulo** – referências bibliográficas.

- **Sétimo Capítulo** – Apêndice, apresenta a rotina para calcular os diâmetros das polias.

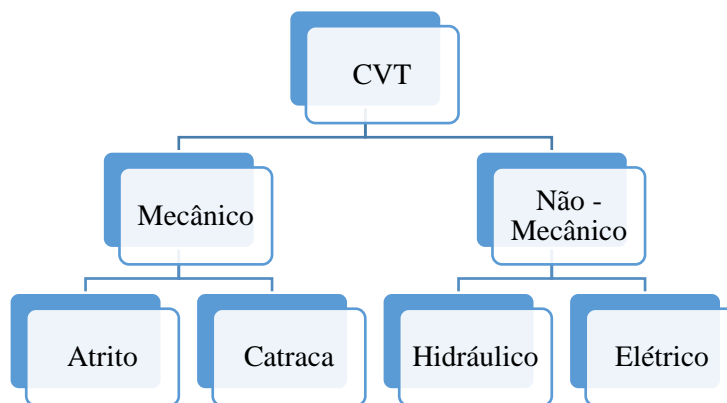
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 TIPOS DE MECANISMO DE CVT

Um câmbio de Transmissão Continuamente Variável tem um papel muito importante em um veículo, pois é uma parte vital que altera a velocidade provida do motor continuamente, e permite que o mesmo permaneça, idealmente, em uma rotação constante (AAEN, 2007). Além disto, o mecanismo também atua como um conversor de torque, que pode aumentar ou reduzir o torque de entrada, de acordo com o trabalho do CVT.

Com isso, existem diferentes configurações aplicadas em veículos, que são classificadas de acordo com a natureza com que o torque de saída é gerado (MASHADI; CROLLA, 2012). Um organograma de classificação geral dos tipos de CVT é apresentado na Figura 2.1.

Figura 2.1 – Classificação de CVT's automotivas.

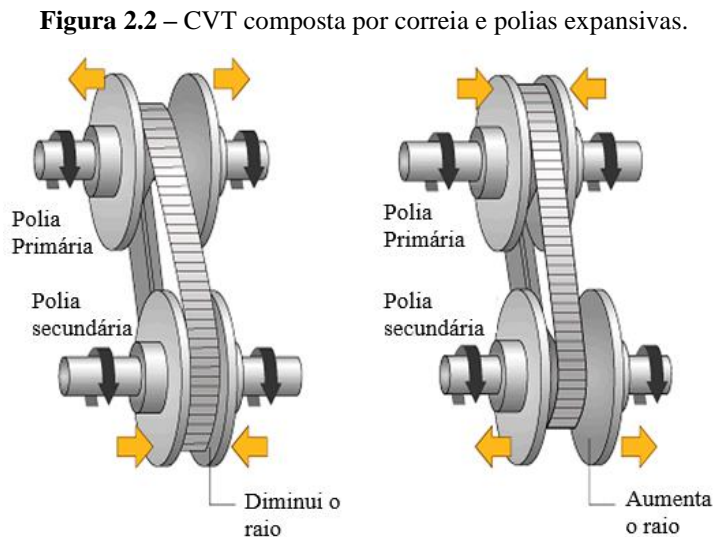


Fonte: Adaptada de Mashadi e Crolla (2012).

Ao analisar o organograma apresentado, observa-se que a classificação entre mecânico e não-mecânico se deve ao sistema de potência relacionado ao mecanismo. De acordo com Ferreira (2020), em relação aos princípios físicos utilizados, as transmissões de potência podem ser realizadas por atrito (mecânico), pressão de fluido (hidráulico) ou por controle de tensão e corrente (elétrico). Além destes, Mashadi e Crolla (2012) também relata um tipo de CVT que se baseia em catraca.

Em relação ao câmbio que utiliza como princípio físico o atrito, este gera torque a partir da fricção entre superfícies em contato, por meio do uso de correias ou rolamentos (MASHADI;

CROLLA, 2012). Em veículos comerciais e do tipo *off-road*, sistemas de CVT por correia são os mais utilizados entre os tipos citados, de tal forma que a fricção ocorre entre a correia e as polias expansivas, compostas por dois pares de pratos, conforme a Figura 2.2.



Fonte: CVT Transmissions – The Pros & The Cons.
Acesso em: 20 set. 2020

Um sistema de CVT por correia é similar ao sistema de polia-correia tradicional, de tal forma que a única diferença entre ambos é a possibilidade das polias se movimentarem ao longo dos eixos do câmbio CVT (MASHADI; CROLLA, 2012). Esta característica de não existir uma posição fixa permanente das polias permite que ocorra a variação da relação de transmissão entre a rotação de entrada (proveniente do motor) e a rotação de saída.

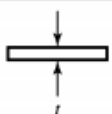
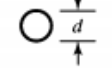
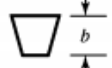
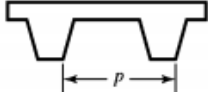
Em relação a estes movimentos existentes no câmbio, usualmente cada polia é composta por um prato fixo e um móvel de tal forma que, conforme altera a rotação e torque gerados pelo motor, os pratos móveis se deslocam e a posição radial da correia altera, o que permite a variação de velocidade entre a polia de entrada (motora ou primária) e a de saída (movida ou secundária).

2.2 TRANSMISSÃO POR POLIAS E CORREIA

Elementos flexíveis como correias, correntes, cordas ou outros podem ser aplicados para transmitir potência em um sistema de transmissão. Muitas vezes estes elementos são utilizados para substituir engrenagens e outros elementos rígidos, pois facilitam o projeto de máquinas e reduzem o custo e fabricação (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

No caso da aplicação de correias, existem quatro principais tipos que podem ser utilizados: planas, redondas, em V e sincronizadoras. A Figura 2.3 mostra as seções transversais destes tipos de correia, exceto pela sincronizadora, em que é mostrada uma vista lateral da mesma.

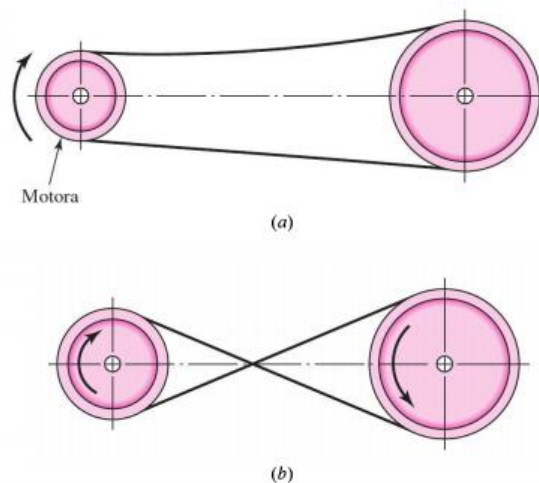
Figura 2.3 – Principais tipos de correias utilizadas em polias.

Tipo de correia	Figura	Junta	Intervalo de tamanho	Distância entre centros
Plana		Sim	$t = 0,75 \text{ mm a } 5 \text{ mm}$	Sem limite superior
Redonda		Sim	$d = 10 \text{ mm a } 20 \text{ mm}$	Sem limite superior
V		Nenhuma	$b = 8 \text{ mm a } 9 \text{ mm}$	Limitada
Sincronizadora		Nenhuma	$p = 2 \text{ mm}$	Limitada

Fonte: Budynas e Nisbett, (2011).

Quando se trata de correias planas, a geometria de transmissão pode ser aberta ou fechada (cruzada), de acordo com a Figura 2.4. Já para correias em V ou sincronizadoras, a geometria de transmissão deve ser aberta, devido à sua seção transversal. Em câmbios CVT, são empregadas correias em V dentadas, e por isto o mecanismo sempre é aberto.

Figura 2.4 – Geometria aberta (a) e fechada (b) em transmissões por correia plana.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011).

2.2.1 Análise geométrica de polias e correia com configuração aberta

Uma vez que este trabalho tem como foco desenvolver um estudo voltado a um câmbio CVT, a abordagem sempre será relativa à uma correia em V. Considerando duas polias (Figura 2.5) com diâmetro D e d , tal que $D > d$, separadas por uma distância entre eixos C , tem-se que o comprimento da correia plana, em um caso em que a mesma se encontra tensionada, proposta por Budynas e Nisbett (2011) e definida por:

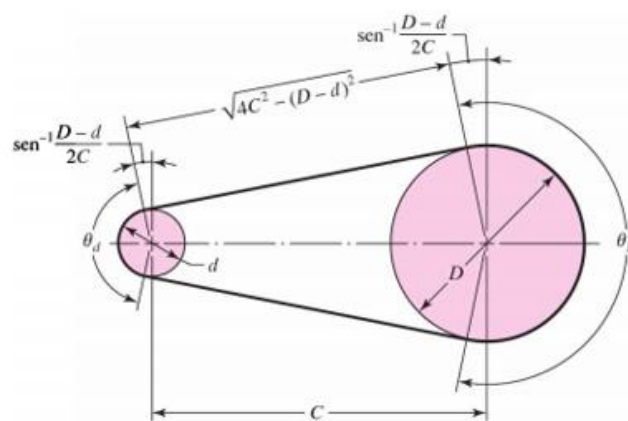
$$L = [4C^2 - (D - d)^2]^{1/2} + \frac{1}{2}(D\theta_D + d\theta_d), \quad (2.1)$$

$$\theta_D = \pi + 2\arcsen\left(\frac{D - d}{2C}\right), \quad (2.2)$$

$$\theta_d = \pi - 2\arcsen\left(\frac{D - d}{2C}\right), \quad (2.3)$$

onde θ_D e θ_d são os arcos de contato entre as polias de diâmetros D e d e a correia, respectivamente. Estes arcos também podem ser chamados de ângulos de abraçamento. Apesar da correia mencionada para esta equação ser do tipo plana, este modelamento também é válido para correias em V, mas é necessário considerar a linha que passa pelo centro da seção transversal para fazer a análise (diâmetro médio).

Figura 2.5 – Relações geométricas em um sistema de polias e correia.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011).

Para tornar a equação (2.1) mais abrangente, basta substituir as equações (2.2) e (2.3) na mesma, assim

$$L = [4C^2 - (D - d)^2]^{1/2} + \frac{\pi}{2}(D + d) + (D - d)\arcsen\left(\frac{D - d}{2C}\right). \quad (2.4)$$

Além disto, a relação de transmissão do mecanismo, em uma situação sem escorregamento da correia, é dada pela razão entre os diâmetros das polias movida e motora

$$i = \frac{D}{d}. \quad (2.5)$$

Em termos de velocidades angulares, a relação de transmissão é dada por:

$$i = \frac{\omega_d}{\omega_D}, \quad (2.6)$$

tal que ω_d e ω_D representam as velocidades angulares da polia motora (diâmetro d) e da movida (diâmetro D). Vale ressaltar que neste trabalho será considerada a hipótese de que não há deslizamento da correia.

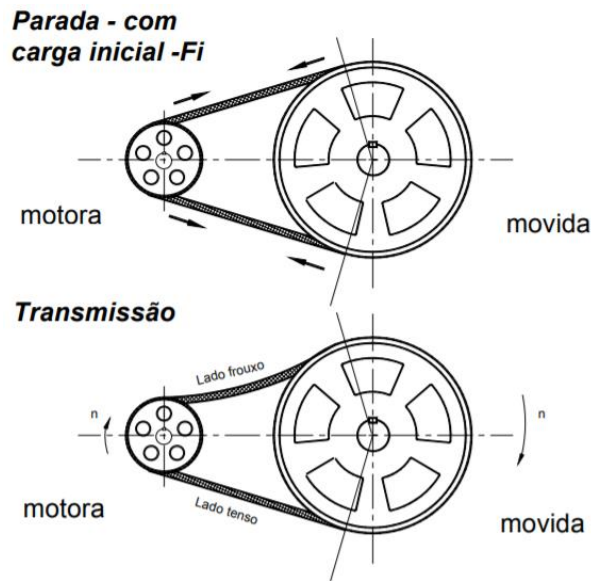
2.2.2 Forças de tração geradas pela correia

De acordo com Tamanini (2016), em uma transmissão por correia, a potência é transmitida unicamente pelo atrito gerado entre a correia e a polia. Quando o sistema se encontra em estado estacionário, sem transmissão de torque, existe apenas uma pré-carga F_i tensionando toda a correia igualmente. No entanto, ao aplicar um torque sobre o eixo da polia motora, observa-se uma diferença de tensionamento nos lados da correia, e então percebe-se que um lado se encontra tenso e o outro bambo (frouxo). Este comportamento pode ser analisado na Figura 2.6.

Esta diferença de tensão entre os lados frouxo e tenso provoca uma deformação na correia denominada *creep*. Na polia motora, a correia entra tensa devido ao esforço de girar a movida, e então sai frouxa, o que provoca uma contração da mesma (MARCO FILHO, 2009). Este comportamento é o que descreve a teoria de Firbank, que relaciona as forças de tração no lado tenso F_1 e no lado bambo F_2 com o atrito estático entre a correia e a polia.

Devido a este comportamento descrito, também podem ocorrer deslizamentos da correia quando o mecanismo se encontra em operação, uma vez que um lado tende a esticar e o outro a afrouxar. Para evitar que isto aconteça, recomenda-se tensionar a correia quando as polias estiverem paradas.

Figura 2.6 – Tensionamento da correia.



Fonte: Marco Filho (2009).

A partir disto, Budynas e Nisbett (2011) apresentam uma equação que relaciona as forças de tração, o atrito e a inércia da correia, do tipo plana, definida por

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\mu\theta} , \quad (2.7)$$

onde F_c representa a força centrípeta e pode ser dada por:

$$F_c = \frac{qV^2}{g} . \quad (2.8)$$

Nas equações (2.7) e (2.8), os símbolos representam os seguintes parâmetros:

- μ - coeficiente de atrito estático;
- V - velocidade linear da correia;
- q - peso por metro da correia;
- g - gravidade;

A razão entre as variáveis q e g nos retorna à densidade linear ρ_L . Logo, a força centrípeta pode ser reescrita como

$$F_c = \rho_L V^2 . \quad (2.9)$$

No caso da aplicação de correias trapezoidais (ou em V), Marco Filho (2009) aplica uma correção na equação (2.7), devido aos ângulos existentes nos pratos das polias e na correia, definida por

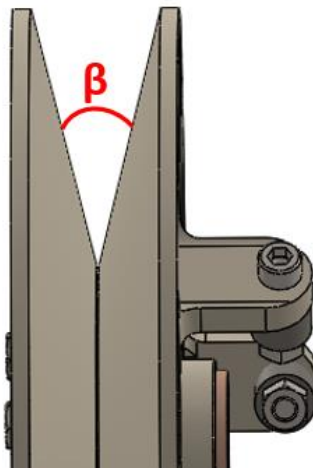
$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\mu_v \theta} , \quad (2.10)$$

tal que μ_v é denominado coeficiente de atrito virtual, e é dado por:

$$\mu_v = \frac{\mu}{\text{sen}(\beta/2)} . \quad (2.11)$$

Onde β representa o ângulo de cunha da polia, que pode ser representado na Figura 2.7.

Figura 2.7 – Ângulo de Cunha em uma polia cônica.



Fonte: O autor (2020).

Para este trabalho, assume-se como hipótese utilizar uma abordagem quase-estática, ou seja, efeitos de aceleração das massas rotativas são desprezados na transmissão de torque. Em uma situação real, o efeito da inércia rotacional faz com que o torque de acionamento em um eixo – como o torque do motor – não seja transmitido integralmente adiante. Em termos matemáticos, Nicolazzi *et al.* (2008) citam a relação entre a inércia e o somatório de torques aplicados ao eixo de análise (conservação do momento angular), que é dada por

$$\sum T = J\alpha , \quad (2.12)$$

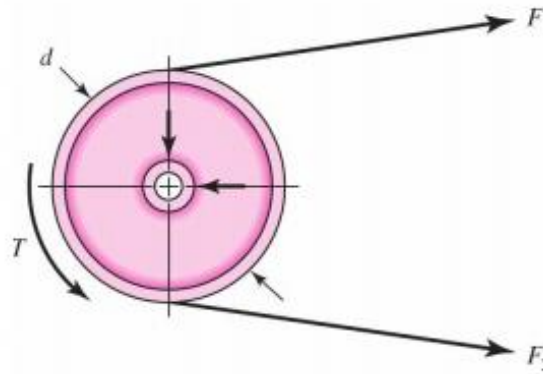
onde J representa o momento de inércia polar do eixo, α é a aceleração angular e T é associado aos torques existentes. Devido a esta consideração, a equação (2.12) pode ser readaptada para

$$\sum T = 0 . \quad (2.13)$$

Com isto, todo torque de entrada será integralmente transmitido no sistema. Assim, a relação entre o torque de entrada T no eixo da polia motora, de diâmetro d , e as forças de tração F_1 e F_2 existentes na mesma (Figura 2.8) é dada por

$$F_1 - F_2 = \frac{2T}{d} . \quad (2.14)$$

Figura 2.8 – Ilustração das forças e torque na correia.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011).

Com a manipulação das equações (2.9), (2.10) e (2.14), determinar, algebricamente e computacionalmente, os valores das forças de tração torna-se mais fácil,

$$F_2 = \rho_L V^2 - \frac{2T/d}{1 - e^{\mu_v \theta}} , \quad (2.15)$$

$$F_1 = F_2 e^{\mu_v \theta} + (1 - e^{\mu_v \theta}) \rho_L V^2 . \quad (2.16)$$

2.3 FUNCIONAMENTO DO CVT

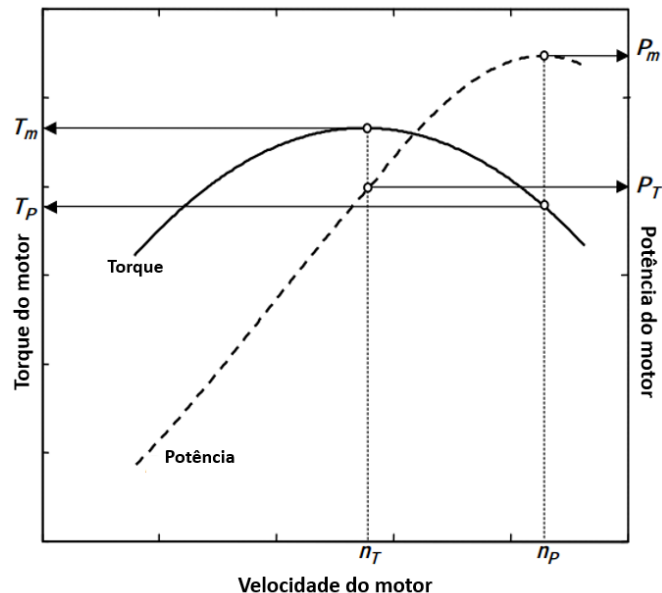
Quando se trata da cinética de um câmbio CVT, a teoria até então empregada para polias convencionais continua válida, com a diferença atrelada aos deslocamentos axiais que ocorrem nas polias, que agora são expansivas. Devido a este fato, enquanto estes componentes se

expandem, a relação de transmissão do câmbio varia, o que a torna dependente do tempo. Assim, para que estes movimentos ocorram da maneira esperada, cada polia deve possuir um tipo de acionamento controlado e ambas devem estar sincronizadas em relação à abertura e fechamento de cada prato móvel.

2.3.1 Curvas características em um motor a combustão interna.

Antes de descrever o sincronismo existente em um câmbio CVT, a compreensão das curvas características de torque e potência em um motor a combustão interna faz-se necessário. Mashadi e Crolla (2012) apresentam estas curvas para o caso em que o acelerador está totalmente acionado, conforme a Figura 2.9.

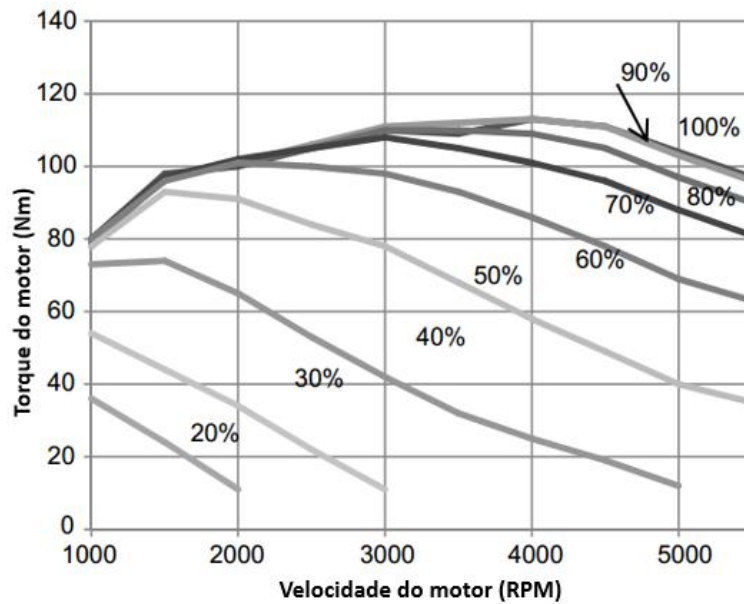
Figura 2.9 – Curvas características de torque e potência em um motor a combustão interna.



Fonte: Adaptada de Mashadi e Crolla (2012).

Nota-se que, em um caso geral, o pico de torque ocorre em uma rotação inferior à que apresenta o pico de potência, e isto é uma característica fundamental para o projeto do câmbio. Quando o acelerador não é completamente acionado, as curvas também variam de acordo com a abertura do mesmo (Figura 2.10). No entanto, este trabalho tem como hipótese utilizar o acionamento completo do acelerador, uma vez que em competições e provas dinâmicas de aceleração e velocidade este usualmente é acionado até a posição máxima.

Figura 2.10 – Alteração nas curvas de torque com a variação da abertura do acelerador.

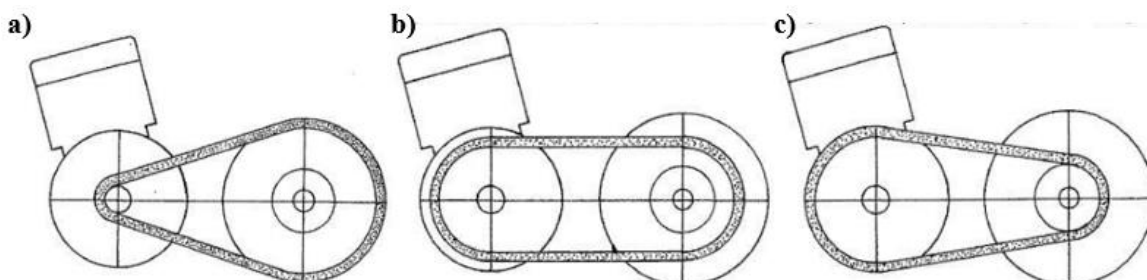


Fonte: Mashadi e Crolla (2012).

2.3.2 A curva ideal em um CVT

Ao analisar as respostas apresentadas em um motor a combustão interna, nota-se que é fundamental extrair o máximo de aproveitamento dos picos de torque potência gerados. Para isto, a configuração do câmbio deve iniciar com a polia motora (acoplada ao eixo do motor) aberta e a movida fechada, pois assim a disposição da correia em torno delas fará com que a relação de transmissão assumira seu maior valor e, assim, amplifique o máximo possível o torque gerado. À medida que a rotação aumenta, a relação de transmissão deve reduzir para que a rotação entregue pelo câmbio aumente e seja possível atingir altas velocidades, com um foco em potência. A Figura 2.11 apresenta a transição entre a posição inicial e final da correia.

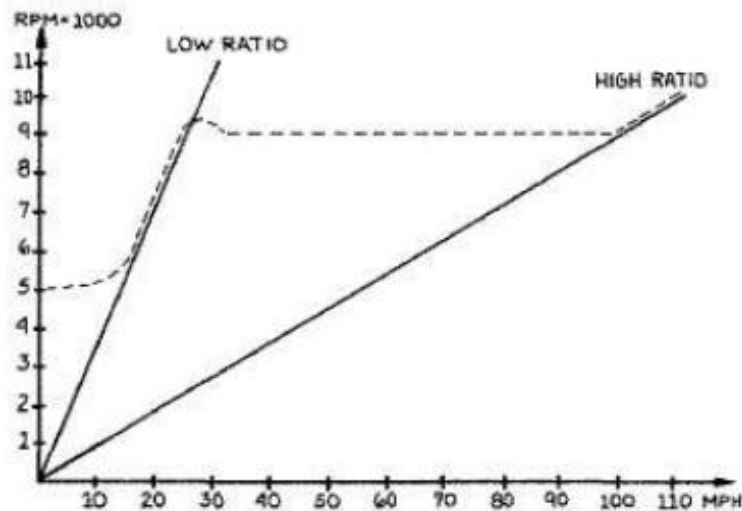
Figura 2.11 – Transição entre as configurações inicial (a), com diâmetros iguais (b) e final (c) em um CVT.



Fonte: Adaptada de Aaen (2007).

A relação de transmissão inicial i_o é denominada de relação mínima (*low ratio*), enquanto a final i_F seria a máxima (*high ratio*). Quando o câmbio se encontra fixo nestas relações, a rotação da polia movida altera linearmente com a rotação da motora, descritos graficamente por retas. Ao unir estes princípios com as curvas características do motor, tem-se que, para o caso em que se busca aproveitar o pico de potência por mais tempo, o câmbio deve então permanecer na mínima até ultrapassar a rotação de torque máximo, e após isto iniciar a variação da relação de transmissão (abertura e fechamento das polias), mantendo o RPM do motor constante na rotação de potência máxima. Isto fará com que ambos os pontos principais sejam bem utilizados. A Figura 2.12 ilustra este comportamento ideal.

Figura 2.12 – Comportamento ideal de um câmbio CVT.



Fonte: Aaen (2007).

Neste contexto, para atingir o resultado esperado, os acionamentos de cada polia são responsáveis pela característica da resposta. Em um design mecanicamente controlado, a polia motora gera uma força axial (no mesmo sentido do deslocamento do prato) dependente da rotação do motor, e a movida gera uma força axial que depende do torque entregue por esta polia (MESSICK, 2018).

Com isso, tem-se que a polia motora é a responsável por controlar a rotação do motor, a partir de um mecanismo que utiliza molas e um sistema centrífugo. Por outro lado, a polia movida é responsável por prover pressão lateral suficiente à correia e assim permitir uma transmissão de potência adequada com o mínimo de escorregamento. Assim, estes mecanismos

atuam contra a força axial gerada pela correia, devido às forças de tração que surgem quando há transmissão de torque.

2.3.3 Análise geométrica adaptada ao CVT

Todo o desenvolvimento realizado para polias e correia convencionais permanece válido para este caso. No entanto, com o deslocamento dos pratos, os diâmetros ocupados pela correia em cada polia variam, e para isso faz-se necessário correlacionar a abordagem inicial proposta com este caso.

Inicialmente, na relação mínima, a correia se encontra no diâmetro mínimo na polia motora $D_{MT,min}$, e no diâmetro máximo na movida $D_{MV,max}$. A partir disto, as relações entre os deslocamentos dos pratos móveis e as variações nos diâmetros, segundo Aulakh (2017), são dadas por

$$x_{MT} = (D_{MT} - D_{MT,min}) \tan\left(\frac{\beta_{MT}}{2}\right), \quad (2.17)$$

$$x_{MV} = (D_{MV,max} - D_{MV}) \tan\left(\frac{\beta_{MV}}{2}\right), \quad (2.18)$$

onde x_{MT} e β_{MT} representam o deslocamento do prato móvel e o ângulo de cunha da polia motora. O análogo serve para a movida na equação (2.18). Diante disto, como os diâmetros iniciais e os ângulos são conhecidos, ao implementar um deslocamento, determina-se o novo diâmetro associado. Entretanto, para que a solução seja válida e coerente, é necessário utilizar a relação geométrica de polias e correia, dada pela equação (2.4), porém adaptada ao câmbio. Esta adaptação se deve ao fato de que, em algum momento, o diâmetro na polia primária será maior do que na secundária, e por isso deve-se aplicar módulo onde há subtração deles, por

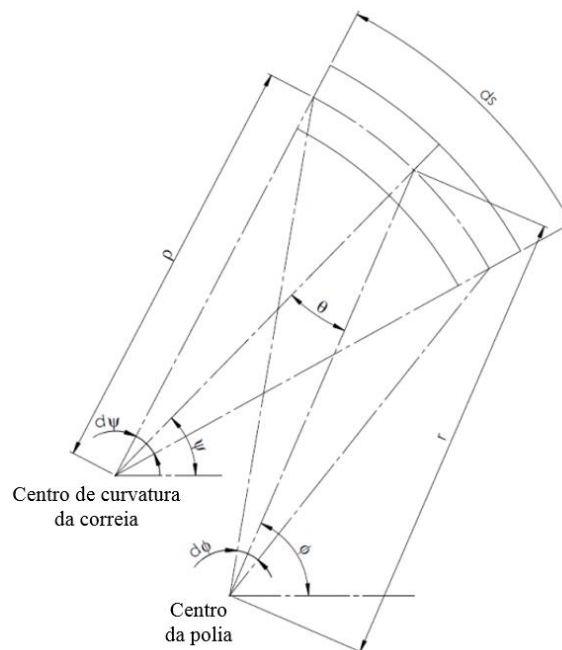
$$L = [4C^2 - (D_{MV} - D_{MT})^2]^{1/2} + \frac{\pi}{2}(D_{MV} + D_{MT}) + |D_{MV} - D_{MT}| \arcsen\left(\frac{|D_{MV} - D_{MT}|}{2C}\right). \quad (2.19)$$

Sabe-se que o comprimento primitivo da correia é constante (desprezando efeito de elasticidade). Assim, ao combinar estas relações, encontra-se os deslocamentos que ocorrem em ambas as polias, sincronizadamente. Ao analisar a relação geométrica, nota-se que para

solucioná-la, conhecendo apenas o diâmetro da primária D_{MT} , o entre-eixos C e o comprimento L , é preciso utilizar algum método numérico porque a equação (2.19) não é trivial.

Um ponto importante a ser destacado está relacionado à hipótese de que a correia se encontra concêntrica com as polias para que a equação (2.19) seja válida. No entanto, na realidade a mesma não contorna os pratos em um formato perfeitamente circunferencial, devido aos efeitos de elasticidade, penetração e escorregamento. Messick (2018) mostrou através de um elemento diferencial da correia este efeito. A Figura 2.13 representa esta análise.

Figura 2.13 – Efeito real de diferença de curvatura entre a correia e a polia.



Fonte: Adaptada de Messick (2018).

2.3.4 Forças axiais geradas pela correia

Quando o CVT é sujeito a um torque, surgem forças trativas na correia que, por sua vez, são responsáveis por gerar uma pressão nos pratos das polias que tende a separá-los devido a uma força axial resultante em cada um destes componentes. Todavia, o que controla a tendência de abertura e fechamento do conjunto é a sincronia entre as forças axiais geradas pela correia e pelos mecanismos das polias motora e movida.

Em uma análise de interação entre correia em V e polia, o arco de contato entre eles deve ser dividido em uma área ativa e outra inativa (KIM *et al.*, 1987, apud KIM; KIM, 1989). A zona ativa é aonde ocorre o efeito de diminuição da tensão da correia, devido ao atrito

dinâmico gerado pelo escorregamento da mesma. Já na zona inativa há apenas atrito estático e, assim, a tensão na correia permanece constante.

Segundo Kim e Kim (1989), estas zonas sempre estão presentes em correias planas, mas para um CVT estão distinguidas apenas na polia movida. No entanto, Gerbert e Sorge (2002) separa estas duas áreas em ambas as polias. Uma vez que o nível de complexidade do modelo utilizado por Gerbert é maior e com resultados com mais acurácia, este trabalho se baseou no uso das zonas ativas e inativas nas duas polias, mas com a aplicação do modelo proposto para a polia movida por Kim.

Devido às diferenças de tensão entre a extremidade frouxa e a esticada da correia, ocorre também um efeito de penetração da correia na polia em certas regiões do arco de contato, e por isto a correia apresenta variações de curvatura, como foi apresentado geometricamente na Figura 2.13. Assim, condições de contorno que envolvem a penetração da correia e as zonas ativas e inativas são necessárias para descrever o fenômeno completo (GERBERT; SORGE, 2002).

Outra característica importante presente é o efeito da rigidez de flexão e de tração da correia, ou seja, suas propriedades elásticas. Estes parâmetros influenciam diretamente nas forças trativas, compressão da correia e forças axiais geradas por ela. A presença do esforço interno de força cortante também foi introduzida por Messick (2018) em seu desenvolvimento matemático.

No entanto, para que seja possível aplicar o modelo analítico de menor complexidade proposto por Kim e Kim (1989), as seguintes hipóteses são assumidas:

- Não há efeito de penetração, o que não influenciará tanto na variação da curvatura quanto na pressão que a correia gera nos pratos;
- As características de elasticidade da correia serão desprezadas;
- O coeficiente de atrito μ entre a polia e a correia é constante.

Assim, foi proposto um balanço de forças em um elemento diferencial da correia na polia movida, tanto na área inativa quanto na ativa. Nesta segunda região, inicialmente o modelo utiliza um ângulo de deslizamento φ , que está associado à variação de curvatura da correia, o que a faz deslizar em uma direção diferente da radial e circunferencial, conforme a Figura 2.14. Porém, como foi considerado que a correia sempre está concêntrica com os pratos, o ângulo de deslizamento do modelo foi assumido como nulo.

Na zona inativa da polia movida (Figura 2.15), a tensão F_2 permanece constante ao longo do arco de contato desta zona θ_i . Com o balanço de força nos elementos diferenciais, e

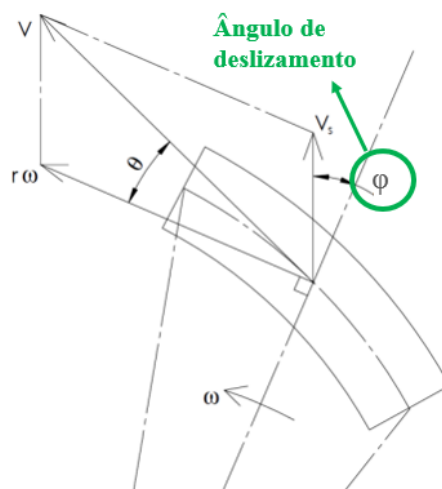
integrando ao longo do arco inativo, obtém-se a parcela correspondente da força axial gerada $F_{x,i}$, definida por,

$$F_{x,i} = \frac{T_2 \theta_i}{2} \left[\frac{1 - \mu \tan\left(\frac{\beta}{2}\right)}{\mu + \tan\left(\frac{\beta}{2}\right)} \right], \quad (2.20)$$

$$\theta_i = \theta - \theta_a, \quad (2.21)$$

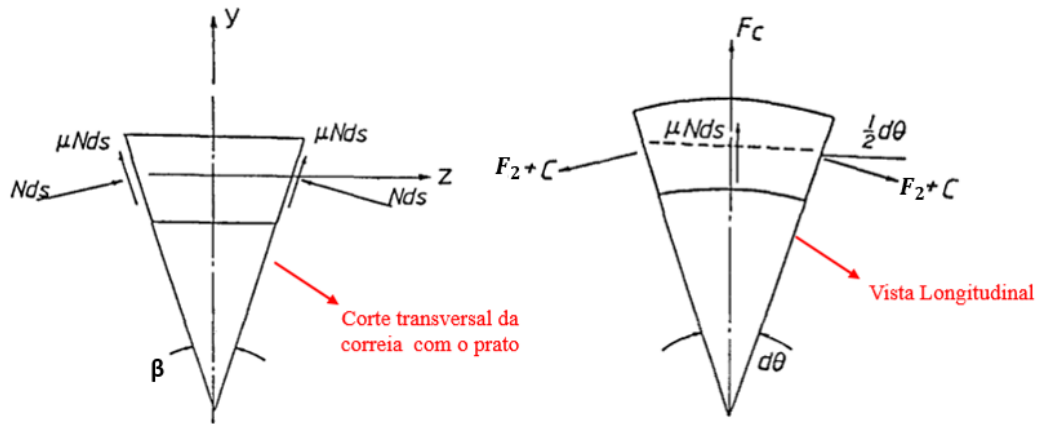
onde θ e θ_a são os ângulos de abraçamento e de contato na zona ativa, respectivamente. Na Figura 2.15 também pode ser observado uma variável c , que representa a carga de inércia para o balanço de forças diferencial, e a variável N , que representa a força normal entre a polia e a correia.

Figura 2.14 – Ângulo de deslizamento.



Fonte: Adaptada de Messick (2018).

Figura 2.15 – Balanço de forças na zona inativa da polia movida.



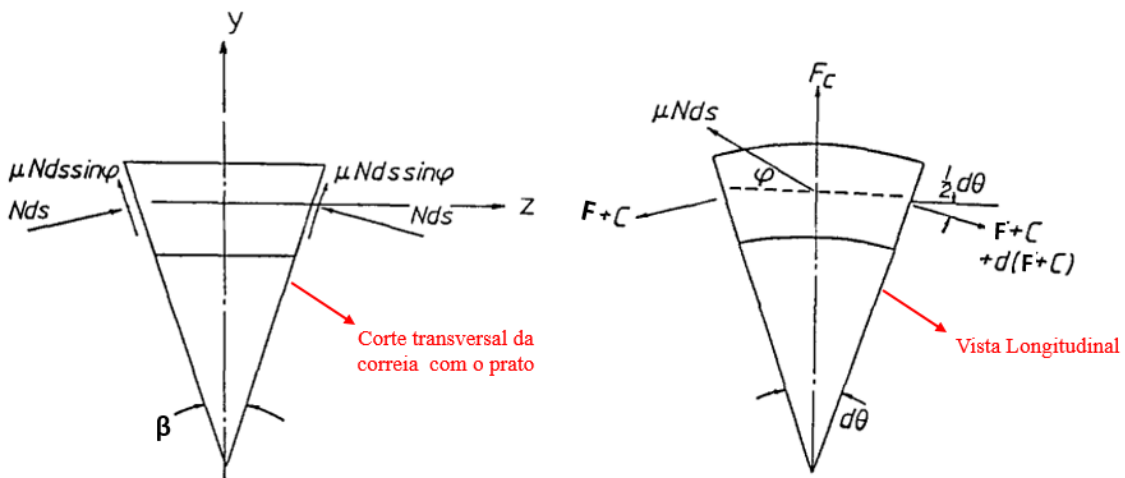
Fonte: Adaptada de Kim e Kim (1989).

Na zona ativa da polia movida (Figura 2.16), a tensão F varia ao longo do arco de contato desta área θ_a . Através do procedimento análogo de balanço de forças e integração ao longo do arco de contato desta região, obtém-se a segunda parcela da força axial gerada por

$$F_{x,a} = \frac{(F_1 - F_2)\theta_a}{2 \ln\left(\frac{F_1}{F_2}\right)} \left[\frac{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right) - \mu \operatorname{sen}\left(\frac{\beta}{2}\right) \operatorname{sen}(\varphi)}{\operatorname{sen}\left(\frac{\beta}{2}\right) + \mu \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \operatorname{sen}(\varphi)} \right], \quad (2.22)$$

$$\theta_a = \frac{1}{\mu \cos(\varphi)} \ln\left(\frac{F_1}{F_2}\right) \left[\operatorname{sen}\left(\frac{\beta}{2}\right) + \mu \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \operatorname{sen}(\varphi) \right]. \quad (2.23)$$

Figura 2.16 – Balanço de forças na zona ativa da polia movida.



Fonte: Adaptada de Kim e Kim (1989).

Substituindo (2.23) em (2.22), a expressão para a força axial assume

$$F_{x,a} = \frac{(F_1 - F_2)}{2\mu \cos(\varphi)} \left[\cos\left(\frac{\beta}{2}\right) - \mu \operatorname{sen}\left(\frac{\beta}{2}\right) \operatorname{sen}(\varphi) \right]. \quad (2.24)$$

Como foi adotada a hipótese em que o ângulo de deslizamento φ é nulo, pode-se simplificar as equações (2.22) e (2.24):

$$F_{x,a} = \frac{(F_1 - F_2)}{2\mu} \cos\left(\frac{\beta}{2}\right), \quad (2.25)$$

$$\theta_a = \frac{1}{\mu} \ln\left(\frac{F_1}{F_2}\right) \operatorname{sen}\left(\frac{\beta}{2}\right). \quad (2.26)$$

Assim, a força axial total gerada pela correia em contato com a polia pode ser encontrada ao somar as parcelas das zonas ativas e inativas. Com isso, ao unir as equações (2.20), (2.21) e (2.25), obtém-se

$$F_x = \frac{T_2(\theta - \theta_a)}{2} \left[\frac{1 - \mu \tan\left(\frac{\beta}{2}\right)}{\mu + \tan\left(\frac{\beta}{2}\right)} \right] + \frac{(F_1 - F_2)}{2\mu} \cos\left(\frac{\beta}{2}\right). \quad (2.27)$$

De acordo com Kim e Kim (1989), esta equação, com a hipótese feita a respeito do ângulo de deslizamento nulo, possui um erro de apenas 5% em relação à consideração deste ângulo. Assim, a partir da suposição inicial feita para as duas polias a respeito de considerar a existência das zonas ativas e inativas, as equações (2.26) e (2.27) foram aplicadas tanto para a motora quanto para a movida.

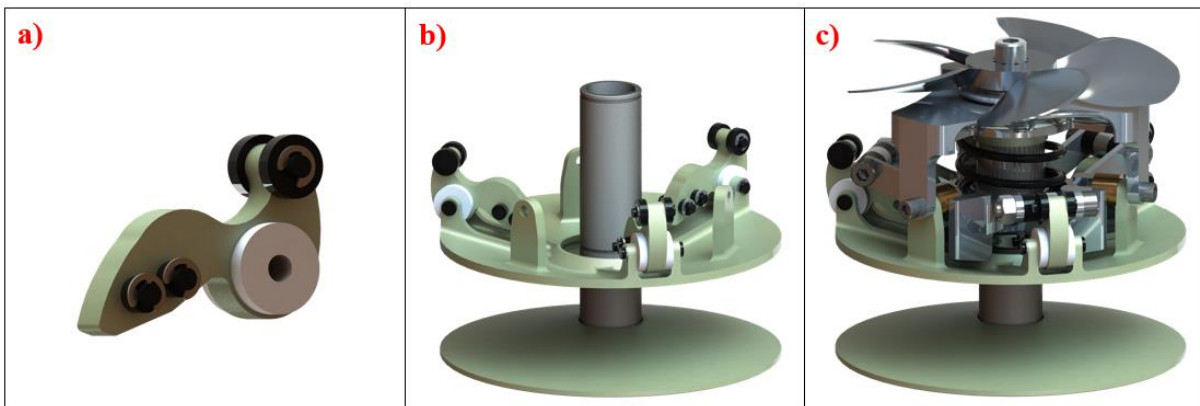
2.3.5 O mecanismo da polia motora

No CVT utilizado pela equipe UDESC Velociraptor Baja, o mecanismo da polia motora é baseado em cames *flyweights* e em uma mola de compressão. Estes cames têm como função gerar uma força axial no sentido de fechar a polia motora através da força centrífuga gerada sobre este componente. Com isso, estes cames entram em contato com rolamentos fixos e assim geram forças normais, em que sua componente axial representa a força de fechamento citada.

Assim, devido ao efeito de centrifugação dos *flyweights* e do contato normal que ocorre, este componente tem como parâmetros importantes de projeto a sua massa, a posição do centro

de massa e o perfil da superfície de contato com os rolamentos. Então, para obter diferentes perfis de curva para o CVT, os cames podem ser confeccionados de forma que possuam diferentes configurações através de massas reguláveis. A Figura 2.17 apresenta um modelo de came com massas reguláveis, sua fixação no prato móvel e o mecanismo completo.

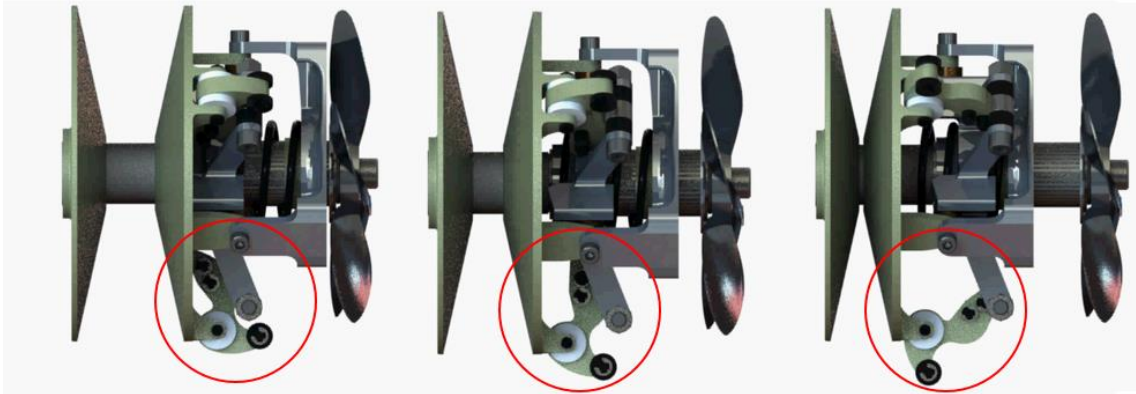
Figura 2.17 – a) Came *flyweight* com massas reguláveis; b) Fixação no prato móvel; c) Mecanismo completo



Fonte: O autor (2020).

Com relação à mola de compressão, esta tem como função contrabalançar a força axial gerada pelos cames, controlar a rotação em que ocorre o engajamento entre a correia e a polia e garantir o retorno do prato móvel quando a velocidade é reduzida. O engajamento citado depende da mola porque quanto maior for a rigidez da mesma, maior seria a força centrífuga gerada nos cames para vencer sua pré-carga. Logo, para que a força centrífuga seja maior, a rotação do motor tem que aumentar, e assim ocorre a influência sobre o engajamento. Para facilitar a compreensão do funcionamento do mecanismo, a Figura 2.18 ilustra a transição entre a polia motora aberta e fechada.

Figura 2.18 – Transição na polia motora entre a posição aberta e fechada.



Fonte: O autor (2020).

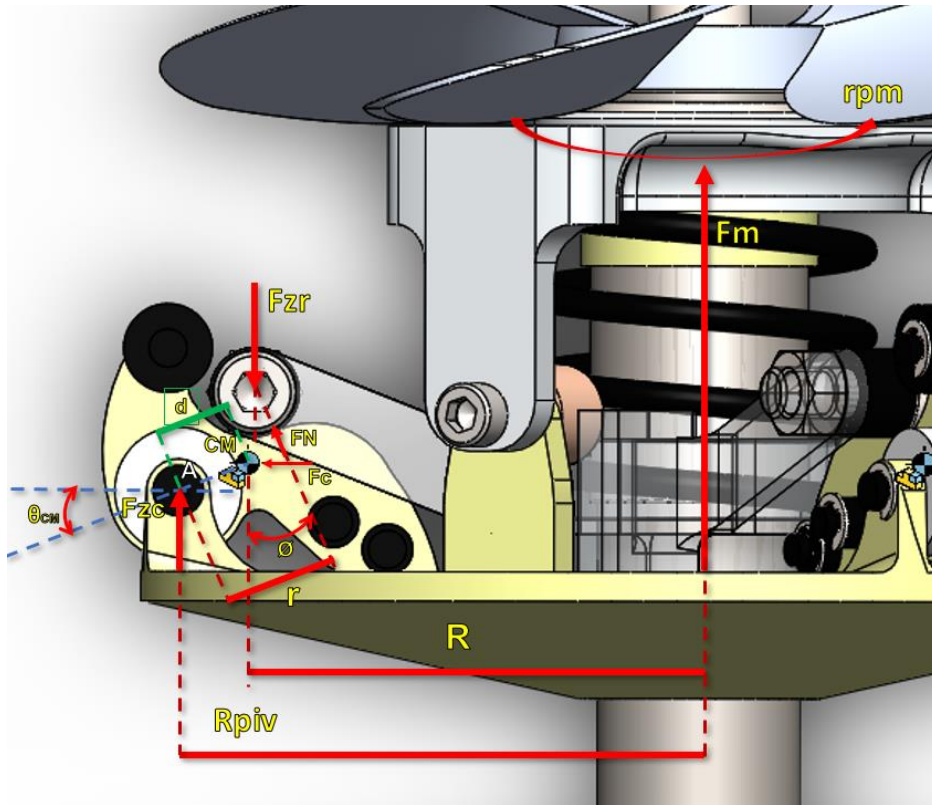
Para desenvolver a análise matemática do funcionamento e atuação de todos os esforços existentes, tem-se como hipótese:

- Forças de atrito entre componentes desprezados;
- Momento de inércia e massa dos cames desprezados, uma vez que sua ordem de grandeza é desprezível com relação às forças existentes.

Assim, as forças e braços de alavanca das mesmas são apresentados na Figura 2.19. Os parâmetros existentes na imagem são:

- F_N – Força normal de contato entre o came e o rolamento;
- F_{zr} – Componente da força normal na direção do deslocamento do prato móvel;
- $F_{C,F}$ – Força centrífuga atuante no came, gerada pela rotação do motor;
- F_m – Força de compressão da mola;
- F_{zc} – Força de reação no pivotamento A do came;
- R_{piv} – Distância entre o centro do eixo e o ponto de pivotamento A;
- R – Distância entre o centro do eixo e o centro da massa (CM) do came;
- d – Distância entre o ponto de pivotamento A e o centro do massa do came;
- r – Braço de alavanca, em relação ao ponto de pivotamento A, da força normal F_N ;
- ϕ – Ângulo entre a direção axial do movimento do prato e a força normal F_N ;
- θ_{CM} – Ângulo entre a direção perpendicular ao movimento do prato e a o seguimento que une o ponto de pivotamento e o centro de massa.

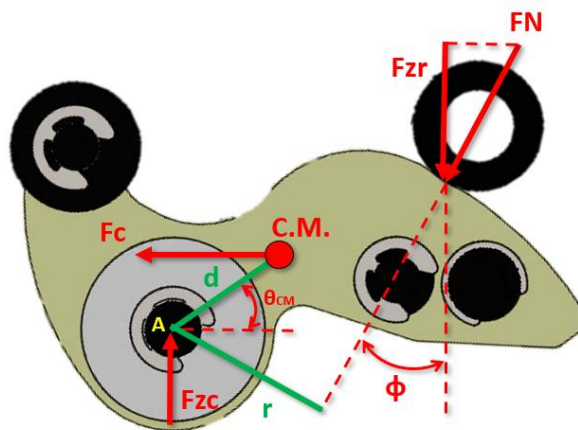
Figura 2.19 – Parâmetros métricos e dinâmicos existentes no modelo matemático da polia motora.



Fonte: O autor (2020).

A partir de um diagrama de corpo livre (DCL) sobre o came *flyweight* (Figura 2.20), um balanço de momentos pode ser realizado para encontrar a relação entre os parâmetros do modelo proposto.

Figura 2.20 – DCL do came *flyweight*.



Fonte: O autor (2020).

Para obter a relação entre a força centrífuga e o normal de contato com o rolamento, um somatório de momentos (anti-horário positivo) é realizado em relação ao ponto A – como a inércia é desprezada, $I\alpha$ é nulo, e por consequência o somatório também fica igual a zero,

$$F_{C,F} d\text{sen}(\theta_{CM}) - F_N r = 0, \quad (2.28)$$

$$F_N = \frac{F_{C,F} d\text{sen}(\theta_{CM})}{r}. \quad (2.29)$$

A componente axial da força normal pode ser obtida através da relação trigonométrica entre ambos,

$$F_N = \frac{F_{Zr}}{\cos \phi}. \quad (2.30)$$

Substituindo (2.30) em (2.29) e depois isolando F_{Zr} , obtém-se

$$F_{Zr} = F_{C,F} d\text{sen}(\theta_{CM}) \frac{\cos \phi}{r} \quad (2.31)$$

Com isto, para um came de massa m_F , rotacionando em torno do centro do eixo a uma distância R entre o mesmo e o seu centro de massa, a força centrífuga pode ser equacionada como

$$F_{C,F} = m_F \omega^2 R. \quad (2.32)$$

À medida que o came começa a rotacionar no sentido anti-horário pela ação centrífuga, seu centro de massa também se desloca. Assim, a distância R é um parâmetro variável, que pode ser reescrito em função do ângulo do centro de massa, da distância do ponto de pivotamento ao centro do eixo, e da distância entre o ponto de pivotamento e o CM,

$$R = R_{piv} - d \cos(\theta_{CM}). \quad (2.33)$$

Além disto, a velocidade angular do motor também pode ser reescrita em função do seu RPM,

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}. \quad (2.34)$$

Onde n representa a velocidade angular em RPM. Substituindo (2.34) e (2.33) em (2.32), tem-se:

$$F_{C,F} = m_F \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 [R_{piv} - d \cos(\theta_{CM})]. \quad (2.35)$$

Substituindo (2.35) em (2.31), encontra-se a componente axial gerado pelo contato entre apenas um came e um rolamento,

$$F_{Zr} = m_F \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 [R_{piv} - d \cos(\theta_{CM})] d \sin(\theta_{CM}) \frac{\cos \phi}{r}. \quad (2.36)$$

Uma vez que o mecanismo é composto por três cames e uma mola de compressão, faz-se necessário multiplicar a força axial encontrada por três, para assim obter a força axial total gerada, e ainda deve-se subtrair a força da mola, que é resistente à abertura do mecanismo,

$$F_{MT} = 3F_{Zr} - F_m. \quad (2.37)$$

A força da mola, por sua vez, será dada por:

$$F_m = k_m (x_{0,mt} + x_{MT}), \quad (2.38)$$

onde k_m representa a rigidez da mola e $x_{0,mt}$ representa a pré-carga de compressão da mesma. Substituindo (2.38) e (2.36) em (2.37), obtém-se então a força total gerada pelo mecanismo

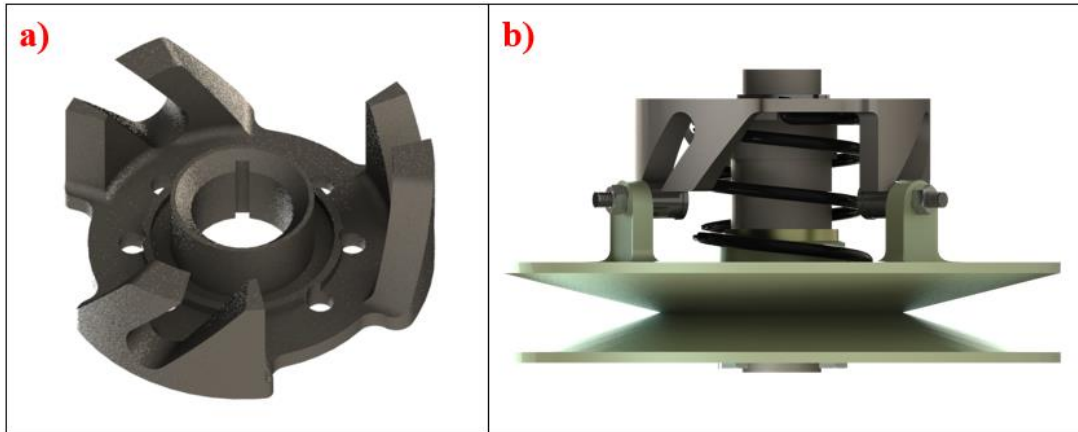
$$F_{MT} = 3m_F \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 [R_{piv} - d \cos(\theta_{CM})] d \sin(\theta_{CM}) \frac{\cos \phi}{r} - k_m (x_{0,mt} + x_{MT}). \quad (2.39)$$

2.3.6 O mecanismo da polia movida.

Na polia movida o mecanismo se baseia em apenas dois componentes principais: a mola de torção e compressão, e a rampa sensitiva de torque (*torque feedback ramp*). A rampa de torque é um componente fixo no eixo (Figura 2.21) que recebe o torque transmitido pelo prato móvel e, assim, gera uma força normal de contato que tende a manter a polia fechada. Esta peça consiste em três rampas espaçadas em um formato cilíndrico que trabalham contra botões

deslizantes acoplados ao prato móvel (AAEN, 2007). O formato do corte da rampa geralmente é helicoidal, e assim, possui uma inclinação fixa.

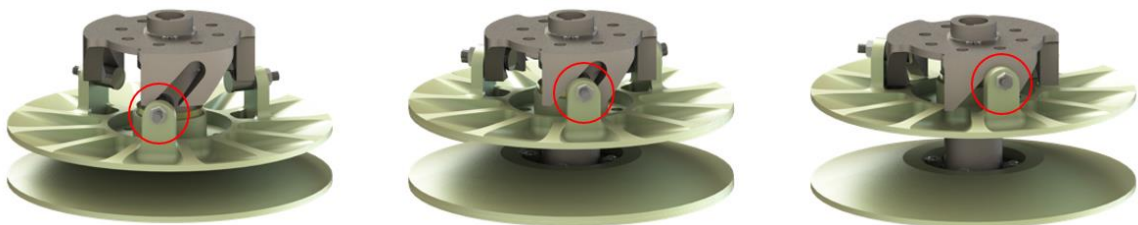
Figura 2.21 – a) Rampa sensitiva de torque utilizada pela equipe Velociraptor; b) Mecanismo completo



Fonte: O autor (2020).

À medida que a força axial gerada pela correia tende a abrir a polia, o prato móvel, que possui liberdade angular sobre o eixo, se desloca angularmente e axialmente segundo o trajeto descrito pela rampa (Figura 2.22). Com relação à mola, a parte de torção proporcionada pela mesma tem como função aumentar a reação normal sobre a rampa à medida que ela é torcida, devido ao deslocamento angular do prato móvel; já a parte de compressão atua diretamente na resistência axial à abertura da polia. Em termos globais, a rigidez da mola influencia diretamente na pressão sobre a correia – o que contribui para evitar deslizamento – e na resposta de retorno do mecanismo (*backshifting*). No entanto, uma mola muito rígida dificulta que o veículo atinja sua velocidade máxima.

Figura 2.22 – Transição na polia movida entre a posição aberta e fechada.



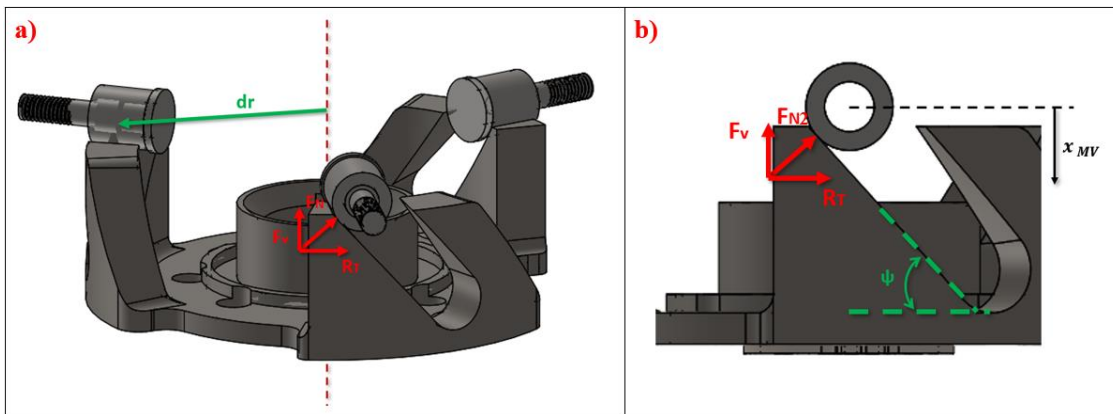
Fonte: O autor (2020).

Para facilitar a compreensão da dinâmica da rampa sensitiva de torque, a Figura 2.23 demonstra como atua a força de reação normal sobre a peça em contato com os roletes, e em

uma vista lateral mostra a inclinação fixa. Com relação ao modelo adotado, foram presumidas as seguintes hipóteses:

- Forças de atrito entre componentes desprezados;
- Torque de inércia do prato móvel $I\alpha$ desprezado, pois a aceleração angular relacionada ao deslocamento angular do prato é desprezível;
- Linearidade nos esforços de torção e compressão proporcionados pela mola, como se estes esforços ocorressem separadamente;
- Rendimento de 100% na transmissão de torque e potência, por não haver um estudo levantado a respeito da eficiência deste câmbio da equipe.

Figura 2.23 – a) Força normal entre os roletes e a rampa; b) Vista lateral em corte, com o ângulo da rampa.



Fonte: O autor (2020).

Assim, os parâmetros métricos e cinéticos utilizados no modelamento da polia movida são apresentados:

- F_{N2} – Força normal de contato entre cada rampa e rolete;
- F_V – Componente da força normal na direção do deslocamento do prato móvel;
- R_T – Componente da força normal tangente ao deslocamento angular do prato móvel;
- F_{m2} – Força de compressão da mola;
- T_t – Torque de torção da mola;
- T_{MV} – Torque sobre a polia movida, proveniente do câmbio CVT;
- d_r – Distância radial entre o centro do eixo e o meio da rampa;
- ψ – Ângulo da hélice da rampa;
- k_C – Rigidez de compressão da mola;
- k_t – Rigidez torcional da mola;
- $x_{0,mv}$ – Pré-carga de compressão da mola;

- $\delta_{0,mv}$ – Pré-carga de torção da mola.

Tamanini (2016) determinou a força normal total gerada em cada rampa da polia movida conforme

$$F_{N2} = \frac{\frac{T_{MV}}{2} + k_t(\delta_{0,mv} + \delta_{MV})}{3\text{sen}(\psi)d_r}, \quad (2.40)$$

ajustada para os parâmetros denominados no presente trabalho.

O torque na polia movida é dividido por dois, pois uma parcela é transferida para o prato móvel e a outra para o prato fixo. Como para este trabalho foi feita a hipótese de que o torque é transferido integralmente, por ignorar o efeito de massas rotativas – equação 2.13 – o torque da polia movida pode ser reescrito em função do torque do motor e da relação de transmissão como

$$T_{MV} = T_m i_{CVT}. \quad (2.41)$$

O deslocamento angular do prato móvel também pode ser correlacionado com o deslocamento axial do mesmo, através de uma relação trigonométrica presente na rampa, conforme a Figura 2.23,

$$\delta_{MV} = \frac{x_{MV}}{d_r \tan(\psi)}. \quad (2.42)$$

A força axial gerada em cada rampa também pode ser correlacionada com a força normal por meio da relação trigonométrica existente,

$$F_V = F_{N2} \cos(\psi). \quad (2.43)$$

Assim, a força total axial gerada pelo mecanismo será dada por três vezes a força axial gerada por cada rampa, acrescido da força de compressão da mola, tal que ambos têm a tendência de fechar a polia movida,

$$F_{MV} = 3F_V + k_c(x_{0,mv} + x_{MV}). \quad (2.44)$$

Unindo as equações (2.40) à (2.44), obtém-se então a expressão completa para a força axial gerada pelo mecanismo da movida,

$$F_{MV} = \frac{1}{d_r \tan(\psi)} \left[\frac{T_m i_{cvt}}{2} + k_t \left(\delta_{0,mv} + \frac{x_{MV}}{d_r \tan(\psi)} \right) \right] + k_c (x_{0,mv} + x_{MV}). \quad (2.45)$$

3 METODOLOGIA

Dentre as diversas possibilidades de análise no comportamento do câmbio CVT, este trabalho tem como foco analisar a cinética geral no momento de abertura e fechamento das polias. Em vista desta consideração, ao analisar a curva da Figura 2.12, este estudo permanece focado na região onde a rotação do motor permanece idealmente constante. Com isso, foi considerado a rotação de potência máxima na metodologia aplicada.

Além disto, apesar de ter sido desenvolvido o modelo do mecanismo da polia motora, este trabalho não apresenta a análise das forças geradas no mesmo, uma vez que ainda não existe um projeto bem estruturado para um came *flyweight*, com resultados coerentes e eficazes. No entanto, o modelamento foi implementado para permitir futuros projetos, associado com o desenvolvimento proposto.

Todos os gráficos deste trabalho foram construídos em função do deslocamento da polia motora, uma vez que a rotação do motor é constante e o objetivo é compreender como se comportam os resultados enquanto as polias se deslocam axialmente.

3.1 METODOLOGIA CIENTÍFICA

A metodologia proposta por este trabalho se baseia em cinco etapas fundamentais:

1. Desenvolvimento de um algoritmo que retorna as relações associadas à geometria do câmbio CVT;
2. Determinação das forças trativas em cada polia para todo o intervalo de variação da relação de transmissão;
3. Determinação das forças axiais geradas pela correia para todo o intervalo de variação da relação de transmissão;
4. Determinação da curva de força axial gerada pelo mecanismo da polia movida;
5. Variação dos parâmetros que não são fixos no projeto, ou que não se sabe os seus exatos valores até o momento por falta de teste, para verificar a influência e sensibilidade de cada um dos mesmos.

3.1.1 Desenvolvimento do Algoritmo

Com o objetivo de analisar as curvas das forças desenvolvidas para todo o intervalo de relação de transmissão, desenvolveu-se, previamente, um algoritmo em Matlab (2017-a) focado em retornar parâmetros relacionados à geometria do CVT (o algoritmo encontra-se no Apêndice A). Assim, inicialmente foi necessário determinar os parâmetros de entrada:

- Ângulos de cunha em cada polia (β_{MT} e β_{MV});
- Distância entre eixos das polias;
- Diâmetros iniciais das polias ($D_{MT,min}$ e $D_{MV,máx}$).

Como já existe o projeto do CVT, estes parâmetros são conhecidos, e podem ser vistos na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Parâmetros de entrada para o algoritmo

Ângulo de cunha – polia motora (β_{MT})	25 [°]
Ângulo de cunha – polia movida (β_{MV})	28 [°]
Entre-eixos - C	295 [mm]
Diâmetro mínimo – polia motora $D_{MT,min}$	44,58 [mm]
Diâmetro máximo – polia movida $D_{MV,máx}$	200,62 [mm]

Fonte: O Autor (2020).

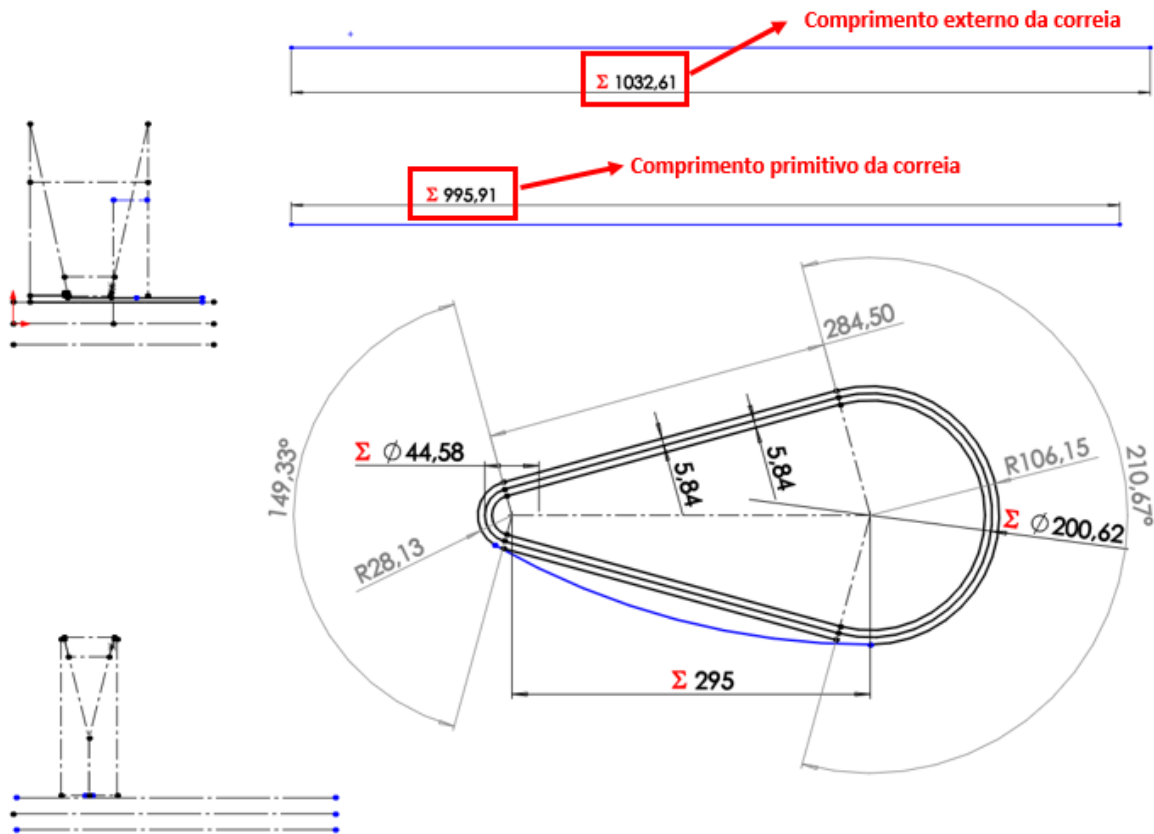
A partir disto, os ângulos de abraçamento da polia movida e da motora foram calculados considerando as equações (2.2) e (2.3), respectivamente. Com isso, determinou-se o comprimento primitivo da correia a partir de (2.1). Estes parâmetros foram calculados para analisar se o resultado retornava os mesmos valores da geometria inicial construída em CAD (*SolidWorks 2016*). Esta pode ser observada na Figura 3.1, com as cotas da geometria dos pratos suprimidas. Para obter os dados da geometria em CAD, é necessário conhecer as medidas da correia utilizada, que neste caso é o modelo *Dayco HPX2239* (Figura 3.2). A Tabela 3.2 apresenta estes valores.

Tabela 3.2 – Medidas da correia *Dayco HPX2239* associadas à geometria do CVT.

Comprimento - L_c	1038,23 [mm]
Base maior da seção transversal trapezoidal - B	30,17 [mm]
Ângulo de abertura na seção transversal trapezoidal - γ	28 [°]
Espessura da correia - e	11,68 [mm]

Fonte: O Autor (2020).

Figura 3.1 – Esboço da geometria da CVT, na configuração inicial.



Fonte: O autor (2020).

Figura 3.2 – Correia Dayco HPX2239.



Fonte: High performance extreme drive belts.
Acesso em: 27 set. 2020.

Observa-se que na Figura 3.1 o comprimento externo da correia calculado foi de 1032,61 mm, enquanto o comprimento real L_c especificado é de 1038,23 mm. Isto ocorre pois na prática a correia deve ter uma pequena folga (sem tensionamento absoluto) para não haver uma sobrecarga e ocasionar a falha. Para a geometria, foi feito a análise com o comprimento primitivo da correia toda tensionada.

Com a avaliação e validação realizadas, foram feitos os cálculos para encontrar os diâmetros nas polias, as relações de transmissão e a variação do deslocamento do prato móvel da polia movida, a partir de um *input* de variação do deslocamento do prato móvel da polia motora. Uma vez que este método é numérico, assim como foi dito na fundamentação teórica, foi necessário utilizar uma função numérica denominada “*syms y x*”. Em detalhes, foram realizados os seguintes passos:

1. Utilizar a lógica do “*for*” para obter e armazenar um conjunto de valores;
2. Determinar a variação do deslocamento da polia motora, a partir dos limites pré-estabelecidos pela geometria já existente e fabricada;
3. Calcular os diâmetros na polia motora a partir da equação (2.17);
4. Calcular os diâmetros na polia movida a partir do método numérico que adequa a equação (2.19) para sua solução;
5. Calcular as relações de transmissão a partir da equação (2.5);
6. Calcular os deslocamentos na polia movida por meio da equação (2.18).

Com isso, o ambiente de programação armazena estes parâmetros em vetores, e assim é possível utilizar os valores obtidos. A Figura 3.3 apresenta o conjunto de vetores retornados pelo ambiente de programação. Em relação aos limites pré-estabelecidos pela geometria, a Tabela 3.3 apresenta os deslocamentos máximos permitidos em cada polia.

Figura 3.3 – Conjunto de vetores calculados para a geometria do CVT.

Beta_motora	25
Beta_movida	28
C	295
dmax_mv	200.6200
dmin_mt	44.5800
dmt	1x261 double
dmv	1x261 double
k	261
L	995.9164
relacao	1x261 double
theta_mt0	2.6063
theta_mv0	3.6769
x	1x1 sym
x_mt	1x261 double
x_mv	1x261 double
y	1x1 sym

Fonte: O autor (2020).

Tabela 3.3 – Parâmetros de entrada para o algoritmo

Deslocamento máximo permitido na polia motora - $x_{mt,máx}$	26 [mm]
Deslocamento máximo permitido na polia movida - $x_{mv,máx}$	26 [mm]

Fonte: O Autor (2020).

3.1.2 Determinação das forças trativas geradas pela correia

Para obter as forças de tração geradas pela correia, primeiramente foi necessário adquirir os seguintes dados: massa, comprimento e densidade linear – este último é encontrado a partir da razão dos dois primeiros, por

$$\rho_L = \frac{m_c}{L_c}, \quad (3.1)$$

onde m_c representa a massa da correia, e L_c o seu comprimento real. A Tabela 3.4 apresenta o seu comprimento e a sua massa, a qual foi obtida por meio de uma balança de precisão de 1g. Também foi calculado e apresentado na Tabela 3.4 a densidade linear.

Tabela 3.4 – Dados relacionados à densidade linear da correia.

Massa da correia - m_c	371 [g]
Comprimento da correia - L_c	1038,23 [mm]
Densidade linear da correia - ρ_L	0,38 [kg/m]

Fonte: O Autor (2020).

Para obter as forças trativas, faz-se necessário calcular a força centrípeta, e para isto deve-se conhecer a velocidade linear, conforme a equação (2.9). Para determinar a velocidade na polia motora V_{MT} , utiliza-se a rotação do motor, que neste caso é constante e igual à de potência máxima, e o diâmetro ocupado pela correia

$$V_{MT} = \frac{\pi n D_{MT}}{60}. \quad (3.2)$$

Como assumiu-se a hipótese de que não há escorregamento e elasticidade da correia, a velocidade linear se conserva, e então tem-se para a polia movida que

$$V_{MV} = V_{MT}. \quad (3.3)$$

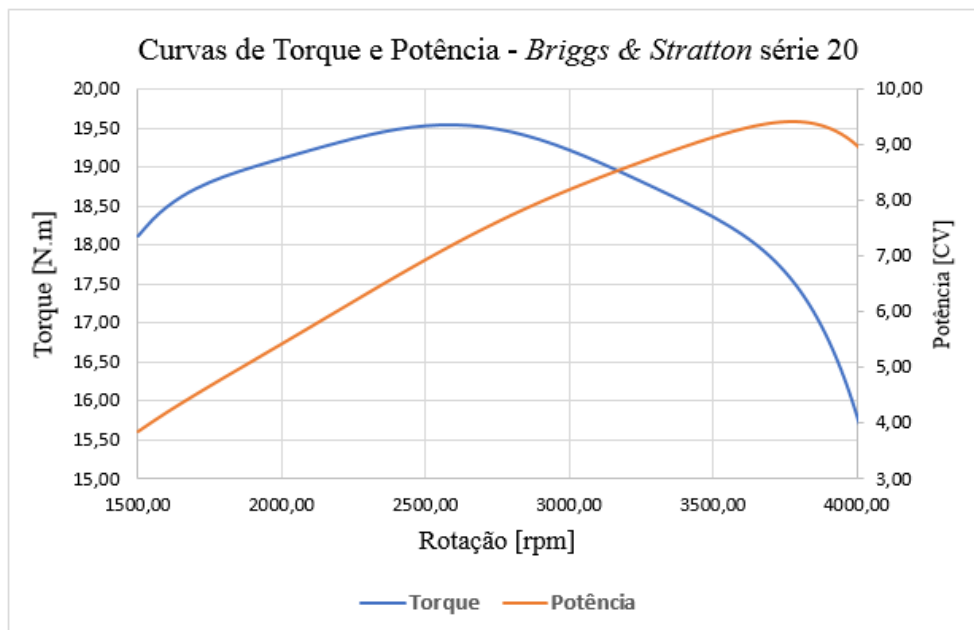
Além disto, as equações (2.15) e (2.16), que retornam as tensões, exigem o coeficiente de atrito virtual e o torque sobre cada polia. Para o primeiro parâmetro citado, deve-se conhecer o valor do coeficiente de atrito. No trabalho de Tardin e Mattedi (2008), foi utilizado um coeficiente de 0,25 entre a correia e o CVT, enquanto o valor utilizado por Dalsania *et al.* (2016)

foi de 0,2. Atualmente, não se conhece o atrito entre a correia e os pratos utilizados, mas a partir destes dois valores citados, pode-se aplicar uma análise de sensibilidade sobre este coeficiente com um intervalo coerente.

Em relação ao torque, foi utilizado a curva característica do motor *Briggs & Stratton* série 20 (Figura 3.4), o qual é utilizado pela equipe UDESC Velociraptor Baja em seu projeto. O torque utilizado foi o valor gerado na rotação de potência máxima (9,43 cv @ 3776 rpm), o qual é igual à 17,55 [Nm]. Com isto, a sequência dos passos para realizar esta etapa é listada:

1. Calcular a densidade linear a partir da equação (3.2);
2. Calcular as velocidades lineares para todos os dados obtidos, a partir das equações (3.2) e (3.3);
3. Calcular o torque na polia motora a partir da equação da curva característica do motor *Briggs & Stratton* série 20;
4. Calcular o torque na polia movida por meio de (2.41);
5. Determinar provisoriamente um valor para o coeficiente de atrito;
6. Calcular o coeficiente de atrito virtual em cada polia com a equação (2.11);
7. Encontrar os valores das tensões em cada polia por meio das equações (2.15) e (2.16).

Figura 3.4 – Curvas características do motor *Briggs & Stratton* série 20.



Fonte: O autor (2020).

Inicialmente foi estipulado um coeficiente de atrito igual a 0,2 para construir as curvas de tensão da correia para cada polia – esta configuração foi definida como referência para a análise futura.

3.1.3 Determinação das forças axiais geradas pela correia

Com as tensões determinadas, para encontrar os valores das forças axiais calculou-se, inicialmente, os arcos de contato da zona ativa para as duas polias através da equação (2.26). Com isto, aplicou-se apenas a equação (2.27), e todos os valores das forças foram obtidos.

3.1.4 Determinação das forças axiais geradas pelo mecanismo da polia movida

Para encontrar a força axial gerada pelo mecanismo da polia movida, deve-se conhecer os parâmetros associados à rampa sensitiva de torque e à mola de torção e compressão. As Tabelas 3.5 e 3.6 apresentam os dados referentes aos projetos destes componentes. Com relação às rigidezes da mola, tem-se apenas os dados teóricos, uma vez que não foram feitos testes até então para obter os dados práticos.

Tabela 3.5 – Parâmetros da rampa sensitiva de torque.

Inclinação das rampas - ψ	50 [°]
Distância radial entre o centro da rampa e o centro do eixo - d_r	45 [mm]

Fonte: O Autor (2020).

Tabela 3.6 – Parâmetros da mola de torção e compressão.

Rigidez de compressão - k_c	7.669,13 [N/m]
Rigidez de torção - k_t	5,86 [Nm/rad]
Pré-carga de compressão - $x_{0,mv}$	15 [mm]
Pré-carga de torção - $\delta_{0,mv}$	45 [°]

Fonte: O Autor (2020).

Com isso, para determinar a curva de força axial gerada pelo mecanismo, estes dados juntamente com o torque do motor, relação da CVT e o deslocamento do prato móvel foram aplicados na equação (2.45).

No caso do mecanismo, apenas a rampa possui parâmetros obrigatoriamente fixos, uma vez que fabricar outra é inaplicável devido ao custo elevado. No entanto, a fabricação de uma mola é simples e não requer muitos gastos. Assim, também foi possível analisar a sensibilidade dos parâmetros atrelados à esta peça.

3.1.5 Variação dos parâmetros para análise de sensibilidade

Para que seja possível variar a relação de transmissão do cambio, a força gerada na polia motora deve ser maior do que a força axial gerada pela correia nesta polia, enquanto na polia movida deve ocorrer o contrário: a força gerada pela correia deve ser maior do que a produzida pelo seu mecanismo.

Assim, esta etapa do trabalho permaneceu focada em analisar apenas as forças atreladas à polia movida, uma vez que a motora não possui o par de análise correia-mecanismo para ser feito o comparativo de resultado. Desta forma, primeiramente definiu-se quais parâmetros são fixos, por possuírem restrições de projeto ou de fabricação (alto custo):

- Ângulos de cunha das polias;
- Parâmetros exclusivos da correia : massa, comprimento e medidas da seção transversal
- Distância entre eixos das polias;
- Parâmetros referentes à rampa sensitiva de torque: inclinação das pistas e distância radial entre rolete e centro do eixo.

Assim, também foram definidos os parâmetros que podem ser alterados neste projeto:

- Coeficiente de atrito – depende da rugosidade superficial das superfícies dos pratos e da interação entre estes e a correia;
- Parâmetros referentes à mola da polia movida: rigidezes e pré-cargas.

O coeficiente de atrito foi alterado para estudo de sensibilidade porque o mesmo não é conhecido atualmente. Logo, saber o quão influente este coeficiente é sobre o projeto é fundamental. Em relação à mola, seus parâmetros foram alterados devido a facilidade de fabricação.

Desta forma, a partir da condição de referência utilizada ($\mu = 0,20$) e parâmetros da mola listados na Tabela 3.6, foram plotadas as curvas de forças axiais referentes à polia movida

em um mesmo gráfico. Em um segundo momento alterou-se, isoladamente, os parâmetros referentes à mola, em intervalos com valores inferiores e superiores aos de referência:

- Rigidez de compressão: $k_{c,1} = 6.000,00 [N/m]$; $k_{c,2} = 7.000,00 [N/m]$; $k_{c,3} = 9.000,00 [N/m]$;
- Rigidez torcional: $k_{t,1} = 4,00 [Nm/rad]$; $k_{t,2} = 5,00 [Nm/rad]$; $k_{t,3} = 7,00 [Nm/rad]$;
- Pré-carga de compressão: $x_{0,mv1} = 5 mm$; $x_{0,mv2} = 10 mm$; $x_{0,mv3} = 20 mm$;
- Pré-carga de torção: $\delta_{0,mv1} = 90^\circ$; $\delta_{0,mv2} = 135^\circ$.

Apesar das rigidezes sempre estarem correlacionadas, uma vez que ao mudar o *design* da mola necessariamente suas características de torção e compressão alteram juntas, estes parâmetros foram modificados de forma isolada para realmente avaliar a sensibilidade do modelo.

Quanto às pré-cargas de torção, utilizou-se apenas dois valores além da referência porque na prática é muito difícil aplicar uma pré-carga torcional elevada no momento da montagem do mecanismo. Além disto, estes valores são múltiplos de 45° devido à restrição de projeto relacionada à fixação da mola na rampa (furos espaçados em arcos de 45°). Todos os valores estipulados foram baseados em experiências com projeto de mola voltados para o CVT deste trabalho, em que já foi visto possíveis *designs* de mola que se ajustassem ao espaço disponível em cada polia.

Em um terceiro momento, alterou-se o coeficiente de atrito entre a correia e as polias, e foi fixado os parâmetros referentes ao mecanismo da polia motora, com o uso dos dados da condição de referência:

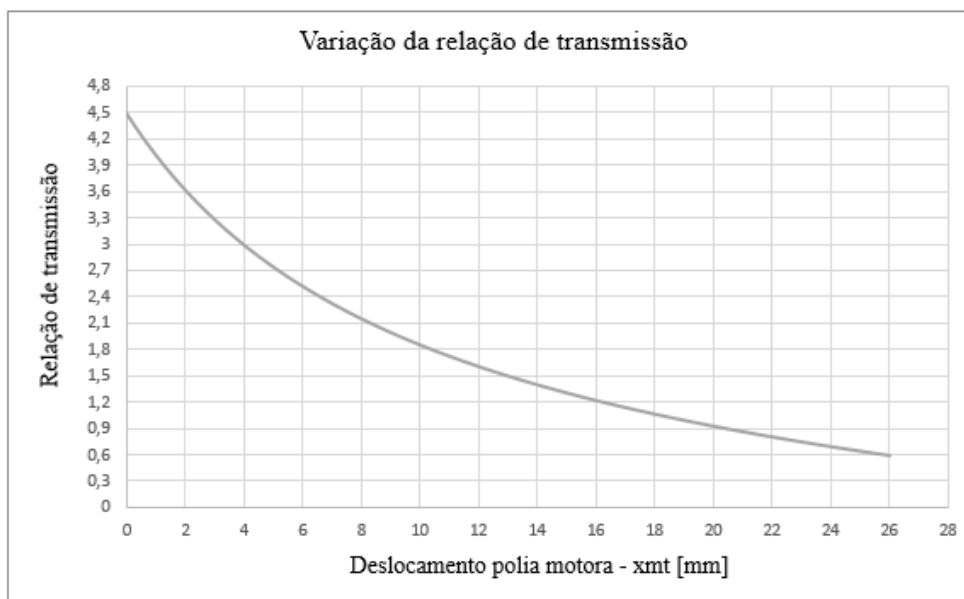
- Coeficiente de atrito: $\mu_1 = 0,30$; $\mu_2 = 0,40$; $\mu_3 = 0,50$;

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1.1 Resultados gerados pelo Algoritmo

Com os vetores relacionados à geometria do cambio já determinados pelo algoritmo (conforme apêndice A), estes foram importados para o Microsoft Excel (365) e foram realocados em colunas consecutivas. Plotou-se a curva de variação da relação de transmissão em função do deslocamento da polia motora, para verificar o perfil obtido, conforme a Figura 4.1.

Figura 4.1 – Variação da Relação de Transmissão.



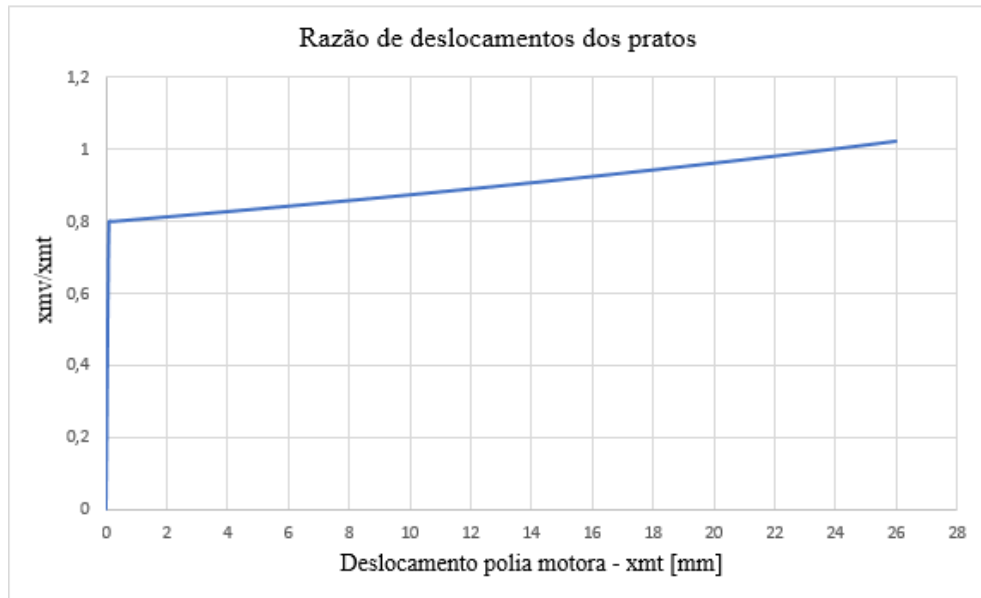
Fonte: O autor (2020).

Conhecer o perfil da curva de relação de transmissão é fundamental, uma vez que ela influencia diretamente no formato das curvas de outras grandezas. Como exemplo, a relação de transmissão está diretamente ligada aos diâmetros das polias, que por sua vez influenciam diretamente em parâmetros como a velocidade linear da correia, forças de tração, entre outras.

Além disto, também foi construído um gráfico que mostra a razão dos deslocamentos axiais, em relação ao deslocamento da polia motora (Figura 4.2). Observa-se que a razão de deslocamentos não é constante, e isto ocorre porque os ângulos de cunha das polias são

diferentes. Assim, sabe-se que o design da curva obtida está coerente com este fato relacionado à diferença existente entre os ângulos dos pratos.

Figura 4.2 – Razão de deslocamentos dos pratos móveis entre a polia movida e a motora.

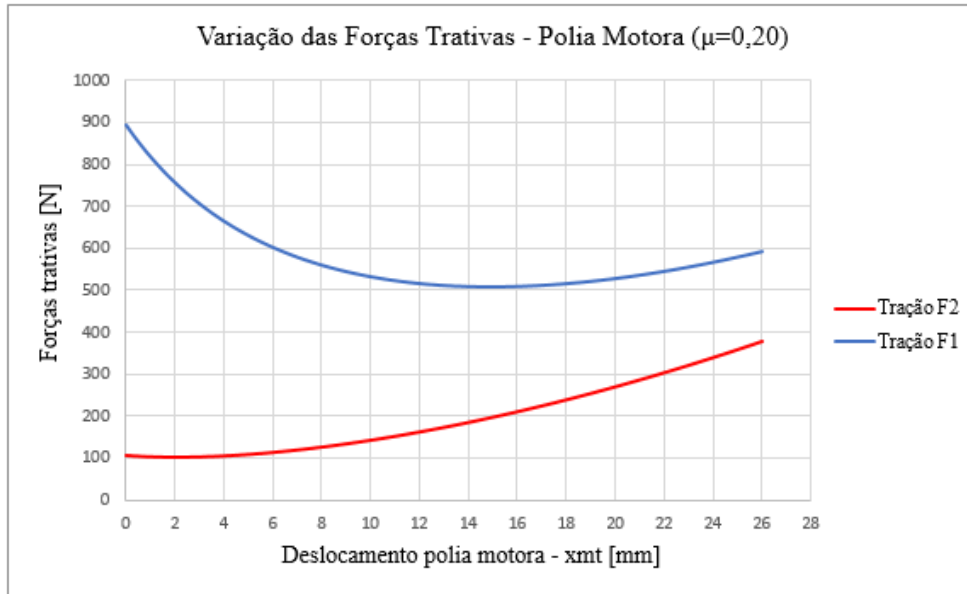


Fonte: O autor (2020).

4.1.2 Resultados obtidos para as forças trativas e axiais geradas pela correia

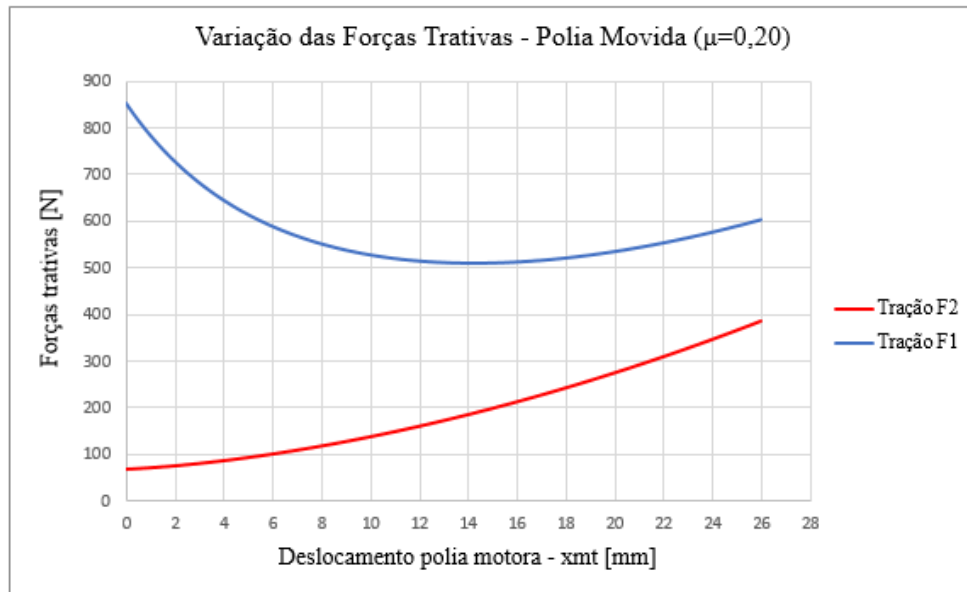
A partir da condição de referência, com o coeficiente de atrito estipulado ($\mu = 0,20$), obtiveram-se as curvas das forças trativas nas duas polias do câmbio. As Figuras 4.3 e 4.4 apresentam os resultados.

Figura 4.3 – Variação das forças trativas na polia motora, para um coeficiente de atrito de 0,20.



Fonte: O autor (2020).

Figura 4.4 – Variação das forças trativas na polia movida, para um coeficiente de atrito de 0,20.



Fonte: O autor (2020).

As Figuras 4.3 e 4.4 apresentam diferenças muito sutis entre eles, e isto se deve aos ângulos dos pratos, que não são iguais, o que influencia nos coeficientes de atrito virtuais, os quais podem ser observados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Coeficientes de atrito virtuais para $\mu=0,20$.

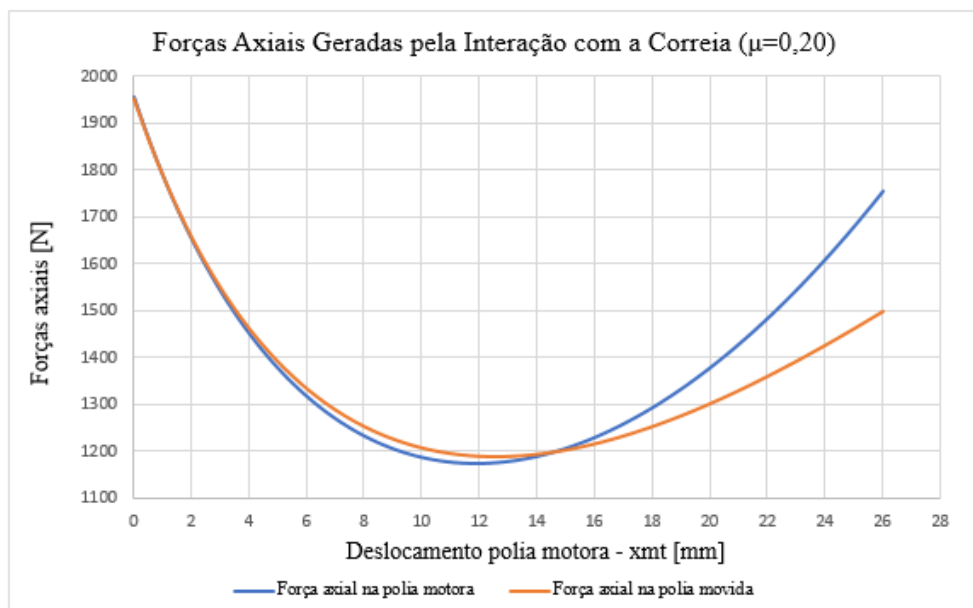
Coeficiente de atrito virtual na polia motora - $\mu_{v,mt}$	0,92
Coeficiente de atrito virtual na polia movida - $\mu_{v,mv}$	0,83

Fonte: O Autor (2020).

Ao analisar a magnitude das forças encontradas, nota-se que os valores obtidos são consideráveis (força F_1 próxima a 900 N quando atinge seu valor máximo). Diante disto, faz-se necessário selecionar correias de qualidade, que consigam resistir às cargas de tração sujeitas durante a dinâmica do CVT.

Com isso, a partir do modelamento proposto por Kim e Kim (1989), obtiveram-se as curvas para as forças axiais em função do deslocamento da polia motora, os quais são apresentados na Figura 4.5.

Nota-se que as curvas da polia motora e da movida atingem pontos de mínimo quando o prato móvel se desloca 11,9 mm e 12,6 mm respectivamente (valores obtidos por meio do banco de dados). Ao analisar as Figuras 4.3 e 4.4, verifica-se que quando o deslocamento se encontra próximo a esta faixa, a força de tração F_1 também atinge seu valor mínimo, e depois retorna a aumentar sua magnitude. Além disto, a força F_2 permanece crescente durante todo o intervalo. Estas características estão diretamente ligadas ao comportamento observado na Figura 4.5, em que a força axial também retorna a aumentar.

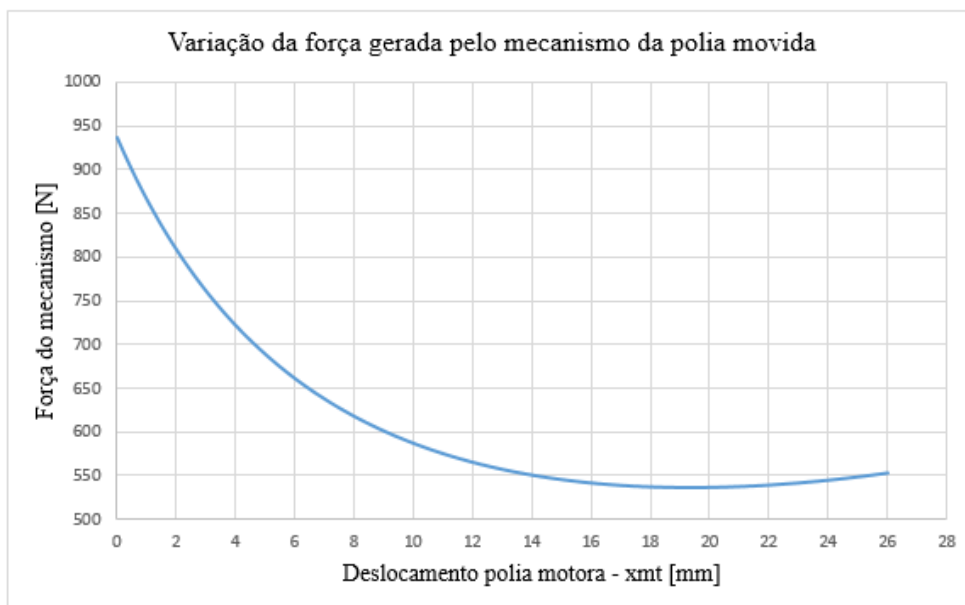
Figura 4.5 – Variação das forças axiais geradas pela correia - coeficiente de atrito de 0,20.

Fonte: O autor (2020).

4.1.3 Resultados obtidos para a força axial do mecanismo da polia movida.

Com relação à força gerada pelo mecanismo da polia movida, a Figura 4.6 apresenta o resultado obtido, em função da variação do deslocamento da polia motora. Percebe-se que o formato do perfil da curva apresenta uma similaridade maior com o gráfico da variação da relação de transmissão (Figura 4.1), e isto se deve ao termo da equação (2.45) que envolve o torque aplicado à polia movida, que por sua vez, depende da relação do CVT.

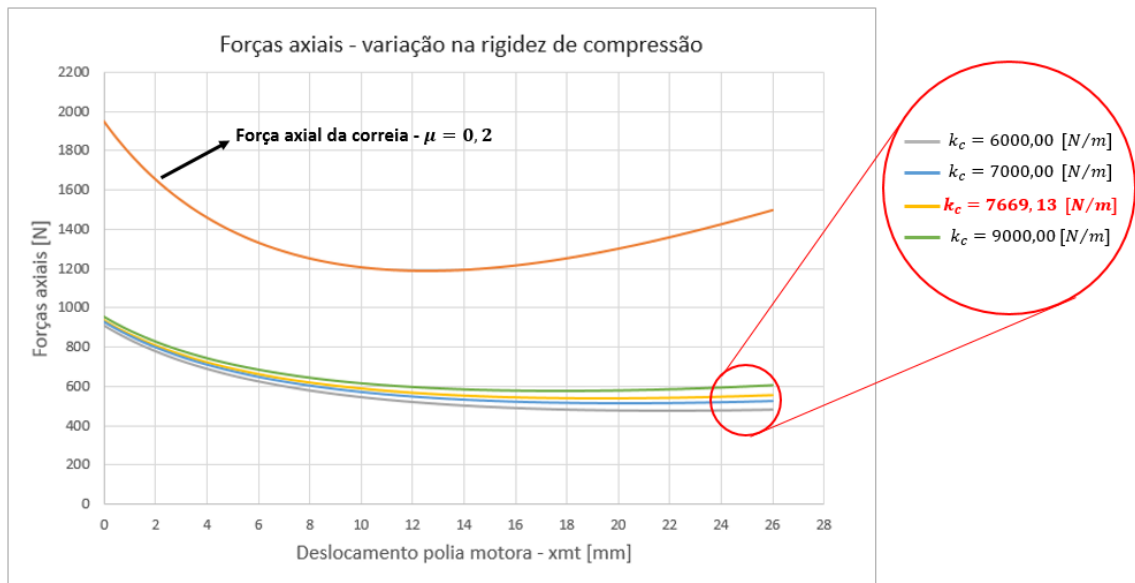
Figura 4.6 – Variação da força axial gerada pelo mecanismo da polia movida, na condição de referência.



Fonte: O autor (2020).

4.1.4 Análise de sensibilidade dos parâmetros.

Após obter as curvas para o *setup* de referência (mola utilizada no projeto e $\mu = 0,20$), pode-se alterar os parâmetros selecionados com o intuito de analisar como eles influenciam nos gráficos de forças axiais. No primeiro caso, foram variados os dados referentes à mola da polia movida. A Figura 4.7 apresenta as curvas obtidas para diferentes valores da rigidez de compressão.

Figura 4.7 – Variação da rigidez de compressão da mola da polia movida.

Fonte: O autor (2020).

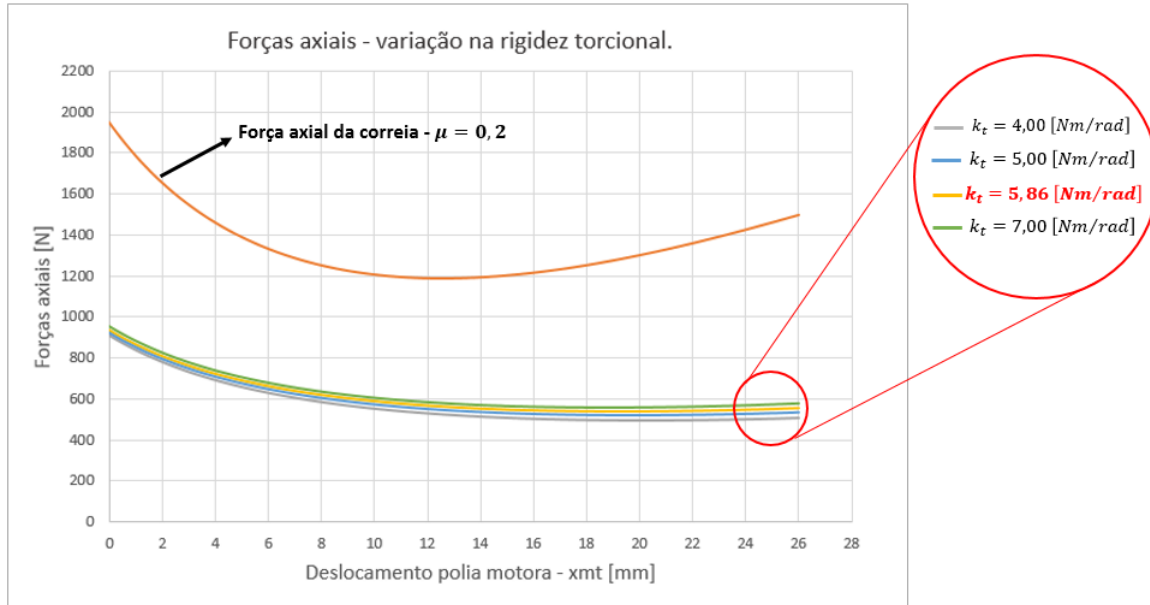
Percebe-se que alterar a rigidez de compressão influencia principalmente quando o deslocamento do prato se torna maior. No entanto, a influência da rigidez sobre as forças axiais não é significativa. A Tabela 4.2 mostra os valores das forças geradas pelo mecanismo no deslocamento máximo da polia motora (26 mm), para as diferentes configurações adotadas.

Tabela 4.2 – Forças da polia movida no deslocamento máximo das polias – rigidez de compressão.

Força da polia movida - $k_{c,1} = 6.000,00$ [N/m]	484,41 [N]
Força da polia movida - $k_{c,2} = 7.000,00$ [N/m]	525,98 [N]
Força da polia movida - $k_{c,refer\acute{e}ncia} = 7.669,13$ [N/m]	553,78 [N]
Força da polia movida - $k_{c,3} = 9.000,00$ [N/m]	609,10 [N]

Fonte: O Autor (2020).

Correlacionada à rigidez de compressão, tem-se como possibilidade variar a rigidez torcional da mola. A partir dos *setups* já determinados, pode-se observar os resultados obtidos na Figura 4.8.

Figura 4.8 – Variação da rigidez torcional da mola da polia movida.

Fonte: O autor (2020).

Neste caso, verifica-se que as diferenças geradas nas curvas têm um comportamento muito similar com o primeiro caso (Figura 4.7). Iniciam mais próximas umas das outras, e conforme o deslocamento da polia motora aumenta, a diferença entre as magnitudes das forças torna-se maior. Da mesma forma, nota-se que a variação na rigidez torcional é pouco influente sobre as curvas, e é menos relevante do que a variação da rigidez de compressão. A Tabela 4.3 apresenta os valores das forças geradas pelo mecanismo no deslocamento máximo da polia motora, para as configurações aplicadas.

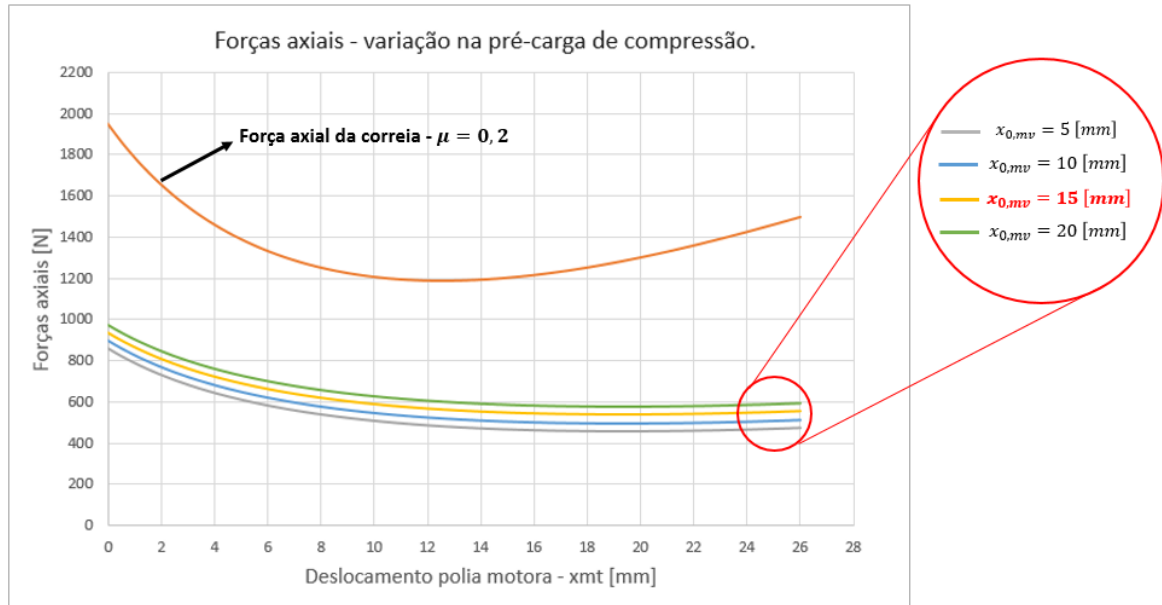
Tabela 4.3 – Forças da polia movida no deslocamento máximo das polias – rigidez torcional.

Força da polia movida - $k_{t,1} = 4,00$ [Nm/rad]	509,36 [N]
Força da polia movida - $k_{t,2} = 5,00$ [Nm/rad]	533,24 [N]
Força da polia movida - $k_{t,referência} = 5,86$ [Nm/rad]	553,58 [N]
Força da polia movida - $k_{t,3} = 7,00$ [Nm/rad]	581,01 [N]

Fonte: O Autor (2020).

Além das rigidezes, também foram analisados os resultados relacionados às variações nas pré-cargas das molas. A Figura 4.9 apresenta o gráfico com as curvas referentes às configurações adotadas para a pré-carga de compressão.

Figura 4.9 – Variação da pré-carga de compressão da mola da polia movida.



Fonte: O autor (2020).

Com a mudança neste parâmetro, nota-se que as curvas obtidas se encontram defasadas verticalmente, e assim a diferença entre as forças de duas curvas consecutivas sempre será constante, para qualquer valor de deslocamento aplicada em ambas igualmente. Este comportamento ocorre porque a pré-carga provoca o mesmo efeito de defasagem no gráfico da força da mola, e como esta força está presente na equação geral como uma parcela do esforço axial gerado, as curvas também se deslocam para cima com o aumento dos valores deste parâmetro de análise. Nos casos das Figuras 4.7 e 4.8, havia mudança na proximidade entre as curvas à medida que o deslocamento da polia aumenta porque quando se altera a rigidez, a inclinação da curva da força da mola varia.

Além disto, percebe-se que as diferenças geradas entre as curvas de força são mais notáveis quando se altera a pré-carga de compressão, em relação às rigidezes discutidas previamente. A Tabela 4.4 apresenta a magnitude das forças obtidas com a variação da pré-carga de compressão, no deslocamento máximo da polia motora.

Tabela 4.4 – Forças da polia movida no deslocamento máximo das polias – pré-carga de compressão.

Força da polia movida - $x_{0,mv1} = 5$ [mm]	447,09 [N]
Força da polia movida - $x_{0,mv2} = 10$ [mm]	515,44 [N]
Força da polia movida - $x_{0,mv} - referência = 15$ [mm]	553,78 [N]
Força da polia movida - $x_{0,mv3} = 20$ [mm]	592,13 [N]

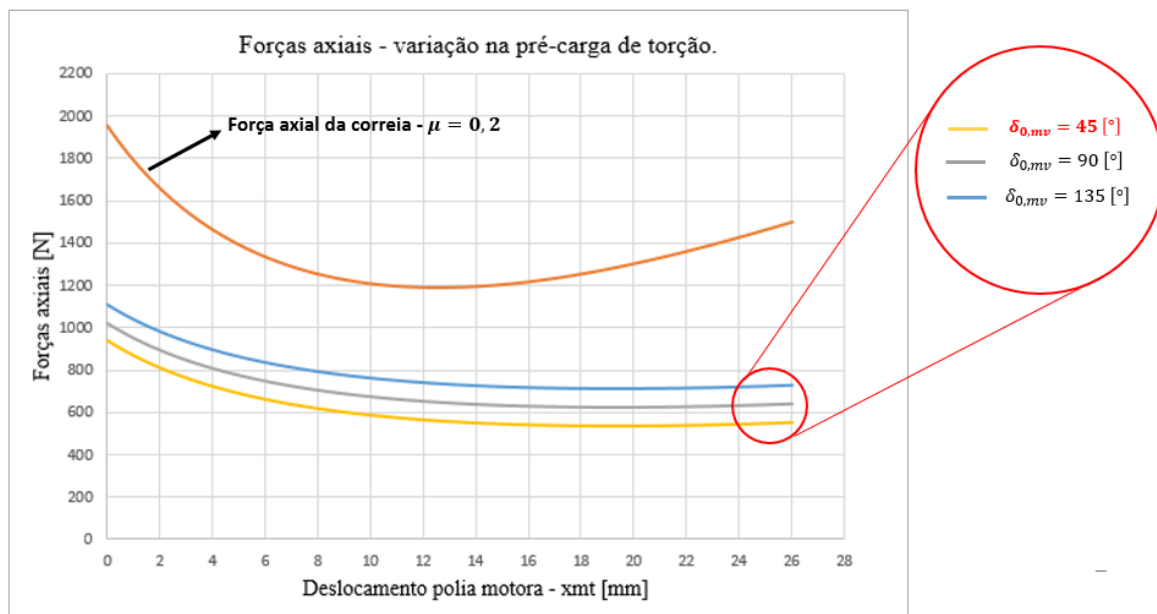
Fonte: O Autor (2020).

O último parâmetro analisado, referente ao mecanismo da polia movida, foi a pré-carga de torção da polia movida. Assim como no último caso analisado (Figura 4.9), as curvas obtidas estão defasadas verticalmente, uma vez que existe uma analogia entre o efeito das pré-cargas de torção e compressão. A Figura 4.10 apresenta os resultados referentes às configurações adotadas.

Pelas curvas obtidas na Figura 4.10, nota-se que a variação na pré-carga de torção, conforme as restrições de projeto citadas anteriormente, resulta em curvas de forças com diferenças maiores entre elas, quando comparado com os outros parâmetros da mola analisados. Assim, deve-se ter um ponto de atenção na escolha da pré-carga de torção da mola quando for realizado um projeto voltado para o câmbio CVT. A Tabela 4.5 apresenta os valores das forças da polia movida no deslocamento máximo da polia motora.

Após a realização do estudo a respeito de configuração aplicadas para a mola da polia movida, foi realizado uma análise sobre variações do coeficiente de atrito, e como este influencia na curva da força axial gerada pela correia sobre a polia movida. Este fator é fundamental de ser compreendido pois não é viável fabricar pratos novos frequentemente, devido à sua complexidade geométrica e ao alto custo de manufatura. A Figura 4.11 apresenta os resultados obtidos para as configurações pré-estabelecidas.

Figura 4.10 – Variação da pré-carga de torção da mola da polia movida.

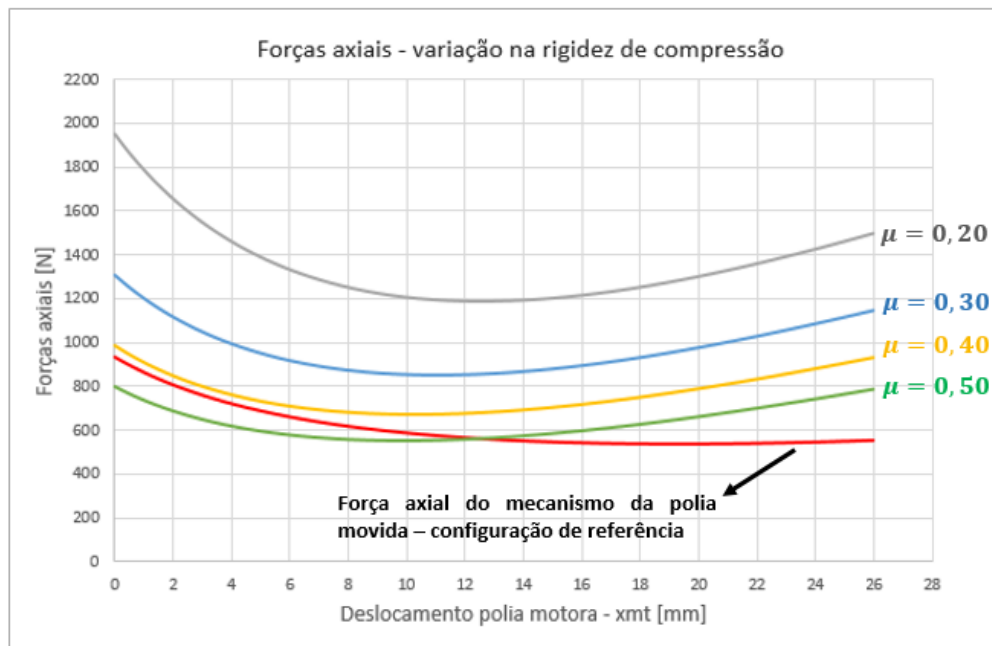


Fonte: O autor (2020).

Tabela 4.5 – Forças da polia movida no deslocamento máximo das polias – pré-carga de torção.

Força da polia movida - $\delta_{0,mv} - referência = 45 [^\circ]$	553,78 [N]
Força da polia movida - $\delta_{0,mv1} = 90 [^\circ]$	639,60 [N]
Força da polia movida - $\delta_{0,mv1} = 135 [^\circ]$	725,42 [N]

Fonte: O Autor (2020).

Figura 4.11 – Variação do coeficiente de atrito entre a correia e a polia.

Fonte: O autor (2020).

Mediante aos resultados obtidos, nota-se que o coeficiente de atrito possui uma influência elevada nas curvas das forças axiais geradas pela correia. Ao alterar o valor do coeficiente de atrito de 0,20 para 0,50, nota-se que as forças chegam a dobrar de valor em diversas regiões, quando se compara as duas curvas de forças relativas à estes coeficientes. Além disto, para o coeficiente de atrito, sua relação com a força gerada é inversamente proporcional.

Quando comparado à curva de força gerada pelo mecanismo da polia movida, na configuração de referência, observa-se que a curva com coeficiente de atrito igual à 0,50 inicia abaixo da mesma. Na prática, isto significa que a força gerada pela correia, que tende a abrir a polia movida, não venceria a força do mecanismo, e o câmbio não alteraria a sua relação de transmissão, o que não deve ocorrer em um câmbio CVT.

5 CONCLUSÕES

Desenvolver um estudo a respeito das interações entre as polias e a correia foi fundamental para compreender todo o funcionamento do câmbio CVT. A partir disto, tomar decisões ou realizar novos projetos torna-se mais simples e eficaz, uma vez que o modelamento apresenta curvas para análise de parâmetros.

Com relação aos resultados obtidos, nota-se na polia movida que alterar as pré-cargas da mola retornam maiores diferenças nos perfis das curvas do que alterar as rigidezes, quando estas estão restritas a poucas variações. Além disto, pode-se afirmar que no projeto da rampa sensitiva de torque, deve-se confeccioná-la de modo que existam várias configurações para aplicar diferentes pré-cargas de torção na mola, uma vez que esta apresenta uma sensibilidade notável quando comparada aos outros parâmetros da mesma.

A respeito do coeficiente de atrito, este trabalho mostrou que é necessário conhecer e estabelecer qual deve ser o valor adotado em um projeto que se deseja executar, pois pequenas alterações, resultam em diferenças consideráveis nas magnitudes das forças. Assim, estudar os materiais que são usados nas polias e correia, bem como entender a influência da rugosidade superficial no coeficiente de atrito deve ser premissa de qualquer projeto que se deseja realizar em um câmbio CVT. Recomenda-se então realizar testes com o material do prato e a correia, tal que utilize amostras do material com diferentes rugosidades médias, antes de fabricar de fato pratos para o atuador de velocidade.

5.1 TRABALHOS FUTUROS

Com o modelo aplicado das forças axiais geradas pela correia, propõe-se para trabalhos futuros desenvolver cames *flyweights* para a polia motora a partir deste trabalho. Além disto, considerar o efeito das massas rotativas na transmissão do torque é interessante para um próximo momento, pois assim o modelamento torna-se mais preciso. Diante disto, desenvolver um programa que contemple toda esta metodologia, assim como a influência das resistências presentes na dinâmica veicular sobre a curva de aceleração e transmissão de torque, representa um grande avanço.

Uma alternativa interessante seria desenvolver um estudo a respeito do coeficiente de atrito entre a correia os pratos da polia, bem como obter o rendimento mecânico do sistema. Assim, as considerações que podem ser assumidas no projeto têm como fundamento dados reais do câmbio CVT.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AAEN, Olav. **Clutch tuning handbook**. 8. ed. Winsconsin: AAEN Performance, 2007.
- AULAKH, Deepinder Jot Singh. Development of simulation approach for CVT tuning using dual level genetic algorithm. **Cogent Engineering**, [S.L.], v. 4, n. 1, p. 1-16, 31 out. 2017. Informa UK Limited. <http://dx.doi.org/10.1080/23311916.2017.1398299>.
- BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 8 ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.
- CVT Transmissions – The Pros & The Cons. [201-?]. Disponível em: <http://www.rapidrepairautocenter.com/cvt-transmissions-the-pros-the-cons/>. Acesso em: 20 set. 2020.
- DALSANIA, Bansi *et al.* DESIGNING AND MANUFACTURING OF CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION (CVT). **International journal of advances in production and mechanical engineering**. Gujarat, p. 20-33. 2016.
- FERREIRA, João Victor Mendes. **Análise do escorregamento de uma transmissão continuamente variável em bancada de teste**. 2020. 42 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2020.
- GERBERT, Go`ran; SORGE, Francesco. Full Sliding Adhesive-Like Contact of V-Belts. **Journal Of Mechanical Design**, [S.L.], v. 124, n. 4, p. 706-712, 26 nov. 2002. ASME International. <http://dx.doi.org/10.1115/1.1514662>.
- HIGH performance extreme drive belts: Part number: HPX2239. Part number: HPX2239. [201-?]. Disponível em: [https://www.daycoproducts.com/part?part_number=hpx2239&bg=1&page=1\)..](https://www.daycoproducts.com/part?part_number=hpx2239&bg=1&page=1)..) Acesso em: 27 set. 2020.
- KIM, Kwangwon; KIM, Hyunsoo. Axial forces of a V-belt CVT part I: theoretical analysis. **Ksme Journal**. [S.I.], p. 56-61. 24 jan. 1989.
- MARCO FILHO, Flavio de. **ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO FLEXÍVEIS**. 2009. 143 f. Monografia (Especialização) – Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Poli/UFRJ, Rio de Janeiro, 2009.

- MARTINS, Lucas Isla. **Modelagem da Transmissão Continuamente Variável de um veículo off-road**. 2018. 29 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2018.
- MASHADI, Behrooz; CROLLA, David. **Vehicle powertrain systems**. Chichester: John Wiley & Sons, 2012. 529 p.
- MESSICK, Matthew James. **An Experimentally-Validated V-Belt Model for Axial Force and Efficiency in a Continuously Variable Transmission**. 2018. 146 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Instituto Politécnico e Universidade Estadual da Virgínia, Blacksburgo, 2018.
- NICOLAZZI, Lauro Cesar; LEAL, Longuinho da Costa Machado; DA ROSA, Edison. **Introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas**. Florianópolis: Publicação Interna do GRANTE departamento de engenharia mecânica da UFSC, 2008.
- TAMANINI, Rodrigo. **Análise cinemática de uma CVT por polias expansivas**. 2016. 58 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências Tecnológicas, Universidade do Estado de Santa Catarina, Joinville, 2016.
- TARDIN, Alexandre de Almeida; MATTEDI, Rafael Pereira. **Projeto da transmissão de potência para veículos baja SAE utilizando duas CVTS**. 2008. 119 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2008.

7 APÊNDICES

7.1 APÊNCIDE A

```
%Rotina para calcular os diâmetros aproximados em que a correia se encontra
%em cada polia, conforme o deslocamento dos pratos
dmin_mt= 44.58; %Diam. inicial da polia motora [mm]
dmax_mv= 200.62; %Diam. inicial da polia movida [mm]
x_mt=0; %deslocamento axial do prato movel da motora
x_mv=0; %deslocamento axial do prato movel da movida
Beta_motora= 25; %angulo do prato da polia motora [°]
Beta_movida= 28; %angulo do prato da polia movida [°]
C= 295; %entre-eixos [mm]
theta_mt0= pi-2*asin((dmax_mv-dmin_mt)/(2*C)); %angulo de abracamento
inicial da correia na motora
theta_mv0= pi+2*asin((dmax_mv-dmin_mt)/(2*C)); %angulo de abracamento
inicial da correia na movida
L= sqrt(4*C^2-(dmax_mv-
dmin_mt)^2)+1/2*(dmax_mv*theta_mv0+dmin_mt*theta_mt0);
fprintf('entre-eixos I= %g\ncomprimento primitivo da correia: L=%g\n',C,L);

%Calculo dos diamtros na polia motora conforme o prato desloca:
% Como a correia tem sempre o mesmo comprimento, esta conservacao deve
% valer para a variacao dos diametros das polias;
%Solucao da equacao de comprimento da correia, para obter os diametros:
%Sera usada a equacao de "L" usada completamente e igualda a 0, para usar
%um metodo numerico de resolucao;
% "x" é a variavel simbolica de d_mv, setada para y=0;
dmv= dmax_mv;
dmt= dmin_mt;
relacao=0;
for k=1:1:261
    x_mt(k)= k/10-0.1;
    dmt(k)= x_mt(k)/tan(((Beta_motora/2)*pi)/180)+ dmin_mt;
    syms y x
    y= sqrt(4*C^2-(x-dmt(k))^2) + pi/2*(x+dmt(k)) + asin(abs(x-
dmt(k))/(2*C))*abs(x-dmt(k))-L;
    dmv(k) = vpasolve(y,x);
    %Os valores entre os quais ira variar a relacao de transmissao são:
    relacao(k)=dmv(k)/dmt(k);
    %Deslocamento do prato movel da polia movida:
    x_mv(k)= (dmax_mv-dmv(k))*tan(((Beta_movida/2)*pi)/180);
end
fprintf('dmv=');
disp(dmv);
fprintf('relacao=');
disp(relacao);
fprintf('x_mv=');
disp(x_mv);
```