

PUCRS

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO RIO GRANDE DO SUL FACULDADE DE  
ENGENHARIA PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E TECNOLOGIA DE  
MATERIAIS

LUIS FERNANDO MELEGARI

**AVALIAÇÃO DA APLICAÇÃO DE COMPÓSITOS POLIMÉRICOS EM ENGRENAGENS  
CÔNICAS DE TRANSMISSÃO DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS**

Porto Alegre  
2017

PÓS-GRADUAÇÃO - *STRICTO SENSU*



Pontifícia Universidade Católica  
do Rio Grande do Sul



Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul

FACULDADE DE ENGENHARIA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E TECNOLOGIA DE MATERIAIS

**AVALIAÇÃO DA APLICAÇÃO DE COMPÓSITOS POLIMÉRICOS EM  
ENGRENAGENS CÔNICAS DE TRANSMISSÃO DE MÁQUINAS  
AGRÍCOLAS**

**LUIS FERNANDO MELEGARI**  
ENGENHEIRO MECÂNICO  
MESTRE EM ENGENHARIA DE PRODUÇÃO

**TESE PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE DOUTOR EM ENGENHARIA E  
TECNOLOGIA DE MATERIAIS**

**Porto Alegre**  
**Julho, 2017**



Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul

FACULDADE DE ENGENHARIA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E TECNOLOGIA DE MATERIAIS

**AVALIAÇÃO DA APLICAÇÃO DE COMPÓSITOS POLIMÉRICOS EM  
ENGRENAGENS CÔNICAS DE TRANSMISSÃO DE MÁQUINAS  
AGRÍCOLAS**

**LUIS FERNANDO MELEGARI**

ENGENHEIRO MECÂNICO

MESTRE EM ENGENHARIA DE PRODUÇÃO

ORIENTADOR: PROF. DR. Marcus Seferin

Tese realizada no Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia de Materiais (PGETEMA) da Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre/Doutor em Engenharia e Tecnologia de Materiais.

*Trabalho vinculado ao Projeto*

**Porto Alegre**

**Julho, 2017**



Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul

FACULDADE DE ENGENHARIA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E TECNOLOGIA DE MATERIAIS

## AVALIAÇÃO DA APLICAÇÃO DE COMPÓSITOS POLIMÉRICOS EM ENGRENAGENS CÔNICAS DE TRANSMISSÃO DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS

**CANDIDATO: LUIS FERNANDO MELEGARI**

Esta Tese de Doutorado foi julgada para obtenção do título de DOUTOR EM ENGENHARIA E TECNOLOGIA DE MATERIAIS e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia de Materiais da Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul.

**DR. MARCUS SEFERIN - ORIENTADOR**

### BANCA EXAMINADORA

**DRA. RAQUEL SANTOS MAULER - INSTITUTO DE QUÍMICA - UFRGS**

**DR. VAGNER ALVES GUIMARAES - PPGPPF - UPF**

**DRA. SANDRA MARA OLIVEIRA EINLOFT - DO PGETEMA/FENG - PUCRS**

**PUCRS**

Campus Central

Av. Ipiranga, 6681 - Prédio 30 - Sala 103 - CEP: 90619-900

Telefone: (51) 3353.4059 - Fax: (51) 3320.3625

E-mail: [engenharia.pg.materiais@pucrs.br](mailto:engenharia.pg.materiais@pucrs.br)

[www.pucrs.br/feng](http://www.pucrs.br/feng)

## **DEDICATÓRIA**

Dedico este trabalho a minha família, pai, mãe, esposa e filho, que sempre foram meu porto seguro mediante as dificuldades durante este percurso.

## **AGRADECIMENTOS**

Meus sinceros votos de agradecimentos,

A minha esposa Daniele e filho Enzo, pelos momentos de alegria, tranquilidade e incentivo que me proporcionaram durante a realização desta Tese,

Ao meu Orientador Dr. Marcus Seferin, pela tranquilidade, sabedoria e ajuda no desenvolvimento deste trabalho durante estes anos.

A minha família que sempre valorizou minha formação e me incentivou a continuar a construção de um futuro cada vez mais sólido.

Aos meus amigos pela compreensão e incentivo.

A verdadeira motivação vem de realização, desenvolvimento pessoal, satisfação no trabalho e reconhecimento.

[Frederick Herzberg](#)

## SUMÁRIO

<b>DEDICATÓRIA .....</b>	<b>4</b>
<b>AGRADECIMENTOS.....</b>	<b>5</b>
<b>SUMÁRIO .....</b>	<b>7</b>
<b>LISTA DE FIGURAS .....</b>	<b>9</b>
<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	<b>16</b>
<b>LISTA DE ABREVIACÕES.....</b>	<b>18</b>
<b>RESUMO.....</b>	<b>20</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>21</b>
<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>22</b>
<b>2. OBJETIVOS .....</b>	<b>24</b>
<b>2.1. Objetivos Específicos.....</b>	<b>24</b>
<b>3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>25</b>
<b>3.1. Engrenagens .....</b>	<b>26</b>
3.1.1. Engrenagens Cônicas de Dentes Retos .....	27
<b>3.2. Compósitos e Cargas de Adição .....</b>	<b>31</b>
<b>3.3. Geometria e Moldes .....</b>	<b>42</b>
<b>3.4. Desgaste em simulação e bancada de teste .....</b>	<b>49</b>
<b>3.5. Temperatura .....</b>	<b>59</b>
<b>4. METODOLOGIA.....</b>	<b>72</b>
<b>4.1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>72</b>
<b>4.2. Seleção de Materiais.....</b>	<b>74</b>
<b>4.3. Projeto das Engrenagens Cônicas .....</b>	<b>75</b>
<b>4.4. Dispositivo de Ensaio Mecânico .....</b>	<b>76</b>
<b>4.5. Molde Para Injeção de Corpos de Prova.....</b>	<b>80</b>
<b>4.6. Análise Morfológica.....</b>	<b>82</b>
<b>4.7. Análises Térmico dinâmico-mecânicas (DMTA) - Tensão x Deformação ....</b>	<b>82</b>

4.8. Análise Térmica .....	83
4.9. Análise Estática em Método de Elementos Finitos.....	83
<b>5. RESULTADOS .....</b>	<b>86</b>
5.1. Dimensionamento das engrenagens.....	86
5.2. Fabricação de Dispositivo de Ensaio Estático e Dinâmico para Engrenagens Cônicas.....	90
5.3. Molde de Injeção Plástica para Engrenagem Cônicas de Dentes Retos.....	95
5.4. Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV): .....	100
5.5. Análises DMTA.....	103
5.6. Análise Termogravimétrica (TGA) .....	107
5.7. Análises por Calorimetria Diferencial Exploratória (DSC): .....	110
5.8. Ensaio Dinâmico Mecânico.....	114
5.9. Utilização método elementos finitos para comparação de tensões em relação a número de dentes e forma .....	120
<b>6. CONCLUSÕES .....</b>	<b>123</b>
<b>7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>125</b>
<b>8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>126</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 - Par de engrenagens coroa e pinhão (a) e partes principais dos dentes da engrenagem (b). (Adaptado de Shigley 2008).....	27
Figura 3.2 - Engrenagem Cônica de Dentes Retos (a) e Eixos Concorrentes (b). (Adaptado de Shigley 2008).....	28
Figura 3.3 - Itens de cálculo para Dimensionamento inicial do par de engrenagens cônicas de dentes retos (do autor). ....	28
Figura 3.4 – Representação geométrica da altura do dente na engrenagem cônica. (do autor).....	30
Figura 3.5 - Representação do vetor da força tangencial na engrenagem cônica ....	30
Figura 3.6- Imagens por MEV do compósito CNT/acetato contendo 1% de CNT. (Yousef 2013) .....	34
Figura 3.7– Curvas tensão-deformação do Acetato e Acetato/CNT (Yousef 2013).....	35
Figura 3.8 - Representação esquemática da distribuição de fibra e carga na região da raiz do dente (Hu e Hossan 2013).....	36
Figura 3.9 - Perda de potência por atrito em engrenagem PA6 e PAC com aço a 1200 rpm e torque de 1,5 N m. (Kirupasankar, Gurunathan, e Gnanamoorthy 2012).....	39
Figura 3.10 - Tensão de escoamento em engrenagens de Poliamida. (Gasparin et al 2012).....	40
Figura 3.11 - Módulo de Young em engrenagens de Poliamida. (Gasparin et al. 2012). ....	40

Figura 3.12 - Resistência ao impacto em engrenagens de Poliamida. (Gasparin et al. 2012).	41
Figura 3.13 - Resistência a abrasão em engrenagens de Poliamida. (Gasparin et al. 2012)	41
Figura 3.18 – Engrenagem em 3D para simulação. (Mehat, Kamaruddin, e Othman 2013)	43
Figura 3.19 – Distribuição dos pontos de entrada para simulação (Mehat, Kamaruddin, e Othman 2013).	43
Figura 3.20 – Simulação enchimento da cavidade (Mehat, Kamaruddin, e Othman 2013).	44
Figura 3.21 – Cavidade do molde de injeção de engrenagens PEEK (Kleiss 2011).	45
Figura 3.22 – Modificação do perfil do dente em engrenagens plásticas. (J. Li e Gao 2010).	46
Figura 3.23 – Modificação da geometria do dente da engrenagem PEEK (Kleiss 2011).	46
Figura 3.24 – Engrenagens PEEK moldadas por processo de injeção (Kleiss 2011).	47
Figura 3.25 – Perfil do dente normal (a) e perfil do dente modificado (b), regiões de análise de temperatura (c). (Düzçükoğlu e Imrek 2008)	48
Figura 3.26 - Comparativo de desgaste na engrenagem normal e na engrenagem com perfil do dente modificado. (Imrek 2009)	49
Figura 3.27– Dispositivo de testes de engrenagens poliméricas. (J. Li e Gao 2010)	51
Figura 3.28 - Distribuição de tensões durante o engrenamento (W. Li et al. 2011)	52

Figura 3.29 - Forma de desgaste típico em engrenagens de acetal. (W. Li et al. 2011). .....	53
Figura 3.30 – Desgaste de engrenagem de acetal (a) sob carga de 9 N m, os detritos de desgaste superficial (100 x)(b), e os detritos (500 x) (c) . (W. Li et al. 2011). .....	54
Figura 3.31 – Dispositivo para aplicação de rotação e carga (torque) (Yousef 2013) .....	56
Figura 3.32 - Variação na taxa de desgaste específica de PC / ABS. (Yakut, Düzcüko, e Demirci 2009). .....	57
Figura 3.33 - Vista de desgaste em perfis de engrenagem PC/ABS com 20,5 N de carga / mm dente, a), 750 rpm, b), 1000 rpm, c) 1500 rpm. (Yakut, Düzcüko, e Demirci 2009). .....	58
Figura 3.34 - PC/ABS, Variação da temperatura no dente do par de engrenagens, a), 750 rpm, b), 1000 rpm, c) 1500 rpm. (Yakut, Düzcüko, e Demirci 2009). .....	58
Figura 3.35 - Ponto de fusão e temperatura de transição vítrea do polímero. ....	60
Figura 3.36 - Análise por DSC (Accorsi et al. 2009) .....	62
Figura 3.37 - Gráfico de Fluência (Accorsi et al. 2009) .....	62
Figura 3.38 - Gráfico de Recuperação (Accorsi et al. 2009) .....	63
Figura 3.39 - Medidas de câmera de infravermelho a 300 rpm e 10 Nm. (Eric Letzelter et al. 2010). .....	64
Figura 3.40 - Tensão de contato em relação ao número de dados de ciclo de vida. (Charles, Gnanamoorthy, e Ravindran 2010). .....	66

Figura 3.41 - Temperatura em função do número de ciclos e modulo de elasticidade para PA6 e PNC com aço a 1200 rpm e torque de 1,5 Nm. (Kirupasankar, Gurunathan, e Gnanamoorthy 2012).....	68
Figura 3.42 - Efeito do torque na eficiência das engrenagens PNC e PA6 puras.(Kirupasankar, Gurunathan, e Gnanamoorthy 2012). ....	68
Figura 3.43 - Fonte de calor e uma distribuição de temperatura (a), a área de acumulação de calor (b). (Yakut, Düzcüko, e Demirci 2009).....	69
Figura 3.44 – Modelo de engrenagem refrigerada. (Düzcükoğlu 2009a) .....	69
Figura 3.45 – Engrenagem comum (a) e engrenagem refrigerada (b). (Yakut, Düzcüko, e Demirci 2009) .....	70
Figura 3.46 – Temperatura em engrenagem comum (a) e engrenagem refrigerada (b). (Düzcükoğlu 2009b) .....	71
Figura 4.1 – Disposição da caixa de transmissão na linha de plantio da máquina agrícola (adaptado de Stara 2005 – Manual de instruções Absoluta) ....	72
Figura 4.2 – Limitação dimensional do projeto e engrenagens de 12 e 14 dentes....	73
Figura 4.3 - Fluxograma da Metodologia para Avaliação de Desempenho de Compostos Poliméricos em Engrenagens.....	74
Figura 4.7 – Dimensões pré-estabelecidas para o corpo das engrenagens .....	76
Figura 4.4 - Dispositivo de ensaio estático e dinâmico.....	77
Figura 4.5 - Região de medição de temperatura de contato nas engrenagens.....	78
Figura 4.6 - Aquisição de plotagem de dados a partir da célula de carga e termômetro infravermelho.....	79

Figura 4.10 – Etapas do projeto e análise de injeção através do modelo tridimensional .....	81
Figura 4.11 - Superfície transversal verificada em microscopia eletrônica.....	82
Figura 4.8 – Condições de ensaio do método de elementos finitos .....	84
Figura 4.9 - Região do dente para refinamento da malha .....	85
Figura 5.1 - Comparativo de altura do dente entre engrenagem Z12 e Z14 .....	88
Figura 5.2 - Visão Geral do Dispositivo de Ensaio .....	90
Figura 5.3 - Detalhamento do Dispositivo de Ensaio Mecânico .....	91
Figura 5.4 - Disposição do sensor e temperatura no sistema de aquisição e controle .....	92
Figura 5.5 - Sistema de Controle de Torque do Dispositivo de Ensaio .....	93
Figura 5.6 - Sistema de Aquisição de Dados- Tela de Informações em Tempo Real	94
Figura 5.7 - Tela de Configuração do Software de Controle e Aquisição de Dados..	95
Figura 5.8 - Molde de Injeção para Engrenagens Cônicas de Dentes Retos .....	96
Figura 5.9 - Peça Injetada - Modelo Tridimensional para Simulação de Injeção Plástica .....	97
Figura 5.10 - Simulação de Injeção e Distribuição de Fluxo na Peça .....	98
Figura 5.11 - Molde de Injeção Aberto - Extração da Peça.....	99
Figura 5.12 – Corpos de Prova a Partir da Peça Injetada – Direcionamento das Fibras Injetadas.....	100

Figura 5.13 - Micrografia por MEV da Poliamida 6/6 sem carga de adição.....	101
Figura 5.14 - Micrografia por MEV da Poliamida 6/6 com 30% de adição de Fibra de Vidro, ampliações de 100x, 500x, 1000x e 4000x. ....	102
Figura 5.15 - Micrografia por MEV da Poliamida 6/6 com 30% de adição de Fibra de Carbono, ampliações de 100x, 500x, 1000x e 4000x.....	103
Figura 5.16 - Análise de Fluência e Recuperação para amostra de Poliamida 6/6 .	104
Figura 5.17 - Análise de Fluência e Recuperação para amostra de Poliamida 6/6 + 30% de Fibra de Vidro.....	105
Figura 5.18 - Análise de Fluência e Recuperação para amostra de Poliamida 6/6 + 30% de Fibra de Carbono .....	106
Figura 5.19 - Termograma de TGA da PA 6/6 puro em nitrogênio.....	108
Figura 5.20 - Termograma de TGA da PA6/6 + 30%F.V. em nitrogênio .....	108
Figura 5.21 - Termograma de TGA da PA6 +30% de F.C. em nitrogênio .....	109
Figura 5.22 - Termograma de TGA da PPA +30% de F.C. em nitrogênio.....	110
Figura 5.23 - DSC da Poliamida 6 sem adição de carga, segundo ciclo.....	111
Figura 5.24 - DSC da Poliamida 6/6 com 30% de Fibra de Vidro, segundo ciclo....	111
Figura 5.25 - DSC da Poliamida 6/6 com 30% de Fibra de Carbono, segundo ciclo. ....	113
Figura 5.26 -DSC da Poliftalamida com 30% de Fibra de Vidro, segundo ciclo .....	113
Figura 5.27 - Ensaio em dispositivo específico para caixas de transmissão .....	114
Figura 5.28 - Resistência ao torque (N.m.).....	115

Figura 5.29 - Engrenagens em Poliamida 6/6 (1) - Poliamida + 30% F.V. (2) - Poliamida + 30% F.C. ....	116
Figura 5.30 - Temperatura no contato entre os dentes em relação ao tempo.....	117
Figura 5.31 - Usinagem de protótipos com diferentes módulos e números de dentes .....	118
Figura 5.32 - Raio de 1,25mm na base do dente, envolvente original (a), Modificação da perfil da envolvente (b) .....	119
Figura 5.33 - Ensaio dinâmico, Z12 e módulo 4mm no momento do escoamento a 50Nm.....	119
Figura 5.34 - Simulação estática engrenagens cônicas Z14 m=3,5mm.....	120
Figura 5.35 - Simulação estática engrenagens cônicas Z12 m=4mm.....	121
Figura 5.36 - Modificação da geometria do par de engrenagens cônicas Z12 m = 4. ....	121
Figura 5.37 - Tensões na raiz do dente, par de engrenagens modificado .....	122

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Fatores de forma para Engrenagens Cilindricas de dentes retos (adaptado de Melconian).....	31
Tabela 3.2 - Propriedades mecânicas do acetal e acetal com adição de CNT (Yousef 2013) .....	34
Tabela 3.3 – Especificações das engrenagens de teste. ....	51
Tabela 3.4 – Propriedades dos materiais para as engrenagens. (W. Li et al. 2011) .	52
Tabela 3.5 - Efeito de seleção de material sobre as pressões de contato de engrenagens. (W. Li et al. 2011). ....	53
Tabela 3.6 - Efeito da folga entre as superfícies de contato dos dentes. (W. Li et al. 2011). ....	55
Tabela 3.7- Desgaste com 16Nm de torque a partir do número de ciclos. (Yousef et al. 2013) .....	56
Tabela 3.8 - Temperatura de transição vítrea de alguns polímeros .....	61
Tabela 4.1 - Propriedades dos Materiais Seleccionados (adaptado de RTP Company Product Data Sheet 2017).....	75
Tabela 4.2 - Especificações para processamento por injeção plástica dos materiais (adaptado de RTP Company Product Data Sheet 2017) .....	81
Tabela 4.3 - Propriedades do Tarugo em PA6 (Nitanyl) para usinagem de protótipos ( <a href="http://www.nitaplast.com.br/propriedades/nitanyl.pdf">http://www.nitaplast.com.br/propriedades/nitanyl.pdf</a> , acesso em 09/05/2017) .....	85
Tabela 5.1 - Fatores de forma para Engrenagens Cilindricas de dentes retos (adaptado de Melconian).....	89

Tabela 5.2 - DMTA - Poliamida 6/6 .....	105
Tabela 5.3 - DMTA - Poliamida 6/6 + 30% de Fibra de Vidro.....	106
Tabela 5.4- DMTA - Poliamida 6/6 + 30% de Fibra de Carbono .....	107
Tabela 5.5 - Torque máximo em função das geometrias e tipos de esforços aplicados. .....	118

## LISTA DE ABREVIações

AGMA	<i>American Gears Manufactures Association</i>
ABS	Acrilonitrila butadieno estireno
CNT	Nanotubos de carbono
CST	Centistoke
DMTA	Análise Térmica Dinâmico Mecânica
DSC	Calorimetria Diferencial Exploratória
FEM	Método de Elementos Finitos
GF	Fibra de Vidro
PA	Poliamida
PC	Policarbonato
PEEK	Polyether ether ketone
PNC	Polímero nanocompósito
PPA	Poliftalamida
PPO	Oxido de Fenileno
POM	Polioximetileno
PTFE	Politetrafluoretileno
TGA	Análise Termogravimétrica
PTO	<i>PolymerTechnik Ortrand</i>



## RESUMO

MELEGARI, Luis Fernando. **Avaliação de Desempenho de Compósitos Poliméricos em Engrenagens**. Porto Alegre. 2017. Tese. Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia de Materiais, PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO RIO GRANDE DO SUL.

A utilização de materiais poliméricos em substituição a diversos outros como o metal tem seu nível de desenvolvimento aumentado na aplicação de novos compostos bem como novas tecnologias de formação. Uma abordagem dos principais fatores ultimamente utilizados para sua avaliação fez-se necessária para a comprovação do comportamento dos materiais poliméricos na aplicação em engrenagens de transmissão de força. As análises apresentadas foram baseadas em experimentações práticas e através de métodos de elementos finitos, utilizando diversos compósitos e cargas de adição para formação dos polímeros testados em condições controladas de torque, temperatura e rotação, utilizando-se de desenvolvimento de dispositivo de movimentação e controle específico. As engrenagens poliméricas comportaram-se de diferentes formas em condições específicas de temperatura, rotação e solicitação de torque, apresentando resultados variados em função dos polímeros utilizados em sua formação. A geometria de projeto e construção do perfil do dente das engrenagens cônicas teve influência direta em relação ao desempenho, sendo possível a redução das tensões na raiz do dente. As peças injetadas forneceram corpos de prova para análises térmico dinâmico mecânicas, os resultados destas apresentaram discrepância entre os materiais base no que se refere a  $T_m$ . A substituição de materiais metálicos por materiais poliméricos deve levar em consideração as características para cada aplicação.

Palavras-Chaves: Engrenagens Poliméricas, Desgaste, Compósitos, Injeção Plástica.

## ABSTRACT

MELEGARI, Luis Fernando. **Performance Assessment of Polymer Composites in Gears**. Porto Alegre. 2017. Thesis. Post-Graduation Program in Engineering and Materials Technology, Pontifical Catholic University of Rio Grande do Sul.

The use of polymeric materials to substitute an array of others like metal has its development level increased when new compounds are applied as well as new formation technologies. An approach of the main factors lately used for its assessment was necessary to prove the polymeric material's behavior when applied in gears for strength transmission. The presented analysis were based on practical experiences and through methods of finite elements, using diverse composites and addition loads to form the tested polymers in controlled conditions for torque, temperature and rotation, making use of the device development of movement and specific control. The polymeric gears behave in different ways according to specific conditions of temperature, rotation and torque request, presenting a variety of results due to the polymers used in its formation. The geometry of the project and the profile construction of the conical gears' tooth had direct influence under the performance, being possible to reduce the tensions in the tooth's root. The injected pieces supply a body of proves to a mechanic dynamic thermal analysis, these results present discrepancy among the base materials regarding  $T_m$ . The replacement of metallic materials for polymeric materials must consider the characteristics of each application.

Key-words: Polymer Gears, Detrition, Composites, Plastic Injection.

## 1. INTRODUÇÃO

A crescente busca por alternativas de utilização de polímeros em substituição a diversos componentes na indústria em geral, promove o crescimento tecnológico em função do desenvolvimento de novos compostos e combinações de acordo com a proposta de utilização.

As engrenagens poliméricas são uma alternativa em substituição as engrenagens de aço, devido à demanda de materiais disponíveis, praticidade de fabricação aliado a fatores financeiros e produtivos. As vantagens das engrenagens plásticas têm sido reveladas em relação às engrenagens metálicas, apresentando bom desempenho em condições de carga controlada onde não é permitido emprego de lubrificante. Os materiais poliméricos apresentam-se como uma opção como revestimento de baixo atrito para engrenagens com interior metálico.

O processo produtivo de engrenagens poliméricas depende de uma reestruturação quanto a geometria do dente, ajustando-se as condições de moldagem e regime de trabalho, a fim de se obter o melhor desempenho possível sob as condições de carga, rotação e no que se refere ao aumento da temperatura de trabalho.

Face ao exposto, a pesquisa tem como objetivo analisar a aplicação de compósitos poliméricos em engrenagens cônicas utilizadas em uma linha de transmissão de uma máquina agrícola, em substituição ao aço como material atual.

Justificando as aplicações de diversas combinações de cargas de adição aos materiais base, para formação das engrenagens poliméricas, influenciam diretamente em relação às condições de trabalho, resistência ao desgaste, níveis de ruído e temperaturas geradas. Estes fatores são avaliados e demonstrados a fim de promover

a correta seleção dos compostos poliméricos na formação do par de engrenagens em aplicação específica.

A apresentação de um método para avaliar a substituição de engrenagens metálicas cônicas por engrenagens poliméricas contribui para o desenvolvimento de novos produtos utilizando recursos de reprojeto dimensional com auxílio de método de elementos finitos, avaliação de materiais selecionados e dispositivo de ensaio do comportamento mecânico das engrenagens.

Esta tese está dividida em capítulos, a citar: no Capítulo I apresenta-se uma breve introdução sobre o tema a ser abordado, sendo o objetivo geral e os principais objetivos específicos da pesquisa apresentados no Capítulo 2. No Capítulo 3 descreve-se as informações mais relevantes relatadas na literatura técnica especializada, e o Capítulo 4 dedica-se a parte experimental do trabalho, com os materiais e procedimentos utilizados. No Capítulo 5 são apresentados e discutidos os resultados, cujas conclusões são apresentadas no Capítulo 6. O Capítulo 7 dedica-se às propostas para trabalhos futuros, e finaliza-se com o Capítulo 8 com as referências bibliográficas.

## **2. OBJETIVOS**

Desenvolver método de avaliação da substituição de engrenagens metálicas por engrenagens poliméricas

### **2.1. Objetivos Específicos**

- 1) Desenvolver método de avaliação de compósitos poliméricos em engrenagens cônicas de transmissão de máquinas agrícolas
- 2) Desenvolver dispositivo de testes
- 3) Propor critérios para correção da geometria de engrenagens normalizadas quando fabricadas com polímeros
- 4) Propor critérios para seleção e caracterização dos materiais utilizados nessa aplicação
- 5) Resolver o estudo de caso segundo o método proposto

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Conforme (MEHAT; KAMARUDDIN; OTHMAN, 2013), engrenagens têm sido utilizadas por mais de três mil anos e comumente utilizadas na transmissão do movimento em diferentes cargas e velocidades. Devido às vantagens financeiras e práticas, a demanda do uso de plásticos em engrenagens na indústria é significativamente aumentada e sem dúvida continua no futuro.

Na última década, têm sido encontradas largas aplicações em campos industriais para engrenagens poliméricas, isto é, devido às suas vantagens, como redução de ruído, as características auto lubrificantes, redução de peso, custo, bem como características tribológicas inferiores em termos de atrito e desgaste (YOUSEF *et al.*, 2013). Os autores destacam que a substituição de materiais metálicos por materiais poliméricos vem aumentando pela sua facilidade de fabricação e excelente resistência ao desgaste.

Engrenagens de polímeros são frequentemente empregadas em situações onde não é permitida lubrificação externa, como em máquinas de processamento de alimentos e em equipamentos de escritório, como impressoras. Engrenagens de polímero com trabalho a seco são limitadas tanto na carga e velocidade devido a altas forças de atrito (DEARN; HOSKINS; PETROV; *et al.*, 2013). O atrito entre os dentes cria temperaturas elevadas para o material que conduzem a um desgaste rápido e uniforme da fusão. A evolução dos materiais poliméricos (por exemplo, polímeros contendo fibra de vidro e um lubrificante interno) e equipamentos de geometrias de dentes mudaram engrenagens polímero de movimento para transmissores de potência.

Com o rápido desenvolvimento da ciência e tecnologia na produção, processamento e aplicações de polímeros, novos materiais compostos e compósitos têm sido amplamente utilizados na indústria. A engrenagem construída em material de base polimérica apresenta vantagens, tais como o baixo nível de ruído, a resistência à corrosão, baixa densidade e pequena inércia. As engrenagens de plástico não só podem ser alternativas para as engrenagens de metal em muitas

áreas, mas também podem ser utilizadas em muitas áreas onde as engrenagens de metal são restritas (LI, J.; GAO, 2010).

Engrenagens de polímero podem ser utilizadas sem lubrificante, são mais silenciosas, são mais resistentes à corrosão, e são mais leves. Por isso os seus campos de aplicação estão aumentando continuamente. No entanto, o comportamento mecânico de materiais poliméricos é muito complexo, pois depende do tempo, da história do deslocamento e da temperatura. Além disso, é grande a diversidade de materiais poliméricos e a umidade é outro fator a ser tido em conta.(LETZELTER, ERIC *et al.*, 2010).

(DEARN; HOSKINS; PETROV; *et al.*, 2013) relatam que o desenvolvimento de novos materiais resultou no crescente uso de polímeros em elementos de máquinas. Além das vantagens já mencionadas, o baixo custo de fabricação (moldagem por injeção), promoveram a ampliação do uso desses materiais. Engrenagens em polímeros usadas com aplicação de força moderada, sem lubrificação, requerem um equilíbrio entre baixo atrito, alta resistência ao desgaste e boas propriedades mecânicas (resistência). Enquanto as forças de transmissão se elevam, podem ocorrer falhas associadas ao aumento de temperatura na superfície do dente e perdas por atrito (aumento do coeficiente de atrito), tais como o desgaste e deformação prematura do dente da engrenagem.

### 3.1. Engrenagens

Engrenagens são rodas com dentes padronizados, que servem para transmitir força e movimento entre eixos. Elas trabalham em pares, onde o dente de uma engrenagem se encaixa o vão de outra engrenagem. O par engrenado pode dotar de engrenagens de iguais tamanhos ou tamanhos diferentes, neste caso a maior engrenagem é chamada de coroa e a menor engrenagem de pinhão Figura 3.1. As partes principais dos dentes estão divididas geometricamente a partir da linha primitiva de contato, acima dela é denominada a cabeça do dente e sua dimensão corresponde ao valor do módulo na escala milimétrica. A altura do pé do dente é a parte inferior da linha primitiva até a base do dente, considerando o valor do módulo somado ao valor da folga determinada pelo raio da raiz. As características geométricas de cada tipo de

engrenagem são padronizadas pela Associação Americana dos Fabricantes de Engrenagens (AGMA), que define seus equacionamentos para dimensionamento de cada tipo de engrenagem a ser projetada.

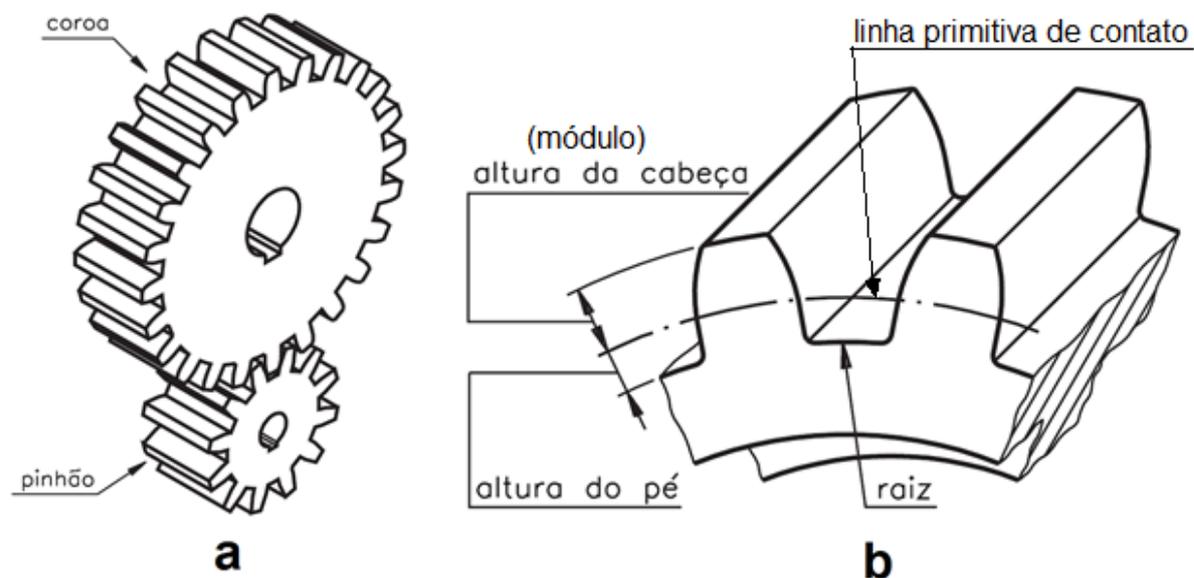


Figura 3.1 - Par de engrenagens coroa e pinhão (a) e partes principais dos dentes da engrenagem (b).  
(Adaptado de Shigley 2008)

### 3.1.1. Engrenagens Cônicas de Dentes Retos

As engrenagens cônicas de dente retos (Figura 3.2a) possuem formato que permite a transmissão de movimento entre eixos concorrentes (que se encontram no mesmo ponto quando prolongados), em diferentes inclinações. A coroa e o pinhão de cada par engrenado deve ser projetado de acordo com cada aplicação, sendo que o número de dentes de cada engrenagem do par e a inclinação dos eixos concorrentes (Figura 3.2b) resultam na forma final específica do par. A padronização da geometria construtiva dos pares engrenados para engrenagens cônicas de dentes retos também é definida pela AGMA.

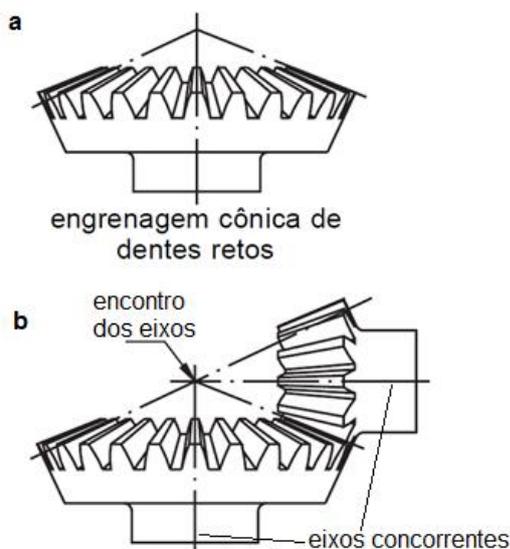


Figura 3.2 - Engrenagem Cônica de Dentes Retos (a) e Eixos Concorrentes (b). (Adaptado de Shigley 2008)

Para determinação das dimensões do par engrenado, deve-se calcular o ângulo da linha primitiva de contato ( $\delta$ ), o diâmetro primitivo ( $d_0$ ) e o diâmetro primitivo médio ( $d_{0\text{médio}}$ ), de acordo com o posicionamento das engrenagens ( $\alpha$ ). A apresenta os itens de cálculo para dimensionamento inicial do par de engrenagens cônicas de dentes retos.

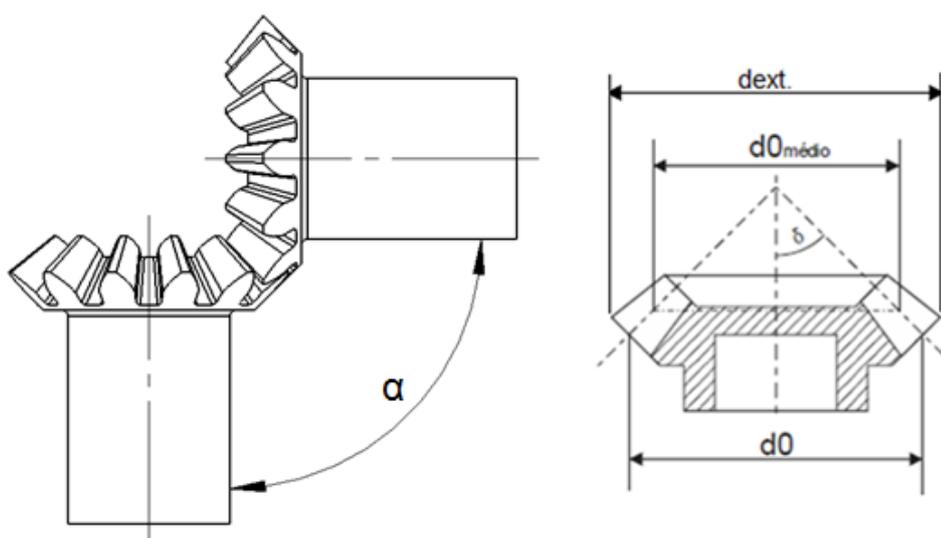


Figura 3.3 - Itens de cálculo para Dimensionamento inicial do par de engrenagens cônicas de dentes retos (do autor).

A linha primitiva de contato entre os dentes está diretamente relacionada ao ângulo de disposição dos eixos das engrenagens ( $\alpha$ ), o ângulo de inclinação ( $\delta$ ) é calculado a partir da equação 3.1 utilizada por Shigley (2008).

$$Tg\delta = \frac{Z_2}{Z_1} \quad [3.1]$$

Onde  $\delta$  = Ângulo da linha primitiva de contato

O diâmetro primitivo ( $d_0$ ) é calculado a partir do número de dentes da engrenagem ( $Z$ ) e o módulo ( $m$ ), neste caso o tamanho do dente e sua quantidade determinam o tamanho da engrenagem (Equação 3.2) . O diâmetro primitivo médio é a região onde há a maior pressão de contato entre os dentes (Equação 3.3) e depende da largura do dente da engrenagem ( $b$ )

$$d_0 = m \cdot Z \quad [3.2]$$

$$d_{0m} = d_0 - (b \cdot \cos\delta) \quad [3.3]$$

Com a Equação 3.4 calcula-se o diâmetro externo ( $D_{ext}$ ) da engrenagem, considerando o diâmetro primitivo ( $d_0$ ) e o módulo ( $m$ ) decomposto em relação a inclinação da linha primitiva de contato.

$$D_{ext} = d_0 + 2 \cdot m \cdot \cos\delta \quad [3.4]$$

A altura do dente das engrenagens cônicas de dentes retos são representadas pela Equação 3.5, com a utilização de uma constante sugerida por Shigley (2008), o valor considera a altura do dente do diâmetro primitivo até a raiz, até a crista e a folga de trabalho.

$$h = 2,166 \cdot m \quad [3.5]$$

A Figura 3.4 apresenta a forma final das engrenagens em corte para representação da altura total do dente.



Figura 3.4 – Representação geométrica da altura do dente na engrenagem cônica. (do autor)

A força tangencial (Equação 3.6) atuante no diâmetro primitivo médio ( $D0_{médio}$ ) é resultante do momento torçor (MT) a ser transmitido pelo par engrenado. Deve ser estimada para o cálculo da tensão aplicada na raiz do dente da engrenagem na verificação da sua resistência quanto a pressão de contato (MELCONIAN, 2000). Está representada graficamente na Figura 3.5.

$$FT = \frac{2 \cdot MT}{d0_m} \quad [N] \quad [3.6]$$

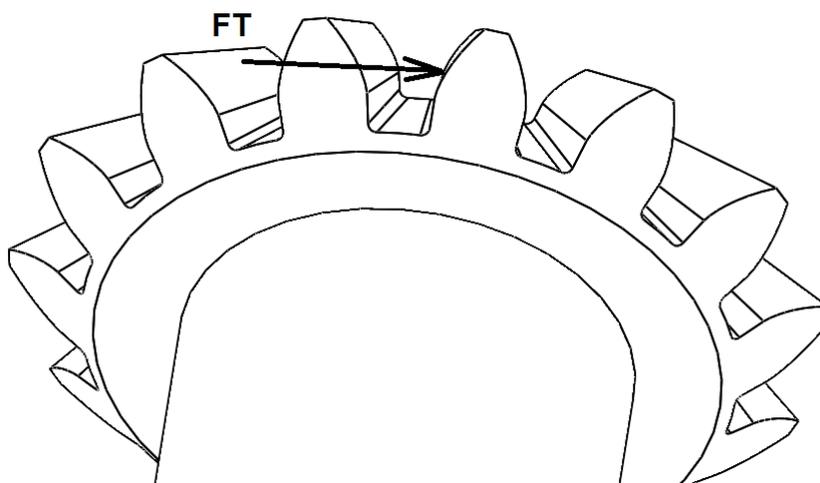


Figura 3.5 - Representação do vetor da força tangencial na engrenagem cônica

A tensão máxima atuante na raiz do dente é determinada a partir do número de dentes equivalentes, segundo Melconian (2000) trata-se da decomposição do número de dentes real da engrenagem e o ângulo primitivo de contato (Equação 3.7).

$$Z_e = \frac{Z}{\cos \delta} \quad [3.7]$$

O fator de forma do dente é obtido através da tabela de conversão sugerida por Melconian (2000) a partir de uma tabela. Os valores são extraídos a partir do número de dentes equivalentes e aplicados na Equação 3.8.

Tabela 3.1 - Fatores de forma para Engrenagens Cilíndricas de dentes retos (adaptado de Melconian)

Nº de dentes	17	18	21	24	28	34
Fator de forma	3,6	3,5	3,3	3,2	3,1	3

A tensão máxima de flexão na raiz do dente ( $\sigma_{\text{máx.}}$ ) é calculada a partir da força tangencial atuante no raio primitivo do engrenamento, considerando a largura da engrenagem, fator de forma, módulo e fator de serviço ( $e$ ), sugerido por Melconian(2000), adaptado da norma AGMA, onde para serviços leves deve ser considerado um fator de 1,75 até 1,00 para serviços pesados.

$$\sigma_{\text{máx.}} = \frac{F_T \cdot q}{b \cdot m \cdot e} \quad [3.8]$$

Os resultados obtidos a partir do dimensionamento das engrenagens de dentes retos e posteriormente a verificação da tensão na raiz do dente por critério de pressão, permite comparar com as propriedades mecânicas dos materiais selecionados.

### 3.2. Compósitos e Cargas de Adição

A Poliamida 6/6 é um dos termoplásticos de engenharia mais versáteis, devido ao seu equilíbrio de resistência, ductibilidade e resistência ao calor, sendo um excelente candidato para aplicações de substituição de metal. Os fabricantes desta

Poliamida relatam a ampla janela de processamento que permite sua utilização em elementos complexos com paredes finas até grandes carcaças de paredes espessas, além da facilidade de modificar com adição de cargas, fibras, lubrificantes e modificadores de impacto.

Segundo Senthilvelan e Gnanamoorthy 2007; Gasparin et al. 2012; Kurokawa et al. 2003 existe uma grande variedade de Poliamidas disponíveis comercialmente, essa versatilidade a torna um dos termoplásticos de engenharia amplamente utilizados. Sua nomenclatura numérica é realizada de acordo com o número de átomos de carbono na diamina e dibásico monômeros ácidos utilizados na sua fabricação. A proporção destes átomos fornece propriedades específicas a cada Poliamida. As Poliamidas comercialmente disponíveis são a PA6, PA4/6, PA 6/6, PA 6/10, PA6/12, PA11 e PA12.

Todas as Poliamidas possuem o mesmo grupo funcional amida (CONH). Alguns desses polímeros são obtidos a partir de dois materiais base, cada número corresponde ao número de átomos de carbono da Poliamida. A PA6/6 é um exemplo de hexametilenodiamina e ácido adípico como suas matérias primas, possuindo 6 átomos de carbono cada uma, já a PA6 possui 6 átomos de carbono polimerizada a partir da caprolactama. Estes grupos polares (CONH) são influenciadores no comportamento mecânico do polímero, quanto menor a distancia entre esses grupos, melhores são as propriedades térmicas e mecânicas. A absorção de água é restringida conforme aumenta o número de pontes de hidrogênio, o que justifica a necessidade de secagem a PA6 e PA6/6 antes do processo de injeção de peças de engenharia.

As Poliamidas 6 e 6/6 atingem o ápice da tenacidade após estabilizadas com 1 a 2% de umidade, portanto após o processo de injeção faz-se necessário a hidratação das peças para que a água atue como plastificante no polímero, fazendo a separação das cadeias moleculares e diminuindo a cristalinidade e a temperatura de transição vítrea. Este procedimento faz com que a peça rígida e frágil se torne tenaz e com resistência ao impacto.

Uma vez que as Poliamidas 6 e 6.6 atingem ótima tenacidade somente após estabilizadas com 1 a 2% de umidade, seus produtos não devem ser colocados

imediatamente em serviço. As ligações de hidrogênio das Poliamidas 6 e 6/6 tornam a atração intermolecular muito maior em relação as PA 6/10, PA6/12, PA11 e PA12, aumentando muito a resistência térmica e mecânica. Com reduzida absorção de umidade, as Poliamidas 11 e 12 servem de base a compostos com excelente estabilidade dimensional e propriedades adequadas a exigências de projetos de alta precisão. (PEPASA,2015).

A utilização de reforços de fibras permite o incremento de resistência física em até 5x comparado com a resina base e sua rigidez em cerca de 10x. A adição de lubrificantes internos melhora ainda mais a resistência ao desgaste (RTP COMPANY,2017).

A Poliftalamida (PPA), comparada à Poliamida, oferece maior resistência mecânica, maior dureza, menos sensibilidade à umidade além de manter estas propriedades em temperaturas mais altas. A Poliftalamida atende a mesma gama de aplicações que a Poliamida, com desempenho e custo superiores.

(MEHAT; KAMARUDDIN; OTHMAN, 2013) relatam que o Poliamida (PA) pode perder de 5 a 10% de sua resistência mecânica quando submetido a um aumento de temperatura de 10°C. Em contrapartida, o acetal (polióxido de metileno – POM) apresenta boa resistência mecânica e baixo coeficiente de atrito. No entanto, o acetal é frágil e tem baixo nível de resistência ao choque em comparação com o Poliamida, além de ser ruidoso se utilizado sem lubrificação. Estes fatores devem ser avaliados quanto à utilização de determinado material e sua aplicação. No caso de engrenagens, a que condições de trabalho a peça será submetida.

Para a aplicação de materiais de base polimérica em peças de engenharia, problemas associados às condições de utilização das peças podem ser minimizados pelo uso de aditivos ao material polimérico. (YOUSEF *et al.*, 2013), por exemplo, relatam alterações benéficas nas propriedades mecânicas na adição de cargas a Poliamida durante seu processamento por injeção. A Figura 3.6 apresenta a excelente dispersão de CNT (Nanotubos de Carbono) com o acetal, além de fortes ligações cruzadas que são apresentadas através da microscopia eletrônica de varredura, em amostras onde a carga de adição representam 1% do peso total do corpo de prova

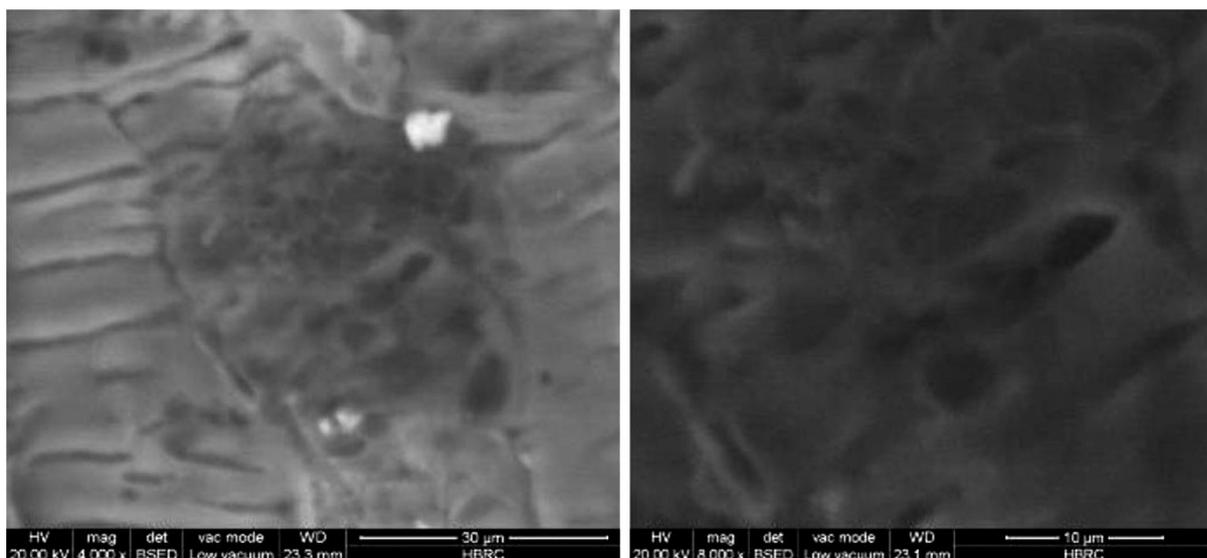


Figura 3.6- Imagens por MEV do compósito CNT/acetona contendo 1% de CNT. (Yousef 2013).

A adição de Nanotubos de Carbono ao acetona na aplicação em engrenagens injetadas aumenta a resistência ao desgaste, o módulo de elasticidade e rigidez, bem como a resistência ao torque. Kiziltas et al. 2016 afirma que dos materiais (acetona) não é afetada pela adição de nanotubos de carbono. A Tabela 3.2 apresenta os valores obtidos em comparação ao material sem adição de CNT.

Tabela 3.2 - Propriedades mecânicas do acetona e acetona com adição de CNT (Yousef 2013)

Propriedades	Acetona	CNT's / Acetona
Resistência a tração (MPa)	45	57
Módulo de Young (Mpa)	1718	1931
Tensão Máxima	7;2	6,7
Rigidez	1192	1340
Dureza	97	97

A Figura 3.7, apresenta dados obtidos a partir de corpos de provas fabricados com os materiais injetados (flanges), em relação as curvas de tensão – deformação para fins de comparação do acetona ao compósito.

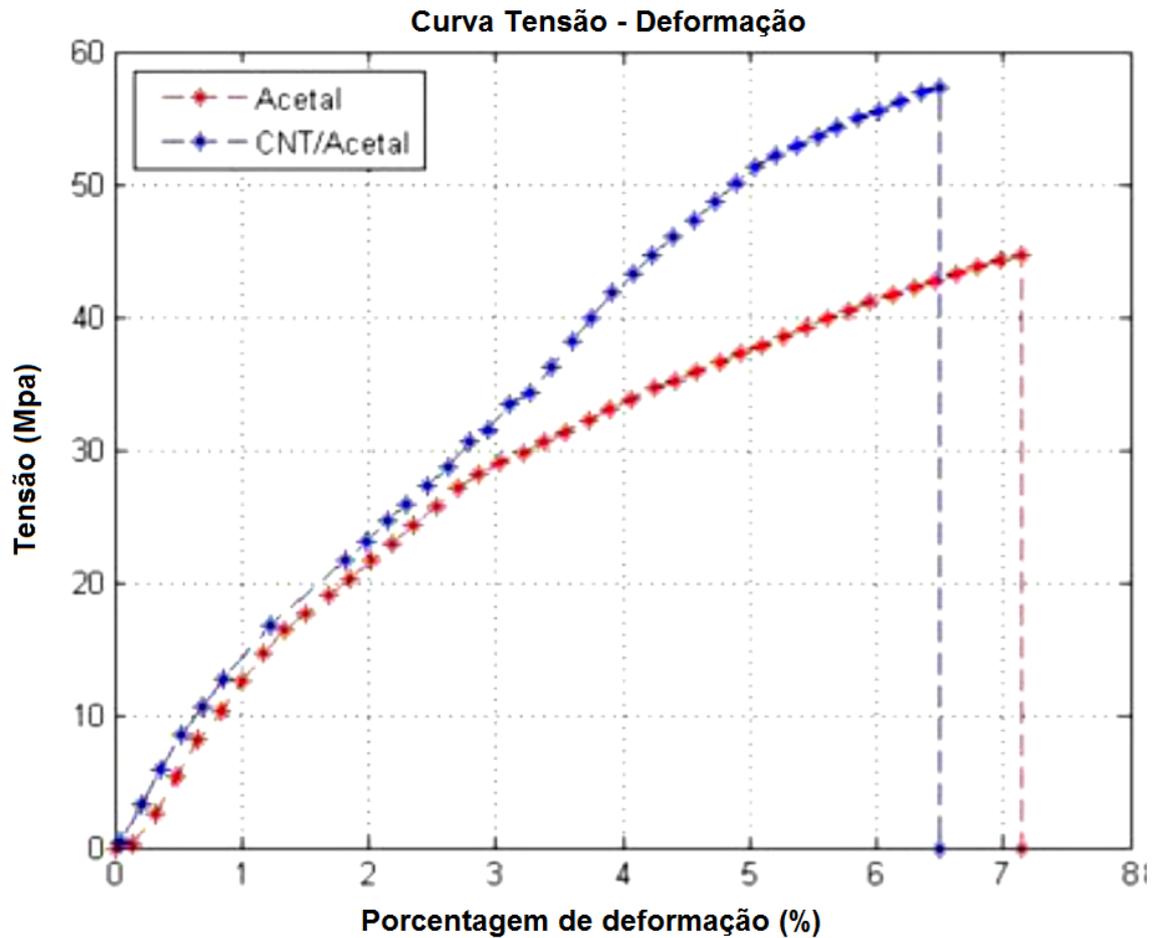


Figura 3.7– Curvas tensão-deformação do Acetal e Acetal/CNT (Yousef 2013).

(HU; HOSSAN, 2013) recomendam cuidado ao trabalhar com compósitos utilizando fibras longas, no que se refere a fabricação de engrenagens. Em uma abordagem a partir da análise utilizando elementos finitos (FEM), destacam que os maiores níveis de tensões são absorvidos no canto da raiz do dente (Figura 3.8). O fato de injetar um material utilizando fibras de carbono ou fibras de vidro como componente adicional no material base pode gerar consequências negativas ao processo de fabricação com material virgem. O fato de usarem-se posteriormente as engrenagens a partir de um flange previamente injetado pode gerar o corte das fibras nessas regiões, gerando resultados negativos.

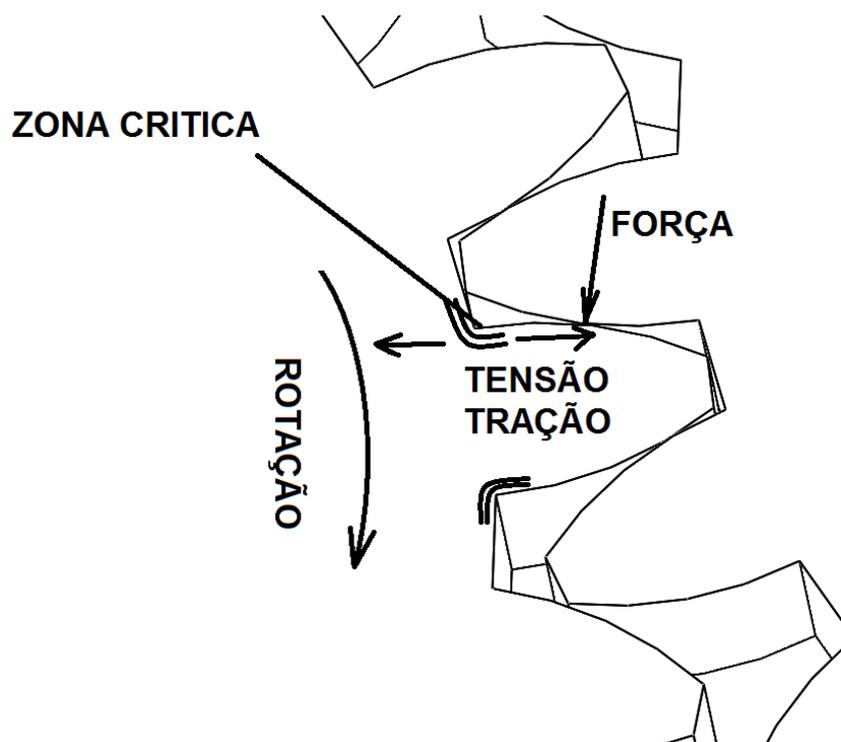


Figura 3.8 - Representação esquemática da distribuição de fibra e carga na região da raiz do dente (HU; HOSSAN, 2013).

O processo de moldagem por injeção é um método de produção em massa bem estabelecido para materiais poliméricos, no qual em uma forma complexa o polímero reforçado com fibra de carbono pode ser produzido de forma fácil e com precisão. Na moldagem por injeção, a orientação da fibra é anisotrópica. Processos de moldagem por injeção devidamente controlada mostra a orientação das fibras paralela à direção do fluxo na camada superficial de componentes mecânicos complexos, gerando materiais com novo nível de ruído, utilizáveis sem lubrificante, de alta resistência e precisão na engrenagem e transmissão de energia de movimento (HU; HOSSAN, 2013). Os autores relacionam a direção das fibras no processo de injeção como fator determinante sobre o nível de resistência ao desgaste, bem como o design bem sucedido do componente.

Engrenagens de Poliamida reforçadas com fibra de vidro fabricadas por processos de moldagem por injeção adequadamente controladas poderiam ser consideradas para utilização na transmissão de energia inferior onde são utilizadas as engrenagens de aço, e podem ser utilizadas em substituição de engrenagens em

Poliamida, nas quais a aplicação é importante ou o desenho de transmissão de carga não é satisfeito (HU; HOSSAN, 2013).

Muito tem sido escrito sobre a capacidade do polímero PEEK quanto a sua resistência quando exposto a temperaturas elevadas e outras propriedades importantes, incluindo a força e resistência química, o que o torna material de aplicação, substituindo o metal como polímero moldado para engrenagens. (Kleiss 2011, Kurokawa, Uchiyama, e Nagai 2000; Quadrini e Squeo 2007)

(KLEISS, 2011) afirma que para aplicações de sucesso na substituição de engrenagens de aço por engrenagens de PEEK - "*polyether ether ketone*", moldadas por processo de injeção, em alguns casos é imprescindível a modificação da sua geometria. Inicialmente ao fazer seu primeiro teste, construiu a cavidade do molde com mesma geometria da engrenagem de aço, porém não obteve sucesso quanto ao desempenho.

O desempenho das engrenagens plásticas nas aplicações de transmissão de movimento com elevada utilização de energia é bastante limitado, devido a fracas propriedades mecânicas e mecanismo divergente de falhas (MEHAT; KAMARUDDIN; OTHMAN, 2013). A seleção de materiais é o fator crítico para o processo de moldagem por injeção na fabricação de engrenagens plásticas, há variações de composição e reforços para um mesmo material (ex. Poliamida 6, Poliamida 6/6, Poliamida 12), que apresentam diferenças de resistência mecânica e ao desgaste importantes se comparados a outros plásticos ou metais.

Embora a inclusão de elementos de reforço ao material polimérico utilizado na produção de engrenagens possa trazer diminuição do desgaste e aumento da resistência no uso da peça, é necessário destacar que a distribuição da carga na matriz deve ser sempre considerada. Investigações quanto à aplicação de compostos de fibra de vidro adicionados a discos de Poliamida revelaram aumento de seu desempenho, porém ao ser removida a primeira camada da superfície, observa-se o aparecimento de uma camada predominante abrasiva a matriz do material. (HU e HOSSAN 2013, SENTHILVELAN e GNANAMOORTHY 2006).

A comparação da Poliamida reforçada com fibra de vidro em relação à Poliamida pura, apresenta uma maior resistência ao desgaste em relação ao tempo inicial de utilização. Após o afloramento da camada interna do componente, os níveis de desgaste aumentam e se tornam superiores ao material sem reforço, podendo fazê-lo ter vida útil menor apesar das melhores condições iniciais de trabalho (baixo atrito, maior resistência mecânica, menor desgaste). (DEARN; HOSKINS; ANDREI; *et al.*, 2013).

A eficiência de transmissão de energia das engrenagens poliméricas pode ser melhorada através de reforço da matriz com fibras curtas. A presença de fibra na superfície do componente aumenta sua rugosidade. Além disso, a orientação das fibras regula a rigidez de engrenagem, e é difícil manter a orientação na direção efetiva em toda a geometria dos dentes da engrenagem.

(KIRUPASANKAR; GURUNATHAN; GNANAMOORTHY, 2012) destacam a utilização de silicato de hectorita (argila) adicionada a Poliamida 6 (PA6) em razões de 3% e 5% ,influenciando diretamente na deformação do dente de engrenagens assim como na superfície de contato. Estes fatores atuam diretamente na eficiência da transmissão do movimento e suas perdas. A Figura 3.9 apresenta a potência perdida em uma transmissão montada com diferentes engrenagens de Poliamida com cargas orgânicas em quantidades diferenciadas, engrenadas com engrenagem de aço. O coeficiente de atrito está diretamente relacionado à perda energética. Kiziltas et al. 2016 fazem uma projeção de aumento de 8,2% na utilização de cargas orgânicas aos polímeros entre os anos de 2015 a 2020.

Gasparin et al. 2012 relatam a utilização de reforços em Poliamida para utilização em engrenagens helicoidais oferecendo boas condições mecânicas após o processo de moldagem por injeção plástica. Reforços utilizando fibra de vidro (GF), podem variar de 15 a 60% misturado a matriz. Alguns polímeros injetados com diferentes cargas de adição oferecem modificações em suas propriedades mecânicas após o tratamento térmico.

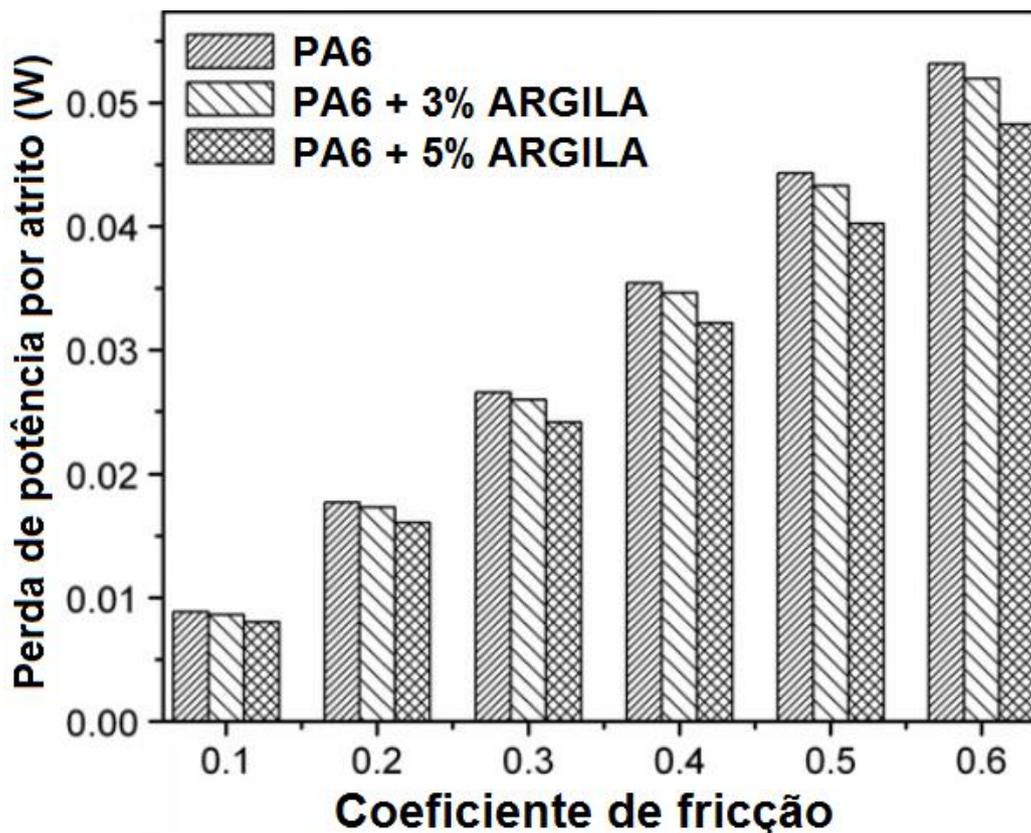


Figura 3.9 - Perda de potência por atrito em engrenagem PA6 e PAC com aço a 1200 rpm e torque de 1,5 N m. (KIRUPASANKAR; GURUNATHAN; GNANAMOORTHY, 2012).

Os resultados apresentados por (GASPARIN *et al.*, 2012) em relação às condições mecânicas oferecidas nas engrenagens injetadas com adição de fibra de vidro em diversas proporções, apresentaram resistência a tração superior as demais combinações testadas, no entanto o tratamento térmico aplicado ao material pode apresentar perda resistência em alguns casos (Figura 3.10). A Poliamida 6 e 6/6 não tem melhoras em suas propriedades de resistência a tração quando tratada termicamente pura ou injetada com cargas de adição variáveis de 15 a 60%.

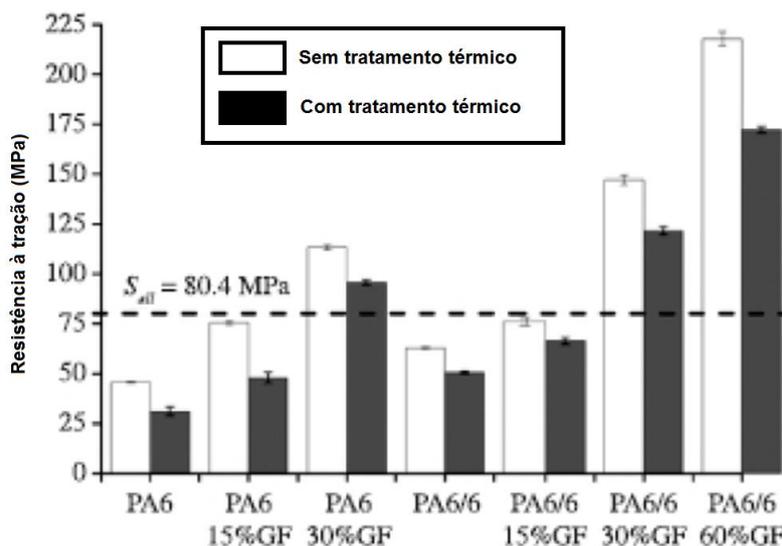


Figura 3.10 - Tensão de escoamento em engrenagens de Poliamida. (Gasparin et al 2012).

Os autores relatam que a água absorvida pela Poliamida após o processo de moldagem por injeção, age como um plastificante, dando mais aderência ao material, o que melhora suas condições quando não oferecido o tratamento térmico à engrenagem. A Figura 3.11 apresenta os valores para o Módulo de Young, onde a Poliamida 6 e a Poliamida 6/6 com a maior adição de fibra de carbono ofereceram os melhores resultados.

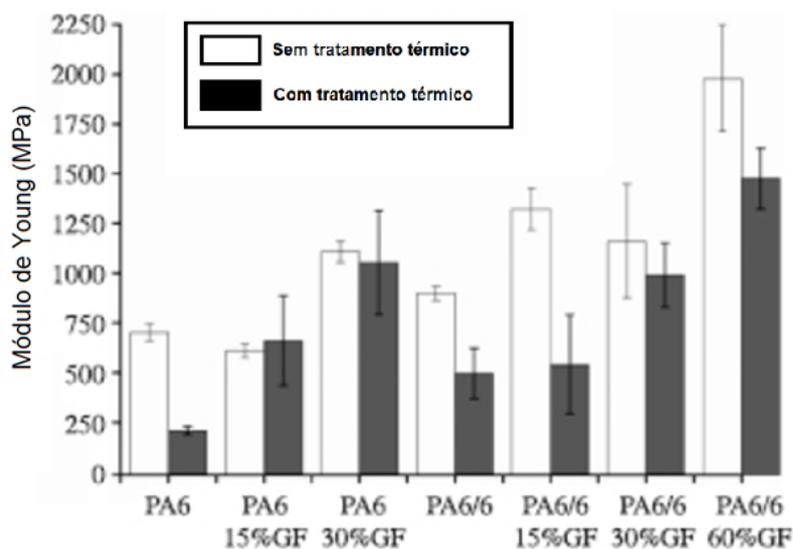


Figura 3.11 - Módulo de Young em engrenagens de Poliamida. (GASPARIN *et al.*, 2012).

As amostras com a mais alta resistência ao impacto foram PA GF 60%, PA6, PA 6/6 30% de GF e em quarto lugar, PA 6, 15% e 30% de GF, de acordo com a

Figura 3.12. O tratamento térmico promov melhoria na resistência ao impacto, principalmente para PA 6. O peso molecular mais elevado da PA 6.6 contribuiu para a maior diferença entre os não tratados e tratados com as amostras de PA6, embora para tal comportamento GF 30% não é confirmada por Gasparin et al. 2012.

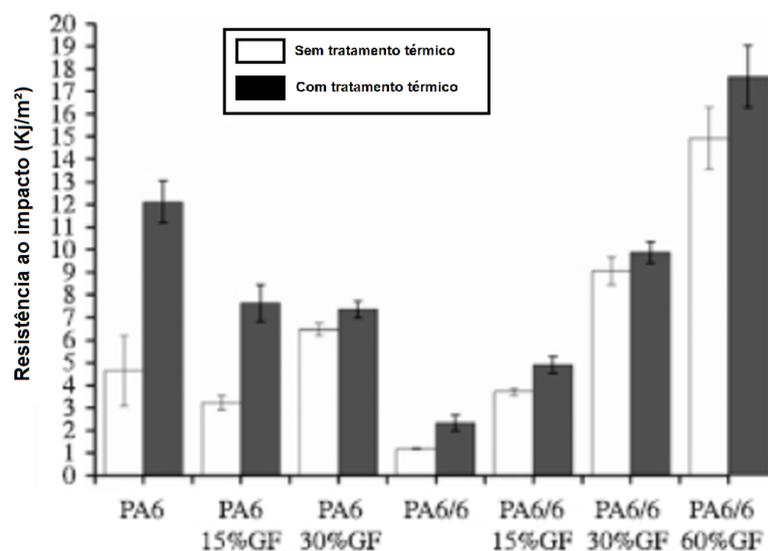


Figura 3.12 - Resistência ao impacto em engrenagens de Poliamida. (GASPARIN *et al.*, 2012).

O deslizamento que ocorre entre as engrenagens helicoidais fabricadas em PA é o principal fator responsável pela perda de massa em tais componentes. Como pode ser visto na Figura 3.13, os materiais com a menor perda de massa ou a maior resistência à abrasão foram PA6 e PA6.6 puro e a perda de massa superior ocorre ao PA GF 60%. No entanto, os estudos confirmaram a redução do aquecimento durante o contato e deslizamento, devido à modificação do coeficiente de atrito.

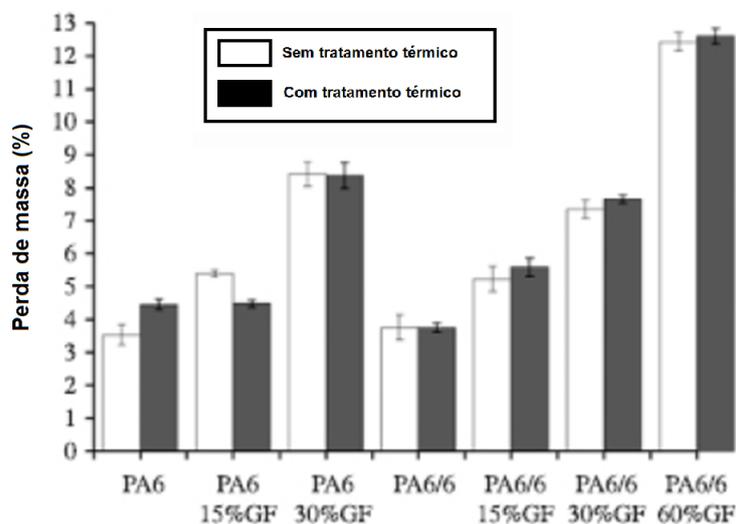


Figura 3.13 - Resistência a abrasão em engrenagens de Poliamida. (GASPARIN *et al.*, 2012)

Para GASPARIN et al. 2012 o coeficiente de atrito de PA reforçado com GF (PA6.6 30% GF) é menor em relação ao polímero sem adição de carga. A absorção de água pela Poliamida, em geral, diminui a rigidez e aumenta a resistência ao impacto. O tratamento térmico, no entanto, não apresenta qualquer influência significativa em testes de abrasão, enquanto o reforço com fibra de vidro aumenta a perda de massa (maior desgaste) pelo afloramento das fibras após uma remoção de pequena camada superficial.

A alta quantidade de reforço de fibra de vidro em engrenagens (PA60%GF) gera tendência a primeira escolha como composição para tal aplicação, devido à sua maior rigidez e resistência à tração para suportar a carga de flexão. Assim como a engrenagens em PA6 30% GF apresentam a maior gama de resistência à compressão. Essa dupla também apresenta a melhor viabilidade, porém devem ser avaliadas questões de custo e processamento, no caso de injeção plástica, o desgaste prematuro da rosca transportadora pelo material abrasivo. (GASPARIN *et al.*, 2012)

### 3.3. Geometria e Moldes

Além da seleção do material, uma parte adequada ou projeto de molde também desempenha um papel importante no sentido de obter o máximo desempenho em engrenagens plásticas. A alta qualidade do molde inicia em sua concepção e construção. O molde deve sempre ter canais próprios de refrigeração, ventilação, canais de tamanho adequado, boa capacidade de injeção e extração, acabamento de superfície do molde de qualidade, ajustes de precisão e tolerâncias de concentricidade entre os componentes do molde e seleção adequada material do molde. Qualquer erro de julgamento na parte e projeto de moldes pode levar a consequências desastrosas para a engrenagem de plástico a ser produzida e causar modificações posteriores na linha de produção. O molde deverá ser constituído a partir do material selecionado para a injeção da engrenagem (MEHAT; KAMARUDDIN; OTHMAN, 2013).

Os autores apresentam as ferramentas computacionais para a simulação dos parâmetros ideias de injeção a partir de modelos construído em 3D, seguindo as

normas da *American Gears Manufacturers Association* (AGMA), apresentado na Figura 3.14.



Figura 3.14 – Engrenagem em 3D para simulação. (MEHAT; KAMARUDDIN; OTHMAN, 2013)

A simulação do desempenho do molde de injeção permite a verificação de projeto quanto a aplicação um ou vários canais de injeção (gate) em diferentes posições para os modelos virtuais. A Figura 3.15 apresenta os três modelos com alimentação lateral (a), central circular (b) e com múltiplos pontos equidistantes (c)

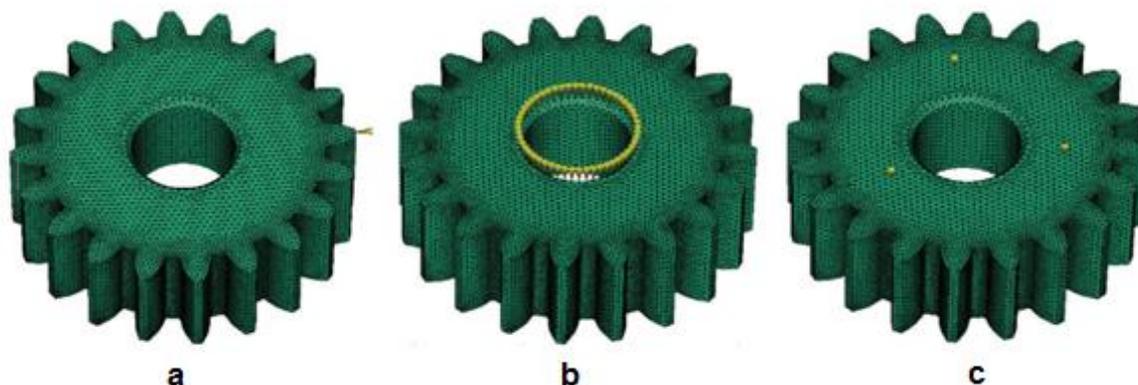


Figura 3.15 – Distribuição dos pontos de entrada para simulação (MEHAT; KAMARUDDIN; OTHMAN, 2013).

A homogeneidade da injeção (Figura 3.16), amenização dos pontos de soldas, apresenta melhor resultado no ponto de injeção que foi distribuído uniformemente na forma anelar central da engrenagem (b), porém os três pontos equidistantes de injeção apresentaram boa distribuição de material dentro da cavidade (c). A injeção pelo ponto lateral (a) além de causar pontos de solta na união do material no final da cavidade em relação ao sentido do fluxo, causará problemas devido a contração do material no momento do resfriamento, sendo este em direção ao centro de massa da peça

juntamente em relação ao sentido do fluxo, prejudicando a concentricidade do formato (MEHAT; KAMARUDDIN; OTHMAN, 2013).

Por outro lado, no modelo de engrenagem com entrada central circular a injeção do material é radial em todos os sentidos, o que se torna importante para a concentricidade da engrenagem, uma vez que o a entrada central é alimentada a partir de um canal de entrada concêntrico, um fluxo uniforme para todas as partes da cavidade torna-se fácil de manter. Isto irá resultar em padrão de fluxo radial de desenvolvimento da geometria na cavidade.

Embora o padrão de fluxo radial resulte em estirpes conflitantes residuais, a simetria destas tensões, as tensões resultantes, e a rigidez estrutural fornecida pela forma de engrenagem geralmente resultará em condições de moldagem aceitáveis. Para a injeção em três pontos equidistantes, este tipo de propagação resulta em um padrão de enchimento mais uniforme, com razoável viscosidade de plástico quando as soldas de materiais, bem como cria encolhimento uniforme em todas as direções.

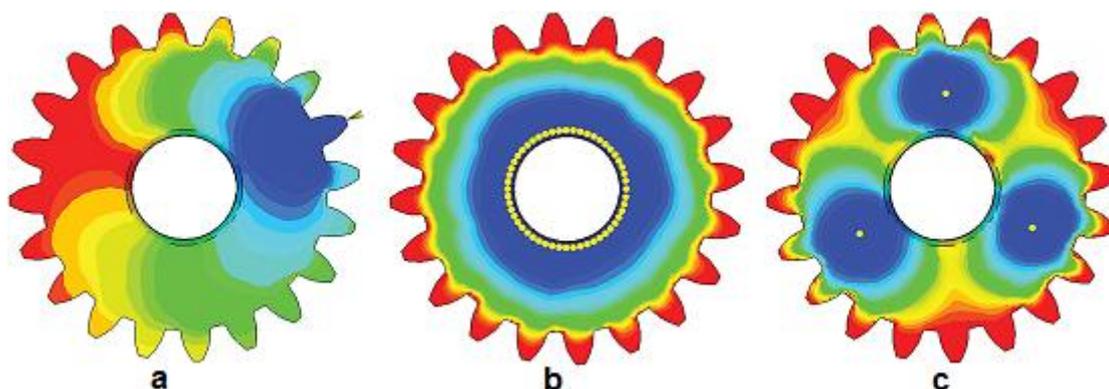


Figura 3.16 – Simulação enchimento da cavidade (MEHAT; KAMARUDDIN; OTHMAN, 2013).

O efeito da forma da engrenagem a ser substituída por uma engrenagem construída através do processo de moldagem por injeção deve levar em consideração a aplicação de forças sobre a engrenagem e desgaste, bem como deve ser avaliado o processo produtivo. O molde de injeção deve estar devidamente projetado para poder ser construído de forma viável, e que permita alta produção. Os raios nos cantos dos dentes das engrenagens devem ser avaliados como fator principal na concepção da geometria.

A Figura 3.17 demonstra a cavidade da engrenagem produzida por moldagem por injeção, onde o molde é constituído por um sistema de três placas, e os canais de injeção são distribuídos em um andar superior no molde, podendo ser aplicado o ponto de injeção na face da peça a uma distância equivalente entre todos os dentes da engrenagem, mantendo a uniformidade da distribuição do material na cavidade.



Figura 3.17 – Cavidade do molde de injeção de engrenagens PEEK (KLEISS, 2011)

J. LI e GAO 2010; RAJ e JAYARAJ 2013; MARIMUTHU e MUTHUVEERAPPAN 2016 apresentam que a modificação dos raios dos cantos dos dentes é o fator principal para o incremento de desempenho de engrenagens moldadas por processo de injeção. Na Figura 3.18 são apresentadas soluções quanto à modificação dos raios de canto no topo do dente (Figura 3.18a) e o máximo raio aplicado no fundo do dente (Figura 3.18b). A modificação do perfil do dente da engrenagem permite menores pressões de contato, menor arrancamento de material por atrito, assim como o arredondamento do fundo do dente fornece ao conjunto maior resistência à fratura.

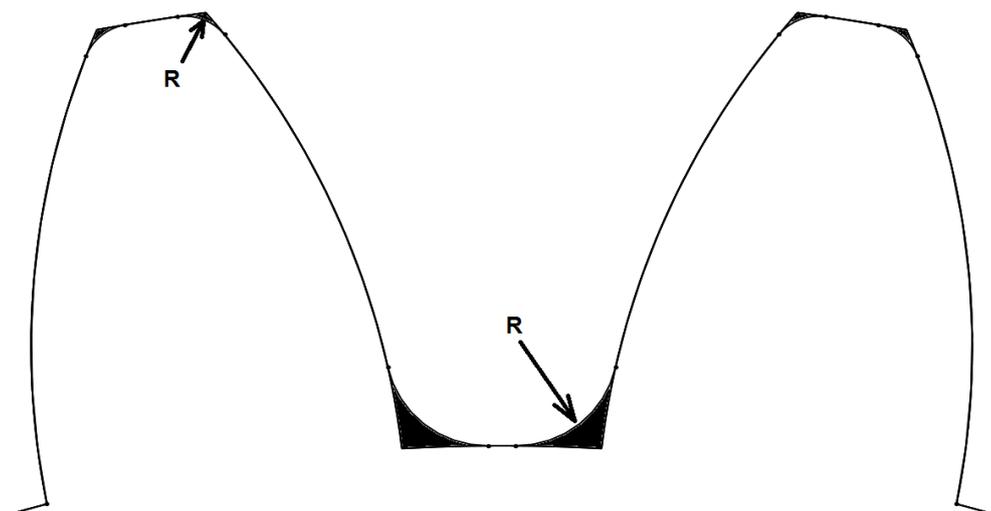


Figura 3.18 – Modificação do perfil do dente em engrenagens plásticas. (LI, J.; GAO, 2010).

As mudanças de geometria do dente interferem diretamente na superfície de contato e na resistência do mesmo. Alterações na altura do dente aumentam a superfície de contato enquanto o aumento do ângulo de pressão fornece resistência ao dente. A Figura 3.19a demonstra a modificação da geometria no fundo do dente sugerida por KLEISS, e a inserção de pequenos raios no topo do dente, a fim de comparação com a primeira engrenagem produzida (Figura 3.19b).

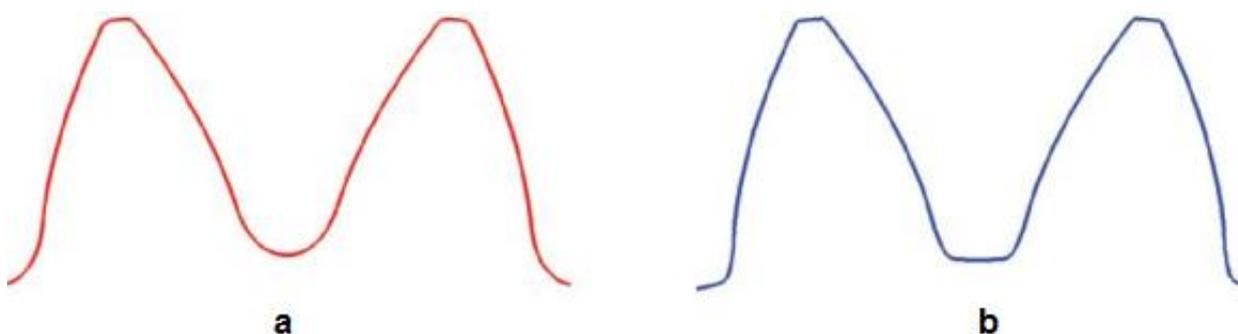


Figura 3.19 – Modificação da geometria do dente da engrenagem PEEK (KLEISS, 2011).

As tolerâncias dimensionais estão diretamente ligadas à forma de produzir as engrenagens em PEEK, diretamente ligadas ao projeto do molde, processo de produção (variação da dimensão de acordo com parâmetros do processo), temperatura e umidade absorvida após a fabricação.

MEHAT, KAMARUDDIN, e OTHMAN 2013; MARIMUTHU e MUTHUVEERAPPAN 2016; NOZAWA et al. 2009 destacam a facilidade em produzir moldes de injeção plástica para engrenagens. A precisão deve ser analisada constantemente no que se refere aos processos utilizados para a fabricação das cavidades, bem como a previsão de contração do material, a rigidez do molde, a refrigeração e facilidade de operação.

Além da construção dos moldes, o próprio processo de moldagem deve ser considerado. O uso de injetoras com monitoramento controle estatístico de processo, controladas numericamente é o fator chave para o sucesso da moldagem. O controle de tempo de injeção, controle de pressão, estabilidade de temperatura e consistência material permitem produzir forma final da engrenagem (Figura 3.20). O autor ainda apresenta ambas as engrenagens, com o novo design e a engrenagem com o projeto anterior. O novo projeto da engrenagem moldada por injeção superou o antigo projeto e atendeu a aplicação de utilização.



Figura 3.20 – Engrenagens PEEK moldadas por processo de injeção (KLEISS, 2011).

IMREK 2009 sugere como modificação dimensional para aumento de desempenho, o aumento da área de contato no dente das engrenagens, com diminuição das tensões nas faces, obtendo melhor desempenho em engrenagens fabricadas em Poliamida 6 e Poliamida 6/6. A Figura 3.21 demonstra o reforço oferecido ao dente de uma engrenagem. As regiões de contato são distribuídas em

relação a altura do dente e a sua área de contato, para posterior averiguação da temperatura em cada região.

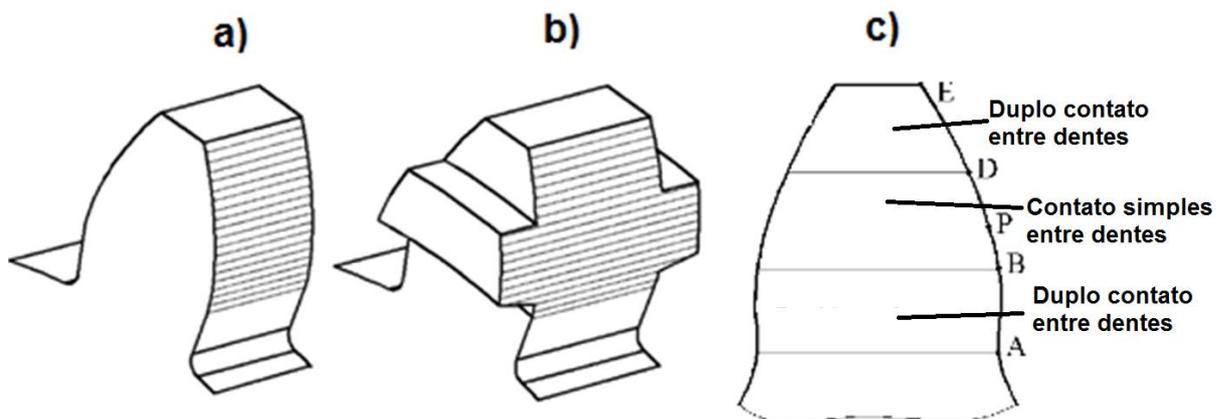


Figura 3.21 – Perfil do dente normal (a) e perfil do dente modificado (b), regiões de análise de temperatura (c). (DÜZCÜKOĞLU; IMREK, 2008)

IMREK 2009; S. LI e ANISETTI 2016 apresentam o gradiente de variação de temperatura como proporcional a superfície de propagação do calor bem como a pressão de contato na superfície do dente da engrenagem, os gráficos (Figura 3.22) demonstram o comparativo de desgaste na engrenagem normal e na engrenagem com perfil do dente modificado em relação a diferentes torques respectivamente aplicados de 4,41, 6,62 e 8,82N.m. A propagação de trincas superficiais na região de contato foram atenuadas na engrenagem modificada, devido a maior área de contato estar diretamente relacionada à pressão na superfície.

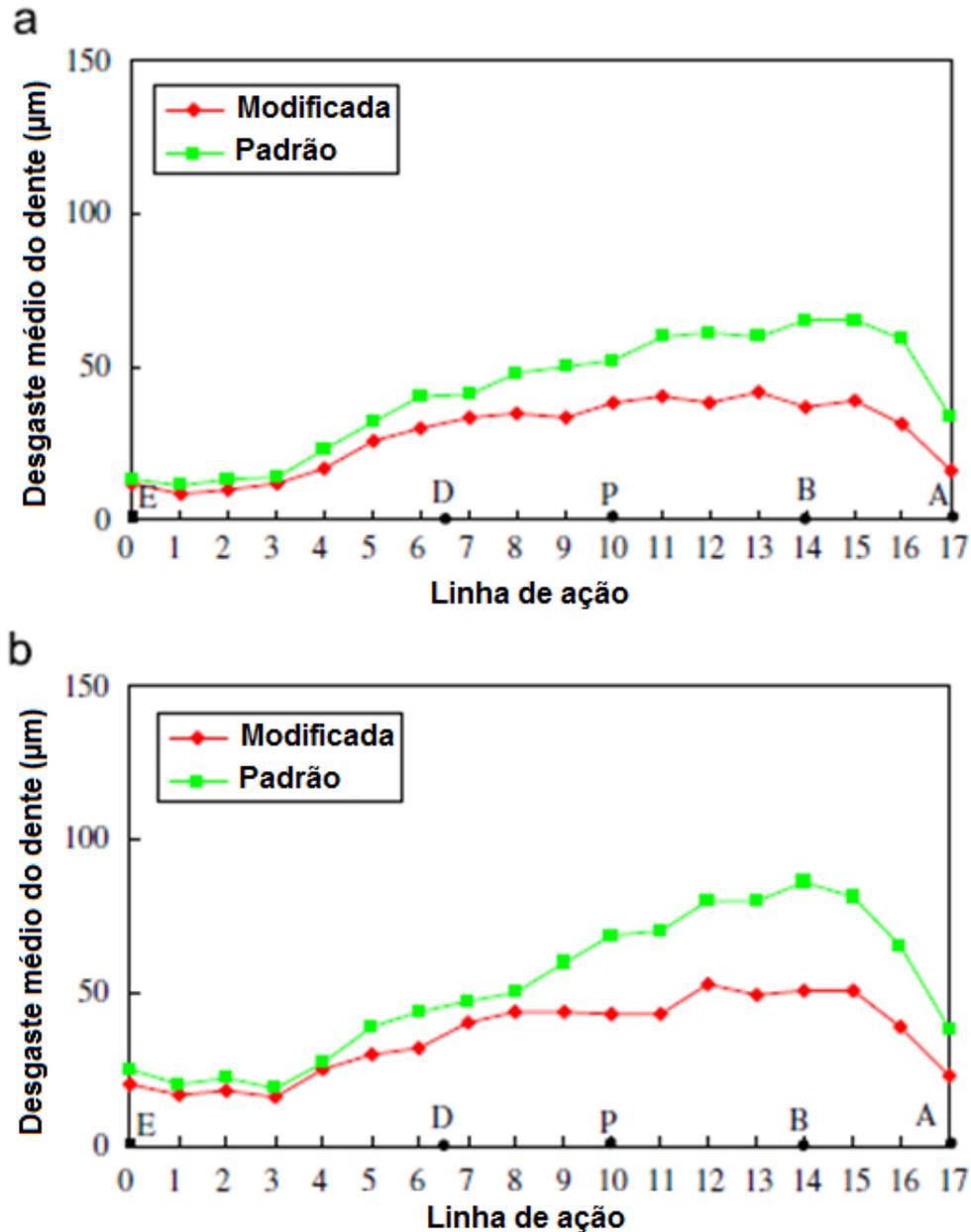


Figura 3.22 - Comparativo de desgaste na engrenagem normal e na engrenagem com perfil do dente modificado. (IMREK, 2009)

### 3.4. Desgaste em simulação e bancada de teste

W. LI et al. 2011; YAKUT, DÜZCÜKO, e DEMIRCI 2009; S. LI e ANISETTI 2016 investigaram o comportamento do desgaste em engrenagens de polímero, utilizando materiais como acetal, PA, PEEK, Poliamida. Os engrenamentos foram montados com a finalidade de verificar o comportamento da engrenagem motora, bem como utilizando polímero contra aço e a análise do desempenho em contatos em alta velocidade utilizando PEEK.

Em muitas das aplicações de engrenagens de base polimérica o carregamento do dente é insignificante. Quando o carregamento é significativo, por exemplo, na indústria automotiva, técnicas de projeto, classificação de material e engenharia são aplicadas para chegar a um novo design (LI, W. *et al.*, 2011). Em geral, a informação disponível sobre um desgaste de polímeros é limitada e não pode ser generalizada para qualquer aplicação, as previsões da temperatura da superfície de engrenagem existentes exigem um estudo adicional para ser utilizado para as aplicações práticas em cada caso. Os autores afirmam que a maioria dos métodos existentes para as medições de temperatura da superfície são realizados após a interrupção do movimento das engrenagens e, portanto, não refletem as solicitações reais da peça uma vez que a temperatura superficial cai rapidamente. Apesar de alguns avanços feitos na compreensão do comportamento térmico da engrenagem polímero, extensas investigações devem ser realizadas para o comportamento de contato engrenagem.

W. LI *et al.* 2011, S. Li e ANISETTI 2016 referem-se às simulações numéricas de contato de engrenagens como parciais, que não contemplam as variações de composição de material, temperatura, condições de montagem e contato, enquanto que a simulação de montagem real pode apresentar melhores resultados de aplicação.

A Figura 3.23 mostra o dispositivo utilizado por J. Li e GAO 2010 e posteriormente adotado por YOUSEF *et al.* 2013 com função de testar de forma aplicada o engrenamento entre engrenagens poliméricas. O dispositivo é composto por um motor que exerce torque na engrenagem motriz, o torque equilibra as forças em função do peso externo aplicado e uma embreagem cônica no final do acionamento da engrenagem motora.

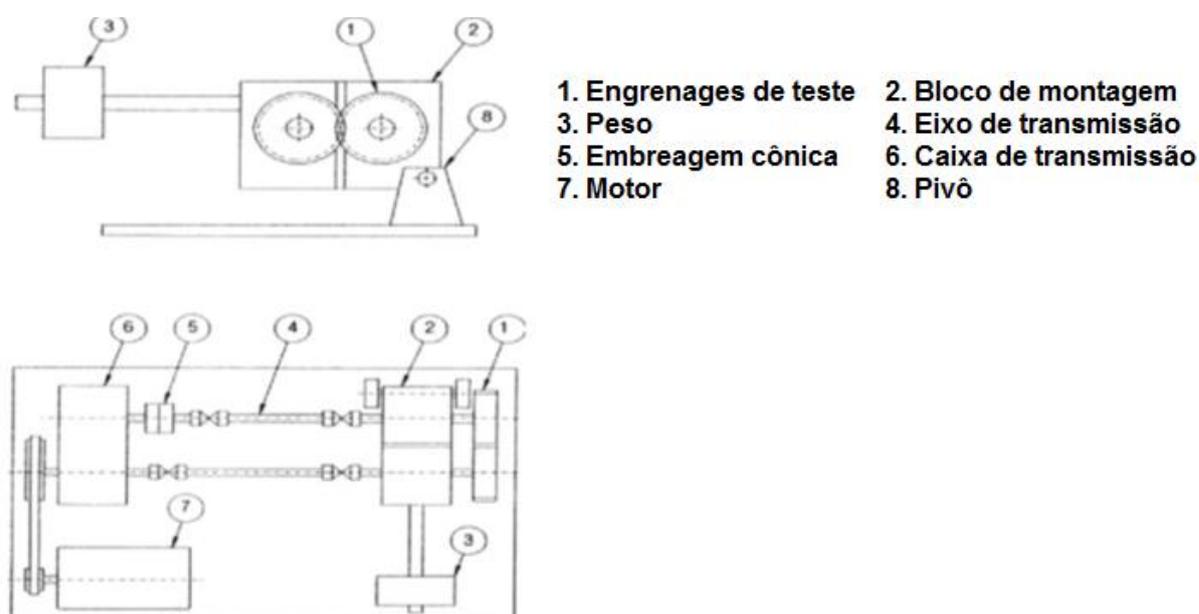


Figura 3.23– Dispositivo de testes de engrenagens poliméricas. (LI, J.; GAO, 2010)

Quatro parâmetros de ensaio são registrados: binário, velocidade, tempo de desgaste e a falha. O desgaste é medido indiretamente pelo movimento de gravação do bloco de rolamento utilizando um transdutor capacitivo. Deve notar-se que o desgaste é dado em termos de redução da largura dos dentes, e não como o volume de material retirado, como é o procedimento normal para as medições de desgaste. Desgaste e vida são registrados em um sistema de armazenamento de dados usando um microcomputador dedicado.

Tabela 3.3, para fins de comparação de desempenho de diferentes materiais em uma mesma geometria.

Tabela 3.3 – Especificações das engrenagens de teste.

<b>Módulo</b>	2
<b>Número de dentes</b>	30
<b>Ângulo de pressão</b>	20°
<b>Largura da face</b>	17mm
<b>Folga nominal</b>	0,18mm
<b>Espessura dos dentes</b>	3,14mm
<b>Relação de contato</b>	1,65

Em exemplo a algumas experimentações utilizando esta concepção de teste dinâmico para engrenagens de dentes retos, os autores testaram diferentes materiais (Tabela 3.4) injetados em molde para fabricação de engrenagens.

Tabela 3.4 – Propriedades dos materiais para as engrenagens. (LI, W. *et al.*, 2011)

	Acetal	Poliamida 6/6	PEEK
Densidade (g/cm <sup>3</sup> )	1,41	1,14	1,32
Resistência à tração (MPa)	62	105	150
Módulo de Flexão (MPa)	2600	2850	3500
Coefficiente de atrito	0,21	0,28	0,21
Temperatura de fusão(°C)	175	256	343

W. LI *et al.* 2011 utilizaram da análise de elementos finitos (Figura 3.24) para verificação da pressão de contato entre os dentes e aproximação de sua localização, bem como os valores relativos do início ao fim do contato entre os dentes, utilizando o critério de Von Mises.

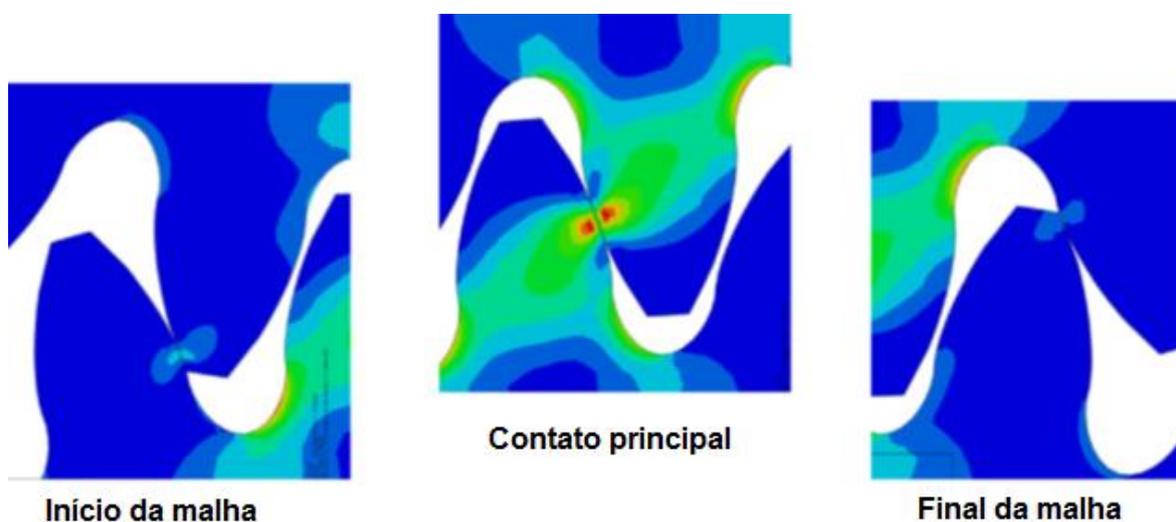


Figura 3.24 - Distribuição de tensões durante o engrenamento (LI, W. *et al.*, 2011)

A Tabela 3.5 demonstra os valores obtidos através da simulação dos valores das pressões de contato para cada tipo de material avaliado.

Tabela 3.5 - Efeito de seleção de material sobre as pressões de contato de engrenagens. (LI, W. *et al.*, 2011).

Material da Engrenagem		Máxima pressão de contato (MPa)		
Motora	Movida	Início	Meio	Fim
ACETAL	ACETAL	478,1	303,2	242,0
PA	PA	493,9	285,6	98,7
ACETAL	PA	482,3	276,4	181,4
PA	ACETAL	471,1	278,6	189,1

Os autores relatam a modificação constante do perfil do dente quando há desgaste nas engrenagens (Figura 3.25a), o que aumenta o ângulo de pressão. Neste caso a decomposição do binário (Figura 3.25b) faz com que ocorra o aumento da pressão de contato entre os dentes, elevando o atrito e a temperatura do contato. O comportamento do desgaste devido a esta mudança de geometria faz com que o desgaste do dente da engrenagem em relação ao tempo de utilização não se torne linear, não podendo ser estimado matematicamente para fins de manutenção, exigindo verificações de desgaste mais constantes comparadas a engrenagens em aço.



Figura 3.25 - Forma de desgaste típico em engrenagens de acetal. (LI, W. *et al.*, 2011).

O desgaste de pares de engrenagens acetal com acetal e acetal com Poliamida, apresentam falhas devido ao desgaste no acetal, em função do aumento da temperatura, enquanto as engrenagens de Poliamida sofrem com as falhas de fratura. A utilização de diversas combinações de materiais entre engrenagens motores e movidas no dispositivo mecânico de ensaio permite uma ampla gama de

comportamentos quanto a desempenho, favorecendo a melhor escolha. A Figura 3.26 apresenta a forma de desgaste da engrenagem de acetal.

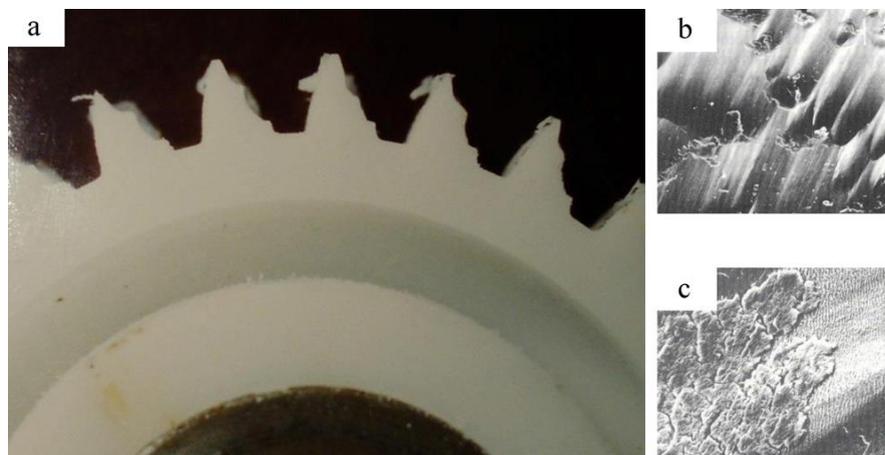


Figura 3.26 – Desgaste de engrenagem de acetal (a) sob carga de 9 N m, os detritos de desgaste superficial (100 x)(b), e os detritos (500 x) (c) . (LI, W. *et al.*, 2011).

S. LI e ANISETTI 2016; ERIC LETZELTER *et al.* 2010; KIZILTAS *et al.* 2016 destacam o monitoramento da temperatura de trabalho de engrenagens cilíndricas quanto ao seu desempenho em relação ao desgaste. A medida que a temperatura se aproxima do ponto de fusão do material, este apresenta maior desgaste. Assim, as engrenagens seriam mais suscetíveis a mudanças no perfil devido a efeitos térmicos relacionados à natureza visco elástica do polímero. Estas alterações poderiam ser consideradas como "desgaste", no sentido da alteração do perfil.

Em uma comparação entre dois polímeros em uma mesma aplicação, em engrenagens de Poliamida o material tende a comportar-se de maneira mais elástica do que o Acetal, que é o componente de baixas propriedades de viscosidade. Conseqüentemente, a falha é mais provável de ocorrer por meio de fratura e descolamento de material da face do dente. Como a temperatura de utilização se aproxima do ponto de fusão cristalina dos materiais, suas propriedades diminuem rapidamente. No caso do acetal do ponto de fusão é de 175°C e da poliamida é de cerca de 260°C, dependendo de tipo específico. A elevação de temperatura no regime de trabalho constante pode ser o principal fator a ser considerado no que se refere ao desempenho dos componentes engrenados.

Para engrenagens de PEEK, cuja temperatura de fusão é cerca de 343°C, de baixa fluidez, alta resistência ao desgaste, e menor deformação, os níveis de tensões de contato na ponta do dente previstos em elementos finitos foram elevados em relação aos demais materiais empregados. A realização de um arredondamento de 40µm no topo do dente fez com que o contato inicial fosse transferido para uma região de maior área de contato. O resultado são tensões menores de funcionamento, conforme Tabela 3.6.

Tabela 3.6 - Efeito da folga entre as superfícies de contato dos dentes. (LI, W. *et al.*, 2011).

Material da Engrenagem		Máxima pressão de contato (MPa)			Máxima pressão de contato (MPa) Arredondamento de 40µm dente.		
Motora	Movida	Início	Meio	Fim	Início	Meio	Fim
PEEK	PEEK	603,5	440,5	320,1	149,2	404,5	71,1
PEEK	AÇO	602,0	510,1	408,3	65,5	486,3	48,7
AÇO	PEEK	413,7	508,0	536,0	67,6	484,8	65,7

O PEEK é um material de alta performance e boas propriedades para aplicações em engrenagens, porém necessita de mais estudo quanto a suas aplicações e especificidades de funcionamento.

YOUSEF et al. 2013 apresenta outra concepção de um dispositivo similar com um motor elétrico e dois eixos onde as engrenagens são acopladas, contando com um peso externo auxiliar que aumenta a força de atrito (torque) no conjunto (Figura 3.27).

Os resultados obtidos em relação ao desgaste dos componentes são mensurados através da perda de peso de cada uma das engrenagens em relação ao número de ciclos submetidos. Utilizando deste dispositivo o autor apresenta resultados práticos de desgaste na experimentação de aplicação de torque entre pares engrenados de Acetal e Acetal com adição de 1% de Nanotubos de Carbono (Tabela 3.7).



Figura 3.27 – Dispositivo para aplicação de rotação e carga (torque) (Yousef 2013)

Tabela 3.7- Desgaste com 16Nm de torque a partir do número de ciclos. (YOUSEF *et al.*, 2013)

	Funcionamento em fase	Fase linear	Fase de desgaste rápido
	Duração	Duração	Duração
Par de Engrenagens Acetal	De 0 a $50 \times 10^3$ ciclos	De $50 \times 10^3$ a $100 \times 10^3$ ciclos	De $100 \times 10^3$ a $200 \times 10^3$ ciclos
	Perda de peso -13mg	Perda de peso -14mg	Perda de peso -20mg
Par de Engrenagens CNT/Acetal	De 0 a $50 \times 10^3$ ciclos	De $50 \times 10^3$ ciclos	De 0 a $50 \times 10^3$ ciclos
	Perda de peso -10mg	Perda de peso -13mg	Perda de peso -16mg

YAKUT, DÜZCÜKO, e DEMIRCI 2009 também utilizaram de uma bancada de testes em semelhante concepção para avaliar o desempenho de engrenagens de dentes retos em polímero, a Figura 3.28 mostra a velocidade de desgaste específica do PC/ABS testado. A taxa de desgaste específica, o número de revoluções e a carga crescente proporcionais um ao outro. O material foi arrancado de sua superfície de contato em relação a rotação de 1500rpm, devido ao efeito do calor desenvolvido e amolecimento ao redor da linha de contato. Quando a carga foi de 29,3N/mm, o dente

da engrenagem foi fundido pelo efeito de calor ou de fraturas, como um resultado do efeito de danos térmicos.

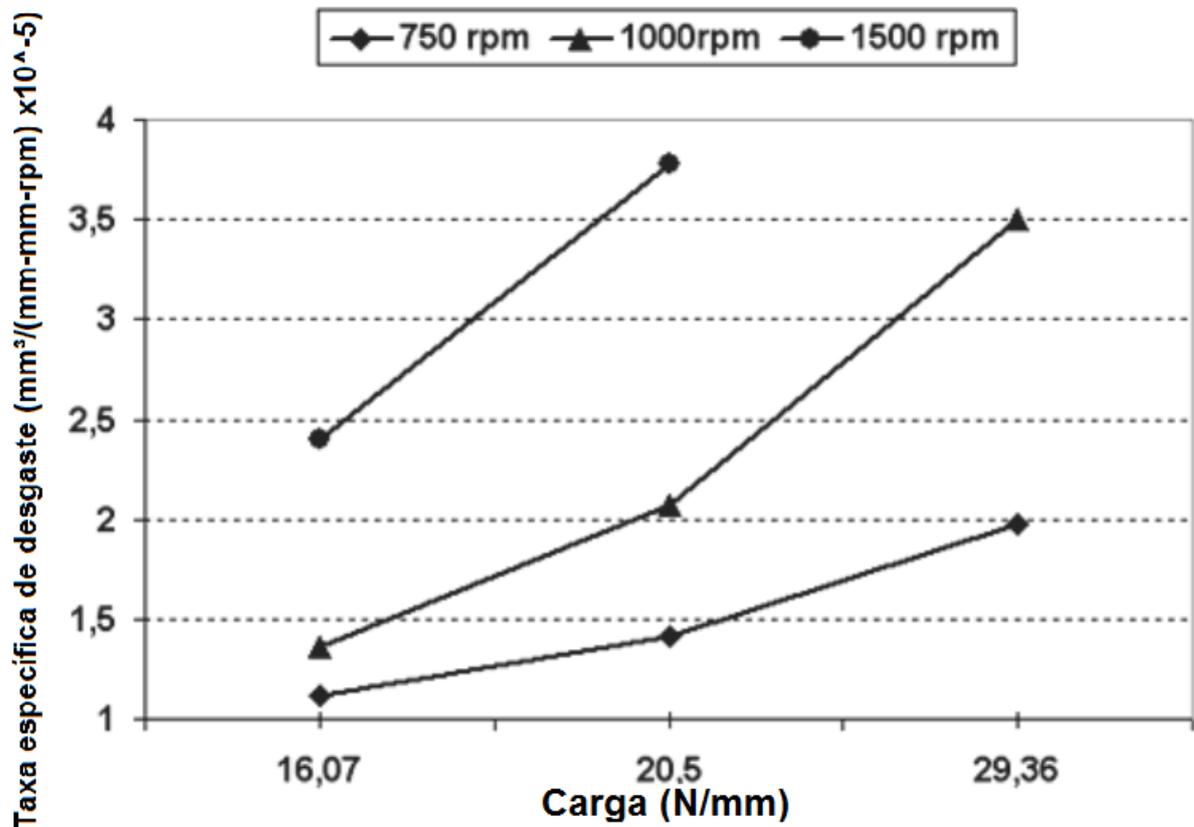


Figura 3.28 - Variação na taxa de desgaste específica de PC / ABS. (YAKUT; DÜZCÜKO; DEMIRCI, 2009).

Após o ensaio de pares engrenados no dispositivo, pode-se observar visualmente comportamento geométrico do desgaste no dente da engrenagem, apresentadas na Figura 3.29, essa coleta de dados permite além da escolha do material com melhor propriedades mecânicas estabelecer modificações dimensionais no perfil do dente das engrenagens.

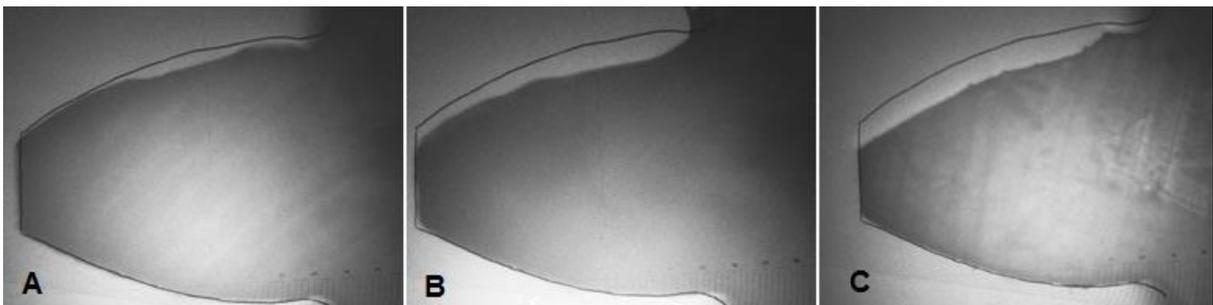


Figura 3.29 - Vista de desgaste em perfis de engrenagem PC/ABS com 20,5 N de carga / mm dente, a), 750 rpm, b), 1000 rpm, c) 1500 rpm. (YAKUT; DÜZCÜKO; DEMIRCI, 2009).

A incorporação de monitores de temperatura aos dispositivos de ensaio em bancada, comprovam a influência da temperatura no desgaste e falha de engrenagens (Figura 3.30) em relação a rotação e a carga aplicada. O aumento da carga em baixa rotação (Figura 3.30a) eleva a temperatura do perfil do dente das engrenagens, mas esta não influencia até então na falha do contato. O comparativo demonstra que o aumento da rotação aumenta a temperatura de contato e causa a falha da engrenagem (Figura 3.30c), juntamente com o aumento da carga.

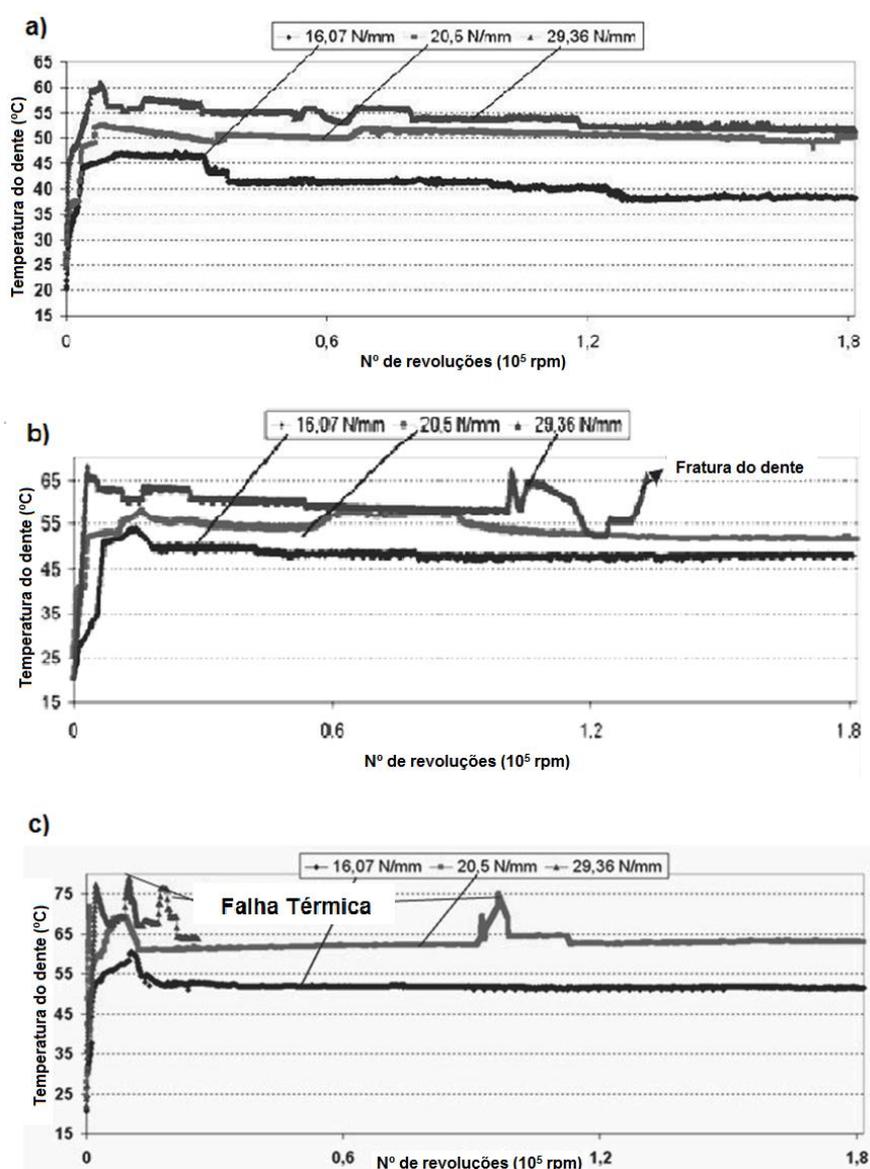


Figura 3.30 - PC/ABS, Variação da temperatura no dente do par de engrenagens, a), 750 rpm, b), 1000 rpm, c) 1500 rpm. (YAKUT; DÜZCÜKO; DEMIRCI, 2009).

### 3.5. Temperatura

O comportamento mecânico de materiais poliméricos é muito complexo, pois depende do tempo, da história do deslocamento e da temperatura. Além disso, há vários polímeros, a umidade é outro fator a ser tido em conta. (LETZELTER, ERIC *et al.*, 2010).

Quando o polímero é aquecido, as cadeias de polímero são capazes de se mexerem umas em torno das outras e torna-se macio e flexível semelhante à borracha. Este estado é chamado de estado de borracha. A temperatura à qual o estado vítreo faz uma transição para o estado de borracha é chamada de temperatura de transição vítrea  $T_g$ . Note-se que a transição vítrea ocorre apenas na região amorfa, e a região cristalina permanece inalterada durante a transição vítrea no polímero semi-cristalino. (BALANI, 2015).

A temperatura de transição vítrea é a propriedade da região amorfa do polímero, enquanto que a região cristalina é caracterizada pelo ponto de fusão. Na termodinâmica, as transições são descritas como transições de primeira e segunda ordem. Temperatura de vítrea é a transição de segunda ordem, enquanto que o ponto de fusão é a transição de primeira ( Figura 3.31). O valor da temperatura de transição vítrea não é único porque o estado vítreo não está em equilíbrio, dependendo de vários fatores, tais como o peso molecular, o método de medição e a taxa de aquecimento ou arrefecimento.

Os autores apresentam valores aproximados das temperaturas de transição vítrea de alguns polímeros estão listados na

ACCORSI *et al.* 2009 avaliaram a adição de fibras naturais a compostos termoplásticos TPO baseados em PP quanto a modificação de desempenho quanto à deformação. A Figura 3.32 demonstra o comportamento da temperatura de fusão dos polímeros em relação ao acréscimo das fibras naturais. A adição de carga de fibras não tornou significativa a mudança de temperatura de fusão do polímero base, o PTO puro teve suas temperaturas de fusão a partir de 125,56°C, 140,36°C e 150,11°C, os

demais polímeros acrescidos de 10% e 20% de fibra de cana de açúcar não tiveram estes valores alterados.

Tabela 3.8. O polímero semicristalino mostra as transições correspondentes às suas regiões cristalina e amorfa. Assim, os polímeros semi-cristalinos têm temperaturas de fusão verdadeiras ( $T_m$ ), nas quais a fase ordenada se transforma em fase desordenada, enquanto que as regiões amorfas se suavizam numa gama de temperatura conhecida como transição vítrea ( $T_g$ ).

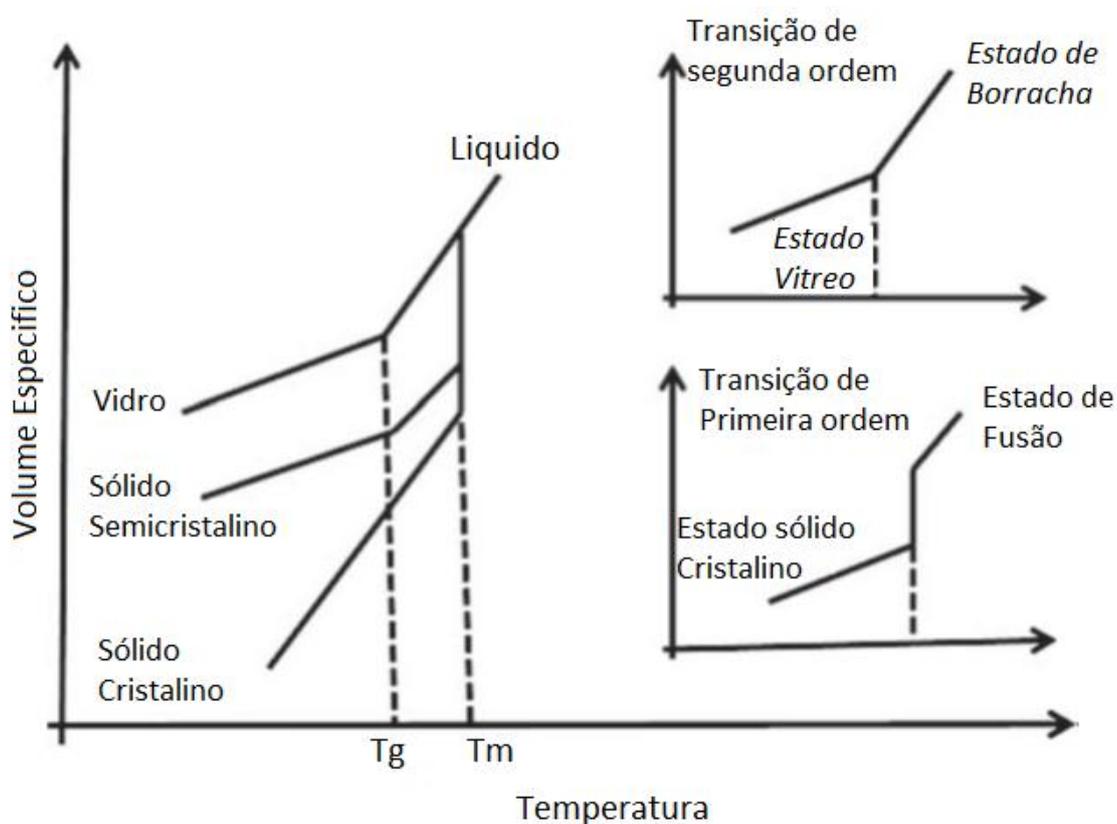


Figura 3.31 - Ponto de fusão e temperatura de transição vítrea do polímero.

Deve notar-se que os polímeros amorfos não possuem o ponto de fusão, mas todos os polímeros possuem a temperatura de transição vítrea. O ponto de fusão do polímero  $T_m$  é aumentado se as ligações duplas, grupos aromáticos, grupos laterais volumosos ou grandes estão presentes na cadeia polimérica, porque restringem a flexibilidade da cadeia. A ramificação das cadeias provoca a redução do ponto de fusão, uma vez que os defeitos são produzidos devido à ramificação.

ACCORSI et al. 2009 avaliaram a adição de fibras naturais a compostos termoplásticos TPO baseados em PP quanto a modificação de desempenho quanto à deformação. A Figura 3.32 demonstra o comportamento da temperatura de fusão dos polímeros em relação ao acréscimo das fibras naturais. A adição de carga de fibras não tornou significativa a mudança de temperatura de fusão do polímero base, o PTO puro teve suas temperaturas de fusão a partir de 125,56°C, 140,36°C e 150,11°C, os demais polímeros acrescidos de 10% e 20% de fibra de cana de açúcar não tiveram estes valores alterados.

Tabela 3.8 - Temperatura de transição vítrea de alguns polímeros

<b>Polímeros</b>	<b>Tg (°C)</b>
Polytetrafluoroethylene	-97
Polypropylene (isotactic)	100
Polystyrene	100
Poly(methylmethacrylate) (atactic)	105
PA 6/6	57
Polyethylene (LDPE)	-120
Polyethylene (HDPE)	-90
Polypropylene (atactic)	-18
Polycarbonate	150
Poly(vinyl acetate) (PVAc)	28
Polyester(PET)	69
Poly(vinyl alcohol) (PVA)	85
Poly(vinyl chloride) (PVC)	87

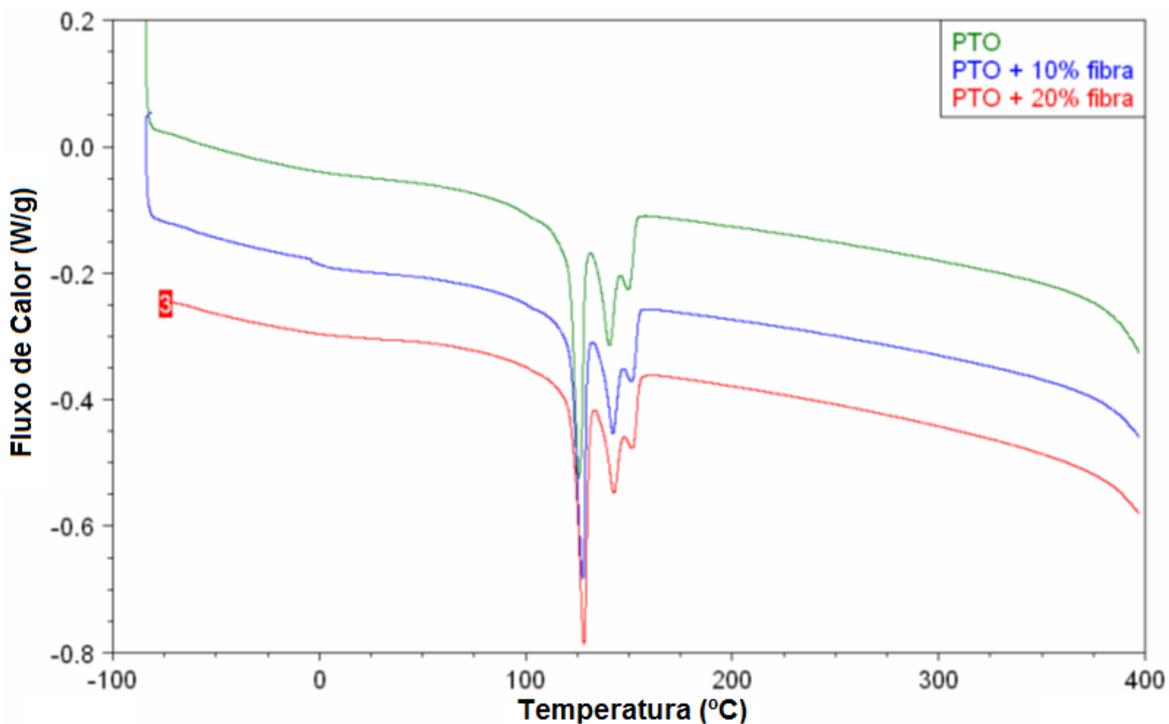


Figura 3.32 - Análise por DSC (ACCORSI *et al.*, 2009)

Os autores apresentaram a fluência do composto puro comparada com a incorporação de 20% de fibras na matriz, revelando um aumento na elasticidade do compósito (Figura 3.33).

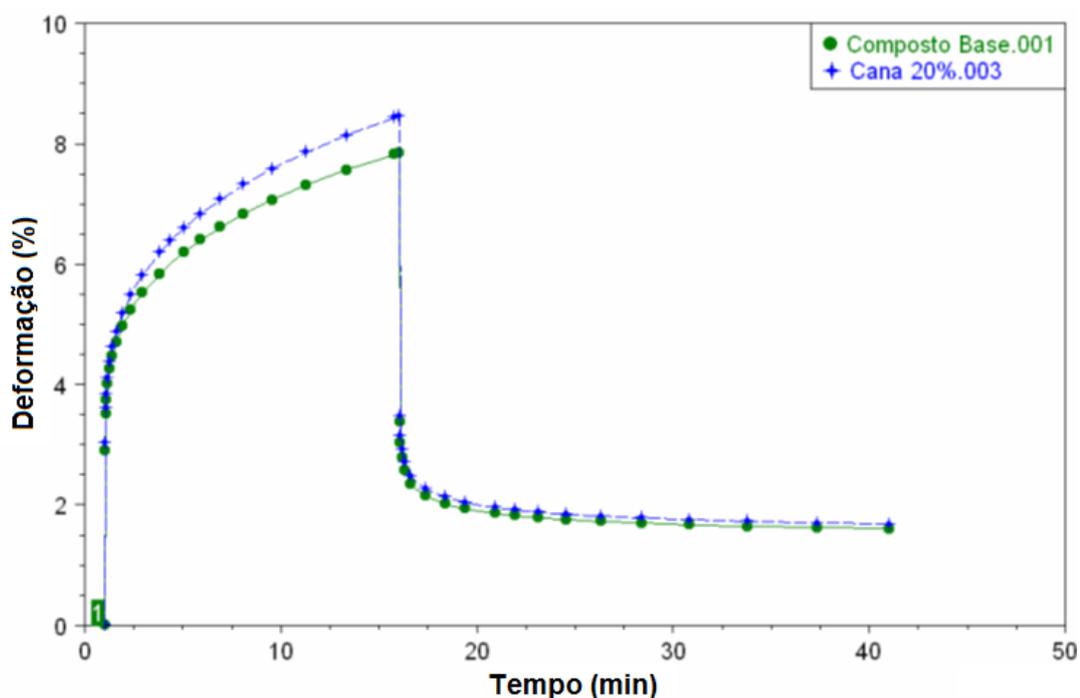


Figura 3.33 - Gráfico de Fluência (ACCORSI *et al.*, 2009)

KIZILTAS et al. 2016; ACCORSI et al. 2009 revelam que há um acréscimo no módulo elástico do material com a adição de carga de fibra natural, sendo que as propriedades térmicas não foram afetadas, pois estas estão relacionadas diretamente ao polímero base. A Figura 3.34 revela o comportamento no ensaio de recuperação, onde um composto base (PP) obteve 79,34% de recuperação e o composto com carga de 20% apresentou 80,14%.

Em experimentações foram realizadas a fim de medir o comportamento térmico de engrenagens de Poliamida 6/6, com uma câmera infravermelha, onde são apresentadas variações de temperaturas captadas durante a experimentação. As superfícies de contato geram calor que é dissipado pelo corpo da engrenagem e o ar que preenche as folgas de engrenamento.

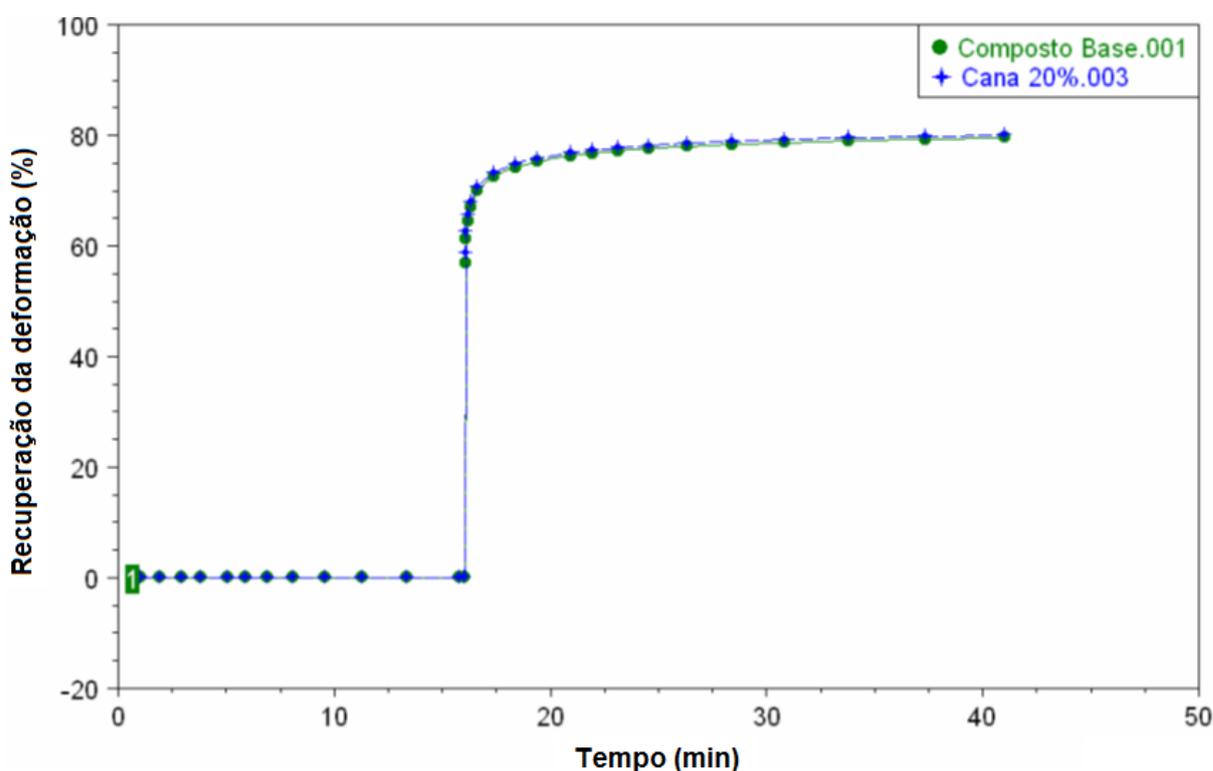


Figura 3.34 - Gráfico de Recuperação (ACCORSI *et al.*, 2009)

LETZELTER, VAUJANY, e GUINGAND 2011 demonstram na Figura 3.35 efeitos do carregamento em engrenagens poliméricas de Poliamida 6/6 devido a influência da temperatura no contato.

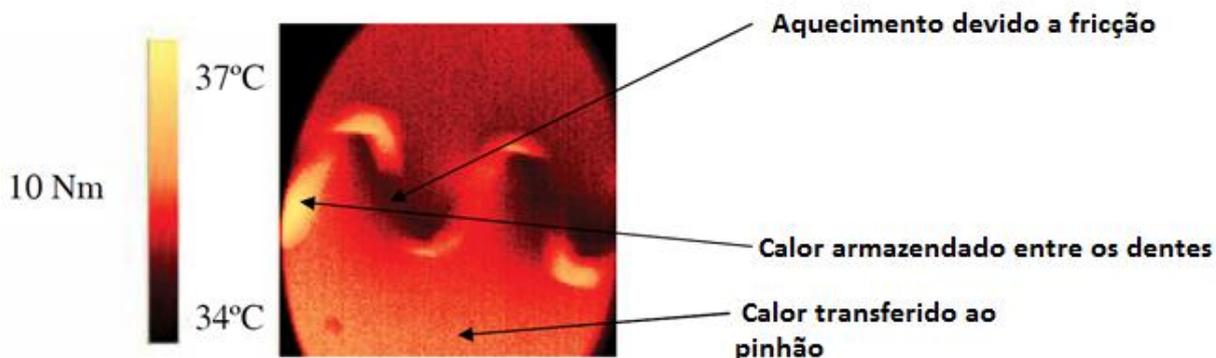


Figura 3.35 - Medidas de câmera de infravermelho a 300 rpm e 10 Nm. (LETZELTER, ERIC *et al.*, 2010).

LETZELTER, VAUJANY, e GUINGAND 2011 elaboraram uma nova abordagem experimental para a medição do comportamento térmico do Poliamida 6/6 utilizado em engrenagens cilíndricas.

O aumento da potência transmitida através de engrenagens e velocidade de rotação leva a perda de energia pela dissipação da temperatura. Assim, durante a operação, os aumentos das regiões de contato e as temperaturas podem alterar a viscosidade do dente e reduzir o módulo de elasticidade e rigidez da roda dentada.

Geralmente, no caso de engrenagens de aço, o calor gerado é dissipado pelo lubrificante, mas também para as engrenagens de polímero que conduzem mal o calor e operaram sem lubrificante, o calor é menos dissipado, provocando uma elevação da temperatura da engrenagem. A consequência direta do aumento da temperatura nas engrenagens poliméricas é o desgaste rápido dos dentes e a sua ruptura sob alta tensão.

A maioria dos estudos tem mostrado que as perdas de potência de aquecimento em engrenagens de polímero são devido a três fontes: o atrito, e aprisionamento de histerese entre os dentes. (ERIC LETZELTER *et al.* 2010, CHARLES, GNANAMOORTHY, e RAVINDRAN 2010).

Em experimentações utilizando engrenagens sob atrito de funcionamento, os autores concluem que a adição de nano argila aumenta o módulo de elasticidade e resistência do polímero. A tensão de contato em relação ao número de dados de ciclo de vida foi avaliada para várias velocidades de rolamento, conforme apresentado na Figura 3.36.

Em velocidades elevadas o polímero apresenta menor ciclo de vida, bem como elevadas cargas de contato apresentaram condições semelhantes. No entanto, a vida do nano compósito é afetada com maior influência sob condições elevadas de carga do que em velocidades, uma vez que o contato de estresse resulta em maior geração de calor e maior atrito nas superfícies de contato, devido ao aumento da área de contato pela deformação pelo atrito associado.

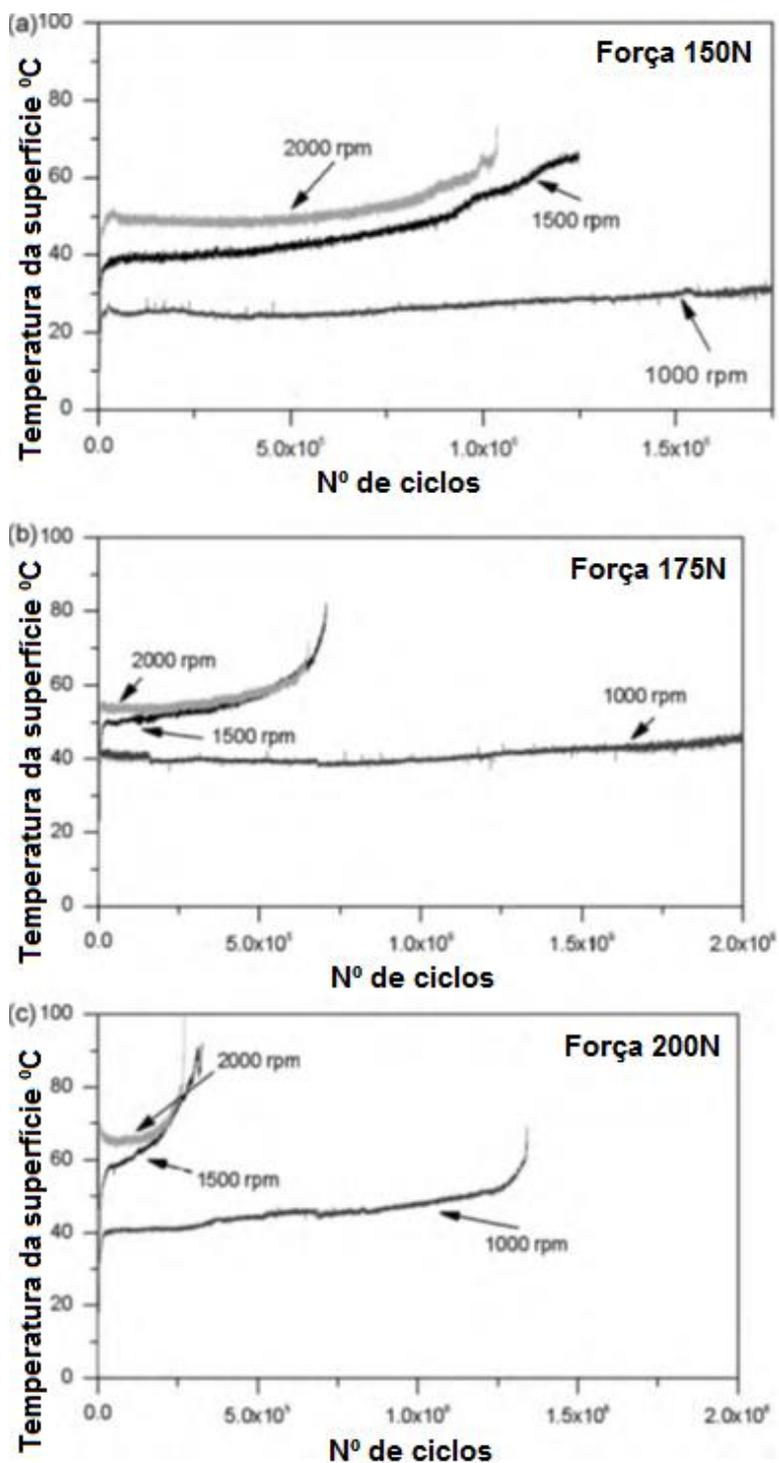


Figura 3.36 - Tensão de contato em relação ao número de dados de ciclo de vida. (CHARLES; GNANAMOORTHY; RAVINDRAN, 2010).

Os autores relatam que em baixas condições de aplicação de tensão e velocidade, a temperatura da superfície é inferior, devido a que a camada de superfície de contato não ser amolecida termicamente e fadiga mecânica superfície predominantemente danifica a zona de contato.

Em condições de alta velocidade e tensão de contato, a falha geralmente é ditada pelos efeitos de temperatura, principalmente devido ao alto aquecimento por fricção. A superfície é deformada plasticamente devido à geração de altas temperaturas na zona de contato. A temperatura da superfície do dente em engrenagens de polímero (PA) chega a atingir 155 °C, que é muito mais elevada do que a temperatura de transição vítrea (+-45°C). O módulo de elasticidade dos polímeros diminui em altas temperaturas, o que resulta em um aumento da área de contato real, mesmo em carga constante.

KIRUPASANKAR, GURUNATHAN, e GNANAMOORTHY 2012 apresentam resultados positivos quanto ao controle de temperatura em engrenagens de Poliamida e com adição de silicato de hectorita. Gráficamente pode-se observar (Figura 3.37a) o regime de trabalho em valores menores para as engrenagens utilizando carga. Em comparação a Poliamida sem reforço, a adição de argila modificada apresentou um regime de trabalho a uma menor temperatura durante os ciclos. A adição de argila em dimensões manométricas reduz a ductilidade do polímero, conforme apresentado na Figura 3.37b, mas aumenta a eficiência da engrenagem. Outras pesquisas poderiam ser feitas para encontrar percentual de peso mais adequado de nanoargila na matriz polimérica e estudarem-se diferentes nano partículas para obter outras melhorias na eficiência da engrenagem.

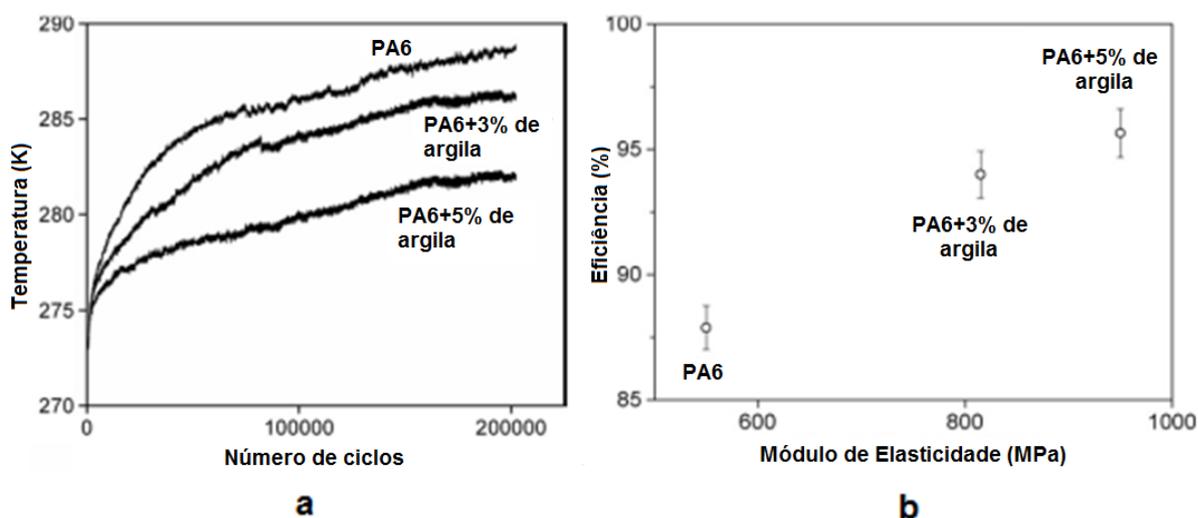


Figura 3.37 - Temperatura em função do número de ciclos e modulo de elasticidade para PA6 e PNC com aço a 1200 rpm e torque de 1,5 Nm. (KIRUPASANKAR; GURUNATHAN; GNANAMOORTHY, 2012).

A Figura 3.38 mostra a eficiência da PA6 pura e das engrenagens PNC (Polímeros Nano compósitos) testadas a 1200 RPM e em diferentes níveis de torque. A engrenagem PNC apresentam maior eficiência do que as engrenagens puras de PA6 em todos os níveis de torque testados. A engrenagem PNC apresenta uma menor dependência de carga aplicada, enquanto as de PA6 mostram uma queda na eficiência com o aumento da carga.

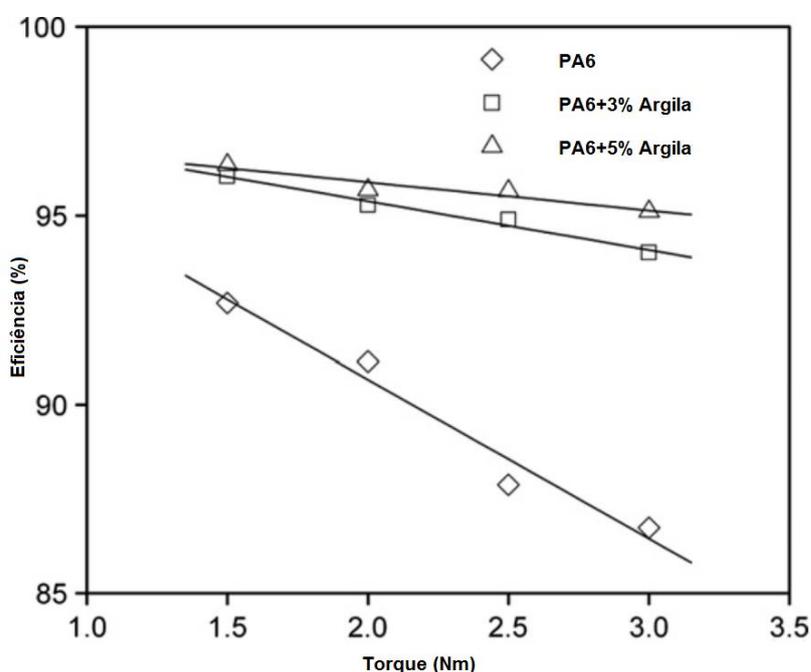


Figura 3.38 - Efeito do torque na eficiência das engrenagens PNC e PA6 puras. (KIRUPASANKAR; GURUNATHAN; GNANAMOORTHY, 2012).

DÜZCÜKOĞLU 2009 demonstra a sobre a geração de calor na superfície do dente que mostra as variações na temperatura com tempo sobre a superfície, quando as engrenagens. A temperatura mais alta aparece em primeiro lugar perto do ponto de contato (Figura 3.39a). A temperatura externa é mais elevada do que a da região interna do corpo do dente. Este ponto em particular é o foco de alta pressão e fricção, e, conseqüentemente, o local onde a alta temperatura ocorre principalmente.

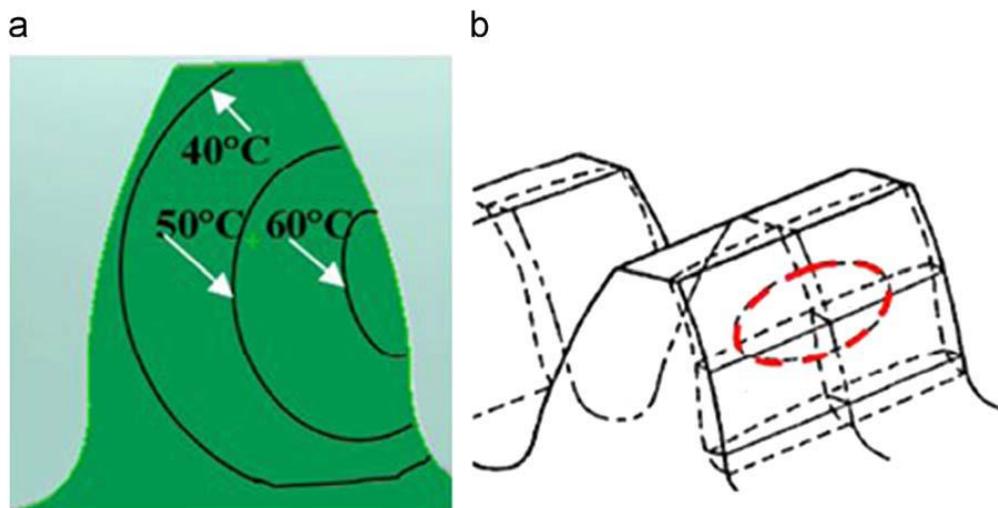


Figura 3.39 - Fonte de calor e uma distribuição de temperatura (a), a área de acumulação de calor (b). (YAKUT; DÜZCÜKO; DEMIRCI, 2009)

YAKUT, DÜZCÜKO, e DEMIRCI 2009 sugerem a modificação da estrutura dimensional da engrenagem para viabilizar a transferência de calor, em função da criação de zonas perforadas (Figura 3.40). Furos nos sentidos radiais e axiais em cada dente das engrenagens. O objetivo da furação é aumentar a troca de calor por convecção devido às variações de pressão e velocidade do ar em função da rotação da engrenagem.



Figura 3.40 – Modelo de engrenagem refrigerada. (DÜZCÜKOĞLU, 2009a)

Os resultados (Figura 3.41) da experimentação de DÜZCÜKOĞLU 2009 concluem que as engrenagens comuns de PA6 tiveram danos em relação a variação térmica, já que o aumento da temperatura do material diminui suas propriedades mecânicas. Com a engrenagem refrigerada foi observado pouco ou nenhum desgaste

na mesma condição de carga (6,12Nm a 1750rpm), porém a furação no dente da engrenagem diminuiu sua resistência ao torque do engrenamento, em situação de carga elevada (23,2Nm) alguns dentes sofreram cisalhamento.

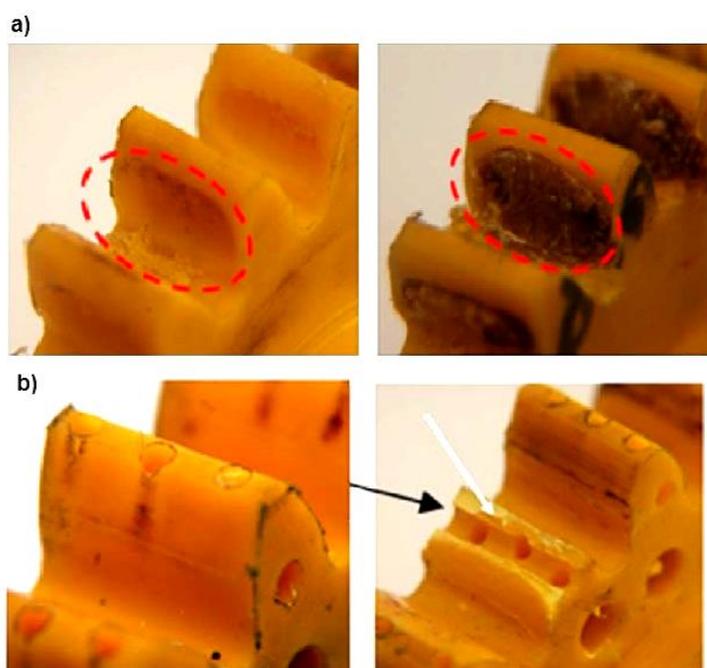


Figura 3.41 – Engrenagem comum (a) e engrenagem refrigerada (b). (YAKUT; DÜZCÜKO; DEMIRCI, 2009)

Os gráficos (Figura 3.42) demonstram que as engrenagens refrigeradas em regime de trabalho apresentaram temperatura cerca de 20°C mais baixa que as engrenagens comuns, ambas em PA6 lubrificadas ao óleo. O aumento do torque nos conjuntos apresenta um incremento de temperatura na região de contato, porém as engrenagens refrigeradas nas condições impostas foram beneficiadas pelo recurso aplicado e tiveram desempenho superior.

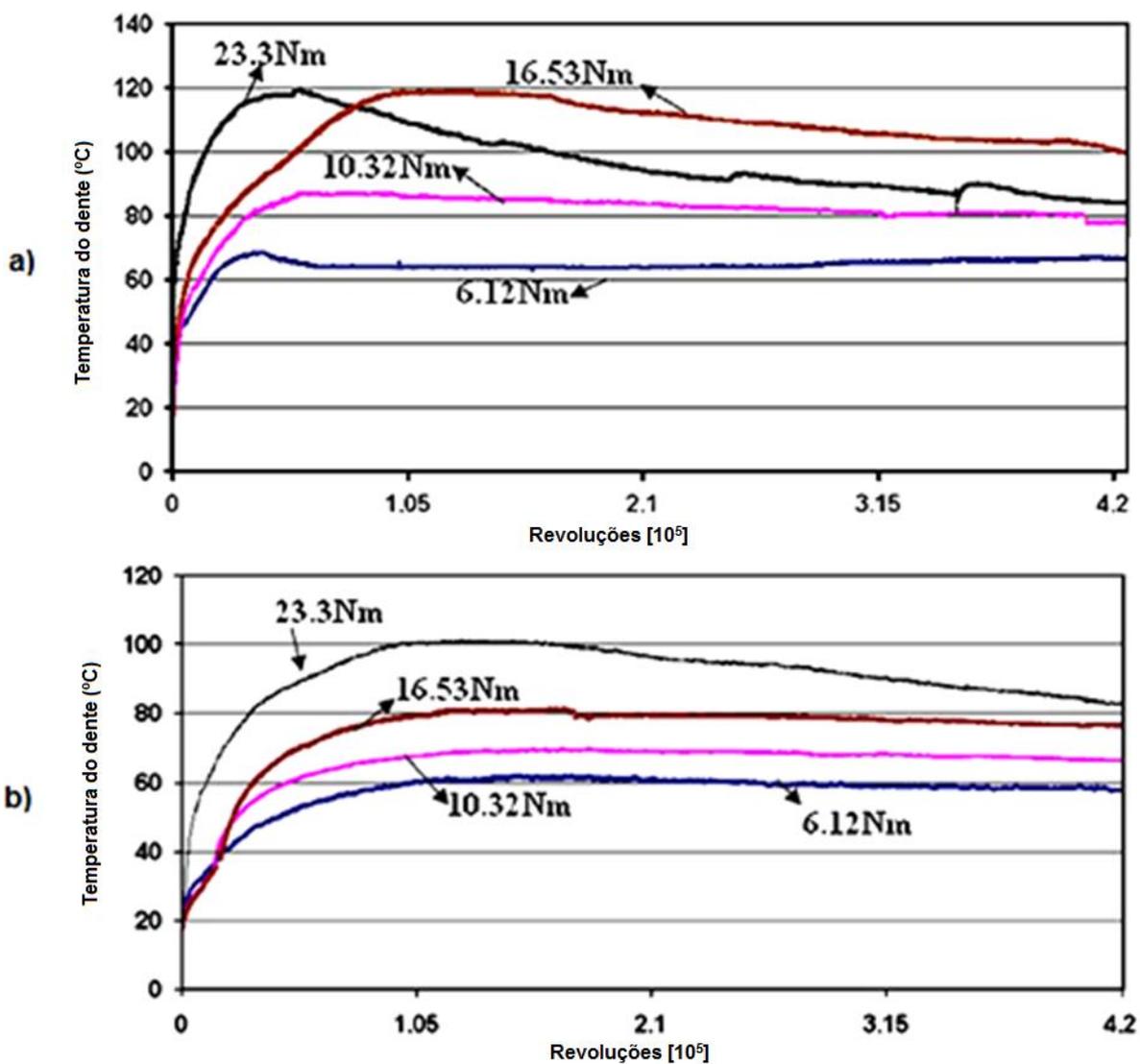


Figura 3.42 – Temperatura em engrenagem comum (a) e engrenagem refrigerada (b).  
(DÜZCÜKOĞLU, 2009b)

## 4. METODOLOGIA

### 4.1. INTRODUÇÃO

A proposta metodológica para avaliação da substituição de engrenagens cônicas metálicas por engrenagens cônicas poliméricas, utiliza como estudo de caso uma caixa de transmissão de máquinas agrícolas, que permite a transferência de movimento para a linha de plantio (Figura 4.1), cujo torque de funcionamento é de 60Nm, devendo atender a demanda comercial quanto a disponibilização de matéria-prima e viabilidade econômica.

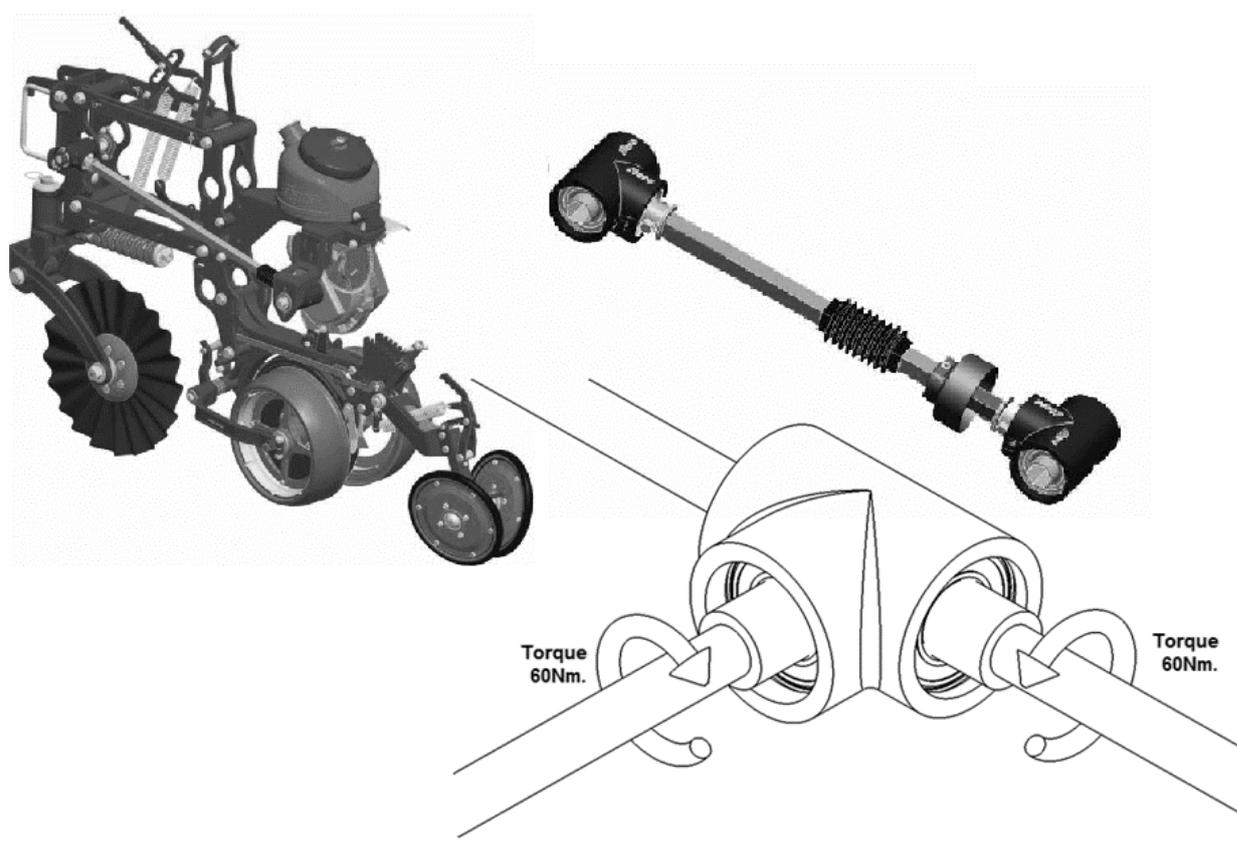


Figura 4.1 – Disposição da caixa de transmissão na linha de plantio da máquina agrícola (adaptado de Stara 2005 – Manual de instruções Absoluta)

A dimensão da engrenagem está limitada ao tamanho interno da caixa de transmissão (Figura 50), o projeto das engrenagens foi realizado a partir da normalização AGMA, citada por SHIGLEY (2008), limitando o diâmetro externo máximo de 54mm, evitando atrito entre os dentes das engrenagens e a parede interna

do alojamento, com ângulo de pressão de contato de  $20^\circ$ . Foi realizada a avaliação da resistência da engrenagem quanto ao torque em suas devidas proporções de tamanho e número de dentes através de um dispositivo de simulação estática e dinâmica, onde os dados de torque e temperatura foram coletados durante os ensaios. As engrenagens foram usinadas a partir de um tarugo extrudado de Poliamida 6, em um centro de usinagem vertical, com o objetivo apenas de avaliação da melhor geometria, bem como foram aplicadas modificações geométricas no perfil e base do dente de transmissão sugeridas por KLEISS (2011), viabilizando a redução das tensões de cisalhamento no pé do dente da engrenagem, adequando as mesmas também à fabricação do molde e processo de injeção.

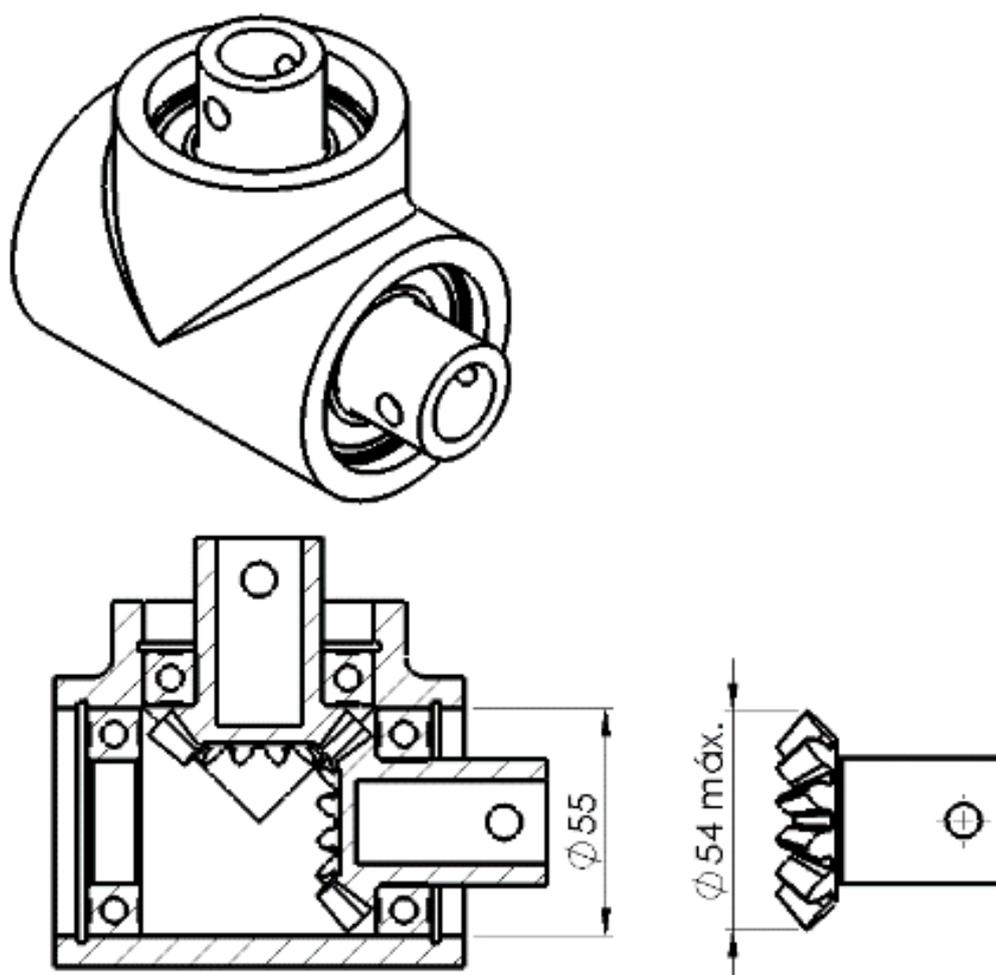


Figura 4.2 – Limitação dimensional do projeto e engrenagens de 12 e 14 dentes.

Esta metodologia baseia-se no fluxograma apresentado a seguir (Figura 4.3), permitindo a apresentação cronológica dos procedimentos adotados.

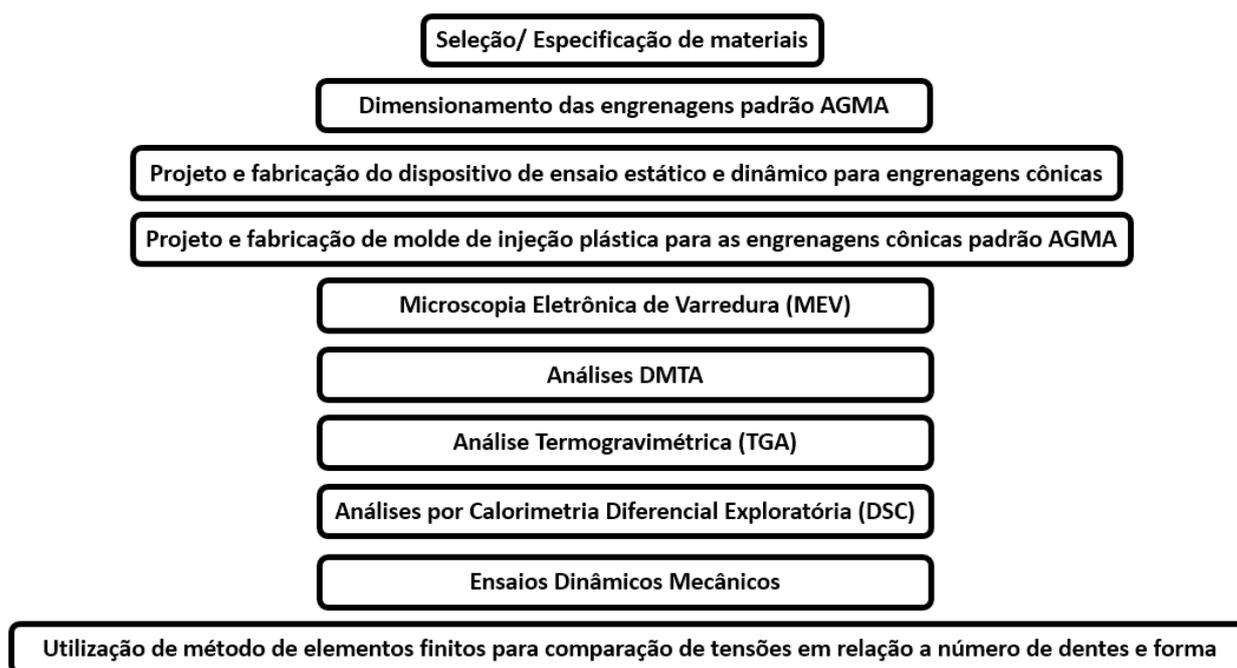


Figura 4.3 - Fluxograma da Metodologia para Avaliação de Desempenho de Compostos Poliméricos em Engrenagens

#### 4.2. Seleção de Materiais

Os materiais selecionados para esta pesquisa são a Poliamida 6/6 e Poliftalamida em seu estado puro, bem como a Poliamida com adição de 30% de Fibra de Vidro, Poliamida com adição de 30% de Fibra de Carbono e a Poliftalamida com adição de 30% de Fibra de Vidro, as propriedades são apresentadas na Tabela 4.1

. Os materiais utilizados foram recebidos do fornecedor Plastipasso Indústria e Comércio de Peças Plásticas em Metais, sem especificação de outros aditivos eventualmente utilizados além daqueles mencionados neste trabalho (fibra de vidro e fibra de carbono).

Tabela 4.1 - Propriedades dos Materiais Selecionados (adaptado de RTP Company Product Data Sheet 2017)

	PA 6/6	PPA	PA 6/6 30%Fibra de Vidro	PA 6/6 30%Fibra de Carbono	PPA 30%Fibra de Vidro
Densidade g/cm <sup>3</sup>	1,16g/cm <sup>3</sup>	1,20g/cm <sup>3</sup>	1,37g/cm <sup>3</sup>	1,27g/cm <sup>3</sup>	1,44g/cm <sup>3</sup>
Resistência a tração	90MPa	86MPa	190Mpa	241Mpa	193Mpa
Tensão de Alongamento	4 – 8%	3%	3.5%	2 – 3%	1.5 – 3%
Módulo Elasticidade em Tração	3792MPa	3792MPa	11000MPa	22754MPa	11377MPa
Resistência a Flexão	124MPa	159MPa	275MPa	345MPa	269MPa
Módulo Elasticidade em Flexão	3448MPa	3792MPa	9500MPa	17927MPa	10342Mpa
Dureza Rockwell, R	118	125	*NI	*NI	*NI

\*NI = Não Informado

### 4.3. Projeto das Engrenagens Cônicas

As engrenagens cônicas de dentes retos devem ser projetadas para serem inseridas dentro da caixa de transmissão, esta por sua vez atende a especificações dimensionais pré-estabelecidas dentro de seus parâmetros de montagem e utilização. Para determinação das dimensões do par engrenado, no que se refere ao diâmetro máximo possível de 54mm (dext.), deve-se calcular o ângulo da linha primitiva de contato ( $\delta$ ), o diâmetro primitivo ( $d_0$ ) e o diâmetro primitivo médio ( $d_0$ médio), de acordo com o posicionamento das engrenagens.

Com a utilização das equações 3.1 a 3.7 citadas na revisão bibliográfica é possível determinar o número de dentes e o módulo para o limite dimensional do alojamento das engrenagens na caixa de transmissão, posteriormente comparar numericamente as tensões na raiz do dente entre as possíveis dimensões. Este é o primeiro passo para a obtenção de um modelo físico para a fabricação de um molde para injeção de corpos de prova e posteriormente aprimoramento dimensional.

É possível observar na Figura 4.4 o do corpo da engrenagem com a dimensão pré-estabelecida por conta de seu alojamento em um rolamento na caixa de transmissão, sendo seu eixo com diâmetro de 30mm e um furo interno de 19mm, ao qual é acoplado o restante do sistema de transmissão ao qual a realiza trabalho, com um comprimento total do corpo de 40mm. Os cálculos para o dimensionamento dos dentes das engrenagens cônicas não terão interferência sobre essas dimensões.

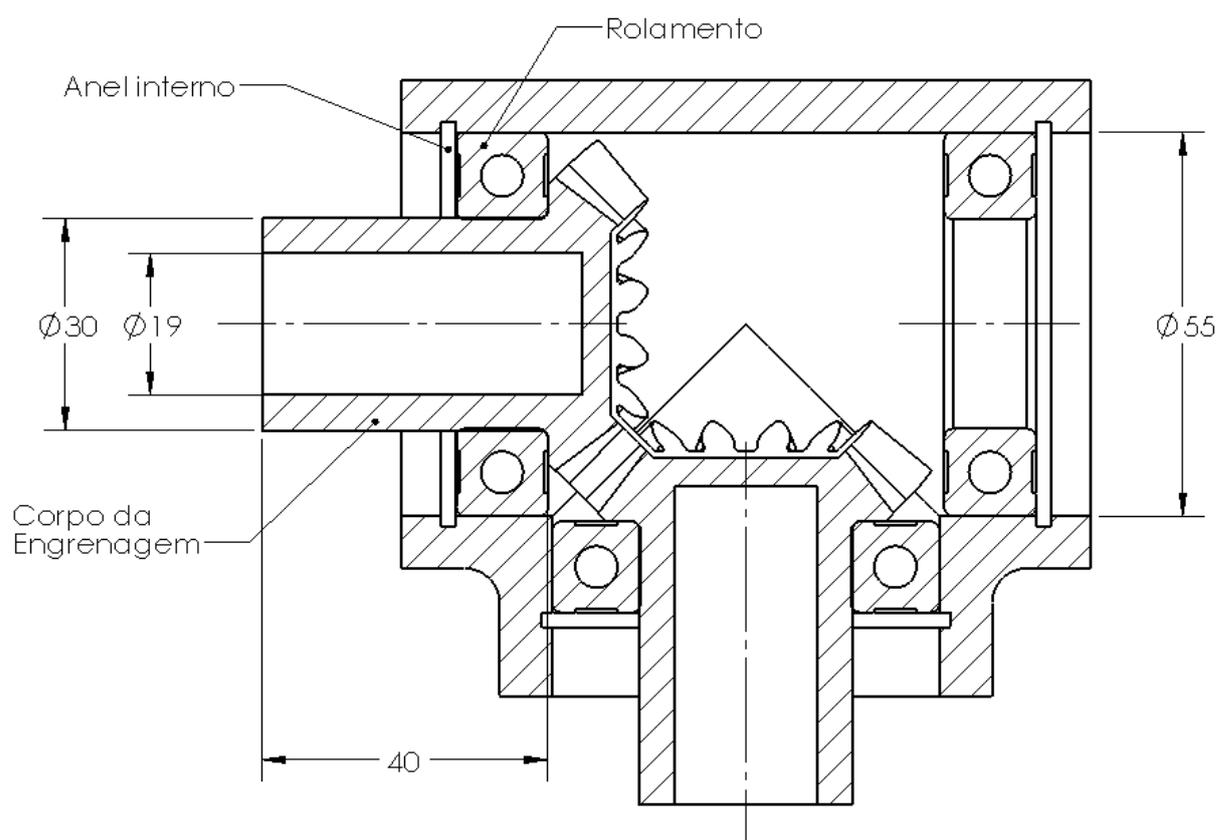


Figura 4.4 – Dimensões pré-estabelecidas para o corpo das engrenagens

#### 4.4. Dispositivo de Ensaio Mecânico

Para avaliar a resposta das engrenagens cônicas montadas na caixa de transmissão, quando submetidas a esforços estáticos e dinâmicos, foi necessária a construção de um dispositivo que permitisse monitorar a carga aplicada e temperatura de operação dos corpos de prova. Deste modo, foi projetado um dispositivo com célula de carga de 1000Nm com sensor de temperatura infravermelho com capacidade de 550°C. O dispositivo e seus detalhes construtivos estão descritos em patente para proteção de propriedade intelectual, em elaboração. O dispositivo (Figura 4.5) foi

construído para simular o comportamento dos componentes de transmissão no que se refere a resistência ao torque e a temperatura na região de contato dos dentes (perfil da envolvente) durante a rotação da mesma, estabelecida em 87rpm por meio de um motor elétrico WEG de  $\frac{1}{4}$  de C.V. e um redutor com relação de 1:20, tendo sua resistência aplicada através da frenagem de um disco. A rotação foi determinada de acordo com a rotação máxima que a mesma será submetida em sua aplicação real.

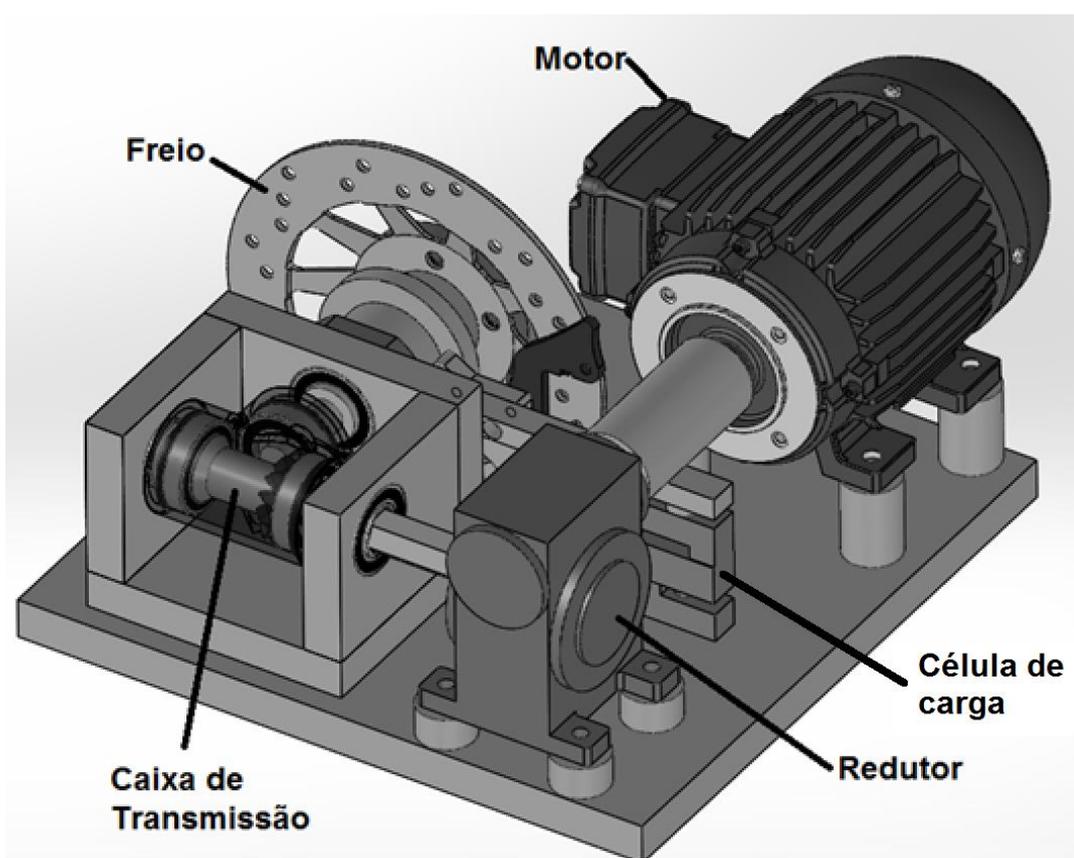


Figura 4.5 - Dispositivo de ensaio estático e dinâmico.

Para a medição da temperatura na região de contato entre os dentes, foi necessário o posicionamento do sensor por meio de uma abertura na parte superior da carcaça da caixa de transmissão (Figura 4.6), no qual durante o funcionamento da mesma, a posição foi definida através da região maior temperatura coletada no perfil da envolvente.

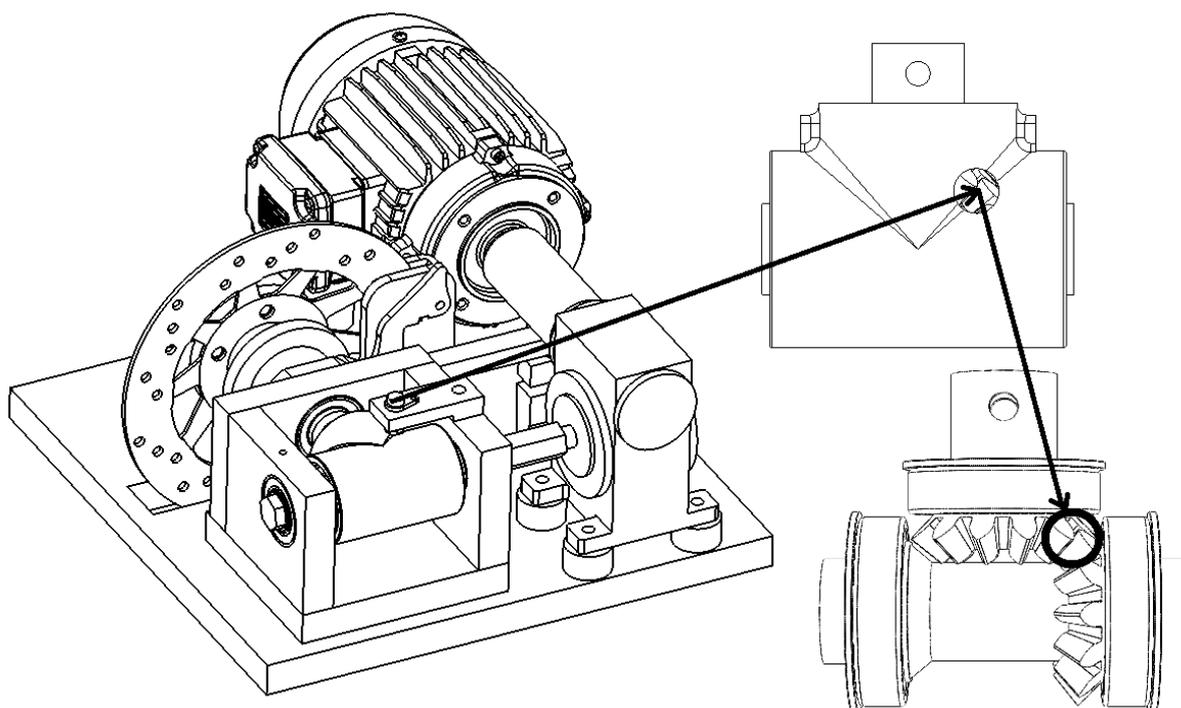


Figura 4.6 - Região de medição de temperatura de contato nas engrenagens

Os dados coletados a partir da célula de carga e do sensor de temperatura são transmitidos para um sistema de aquisição desenvolvido para armazenamento dos dados a cada 1 segundo, o torque de ensaio é definido pelo usuário e seu controle é realizado pelo software sobre um motor de passo, controlando o movimento do pistão hidráulico atuante sobre a linha de freio. A Figura 4.7 apresenta a tela principal de controle e verificação dos dados de torque e temperatura na caixa de transmissão durante o evento de ensaio no dispositivo. Os dados são armazenados em arquivo e permitem serem exportados para arquivos no formato de Excel.

O dispositivo permitirá a comparação de variação de forma dos dentes das engrenagens, através de prototipagem realizada através de usinagem CNC em um centro de usinagem vertical ROMI Discovery 560, verificando os valores de resistência ao torque empregado em ensaio estático e dinâmico, auxiliando a definição da geometria que oferece maior desempenho. O material utilizado para esta prototipagem possui suas propriedades apresentadas na Tabela 4.3, no próximo capítulo..



Figura 4.7 - Aquisição de plotagem de dados a partir da célula de carga e termômetro infravermelho

A etapa dos ensaios mecânicos com a utilização do dispositivo após a injeção da peça em molde metálico, permite que diversos compósitos sejam submetidos as mesmas condições de utilização, verificando qual tem maior desempenho quanto ao torque máximo aplicado como o a variação destes valores em relação ao polímero utilizado e a carga de reforço. Os materiais injetados foram a Poliamida 6/6, Poliamida 6/6 com adição de 30% de fibra de vidro, Poliamida 6/6 com adição de fibra de carbono e Poliftalamida com adição de 30% de fibra de vidro, segundo Gasparin et al. 2012, estes são os materiais comumente disponibilizados e utilizados em componentes de transmissão poliméricos pelo processo de injeção plástica. O dispositivo ainda permite analisar o desempenho mecânico de engrenagens usinadas a partir de outros materiais e variações de forma do dente, permitindo comparação de desempenho entre as variadas condições de projeto.

O procedimento de ensaio estático compreende em frear totalmente o dispositivo gerando torque máximo através de força motor até o cisalhamento dos dentes da engrenagem.

O ensaio dinâmico avalia a resistência dos dentes da engrenagem quanto ao torque em rotação fixada a 87 revoluções por minuto, com incrementos de torque de

10Nm após a estabilização da temperatura de contato nas faces dos dentes das engrenagens.

#### 4.5. Molde Para Injeção de Corpos de Prova

O molde metálico para injeção de engrenagens e extração de corpos de prova para análises Térmico Dinamico- Mecânicas (DMTA), foi projetado de acordo com os aspectos referidos na revisão bibliográfica, bem como a utilização do método de elementos finitos durante o projeto para corroborar com os resultados finais principalmente quanto a orientação das fibras de reforço da matriz polimérica em conformidade com o fluxo de injeção e posições de alimentação na peça.

O molde permitirá a injeção de engrenagens previamente projetada da forma normalizada, com o número de dentes calculado de acordo com as especificações da caixa de transmissão, atendendo a menor solicitação de tensão na raiz do dente quanto ao seu tamanho. A partir das peças injetadas, é possível retirar o corpo de prova para análises Térmico Dinamico-Mecânicas (DMTA) e análise microscópica para verificação da distribuição das cargas de adição e compatibilidade com a matriz polimérica.

A Figura 4.8 apresenta o local de injeção sugerido por Mehat et al. (2013), no que busca viabilizar menores deformações na peça durante o processo de contração/resfriamento juntamente com uma distribuição uniforme do material ao longo dos dentes da engrenagem e do corpo.

O projeto do molde segue a orientação da centralização do *gate* de entrada do material na peça, tendo suas dimensões avaliadas pelo método de elementos finitos através de um modelo 3D extraído a partir do conjunto do molde.

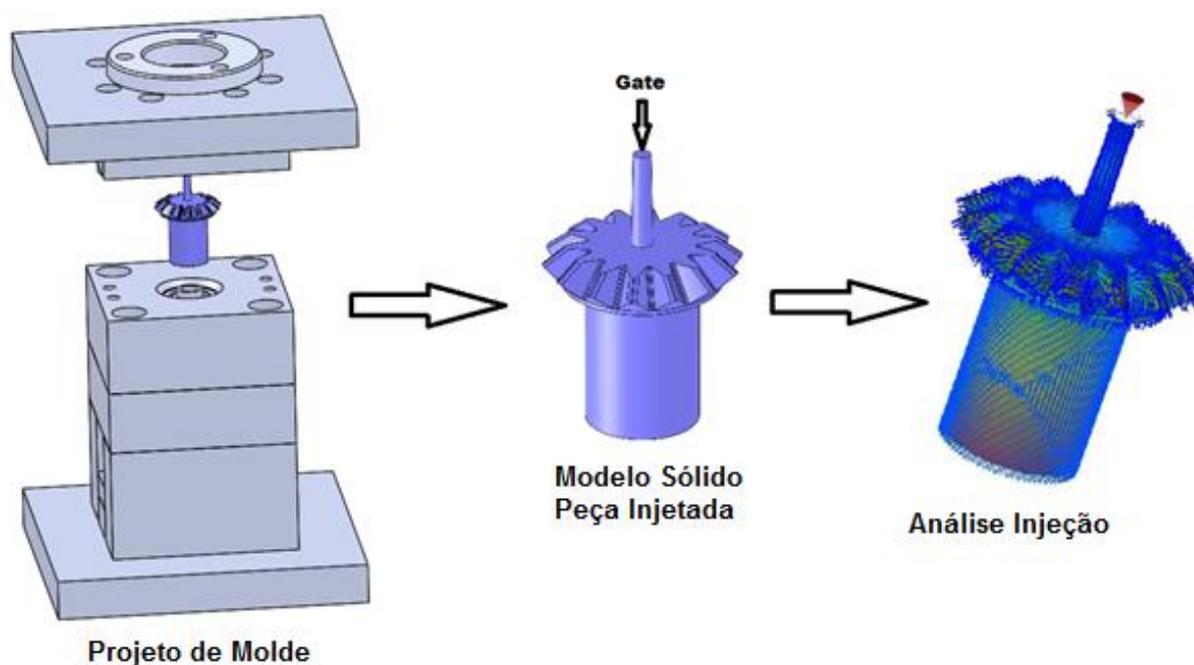


Figura 4.8 – Etapas do projeto e análise de injeção através do modelo tridimensional

O modelo tridimensional teve suas etapas de injeção, direcionamento do fluxo, velocidades de resfriamento e uniformidade simulados com base em uma Poliamida 6/6 reforçada com 30% de fibra de vidro (Tabela 4.2), utilizando o software Solidworks Plastics. O tamanho da malha aplicada ajustada ao tamanho e volume da engrenagem é de 9718 elementos com 4861 nós.

Tabela 4.2 - Especificações para processamento por injeção plástica dos materiais (adaptado de RTP Company Product Data Sheet 2017)

	PA 6/6	PPA	PA 6/6 30%Fibra de Vidro	PA 6/6 30%Fibra de Carbono	PPA 30%Fibra de Vidro
Pressão de Injeção	69-124MPa	69-124MPa	70-125MPa	69-124MPa	69-124MPa
Temperatura do Material	277-299°C	302-329°C	275-300°C	277-299°C	302-329°C
Temperatura do Molde	66-107°C	135-163°C	65-105°C	66-107°C	135-163°C
Secagem	4hrs - 79°C	6hrs - 79°C	4hrs - 80°C	4hrs - 79°C	6hrs - 79°C

Humidade	0,20%	0.05%	0.20%	0.20%	0.05%
Ponto de orvalho	-18°C	-32°C	-25°C	-18°C	-32°C

#### 4.6. Análise Morfológica

As morfologias dos compósitos foram verificadas por microscopia eletrônica de varredura, em um microscópio Phillips XL-30. Conforme demonstra a Figura 4.9, corpos de prova retangulares foram fraturados após seu resfriamento em nitrogênio líquido, transversalmente ao comprimento do corpo (perpendicular a orientação do fluxo de injeção), expondo sua superfície fraturada, onde foi observado o direcionamento das fibras e sua dispersão na superfície do material, em seguida foram metalizados com ouro.

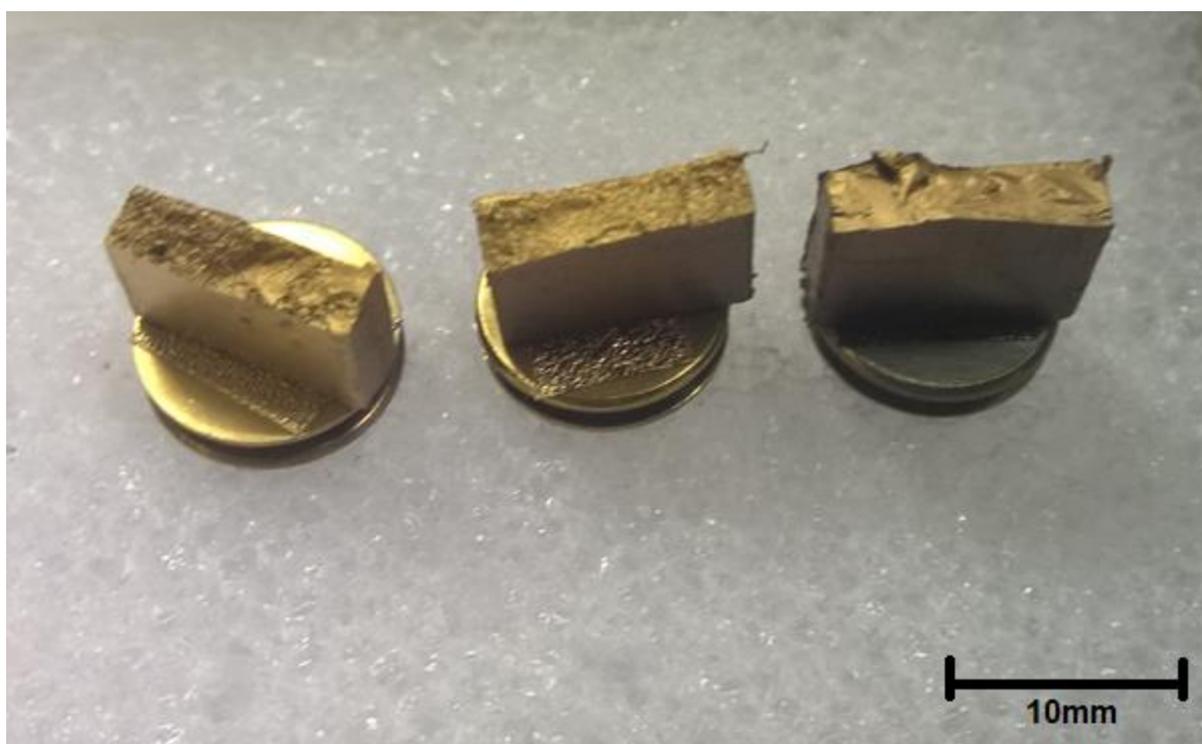


Figura 4.9 - Superfície transversal verificada em microscopia eletrônica

#### 4.7. Análises Térmico dinâmico-mecânicas (DMTA) - Tensão x Deformação

Análises de tensão x deformação foram realizadas em um equipamento de análise térmico dinâmico-mecânicas (DMTA) modelo Q800 (TA Instruments), permitindo ao material sofrer a deformação em função da tensão aplicada sobre o corpo de prova. As limitações da análise ficam por conta dos parâmetros máximos do equipamento, onde a tensão máxima possível aplicada é de 18N. A geometria retangular dos corpos de prova média é de 35 mm x 12,5 mm x 3,4 mm. Foram analisados o módulos de armazenamento e módulo de perda partindo da temperatura de 25°C até 180°C com uma rampa de 3°C/min. As variações de temperatura crescente foram de 30°C até 105°C com frequência de 1,47Hz a 2MPa.

#### 4.8. Análise Térmica

Análises térmicas por termogravimetria foram executadas em um equipamento SDT Q600 (TA Instruments). A faixa de temperatura utilizada foi de 30°C a 800°C, em atmosfera de nitrogênio e atmosfera de ar, utilizando uma rampa de 20°C/min. até a temperatura de 800°C, sendo forçado o gás de arraste para atmosfera oxidante de ar sintético após esta temperatura, até 1000°C. As massas médias dos corpos de prova foram de 9,8mg.

As análises realizadas no equipamento DSC Q20 (TA Instruments) foram submetidas a variações de temperatura em rampa de 20°C/min de 30°C a 300°C com as massas dos corpos de prova variando entre 5,8mg a 3,2mg.

#### 4.9. Análise Estática em Método de Elementos Finitos

A simulação pelo método de elementos finitos com o auxílio do software Simulation, da plataforma Solidworks, permite avaliar o comportamento das tensões durante o contato dos dentes com base nas condições dimensionais do projeto.

O torque aplicado no ensaio foi de 60N.m aplicado ao corpo da engrenagem motora, considerando a resistência ao movimento a partir do corpo da engrenagem cilíndrica. Foram modeladas engrenagens de 12 e 14 dentes com variação do módulo a fim de atender a limitação do diâmetro externo de projeto.

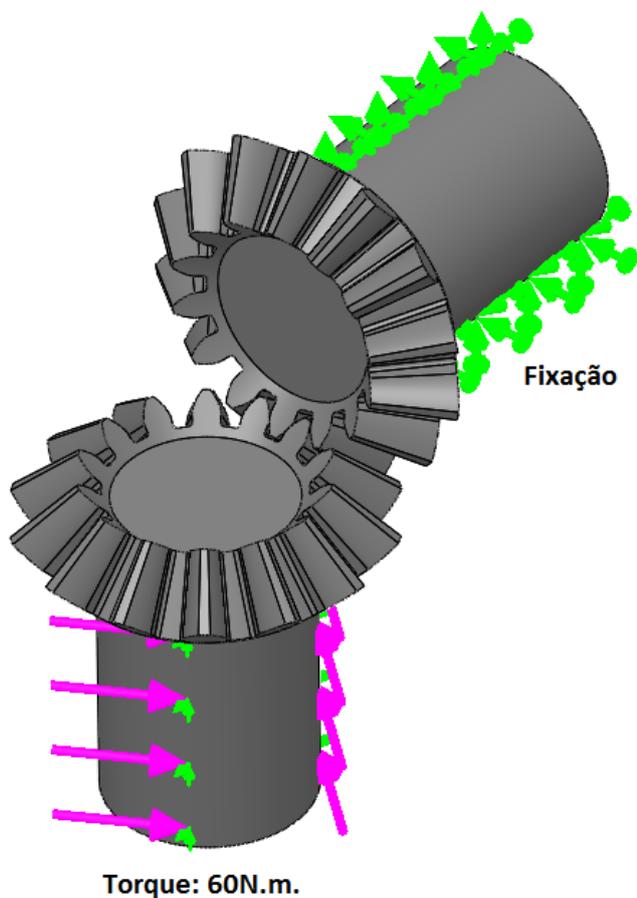


Figura 4.10 – Condições de ensaio do método de elementos finitos

A malha sólida para as duas engrenagens em contato tem um tamanho máximo do elemento de 7,85mm, sendo seu tamanho mínimo de 1,57mm com um total de 49339 nós e 30576 elementos. Devido a pequena dimensão do raio do fundo do dente de cada engrenagem em relação ao tamanho do dente, fez-se necessário um refinamento da malha nestas regiões (Figura 4.11) onde há maior acúmulo de tensões, sendo o tamanho de cada elemento reduzido para 0,9815mm.

A comparação utilizando o critério de Von Mises permite avaliar o comportamento da distribuição de tensão entre o ponto de contato dos dentes assim como sua dissipação no corpo. O material selecionado para este ensaio é a Poliamida 6/6 (Tabela 4.3)

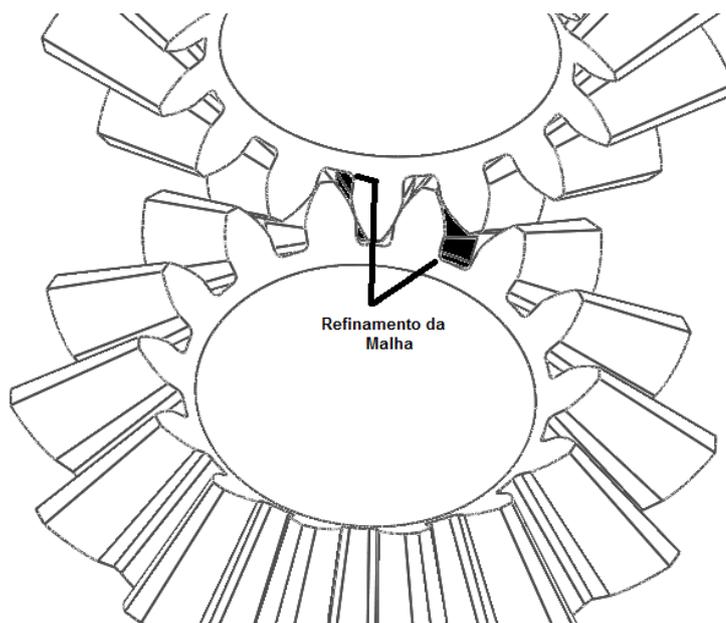


Figura 4.11 - Região do dente para refinamento da malha

Tabela 4.3 - Propriedades do Tarugo em PA6 (Nitanyl) para usinagem de protótipos  
 (<http://www.nitaplast.com.br/propriedades/nitanyl.pdf>, acesso em 09/05/2017)

Propriedades	PA6 (Tarugo)
Densidade g/cm <sup>3</sup>	1,13
Resistência a tração	60MPa
Tensão de Alongamento	70 a 200% ruptura
Módulo Elasticidade em Tração	1800MPa
Resistência a Flexão	*NI
Módulo Elasticidade em Flexão	2800MPa
Dureza Rockwell, R	100

\*NI = Não Informado

## 5. RESULTADOS

### 5.1. Dimensionamento das engrenagens

A base do dimensionamento de engrenagens é a linha primitiva de contato entre os dentes, nela podem ser determinados valores de força e torque aplicado bem como cargas radiais e axiais. A linha primitiva de contato entre os dentes está diretamente relacionada ao ângulo de disposição dos eixos das engrenagens, que estão montadas internamente na caixa de transmissão distribuindo o torque de transmissão a 90°, utilizando a Equação 3.1 é possível determinar o mesmo número de dentes para as duas engrenagens utilizando um valor unitário para um ângulo de transmissão de movimento de 45°

$$Tg\delta = \frac{Z_2}{Z_1} \quad [3.1]$$

$$Tg\delta = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{1}{1} = \quad arcTg\delta = \frac{45(\delta_2)}{\delta_1} = 90^\circ - \delta_2 = 45^\circ$$

O diâmetro primitivo (Equação 3.2) é calculado a partir do número de dentes da engrenagem e o módulo, neste caso opta-se inicialmente a calcular o par de engrenagens com o número mínimo de dentes e maior módulo possível, a fim de obter-se teoricamente a geometria com maior resistência ao torque.

O diâmetro externo da engrenagem (Equação 3.4) não deve ultrapassar o diâmetro de alojamento interno da caixa de transmissão, limitado em 54mm. A Equação 3.3 determina o diâmetro primitivo médio de contato entre os dentes, considerando o cálculo para uma engrenagem de 12 dentes e módulo 4mm.

$$d_0 = m \cdot Z \quad [3.2]$$

$$d_{01} = m_1 \cdot Z_1 = 4 \cdot 12 = 48mm$$

$$d0_m = d0 - (b \cdot \cos\delta) \quad [3.3]$$

$$d0_m = d0_1 - (b_1 \cdot \cos\delta_1) = 48 - (11 \cdot \cos45^\circ) = \mathbf{40,22mm}$$

$$D_{ext} = d0_1 + 2 \cdot m \cdot \cos\delta_1 \quad [3.4]$$

$$D_{ext} = d0_1 + 2 \cdot m \cdot \cos\delta_1 = 48 + (2 \cdot 4 \cdot \cos45^\circ) = \mathbf{53,65mm}$$

Para um engrenamento com 14 dentes e módulo de 3,5mm, tem-se um pequeno aumento no diâmetro externo, ainda atendendo o diâmetro máximo limitante.

$$d0_2 = m_2 \times Z_2 = 3,5 \times 14 = 49mm$$

$$d0_m = d0_2 - (b_2 \cdot \cos\delta_2) = 49 - (11 \cdot \cos45^\circ) = \mathbf{41,22mm}$$

$$D_{ext} = d0_1 + 2 \cdot m \cdot \cos\delta_2 = 49 + (2 \cdot 3,5 \cdot \cos45^\circ) = \mathbf{53,94mm}$$

As alturas dos dentes das engrenagens de 12 dentes módulo 4mm e 14 dentes módulo 3.5mm são de 8,66mm e 7,58mm, com base na Equação 3.5:

$$h = 2,166 \cdot m \quad [3.5]$$

$$h = 2,166 \cdot 4 = \mathbf{8,66mm} \text{ (Z12)}$$

$$h = 2,166 \cdot 3,5 = \mathbf{7,58mm} \text{ (Z14)}$$

A Figura 5.1 apresenta a forma final das engrenagens em corte para o comparativo entre a altura total do dente.

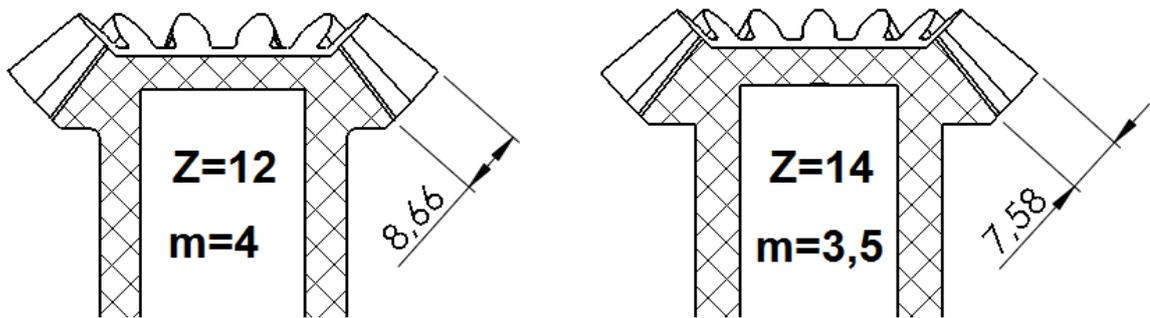


Figura 5.1 - Comparativo de altura do dente entre engrenagem Z12 e Z14

A força tangencial (Equação 3.6) deve ser obtida para o cálculo da tensão aplicada no dente de cada engrenagem, calculada através do torque aplicado (6Nm) e o diâmetro primitivo, onde ocorre o contato entre os dentes com o maior vetor de força aplicada. Observa-se devido a pequena variação no diâmetro médio entre as engrenagens de 12 e 14 dentes, a diferença da força tangencial, posteriormente utilizada para o cálculo da tensão atuante em cada caso.

$$FT = \frac{2 \cdot MT}{d0_m} \quad [N] \quad [35.6]$$

$$FT = \frac{2 \cdot MT}{d0_m} \quad [N]$$

$$FT = \frac{2 \cdot 60000N}{40,22mm} = \mathbf{2983,6N} \quad (Z=12)$$

$$FT = \frac{2 \cdot MT}{d0_m} \quad [N]$$

$$FT = \frac{2 \cdot 60000N}{41,22mm} = \mathbf{2911,2N} \quad (Z=14)$$

Número de dentes equivalentes, segundo Melconian (Equação 3.7), utilizado para o cálculo da tensão máxima atuante, em relação a decomposição do número de dentes real da engrenagem e o ângulo primitivo de contato.

$$Z_e = \frac{Z}{\cos \delta} \quad [3.7]$$

$$Z_{e12} = \frac{Z1}{\cos \delta1} = \frac{12}{\cos 45} = \mathbf{16,97}$$

$$Z_{e14} = \frac{Z1}{\cos \delta1} = \frac{14}{\cos 45} = \mathbf{19,79}$$

O fator de forma do dente é obtido através da tabela de conversão sugerida por Melconian, para a engrenagem de 12 dentes o fator de forma selecionado é 3,6 para o número de dentes equivalentes igual a 17. Considerando a engrenagem de 14 dentes a seleção do fator de formas a partir do número de dentes equivalentes, a partir da interpolação dos valores fornecidos na Tabela 5.1, é de 3,56

Tabela 5.1 - Fatores de forma para Engrenagens Cilíndricas de dentes retos (adaptado de Melconian)

Nº de dentes	17	18	21	24	28	34
Fator de forma	3,6	3,5	3,3	3,2	3,1	3

A tensão máxima de flexão na raiz do dente ( $\sigma_{\text{máx.}}$ ) é calculada a partir da força tangencial atuante no raio primitivo do engrenamento, considerando a largura da engrenagem, fator de forma, módulo e fator de serviço, sugerido por Melconian adaptado da norma AGMA (Equação 3.8) que para serviços leves deve ser considerada o valor de 1,75. A tensão máxima atuante no dente da engrenagem de 12 dentes é de 139,5N/mm<sup>2</sup>.

$$\sigma_{\text{máx.}} = \frac{FT \cdot q}{b \cdot m \cdot e} \quad [3.8]$$

$$\sigma_{\text{máx.}} = \frac{FT \cdot q}{b \cdot m \cdot e} = \frac{2983,6N \cdot 3,6}{11mm \cdot 4mm \cdot 1,75} = \mathbf{139,5 \text{ N/mm}^2}$$

A tensão máxima atuante no dente da engrenagem de 14 dentes é de 153,82N/mm<sup>2</sup>.

$$\sigma_{m\acute{a}x.} = \frac{FT \cdot q}{b \cdot m \cdot e} = \frac{2911,2N \cdot 3,56}{11mm \cdot 3.5mm \cdot 1,75} = 153,82 \text{ N/mm}^2$$

Devido a menor tens\~ao atuante na engrenagem de 12 dentes e m\~odulo 4mm, esta deve ser adotada como primeira escolha para a fabrica\~ao do molde para inje\~ao dos corpos de prova.

## 5.2. Fabrica\~ao de Dispositivo de Ensaio Est\~atico e Din\~amico para Engrenagens C\~onicas

O dispositivo para ensaio de propriedades mec\~anicas de engrenagens c\~onicas polim\~ericas, Figura 5.2, \u00e9 dotado de uma base em alum\~inio (A) que serve de suporte para todo o conjunto e sobre a qual \u00e9 montado um motor el\~etrico (B) conectado a um redutor de velocidade (C). O referido redutor de velocidade \u00e9 acoplado em sua extremidade ao conjunto de transmiss\~ao (D), o qual, por sua vez, est\~a ligado ao sistema de controle de torque (E) na extremidade perpendicular ao eixo motor do sistema, cujo monitoramento do torque instant\~aneo \u00e9 realizado por uma c\~elula de carga (F).

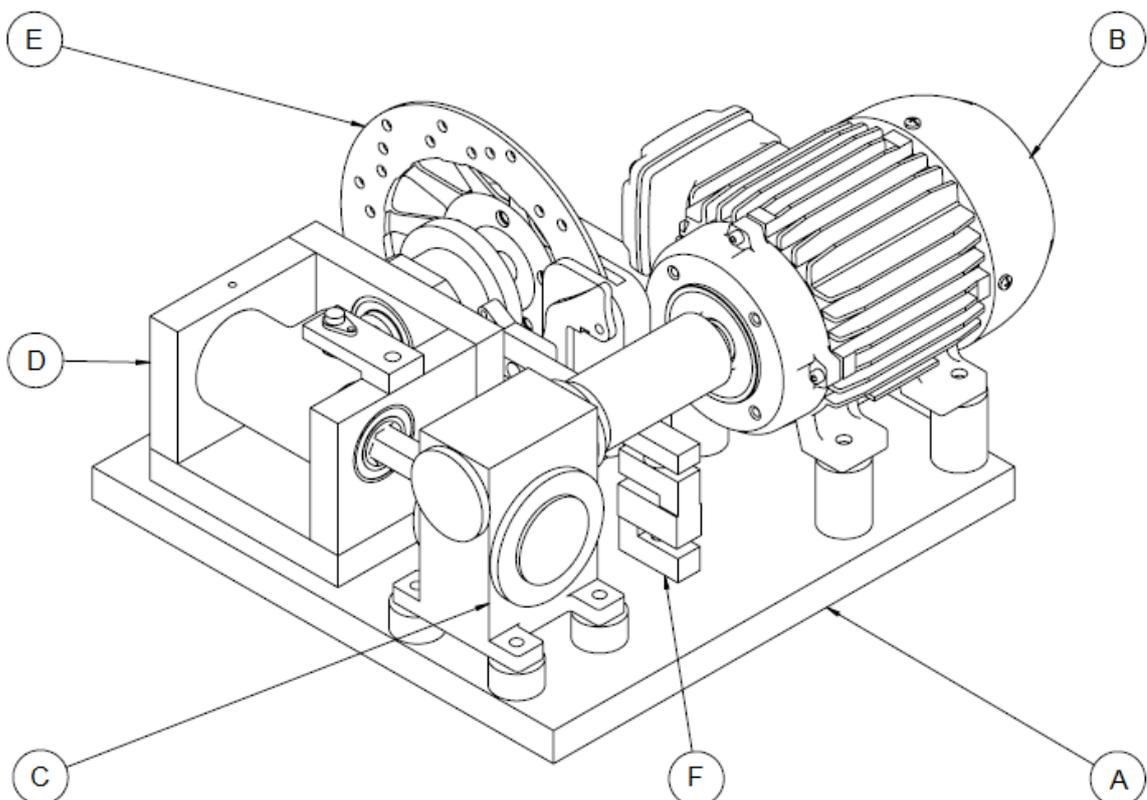


Figura 5.2 - Vis\~ao Geral do Dispositivo de Ensaio

A Figura 5.3 refere-se às funcionalidades dos elementos mecânicos do dispositivo, o eixo sextavado (G) recebe o torque de transmissão do motor elétrico e redutor, acionando a engrenagem cônica polimérica motora (H), a qual transmite movimento de rotação à engrenagem cônica polimérica movida (I) e ao eixo (J), uma vez que esses estão conectados. As mencionadas engrenagens motora (H) e movida (I) são utilizadas nos ensaios para verificação da resistência ao torque, permitindo posterior avaliação do desgaste, através de comparação e medição da massa final após o ensaio. Além disso, o sensor infravermelho de temperatura (P) faz, em intervalos regulares de tempo, o monitoramento da temperatura a que as engrenagens estão submetidas, conforme o torque aplicado. Assim, pode-se verificar para cada torque aplicado, a temperatura máxima aplicada aos dentes das engrenagens, bem como qual o torque máximo que pode ser aplicado ao conjunto de transmissão sem haver desgaste ou deformação plástica excessiva ou, ainda, sem provocar cisalhamento dos dentes.

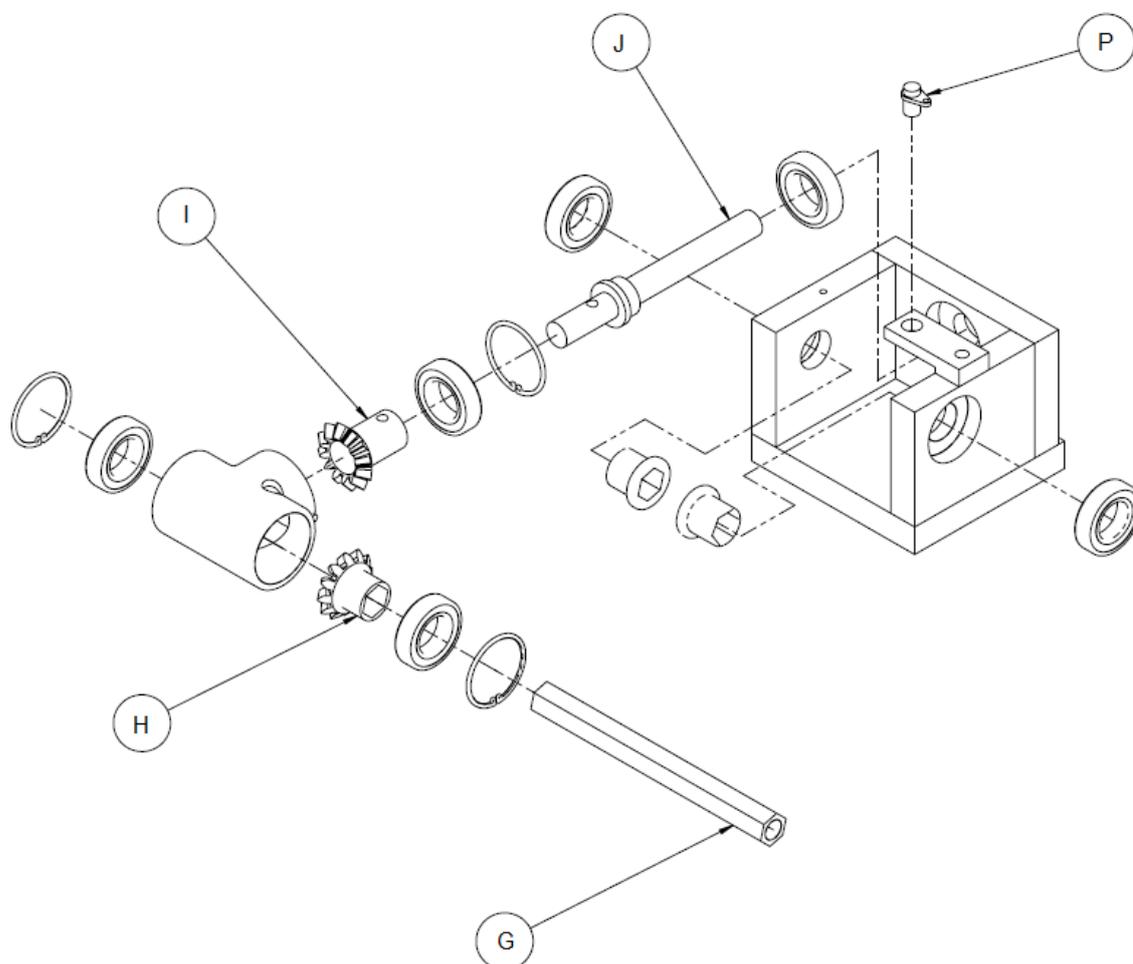


Figura 5.3 - Detalhamento do Dispositivo de Ensaio Mecânico

O monitoramento da temperatura de contato é realizado através de um sensor infravermelho direcionado no diâmetro primitivo médio das engrenagens montadas na caixa de transmissão. Esta disposição permite avaliar a velocidade de resposta ao incremento de temperatura no momento do carregamento do torque no conjunto. O direcionamento do sensor para o corpo da engrenagem não permite efetividade na medição, já que a transferência de calor se dá em relação a energia gerada no momento do contato entre os dentes. Conforme demonstra a Figura 5.4, o sensor é fixado a um suporte que permite direcionar o feixe de radiação no infravermelho. Os valores coletados são comparados graficamente em relação ao torque aplicado no mesmo instante pelo sistema de aquisição.

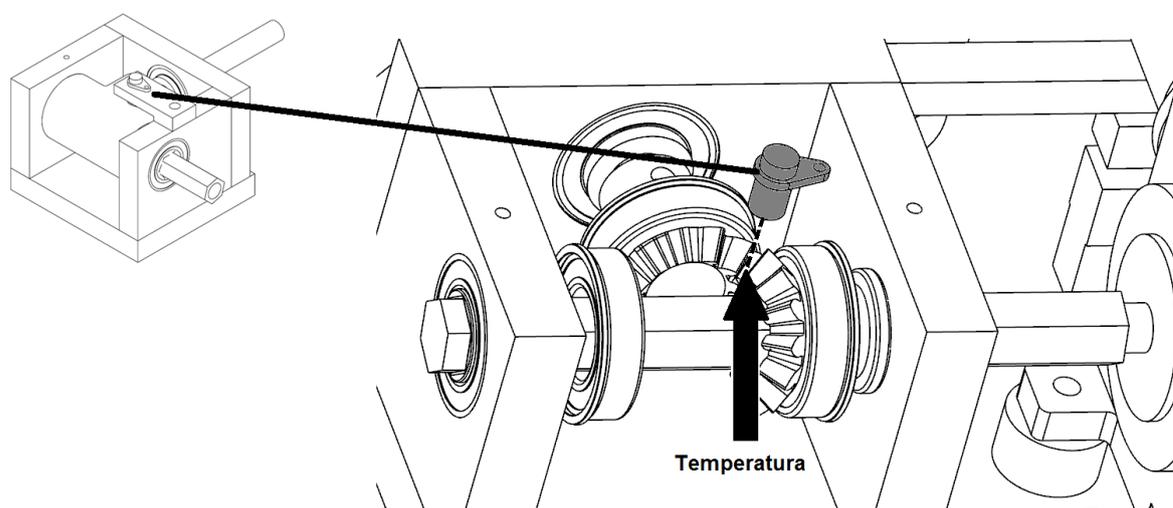


Figura 5.4 - Disposição do sensor e temperatura no sistema de aquisição e controle

O sistema de controle de torque, apresentado na Figura 5.5, é acionado pelo eixo conectado à engrenagem, que movimenta o flange (K) acoplado ao disco de freio (L). O torque a que as engrenagens são submetidas durante os ensaios é obtido pelo acionamento das pastilhas de freio (M), as quais pressionam o disco de freio (L), gerando atrito e submetendo o sistema de transmissão de potência e movimento a um torque controlado. O suporte (N) fixa a alavanca (O) que é deslocada em sentido radial quando o freio é acionado, fazendo contato com a célula de carga demonstrada anteriormente na Figura 5.2 (F), a qual faz o monitoramento remoto para ajuste e controle do torque a que as engrenagens poliméricas são submetidas. Dessa forma, o torque é mantido constante por um determinado intervalo de tempo para os ensaios necessários.

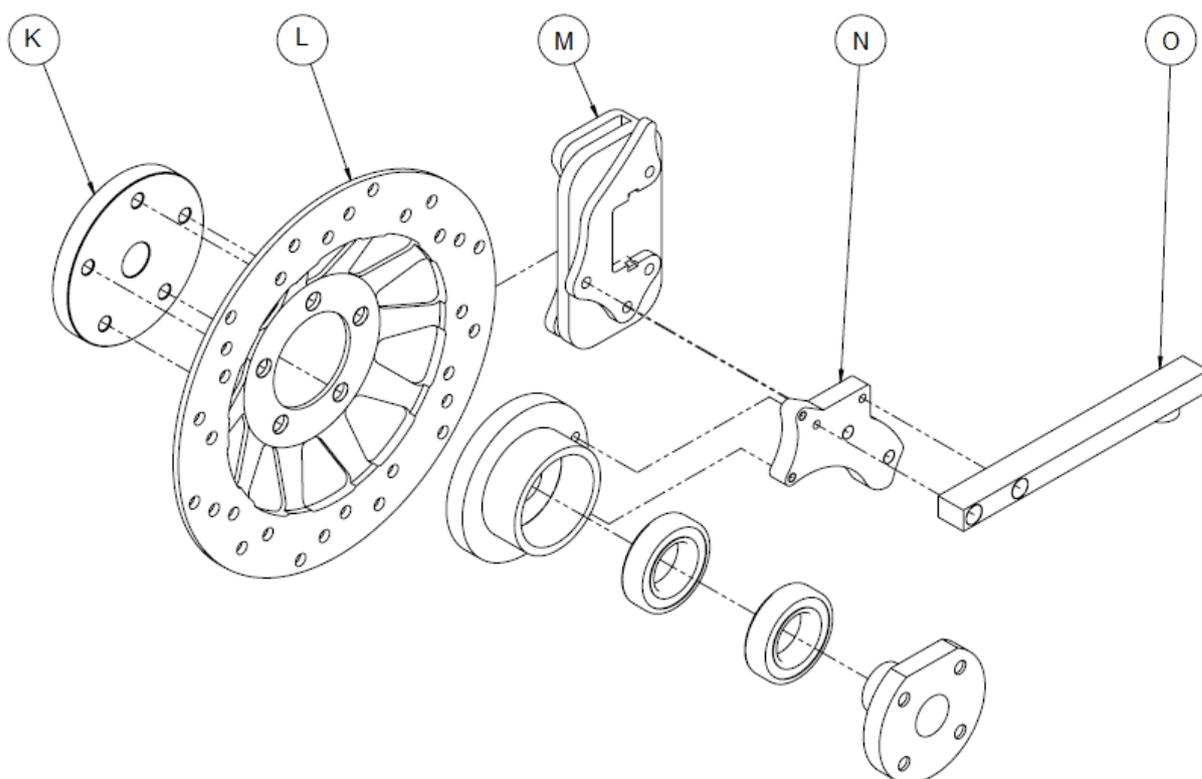


Figura 5.5 - Sistema de Controle de Torque do Dispositivo de Ensaio

O controle do torque aplicado as engrenagens da caixa de transmissão acoplada ao dispositivo de ensaio é realizado através de um sistema de aquisição de dados ligado a um computador via entrada USB. A Figura 5.6 apresenta a tela de informações apresentadas pela coleta de dados dos sensores de carga e temperatura. O gráfico apresenta informações de força aplicada na célula de carga, torque nas engrenagens e temperatura do contato entre os dentes das engrenagens.

O software dispõe de recurso de exportação dos valores coletados para arquivos em formato CSV, que permite posterior análise através de planilhas eletrônicas para tratamento dos dados relevantes e geração de gráficos separadamente. Os arquivos de coleta de dados podem ser salvos e reabertos pelo software para futura análise gráfica do comportamento destes através do tempo de ensaio.



Figura 5.6 - Sistema de Aquisição de Dados- Tela de Informações em Tempo Real

Na tela de configuração do software de controle e aquisição de dados do dispositivo de ensaio (Figura 5.7), é possível fazer a calibração da célula de carga, determinar o tempo de intervalo para cada coleta de amostragem, programar a histerese do freio em relação a variação da velocidade de resposta mecânica, determinar o valor do torque a ser controlado pelo dispositivo durante o ensaio. Ainda há a possibilidade de indicar o comprimento da haste de contato entre o centro de rotação do freio até o acionamento da célula de carga. Isto permite que o dispositivo possa ter alterações mecânicas quanto a sua dimensão, viabilizando a utilização do mesmo sistema de controle e aquisição, somente com a modificação de dados construtivos relevantes para alterações de leituras de força e temperatura.

O dispositivo apresentou desempenho satisfatório durante sua utilização, proporcionando a variação de esforço e controle de tempo durante os ensaios, a coleta de dados permitiu comparar os dados de torque e temperatura nos dentes das engrenagens, bem como seu comportamento durante o ensaio.

The image shows a software configuration window with two tabs: 'Monitoramento' and 'Configuração'. The 'Configuração' tab is selected. The interface contains several control elements:

- Fator de Ajuste de Peso:** A slider and a digital display showing '1.01'.
- Força:** A digital display showing '0.0'.
- Offset ->>:** A button with a green checkmark and a digital display showing '4.36'.
- Clear Offset:** A button with a green checkmark.
- Tempo de amostragem (s):** A slider and a digital display showing '0.5'.
- Histerese do freio.:** A slider and a digital display showing '1.0'.
- Simular Célula Carga:** A checkbox that is currently unchecked.
- Freio:** A digital display showing '8.5'.
- Fator de Ajuste de Torque:** A slider and a digital display showing '0.20'.
- Buttons at the bottom:** Three buttons with green checkmarks: 'Liga Rele 1', 'Liga Rele 2', and 'Desliga Ambos'.

Figura 5.7 - Tela de Configuração do Software de Controle e Aquisição de Dados

### 5.3. Molde de Injeção Plástica para Engrenagem Cônicas de Dentes Retos.

O molde para injeção das engrenagens e posteriormente extração dos corpos de prova para Análises Térmico- Dinâmico Mecânicas (DMTA) foi construído em aço ABNT 1045. É formado por uma cavidade com geometria da engrenagem cônica padrão AGMA de 12 dentes, conforme cálculos de projeto apresentados anteriormente. A cavidade do molde permite futuras alterações geométricas, o que justifica a utilização do aço ABNT 1045, tratando-se de um modelo experimental de pesquisa e baixa produção.

A tampa superior e inferior do molde possuem dimensões 250mm x 250mm x 32mm, que permitem sua fixação na injetora, as cavidades e restante do molde possuem 150mm x 150mm com variação de espessura de acordo com a disposição da cavidade além da definição do curso livre para extração da peça de 46mm. A Figura 5.8 demonstra as partes que compõe o molde de injeção plástica, em uma vista em corte, bem como a engrenagem cônica injetada inserida na cavidade.

As cavidades de refrigeração do molde foi usinada em forma de cavidade circular na cavidade superior e inferior a aproximadamente 6mm da parede da forma da engrenagem, permitindo um resfriamento homogêneo do material injetado.

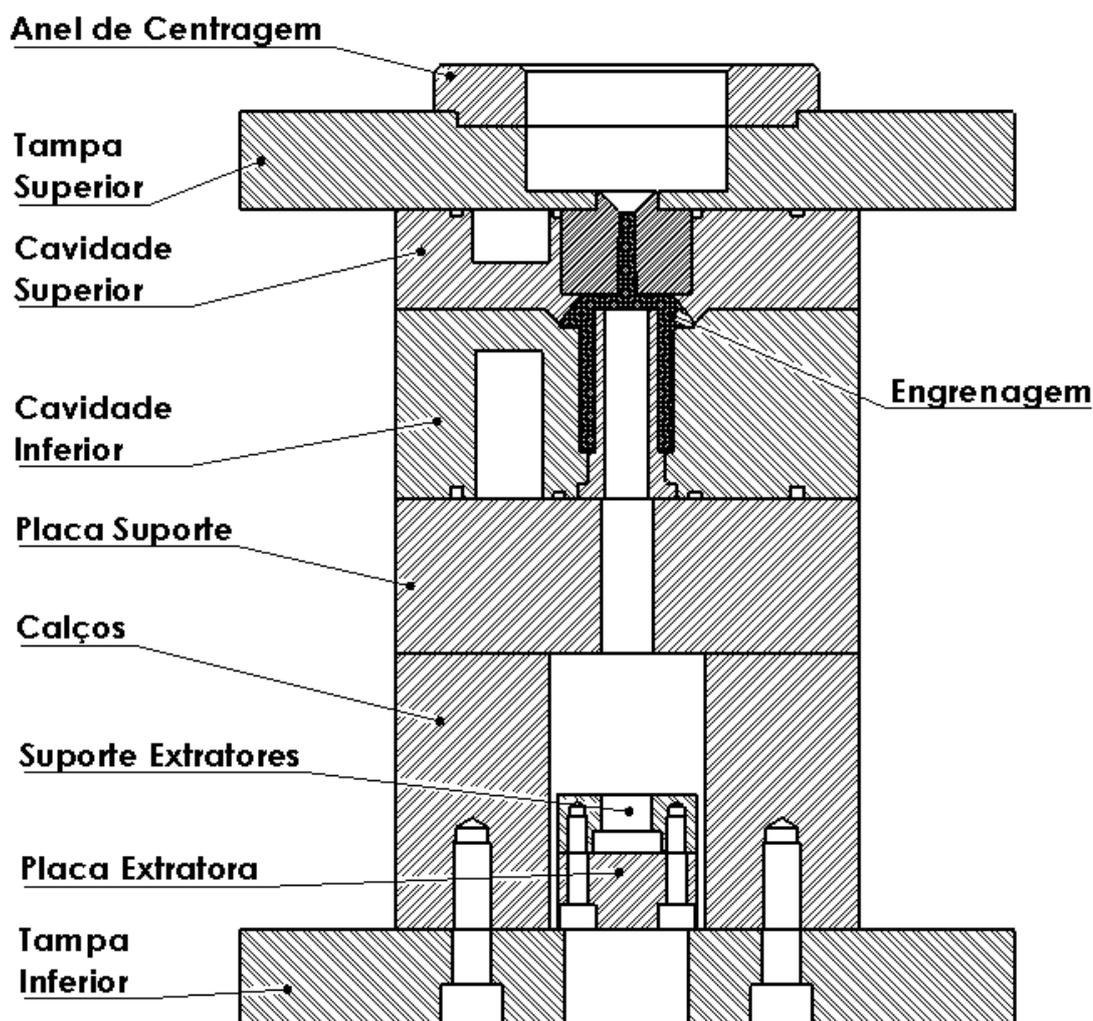


Figura 5.8 - Molde de Injeção para Engrenagens Cônicas de Dentes Retos

A peça foi modelada em 3D utilizando o software Solidworks. Posteriormente foi gerada a cavidade nas partes do molde e, a partir desta, formadas as áreas de refrigeração, extração e canal de injeção. Após a conclusão do projeto do molde, baseado na revisão bibliográfica no que se refere a localização do canal de injeção, objetivando o melhor fluxo e qualidade de enchimento nos dentes da engrenagem, minimizando os pontos de solda (material unido a partir de sentidos opostos de fluxo), extrai-se do molde em 3D a peça final acabada (Figura 5.9) para simulação do processo de injeção plástica.

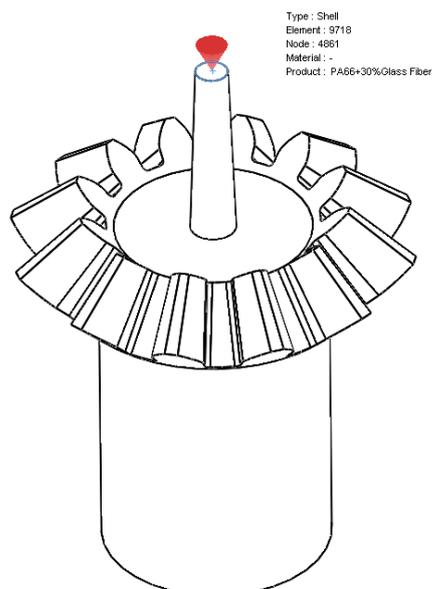


Figura 5.9 - Peça Injetada - Modelo Tridimensional para Simulação de Injeção Plástica

Considerando um volume de material necessário de 28,39 cm<sup>3</sup> e o peso de 39,05 g para a simulação em SolidWorks Plastics, em Poliamida 6/6 com adição de 30% de fibra de vidro, tendo as propriedades mecânicas e de processo anteriormente apresentadas e transferidas ao software, realizou-se a simulação de enchimento da cavidade, onde as fases do processo de injeção puderam ser observadas. O tempo total de enchimento da cavidade foi de 3,33 segundos, com indicativo de tempo de resfriamento em molde ainda fechado de 12 segundos para atingir uma temperatura de extração da peça a 120°C.

A Figura 5.10 demonstra as fases do processo de injeção plástica no preenchimento do corpo da peça em função do tempo, bem como a distribuição homogênea do material. Entre os resultados obtidos através desta simulação do método de elementos finitos para injeção plástica, destaca-se a ausência de soldas frias devido ao encontro do fluxo do material, comprovando a eficácia das dimensões e localização do gate de injeção e design da peça, bem como nula a degradação do material em extremidades por aumento de temperatura nas regiões de saída de gás da cavidade, pelo aumento de pressão do ar interno no momento da injeção do material.

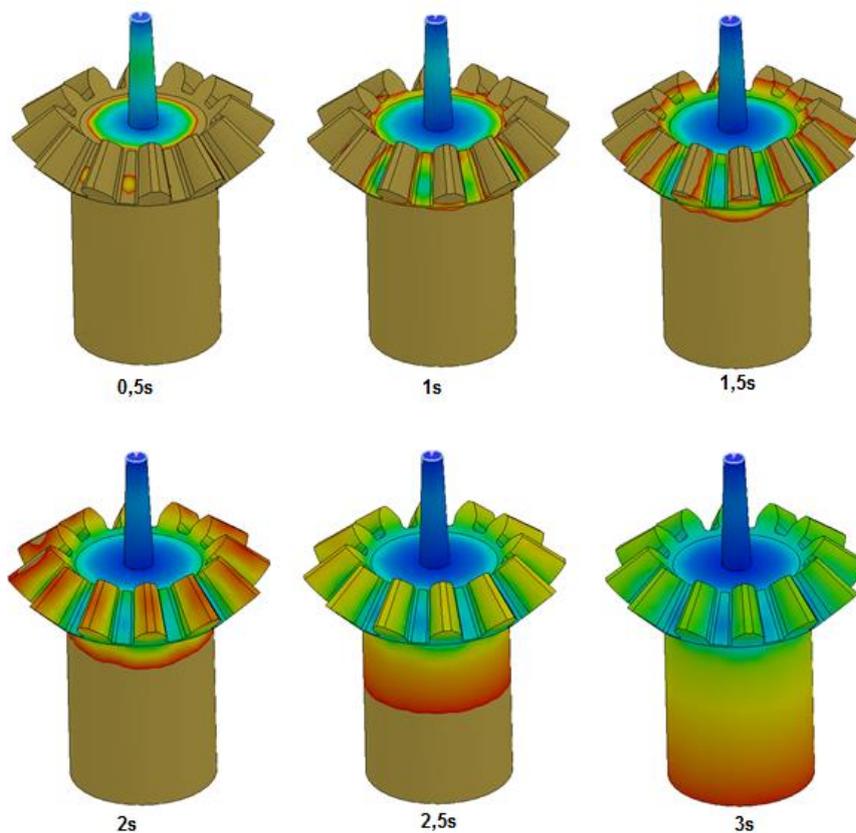


Figura 5.10 - Simulação de Injeção e Distribuição de Fluxo na Peça

A finalização do projeto e construção do molde para injeção da engrenagem cônica de 12 dentes e módulo 4mm é apresentada na Figura 5.11, representando o molde aberto após o ciclo de produção onde a peça é finalizada e extraída da cavidade. A abertura do molde é controlada pela máquina injetora, configurando a distancia necessária para o comprimento total da peça somado ao comprimento do canal de injeção, este por sua vez é retirado manualmente da peça através de ferramenta cortante.

Os corpos de prova para Análises Térmico Dinamico Mecânicas (DMTA) foram usinados a partir do corpo da engrenagem injetada, onde a linha de fluxo de injeção é longitudinal ao comprimento da peça (Figura 5.12). A remoção destes da peça foi realizada através do processo de fresamento do corpo da peça até a obtenção da geometria final igualmente para cada material selecionado.

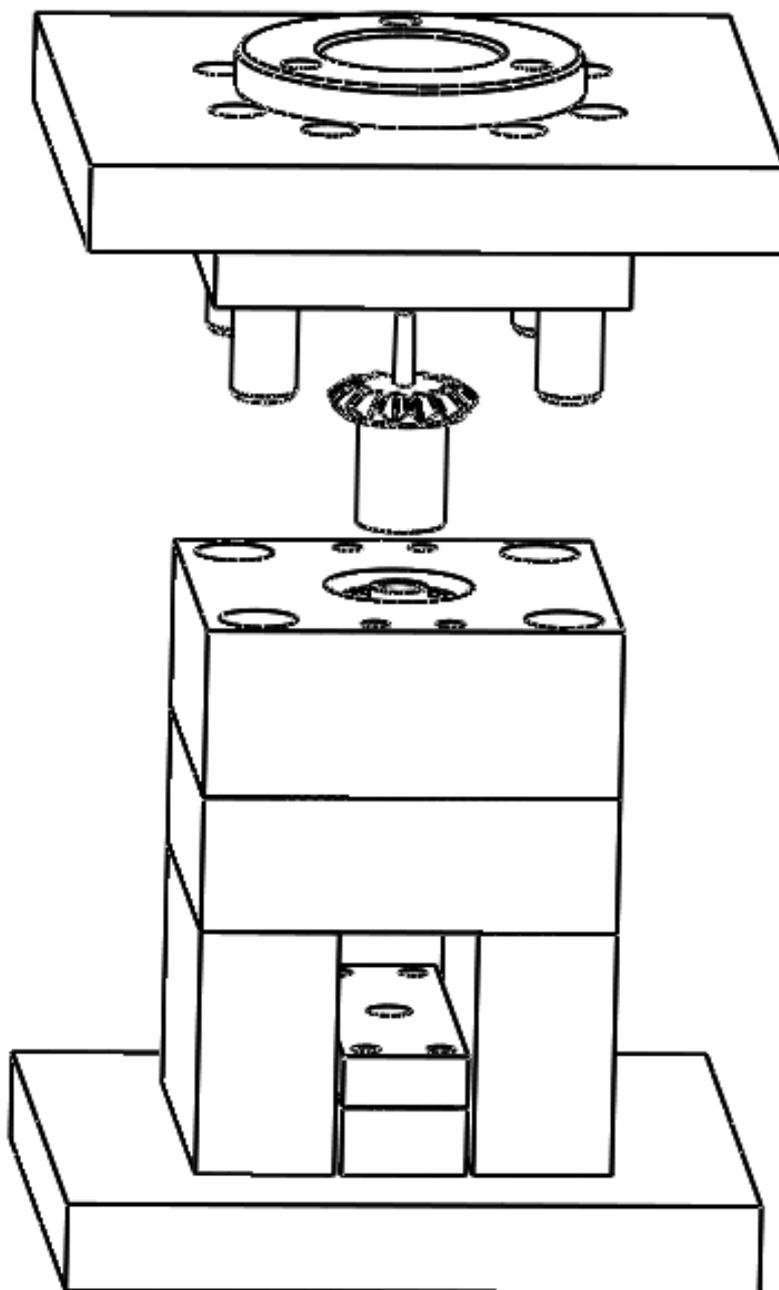


Figura 5.11 - Molde de Injeção Aberto - Extração da Peça

As peças injetadas permitiram sua análise de comportamento mecânico através de sua montagem em caixas de transmissão e ensaio no dispositivo, verificando seu torque limite sustentável em regime estático e dinâmico juntamente com a avaliação da temperatura no contato entre os dentes.

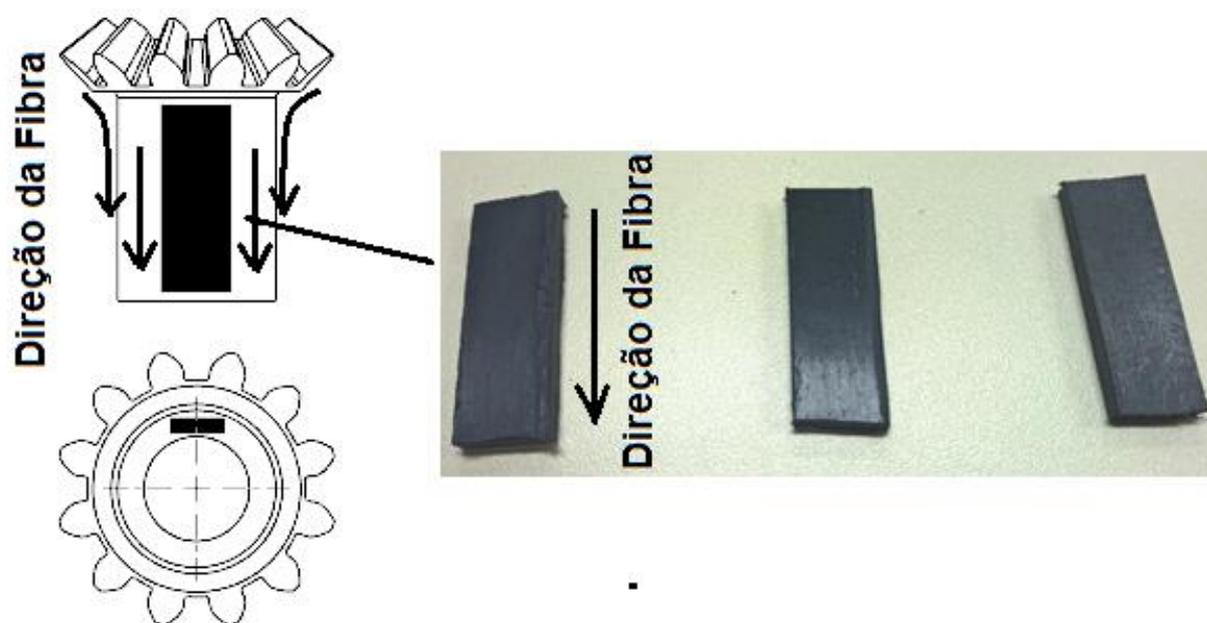


Figura 5.12 – Corpos de Prova a Partir da Peça Injetada – Direcionamento das Fibras Injetadas

#### 5.4. Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV):

Após a fratura dos corpos de prova retangulares, utilizando o resfriamento dos materiais em nitrogênio líquido, pode-se observar a estrutura morfológica em microscópio eletrônico de varredura e a distribuição das fibras ao longo da área transversal. A Figura 5.13 apresenta o corpo de prova em Poliamida 6/6 sem adição de carga, onde observa-se em várias fases de ampliação uma boa homogeneidade da injeção plástica, não sendo apresentadas porosidades, com ampliações de 500x, 1000x e 4000x.

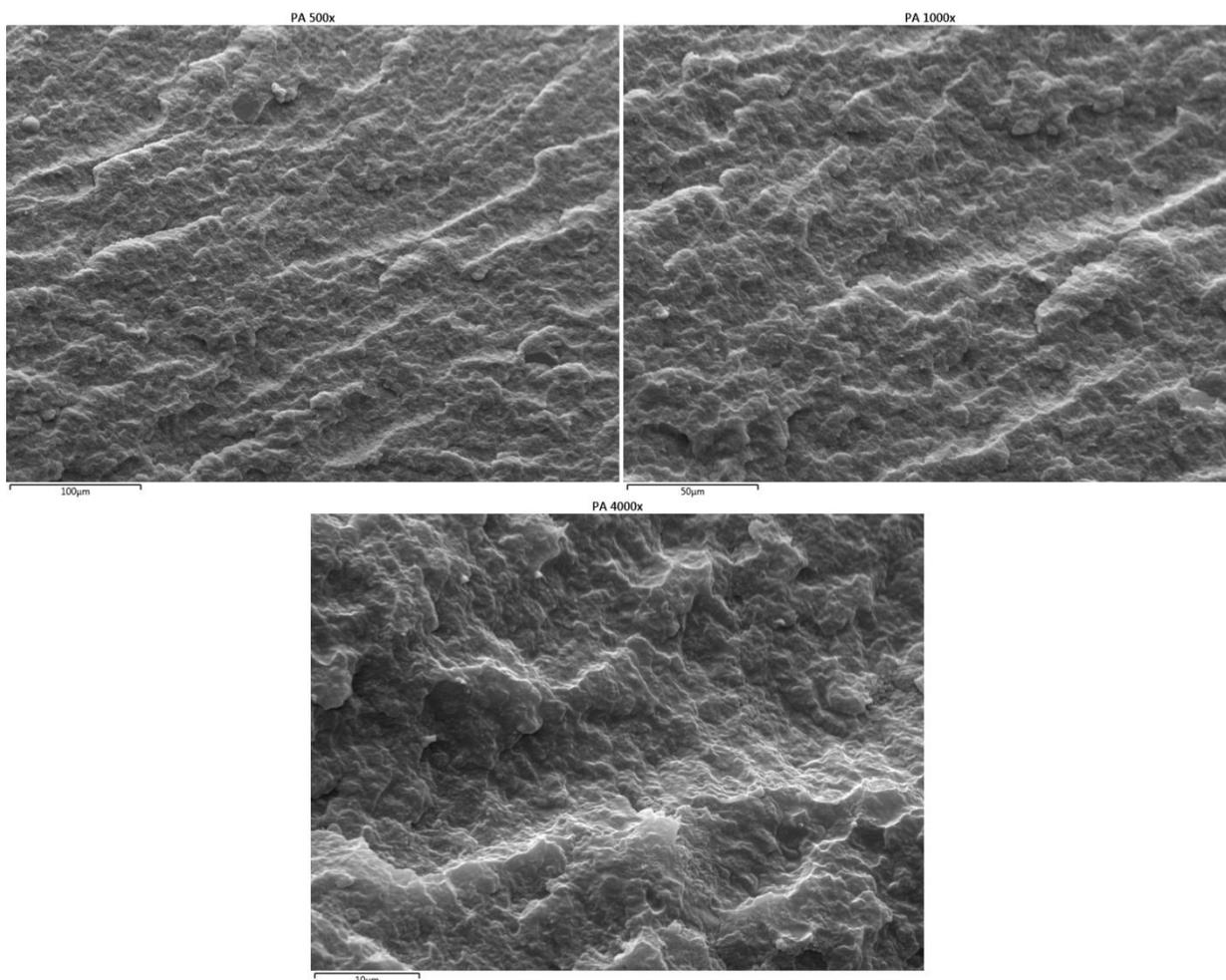


Figura 5.13 - Micrografia por MEV da Poliamida 6/6 sem carga de adição.

A Poliamida 6/6 com adição de 30% de fibra de vidro foi observada em sua homogeneidade assim como o direcionamento das fibras sendo perpendiculares a seção da fratura, comprovando o objetivo de mantê-las paralelas ao comprimento do corpo das engrenagens no processo de injeção plástica. As fibras possuem formato fibrilar e seu comprimento superior a  $250\mu\text{m}$ , não podendo ser observado em sua totalidade por estar parcialmente inserido e rompido na amostra. Observando a ampliação de 100x (Figura 5.14) comprova-se a homogeneidade da distribuição das fibrilas em toda a área da fratura, em 1000x observa-se a retirada das fibras ("fiber-pullout") da carga no momento da fratura, na ampliação de 4000x a fibra de vidro pode ser observada individualmente quanto a sua alocação na Poliamida, seu formato e compatibilidade entre matriz e carga.

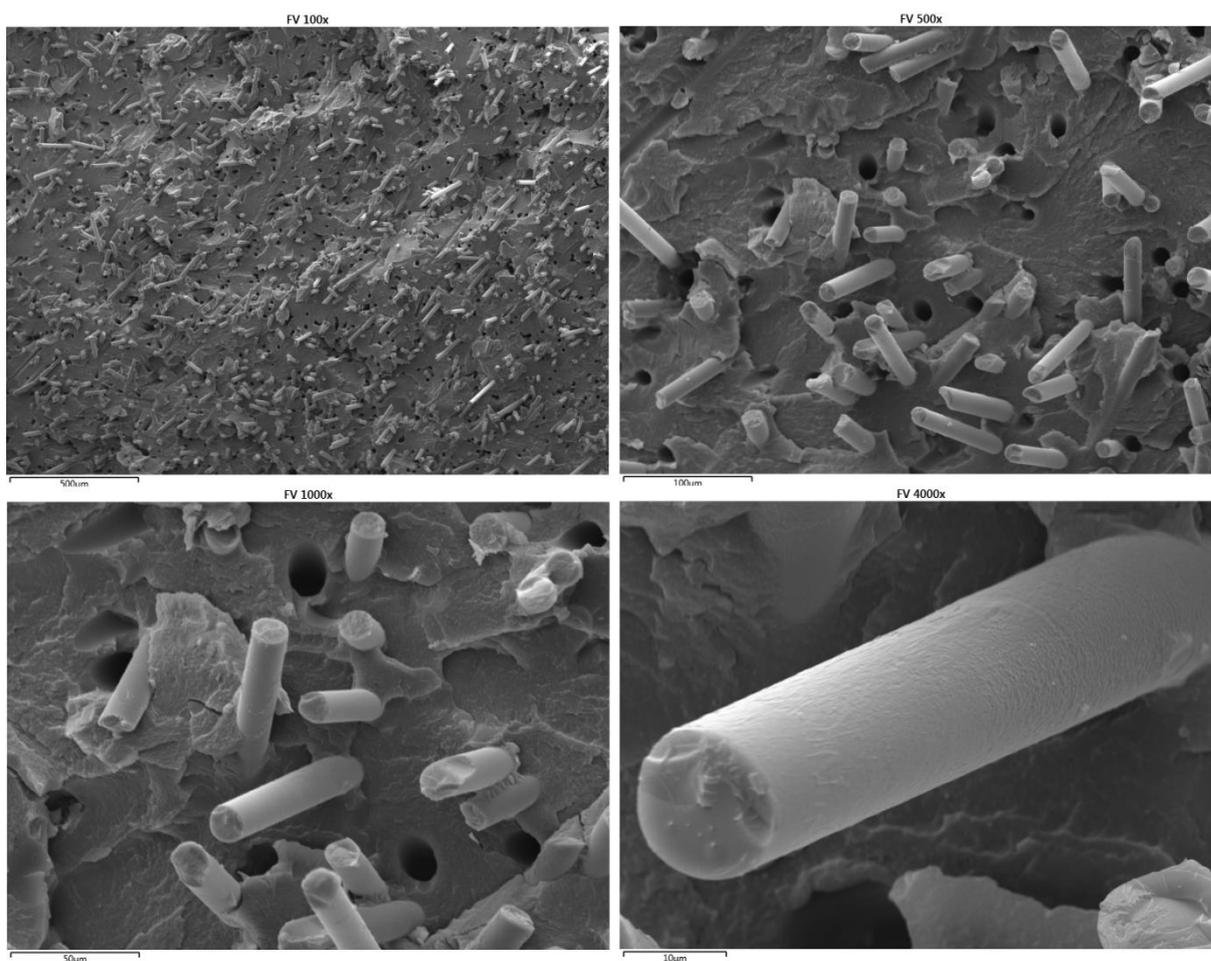


Figura 5.14 - Micrografia por MEV da Poliamida 6/6 com 30% de adição de Fibra de Vidro, ampliações de 100x, 500x, 1000x e 4000x.

A micrografia da matriz de Poliamida 6/6 com adição de 30% de fibra de carbono (Figura 5.15), apresenta boa distribuição das fibras no processo de injeção, a retirada ("fiber-pullout") das fibrilas no momento da fratura pode ser observada com ampliação de 500x e 1000x, sendo que a 4000x verifica-se detalhadamente seu formato fibrilar bem como a compatibilidade entre a matriz e carga, a adesão da matriz a carga quando comparada a Poliamida 6/6 com 30% de fibra de vidro, apresenta maior compatibilidade, verificando maior adesão da matriz do corpo da fibra após a ruptura.

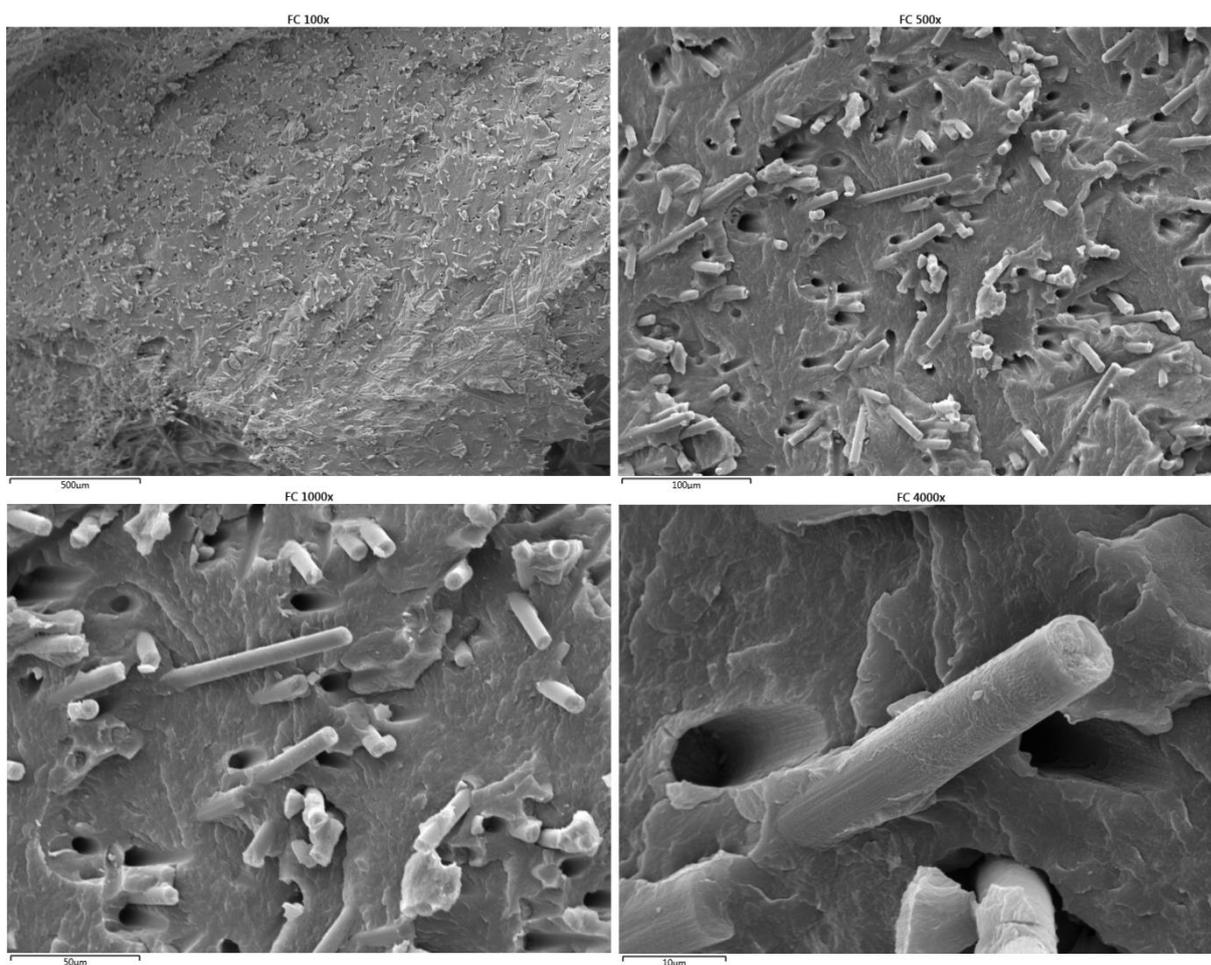


Figura 5.15 - Micrografia por MEV da Poliamida 6/6 com 30% de adição de Fibra de Carbono, ampliações de 100x, 500x, 1000x e 4000x.

### 5.5. Análises DMTA

As análises de fluência e recuperação nos compósitos apresentam as diferenças entre o comportamento mecânico a partir de uma carga aplicada por 10 minutos, com frequência de 1,47Hz a 2MPa a temperaturas variando de 30°C a 105°C, temperatura no qual foi observada em ensaios dinâmicos com as engrenagens em dispositivo de aplicação de torque, a fluência do material, que compromete seu desempenho. A Figura 5.16 apresenta a análise da Poliamida 6/6 (Poliamida), sem adição de carga, onde a fluência foi de 1,843% a 105°C e a recuperação ficou em 84,54%. Na temperatura de 30°C o corpo de prova sofreu deformação em na faixa de 0,488% recuperando 90,28%. As análises das Poliamidas com adição de fibra de vidro e fibra de carbono mostraram maior resistência à fluência já a partir das temperaturas iniciais. No entanto, é importante salientar-se que, em todos os casos, a fluência dos

materiais foi bastante baixa, prejudicando assim uma avaliação consistente dos resultados.

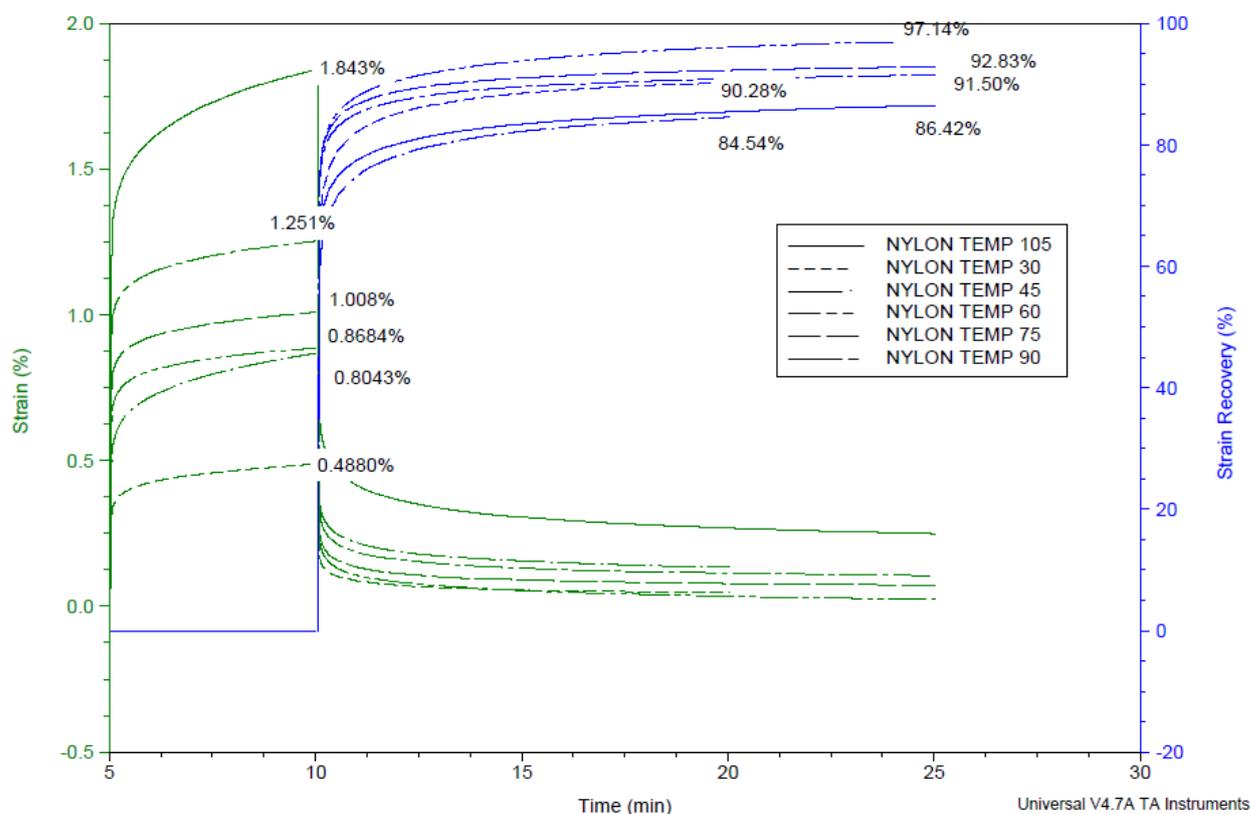


Figura 5.16 - Análise de Fluência e Recuperação para amostra de Poliamida 6/6

A Tabela 5.2 apresenta os resultados do ensaio de forma comparativa, observando a maior variação da deformação do polímero a partir de 90°C

A Poliamida 6/6 com carga de 30% de fibra de vidro apresenta menor fluência que a Poliamida 6/6 pura, já a partir da temperatura de 30°C com 0,1371%, a 105°C o alongamento foi contido pela carga, atingindo apenas 0,2382% com recuperação de 86,85% (Figura 5.17).

A adição de fibra de vidro na matriz incrementa resistência a temperaturas mais elevadas, porém, conforme relataram (ACCORSI *et al.*, 2009) em suas experimentações, não aumenta seu desempenho na recuperação a forma inicial.

Tabela 5.2 - DMTA - Poliamida 6/6

DMTA - Poliamida 6/6		
Temperatura	Deformação	Recuperação
30	0,4880%	90,28%
45	0,8684%	84,54%
60	0,8864%	97,14%
75	1,008%	92,83%
90	0,8043%	91,50%
105	1,843%	86,42%

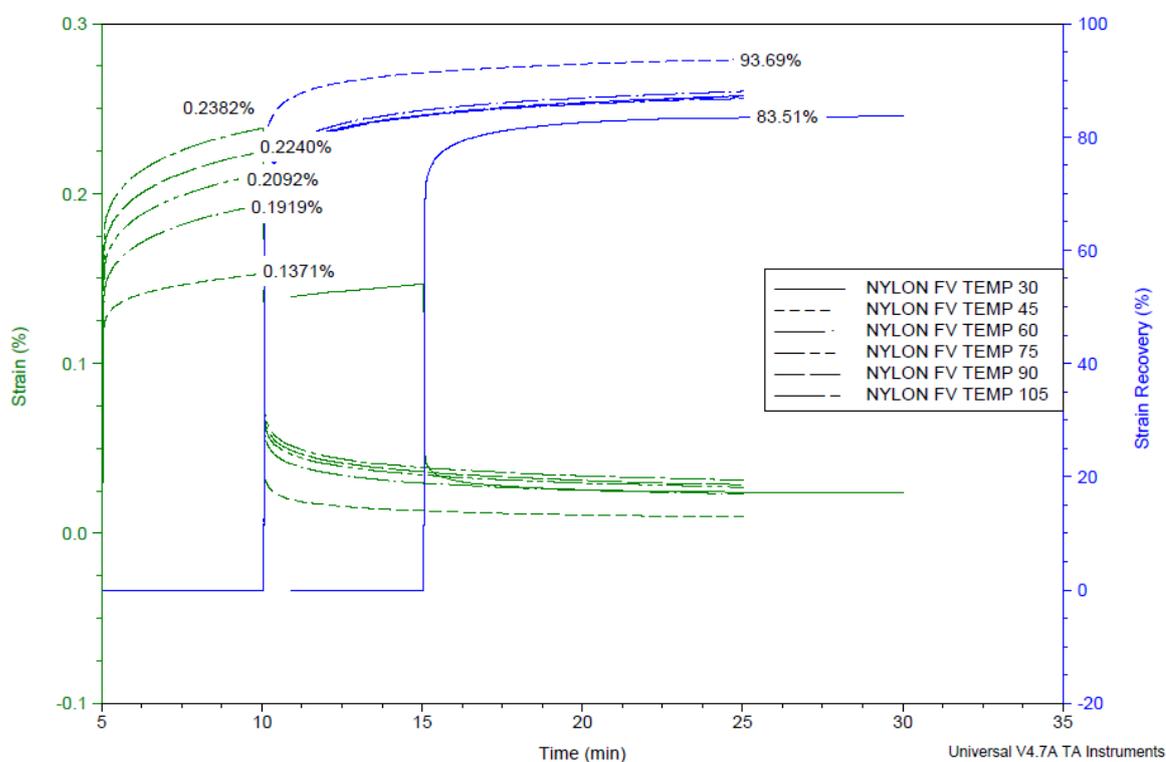


Figura 5.17 - Análise de Fluência e Recuperação para amostra de Poliamida 6/6 + 30% de Fibra de Vidro

Tabela 5.3 demonstra os resultados do gráfico anterior em ordem crescente de 30°C a 105°C, podendo ser observada a crescente de deformação com o aumento da temperatura.

Tabela 5.3 - DMTA - Poliamida 6/6 + 30% de Fibra de Vidro

DMTA - Poliamida 6/6 + 30% de Fibra de Vidro		
Temperatura	Deformação	Recuperação
30	0,1371%	83,51%
45	0,1526%	93,69%
60	0,1934%	88,06%
75	0,2112%	87,17%
90	0,2248%	87,31%
105	0,2382%	86,85%

A adição de 30% de carga de Fibra de Carbono na matriz de Poliamida 6/6 promove desempenho superior quanto a resistência a fluência sob mesmas condições de ensaio comparado a adição de Fibra de Vidro ou Poliamida 6/6 pura. A Figura 5.18 demonstra uma menor fluência do compósito desde as temperaturas iniciais até 105°C, com uma fluência menor que 0,9% a 105°C com uma recuperação de 93,92%. Novamente a carga de adição não atribui propriedades de forma que a recuperação após a fluência seja maior que a matriz pura.

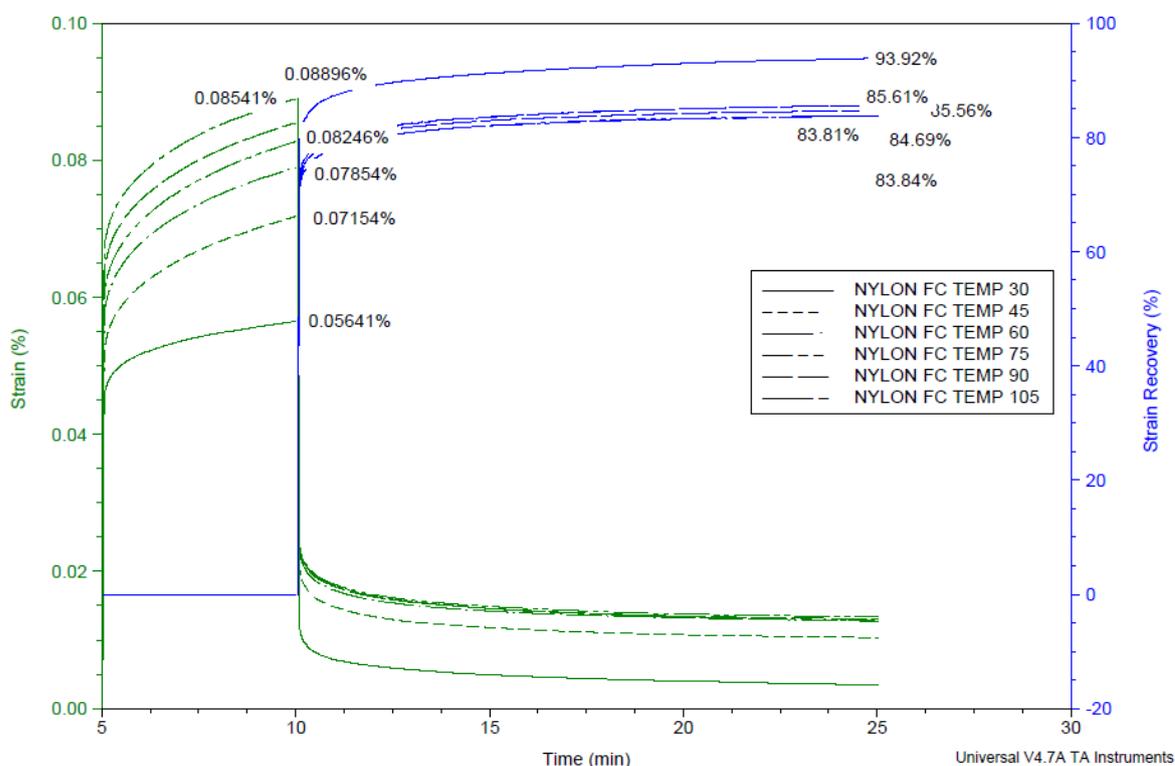


Figura 5.18 - Análise de Fluência e Recuperação para amostra de Poliamida 6/6 + 30% de Fibra de Carbono

A partir dos resultados obtidos com o aquecimento da Poliamida 6/6 com adição de 30% de fibra de carbono, observa-se a menor deformação da amostra (Tabela 5.4) em relação aos outros compósitos avaliados. Este comportamento pode ser relacionado a qualidade da adesão da fibra de carbono a matriz bem como melhores propriedades mecânicas da carga de adição, promovendo maior estabilidade dimensional.

Tabela 5.4- DMTA - Poliamida 6/6 + 30% de Fibra de Carbono

<b>DMTA - Poliamida 6/6 + 30% de Fibra de Carbono</b>		
<b>Temperatura</b>	<b>Deformação</b>	<b>Recuperação</b>
30	0,05641%	93,92%
45	0,07154%	85,56%
60	0,07854%	83,81%
75	0,08246%	83,84%
90	0,08541%	84,69%
105	0,08896%	85,61%

### 5.6. Análise Termogravimétrica (TGA)

Os polímeros devem ser processados em temperatura inferior à de sua decomposição, ou degradação. As análises termogravimétricas consistem em elevar a temperatura do compósito até obter a degradação total, em atmosfera de nitrogênio, para posteriormente verificar o resíduo final da amostra, quantificando a carga de adição à matriz.

A Figura 5.19 apresenta a decomposição da Poliamida 6/6 em nitrogênio, onde observa-se que à cerca de 408°C atinge-se a máxima taxa de decomposição, observando-se um percentual de resíduo de 5%.

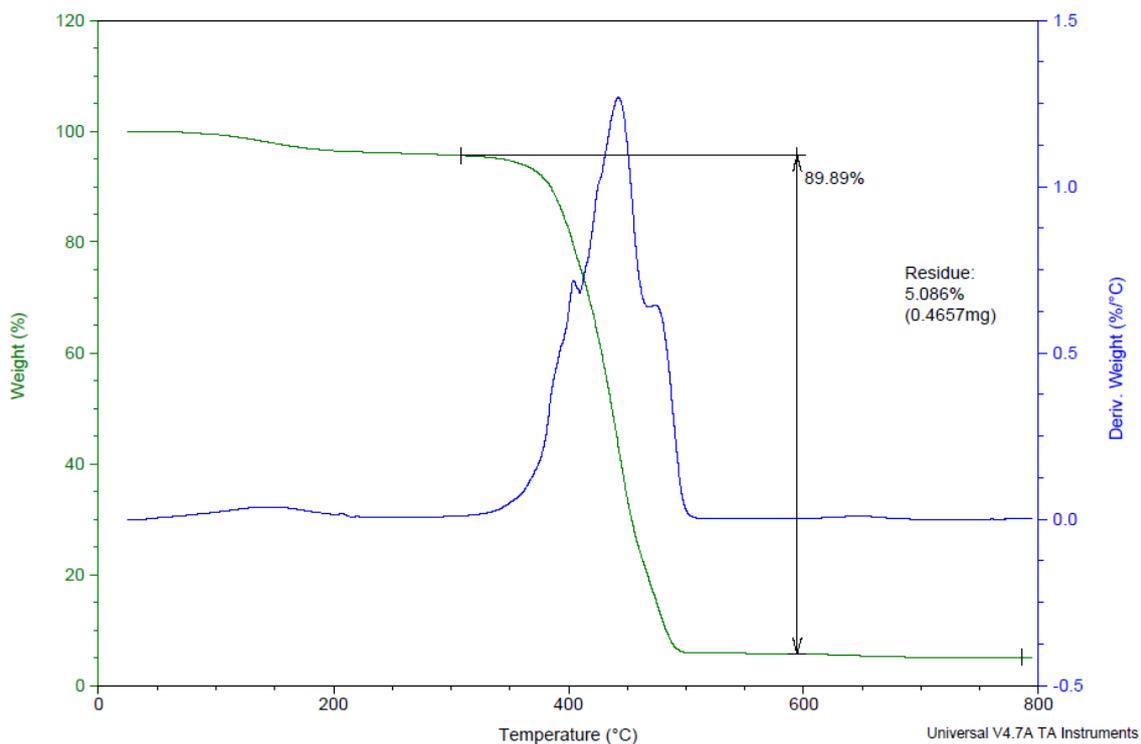


Figura 5.19 - Termograma de TGA da PA 6/6 puro em nitrogênio

Submetendo a Poliamida 6/6 com 30% de fibra de vidro em sua composição ao ensaio de termogravimetria em nitrogênio, esta apresenta uma temperatura máxima de degradação em torno de 407°C com o percentual de resíduo em 29,05%

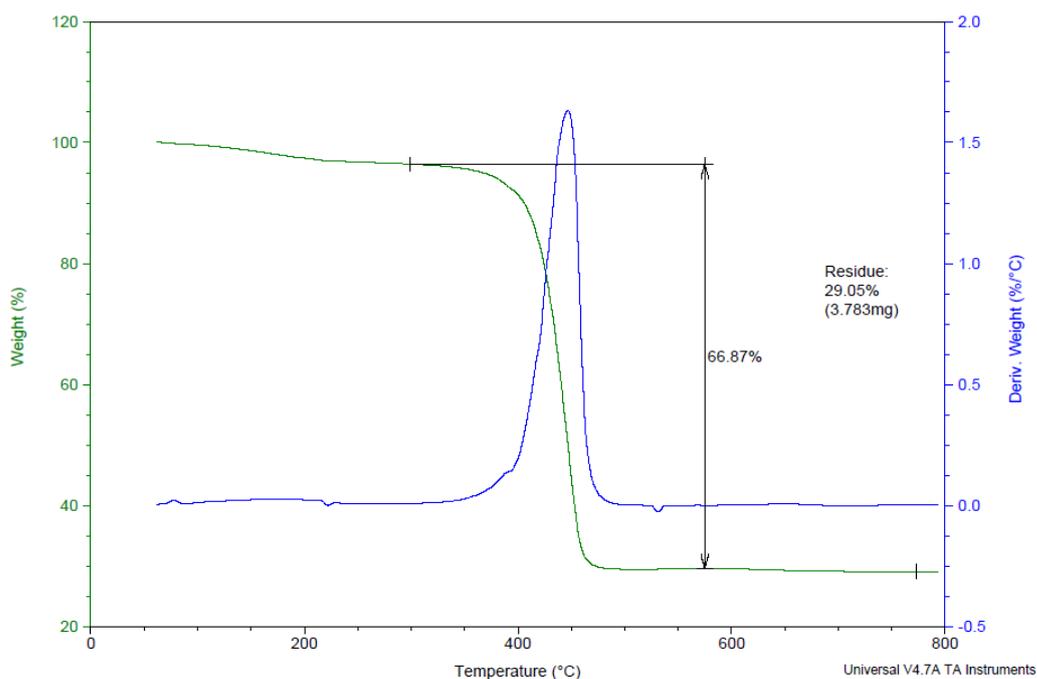


Figura 5.20 - Termograma de TGA da PA6/6 + 30%F.V. em nitrogênio

A análise da Poliamida 6/6 com adição de 30% de Fibra de Vidro em atmosfera de nitrogênio, apresentou a temperatura em torno de 395°C a sua decomposição máxima, restando cerca de 22% de fibra de carbono como resíduo.

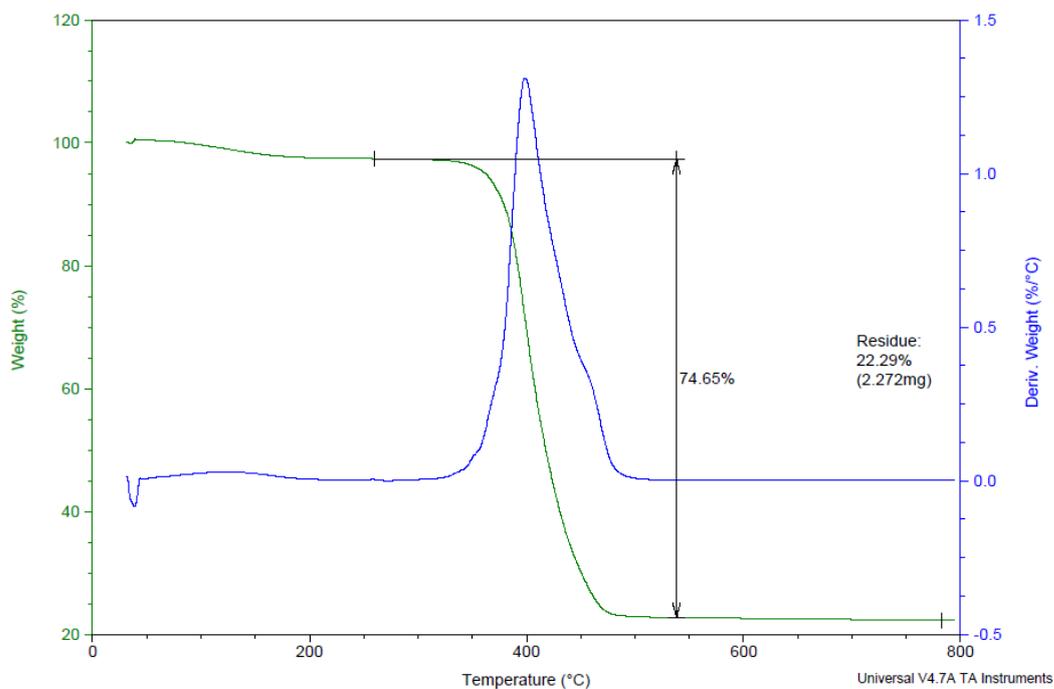


Figura 5.21 - Termograma de TGA da PA6 +30% de F.C. em nitrogênio

A análise de TGA da PPA com 30% de fibra de vidro em atmosfera de nitrogênio, mostra um material com estabilidade térmica semelhante os demais, conforme apresentado na Figura 5.22. A taxa máxima da decomposição do material aparece a 462,50°C e o resíduo contém 35,63% do material inicial, compatível com o teor de carga declarado pelo fornecedor.

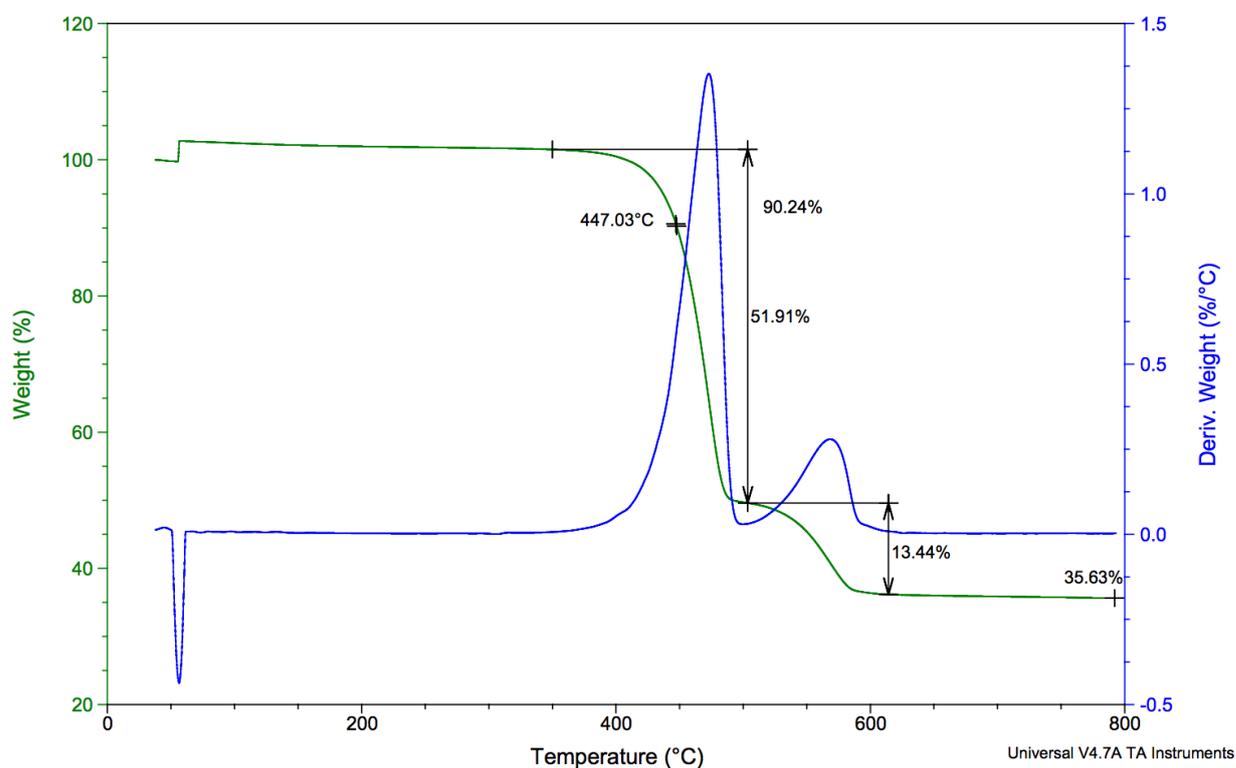


Figura 5.22 - Termograma de TGA da PPA +30% de F.C. em nitrogênio

### 5.7. Análises por Calorimetria Diferencial Exploratória (DSC):

A Figura 5.23 mostra a avaliação das características térmicas por DSC da amostra da Poliamida sem adição de carga, onde observa-se um pico de fase exotérmico a 181,64°C, referente a temperatura de cristalização do material, e um pico de transição de fase endotérmico, correspondente a temperatura de fusão, a 207,51°C.

A Poliamida com carga de adição de 30% de Fibra de Vidro (Figura 5.24) apresentou a temperatura de cristalização a 191,23°C com Tm em 220,05°C. Pode-se afirmar que a adição de carga de Fibra de Vidro não alterou as significativamente características da Poliamida quanto as suas propriedades térmicas, o que já fora demonstrado nos ensaios de fluência e recuperação.

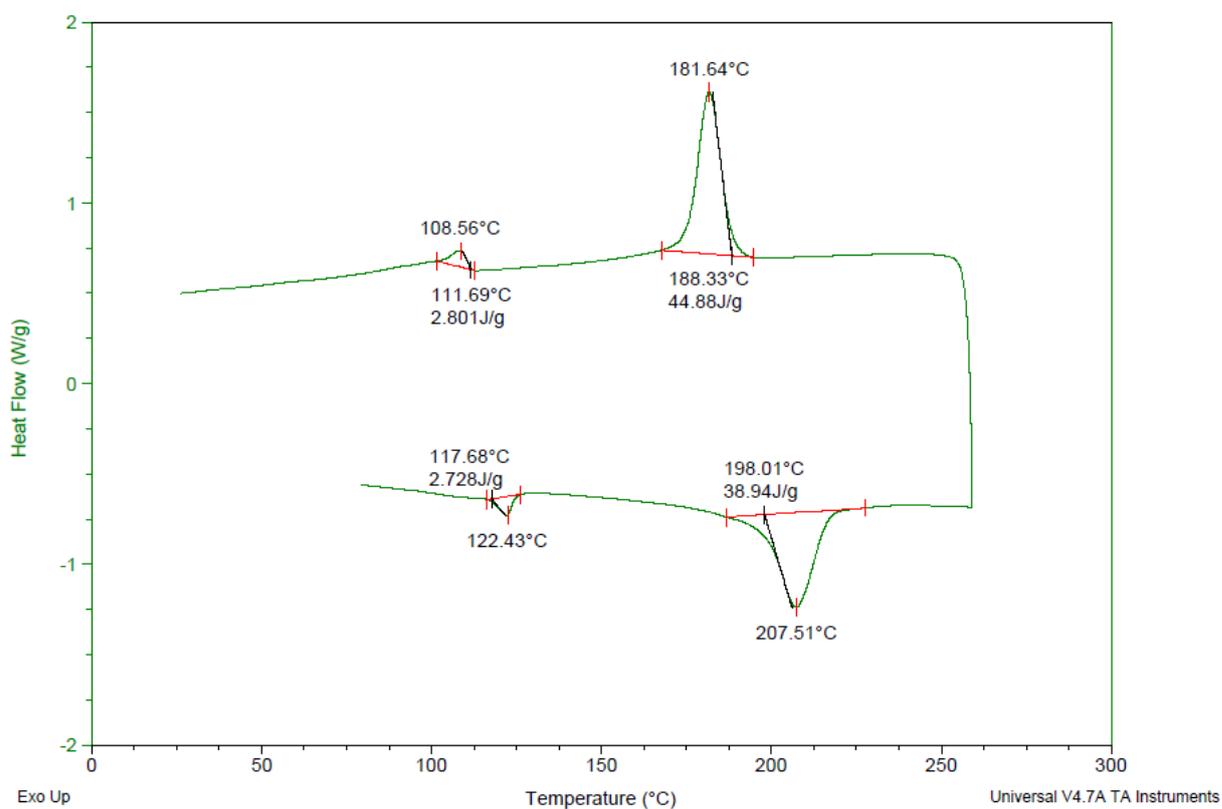


Figura 5.23 - DSC da Poliamida 6 sem adição de carga, segundo ciclo.

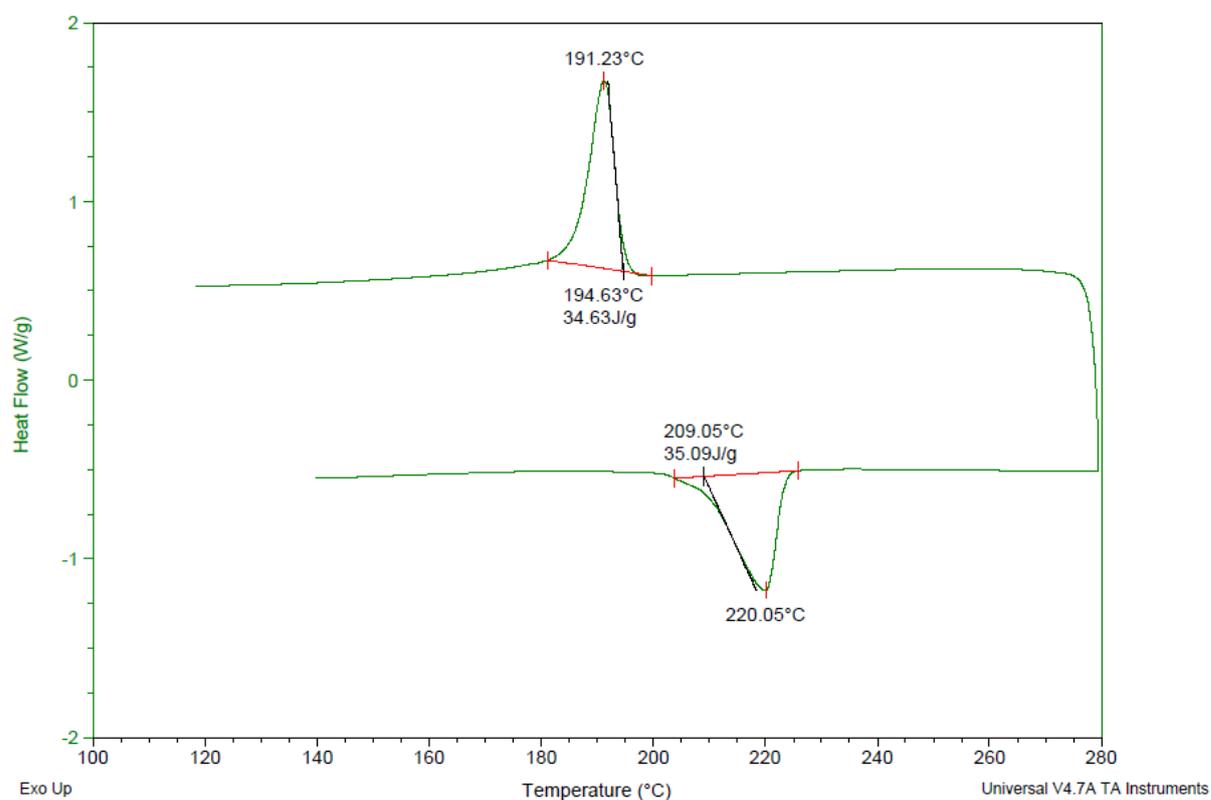


Figura 5.24 - DSC da Poliamida 6/6 com 30% de Fibra de Vidro, segundo ciclo.

As características apresentadas pela Poliamida com adição de 30% de Fibra de carbono apresentaram temperatura de cristalização superior à matriz polimérica sem carga, cerca de 235,01°C, uma diferença de temperatura de cristalização de 53,37°C em relação a matriz pura, sendo que a temperatura de cristalização apresentou maior superioridade em relação as outras amostras, sendo a 264,04°C, ou seja, 56,53°C a mais que o polímero puro, Poliamida 6/6.

A diferença de temperatura de fusão apresentada pelos ensaios em DSC corroboram com os resultados de desempenho dinâmico obtidos no dispositivo de testes com as engrenagens injetadas, comportamento da engrenagem em Poliamida com adição de Fibra de Carbono a temperaturas mais elevadas em comparação aos outros materiais testados na mesma temperatura possui um desempenho superior a temperaturas mais elevadas quanto ao torque aplicado. Estes resultados poderiam indicar que as incorporações de fibras de carbono à matriz polimérica atribuem a esta diferentes propriedades, não verificadas quando da adição de fibras de vidro, o que pode ser atribuído a maior compatibilidade entre o material polimérico e as fibras de carbono, assim como a uma redução na capacidade térmica do material composto, conferido pelo considerado teor de fibra de carbono no material. No entanto, cabe salientar novamente que os materiais utilizados foram recebidos de um fornecedor de resinas e masterbatches para injeção, denominados como Poliamida 6/6. A diferença de  $T_m$  observada é muito grande e, aparentemente, apenas o material aditivado com fibra de carbono, sendo os demais constituídos primariamente de Poliamida 6. (BRYDSON, J.A., 1985.)

A Figura 5.26 apresenta o termograma da PPA aditivada com fibra de vidro. Até 250°C não se observou transições de primeira ordem, sendo possível apenas observar a  $T_g$  do material a 44,01°C.

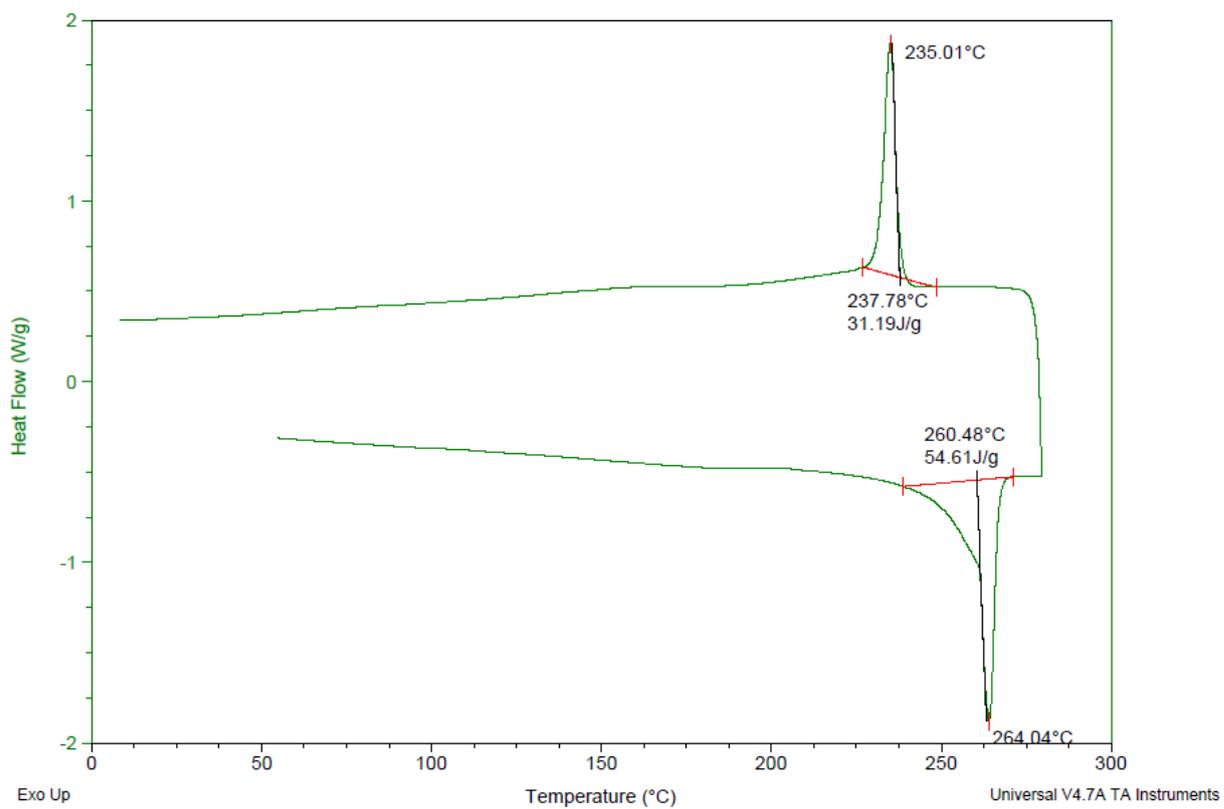


Figura 5.25 - DSC da Poliamida 6/6 com 30% de Fibra de Carbono, segundo ciclo.

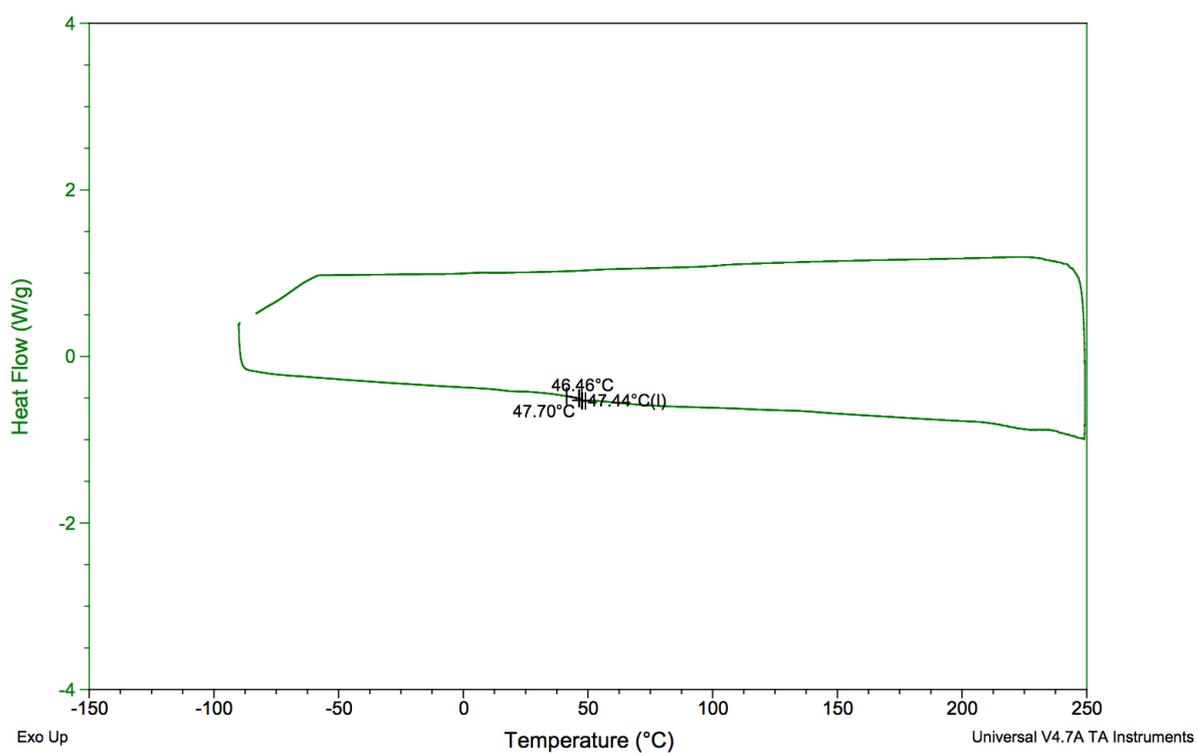


Figura 5.26 -DSC da Poliftalamida com 30% de Fibra de Vidro, segundo ciclo

## 5.8. Ensaio Dinâmicos Mecânicos

Foram testados os materiais selecionados tendo como base a Poliamida com adição de cargas de fibra de vidro e fibra de carbono, assim como na condição de fornecimento, e a Poliftalamida (PPA) com adição de carga de 30% de fibra de vidro. A Figura 5.27 apresenta a disposição da caixa de transmissão montada no momento do ensaio.

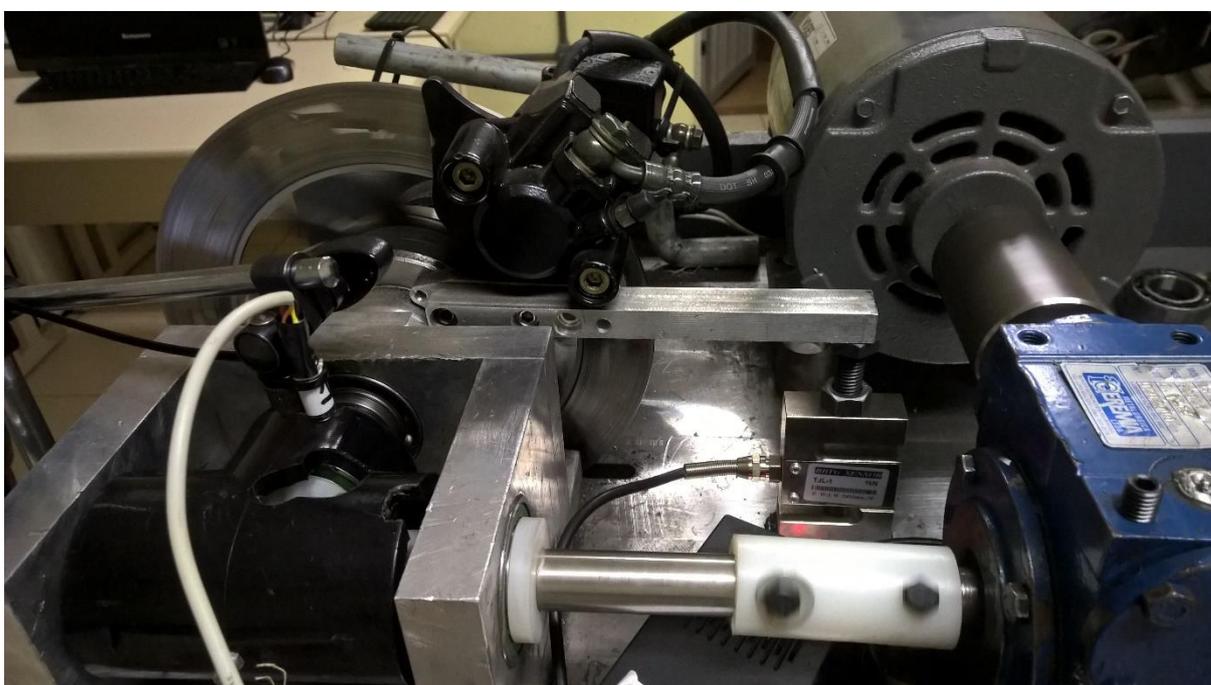


Figura 5.27 - Ensaio em dispositivo específico para caixas de transmissão

Os resultados obtidos foram em função da resistência ao torque, onde os materiais foram expostos a um ensaio de torção estática resultando nos dados demonstrados na Figura 5.28. A Poliamida com adição de 30% de fibra de carbono resistiu ao maior torque estático aplicado, enquanto a Poliftalamida e a Poliamida com adições de 30% de fibra de vidro apresentaram desempenho inferior. O material puro (PA) teve a menor resistência ao torque entre os materiais testados. A Poliftalamida apresentou resultados modestos em relação a sua aplicabilidade, relacionadas possivelmente ao processamento do material, no que se refere ao teor de umidade, afetando sua rigidez.

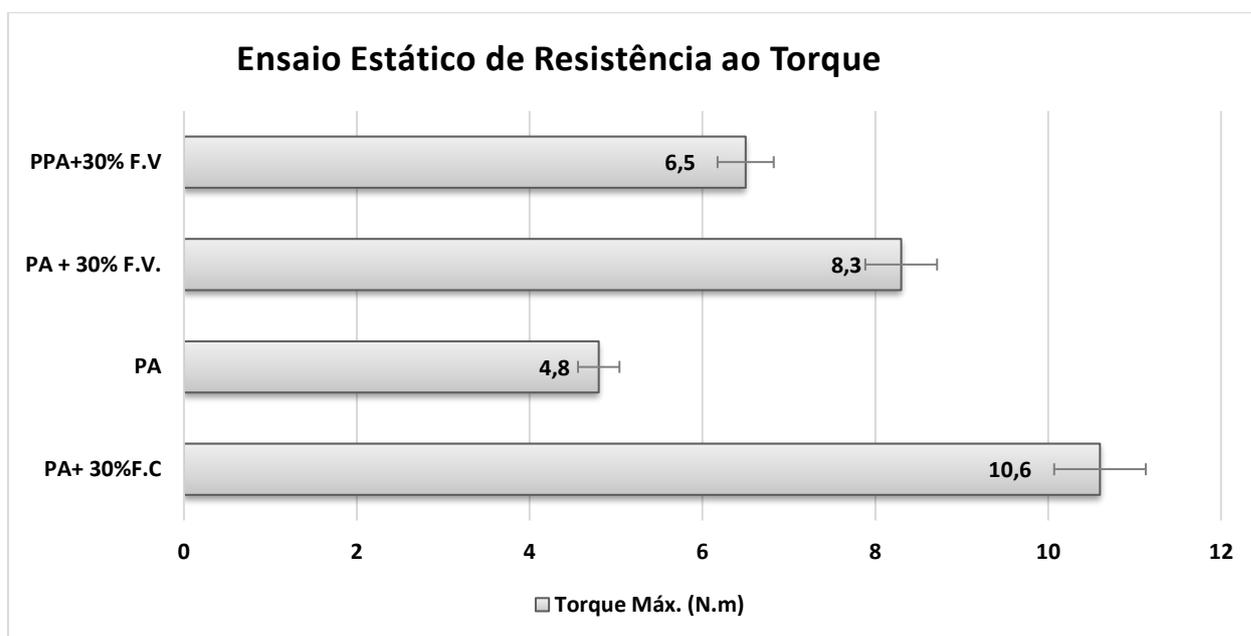


Figura 5.28 - Resistência ao torque (N.m.).

Na sequência foram testados os compósitos em relação ao seu funcionamento dinâmico, com objetivo de comparar o desgaste entre os diversos tipos de materiais, porém nessa etapa do processo notou-se que o aumento de temperatura foi o fator limitador para a coleta de dados. Esse aumento elevado de temperatura fez com que ocorressem rupturas antes mesmo de haver desgaste. Com isso foram medidos os níveis de temperatura a cada 5 minutos no ponto de contato entre os dentes como mostra a Figura 5.29. O par de engrenagens (1), composto por Poliamida 6/6 apenas, demonstra um amolecimento precoce dos dentes, onde não é apresentada ruptura, apenas deformação dos dentes neutralizando seu engrenamento. O par de engrenagens (2), composto de Poliamida + 30% de fibra de vidro, apresentou menor deformação, porém o fato do dente deformar-se na região do contato, diminuindo sua resistência mecânica por conta da redução da área transversal efetiva para sustentação da base do dente, ocorreu o cisalhamento do par de engrenagens. O composto de Poliamida + 30% de fibra de carbono, demonstrou menor deformação, não sofrendo cisalhamento em regime dinâmico. Ao final do experimento ( $1,39 \times 10^4$  ciclos) a deformação apresentou-se de forma a alterar o funcionamento da caixa de transmissão, gerando alto ruído e vibrações.

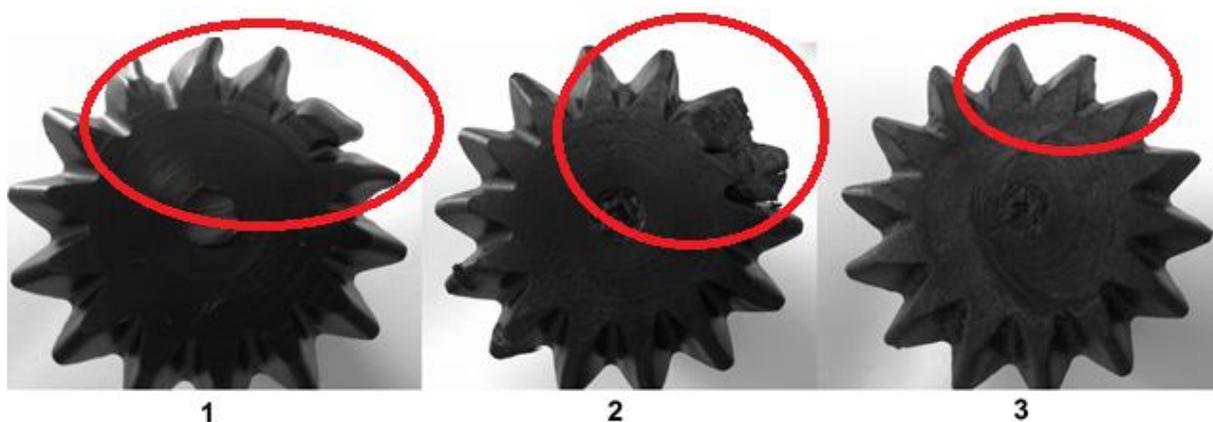


Figura 5.29 - Engrenagens em Poliamida 6/6 (1) - Poliamida + 30% F.V. (2) - Poliamida + 30% F.C.

O gráfico da Figura 5.30 apresenta os dados obtidos em relação ao ensaio dinâmico dos pares de engrenagens, sob regime de torque constante em cada experimentação a 87rpm. O par de engrenagem de Poliamida 6/6 atingiu apenas  $4,35 \times 10^2$  ciclos, com um aumento de temperatura de  $26^\circ\text{C}$  para apenas  $32^\circ\text{C}$ , com torque aplicado de 15Nm. As engrenagens de Poliamida 6/6 com adição de Fibra de Vidro com quantidade de 30% em sua composição final, suportou  $4,35 \times 10^3$  ciclos com 30Nm de torque até a ruptura. Entre os materiais testados, este demonstrou maior taxa de crescimento de temperatura em relação ao tempo (número de ciclos) e a carga aplicada na região de contato entre os dentes, gerando a falha após atingir  $62^\circ\text{C}$  e manter-se 5 minutos nessa condição.

O par de engrenagem de Poliamida 6/6 com adição de 30% de Fibra de Carbono apresentou uma menor taxa de crescimento da temperatura em relação ao tempo e carga aplicada, este constatado em sua maior parte em função da dissipação de temperatura dos próprios componentes de atrito do dispositivo através de seus eixos até a caixa de transmissão. A temperatura máxima de contato entre os dentes foi de  $47^\circ\text{C}$ , encerrando a análise em  $1,39 \times 10^4$  ciclos, sem nenhuma modificação visual nos dentes. Com a verificação da melhor performance do composto com fibra de carbono, foi aplicada uma carga de 30Nm e comparadas as curvas de temperatura no contato do dente, observou-se que o comportamento sob maiores regimes de esforço apresenta maior temperatura no contato dos dentes pelo aumento do atrito, porém o comportamento da variação de temperatura com o tempo entre as duas cargas aplicadas após  $2,18 \times 10^3$  ciclos foi equivalente.

A PPA com adição de 30% de fibra de vidro suportou a carga de 45Nm durante  $1,44 \times 10^4$  ciclos, com temperaturas variando de 55°C a 68°C. O desempenho deste polímero foi superior aos demais avaliados em teste dinâmico, onde o efeito da temperatura tem influencia direta na resistência mecânica. Anteriormente no teste estático apresentou-se rígido a ponto de ocorrer o cisalhamento do dente da engrenagem a uma menor força tangencial aplicada, comparando com o PA com adições de fibra de carbono e fibra de vidro. No entanto a Poliftalamida mantém suas propriedades mecânicas mais estáveis a alta temperaturas.

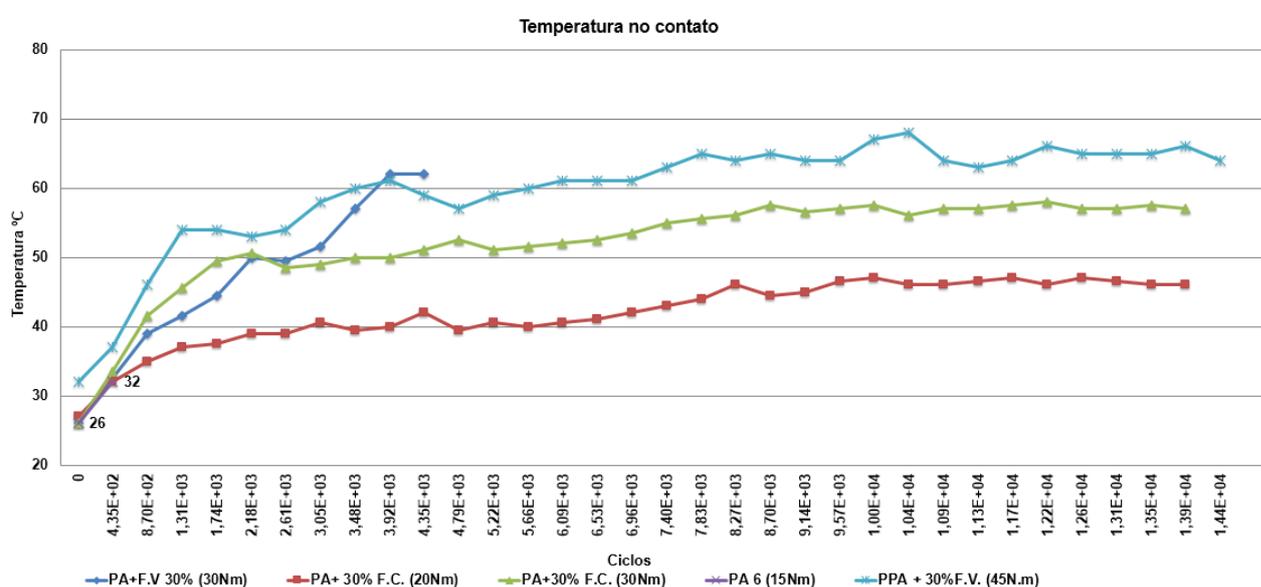


Figura 5.30 - Temperatura no contato entre os dentes em relação ao tempo.

A determinação do número de dentes e tamanho de módulo para uma melhor resistência ao torque, em uma engrenagem com a limitação de diâmetro externo de 54mm, foi realizada através da usinagem de dois protótipos de PA 6.0 em tarugo, utilizando um centro de usinagem vertical. As engrenagens avaliadas foram usinadas com 12 e 14 dentes com módulos de 4mm e 3,5mm respectivamente (Figura 5.31) a partir de um modelo tridimensional. O raio de arredondamento do fundo do dente foi formado pelo raio de ponta da ferramenta de corte, com 1,25mm.

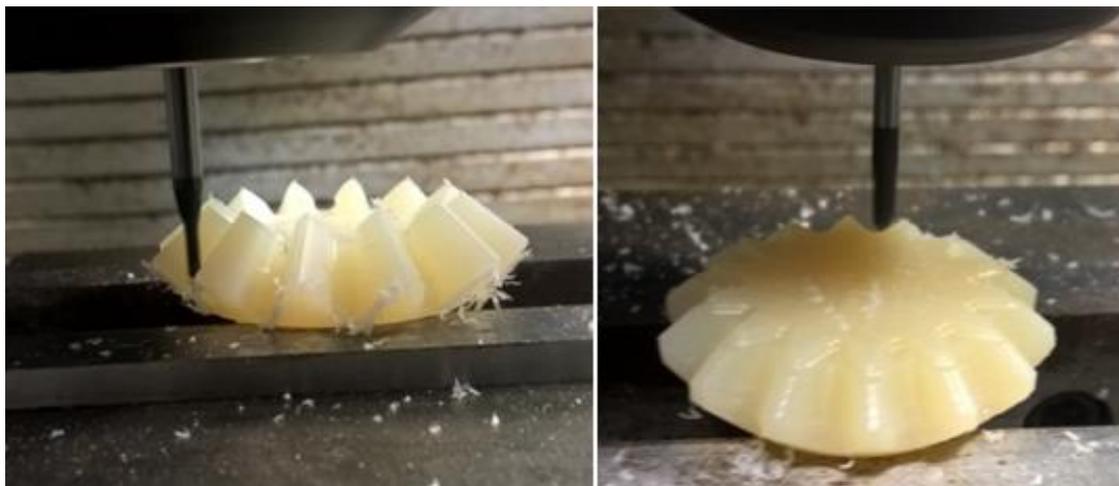


Figura 5.31 - Usinagem de protótipos com diferentes módulos e números de dentes

O teste utilizando o máximo torque estático até a ruptura apresentou maior valor de resistência para a engrenagem com 14 dentes e módulo 3,5mm, com um valor de ruptura de 185Nm. A Tabela 5.5 apresenta o torque máximo atingido em função do tipo de geometria de cada dente de engrenagem cônica, bem como a temperatura máxima do momento da falha por ruptura ou escoamento do dente ou escoamento pelo esforço.

Tabela 5.5 - Torque máximo em função das geometrias e tipos de esforços aplicados.

<b>Ensaio Estático</b>	<b>Torque N.m.</b>	<b>Temp. °C</b>
Somente raio	168	22
Modificado	185	22
<b>Ensaio Dinâmico</b>		
Somente raio	65	115
Modificado	58	116

Após a determinação de qual engrenagem tem o melhor comportamento quanto a resistência estática e dinâmica de acordo com o número de dentes determinados, houve readequações de geometria de projeto seguindo as indicações sugeridas por Kleiss (2011), observados na Figura 5.32 raio de 1,25mm na base do dente da engrenagem com perfil de envolvente original (a) e modificando totalmente o perfil da envolvente (b). Estes novos perfis foram novamente submetidos a ensaios

dinâmicos e estáticos com o objetivo de avaliar qual proporciona maior valor de resistência ao torque.

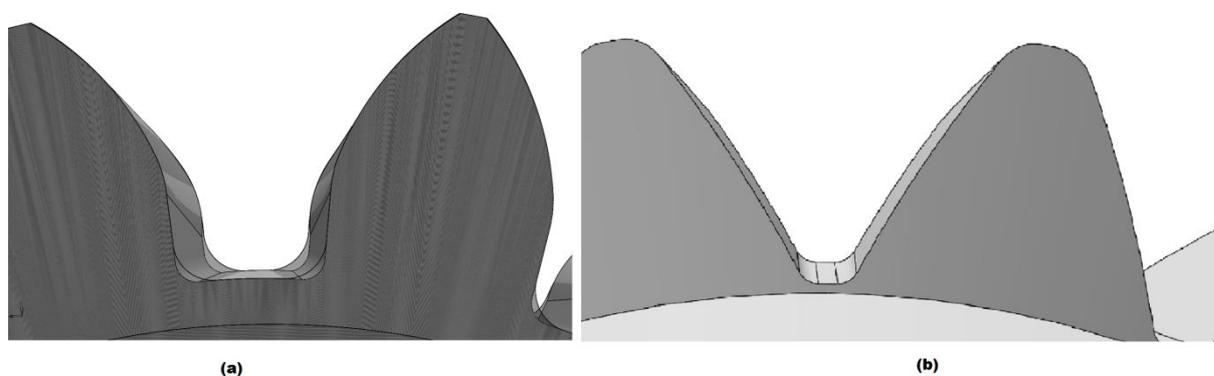


Figura 5.32 - Raio de 1,25mm na base do dente, envoltiva original (a), Modificação da perfil da envoltiva (b)

Com base nos resultados obtidos a partir dos ensaios dinâmicos, tem-se como melhor escolha em função da resistência ao torque a geometria com 12 dentes e módulo 4mm, com resistência ao escoamento até 50Nm, quando na mesma condição, a engrenagem de 14 dentes e modulo 3.5mm suportou 40Nm. A Figura 5.33 apresenta a engrenagem de 12 dentes no momento do escoamento do material.



Figura 5.33 - Ensaio dinâmico, Z12 e módulo 4mm no momento do escoamento a 50Nm.

### 5.9. Utilização método elementos finitos para comparação de tensões em relação a número de dentes e forma

Após o projeto das engrenagens cônicas em software de engenharia 3D, foram analisadas estaticamente por método de elementos finitos, considerando o torque de projeto e pontos de apoio da montagem. (LI, W. *et al.*, 2011) e (LI, J.; GAO, 2010) demonstraram em suas experimentações que as maiores tensões encontradas no contato entre os dentes sob carga em engrenagens cilíndricas de dentes retos encontram-se na base do dente e na face de contato próximo ao raio primitivo.

O engrenamento do par de engrenagens cônicas de 14 dentes e módulo 3,5mm teve a maior tensão atuante no raio do pé do dente, com valor de 293,87Mpa ( Figura 5.34).

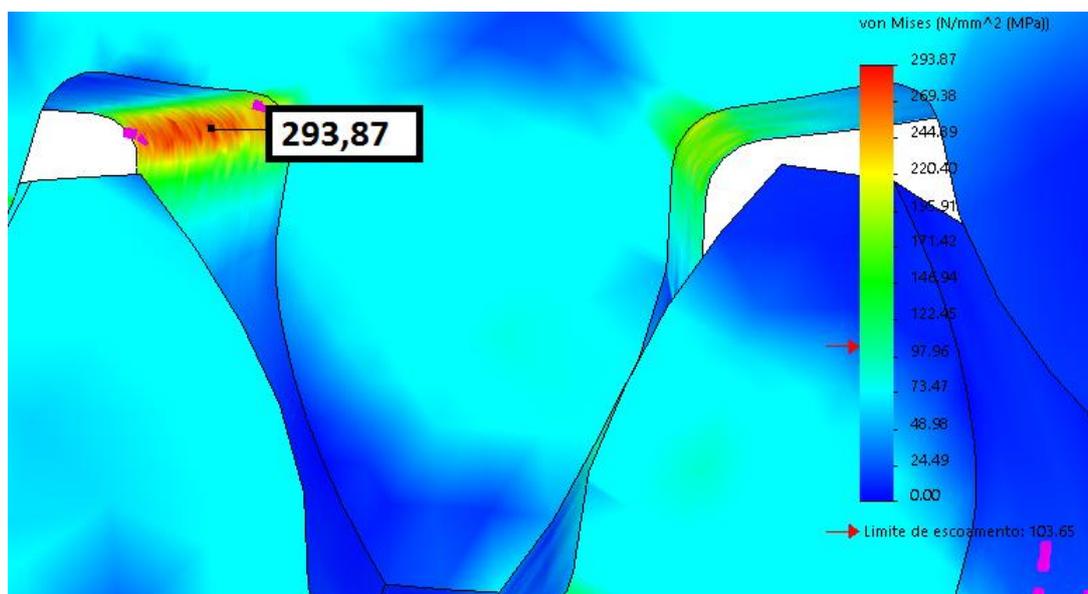


Figura 5.34 - Simulação estática engrenagens cônicas Z14 m=3,5mm.

Os autores concluem em suas experimentações com engrenagens de dentes retos que o aumento da área de contato, volume do pinhão e raio do fundo do dente influenciam diretamente na distribuição de tensão nas engrenagens. A engrenagem de módulo maior com menor número de dentes resulta em uma pequena variação de tensão em relação a engrenagem de 14 dentes e módulo 3,5mm, sendo de 282,07Mpa para o par engrenado cônico de 12 dentes e módulo 4mm. (Figura 5.35).

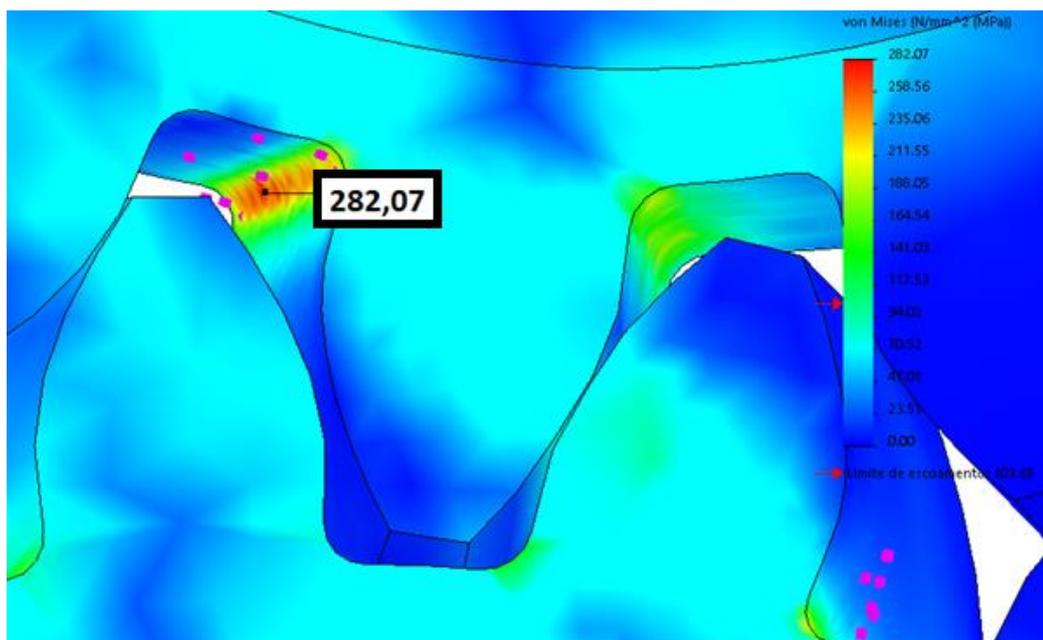


Figura 5.35 - Simulação estática engrenagens cônicas Z12 m=4mm.

A partir das análises comparativas, o par de engrenagem de 12 dentes passou por modificações dimensionais aplicadas por (KLEISS, 2011) e (LI, J.; GAO, 2010) em suas experimentações, como o aumento do raio do fundo do dente e a inserção de um anel de reforço externo, com o objetivo de reduzir a deformação do dente e aumentar a área de distribuição de tensões. A Figura 5.36 compara as modificações das geometrias das engrenagens.

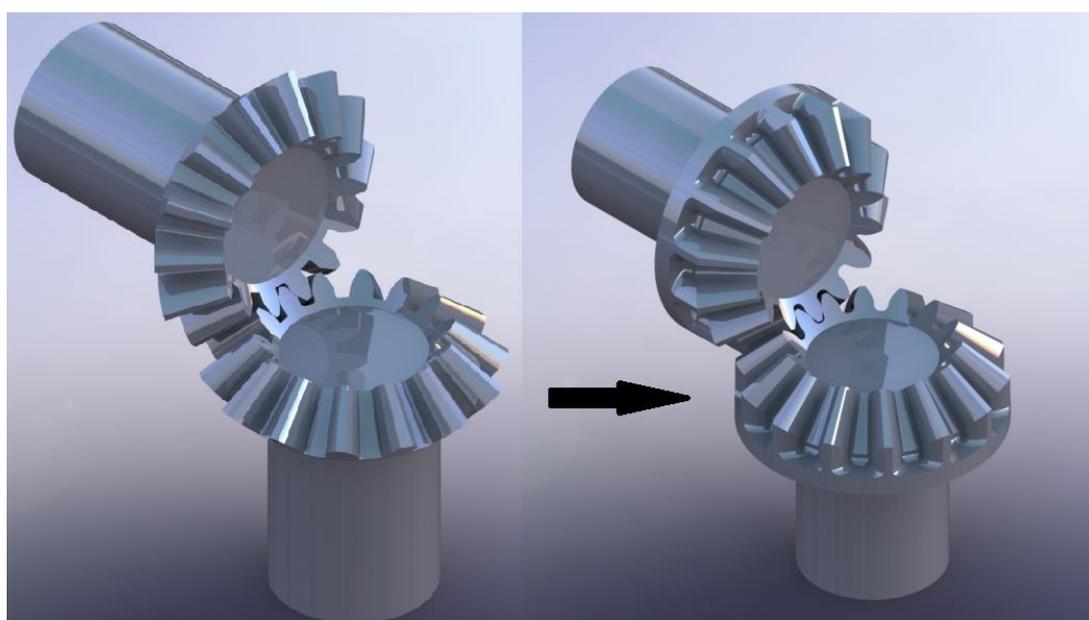


Figura 5.36 - Modificação da geometria do par de engrenagens cônicas Z12 m = 4.

As tensões geradas no par de engrenagens modificado, apresentaram uma redução de 77%, a Figura 5.37 apresenta a distribuição das tensões nos dentes e dissipação no corpo das engrenagens, bem como a redução da tensão máxima na raiz do dente em relação ao projeto da engrenagem normalizada.

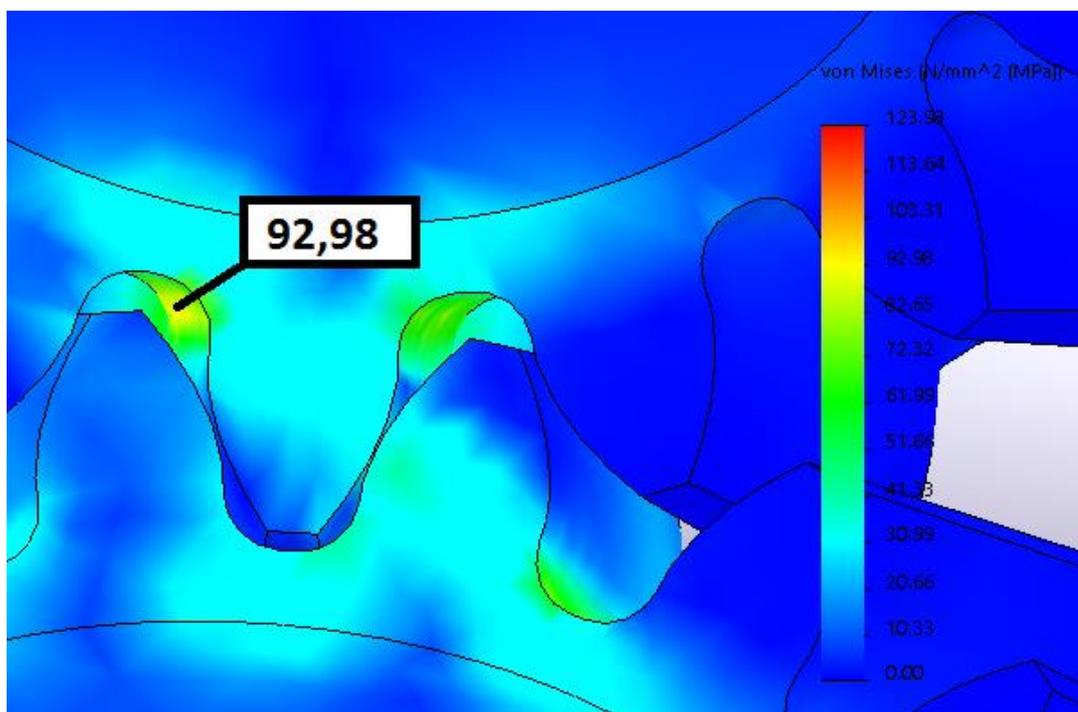


Figura 5.37 - Tensões na raiz do dente, par de engrenagens modificado

## 6. CONCLUSÕES

Este trabalho contemplou uma base de pesquisas relacionadas ao desempenho da utilização de materiais poliméricos em engrenagens. O conteúdo apresentado dispõe de considerações essenciais quanto à formação das engrenagens na sua fabricação, quanto ao controle de processo e perfil do dente, considerando suas influências diretas sobre o desempenho final, comparando a engrenagens metálicas.

O projeto e utilização de um dispositivo de ensaio mecânico para engrenagens cônicas de dentes retos permitiu avaliar o desempenho utilizando diversas geometrias e combinação de materiais.

A geometria do perfil do dente deve ser alterada para adequar-se ao processo de fabricação por injeção plástica, prevendo a redução e melhor distribuição de tensões nos dentes das engrenagens, resultando diretamente na temperatura e desgaste durante variados níveis de condições e experimentação.

Com base no projeto de engrenagens cônicas de dentes retos no padrão AGMA, foi possível selecionar a melhor geometria para o melhor desempenho em relação ao tamanho, número de dentes e limitação dimensional para a montagem na caixa de transmissão, viabilizando a menor tensão atuante na raiz do dente.

A execução do projeto do molde de injeção plástica com auxílio de método de elementos finitos permitiu o melhor desempenho no processamento da geometria para os materiais selecionados. As peças injetadas forneceram corpos de prova para ensaios Térmico Dinâmico-Mecânicos, revelando suas características mediante a aplicação de força e temperatura em escala laboratorial. Os resultados destas análises apresentaram discrepância entre os materiais base no que se refere a  $T_m$ , apenas o material aditivado com fibra de carbono tendo como base a Poliamida 6/6, os demais sendo constituídos primariamente de Poliamida 6.

Os fatores de desgaste e temperatura estão diretamente ligados quando referenciados ao par de engrenagens poliméricas, afetando seu desempenho nas

diversas combinações de compostos e cargas de adição. Os níveis de ruído emitidos em diversas condições de solicitação do engrenamento variam de acordo com a dureza e resistência provocada pela combinação de diferentes materiais nas engrenagens poliméricas. A adição de lubrificantes ao par engrenado em polímero aumenta seu tempo de vida devido a maior troca de calor e diminuição do atrito.

A relação do aumento de solicitação de funcionamento do par engrenagens em polímero provoca análises em relação ao crescimento do desgaste sob os fatores de aumento de velocidade, aumento do torque, variação de temperatura e ruído gerado.

A aplicação de substituição de engrenagens de aço por engrenagens em polímero deve levar em conta as características próprias de cada aplicação, considerando principalmente o regime de solicitação quanto a carga, velocidade e temperatura.

## 7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Através do desenvolvimento desta Tese, os conhecimentos e resultados obtidos podem ser ampliados através da continuidade em escala laboratorial e semi-industrial sobre o desempenho de compósitos poliméricos aplicados em engrenagens cônicas. A disponibilidade do dispositivo de ensaio mecânico viabiliza ensaios experimentais adicionais quanto ao desgaste das engrenagens em diversas solicitações de torque, bem como o comparativo entre diversos compósitos aplicados.

Sugere-se para trabalhos futuros:

Formação de blendas de PA + PPA com adição de fibra de vidro e fibra de carbono, verificação da proporção da mistura em relação ao desempenho obtido no dispositivo, para melhor resultado quanto resistência ao torque a alta temperatura.

Utilização de plastificantes ao PPA com adição de fibra de carbono e fibra de vidro, verificando seu comportamento mecânico no que se refere ao torque estático e dinâmico.

Avaliar desgaste do conjunto de transmissão por meio de medição da massa das engrenagens em relação ao tempo de ensaio e torque aplicado.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACCORSI, T. *et al.* Avaliação de propriedades térmicas e mecânicas de compósitos com fibra de cana-de-açúcar em matriz termoplástica . p. 1207–1209, 2009.

BALANI, K. Physical and Mechanical properties of Polymers. *Biosurfaces: A Materials Science and Engineering Perspective*, p. 329–344, 2015.

CHARLES, D. F.; GNANAMOORTHY, R.; RAVINDRAN, P. Rolling contact fatigue behavior of polyamide clay reinforced nanocomposite-Effect of load and speed. *Wear*, v. 269, n. 7–8, p. 565–571, 2010. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2010.06.003>>.

DEARN, K. D.; HOSKINS, T. J.; PETROV, D. G.; *et al.* Applications of dry film lubricants for polymer gears. *Wear*, v. 298–299, n. 1, p. 99–108, 2013. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2012.11.003>>.

DEARN, K. D.; HOSKINS, T. J.; ANDREI, L.; *et al.* Lubrication regimes in high-performance polymer spur gears. *Advances in Tribology*, v. 2013, 2013.

DÜZCÜKOĞLU, H. PA 66 spur gear durability improvement with tooth width modification. *Materials and Design*, v. 30, n. 4, p. 1060–1067, 2009a.

DÜZCÜKOĞLU, H. Study on development of polyamide gears for improvement of load-carrying capacity. *Tribology International*, v. 42, n. 8, p. 1146–1153, 2009b.

DÜZCÜKOĞLU, H.; IMREK, H. A new method for preventing premature pitting formation on spur gears. *Engineering Fracture Mechanics*, v. 75, n. 15, p. 4431–4438, 2008.

GASPARIN, A. L. *et al.* Polyamide worm gear: manufacturing and performance. *Materials Research*, v. 15, n. 3, p. 483–489, 2012. Disponível em:

<[http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S1516-14392012000300022&lng=en&nrm=iso&tlng=en](http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1516-14392012000300022&lng=en&nrm=iso&tlng=en)>.

HU, Z.; HOSSAN, M. R. Strength evaluation and failure prediction of short carbon fiber reinforced nylon spur gears by finite element modeling. *Applied Composite Materials*, v. 20, n. 3, p. 315–330, 2013.

IMREK, H. Performance improvement method for Nylon 6 spur gears. *Tribology International*, v. 42, n. 3, p. 503–510, 2009.

KIRUPASANKAR, S.; GURUNATHAN, C.; GNANAMOORTHY, R. Transmission efficiency of polyamide nanocomposite spur gears. *Materials and Design*, v. 39, p. 338–343, 2012.

KIZILTAS, E. E. *et al.* Thermal analysis of polyamide 6 composites filled by natural fiber blend. *BioResources*, v. 11, n. 2, p. 4758–4769, 2016.

KLEISS, B. R. Take a PEEK at Polymer. p. 1–6, 2011.

KUROKAWA, M. *et al.* Performance of plastic gear made of carbon fiber reinforced polyamide 12. *Wear*, v. 254, n. 5–6, p. 468–473, 2003.

KUROKAWA, M.; UCHIYAMA, Y.; NAGAI, S. Performance of plastic gear made of carbon fiber reinforced poly- ether-ether-ketone. *Tribology International*, v. 32, n. 1999, p. 491–497, 2000.

LETZELTER, E. *et al.* A new experimental approach for measuring thermal behaviour in the case of nylon 6/6 cylindrical gears. *Polymer Testing*, v. 29, n. 8, p. 1041–1051, 2010. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.polymertesting.2010.09.002>>.

LETZELTER, E.; VAUJANY, J. P. DE; GUINGAND, M. Load-Sharing Model for Polymer Cylindrical Gears. n. October 2010, 2011.

LI, J.; GAO, H. the Exploration and Research of Plastic Gear. 2010.

LI, S.; ANISETTI, A. On the flash temperature of gear contacts under the tribo-dynamic condition. *Tribology International*, v. 97, p. 6–13, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2016.01.027>>.

LI, W. *et al.* An investigation on the wear behaviour of dissimilar polymer gear engagements. *Wear*, v. 271, n. 9–10, p. 2176–2183, 2011.

MARIMUTHU, P.; MUTHUVEERAPPAN, G. Investigation of load carrying capacity of asymmetric high contact ratio spur gear based on load sharing using direct gear design approach. *Mechanism and Machine Theory*, v. 96, p. 52–74, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.09.007>>.

MEHAT, N. M.; KAMARUDDIN, S.; OTHMAN, A. R. Modeling and Analysis of Injection Moulding Process Parameters for Plastic Gear Industry Application. *ISRN Industrial Engineering*, v. 2013, p. 1–10, 2013. Disponível em: <<http://www.hindawi.com/journals/isrn.industrial.engineering/2013/869736/>>.

MELCONIAN, S. Elementos de Máquinas - Sarkis Melconian.pdf. *Elementos de Máquinas*. 9ª ed. São Paulo: Érica, 2000. p. 342.

NOZAWA, J. ICHI *et al.* Tribology of polymer injection-molded stainless steel hybrid gear. *Wear*, v. 266, n. 7–8, p. 639–645, 2009.

QUADRINI, F.; SQUEO, E. A. Injection molding of bushes made of tribological PEEK composites. *Express Polymer Letters*, v. 1, n. 12, p. 817–823, 2007.

RAJ, N. M.; JAYARAJ, M. Design of Contact Stress Analysis in Straight Bevel Gear. *International Journal of Computational Engineering Research||Vol*, v. 3, n. solid 95, p. 145–148, 2013.

SENTHILVELAN, S.; GNANAMOORTHY, R. Damping characteristics of unreinforced, glass and carbon fiber reinforced nylon 6/6 spur gears. *Polymer Testing*, v. 25, n. 1, p. 56–62, 2006.

SENTHILVELAN, S.; GNANAMOORTHY, R. Effect of rotational speed on the performance of unreinforced and glass fiber reinforced Nylon 6 spur gears. *Materials and Design*, v. 28, n. 3, p. 765–772, 2007.

SHIGLEY, JOSEPH E., MISCHKE, C. R. E BUDYNAS, R. G. *Mechanical Engineering*. 8<sup>a</sup> ed. [S.I.]: McGraw–Hill Primis, 2008.

YAKUT, R.; DÜZCÜKO, H.; DEMIRCI, M. T. The load capacity of PC / ABS spur gears and investigation of gear damage. v. 40, n. 1, p. 41–46, 2009.

YOUSEF, S. *et al.* Wear characterization of carbon nanotubes reinforced polymer gears. *IEEE Transactions on Nanotechnology*, v. 12, n. 4, p. 616–620, 2013.



Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul  
Pró-Reitoria Acadêmica  
Av. Ipiranga, 6681 - Prédio 1 - 3º. andar  
Porto Alegre - RS - Brasil  
Fone: (51) 3320-3500 - Fax: (51) 3339-1564  
E-mail: [proacad@pucrs.br](mailto:proacad@pucrs.br)  
Site: [www.pucrs.br/proacad](http://www.pucrs.br/proacad)