

Engenharia de Produção: Vetor de Transformação do Brasil 2

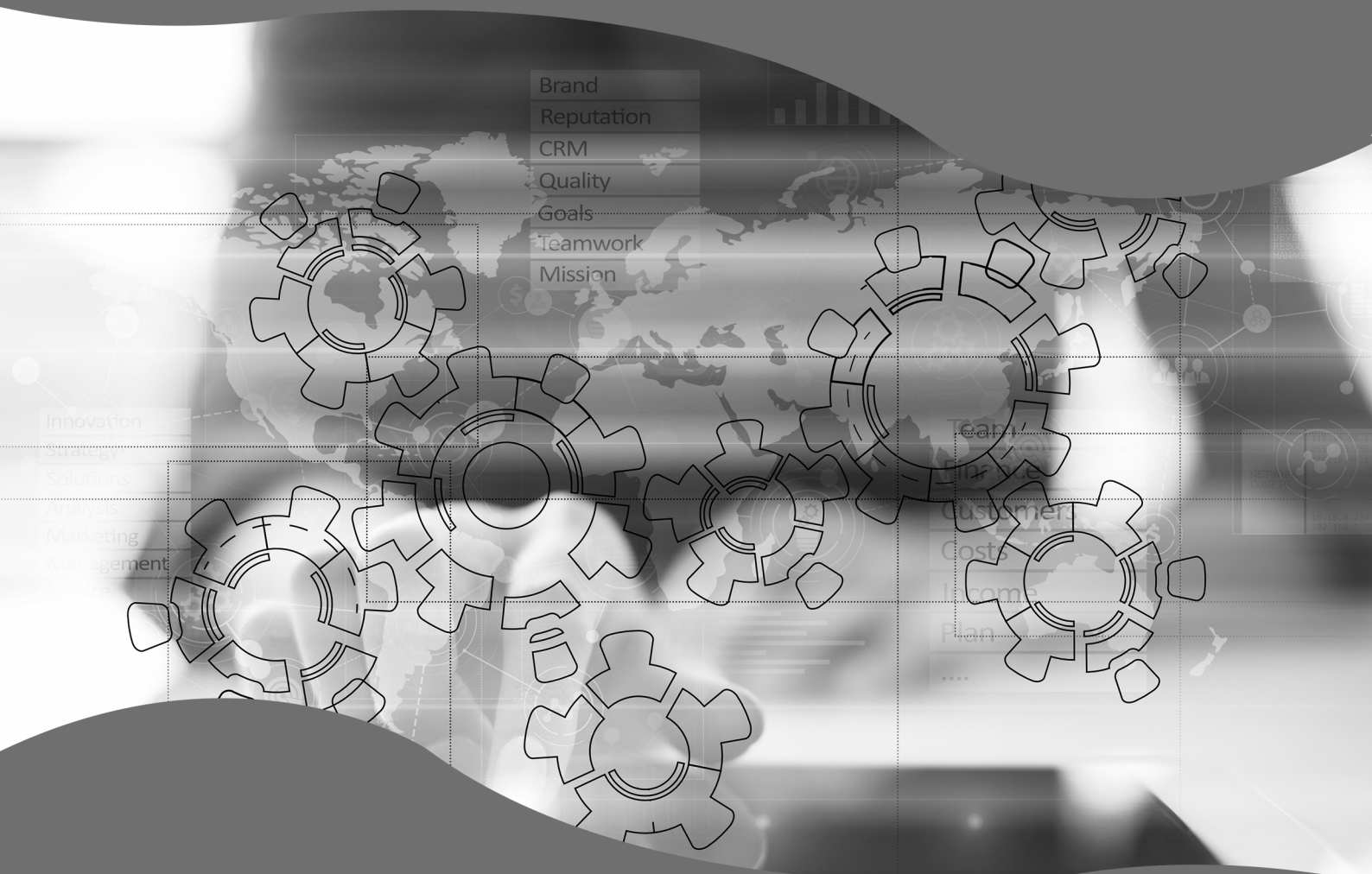


**Jaqueline Fonseca Rodrigues
(Organizadora)**

Atena
Editora

Ano 2019

Engenharia de Produção: Vetor de Transformação do Brasil 2



**Jaqueline Fonseca Rodrigues
(Organizadora)**

Atena
Editora

Ano 2019

2019 by Atena Editora
Copyright © Atena Editora
Copyright do Texto © 2019 Os Autores
Copyright da Edição © 2019 Atena Editora
Editora Chefe: Profª Drª Antonella Carvalho de Oliveira
Diagramação: Geraldo Alves
Edição de Arte: Lorena Prestes
Revisão: Os Autores



Todo o conteúdo deste livro está licenciado sob uma Licença de Atribuição Creative Commons. Atribuição 4.0 Internacional (CC BY 4.0).

O conteúdo dos artigos e seus dados em sua forma, correção e confiabilidade são de responsabilidade exclusiva dos autores. Permitido o download da obra e o compartilhamento desde que sejam atribuídos créditos aos autores, mas sem a possibilidade de alterá-la de nenhuma forma ou utilizá-la para fins comerciais.

Conselho Editorial

Ciências Humanas e Sociais Aplicadas

Profª Drª Adriana Demite Stephani – Universidade Federal do Tocantins
Prof. Dr. Álvaro Augusto de Borba Barreto – Universidade Federal de Pelotas
Prof. Dr. Alexandre Jose Schumacher – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Mato Grosso
Prof. Dr. Antonio Carlos Frasson – Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Prof. Dr. Antonio Gasparetto Júnior – Instituto Federal do Sudeste de Minas Gerais
Prof. Dr. Antonio Isidro-Filho – Universidade de Brasília
Prof. Dr. Constantino Ribeiro de Oliveira Junior – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Drª Cristina Gaio – Universidade de Lisboa
Prof. Dr. Deyvison de Lima Oliveira – Universidade Federal de Rondônia
Prof. Dr. Edvaldo Antunes de Farias – Universidade Estácio de Sá
Prof. Dr. Eloi Martins Senhora – Universidade Federal de Roraima
Prof. Dr. Fabiano Tadeu Grazioli – Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões
Prof. Dr. Gilmei Fleck – Universidade Estadual do Oeste do Paraná
Profª Drª Ivone Goulart Lopes – Istituto Internazionele delle Figlie de Maria Ausiliatrice
Prof. Dr. Julio Candido de Meirelles Junior – Universidade Federal Fluminense
Profª Drª Keyla Christina Almeida Portela – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Mato Grosso
Profª Drª Lina Maria Gonçalves – Universidade Federal do Tocantins
Profª Drª Natiéli Piovesan – Instituto Federal do Rio Grande do Norte
Prof. Dr. Marcelo Pereira da Silva – Universidade Federal do Maranhão
Profª Drª Miranilde Oliveira Neves – Instituto de Educação, Ciência e Tecnologia do Pará
Profª Drª Paola Andressa Scortegagna – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Drª Rita de Cássia da Silva Oliveira – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Drª Sandra Regina Gardacho Pietrobom – Universidade Estadual do Centro-Oeste
Profª Drª Sheila Marta Carregosa Rocha – Universidade do Estado da Bahia
Prof. Dr. Rui Maia Diamantino – Universidade Salvador
Prof. Dr. Urandi João Rodrigues Junior – Universidade Federal do Oeste do Pará
Profª Drª Vanessa Bordin Viera – Universidade Federal de Campina Grande
Prof. Dr. Willian Douglas Guilherme – Universidade Federal do Tocantins

Ciências Agrárias e Multidisciplinar

Prof. Dr. Alexandre Igor Azevedo Pereira – Instituto Federal Goiano
Prof. Dr. Antonio Pasqualetto – Pontifícia Universidade Católica de Goiás
Profª Drª Daiane Garabeli Trojan – Universidade Norte do Paraná
Profª Drª Diocléa Almeida Seabra Silva – Universidade Federal Rural da Amazônia
Prof. Dr. Écio Souza Diniz – Universidade Federal de Viçosa
Prof. Dr. Fábio Steiner – Universidade Estadual de Mato Grosso do Sul
Profª Drª Girlene Santos de Souza – Universidade Federal do Recôncavo da Bahia
Prof. Dr. Jorge González Aguilera – Universidade Federal de Mato Grosso do Sul
Prof. Dr. Júlio César Ribeiro – Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro
Profª Drª Raissa Rachel Salustriano da Silva Matos – Universidade Federal do Maranhão
Prof. Dr. Ronilson Freitas de Souza – Universidade do Estado do Pará
Prof. Dr. Valdemar Antonio Paffaro Junior – Universidade Federal de Alfenas

Ciências Biológicas e da Saúde

Prof. Dr. Benedito Rodrigues da Silva Neto – Universidade Federal de Goiás
Prof. Dr. Edson da Silva – Universidade Federal dos Vales do Jequitinhonha e Mucuri
Prof^a Dr^a Elane Schwinden Prudêncio – Universidade Federal de Santa Catarina
Prof. Dr. Gianfábio Pimentel Franco – Universidade Federal de Santa Maria
Prof. Dr. José Max Barbosa de Oliveira Junior – Universidade Federal do Oeste do Pará
Prof^a Dr^a Magnólia de Araújo Campos – Universidade Federal de Campina Grande
Prof^a Dr^a Natiéli Piovesan – Instituto Federal do Rio Grande do Norte
Prof^a Dr^a Vanessa Lima Gonçalves – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Prof^a Dr^a Vanessa Bordin Viera – Universidade Federal de Campina Grande

Ciências Exatas e da Terra e Engenharias

Prof. Dr. Adélio Alcino Sampaio Castro Machado – Universidade do Porto
Prof. Dr. Alexandre Leite dos Santos Silva – Universidade Federal do Piauí
Prof^a Dr^a Carmen Lúcia Voigt – Universidade Norte do Paraná
Prof. Dr. Eloi Rufato Junior – Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Prof. Dr. Fabrício Menezes Ramos – Instituto Federal do Pará
Prof. Dr. Juliano Carlo Rufino de Freitas – Universidade Federal de Campina Grande
Prof^a Dr^a Neiva Maria de Almeida – Universidade Federal da Paraíba
Prof^a Dr^a Natiéli Piovesan – Instituto Federal do Rio Grande do Norte
Prof. Dr. Takeshy Tachizawa – Faculdade de Campo Limpo Paulista

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) (eDOC BRASIL, Belo Horizonte/MG)	
E57	Engenharia de produção [recurso eletrônico] : vetor de transformação do Brasil 2 / Organizadora Jaqueline Fonseca Rodrigues. – Ponta Grossa, PR: Atena Editora, 2019. – (Engenharia de Produção Vetor de Transformação do Brasil; v. 2) Formato: PDF Requisitos de sistema: Adobe Acrobat Reader. Modo de acesso: World Wide Web. Inclui bibliografia ISBN 978-85-7247-892-2 DOI 10.22533/at.ed.922192312 1. Engenharia de produção – Pesquisa – Brasil. 2. Gestão de qualidade. I. Rodrigues, Jaqueline Fonseca. II. Série. CDD 658.5
Elaborado por Maurício Amormino Júnior – CRB6/2422	

Atena Editora
Ponta Grossa – Paraná - Brasil
www.atenaeditora.com.br
contato@atenaeditora.com.br

Atena
Editora

Ano 2019

APRESENTAÇÃO

Antes de efetuar a apresentação do volume em questão, reforçamos o já descrito no volume 1, que se deve considerar que a Engenharia de Produção se dedica à concepção, melhoria e implementação de sistemas que envolvem pessoas, materiais, informações, equipamentos, energia e maiores conhecimentos e habilidades dentro de uma linha de produção.

O segundo volume, com 19 capítulos, é constituído com estudos contemporâneos relacionados aos processos de Engenharia de Produção, além das áreas de: Análise de Risco; Acidentes do trabalho; Doenças Ocupacionais; Gestão de risco, Governo, Administração Pública, entre outras.

Tanto a Engenharia de Produção, como as pesquisas correlatas mostram a evolução das ferramentas aplicadas no contexto acadêmico e empresarial. Algumas delas, provenientes de estudos científicos, baseiam os processos de tomadas de decisão e gestão estratégica dos recursos utilizados na produção.

Além disso, os estudos científicos sobre o desenvolvimento acadêmico em Engenharia de Produção mostram novos direcionamentos para os estudantes, quanto à sua formação e inserção no mercado de trabalho.

Diante dos contextos apresentados, o objetivo deste livro é dar continuidade a condensação de extraordinários estudos envolvendo a sociedade e o setor produtivo de forma conjunta através de ferramentas que transformam a Engenharia de Produção, o Vetor de Transformação do Brasil.

A seleção efetuada inclui as mais diversas regiões do país e aborda tanto questões de regionalidade quanto fatores de desigualdade promovidas pelo setor produtivo.

Deve-se destacar que os locais escolhidos para as pesquisas apresentadas, são os mais abrangentes, o que promove um olhar diferenciado na ótica da Transformação brasileira relacionada à Engenharia de Produção, ampliando os conhecimentos acerca dos temas abordados.

Finalmente, esta coletânea visa colaborar ilimitadamente com os estudos empresariais, sociais e científicos, referentes ao já destacado acima.

Não resta dúvidas que o leitor terá em mãos extraordinários referenciais para pesquisas, estudos e identificação de cenários produtivos através de autores de renome na área científica, que podem contribuir com o tema.

Aos autores dos capítulos, ficam registrados os Agradecimentos da Organizadora e da Atena Editora, pela dedicação e empenho sem limites que tornaram realidade esta obra que retrata os recentes avanços científicos do tema.

Por fim, espero que esta obra venha a corroborar no desenvolvimento de conhecimentos e inovações, e auxilie os estudantes e pesquisadores na imersão em novas reflexões acerca dos tópicos relevantes na área de Engenharia de Produção. Boa leitura!!!!

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	1
ANÁLISE DA LIQUIDEZ DOS DERIVATIVOS AGRÍCOLAS NO MERCADO BRASILEIRO E SEU IMPACTO NUMA MESA DE OPERAÇÕES DE UMA GRANDE INSTITUIÇÃO FINANCEIRA	
Gibran Felipe Luis Perez Zotes	
DOI 10.22533/at.ed.9221923121	
CAPÍTULO 2	13
ANÁLISE DE RISCO DE ACIDENTE DO TRABALHO: ESTUDO DE CASO NA EMPRESA JALECOS INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA	
Poliana de Oliveira Araújo Amorim Leila Medeiros Santos Bento Francisco dos Santos Júnior	
DOI 10.22533/at.ed.9221923122	
CAPÍTULO 3	30
ANÁLISE MULTICRITÉRIO NA EDUCAÇÃO PROFISSIONAL	
Camila Aparecida Maciel da Silveira	
DOI 10.22533/at.ed.9221923123	
CAPÍTULO 4	42
COMPETITIVIDADE E TERCEIRIZAÇÃO NO TRANSPORTE DE CARGA: O CASO DE ESCOAMENTO DE COMMODITIES AGRÍCOLAS PARA EXPORTAÇÃO	
Diogo Ferraz Maria Rita Pontes Assumpção	
DOI 10.22533/at.ed.9221923124	
CAPÍTULO 5	55
ESTUDO DA REDUÇÃO DO RETRABALHO EM UMA PLANTA DE LUBRIFICANTES NA REGIÃO SUDESTE DO BRASIL	
Natália Siqueira Santiago Ana Paula Barbosa Sobral Flávio Santos de Gusmão Lima	
DOI 10.22533/at.ed.9221923125	
CAPÍTULO 6	71
AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO PROCESSO CORROSIVO DO COBRE NA CIDADE DE RIO DAS OSTRAS APLICADO COMO MÉTODO ATIVO DE ENSINO EM ENGENHARIA DE PRODUÇÃO	
Vitor Eduardo Martins Maciel Mateus Carvalho Amaral Cristiane Muniz Hottz Mariana Santos Nacif Vargas Vanessa End de Oliveira	
DOI 10.22533/at.ed.9221923126	

CAPÍTULO 7	86
GESTÃO DE RISCO SUA APLICAÇÃO NO GOVERNO DO DISTRITO FEDERAL (GDF)	
<p>Marcelo Mafra Leal Edgard Costa Oliveira</p>	
DOI 10.22533/at.ed.9221923127	
CAPÍTULO 8	99
GESTÃO DO CONHECIMENTO PESSOAL, UMA “NOVA” PERSPECTIVA?	
<p>Débora Clarissa Valim de Souza Vasconcellos Américo da Costa Ramos Filho</p>	
DOI 10.22533/at.ed.9221923128	
CAPÍTULO 9	111
IMPLEMENTAÇÃO DA METODOLOGIA MASP EM UM CANTEIRO KAIZEN PARA MELHORIA DOS PROCESSOS LOGÍSTICO	
<p>Joana Marcelino Gomes Rodrigo Linhares Lauria Edson de Jesus Filho Marcos dos Santos</p>	
DOI 10.22533/at.ed.9221923129	
CAPÍTULO 10	124
INDICADORES DE ABSENTEÍSMO ASSOCIADOS ÀS LICENÇAS MÉDICAS DE TRABALHADORES DE UMA EMPRESA PRESTADORA DE SERVIÇOS DA REGIÃO METROPOLITANA DE GOIÂNIA-GO	
<p>Huesly Stival Vieira Isabelle Rocha Arão</p>	
DOI 10.22533/at.ed.92219231210	
CAPÍTULO 11	145
INTERNET DAS COISAS APLICADA À EDUCAÇÃO	
<p>Alan Kilson Ribeiro Araújo Eliane da Conceição Silva Francimar dos Santos Sousa Francinaldo dos Santos Cunha Hernandes Erick de Sousa Rodrigues Valter Antonio de Lima Cavalcante</p>	
DOI 10.22533/at.ed.92219231211	
CAPÍTULO 12	162
LEAN OFFICE: UMA ABORDAGEM PARA MELHORIA DOS PROCESSOS INTERNOS DE UMA EMPRESA DE ÓLEO E GÁS	
<p>Rafael Gardel Azzariti Brasil Robisom Damasceno Calado Marcos Felipe Pereira Valença Caio Silva Lins</p>	
DOI 10.22533/at.ed.92219231212	

CAPÍTULO 13 176

O DIREITO A PROPRIEDADE: UMA ANÁLISE JURÍDICA DOS CONFLITOS DE TERRAS NO BRASIL E OS ASPECTOS AMBIENTAIS ENVOLVIDOS

Pando Angeloff Pandeff
Thaiana Moreira da Costa
Louise Angeloff

DOI 10.22533/at.ed.92219231213

CAPÍTULO 14 190

O USO DAS REDES SOCIAIS PELO MINISTÉRIO DO TURISMO COMO FORMA DE PROMOÇÃO DO TURISMO NACIONAL

Wania Cavalcanti
Renata Céli Moreira da Silva Paula
Liana Cid Barcia

DOI 10.22533/at.ed.92219231214

CAPÍTULO 15 206

OTIMIZAÇÃO DA CAPACIDADE DE CARGA EM UM SISTEMA DE ENGRENAGENS

Gabriel Safanelli
Ademir Jose Demétrio
Claiton Emilio do Amaral
Emerson Jose Corazza
Fabio Krug Rocha
Gilson Joao dos Santos
Renato Cristofolini
Rosalvo Medeiros

DOI 10.22533/at.ed.92219231215

CAPÍTULO 16 224

POSSÍVEIS APLICAÇÕES DA LÓGICA FUZZY NA GESTÃO DA INFORMAÇÃO E DO CONHECIMENTO

Ilan Chamovitz
Carlos Alberto Nunes Cosenza

DOI 10.22533/at.ed.92219231216

CAPÍTULO 17 238

PROCESSOS PRODUTIVOS DISCRETOS E CONTÍNUOS: PROCEDIMENTOS, MÉTODOS E SEQUÊNCIAS NA PERBRAS

José Roosevelt Marques Araujo
Leila Medeiros Santos
Bento Francisco dos Santos Júnior

DOI 10.22533/at.ed.92219231217

CAPÍTULO 18 257

PROPOSTA PARA OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE MÁQUINAS DE UMA EMPRESA DE SOLUÇÕES EM IDENTIFICAÇÃO

Alexia Santos Alves de Carvalho
Ademir Jose Demétrio
Claiton Emilio do Amaral
Emerson Jose Corazza
Fabio Krug Rocha

Gilson Joao dos Santos
Renato Cristofolini
Rosalvo Medeiros

DOI 10.22533/at.ed.92219231218

CAPÍTULO 19	276
ROADMAP DE GESTÃO INTEGRADA PARA O DESENVOLVIMENTO DE PROJETOS DE PESQUISA	
Marianna Caroline Zanini Dutra	
Fabiane Vieira Romano	
Leonardo Nabaes Romano	
DOI 10.22533/at.ed.92219231219	
SOBRE A ORGANIZADORA	289
ÍNDICE REMISSIVO	290

OTIMIZAÇÃO DA CAPACIDADE DE CARGA EM UM SISTEMA DE ENGRENAGENS

Data de aceite: 22/11/2019

Rosalvo Medeiros

Universidade da Região de Joinville – UNIVILLE -
Joinville – SC

<http://lattes.cnpq.br/9844563310605499>

Gabriel Safanelli

Universidade da Região de Joinville – UNIVILLE -
Joinville – SC

<http://lattes.cnpq.br/5714721598748969>

Ademir Jose Demétrio

Universidade da Região de Joinville – UNIVILLE -
Joinville – SC

<http://lattes.cnpq.br/4158431052286991>

Claiton Emilio do Amaral

Universidade da Região de Joinville – UNIVILLE -
Joinville – SC

<http://lattes.cnpq.br/7181056965617404>

Emerson Jose Corazza

Universidade da Região de Joinville – UNIVILLE -
Joinville – SC

<http://lattes.cnpq.br/8055365157436215>

Fabio Krug Rocha

Universidade da Região de Joinville – UNIVILLE -
Joinville – SC

<http://lattes.cnpq.br/9326510594255048>

Gilson Joao dos Santos

Universidade da Região de Joinville – UNIVILLE -
Joinville – SC

<http://lattes.cnpq.br/3595321224657639>

Renato Cristofolini

Universidade da Região de Joinville – UNIVILLE -
Joinville – SC

<http://lattes.cnpq.br/0566811776369991>

RESUMO: A engrenagem é um elemento de máquina muito estudado devido a sua grande variedade de aplicações. A quebra é um modo de falha possível no dente da engrenagem, no entanto as falhas na raiz do dente podem ser minimizadas. Equilibrar a desigualdade na raiz do dente resulta em um aumento na capacidade de carga da engrenagem. Este artigo tem como objetivo encontrar a combinação de parâmetros para o pinhão e engrenagem que apresente a menor diferença nos níveis de tensão de flexão no pé do dente. Para avaliar a influência da geometria dos dentes de uma engrenagem nos valores de tensão de flexão, foram realizados cálculos pelo método analítico, utilizando planilhas de excel, no qual se analisou diferentes combinações de parâmetros geométricos. Pode ser observado que o menor nível de tensão de flexão no pinhão não significa necessariamente a melhor condição para um engrenamento, mas sim a condição onde há a menor diferença entre as tensões no pinhão e engrenagem. Assim a metodologia proposta para reduzir a desigualdade na tensão de flexão no pinhão e engrenagem, utilizando combinações de ângulo de pressão, número de dentes, módulo e fator

de correção de perfil mostrou-se satisfatória.

PALAVRAS-CHAVE: Engrenagens cilíndricas; Fator de correção de perfil; Tensão de flexão.

LOAD CAPACITY OPTIMIZATION IN A GEAR SYSTEM

ABSTRACT: The gear is a highly studied machine element due to its numerous problems arising from the wide variety of applications. Breakage is a possible failure mode in the gear tooth, however the flaws in the root of the tooth can be minimized. Balancing inequality at the root of the tooth results in an increase in the load capacity of the gear. This article presents a study that aims to minimize this inequality using parameters that influence the proportion and geometric shape of the tooth profile. In order to evaluate the influence of the gear geometry on the bending stress values, calculations were performed by the analytical method, using excel sheets, in which different combinations of geometric parameters were analyzed. It can be observed that the lower level of bending stress in the pinion does not necessarily mean the best condition for a gear, but rather the condition where there is the smallest difference between the in the pinion and gear. Thus, the proposed methodology to reduce the bending stress in the pinion and gear, using combinations of pressure angle, number of teeth, modulus and profile correction factor was satisfactory.

KEYWORDS: Bending stress; Cylindrical gears; Profile correction factor.

1 | INTRODUÇÃO

O principal propósito de um mecanismo de engrenagem é transmitir velocidade angular e torque entre eixos. A engrenagem é um elemento de máquina estudado por muitos engenheiros devido a grande variedade de aplicações. A busca pelo aumento na capacidade de carga e redução de massa aliada ao aumento efetivo da resistência motiva os estudos relacionados a análise de tensões de flexão na base dente de uma engrenagem.

A quebra é um modo de falha possível no dente da engrenagem que se inicia no raio na base do dente e se propaga para o anel interno devido à tensão máxima desenvolvida na região da raiz do dente. A quebra do dente de uma engrenagem é sinônimo de parada imediata de um sistema de transmissão, e em muitos casos, componentes adjacentes são danificados em virtude dessa falha. Normalmente, a tensão máxima na raiz do dente do pinhão e na engrenagem são diferentes em relações de transmissão. Essa diferença é chamada de desigualdade da tensão máxima no raio do dente. Equilibrar a desigualdade na raiz do dente resulta em um aumento na capacidade de carga da engrenagem. Este artigo tem como objetivo encontrar a combinação de parâmetros para o pinhão e engrenagem que apresente a menor diferença nos níveis de tensão de flexão no pé do dente.

2 | REFERENCIAL TEÓRICO

Como o foco do trabalho são engrenagens cilíndricas de dentes retos, pretende-se dar uma breve explicação acerca desse tipo de engrenagem.

2.1 Engrenagem cilíndrica de dentes retos

Engrenagens são elementos rígidos utilizados na transmissão de movimentos rotativos entre eixos. Entre os tipos de engrenagens Melconian (2009) destaca as engrenagens cilíndricas de dentes retos, helicoidais, cônicas, de corrente e parafuso coroa sem fim. De acordo com Norton (2013) quando duas engrenagens são colocadas em contato é formado um par de engrenagens, referindo-se à menor das duas engrenagens como pinhão e a outra como engrenagem. Engrenagens são comumente aplicadas em situações onde se exija a troca de torque por velocidade ou velocidade por torque. Grandezas como o diâmetro primitivo e número de dentes estão relacionadas ao módulo, tais grandezas podem ser observadas na Figura 1.

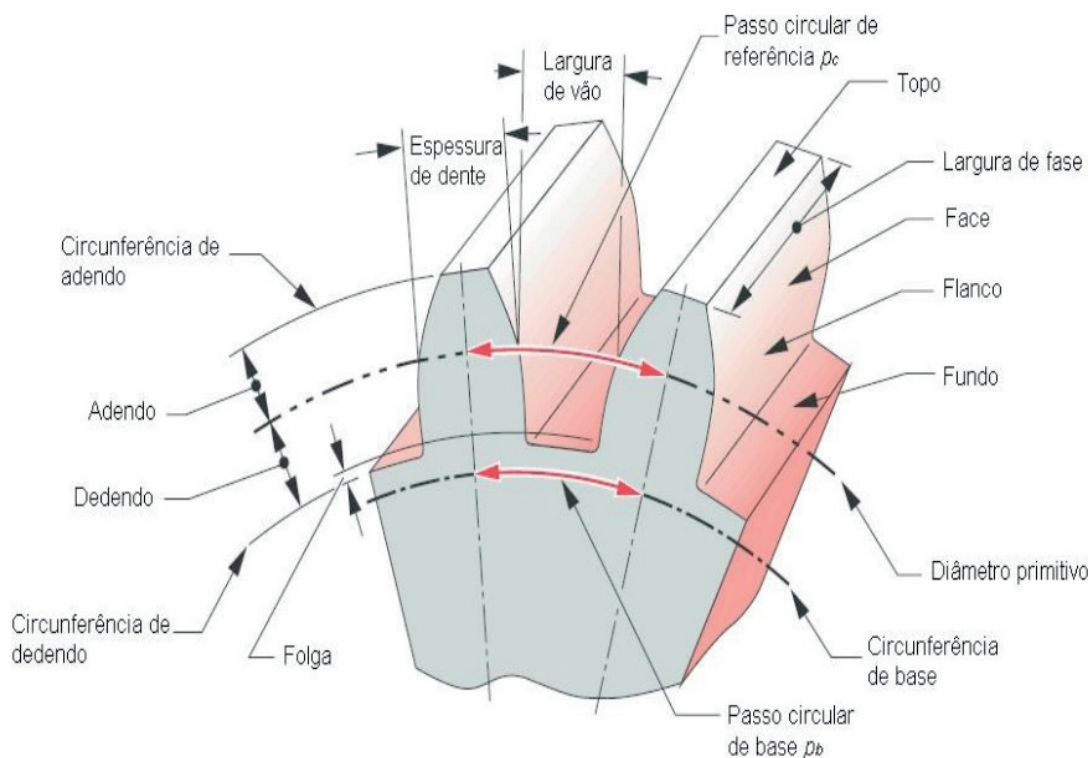


Figura 1 – Nomenclatura

Fonte: Norton, 2013.

Norton (2013) sugere que a utilização de um número mínimo de dentes abaixo do recomendado é uma das causas da interferência, o que faz com que a cabeça de uma engrenagem interfira no fundo do dente da outra engrenagem conjugada, provocando o adelgaçamento. A Figura 2 demonstra o fenômeno da interferência e o adelgaçamento decorrente.

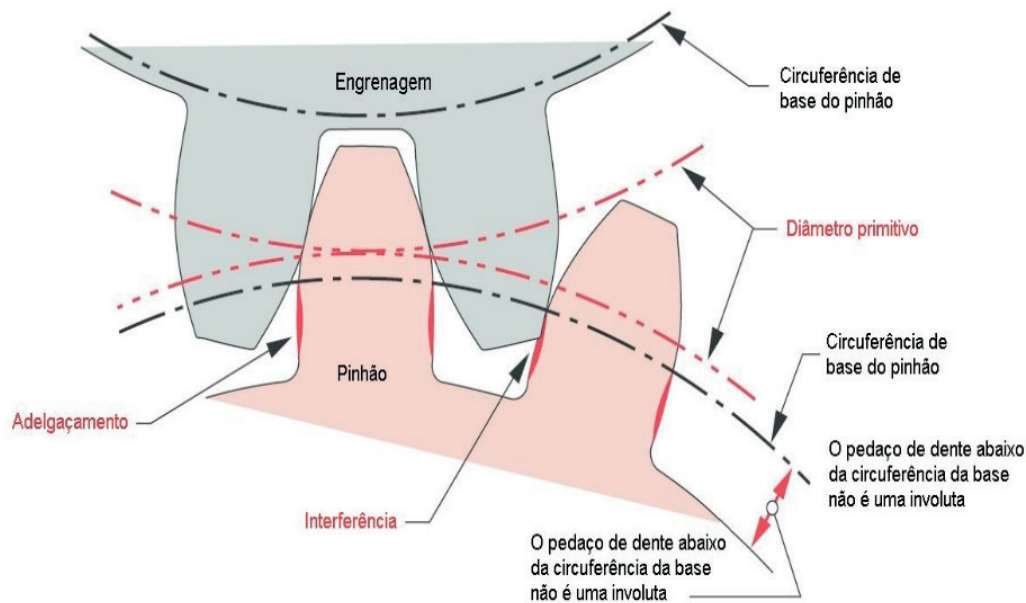


Figura 2 – Fenômeno da interferência.

Fonte: Norton, 2013.

O adelgaçamento ocorre na base do dente, mais precisamente na trocóide, a curva que liga a evolvente ao raio do pé, e diminui a resistência do dente em sua base. Isto pode ser evitado, na maioria dos casos, com aplicação de técnicas de correção de perfil (SILVA, 2015).

Os ângulos de pressão padronizados são de $14,30^\circ$, 20° e 25° , sendo que o de $14,30^\circ$ está praticamente obsoleto (SOUZA, 2003). Dessa forma é possível obter menores valores de tensão e conseqüentemente incrementar o coeficiente de segurança da engrenagem.

2.2 Modos de falha

A engrenagem assim como qualquer elemento de máquina, está sujeita às condições previstas em projeto e eventualmente à condições não previstas, o que resulta em avarias.

De acordo com Melconian (2009), um par de engrenagens em funcionamento pode apresentar os seguintes defeitos: desgaste, fadiga de superfície, deformação e fratura do dente, sendo que o desgaste está relacionado às condições de funcionamento, lubrificação e ao próprio contato entre os dentes. A fratura do dente pode ser considerado o tipo de falha mais grave por interromper a transmissão, exigindo substituição imediata da engrenagem, e por liberar partículas que podem danificar outros componentes do conjunto.

A ação repetitiva de tensão superior ou próxima ao limite de resistência à fadiga do material resulta em uma fratura por fadiga de flexão. As tensões cíclicas provocam o aparecimento de uma trinca em regiões concentradoras de tensão, que se propaga

até que a seção do dente não suporte mais a carga (MAZZO, 2013). Assim devem ser levantadas no projeto as condições que podem resultar em carregamentos que imponham tais tensões à engrenagem de modo que não acarrete em uma quebra prematura da engrenagem.

2.3 Influência do módulo e número de dentes no perfil do dente da engrenagem

O módulo e número de dentes são grandezas que relacionam as várias grandezas das engrenagens. De acordo com Niemann (2002), o módulo não influencia diretamente no perfil do dente, mas na sua proporção. O número de dentes por sua vez pode aumentar ou diminuir o adelgaçamento no pé do dente e influenciar nas tensões atuantes, quanto maior no número de dentes, menor será o adelgaçamento (SILVA, 2015).

Assim é possível verificar que o aumento do módulo e número de dentes eleva a resistência a flexão na base do dente.

2.4 Técnica de correção do perfil

Engrenagens padronizadas podem não atender às exigências impostas pela condição de funcionamento. A técnica de correção do perfil consiste basicamente em utilizar no perfil do dente, a parte da curva evolvente de círculo mais apropriada de acordo com o caso, conseguindo assim um melhor desempenho do engrenamento (SILVA, 2015).

A Figura 3 demonstra o conceito da técnica de correção de perfil.

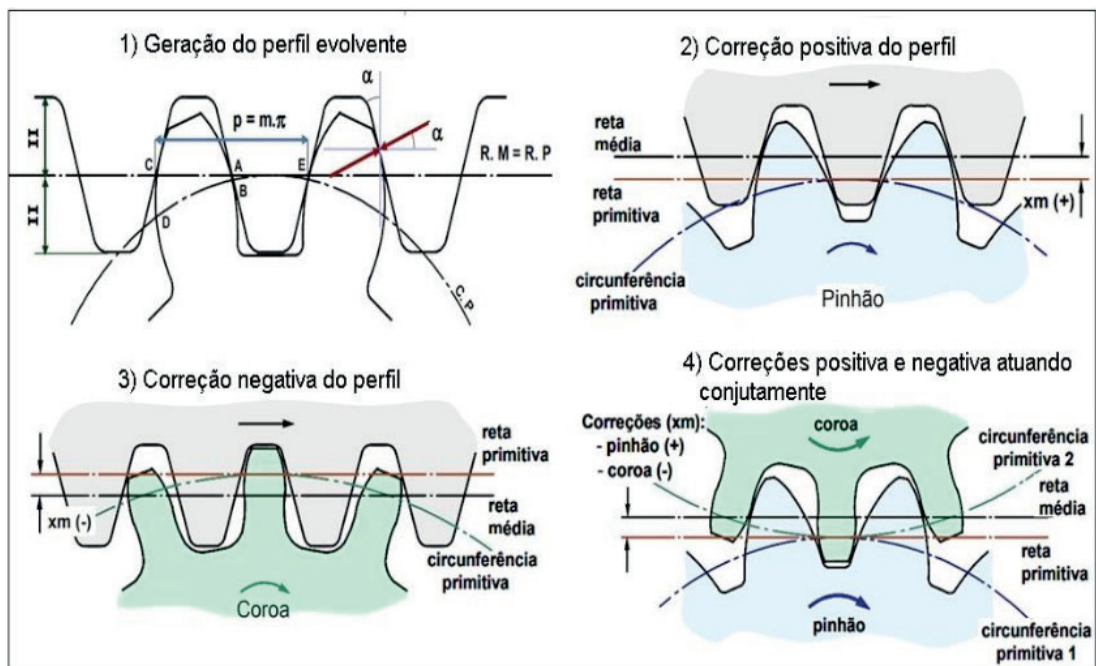


Figura 3 – Conceito da técnica de correção do perfil.

Fonte: Adaptado de GEMAQUE, 2004.

De acordo com Gemaque (2004) a correção positiva proporciona um aumento na largura da base do dente, elevando a resistência à flexão do dente, em contraponto reduz o grau de recobrimento à valores muito próximos da unidade, resultando em choques no engrenamento.

É possível provar que se pode fazer um engrenamento com duas engrenagens que tenham sido fabricadas pela mesma ferramenta, ou seja, que possuam o mesmo módulo e ângulo de pressão, resultando, no entanto, em um engrenamento com um outro módulo e ângulo de pressão para ambas as engrenagens (DUDLEY, 1962). Sendo assim possível a utilização de fatores de correção de perfil distintos para o mesmo par de engrenagens.

2.5 Ponto mais alto de contato de um único dente

A posição em que uma força atua no dente de uma engrenagem está relacionada à intensidade das tensões na base do dente. Betim (2015) afirma que nas partes inicial e final do contato, mais de um par de dentes estão em contato, distribuindo assim os esforços sofridos. Em determinado ponto do percurso apenas um par de dentes recebe o carregamento e esse ponto é chamado de HPSTC (*Highest Point of Single Tooth Contact*), que significa ponto mais alto de contato de um único dente. Esse ponto impõe os maiores esforços em um dente de engrenagem, justamente por se tratar de apenas um dente em contato.

2.6 Cálculo das forças e tensões atuantes

Para que possa calcular as tensões atuantes em um dente de engrenagem é imprescindível a compreensão das forças atuantes em um par de engrenagens. Budynas e Nisbett (2011) destacam que o dente de uma engrenagem deve ser tratado como uma viga em balanço e a tensão máxima ocorre na raiz do dente à medida em que o ponto de aplicação da força W se aproxima da ponta do dente. A Figura 4 indica as forças atuantes nas engrenagens cilíndricas retas.

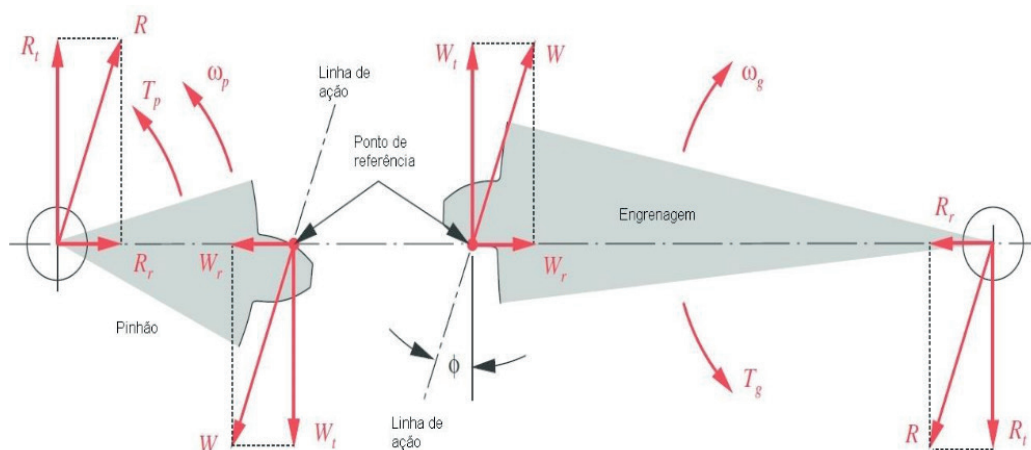


Figura 4 – Forças atuantes nas engrenagens.

Fonte: Norton, 2013.

O torque atuante no pinhão, o ângulo de pressão, o módulo e o número de dentes estão relacionados com as forças transmitidas em um par de engrenagens em contato. Castro (2005) reafirma que a direção da força coincide com a linha de ação e é perpendicular à tangente do perfil evolvente no ponto de referência ou contato.

Essa força pode ser decomposta em uma componente radial e uma tangencial. Norton (2013) define as forças tangencial e radial, conforme equações 1 e 2, respectivamente.

Logo abaixo, o Quadro 1 relaciona os símbolos às suas respectivas nomenclaturas e unidades.

$$W_t = \frac{2 \cdot T_p}{m \cdot Z_1} \quad (\text{equação 1}) \quad W_r = \frac{W_t}{\tan \phi} \quad (\text{equação 2})$$

Símbolo	Nomenclatura
W_t	força tangencial no diâmetro primitivo [N]
W_r	força radial no diâmetro primitivo [N]
T_p	momento no eixo da engrenagem [Nm]
m	módulo [mm]
Z_1	número de dentes do pinhão [mm]
ϕ	ângulo de pressão [°]

Quadro 1 – Símbolo e nomenclatura para equação 1 e equação 2

Fonte: Norton, 2013

A tensão de flexão é um indicador de resistência do dente de uma engrenagem. A equação 3 descreve a obtenção da tensão de flexão atuante na raiz do dente e o Quadro 2 apresenta as nomenclaturas e unidades dos símbolos utilizados.

$$\sigma_b = \frac{W_t}{F \cdot m \cdot J} \cdot \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} \cdot K_S \cdot K_B \cdot K_I \quad (\text{equação 3})$$

Símbolo	Nomenclatura	Símbolo	Nomenclatura
σ_b	tensão de flexão atuante na raiz do dente [N/mm ²]	$\overline{K_m}$	fator de distribuição de carga [adimensional]
W_t	força tangencial [N]	K_v	fator de tamanho [adimensional]
J	geométrico de resistência de flexão [adimensional]	K_B	fator de espessura de borda [adimensional]
m	módulo da engrenagem [mm]	K_S	fator de tamanho [adimensional]
F	largura da engrenagem [mm]	K_I	fator de ciclo de carga [adimensional]

K_a	fator de aplicação [adimensional]	K_S	fator de tamanho [adimensional]
-------	-----------------------------------	-------	---------------------------------

Quadro 2 – Símbolo e nomenclatura para equação 3

Fonte: Norton, 2013

Para o projeto de engrenagens cilíndricas de dentes retos é adotado o método de cálculo recomendado pela Associação Americana dos Fabricantes de Engrenagens AGMA (*American Gear Manufacturers Association*), o qual se considera vários fatores relacionados à condições de utilização, testes empíricos e geometria da engrenagem, de forma que não apresentam os reais valores de tensão proveniente do carregamento ao qual a engrenagem está sujeito.

Norton (2013) relaciona o número de dentes a um valor de ângulo de pressão e tipo de carregamento, obtendo assim o fator geométrico de resistência de flexão.

Valor que quando inserido na fórmula proposta por Lewis, ajusta a tensão sofrida por um dente de engrenagem para uma condição muito próxima de uma condição real.

3 | METODOLOGIA

Para avaliar a influência da geometria dos dentes de uma engrenagem nos valores de tensão de flexão foram realizados cálculos pelo método analítico. O primeiro passo foi definir um engrenamento que possua dados de geometria e condição de funcionamento suficiente para que seja feito o dimensionamento de engrenagens.

3.1 Dados de entrada

Os dados de entrada são o módulo, o número de dentes, o ângulo de pressão, o fator de correção do perfil e largura da engrenagem. Considerou-se os dados conforme quadro 03 para todos os casos.

Parâmetros da engrenagem	Símbolo	Especificação
Espessura da engrenagem em metros	J	0.010
Diâmetro externo máximo em metros	D_E	0.116
Torque no pinhão em Newton-metro	T_p	100
Tipo de carga	-	contínua
Fonte de potência	-	uniforme

Quadro 3 – Especificações consideradas no estudo comparativo

Fonte: Autor, 2018

Lembrando que a equação utilizada depende apenas de parâmetros geométricos, desta forma não foi utilizado material específico para a análise.

A partir dos dados foram obtidas as dimensões gerais das engrenagem, tais como diâmetro primitivo e diâmetro externo. Para poder comparar de forma quantitativa o desempenho de diferentes engrenagens, foi imposto uma limitação no diâmetro exteno do pinhão.

Tal limitação pode ser observada no processo de melhorias de máquinas já existentes, na redução de custos de fabricação resultante de uma condição imposta em fase conceitual de projeto ou em casos de funcionamento severo, onde se busca o desempenho máximo em todos os componentes.

3.2 Critério de configuração das análises

Considerou-se neste estudo os seguintes fatores de correção de perfil: -0.5, -0,25, 0, +0,25 e +0.5; e ângulos de pressão de 20° e 25°, valores sugeridos pela AGMA. Conforme proposto por Silva (2015), foi considerado a utilização de fator de correção de perfil positivo para o pinhão, e o negativo para engrenagem. A Figura 5 demonstra o esquema utilizado para determinar as configurações para análise, sendo exemplificado o processo para um ângulo de pressão de 20° até o ponto onde é incrementado o valor de 0,25 no fator de correção de perfil.

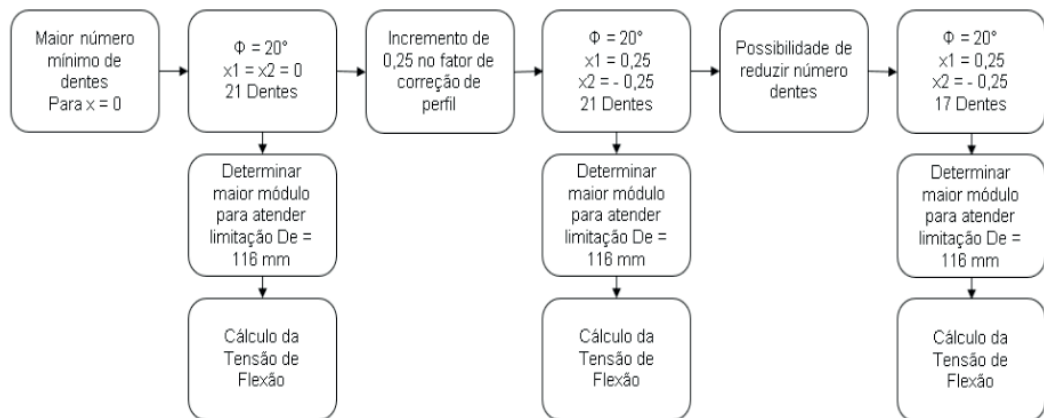


Figura 5 – Esquema para determinar configurações para análise.

Fonte: Autor, 2018

Para tal, foi elaborado um quadro com valor de relação de transmissão de 1:1, este foi dividido em dois grupos com ângulos de pressão de 20° e 25°. Para cada valor de ângulo de pressão dado, buscou-se combinações entre número de dentes, módulo e fator de correção de perfil, de modo que o diâmetro externo do pinhão não excedesse 116 milímetros, totalizando 28 configurações para análise. Os dados de fator geométrico de resistência à tensão de flexão foram extraídas da norma AGMA 908-B89 conforme anexo B, no qual se partiu da condição de correção de fator de

perfil $x_1=x_2=0$, utilizando o número mínimo de dentes possível e consequentemente o maior módulo para a combinação.

Dessa forma foi possível comparar os valores de tensão na base do dente em cada uma das configurações, respeitando uma restrição de espaço imposta por limitações externas. O Quadro 4 demonstra cada configuração utilizada no primeiro estudo, cuja a relação de transmissão é de 1:1.

Análise	Ângulo de pressão ϕ (°)	Componente	Número de Dentes Z	Fator de correção de perfil x_1 e x_2	Módulo m (mm)	Fator Geométrico de Resistência de Flexão J	Diâmetro Externo D_e (mm)	
1	20	Pinhão	21	0	5	0,33	115	
		Engrenagem	21	0	5	0,33	115	
2		Pinhão	21	0,25	4,75	0,39	111,625	
		Engrenagem	21	-0,25	4,75	0,27	106,875	
3		Pinhão	17	0,25	5,75	0,36	112,125	
		Engrenagem	17	-0,25	5,75	0,24	106,375	
4		Pinhão	21	0,5	4,75	0,44	114	
		Engrenagem	21	-0,5	4,75	0,21	104,5	
5		Pinhão	17	0,5	5,75	0,42	115	
		Engrenagem	17	-0,5	5,75	0,18	103,5	
6		Pinhão	14	0,5	6,75	0,4	114,75	
		Engrenagem	14	-0,5	6,75	0,14	101,25	
7		25	Pinhão	21	0	5	0,39	115
			Engrenagem	21	0	5	0,39	115
8	Pinhão		17	0	6	0,36	114	
	Engrenagem		17	0	6	0,36	114	
9	Pinhão		14	0	7,25	0,33	116	
	Engrenagem		14	0	7,25	0,33	116	
10	Pinhão		21	0,25	4,75	0,46	111,625	
	Engrenagem		21	-0,25	4,75	0,33	106,875	
11	Pinhão		17	0,25	5,75	0,43	112,125	
	Engrenagem		17	-0,25	5,75	0,29	106,375	
12	Pinhão		14	0,25	7	0,4	115,5	
	Engrenagem		14	-0,25	7	0,25	108,5	
13	Pinhão		12	0,25	8	0,38	116	
	Engrenagem		12	-0,25	8	0,22	108	
14	Pinhão	21	0,5	4,75	0,52	114		
	Engrenagem	21	-0,5	4,75	0,27	104,5		

Quadro 4 – Relação de transmissão 1:1

Fonte: Autor, 2018

A análise desse fenômeno será representada por um carregamento estático no HPSTC, ponto onde o carregamento impõe o maior valor de tensão de flexão na raiz do dente da engrenagem. O anexo A apresenta um quadro com relação de transmissão de 2:1, onde foi empregado o mesmo critério para construção.

3.2 Planilha de cálculo

É de suma importância ressaltar que esse estudo tem como objetivo avaliar a variação na intensidade das tensões de flexão na raiz do dente e não dimensionar uma engrenagem considerando a resistência à fadiga de flexão, portanto, os fatores de distribuição de carga, de tamanho, de espessura de borda e de ciclo de carga, referentes à equação 3, foram considerados unitários.

A Figura 6 se refere a planilha elaborada com auxílio do programa Excel, e tem finalidade de auxiliar nos cálculos de tensão de flexão.

Análise	Ângulo de pressão (°)	Componente	Número de Dentes	Fator de correção de perfil	Módulo (mm)	Fator Geométrico de Resistência de Flexão	Tensão de Flexão (MPa)	
1	20	Pinhão	21	0	5	0,33	60,61	
		Engrenagem	21	0	5	0,33	60,61	
2		Pinhão	21	0,25	4,75	0,39	53,98	
		Engrenagem	21	-0,25	4,75	0,27	77,97	
3		Pinhão	17	0,25	5,75	0,36	48,31	
		Engrenagem	17	-0,25	5,75	0,24	72,46	
4		Pinhão	21	0,5	4,75	0,44	47,85	
		Engrenagem	21	-0,5	4,75	0,21	100,25	
5		Pinhão	17	0,5	5,75	0,42	41,41	
		Engrenagem	17	-0,5	5,75	0,18	96,62	
6		Pinhão	14	0,5	6,75	0,4	37,04	
		Engrenagem	14	-0,5	6,75	0,14	105,82	
7		25	Pinhão	21	0	5	0,39	51,28
			Engrenagem	21	0	5	0,39	51,28
8	Pinhão		17	0	6	0,36	46,30	
	Engrenagem		17	0	6	0,36	46,30	
9	Pinhão		14	0	7,25	0,33	41,80	
	Engrenagem		14	0	7,25	0,33	41,80	
10	Pinhão		21	0,25	4,75	0,46	45,77	
	Engrenagem		21	-0,25	4,75	0,33	63,80	
11	Pinhão		17	0,25	5,75	0,43	40,44	
	Engrenagem		17	-0,25	5,75	0,29	59,97	
12	Pinhão		14	0,25	7	0,4	35,71	
	Engrenagem		14	-0,25	7	0,25	57,14	
13	Pinhão		12	0,25	8	0,38	32,89	
	Engrenagem		12	-0,25	8	0,22	56,82	
14	Pinhão	21	0,5	4,75	0,52	40,49		
	Engrenagem	21	-0,5	4,75	0,27	77,97		

Figura 6 – Planilha para cálculo de tensões de flexão para relação de transmissão 1:1.

Fonte: Autor, 2018

A planilha de cálculos utiliza os dados de entrada requeridos pela equação 3, e apresenta o valor de tensão de flexão para as análises consideradas no quadro 4 e anexo A. A partir dos valores de tensão de flexão obtidos foram gerados os gráficos com intuito de auxiliar na apresentação e comparação dos dados obtidos.

4 | RESULTADOS E DISCUSSÃO

Com base nos resultados obtidos, foi possível observar peculiaridades de comportamento e realizar uma análise comparativa entre as diferentes configurações analisadas. Pode ser avaliada também a influência do fator de correção de perfil na resistência de flexão.

4.1 Influência do fator de correção de perfil no fator geométrico de resistência de flexão

O fator de correção de perfil reduz os níveis de tensão na base do dente. Ao analisar os itens 1, 2 e 4 do quadro 4, verifica-se que para um mesmo ângulo de pressão e número de dentes, à medida que é adicionado um incremento de 0,25 no fator de correção de perfil há uma elevação e uma diminuição nos valores do fator geométrico de resistência de flexão no pinhão e na engrenagem, respectivamente.

O mesmo comportamento pode ser observado nas análises 7, 10 e 14 do quadro 4.

4.2 Análise da variação das tensões de flexão para relação de transmissão 1:1

Para o cálculo das tensões atuantes na base do dente foi utilizado a equação 3 onde foi considerado o fator geométrico de resistência de flexão apropriado para a combinação entre ângulo de pressão e número de dentes, de acordo com a norma AGMA 908-B89.

O gráfico 1 apresenta os níveis de tensão de flexão no pinhão e na engrenagem.

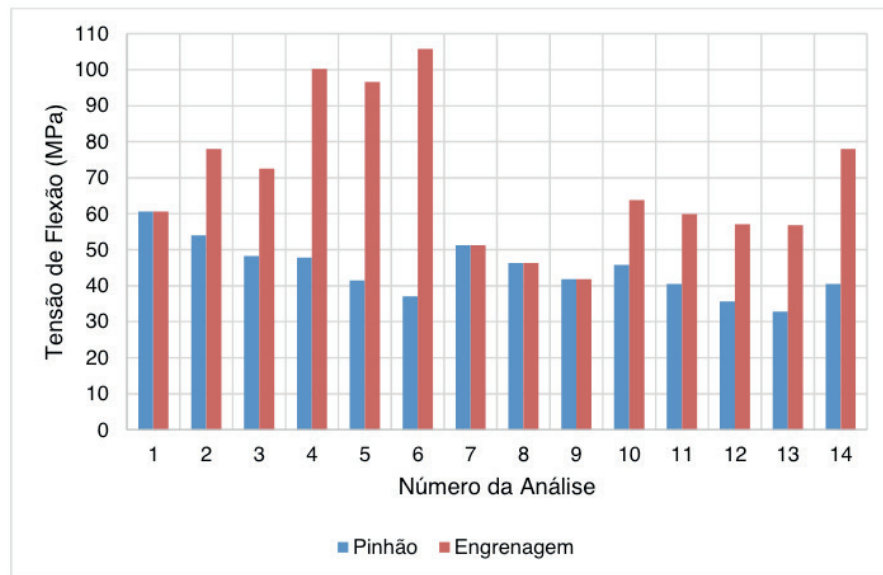


Gráfico 1 – Tensões atuantes na base do dente para relação de transmissão 1:1

Fonte: Autor, 2018

A medida que é incrementado o fator de correção de perfil, aliado à redução do número de dentes e aumento do módulo, nota-se uma redução nos valores de tensão de flexão no pinhão. Esse comportamento pode ser observado nas análises 1 à 6 do quadro 4, que possuem ângulo de pressão de 20°. O comportamento nas análises 7 à 9 é similar, a análise 10 não segue essa tendência e demonstra uma ascendência nos valores de tensão. A partir deste o valor de tensão de flexão volta a diminuir até atingir o ponto mínimo na análise número 13, 32,9 MPa. Na análise 14 é possível visualizar um novo aumento na tensão de flexão na base do dente.

Os níveis de tensão na engrenagem por sua vez, apresentam uma maior sensibilidade ao fator de correção de perfil uma vez que este é negativo, ou seja, reduz a resistência à flexão. Tal comportamento é melhor visualizado quando são comparadas as configurações com o mesmo número de dentes e diferentes valores de fator de correção de perfil. A análise 9 apresenta o menor valor de tensão de flexão 41,8 Mpa.

O menor nível de tensão de flexão do pinhão não significa necessariamente a melhor opção para um engrenamento, mas sim a opção onde há menor diferença entre as tensões de flexão no pinhão e na engrenagem. O melhor desempenho foi obtido pela análise 9, onde a tensão de flexão obtida foi de 41,8 MPa para pinhão e engrenagem. Tal análise apresenta valores de ângulo de pressão de 25°, 14 dentes, módulo de 7,25 milímetros e fator de correção de perfil $x_1=x_2=0$.

4.3 Análise da variação das tensões de flexão para relação de transmissão 2:1

Para a relação de transmissão de 2:1 foi necessário interpolar os valores de fator geométrico de resistência de flexão devido a tabela não apresentar o número

de dentes utilizado nas análises. O gráfico 2 demonstra as tensões atuantes na base do dente para uma relação de transmissão de 2:1.

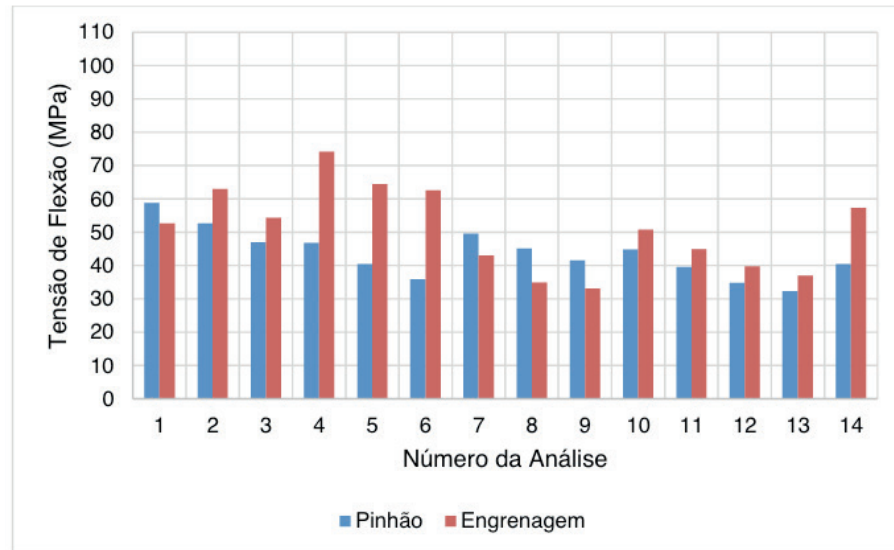


Gráfico 2 – Tensões de flexão para relação de transmissão 2:1

Fonte: Autor, 2018

Novamente é possível perceber a redução nos valores de tensão de flexão, quando incrementado o fator de correção de perfil, aliado à redução do número de dentes e aumento do módulo. O comportamento nas análises 7 à 9 apresenta redução da tensão de flexão à medida que se reduz o número de dentes e aumenta-se o módulo.

Os níveis de tensão na engrenagem por sua vez, apresentam menor diferença nos valores de tensão de flexão, quando comparadas aos respectivos pinhões. Essa redução está relacionada ao fator geométrico de resistência de flexão, que aumenta de acordo com o número de dentes.

O melhor desempenho foi obtido pela análise 13, onde a tensão de flexão obtida foi de 32,38 Mpa e 36,98 MPa para pinhão e engrenagem, respectivamente. Tal análise apresenta valores de ângulo de pressão de 25° , 12 dentes, módulo de 8 milímetros e fator de correção de perfil $x_1=0,25$ e $x_2=-0,25$.

4.4 Análise comparativa da variação das tensões de flexão para relações de transmissão 1:1 e 2:1

Para um melhor entendimento foram comparados as tensões de flexão no pinhão e engrenagem nas relações de 1:1 e 2:1 separadamente. O gráfico 3 demonstra uma comparação entre as tensões de flexão para uma relação de transmissão de 1:1 e 2:1.

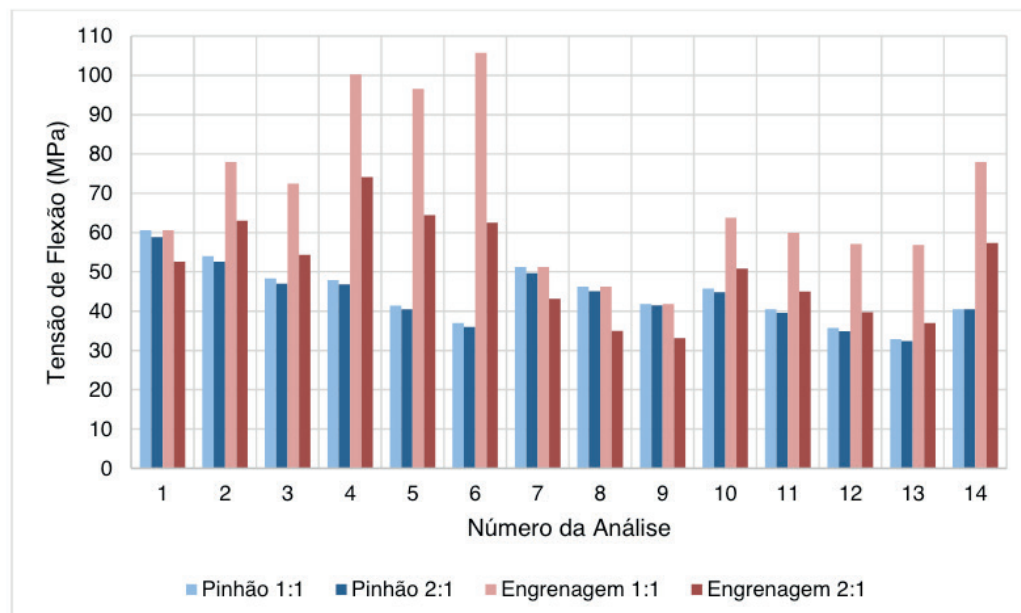


Gráfico 3 – Tensões de flexão para relação de transmissão 1:1 e 2:1

Fonte: Autor, 2018

Observando atentamente cada análise de forma individual é possível concluir que o comportamento das análises da relação de transmissão de 2:1 segue a mesma tendência do comportamento apresentado na relação de 1:1, com níveis substancialmente inferiores de tensão de flexão na engrenagem. As tensões de flexão no pinhão seguem a mesma linha de variação, porém ligeiramente menores na relação de transmissão 2:1. É possível afirmar que à medida que se eleva a relação de transmissão, as tensões de flexão na engrenagem tendem a se aproximar às tensões de flexão sofridas pelo pinhão.

5 | CONCLUSÃO

O fator de correção de perfil influencia na quantidade mínima de dentes de uma engrenagem. Pode ser observado também que o fator de correção de perfil positivo eleva o valor de fator geométrico de resistência de flexão, de modo que a correção de perfil negativa reduz tal valor.

Ao se analisar as tensões de flexão em ambas relações de transmissão de 1:1 e 2:1, foi possível constatar que o melhor desempenho foi obtido com a configuração que apresentava o maior módulo. Desse modo, pode se afirmar que o módulo influi fortemente na resistência à flexão em um dente de engrenagem.

Observa-se que o melhor desempenho obtido para relação de transmissão de 1:1 e 2:1 são de análises diferentes, de modo que é possível afirmar que cada caso deve ser estudado isoladamente, com o intuito de encontrar a configuração que

apresente os menores níveis de tensão de flexão.

Verificou-se que o menor nível de tensão de flexão no pinhão pode não ser a melhor opção para um engrenamento, mas sim a condição onde há um equilíbrio de tensões entre pinhão e engrenagem.

Pode-se afirmar que a metodologia proposta para reduzir a desigualdade na tensão de flexão no pinhão e engrenagem, utilizando combinações de ângulo de pressão, número de dentes, módulo e fator de correção de perfil mostrou-se satisfatória, atendendo assim o objetivo do estudo. Podendo assim ser utilizada como ferramenta orientativa no processo de seleção dos parâmetros de um par de engrenagens.

REFERÊNCIAS

AMERICAN GEAR MANUFACTURER SOCIETY. **AGMA-908-B89**. Virginia, 1989.

BETIM, V. T. **Análise da relação entre tensões e variações geométricas em engrenagens cilíndricas de dentes retos utilizando o método analítico e numérico**. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), Curitiba, 2015.

BUDYNAS, R. G., NISBETT, J. K. **Elementos de máquinas de shigley: projeto de engenharia Mecânica**. 8 ed., Porto Alegre, Bookman, 2011.

CASTRO, R. M. **Critério de projeto para engrenagens helicoidais aplicadas em transmissões mecânicas veiculares**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (USP), São Paulo, 2005.

DUDLEY, D. W. **Gear handbook: the design, manufactured and application of applications**. 1 ed., Nova Iorque, McGraw-Hill, 1962.

GEMAQUE, M. J. A. **Abordagem para solução de um problema metrológico na indústria - medição de engrenagens**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis, 2004.

MAZZO, N. **Engrenagens cilíndricas: da concepção à fabricação**. 1 ed., São Paulo, Blucher, 2013.

MELCONIAN, S. **Elementos de máquinas**. 10ed., São Paulo, Érica, 2009.

NIEMANN, G. **Elementos de máquinas**. São Paulo, Edgard Blucher, v. 2, 2002.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas**. 10 ed., Porto Alegre, Bookman, 2013.

SILVA, P. S. D. **Metodologia para otimização do projeto de transmissões por engrenagens cilíndricas com correção de perfil**. Dissertação (Pós Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), Belo Horizonte, 2015.

SOUZA, G. R. **Influência do ângulo de pressão em projetos de engrenagens**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), Campinas, 2003.

ANEXO A – QUADRO 2 – RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO 2:1

Análise	Ângulo de pressão ϕ (°)	Componente	Número de Dentes Z	Fator de correção de perfil $x1$ e $x2$	Módulo m (mm)	Fator Geométrico de Resistência de Flexão J	Diâmetro Externo De (mm)	
1	20	Pinhão	21	0	5	0,34	115	
		Engrenagem	42	0	5	0,38	220	
2		Pinhão	21	0,25	4,75	0,4	111,625	
		Engrenagem	42	-0,25	4,75	0,334	206,625	
3		Pinhão	17	0,25	5,75	0,37	112,125	
		Engrenagem	34	-0,25	5,75	0,32	204,125	
4		Pinhão	21	0,5	4,75	0,45	114	
		Engrenagem	42	-0,5	4,75	0,284	204,25	
5		Pinhão	17	0,5	5,75	0,43	115	
		Engrenagem	34	-0,5	5,75	0,27	201,25	
6		Pinhão	14	0,5	6,75	0,412	114,75	
		Engrenagem	28	-0,5	6,75	0,237	195,75	
7		25	Pinhão	21	0	5	0,403	115
			Engrenagem	42	0	5	0,464	220
8	Pinhão		17	0	6	0,37	114	
	Engrenagem		34	0	6	0,477	216	
9	Pinhão		14	0	7,25	0,332	116	
	Engrenagem		28	0	7,25	0,417	217,5	
10	Pinhão		21	0,25	4,75	0,47	111,625	
	Engrenagem		42	-0,25	4,75	0,414	206,625	
11	Pinhão		17	0,25	5,75	0,44	112,125	
	Engrenagem		34	-0,25	5,75	0,387	204,125	
12	Pinhão		14	0,25	7	0,41	115,5	
	Engrenagem		28	-0,25	7	0,359	206,5	
13	Pinhão		12	0,25	8	0,386	116	
	Engrenagem		24	-0,25	8	0,338	204	
14	Pinhão	21	0,5	4,75	0,52	114		
	Engrenagem	42	-0,5	4,75	0,367	204,25		

Fonte: Autor

ANEXO B – TABELA DE FATOR GEOMÉTRICO DE RESISTÊNCIA DE FLEXÃO

I AND *J* FACTORS FOR:¹

20.0 DEG. PRESSURE ANGLE
 0.0 DEG. HELIX ANGLE
 0.250 TOOL EDGE RADIUS
 EQUAL ADDENDUM ($x_1 = x_2 = 0$)

2.250 WHOLE DEPTH FACTOR
 0.024 TOOTH THINNING FOR BACKLASH
 LOADED AT HIGHEST POINT OF SINGLE TOOTH CONTACT

GEAR TEETH	PINION TEETH															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12 I																
J	U	U														
14 I																
J	U	U	U	U												
17 I																
J	U	U	U	U	U	U										
21 I							0.078									
J	U	U	U	U	U	U	0.33	0.33								
26 I							0.084		0.079							
J	U	U	U	U	U	U	0.33	0.35	0.35	0.35						
35 I							0.091		0.088		0.080					
J	U	U	U	U	U	U	0.34	0.37	0.36	0.38	0.39	0.39				
55 I							0.102		0.101		0.095		0.080			
J	U	U	U	U	U	U	0.34	0.40	0.37	0.41	0.40	0.42	0.43	0.43		
135 I							0.118		0.121		0.120		0.112		0.080	
J	U	U	U	U	U	U	0.35	0.43	0.38	0.44	0.41	0.45	0.45	0.47	0.49	0.49

¹ The letter "U" indicates a gear tooth combination which produces an undercut tooth form in one or both components and should be avoided. See Section 7 and Fig 7-1.

Fonte: AGMA 908-B89

SOBRE A ORGANIZADORA

Jaqueline Fonseca Rodrigues – **Mestre** em Engenharia de Produção pela Universidade Tecnológica Federal do Paraná, PPGE/UTFPR; **Especialista** em Engenharia de Produção pela Universidade Tecnológica Federal do Paraná, PPGE/UTFPR; **Bacharel** em Ciências Econômicas pela Universidade Estadual de Ponta Grossa, UEPG; **Professora Universitária** em Cursos de Graduação e Pós-Graduação, atuando na área há 16 anos; **Professora Formadora** de Cursos de Administração e Gestão Pública na Graduação e Pós-Graduação na modalidade EAD; **Professora-autora** do livro “Planejamento e Gestão Estratégica” - IFPR - e-tec – 2013 e do livro “Gestão de Cadeias de Valor (SCM)” - IFPR - e-tec – 2017; **Organizadora dos Livros**: “Elementos da Economia – vol. 1 - (2018)”; “Conhecimento na Regulação no Brasil – (2019)”; “Elementos da Economia – vol. 2 - (2019)” – “Inovação, Gestão e Sustentabilidade – vol. 1 e vol. 2 – (2019)” e “Engenharia de Produção: Vetor de Transformação do Brasil – vol. 1; pela ATENA EDITORA e **Perita Judicial** na Justiça Estadual na cidade de Ponta Grossa – Pr.

ÍNDICE REMISSIVO

A

Absenteísmo 7, 124, 125, 126, 127, 128, 129, 130, 131, 132, 140, 141, 142, 143
Acidentes do trabalho 5, 13, 17, 126
Açúcar 42, 48, 49, 50, 51, 52, 53
Administração pública 5, 86, 88, 89, 90, 96, 97, 99
Análise de risco 5, 6, 13, 16, 18
Analytic hierarchy process 30, 31, 33, 41

C

Cobre 6, 71, 72, 73, 74, 75, 77, 80, 81, 83, 84, 85, 268
Conflitos 8, 47, 176, 178, 180, 181, 182, 183, 184, 185, 186, 187, 188, 189
Controle de acesso 145, 146
Corrosão aquosa 72, 75
Corrosão atmosférica 72, 74, 81, 85

D

Doenças ocupacionais 5, 13, 14, 16, 17, 28

E

Educação 6, 7, 11, 30, 31, 32, 33, 36, 37, 38, 39, 40, 100, 109, 145, 146, 147, 148, 149, 150, 152, 156, 157, 158, 159, 161, 224, 227, 228, 229, 233, 236, 245
Educação profissional 6, 30, 31, 32, 36, 39, 40
Empregabilidade 30, 31, 32, 33, 36, 38, 39, 40, 241, 246, 248
Engrenagens cilíndricas 207, 208, 211, 213, 221
Estratégia 29, 47, 48, 53, 54, 96, 99, 114, 115, 167, 192, 195, 229, 234
Exportação 6, 1, 5, 6, 10, 42, 45, 48, 49, 50, 51, 52

F

Fator de correção de perfil 206, 207, 214, 215, 217, 218, 219, 220, 221, 222
Função social 176, 177, 178, 179, 180, 181, 187, 188
Fuzzy logic 224, 228, 234

G

Gerenciamento de projetos 276, 277, 278, 279, 282, 286, 288
Gestão da informação 8, 224, 227, 236
Gestão de risco 5, 7, 86, 87, 90, 95, 97, 98
Gestão do conhecimento 7, 99, 101, 102, 103, 104, 105, 106, 107, 108, 109, 110, 202, 224, 225, 288
Gestão do conhecimento pessoal 7, 99, 101, 105, 106, 107, 108
Governo 5, 7, 10, 36, 86, 89, 90, 91, 92, 95, 96, 97, 98, 182, 189, 227
Grupos de pesquisa 276, 277, 278, 279, 286, 287, 288

I

Internet das coisas 7, 145, 146, 148

L

Layout 257, 258, 259, 260, 266, 271, 272, 273, 274, 275

Lean office 7, 162, 163, 164, 166, 167, 175

Licença médica 124, 125, 126, 129, 130, 131, 132, 134, 135, 136, 137, 138, 139, 140, 141, 142

Limpeza 24, 59, 63, 64, 69, 83, 124, 125, 126, 127, 128, 129, 130, 131, 132, 133, 134, 136, 137, 138, 139, 140, 141, 142, 143, 194

Lubrificantes 6, 55, 56, 57, 58, 59, 62, 64, 66, 68, 69, 70

M

Mapeamento 21, 22, 162, 238, 239, 241, 242, 247, 248, 250, 255, 256

Marketing 45, 190, 191, 192, 193, 194, 195, 196, 199, 200, 201, 202, 203, 204, 234

MASP 7, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117, 118, 122, 123

Melhoria 5, 7, 13, 14, 15, 17, 18, 30, 31, 43, 46, 48, 55, 56, 60, 64, 67, 102, 103, 107, 111, 112, 113, 114, 115, 118, 120, 122, 123, 141, 147, 149, 159, 162, 164, 167, 168, 170, 171, 172, 173, 214, 238, 242, 243, 244, 245, 250, 253, 256, 259, 272, 273, 276, 277, 284, 285, 286, 287

Método ativo 6, 71, 72, 74

Mistura em linha 55, 59, 68

Mistura sequencial 55, 59

O

Óleo 7, 5, 57, 58, 59, 64, 69, 70, 162, 163, 164, 166, 265

P

Portaria 97, 118, 124, 125, 126, 127, 128, 129, 130, 131, 132, 133, 134, 136, 137, 138, 139, 140, 141, 142

Procedimento operacional 239, 240, 241, 250, 251, 253, 255, 256

Processo 6, 5, 10, 13, 19, 20, 21, 22, 23, 28, 45, 47, 50, 51, 53, 55, 56, 57, 58, 60, 61, 65, 66, 68, 71, 72, 73, 74, 76, 77, 79, 81, 84, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 93, 94, 95, 96, 102, 103, 104, 105, 106, 108, 111, 112, 113, 115, 117, 118, 119, 120, 122, 123, 126, 129, 145, 146, 147, 148, 149, 150, 156, 158, 160, 162, 164, 167, 168, 169, 170, 171, 172, 173, 174, 176, 180, 182, 183, 185, 193, 195, 197, 214, 221, 225, 227, 235, 236, 237, 238, 240, 241, 242, 243, 244, 245, 246, 251, 255, 258, 260, 261, 265, 266, 267, 268, 272, 273, 274, 275, 276, 277, 278, 279, 280, 282, 283, 284, 285, 286

Produção enxuta 55, 57, 60, 162, 165

Produtividade 14, 52, 56, 68, 102, 122, 126, 145, 146, 151, 158, 160, 163, 187, 229, 256, 257, 258, 259, 266, 267, 271, 273, 274, 278

Projetos de pesquisa 9, 109, 203, 276, 277, 278, 279, 280, 286, 287, 288

Propriedade 8, 35, 51, 122, 176, 177, 178, 179, 180, 181, 183, 187, 188, 243, 244, 250, 277, 285

Q

Qualidade 13, 15, 21, 24, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 40, 44, 47, 50, 55, 56, 61, 69, 87, 101, 111, 112, 113, 114, 116, 122, 123, 126, 128, 141, 155, 158, 161, 165, 181, 193, 194, 204, 229, 231, 232, 235, 241, 242, 243, 244, 254, 255, 256, 257, 258, 259, 265, 274, 275, 281, 282, 284, 286, 287

R

Redes sociais 8, 150, 190, 191, 192, 195, 196, 197, 198, 199, 200, 201, 202, 203, 204

Reforma agrária 176, 178, 179, 180, 181, 183, 187, 188

Refrigeração 8, 257, 258, 259, 261, 262, 263, 266, 267, 268, 269, 270, 272, 273, 274, 275

Retrabalho 6, 55, 56, 57, 61, 62, 63, 64, 66, 67, 68, 69, 70, 172, 225, 274

Roadmap de projetos 276

T

Talentos individuais 99

Tensão de flexão 206, 207, 212, 213, 214, 216, 217, 218, 219, 220, 221

Terceirização 6, 42, 43, 46, 47, 48, 51, 52, 53, 131

TPV 111, 113, 118, 120, 121, 122

Treinamento 23, 27, 28, 152, 174, 227, 238, 239, 245, 250, 252, 253

Turismo 8, 94, 190, 191, 192, 193, 194, 195, 196, 197, 198, 199, 200, 201, 202, 203, 204

V

Verificação 57, 61, 65, 95, 96, 115, 118, 121, 131, 140, 141, 159, 238, 239, 244, 245, 247, 251, 252, 253, 254, 272

