
Progear 4

Sistema para cálculo de engrenagens
Versão 4 para Windows

Guia Do Usuário

Norberto Mazzo



Norberto Mazzo

Guia do Usuário

Progear Versão 4

Sistema para cálculo de engrenagens

Sobre este guia

Este guia foi elaborado não apenas para mostrar como utilizar o Progear em termos de comandos, telas ou menus. A maior parte de seu conteúdo trata de rodas dentadas. Não serão apresentados aqui, fórmulas matemáticas, equações, gráficos ou tabelas, normalmente encontrados nos manuais técnicos sobre engrenagens, devido que, o próprio software já contém todos esses elementos.

Esse guia conjuntamente com o software, ajudará os usuários que estão começando a aprender sobre este assunto, a elaborar projetos levando em conta todos os fatores que influenciam no trabalho de transmissão de um par de engrenagens cilíndricas.

Os usuários experientes, com a ajuda deste guia, poderão tirar o máximo do Progear.

Cada dado solicitado e cada resultado fornecido é comentado de forma didática, com dicas, notas e exemplos, que ajudará principalmente o usuário iniciante a entender detalhes da tecnologia atual sobre engrenagens, tanto os mais simples quanto os mais complexos.

Índice analítico

Sobre este guia.....	2
Pirataria.....	15
PARTE 1	16
O seu primeiro contato com o Progear 4	16
Apresentação do Progear 4	17
Conceito	17
Normas utilizadas	19
Configuração mínima necessária.....	Erro! Indicador não definido.
Melhor configuração de vídeo.....	Erro! Indicador não definido.
Instalação do Progear	Erro! Indicador não definido.
Estrutura de diretórios	20
Extensão dos arquivos do usuário	20
Impressão dos relatórios.....	21
Organização do Progear.....	21
Manipulação de arquivos	22
Ambiente de trabalho	24
Painel de resultados	31
Comandos via teclado	32
Dados básicos	33
PARTE 2	34

Módulos do Progear.....	34
-------------------------	----

MÓDULO 1 35

Comprovação da capacidade de carga.....	35
Objetivo	35
Fundamentos.....	36
Formas de uso	37
Configurações iniciais.....	38
Coefficiente de segurança mínimo à flexão	38
Coefficiente de segurança máximo à flexão.....	39
Coefficiente de segurança mínimo à pressão	39
Coefficiente de segurança máximo à pressão.....	40
Fator de assistência	40
Número de rodas movidas	40
Qualidade da roda Máster	41
Limita os fatores de vida útil	41
Dentado bi-helicoidal.....	41
Protuberância na crista da ferramenta	Erro! Indicador não definido.
Linha de flanco	42
Grupo de função	42
Grupo de ensaio	43
Sistema.....	43
Unidade de potência.....	44
Resultados.....	44
Características geométricas.....	44
Diâmetro de referência	44
Diâmetro de base	45
Diâmetro útil de pé	45
Espessura circular normal do dente	45
Dimensão W sobre k dentes consecutivos	46
Número consecutivo de dentes (k).....	47
Dimensão M sobre esferas ou rolos	48
Diâmetro das esferas ou rolos	49
Espessura circular normal de cabeça sem chanfro	49
Espessura circular normal de cabeça com chanfro	49
Crowning ou End relief.....	50
Protuberância na cabeça da ferramenta.....	51
Máxima flexão do dente	52
Grau de recobrimento de perfil.....	52
Grau de recobrimento de hélice	55
Grau de recobrimento total	55

Tolerâncias	56
Série de T_{sn1} e T_{sn2}	56
Jogo entre flancos de serviço	57
Jogo entre flancos de inspeção.....	58
Fatores modificadores do jogo entre flancos	58
Desvios	59
Desvios do dentado.....	59
Desvios de rodadura	62
Família de tolerâncias	64
Padrões de limites para o perfil evolvente	64
Coefficientes de segurança e Vidas Úteis	67
Coefficientes de segurança.....	67
Diagramas dos coeficientes de segurança.....	68
Vidas úteis	70
Diagramas das vidas úteis.....	71
Fatores de influência.....	72
Fatores de influência - Conceito	72
Fator de dinâmica K_v	74
Fator de distribuição transversal da carga $K_H\alpha$	74
Fator de distribuição longitudinal da carga $K_H\beta$	75
Fator de distribuição transversal da carga $K_F\alpha$	75
Fator de distribuição longitudinal da carga $K_F\beta$	75
Fator de forma do dente Y_F	76
Fator de correção da tensão Y_S	76
Fator de sensibilidade relativa $Y_{\delta RelT}$	76
Fator de condição superficial da raiz Y_{RRelT}	76
Fator de tamanho do dente Y_X	78
Fator de vida útil Y_{NT}	78
Fator de ângulo de hélice Y_{β}	79
Fator de forma do flanco Z_H	79
Fator de recobrimento Z_{α}	79
Fator de elasticidade Z_E	79
Fator de ângulo de hélice Z_{β}	79
Fator de lubrificante Z_L	79
Fator de velocidade Z_v	80
Fator de rugosidade Z_R	80
Fator de dureza de trabalho Z_w	80
Fator de tamanho Z_x	80
Fator de engrenamento individual - pinhão Z_B	80
Fator de engrenamento individual - coroa Z_D	80
Fator de vida útil Z_{NT}	80
Capacidade	82
Flexão	82

Pressão	83
Velocidades, Forças e Lubrificação	84
Velocidade de deslizamento na cabeça	84
Velocidade periférica	85
Rotação no maior torque	85
Rotação crítica	85
Coefficiente de ressonância N	85
Forças atuantes no engrenamento	86
Tipo de lubrificação	87
Desenho dos dentes	88

MÓDULO 2 90

Cálculo geométrico completo de um par	90
Objetivo	90
Configurações iniciais	91
Função de	91
Linha de flanco	92
Grupo de função	93
Grupo de ensaio	93
Protuberância na crista da ferramenta	94
Sistema	94
Qualidade da roda Máster	95
Resultados	95

MÓDULO 3 96

Diâmetros conjugados	96
Objetivo	96
Configurações iniciais	96
Calcular conjugado	96
Diâmetro no shaving sobre o perfil da roda	97
Diâmetro na roda sobre o perfil do shaving	97
Roda » Função da	97
Shaving » Função da	97
Resultados	98

MÓDULO 4 99

Distância entre centros	99
--------------------------------------	-----------

Objetivo	99
Configurações iniciais função de	100
Qualidade das engrenagens.....	101
Série Aa de tolerâncias ISO js	102
Tipo de transmissão	102
Resultados.....	103

MÓDULO 5 104

Diâmetros.....	104
Objetivo	104
Conceitos	104
Diâmetro de referência	104
Diâmetro de base	104
Diâmetro de cabeça	104
Diâmetro de cabeça = $f(Sna)$	106
Diâmetro de cabeça = $f(Ma)$	106
Diâmetro de pé.....	106
Diâmetro de pé = $f(Mf)$	107
Diâmetro de pé = $f(da2)$	107
Diâmetro de referência equivalente	107
Diâmetro de referência deslocado.....	108
Diâmetro de trabalho	108
Diâmetro útil de cabeça	108
Diâmetro útil de pé	109
Diâmetros limites para alívios	109
Dados para os cálculos.....	Erro! Indicador não definido.

MÓDULO 6 109

Ângulos	109
Objetivo	110
Conceitos	110
Ângulo de perfil frontal	110
Ângulo de perfil frontal de trabalho	110
Ângulo de perfil normal no dy	110
Ângulo de hélice no círculo de base	110
Ângulo de hélice no dv	111
Ângulo de hélice num círculo dado	111
Ângulo de hélice no diâmetro de referência e passo de hélice	111
Ângulo de desenvolvimento num círculo dado	111

Dados para os cálculos.....**Erro! Indicador não definido.**

MÓDULO 7 112

Deslocamento do perfil 112

Objetivo 112

Conceitos 113

x_E = função de S_n 113

x = função de S_n e A_{sne} 113

x_1 = função de a e x_2 114

x_1 e x_2 = função de a , S_{n1} e S_{n2} 114

$x_1 + x_2$ = função de $x_1 + x_2$ 114

$x_1 + x_2$ = função da distância entre centros..... 115

$x_1 + x_2$ = função da Propriedade de engrenamento 115

Dados para os cálculos.....**Erro! Indicador não definido.**

MÓDULO 8 115

Grau de Recobrimento 115

Objetivo 115

Conceito..... 115

Ajuste das engrenagens 116

Objetivo 116

Conceito..... 116

MÓDULO 10 117

Jogo entre flancos..... 117

Objetivo 117

Conceito..... 117

Resultados..... 118

MÓDULO 11 119

Espessura do dente..... 119

Objetivo 119

Conceito.....	119
Dimensão W (sobre dentes).....	121
Objetivo	121
Conceito.....	121
MÓDULO 13	123
Dimensão M sobre esferas ou rolos	123
Objetivo	123
Conceito.....	123
MÓDULO 14	126
Análise geométrica.....	126
Objetivo	126
Conceito.....	126
Configurações iniciais	128
Opções	128
Sistema (Módulo ou Diametral Pitch)	129
Protuberância na crista da ferramenta geradora do dentado	129
Raio máximo no pé do dente (r.full)	130
Tabela de opções da análise geométrica	130
Ajuste do ângulo de hélice.....	132
Resultados.....	133
MÓDULO 15	134
Jogo de rodas.....	134
Objetivo	134
Um estágio, $f(u)$	135
Conceito.....	135
Resultados (Jogo de rodas para 1 estágio).....	135
Dois estágios, $f(u)$	136
Conceito.....	136
Resultados (Jogo de rodas para 2 estágios).....	136
Um estágio, $f(u, a)$	137
Conceito.....	138

Resultados (Um estágio, $f(u, a)$)	139
Dois estágios - Aplicados em VES	140
Conceito	140
Características da máquina	140
Resultados (Dois estágios - Aplicados em VES)	142
Epíccicloidal	145
Conceito	145
Tabela de opções para sistema epíccicloidal	146
Resultados (Epíccicloidal)	147
Aplicados em variadores escalonados	148
Conceito	148
Tipo do variador	148
Escalonamento e rede de arranjo	154
Escalonamento	154
Rede de arranjo	154
Tabela de opções para variadores escalonados	156
Menu dos pares de engrenagens do variador	157
Resultados (Variadores escalonados)	158
Pinhão e cremalheira	158
Conceito	158
Tabela de opções para pinhão e cremalheira	159
Resultados (Pinhão e cremalheira)	160

MÓDULO 16 160

Tolerâncias do dentado	160
Objetivo	161
Desvios do dentado	161
Desvios de rodadura	164
Família de tolerâncias	166
Padrões de limites para o perfil evolvente	166

MÓDULO 17 170

Desenho do dente	170
Objetivo	170
Resultados	170
Desenho dos dentes	170
Desenho das linhas de geração do dente	172
Desenho do perfil de referência	173
Cálculo das características do perfil de referência	173

MÓDULO 18	175
Involutometria do dente	175
Objetivo	175
Características do perfil de referência	175
Resultados.....	176
MÓDULO 19	179
Tempo de usinagem	179
Objetivo	179
Conceito (Fresamento).....	180
Tipo de avanço.....	180
Tipo de ferramenta.....	181
Conceito (Aplainamento).....	181
Conceito (Rasqueteamento).....	182
Princípio de funcionamento:.....	182
Direção da mesa.....	182
Formato da peça.....	183
PARTE 3	183
Afastamento Asne.....	183
Afastamentos e tolerâncias	185
Ângulo da mesa	187
Ângulo de hélice.....	187
Ângulo de hélice do shaving.....	190
Ângulo de hélice medido	190
Ângulo de intersecção dos eixos.....	190
Ângulo de perfil normal.....	191
Ângulo do chanfro de cabeça.....	192
Arranjo físico	192
Avanço da ferramenta.....	196
Avanço angular da ferramenta.....	196
Avanço radial da ferramenta.....	196
Características da máquina	196
Círculo dos centros das planetárias.....	198
Comprimento do chanfro de cabeça	198
Dados do caracol – Perfil de referência	198
Espessura do dente.....	199
Altura da cabeça	199
Altura total do dente	199

Ângulo do flanco	199
Altura útil.....	199
Ângulo do chanfro (quando é para chanfrar)	200
Protuberância (quando há protuberância)	200
Altura da protuberância (quando há protuberância).....	200
Ângulo da protuberância (quando há protuberância)	200
Raio da crista da ferramenta	200
Diâmetro correspondente ao ângulo de hélice	201
Diâmetro da cremalheira.....	201
Diâmetro das esferas ou rolos	201
Diâmetro de base aproximado	202
Diâmetro de cabeça.....	202
Diâmetro de cabeça da roda conjugada.....	202
Diâmetro de pé da roda.....	202
Diâmetro de referência.....	203
Diâmetro do eixo da roda motora	203
Diâmetro externo da fresa.....	203
Diâmetro interno do aro e espessura da alma	204
Diâmetro para calcular conjugado	204
Diâmetro útil de cabeça	204
Diâmetro útil de cabeça da roda conjugada	205
Diâmetro útil de pé	205
Diâmetros para controle (pé e cabeça).....	205
Dimensão M sobre esferas ou rolos	206
Dimensão sobre cristas	206
Dimensão sobre raízes	206
Dimensão W sobre (k-1) dentes.....	207
Dimensão W sobre k dentes.....	207
Dimensão W _q (sobre dentes).....	208
Distância entre centros.....	209
Distância entre o apoio do instrumento até a linha primitiva.....	210
Distância entre os mancais.....	210
Distância s.....	210
Dureza Brinell.....	211
Dureza superficial dos flancos.....	211
Elasticidade do conjunto.....	212
Erro de cruzamento dos eixos	212
Escalonamento.....	213
Espessura circular normal do dente	213
Espessura circular normal do dente acabada.....	214
Espessura circular normal na cabeça do dente.....	214
Espessura cordal normal da cabeça do dente	215
Evoluta do ângulo de perfil.....	215

Excentricidade dos mancais.....	216
Extensão de contato dos dentes	216
Fator C	217
Fator de altura do dente	217
Fator de aplicação das engrenagens.....	218
Fator de deslocamento do perfil.....	219
Fator de deslocamento do perfil da roda conjugada	220
Folga de raiz mínima	220
Influências térmicas	221
Intervalo de rodas disponíveis	222
Jogo frontal entre flancos.....	222
Largura da engrenagem	223
Largura das rodas + espaço entre elas	223
Materiais	224
Módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson.....	225
Módulo normal	225
Número consecutivos de dentes (k ou q)	226
Número de ciclos	227
Número de dentes	227
Número de dentes das rodas	228
Número de entradas da ferramenta	229
Número de peças usinadas por vez	229
Número total de passes	229
Precisão do instrumento de medição	229
Pressão de Hertz limite do material	229
Propriedade de engrenamento.....	230
Qualidade do dentado	230
Qualidade do dentado para a análise geométrica	231
Qualidade ME.....	231
Qualidade ML.....	232
Qualidade MQ	232
Raio da crista da ferramenta	233
Rede de arranjo.....	233
Regime de trabalho - Histograma de utilização	234
Relação de transmissão.....	236
Relação de transmissão do sistema epicicloidal	237
RPM de entrada e RPM máxima de saída	237
Rugosidade do pé do dente	238
Rugosidade média dos flancos.....	238
Sobremetal por flanco.....	239
Somatória dos fatores de deslocamento do perfil	239
Temperatura das rodas	239
Tempos: passivo + manual	239

Tensão limite à flexão dos materiais.....	240
Tipo de transmissão	240
Tipo do variador	241
Tolerância Tsn	241
Velocidade da mesa	241
Velocidade de corte	242
Vida útil nominal requerida	242
Viscosidade do lubrificante.....	243
Índice Remissivo.....	245
Índice de figuras	258

Pirataria

Seja como for, é sempre errada.

Pessoas que se julgam incapazes de furtar um simples pen-drive contendo um software, provavelmente não hesitariam em fazer várias cópias do mesmo software. O resultado é o mesmo. A pirataria é tão danosa quanto o furto.

Em tese, a relação comercial entre o autor do software e um cliente consumidor dele, é que este acredita que o autor criou um produto que proporcionará o resultado desejado, funcionará de acordo com as especificações e está apropriadamente documentado e com suporte, enquanto aquele confia que o cliente usará apenas as cópias pelas quais pagou uma licença, mesmo que seja relativamente fácil fazer cópias adicionais não autorizadas. A duplicação e uso não autorizado de um software, além de imoral, viola nossa Legislação de Direitos Autorais (Lei nº 5988 de 14 de dezembro de 1973) e constitui crime contra a propriedade intelectual (Código penal, artigo 184), além de privar injustamente o criador do software do benefício a que tem direito de receber por seu trabalho.

Nenhuma parte desta documentação poderá ser reproduzida ou distribuída, transcrita, armazenada em um sistema de recuperação, traduzida, transmitida de qualquer modo ou por qualquer outro meio, seja ele eletrônico, mecânico, magnético, de fotocópia, ou outros, para qualquer propósito que não seja exclusivamente de uso pessoal, sem prévia autorização por escrito do autor.

O autor se reserva o direito de revisar e aperfeiçoar este manual, sem a obrigação de avisar previamente qualquer pessoa ou organização. Esta documentação descreve o estado deste produto na data de sua publicação e poderá não refleti-lo no futuro.

Esta edição se aplica ao programa de computador Progear para Windows versão 4.

Parte 1

O seu primeiro contato com o Progear 4

Obtendo ajuda

O sistema de documentação on-line é **funcional até o Windows 7** e faz referência a quase todos os aspectos do Progear.

Seu teor é praticamente o mesmo deste guia com exceção das figuras que ele não possui.

Você acessa os livros que compõem a documentação clicando em *Ajuda* na barra de menus e em seguida em *Tópicos de ajuda*.

A navegação no sistema de ajuda é semelhante à maioria dos softwares que rodam sob a plataforma Windows, mas se você necessitar de auxílio, pode consultar *Como usar a ajuda* clicando em *Ajuda* na barra de menus.

Os livros que compõem a documentação estão organizados da seguinte maneira:

- ✓ Introdução
- ✓ Estrutura de diretórios e extensões dos arquivos
- ✓ Comandos de manipulação dos arquivos
- ✓ Impressão
- ✓ Organização do Progear
- ✓ Módulos do Progear

Ajuda sensível ao contexto

Todas as partes do Progear são *sensíveis ao contexto*. Sensível ao contexto significa que você pode obter ajuda sobre estas partes diretamente, sem precisar passar pelo menu *Ajuda*.

Por exemplo, para obter ajuda sobre uma solicitação de dado qualquer, pressione F1 na tela onde este dado é solicitado.

Nas telas de *configurações iniciais*, coloque o foco sobre o objeto a ser configurado e pressione F1. Veja um exemplo na figura 1.1.

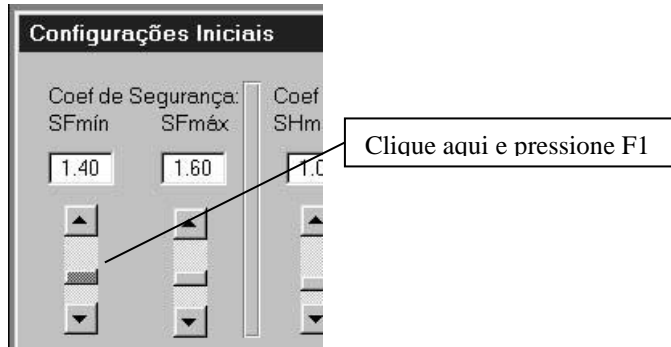


Figura 1.1 Obtendo ajuda sensível ao contexto.

Apresentação do Progear 4

PROGEAR é um sistema criado, para o cálculo de rodas dentadas cilíndricas externas, retas e helicoidais, com perfil do flanco do dente evolvente.

São diversas ferramentas de cálculos que auxiliam, tanto nos grandes projetos, quanto naqueles problemas do dia a dia.

PROGEAR é composto de vários módulos independentes, que permitem o acesso imediato a qualquer parte do projeto, com um sistema de auxílio ao nível de esclarecimentos e recomendações, baseados em normas internacionais e cálculos complexos, sem que você tenha de recorrer a fontes de informação técnica externa ao sistema.

Seu modo de entrada e alteração de dados é interativo, apresentando simultaneamente todas as informações pertinentes a cada inserção, de forma a obter o máximo de seus recursos.

Para documentar o trabalho, todos os módulos podem imprimir os respectivos relatórios.

Conceito

PROGGEAR foi idealizado com o propósito de simplificar o desenvolvimento de projetos de rodas dentadas, facilitando e agilizando os cálculos, dispensando a necessidade de se recorrer a literatura técnica específica, consulta a extensas tabelas ou equacionar fórmulas complexas. Com este objetivo, procurei implementar um sistema que atendesse àqueles propósitos nas mais diversas partes do projeto, inclusive no seu dimensionamento geométrico e físico, minimizando sensivelmente o tempo de trabalho e tornando seus resultados de maior confiabilidade.

A operacionalidade do PROGGEAR abrange uma faixa de aplicações muito ampla e quando você trabalha num determinado módulo, todos os dados inseridos ou todas as grandezas calculadas são mantidos na memória, podendo então, ser utilizadas em outros módulos. A integração e interação do sistema é que lhe dá melhor desempenho.

O objetivo final sempre foi o de buscar um sistema o mais perfeito possível, embora ciente de suas dificuldades. A perfeição, todavia, é um moto contínuo que contará com a crítica construtiva dos usuários, pelo que, grato serei.

Normas utilizadas

Norma internacional:

ISO 6336 Calculations of load capacity of cylindrical gears parte 1.
Introductions and general influence factor parte 2.
Calculations of pitting resistance parte 3.
Calculations of tooth strength parte 5.
Endurance limits and material qualities

Normas alemãs:

DIN 3967 Backlash tooth thickness allowances and tolerances.
DIN 3990 Calculations of load capacity of cylindrical gears parte 1.
Introductions and general influence factor parte 2.
Calculations of pitting resistance parte 3.
Calculations of tooth strength parte 5.
Endurance limits and material qualities
DIN 3992 Addendum modification of external spur and helical gears
DIN 3977 Measuring element diameters for the radial or diametral dimension for testing tooth thickness of cylindrical gears.
DIN 3960 Definitions on involute cylindrical gears and gears pairs.
DIN 3961 Tolerances for cylindrical gear teeth bases.
DIN 3962 Tolerances of spur and helical gears parte 1.
Tolerances for deviations of individual parameters parte 2.
Accuracy of cylindrical gear; tolerances for alignment deviations parte 3.
Accuracy of cylindrical gear; tolerances for cumulative circular pitch errors over a sector.
DIN 3963 Tolerances for cylindrical gear teeth; tolerances for working deviations.

Norma inglesa:

BS 436 Spur and helical gears parte 3
Method for calculation of contact and root bending stress limitations for metallic involute gears

Estrutura de diretórios

Na instalação do Progear, a seguinte estrutura de diretórios será automaticamente criada no diretório c:\progear4.

- pgconfig
- pgimage
- pgcodmaq
- pgdx
- pgcadin
- pgmaquinas
- pgaparencia
- pgajuda

Os arquivos serão transferidos para esta estrutura de diretórios. No diretório principal (progear) fica o arquivo executável PG4.EXE.

Os arquivos relativos aos trabalhos executados pelo usuário possuem, para cada módulo do sistema, uma extensão fixa obrigatória. Veja o próximo tópico.

Extensão dos arquivos do usuário

Os arquivos relativos aos trabalhos executados pelo usuário possuem, para cada módulo do sistema, uma extensão fixa e obrigatória, conforme tabela abaixo:

Projeto / Comprovação da capacidade de carga:	.prj
Cálculo geométrico completo de um par:	.cgc
Diâmetros conjugados:	.dcg
Distância entre centros:	.dec
Diâmetros:	.dia
Ângulos:	.ang
Deslocamento do perfil:	.dpf
Graus de recobrimento:	.grb
Ajuste das engrenagens:	.aje
Jogo entre flancos:	.jef
Espessura do dente:	.esp
Dimensão W (sobre dentes):	.diw
Dimensão M (sobre esferas):	.dim

Análise geométrica:	.agm
Jogo de rodas:	.jdr
Tolerâncias do dentado:	.tol
Desenho dos dentes:	.des
Involutometria do dente:	.inv
Tempo de usinagem:	.tpo

Impressão dos relatórios

O comando para impressão dos relatórios permanece inabilitado até que se conclua o trabalho. Ele é habilitado juntamente com a tela de resultados.

Cada módulo do Progear imprime um relatório próprio, contendo todos os dados de entrada mais os resultados, formatados de maneira organizada, em função da importância de cada grandeza.

Importante!

Os relatórios, por serem personalizados, exigiu que a configuração de algumas propriedades da impressora fosse feita automaticamente pelo sistema.

Tamanho da folha: A4.

Orientação: Vertical (retrato).

Qualidade: Rascunho (Draft).

Cor: Monocromática (tons de cinza).

Estas propriedades inicialmente correspondem àquelas da impressora padrão definida no Painel de controle do Windows.

Se você alterar a impressora padrão, as propriedades acima citadas refletirão as propriedades da nova impressora padrão.

Na barra de menus, selecione *Arquivo* » *Imprimir* ou na barra de ferramentas, clique no botão *Imprime um relatório*.

Agora você deve ter à sua frente uma caixa de diálogo chamada *Impressão do relatório*. Preencha os campos desta caixa, se desejar, e clique no botão *Imprimir*.

Organização do Progear

O menu principal, a barra de ferramentas e os comandos em geral, são funcionalmente similares à maioria dos softwares existentes para a plataforma Windows.

A primeira tela apresentada é composta do menu principal, que contém todas as opções de trabalho e da barra de ferramentas, que contém os botões, cujos ícones indicam a tarefa que cada um poderá executar.

Progear é organizado em 19 módulos:

1. Projeto / Comprovação da capacidade de carga
2. Cálculo geométrico completo de um par
3. Diâmetros conjugados
4. Distância entre centros
5. Diâmetros
6. Ângulos
7. Deslocamento do perfil
8. Graus de recobrimento
9. Ajuste das engrenagens
10. Jogo entre flancos
11. Espessura do dente
12. Dimensão W (sobre dentes)
13. Dimensão M (sobre esferas)
14. Análise geométrica
15. Jogo de rodas
16. Tolerâncias do dentado
17. Desenho dos dentes
18. Involutometria do dente
19. Tempo de usinagem

Cada módulo de trabalho poderá conter diversas modalidades de opções. Depois de selecionado o módulo de trabalho e a opção desejada, duas seções serão apresentadas:

- 1 Inserção de dados
- 2 Resultados

Manipulação de arquivos

Para abrir um arquivo existente:



Clique no botão Abrir na barra de ferramentas ou clique em Abrir no menu Arquivo.

No Progear, as extensões dos nomes dos arquivos são padronizadas. Para obter informações sobre essas extensões, consulte *Extensão dos arquivos do usuário*.

Para iniciar um novo trabalho:



Clique no botão Novo na barra de ferramentas ou clique em Novo no menu Arquivo.

Para salvar um trabalho:



Clique no botão Salvar na barra de ferramentas ou clique em Salvar no menu Arquivo.

Este comando permanece inabilitado até que se conclua o trabalho. Ele é habilitado juntamente com a tela de resultados.

Quando um novo trabalho é iniciado, o nome do arquivo é sempre sem_nome.xxx (default), onde sem_nome indica um arquivo ainda não salvo e xxx a extensão, que é personalizada (fixa e obrigatória) para cada módulo do Progear. Quando o comando é acionado, o programa solicita um novo nome. Após esse novo nome, o comando salva incondicionalmente o trabalho.

Para fazer uma cópia do arquivo com um novo nome:

Clique em **Salvar como** no menu Arquivo.

Este comando é utilizado para se fazer uma cópia do arquivo atual, de maneira que se passe a trabalhar nessa nova cópia.

O arquivo original permanece armazenado na forma como foi salvo pela última vez.

Para sair do Progear:

Clique em Sair no menu Arquivo.

Este comando é utilizado para sair do aplicativo Progear. Se o trabalho não foi salvo antes do acionamento deste comando, a caixa de diálogo Salvar arquivo:... será apresentada, dando a você a oportunidade de fazê-lo.

Ambiente de trabalho

O ambiente de trabalho do Progear é formado por vários componentes:

Barra de menus

Barra de ferramentas

Painel de menu

Barra de informações

Painel para configurações iniciais

Painel para inserção de dados

Caixa de dados

Painel de resultados

A barra de menus

A barra de menus é a linha de texto que aparece no topo da janela do Progear (figura 1.2). É muito parecida com os menus de outros aplicativos Windows. O menu permite o acesso a todos os recursos no ambiente de trabalho.

À esquerda aparece o menu Arquivo. A partir dele você trabalha com os arquivos que formam seus trabalhos, podendo criar, abrir, imprimir e salvar projetos.

Ao lado de Arquivo aparece o menu Módulos. A partir dele é possível acessar qualquer dos 19 módulos que compõem o sistema (veja *Organização do Progear*).

O menu *Calculadora* contém a calculadora padrão do Windows, que pode ser configurada como normal ou científica.

O menu *Aparência* serve apenas para alterar a aparência dos botões da barra de ferramentas e ajustar o tamanho das janelas, quando necessário.

O menu *Ajuda* é funcional apenas até o Windows 7 e é uma das opções que você tem à sua frente ao se deparar com um problema. Este guia, evidentemente, é a outra.

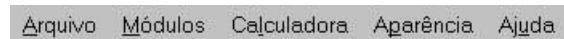


Figura 1.2 Barra de menus

A barra de ferramentas

Logo abaixo da barra de menus aparece a barra de ferramentas do Progear. Figura 1.3. Embora seja possível controlar todo o ambiente Progear a partir da barra de menus, a barra de ferramentas facilita o acesso aos comandos da barra de menus utilizados mais freqüentemente.

Dependendo de como está configurada a aparência dos botões, ao passar o mouse sobre esses, eles parecerão se levantar da barra de ferramentas. Se você mantiver o ponteiro do mouse sobre um botão por um instante, será exibida a função desse botão.



Figura 1.3 Barra de ferramentas

Painel de menu

É o painel apresentado pelo Progear, que permite a escolha de uma opção entre duas ou mais, dependendo do módulo em que se está trabalhando. Nem todos os módulos apresentam este painel. Figura 1.4

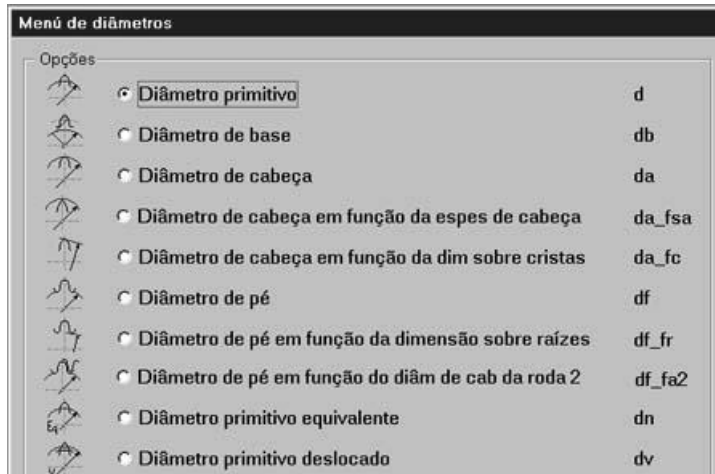


Figura 1.4 Painel de menu

A barra de informações

A barra de informações é a linha que aparece na base da janela do Progear. Configure a tela do Windows de maneira que sua barra (a do Windows) se oculte permitindo que a barra de informações do Progear possa aparecer. É

muito útil porque contém as informações referentes à opção selecionada dentro do módulo e à configuração efetuada. Figura 1.5.



Figura 1.5 Barra de informações

Painel para configurações iniciais

É o painel onde você definirá as características que normalmente não são alteradas entre um projeto e outro, dentro do mesmo módulo. Por exemplo: Coeficientes de segurança mínimo e máximo, grupo de função, grupo de ensaio etc., que normalmente são configurados uma única vez. Figura 1.6.

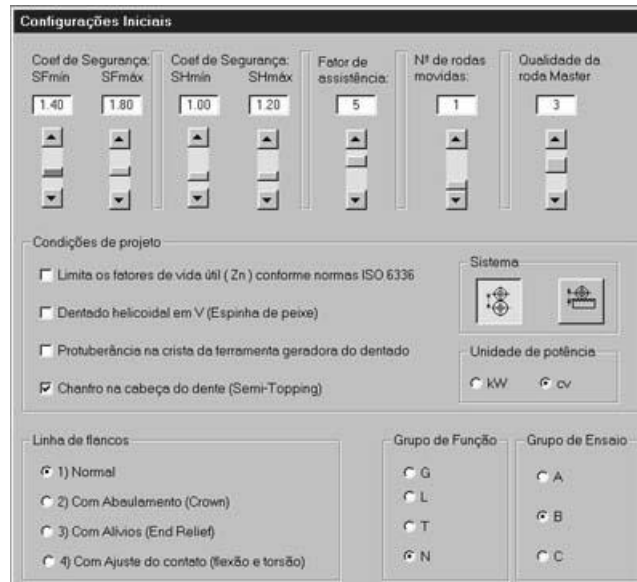


Figura 1.6 Painel para configurações iniciais

Painel para inserção dos dados

É o painel onde você introduz os dados necessários à realização dos cálculos. Na parte superior esquerda, está a Descrição completa do dado (ou dados) a ser inserido. Figura 1.7

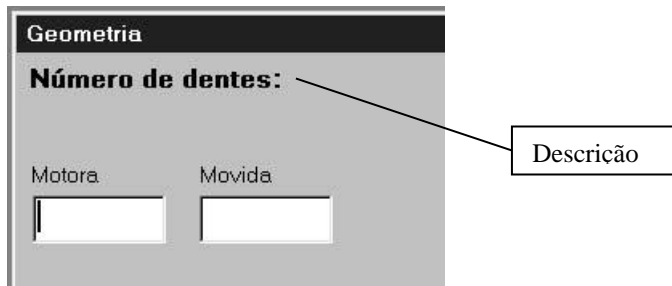


Figura 1.7 Painel para inserção dos dados

Unidade da grandeza solicitada, situada na parte superior direita, ver figura 1.8. Por exemplo: mm, kgf/mm² etc. Os valores angulares no formato sexagesimal (graus, minutos e segundos), são mostrados como g^om's". Quando um valor é adimensional, ou seja, sem unidade de medida, será mostrado como *Adimens*. Um exemplo de valor adimensional é o fator de deslocamento do perfil.

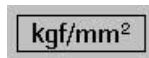


Figura 1.8 Unidade da grandeza solicitada

Caixa **Limites para cálculo**, situada na parte inferior esquerda, onde os limites: inferior e superior designam os valores mínimo e máximo permitidos para o dado de entrada. Ver figura 1.9. Os limites mostrados nesta caixa servem para dar ao usuário, uma referência exata do valor que deve ser inserido, dando-lhes grande poder de gerenciamento dos dados de projeto.

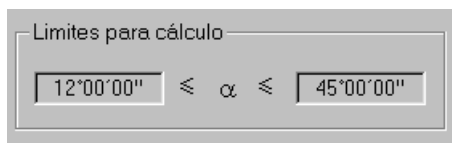


Figura 1.9 Caixa Limites para cálculo

Caixa **Prévio** designa o valor inserido para o mesmo dado na oportunidade anterior, ou seja: clicando-se no botão (dedo indicando o valor) ou pressionando-se a tecla F9, o valor mostrado nessa caixa é introduzido sem a necessidade de digitá-lo novamente. Figura 1.10.

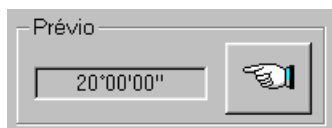


Figura 1.10 Caixa Prévio

Botão OK - É o botão que define a entrada do(s) dado(s) de cada painel.

Este painel poderá ainda conter:

Um ou mais campos, onde serão digitados ou selecionados dados pré-definidos.

Ver exemplos nas figuras 1.11 e 1.12.

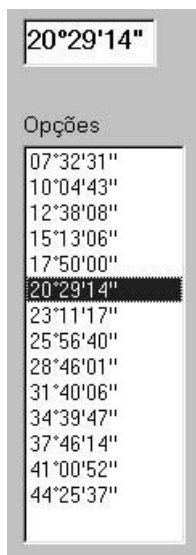


Figura 1.11 Exemplo de uma lista de opções de dados pré definidos

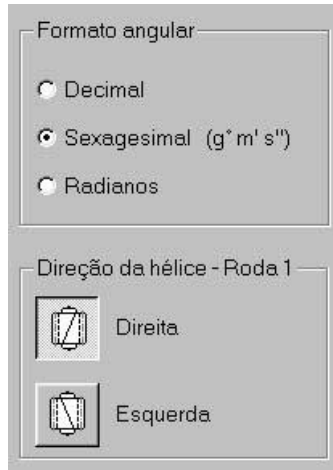


Figura 1.12 Exemplo de opções para seleção.

Opções (botões ou controles deslizantes) onde uma lista de dados pré-estabelecidos é apresentada para uma única escolha. Figura 1.13.

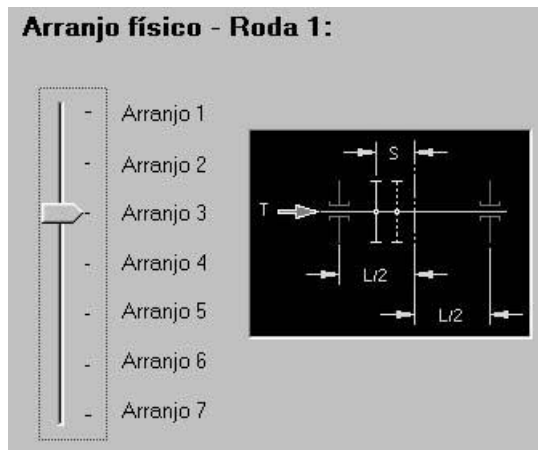


Figura 1.13 Controles deslizante

Janela definição, onde um desenho ilustrativo mostrará a definição do dado solicitado. Figura 1.14.

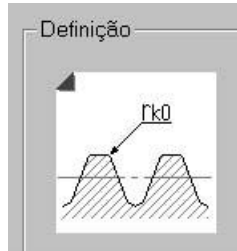


Figura 1.14 Janela definição

Botão Padrão – Este botão seleciona automaticamente todas as opções contidas no painel, com valores padronizados pelo aplicativo (default).

Botão Assistente: Este botão lhe ajudará a inserir o dado solicitado. Pode ser um valor padrão do Progear ou um valor calculado em função dos dados já introduzidos até o presente momento.

Botão Limpar – Este botão limpa o campo de entrada e ativa o cursor dentro dele, preparando-o para uma nova inserção.

Caixa de dados

Situada do lado direito da tela, recebe os dados na medida em que vão sendo inseridos, habilitando os botões correspondentes. É útil para o acompanhamento do trabalho e gerenciamento das alterações.

Quando um botão desta caixa é clicado, o painel para inserção dos dados relativos àquele botão é reapresentado, para uma revisão ou alteração do dado correspondente. Figura 1.15.

Caixa de Dados		
Configuração Inicial do projeto	Barra de Status	
Relação de transmissão	1.000000	
Regime de Trab - % equivalente	100%	
Tipo e Qualidade do material	09/MQ	09/MQ
Dureza do material HR, HR	60	60
Tensão limite à flexão	550	550
Pressão de Hertz limite	1500	1500
Angulo de pressão normal (sex)	20°00'00"	
Módulo normal	0.900	
Angulo de hélice (sex)	00°00'00"	
Distância entre centros / Qualid	20.297 / Q9	
Número de dentes	22	22
Fator de deslocamento de perfil	0.300	0.300
Fator de altura do dente	1.074	1.073

Figura 1.15 Caixa de dados

Painel de resultados

Cada módulo do sistema tem um painel desenhado especificamente para conter seus resultados. Por exemplo: tabelas, desenhos etc. Veja um exemplo na figura 1.16.

Resultados - Coeficientes de segurança e Vidas úteis					
Coeficientes de segurança	Motora		Movida		
	Atual	Anterior	Atual	Anterior	
Flexão \pm \pm	∞	2.64	2.52	∞	2.35
					2.53
Pressão sem pitting	×	0.76	0.76	×	0.76
Pressão com pitting	×	0.85	0.85	×	0.85

Vidas úteis (horas)	Motora		Movida		
	Atual	Anterior	Atual	Anterior	
Flexão \pm \pm	∞	999999	999999	∞	999999
					999999
Pressão sem pitting	×	35	35	×	37
Pressão com pitting	×	298	298	×	327

Figura 1.16 Exemplo de um painel de resultados

Comandos via teclado

Os comandos via teclado são funcionalmente similares à maioria dos softwares existentes para a plataforma Windows.

Abaixo uma lista dos comandos mais utilizados:

F1 - Acessa o arquivo de ajuda ao usuário (até o Windows 7), mostrando na tela, mensagens de auxílio referentes aos parâmetros, onde se encontra localizado o programa.

F4 - Ativa os comandos localizados na caixa de dados para alterar os dados já inseridos.

F9 - Reentra o dado previamente inserido para o dado solicitado.

Esc - Limpa o campo de entrada e ativa o cursor dentro dele, preparando-o para uma nova inserção.

Enter – Aciona o botão que contém o foco. Normalmente, quando o painel para a inserção dos dados é apresentado, o foco está no botão *Assistente*. Logo, pressionando-se a tecla *Enter*, o botão *Assistente* é acionado. O foco

passará então para o botão *OK*. Pressionando-se *Enter* novamente o botão *OK* será acionado, definindo e encerrando a inserção daquele dado.

Alguns módulos do Progear podem gerar um desenho onde aparecem os dentes engrenados. Você poderá utilizar as seguintes teclas para movimentar o desenho dentro da área que contém esse desenho:

PageUp - Ampliar o desenho (Zoom +).

PageDown - Reduzir o desenho (Zoom -).

Home - Voltar ao tamanho padrão e centralizar o desenho.

End - Simular o movimento das engrenagens.

Delete - Girar a roda motora no sentido horário.

Insert - Girar a roda motora no sentido anti-horário.

Dados básicos

No Progear, são definidos como dados básicos, cinco características. São elas:

1. Número de dentes
2. Módulo normal
3. Ângulo de perfil normal
4. Ângulo de hélice sobre o diâmetro de referência
5. Fator de deslocamento do perfil

Parte 2

Módulos do Progear

Progear é organizado em 19 módulos:

Módulo 1	Projeto / Comprovação da capacidade de carga, 36
Módulo 2	Cálculo geométrico completo de um par, 92
Módulo 3	Diâmetros conjugados, 98
Módulo 4	Distância entre centros, 101
Módulo 5	Diâmetros, 106
Módulo 6	Ângulos, 114
Módulo 7	Deslocamento do perfil, 118
Módulo 8	Graus de recobrimento, 123
Módulo 9	Ajuste das engrenagens, 124
Módulo 10	Jogo entre flancos, 126
Módulo 11	Espessura do dente, 129
Módulo 12	Dimensão W (sobre dentes), 132
Módulo 13	Dimensão M (sobre esferas), 135
Módulo 14	Análise geométrica, 140
Módulo 15	Jogo de rodas, 147
Módulo 16	Tolerâncias do dentado, 177
Módulo 17	Desenho dos dentes, 186
Módulo 18	Involutometria do dente, 191
Módulo 19	Tempo de usinagem, 196

Módulo 1

Comprovação da capacidade de carga



Objetivo

Este módulo do Progear tem por objetivo a elaboração do projeto completo de um par de engrenagens cilíndricas externas com perfil evolvente.

O método de cálculo utilizado pelo PROGEAR pede, como dados de entrada, características físicas, geométricas e funcionais das rodas, dando como resultado:

- ✓ Coeficientes de segurança (determinar se resistem às solicitações a que se propõe).
- ✓ Vidas úteis (relativas à flexão do dente e à pressão nos flancos)
- ✓ Fatores de influência (fenômenos que influenciam na vida útil)
- ✓ Características geométricas (diâmetros, ângulos, etc.).
- ✓ Ajuste (espessura dos dentes, jogo entre flancos, etc.).
- ✓ Tolerâncias (nos diâmetros, na espessura dos dentes, etc.)
- ✓ Desvios permissíveis para o dentado, com padrões de limites para evolventes e indicação de família de tolerâncias.
- ✓ Capacidade de carga à flexão e à pressão (potências e torques máximos admissíveis e de regime)
- ✓ Forças atuantes no engrenamento sobre os eixos (radial, axial, etc.)
- ✓ Dinâmica (Velocidades: periférica, crítica, de deslizamento, etc.)
- ✓ Lubrificação (tipo e quantidade ou vazão)
- ✓ Desenho dos dentes engrenados
- ✓ Informações sobre o perfil de referência (ferramenta geradora).

É importante acrescentar que os cálculos deste módulo refletem a inexatidão dos dados fornecidos e que geralmente não é pequena. Esses dados, como os de materiais, de dinâmica, das solicitações reais, das medidas geométricas, das condições de funcionamento etc., devem ser considerados sob o ponto de vista de que suas margens de dispersão influenciam diretamente nos resultados. Acrescenta-se, também, o fato de que vários fatores integrantes

dos cálculos foram determinados empiricamente, sob certas condições, que nem sempre se assemelham àquelas que ora se submetem, mas que não lhes retiram a confiabilidade da aplicação.

Este módulo, portanto, antes de ser um calculador absoluto da capacidade de carga das rodas dentadas, é uma ferramenta na qual você poderá usar como um auxílio para coleccionar resultados de experiências, acumulando conhecimentos sobre esses resultados e conceber seu próprio know-how.

Fundamentos

Este módulo fundamenta-se em 2 critérios:

1. Tensão de flexão (Bending Stress)

Excedendo-se a solitação máxima que o dente pode resistir, após um determinado número de ciclos de carga, este se romperá geralmente no pé. Os cálculos de todos os fatores que influenciam na capacidade de carga, com relação à flexão, são baseados nas normas alemãs DIN 3990 partes 1, 3 e 5, que correspondem às normas internacionais ISO/DIS 6336 partes 1, 3 e 5 respectivamente.

2. Tensão de contato (Contact Stress)

Excedendo-se a pressão suportável pelos flancos dos dentes em contato, após um determinado número de ciclos de carga, soltam-se partes dos flancos, uma espécie de desmoronamento na zona da circunferência de trabalho (dw) e debaixo dela, formando cavidades (*pitting*).

Trata-se de fenômeno de fadiga e se considera, normalmente, não permissível, somente quando toda a superfície de cavidades aumenta linear ou progressivamente, tanto em quantidade quanto em tamanho. Caso contrário, quando as cavidades são muito pequenas e decrescem com o tempo, trata-se de cavidades de amaciamento (*initial pitting*), que normalmente são consideradas admissíveis.

Os cálculos de todos os fatores que influenciam na resistência da pressão são baseados nas normas alemãs DIN 3990 partes 1, 2 e 5, que correspondem às normas internacionais ISO/DIS 6336 partes 1, 2 e 5 respectivamente.

Há outros fatores que podem influenciar na capacidade de carga das rodas dentadas como, por exemplo, desgaste por abrasão (ver norma DIN 3990 parte 4 Calculation of Scuffing Load Capacity), ou seja, Cálculo da Capacidade de Carga por Desgaste de Deslizamento. Trata-se de uma combinação de influências desfavoráveis ao engrenamento como:

Solicitação, velocidade de deslizamento, viscosidade do lubrificante, rugosidade da superfície, forma do flanco, entre outras, que pode provocar

desgaste parcial ou em toda superfície do flanco. Nesses casos, é interrompida a película de lubrificante, seja em parte (fricção mista) ou total (fricção em seco), provocando um contato metálico nas superfícies dos flancos, que deslizam uma sobre a outra, destruindo essas superfícies. Este critério não é considerado pelo PROGEAR.

Formas de uso

Há duas formas de uso do módulo *Projeto / Comprovação da capacidade de carga*, como o próprio nome indica:

Projeto

Forma na qual você possui alguns dados e pré-dimensiona outros que faltam. Posteriormente, utilizando-se de iterações com o sistema, define-os exatamente, concluindo o projeto.

Exemplo: Possuem-se dados sobre o tipo de máquina motora e acionada, espaço disponível para a montagem das rodas dentadas, potência e rotações, mas não os demais dados. Inicia-se a entrada dos dados inquiridos pelo sistema. Quando não se tem o valor de um determinado dado, insere-se uma opção selecionada nos menus decorrentes apresentados ou o valor fornecido através do botão *Assistente*, até completar todas as inserções. Isto feito, são apresentados os *painéis de resultados*. Acesse a tela de coeficientes de segurança e vidas úteis. Após sua análise, você poderá ou não solicitar alterações de alguns dados, que se supõem necessários. Os símbolos mostrados aos lados dos valores poderão ajudá-lo nesta decisão. Acesse novamente a tela de coeficientes de segurança e vidas úteis. Segue-se esse processo iterativo *Usuário / Sistema* até que se obtenha resultados satisfatórios.

Comprovação

Forma pela qual, você, com a posse de todos os dados, faz a comprovação definitiva da capacidade de carga. É útil nos casos de engrenagens que apresentam problemas como fratura dos dentes ou precoce formação de cavidades nos flancos ou quando se deseja verificar os coeficientes de segurança e a vida útil correspondentes.

Configurações iniciais

Serão detalhadas abaixo todas as características incluídas em *Configurações iniciais* para este módulo. A figura 2.1 mostra a tela onde você poderá efetuar as configurações.

Configurações Iniciais

Coef de Segurança: SFmín: 1.40 Coef de Segurança: SFmáx: 1.80 Coef de Segurança: SHmín: 1.00 Coef de Segurança: SHmáx: 1.20 Fator de assistência: 5 Nº de rodas movidas: 1 Qualidade da roda Master: 4

Condições de projeto

Limita os fatores de vida útil (Zh) conforme normas ISO 6336

Dentado helicoidal em V (Espinha de peixe)

Chanfro na cabeça do dente (Semi-Topping) da roda motora

Chanfro na cabeça do dente (Semi-Topping) da roda movida

Sistema

Unidade de potência

kW cv

Linha de flancos

1) Normal

2) Com Abaulamento (Crown)

3) Com Alívios (End Relief)

4) Com Ajuste do contato (flexão e torção)

Grupo de Função

G

L

T

N

Grupo de Ensaio

A

B

C

Figura 2.1 Tela Configurações iniciais do módulo Projeto/Comprovação da capacidade de carga.

Coeficiente de segurança mínimo à flexão

Deve ser configurado na tela: *Configurações iniciais* do módulo *Projeto / Comprovação da capacidade de carga*.

Os cálculos das tensões admissíveis, bem como a potência e torque máximos permissíveis e a vida útil de cada roda, são efetuados levando-se em conta o

coeficiente de segurança mínimo, que deverá ser adotado por você. Normalmente é usado sempre o mesmo valor para um determinado tipo de aplicação.

A norma inglesa BSI (British Standards Institution) nº BS 436, part 3, section three, clause 29 recomenda os seguintes valores:

a) Para aplicações industriais normais:

$SF_{\min} = 1.40$ a 1.50

b) Para alta segurança e aplicações críticas como grandes prejuízos e risco de vida:

$SF_{\min} = 1.60$ a 3.00

As normas DIN 3990 e ISO 6336 não sugerem valores, mas recomendam que o SF_{\min} seja maior que o SH_{\min} (Ver Coeficiente de segurança mínimo à pressão, abaixo), pelo fato de que uma fratura por flexão, em um ou mais dentes, determina o fim da vida de uma roda dentada. A formação de cavidades (pitting) não impede o funcionamento das engrenagens.

O SF_{\min} não deve ser maior que o valor do coeficiente de segurança real calculado, ou seja, $SF \geq SF_{\min}$.

Símbolos especiais são mostrados ao lado dos valores, indicando se estes estão satisfatórios ou não.

O valor padrão é: 1.40.

Coeficiente de segurança máximo à flexão

Deve ser configurado na tela: *Configurações iniciais* do módulo *Projeto / Comprovação da capacidade de carga*.

Por questões de economia e de espaço, o SF_{\max} deverá ser maior que o valor do coeficiente de segurança real calculado, ou seja, $SF_{\max} \geq SF$.

Um ponto de exclamação é mostrado ao lado do valor SF , indicando que este está super dimensionado.

O valor padrão é: 1.80.

Coeficiente de segurança mínimo à pressão

Deve ser configurado na tela: *Configurações iniciais* do módulo *Projeto / Comprovação da capacidade de carga*.

Os cálculos das tensões admissíveis, bem como a potência e torque máximos permissíveis e a vida útil de cada roda, são efetuados levando-se em conta o coeficiente de segurança mínimo, que deverá ser adotado por você. Normalmente é usado sempre o mesmo valor, portanto, este faz parte da configuração do sistema.

A norma inglesa BSI (British Standards Institution) nº BS 436, part 3, section two, clause 18 recomenda os seguintes valores:

a) Para aplicações industriais normais:

$SH_{\min} = 1.00$ a 1.20

b) Para alta segurança e aplicações críticas como grandes prejuízos e risco de vida:

$SH_{mín} = 1.30$ a 1.60

As normas DIN 3990 e ISO 6336 não sugerem valores, mas recomendam que o $SF_{mín}$ seja maior que o $SH_{mín}$, pelo fato de que uma fratura por flexão, em um ou mais dentes, determina o fim da vida de uma roda dentada. A formação de cavidades (pitting) não impede o funcionamento das engrenagens.

O $SH_{mín}$ não deve ser maior que o valor do coeficiente de segurança real calculado, ou seja, $SH \geq SH_{mín}$.

Símbolos especiais são mostrados ao lado dos valores, indicando se estes estão satisfatórios ou não.

O valor padrão é: 1.00.

Coeficiente de segurança máximo à pressão

Deve ser configurado na tela: *Configurações iniciais* do módulo *Projeto / Comprovação da capacidade de carga*.

Por questões de economia e de espaço, o $SH_{máx}$ deverá ser maior que o valor do coeficiente de segurança real calculado, ou seja, $SH_{máx} \geq SH$.

Um ponto de exclamação é mostrado ao lado do valor SH , indicando que este está super dimensionado.

O valor padrão é: 1.20.

Fator de assistência

Deve ser configurado na tela: *Configurações iniciais* do módulo *Projeto / Comprovação da capacidade de carga*.

Um fator dentre os seis possíveis (de 1 a 6) deve ser selecionado.

O fator de assistência define o grau de robustez das grandezas sugeridas através do botão *Assistente*. O fator 1 recomendará valores para uma vida útil baixa. Neste caso, o módulo normal, as larguras, a distância entre centros e outras grandezas sugeridas quando o botão *Assistente* for acionado, se aceitas por você, dimensionarão uma peça leve, enquanto o fator 6 dimensionará uma peça robusta, com vida útil teoricamente infinita. Evidentemente, tais resultados dependerão de uma série de variáveis que irão influenciar na vida útil e nem sempre será a esperada.

O valor padrão é: 5.

Número de rodas movidas

É configurado na tela: *Configurações iniciais* do módulo *Projeto / Comprovação da capacidade de carga*.

Deve ser selecionado um número entre 1 e 8, inclusive.

Para os casos em que o par é formado por pinhão e cremalheira, este dado não poderá ser utilizado.

O valor padrão é: 1.

Qualidade da roda Máster

É configurada nas telas onde é aplicada.

Deve ser selecionado um número entre 1 e 4, inclusive.

O valor padrão é: 4.

Limita os fatores de vida útil

Deve ser configurado dentro da janela: *Condições de projeto* na tela de *Configurações iniciais* do módulo *Projeto / Comprovação da capacidade de carga*.

As normas DIN 3990 partes 2 e 3, limitam os fatores de vida ZNT para pressão (de Hertz) e YNT para flexão, respectivamente, conforme os valores tabelados nos tópicos *Fator de vida YNT* e *Fator de vida ZNT*. Este sistema pode calcular os valores excedentes a estes limites, através de projeção estatística, de maneira que você possa ter uma idéia mais concreta da durabilidade das engrenagens.

Selecionada a opção para esta configuração, o sistema limitará os fatores exatamente conforme as normas, que, a partir de um número determinado de ciclos, não são mais alterados em função das modificações efetuadas a cada iteração.

Não selecionada a opção para esta configuração, os limites passam a ser no mínimo de 1 hora e no máximo de 999999 horas.

Na verdade, o valor 1 significa: < 1 e 999999 significa: > 999999

O Padrão é: não acionado.

Dentado helicoidal em V (Espinha de peixe)

Deve ser configurado dentro da janela: *Condições de projeto* na tela de *Configurações iniciais* do módulo *Projeto / Comprovação da capacidade de carga*.

Trata-se de rodas dentadas com dupla hélice, cujos dentes são dispostos no formato de um V. Também são conhecidas como *helicoidais duplas* e *espinha de peixe*.

Este desenho tem uma característica muito importante: as forças axiais se anulam, portanto, são usadas somente em grandes transmissões, onde as forças axiais são normalmente muito altas.

O Padrão é: não acionado.

Chanfro na cabeça do dente

Deve ser configurado dentro da janela: *Condições de projeto* na tela de *Configurações iniciais* do módulo *Projeto / Comprovação da capacidade de carga*.

Trata-se de um pequeno chanfro entre o flanco evolvente e o diâmetro de cabeça.

O Padrão é: acionado.

Linha de flanco

Deve ser configurado na tela: *Configurações iniciais* do módulo *Projeto / Comprovação da capacidade de carga*.

Linha de flanco é definida como a linha que passa pelo flanco do dente, de uma lateral à outra, na direção da hélice.

Esta linha poderá ser modificada, com o objetivo de se minimizar os efeitos causados pelos erros de direção, de paralelismo e de alinhamento dos dentes.

Os efeitos mais comuns são:

Desigualdade na distribuição da carga ao longo da largura do dente;

Risco de um engrenamento carregado unilateralmente, dificultando o ajuste natural entre os flancos (acasalamento ou amaciamento).

As modificações mais comuns são:

- ✓ Abaulamento
- ✓ Alívio nas laterais
- ✓ Ajuste de contato dos flancos (flexão e torção).

A modificação é recomendável se o fator de distribuição longitudinal da carga (KHB), calculado com hélice sem modificação, for maior que 2.

Nota: O fator de distribuição longitudinal da carga (KHB) é mostrado na tela *Fatores de influência* na seção de resultados.

O padrão é: Normal.

Grupo de função

Deve ser configurado na tela de *Configurações iniciais* dos módulos onde são utilizados.

O grupo de função é composto de quatro elementos, que classificam as características de funcionamento exigidas pelas engrenagens. São eles:

- | | |
|----------|-------------------------------------------|
| G | Uniformidade na transmissão do movimento |
| L | Suavidade de marcha e capacidade dinâmica |
| T | Capacidade de carga estática |
| N | Sem características determinadas |

Na tela *Desvios*, na seção de resultados, é mostrada uma coluna denominada DI (Desvios Importantes), onde são indicadas as tolerâncias que devem ser controladas, ou seja, especificadas no desenho da peça.

Com este recurso:

Evita-se a rejeição de rodas que tenham maiores desvios em magnitudes irrelevantes à aplicação, não comprometendo sua qualidade;

Obtém-se uma minimização dos custos de fabricação e controle, evitando-se verificar desvios irrelevantes aos grupos de função.

O padrão é: N.

Grupo de ensaio

Deve ser configurado na tela de *Configurações iniciais* dos módulos onde são utilizados.

Quanto maior for a precisão exigida, mais onerosa será a verificação dimensional.

Basicamente não se verificam todas as magnitudes correspondentes a um grupo de função, mas somente as decisivas, elegendo-se as combinações de controles em que um pode ser substituído aproximadamente por outro estreitamente relacionado, formando-se, assim, os grupos de ensaio.

Os grupos de ensaio são compostos de três elementos, que classificam as características a serem controladas em função dos equipamentos disponíveis.

São eles:

A Envolve medições funcionalmente mais apropriadas, requerendo instrumentos de medição nem sempre disponíveis;

B Recomendáveis em casos normais. Não tem o mesmo rigor do grupo A, porém conta com instrumentos quase sempre disponíveis;

C Sua utilização é possivelmente mais complicada que o grupo B, devido que, alguns dos critérios exigem controles por métodos indiretos. A utilização deste grupo, em alguns casos, pode gerar uma maior quantidade de controles.

O padrão é: B

Sistema

Dois sistemas são possíveis no Progear:

Par de rodas dentadas

Pinhão e cremalheira

No sistema *Pinhão e cremalheira*, os cálculos são processados considerando-se a cremalheira igual a uma coroa com 2000 dentes.

Na cremalheira, não podemos definir algumas grandezas como nas rodas dentadas. Por exemplo: diâmetro de base, diâmetro de trabalho etc.

As posições geométricas da cabeça e do pé do dente, são definidas a partir da linha primitiva.

A dimensão M, que numa roda dentada é a dimensão sobre duas esferas ou rolos, na cremalheira é a dimensão entre duas linhas paralelas, sendo uma, a linha primitiva e a outra, a linha externa tangente ao rolo.

Unidade de potência

Deve ser configurado na tela: *Configurações iniciais* do módulo *Projeto / Comprovação da capacidade de carga*.

A unidade de potência poderá ser configurada em kW (kilowatts) ou cv (cavalo vapor).

Tanto os dados introduzidos na tela *Regime de trabalho* como os resultados apresentados da tela *Capacidade*, serão na unidade configurada.

O padrão é: kW.

Resultados

Características geométricas



Diâmetro de referência

O diâmetro de referência (d) (muitas vezes chamado erroneamente de diâmetro primitivo) é uma circunferência teórica, função do número de dentes (z) e do módulo frontal (m).

$$d = m \cdot z$$

$$m = m_n / \cos \beta$$

onde: m_n = módulo normal.

β = ângulo de hélice sobre o diâmetro de referência.

Seu valor não precisa ser especificado no desenho da roda dentada, porém sua notação é importante.

A circunferência de referência no desenho, é representada, por uma linha fina, traço-ponto. Sua posição, normalmente entre o diâmetro de pé e o diâmetro de cabeça, nos dá uma idéia do deslocamento do perfil.

Nas cremalheiras, esta grandeza é substituída pelo valor zero.

Diâmetro de base

É a circunferência, da qual se desenrola um fio cuja extremidade descreve a curva evolvente.

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t$$

$$\alpha_t = \tan^{-1} (\tan \alpha_n / \cos \beta)$$

onde: d = diâmetro de referência

α_n = ângulo de perfil normal

α_t = ângulo de perfil transversal

β = ângulo de hélice sobre o diâmetro de referência

O valor do diâmetro de base é necessário para o controle gráfico da curva evolvente, portanto, é importante sua especificação no desenho ou na instrução do processo de fabricação.

Nas cremalheiras, esta grandeza não é definida.

Diâmetro útil de pé

É a circunferência onde se inicia o perfil ativo no flanco, a partir do pé do dente. É o ponto mais interno (nas rodas com dentes externos) que toca a roda conjugada. Ver figura 2.2.

Nas cremalheiras, esta grandeza é substituída pelo valor definido como a distância entre a linha de referência dos dentes e a linha útil de pé. Este valor, normalmente é negativo.

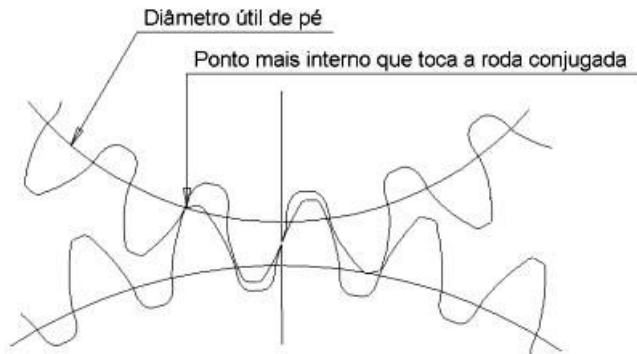


Figura 2.2 Diâmetro útil de pé

Espessura circular normal do dente

Espessura circular normal teórica (S_n):

É o tamanho do arco de circunferência de referência que corresponde a um dente na seção normal sem afastamento. Figura 2.3.

É função do módulo normal, fator do deslocamento do perfil e do ângulo de perfil normal.

$$S_{nt} = m_n \cdot (\pi/2 + 2 \cdot x \cdot \tan \alpha_n)$$

Espessura circular normal efetiva superior (S_{ns}):

É a espessura circular normal teórica reduzida do afastamento As_{ne} .

É dado por $S_{ns} = S_{nt} - As_{ne}$

Espessura circular normal efetiva inferior (S_{ni}):

É a espessura circular normal efetiva superior reduzida da tolerância T_{sn} .

É dado por $S_{ni} = S_{ns} - T_{sn}$

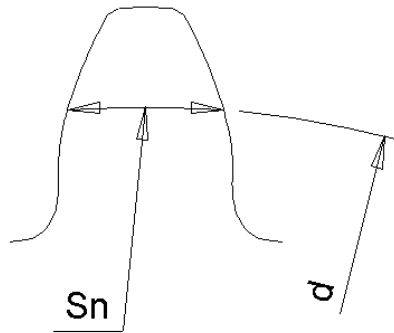


Figura 2.3 Espessura circular do dente

O controle da espessura circular normal do dente, é feita normalmente, por meio da dimensão W (sobre k dentes consecutivos) ou da dimensão M (sobre esferas ou rolos).

Dimensão W sobre k dentes consecutivos

É o comprimento da tangente à circunferência de base, entre os planos paralelos tangentes aos flancos externos (anti-homólogos) de um grupo de k dentes consecutivos. Figura 2.4.

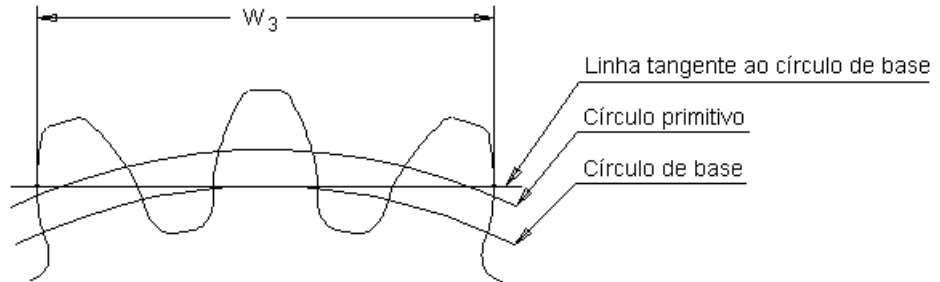


Figura 2.4 Exemplo da dimensão W sobre 3 dentes ou seja $k = 3$

É uma conversão puramente geométrica da espessura circular normal, que não leva em conta os erros de passo.

A dimensão W é uma das maneiras mais utilizadas para o controle da espessura dos dentes de uma roda dentada.

Uma limitação neste controle ocorre quando uma roda dentada helicoidal tem uma largura pequena, ou seja, insuficiente para que o micrômetro assente com firmeza sobre os flancos dos dentes.

Quanto maior for o ângulo de hélice, maior deverá ser a largura mínima para a medição.

Nas cremalheiras, esta grandeza não é definida.

Número consecutivo de dentes (k)

É um grupo de k dentes (ou q dentes) consecutivos, sobre o qual se toma a dimensão W . Veja na figura 2.4 acima um exemplo onde k é igual a três.

Consideremos duas retas paralelas, tangentes aos dois perfis anti-homólogos dos dentes extremos do grupo de k dentes.

A dimensão W desejada é uma reta perpendicular às duas retas cujo comprimento é igual à distância entre elas.

É necessário que os pontos extremos da medição, ou seja, os pontos de contato entre os discos do micrômetro e os flancos dos dentes, estejam em trechos de arco de evolvente do perfil dos dentes. O número k de dentes escolhido para medição, portanto, tem limitações:

O menor valor possível é dois, mas depende obviamente das características geométricas do dentado.

O maior valor é limitado pela altura do dente, pois o ponto de contato ficaria mais elevado que o diâmetro útil de cabeça.

As notações k e q para especificar o número de dentes a medir, foram convencionadas no Progear para se distinguir entre o valor dado (q) e o valor resultante (k).

Por exemplo: tem-se uma dimensão sobre cinco dentes, ou seja, $q = 5$ e deseja-se transformá-la sobre seis dentes, ou seja, $k = 6$. O valor dado seria Wq e o valor resultante, Wk .

Nas cremalheiras, esta grandeza não é definida.

Dimensão M sobre esferas ou rolos

É a dimensão medida sobre duas esferas ou dois rolos colocados em vãos (vazio entre os dentes) diametralmente opostos da roda. Figura 2.5.

Esta dimensão é possível também em rodas com número ímpar de dentes, onde a reta que liga os centros das esferas (ou rolos) não passa pelo centro geométrico da roda.

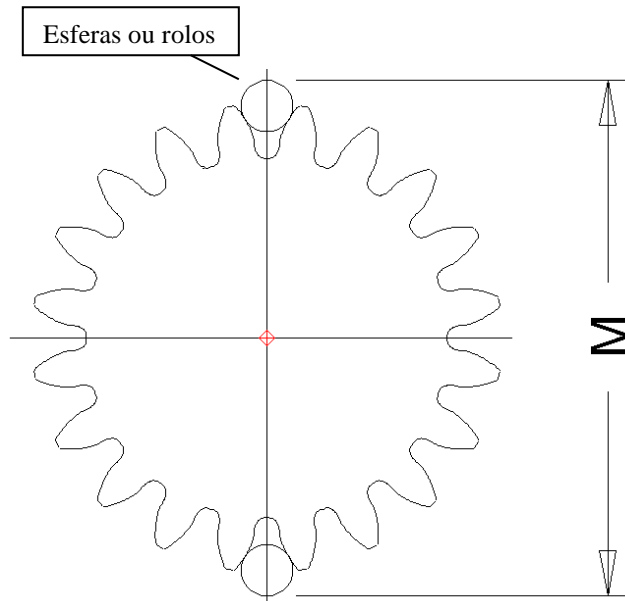


Figura 2.5 Dimensão M sobre esferas ou rolos

A dimensão M é uma conversão puramente geométrica da espessura circular normal do dente, que não leva em conta os erros de concentricidade ou de circularidade da roda.

A dimensão M é uma das maneiras mais utilizadas para o controle da espessura dos dentes de uma roda dentada.

As esferas podem ser utilizadas, sem restrições, para o controle de qualquer roda dentada cilíndrica. Já os rolos, não devem ser utilizados em rodas dentadas helicoidais com número ímpar de dentes.

Nas cremalheiras, é a dimensão entre a linha de referência dos dentes e a linha tangente à esfera (ou rolo) externa, paralela à linha primitiva.

Diâmetro das esferas ou rolos

É o valor do diâmetro das esferas ou dos rolos utilizados para a dimensão M. Ver figura 2.5 acima.

O *Assistente* deste módulo fornece como sugestão, diâmetros calculados conforme a norma DIN 3977.

As tolerâncias das esferas, ou dos rolos, não são fornecidas nas telas de resultados, mas deverão obedecer, sempre que possível, e em função da qualidade da roda, uma das três classes abaixo:

Qualidade DIN da roda:	3 ou 4
Classe:	0
Tolerância:	$\pm 0.5 \mu\text{m}$
Qualidade DIN da roda:	5 até 8
Classe:	1
Tolerância:	$\pm 1.5 \mu\text{m}$
Qualidade DIN da roda:	9 até 12
Classe:	2
Tolerância:	$\pm 3.0 \mu\text{m}$

Espessura circular normal de cabeça sem chanfro

É o tamanho do arco de circunferência de cabeça que corresponde a um dente na seção normal, considerando-se chanfros iguais a zero. Figura 2.6. Conforme as normas americanas AGMA 917-B97, deve-se evitar espessuras de cabeça inferiores a 27.5% do módulo normal.

Espessura circular normal de cabeça com chanfro

É o tamanho do arco de circunferência de cabeça que corresponde a um dente na seção normal. Figura 2.6.

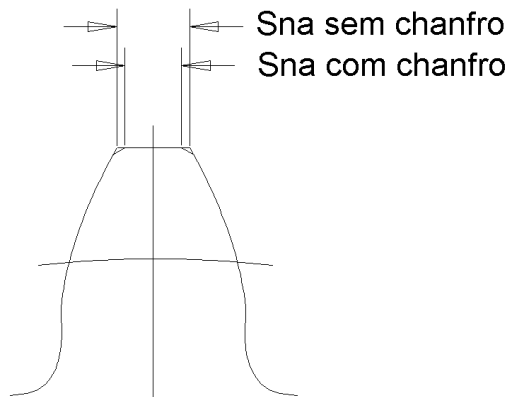


Figura 2.6 Espessura circular de cabeça sem chanfro e com chanfro

Crowning ou End relief

Crowning é um abaulamento gerado nos flancos dos dentes na direção da linha de flancos, ou seja, de uma lateral à outra da roda.

End relief são alívios parecidos com o abaulamento, porém retos.



Figura 2.7 Modificação dos flancos dos dentes na direção na direção da largura

Podem ser gerados por:

- ✓ Fresadoras geradoras CNC
- ✓ Fresadoras geradoras com dispositivos especiais
- ✓ Rasqueteadoras (Shaving)
- ✓ Retificadoras de flancos

Estes recursos construtivos servem para forçar um contato centralizado na direção da largura dos dentes, facilitando o ajuste natural (acasalamento ou amaciamento) entre os flancos e será particularmente benéfico se o fator de distribuição longitudinal da carga (KH_B), calculado com hélice sem modificação, for maior que 2.

Uma distribuição desigual da carga ao longo da largura dos dentes é provocada principalmente por:

- ✓ Erro na direção da hélice, proveniente da fabricação.

- ✓ Erro de paralelismo, proveniente das posições dos mancais e da elasticidade desigual da caixa durante o trabalho de transmissão.
- ✓ Flexão dos eixos, sobretudo nas rodas posicionadas em balanço.

O controle gráfico do abaulamento é verificado pela maior distância entre a linha média (mínimos quadrados) do flanco e pela reta passante pelas interseções da linha média com as paralelas que delimitam o comprimento de desenvolvimento, medida na direção axial da roda.

Importante:

Um abaulamento exagerado pode resultar em uma concentração de pressão considerável no centro do dente.

Protuberância na cabeça da ferramenta

É uma protuberância construída na cabeça da ferramenta geradora, quando esta for um pré-shaving ou pré-retífica. Figura 2.8.

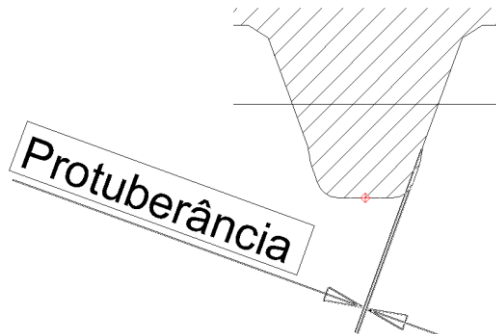


Figura 2.8 Protuberância na cabeça da ferramenta.

A protuberância é projetada para gerar, no pé do dente, uma depressão (under-cut), para facilitar a saída da ferramenta de acabamento como shaving ou rebolo para retificação dos flancos.

Máxima flexão do dente

É uma estimativa da flexão do dente quando submetido à carga máxima, durante o trabalho de transmissão. A figura 2.9 mostra um dente exageradamente fletido, com o objetivo de se mostrar o efeito.

O resultado é apresentado em μ (mícron) e é medido próximo à cabeça do dente.

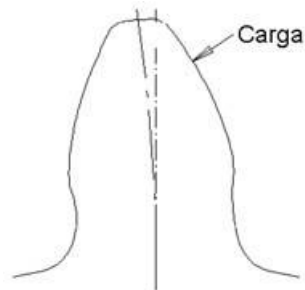


Figura 2.9 Dente fletido

Grau de recobrimento de perfil

É a relação *distância de contato / passo base*.

Distância de contato é o comprimento da linha de ação, compreendido entre o início e o fim do engrenamento, também denominado: duração de engrenamento. Veja na figura 2.10 algumas características.

Passo base é o passo circular medido ao longo da circunferência de base.

Na figura 2.10 abaixo, o grau de recobrimento do perfil é exatamente 1,80.

Neste caso temos em 80% do tempo, dois dentes em contato e em 20% apenas um dente em contato.

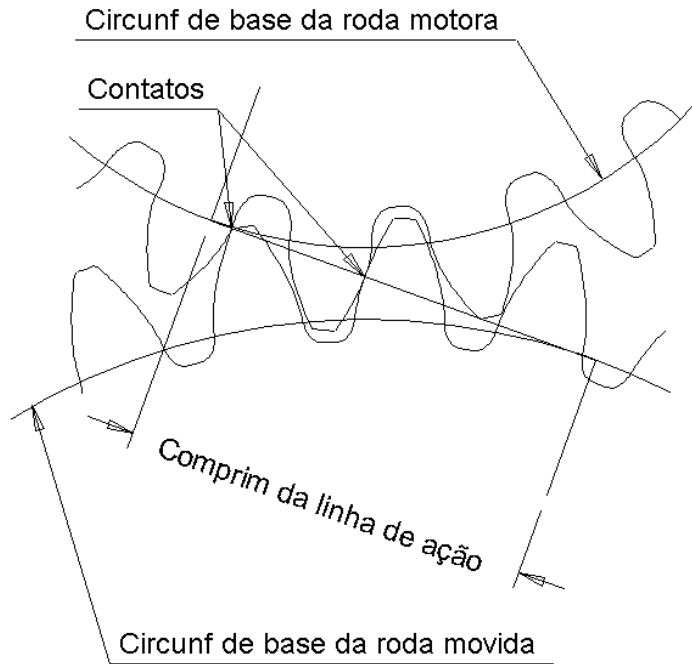


Figura 2.10 Algumas características do engrenamento.

O grau de recobrimento de perfil, também conhecido como *relação de condução*, deve ser sempre maior que um para não prejudicar a continuidade do movimento na transmissão. Em outras palavras, se a distância de contato for menor que o passo base, terminada a ação de um dente, não haverá outro dente em contato. Isso poderá ser resolvido com um dentado largo helicoidal, onde o recobrimento de hélice (veja abaixo) seja suficientemente grande.

No engrenamento com dentes retos, uma otimização do nível de ruído pode ser conseguida com um grau de recobrimento = 2, segundo Niemann e Unterberger. Ver figura 2.11:

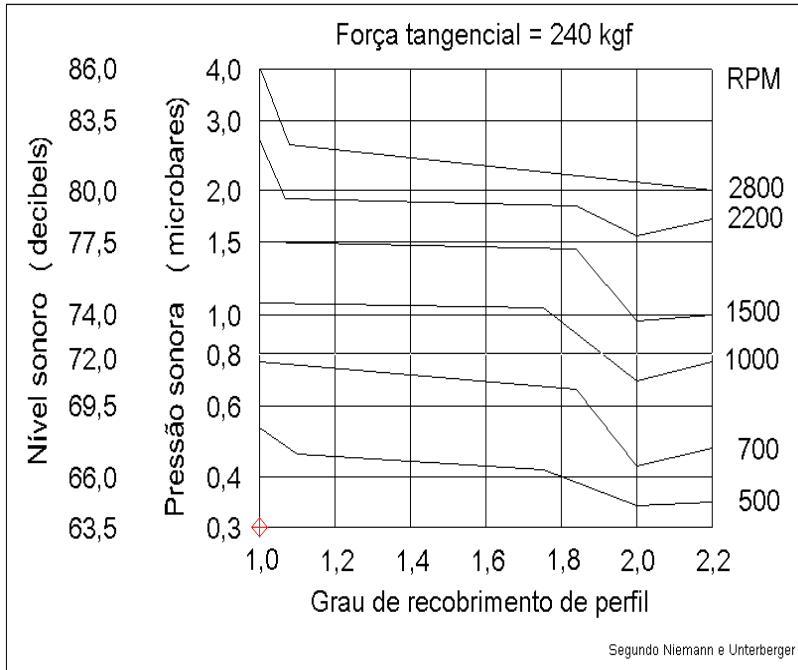


Figura 2.11 Nível e pressão sonoros em função do grau de recobrimento de perfil para dentes retos e força tangencial de 240 kgf.

Grau de recobrimento de hélice

É um número que determina a quantidade de pares de dentes que se engrenam simultaneamente ao longo da extensão de contato, verificado na direção axial. É oportuno para as rodas helicoidais cujo grau de recobrimento de perfil é pequeno. Veja na figura 2.12 as características que definem o grau de recobrimento de hélice.

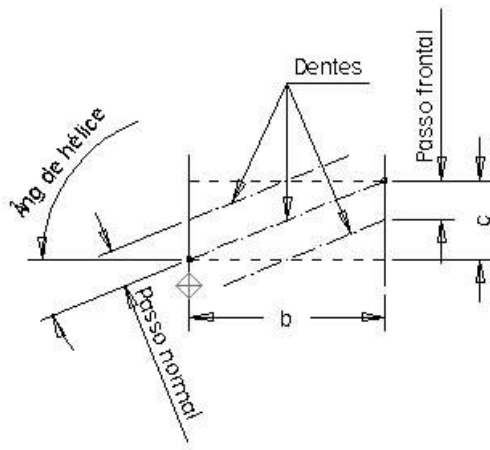


Figura 2.12 Características que definem o grau de recobrimento de hélice.

$$\varepsilon_{\beta} = c / \text{passo frontal}$$

O grau de recobrimento de hélice é igual a zero para as engrenagens com dentes retos.

Grau de recobrimento total

É a soma dos graus de recobrimento de perfil e de hélice.

Tolerâncias



Tolerâncias

É o desvio máximo permitido para a característica à qual está associada.

Ao lado da tolerância para a espessura circular normal do dente, um ícone é apresentado e representa:



Tolerância Ok.



Tolerância muito grande. Poderá reduzir a espessura do dente a ponto de debilitá-lo com relação à sua resistência.



Tolerância muito pequena. Poderá anular o jogo entre flancos necessário para compensar os erros construtivos evitando uma interferência entre os flancos, ou tolerância menor que $2 R_s$, onde R_s = Máxima variação na espessura dos dentes.

Esta tela também apresenta a folga de raiz mínima e folga de raiz máxima em função das tolerâncias da distância entre centros, do diâmetro de pé e do diâmetro de cabeça de ambas as rodas.

Série de T_{sn1} e T_{sn2}

São as tolerâncias para as espessuras circulares normais dos dentes das rodas 1 e 2 respectivamente.

A tolerância é função do diâmetro de referência e é independente da qualidade do dentado.

Normalmente a tolerância T_{sn} é condicionada às possibilidades de fabricação, porém, não poderá ser inferior ao dobro do valor da variação das espessuras dos dentes R_s (conforme normas DIN 3962).

Com o objetivo de se mostrar uma palpável diferença com as qualidades do dentado (1 a 12), as tolerâncias T_{sn} foram identificadas com as cifras 21 a 30. As séries preferenciais são: 24, 25 e 26.

Jogo entre flancos de serviço

É o jogo entre os flancos dos dentes, resultante de todos os fenômenos que possam alterá-lo durante o trabalho de transmissão. Figura 2.13.

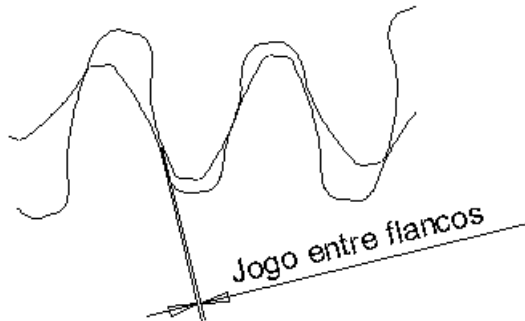


Figura 2.13 Jogo entre flancos.

O jogo entre flancos é afetado por todos os fatores que podem modificá-lo, como: erro da distância entre centros, erro de cruzamento dos eixos, elasticidade do conjunto e flexão dos eixos, além dos erros próprios do dentado, como excentricidade, erro de passo, variação nas espessuras dos dentes etc.

A temperatura também afeta o jogo e não é constante. No início da transmissão, devido ao rápido aquecimento das engrenagens com relação à caixa e, principalmente, nos casos em que os coeficientes de dilatação são diferentes para a caixa e para as rodas, as variações do jogo podem resultar bastante grandes.

É importante que asseguremos um jogo mínimo para que não haja interferência (engripamento) entre os flancos e que limitemos um jogo máximo para que não haja choques violentos nas mudanças de sentido na atuação das cargas.

Ao lado dos valores para os jogos mínimos e máximos, ícones são apresentados e representam:



Jogo mínimo positivo.



Jogo mínimo negativo, ou seja, Interferência entre os flancos.

Jogo entre flancos de inspeção

É o jogo resultante de um par de engrenagens montado num dispositivo ou numa máquina para teste.

Neste caso, as rodas são montadas sem as variações características geradas durante o trabalho de transmissão. Somente os erros dos próprios dentados, de ambas as rodas, poderão afetar o jogo teórico.

Esta condição, como o nome sugere, é útil para a inspeção e controle das engrenagens.

Fatores modificadores do jogo entre flancos

São os fatores que contribuem para a variação do jogo entre flancos dos dentes durante o trabalho de transmissão.

Fatores modificadores e a maneira como eles afetam o jogo:

Temperatura e materiais: No início do trabalho, o aquecimento das rodas, com relação à caixa, é normalmente mais rápido. Há casos menos comuns em que a caixa se aquece mais rapidamente, como no caso dos motores Diesel, onde a caixa é o próprio motor. Além disso, os materiais podem ter coeficientes de dilatação distintos, que modificam o jogo.

Tolerância da distância entre centros da caixa: O jogo é afetado diretamente com a variação da distância entre centros. Portanto, o jogo pode ser aumentado ou reduzido em função desse fator.

Erro de paralelismo e de cruzamento dos eixos: O erro de paralelismo não deve ser considerado, uma vez que não pode ser maior que a tolerância da distância entre centros. O erro de cruzamento dos eixos afeta o jogo, sempre reduzindo-o.

Erros individuais do dentado: Os erros próprios dos dentados que são significativos para o estudo de ajuste, produzem uma redução do jogo de forma heterogênea (em uma ou várias zonas). São eles: Erro total da linha do flanco, Erro total do perfil evolvente e Erro de divisão dos dentes. Estatisticamente é pouco provável que todos esses erros se somem em suas máximas magnitudes numa mesma peça. Portanto, adotou-se a lei de propagação dos defeitos, para o cálculo desse fator, em função da qualidade do dentado e de algumas outras dimensões geométricas da peça.

Erro de excentricidade dos mancais: O erro de excentricidade dos rolamentos ou de qualquer outro tipo de suporte, pode influenciar no jogo entre flancos aumentando-o ou reduzindo-o.

Elasticidade do conjunto: A influência da elasticidade pode ser decorrente de um deslocamento dos rolamentos (devido às folgas existentes), da deformação da caixa ou da flexão dos eixos, principalmente quando submetidos a plena carga. Normalmente esse fator implica em aumento do jogo, todavia, o acréscimo de um terceiro eixo na montagem do conjunto, atuará de forma tal, que produzirá uma flexão negativa em um dos eixos em análise. Neste caso, o valor a ser introduzido deverá ser negativo.

Desvios



Desvios do dentado

Desvio de forma no perfil evolvente (ff): É a distância entre os dois perfis de referência que delimitam a curva do perfil real. Ver exemplo na figura 2.14.

Desvio angular do perfil evolvente ($FH\alpha$): É a diferença entre o ângulo de perfil real e o teórico verificada a partir da curva compensadora dentro da área de avaliação. Ver exemplo na figura 2.14.

Desvio total no perfil evolvente (Ff): É a diferença entre duas paralelas à evolvente teórica que delimitam toda a curva de perfil real, compreendida dentro da área de avaliação. Ver exemplo na figura 2.14.

Desvio de passo individual (fp): É a diferença entre o passo circular teórico e o real, medido o mais próximo possível do círculo de referência.

Desvio de passo base normal (fpe): É a diferença entre a medida teórica e a medida real tomada em um só passo base. $fpe = 1.25 fp$.

Erro de divisão entre 2 dentes consecutivos (fu): É a maior diferença entre dois passos consecutivos.

Erro de passo total (F_p): É a diferença entre o maior e o menor passo, considerando-se todos os dentes da roda.

Desvio de passo sobre 1/8 de volta ($F_p z/8$): É a diferença entre o maior e o menor passo, considerando-se apenas 1/8 de dentes.

Varição das espessuras dos dentes (R_s): É a diferença máxima das espessuras dos dentes, verificada na totalidade deles.

Desvio total na linha dos flancos ($F\beta_{\square}$): Diferença entre duas curvas paralelas à linha de flanco teórica, que delimitam a linha de flanco real compreendida dentro da área de avaliação. Normalmente a área de avaliação é 80% da largura b , ou seja, despreza-se 10% de cada um dos lados. Ver exemplo na figura 2.15.

Desvio angular na linha dos flancos ($fH\beta_{\square}$): É a diferença entre o ângulo de hélice real e o teórico, verificada a partir da curva compensadora compreendida dentro da área de avaliação. Ver exemplo na figura 2.15.

Desvio de forma na linha dos flancos ($F\beta_f$): É a distância entre duas linhas de flanco de referência que delimitam a linha de flanco real. Ver exemplo na figura 2.15.

Comprovação da zona de contato (TRA): É a observação visual da impressão formada na roda em teste pelo contato de uma roda de referência. Uma pasta colorida, especialmente desenvolvida para este fim, é aplicada nos dentes da roda em teste, onde se revelará a zona de contato.

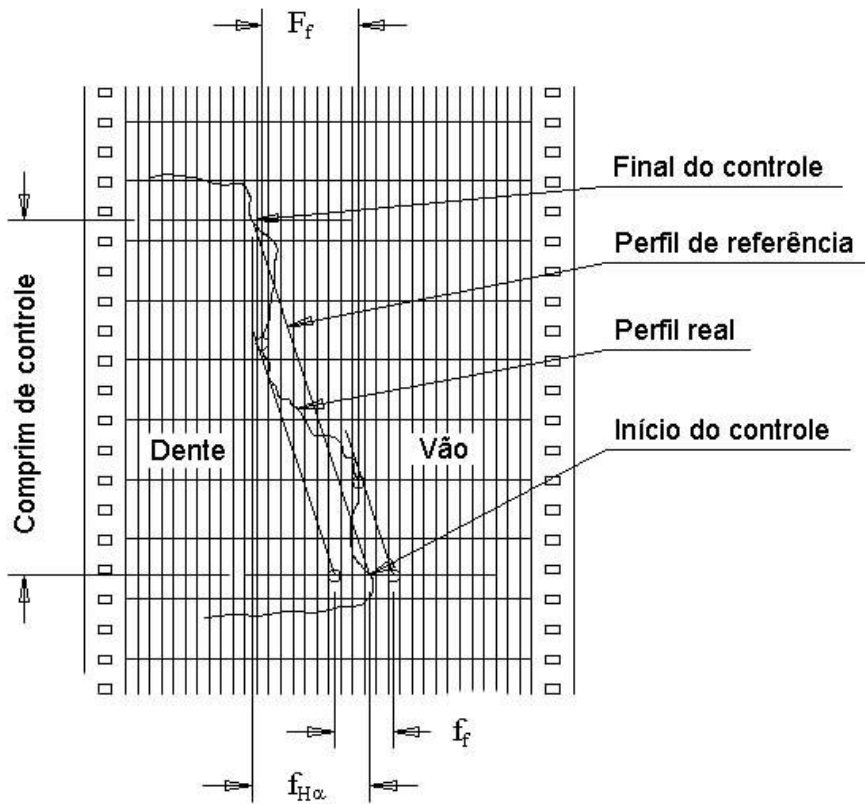


Figura 2.14 Gráfico de um perfil evolvente

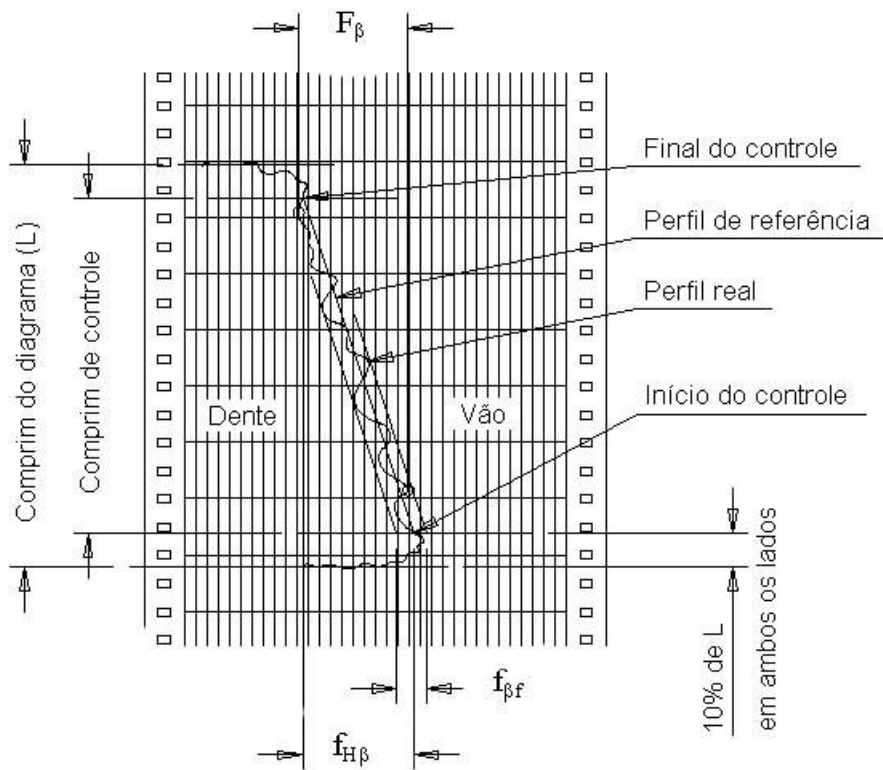


Figura 2.15 Gráfico da linha de flancos (hélice)

Desvios de rodadura

São os desvios observados no processo pelo qual se faz rodar, em ensaios, a roda em inspeção com a roda máster, num aparelho de teste desenvolvido especialmente para este fim.

Desvio de concentricidade (Fr): É a excentricidade máxima observada através de uma linha compensadora a ser traçada entre as curvas que representam os saltos de rodadura numa volta completa da roda em inspeção. É equivalente à diferença máxima entre as medidas radiais tomada sobre uma esfera colocada nos vão de todos os dentes da roda que gira em torno de seu eixo geométrico. Figura 2.16.

Desvio de trabalho composto radial (Fi''): É a amplitude máxima da variação da distância entre centros, no ensaio de rodadura numa volta completa da roda em inspeção com a roda máster, onde ambas são montadas, sem jogo entre flancos, pressionadas uma contra a outra através de uma mola. O registro gráfico deste ensaio apresenta uma sucessão (igual ao número de dentes da roda) de pequenas ondulações. Fi'' é a distância, tomada na direção perpendicular ao movimento do papel na impressora, entre o pico mais alto e o vale mais baixo, observados em toda extensão do diagrama. Figura 2.16.

Erro de salto radial (fi''): É a amplitude máxima entre as ondulações apresentadas no ensaio de rodadura. Figura 2.16.

Desvio de trabalho composto tangencial (Fi'): É a amplitude máxima da variação dos pontos situados sobre a linha de engrenamento (linha de ação) e seus pontos teóricos, no ensaio de rodadura numa volta completa da roda em inspeção com a roda máster, onde ambas são montadas com a distância entre centros nominal e seus flancos pressionados, um contra o outro, com uma força constante. O registro gráfico deste ensaio apresenta uma sucessão (igual ao número de dentes da roda) de pequenas ondulações. Fi' é a distância, tomada na direção perpendicular ao movimento do papel na impressora, entre o pico mais alto e o vale mais baixo, observados em toda extensão do diagrama.

Erro de salto radial (fi''): É a amplitude máxima entre as ondulações apresentadas no ensaio de rodadura.

Os quatro botões com o símbolo \surd , alteram os resultados incorporando nos mesmos, o erro da roda máster.

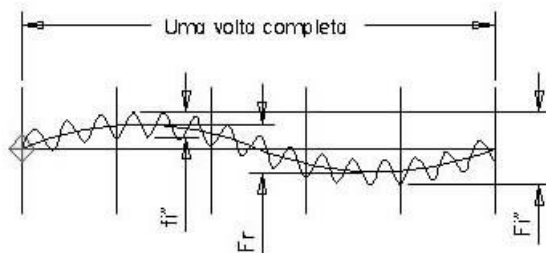


Figura 2.16 Exemplo de um gráfico de rodadura para uma roda com 15 dentes.

Podemos substituir o termo “erro” designado para “erro de transmissão” pelo termo “deslocamento”, que é mais adequado pelo fato de que essa característica é parte da geometria de transmissão e não necessariamente um erro.

Família de tolerâncias

As tolerâncias devem ser escolhidas, levando-se em conta uma minimização dos custos de fabricação e controle sem, no entanto, prejudicar o funcionamento das engrenagens.

Às vezes é necessário combinar características de funcionamento associadas a uma determinada qualidade, como por exemplo:

Uniformidade na transmissão do movimento (G) com qualidade 8.

Suavidade de marcha, ou seja, baixo nível de ruído (L) com qualidade 7.

O grupo de função T (capacidade de carga estática) não foi especificado nesse exemplo.

O grupo de ensaio, para todos os casos, é B.

No exemplo acima, podemos juntar as especificações, formando uma família de tolerâncias.

No caso: **G8B** e **L7B**.

Os desvios a serem controlados são indicados na coluna DI (Desvios Importantes) através de setas. As cores das setas indicam o grupo de função, a saber:

Branca:	N
Azul claro:	G
Azul escuro:	L
Preta:	T

Padrões de limites para o perfil evolvente

Em alguns casos é necessário alterar o perfil evolvente com o objetivo de se reduzir o ruído originário de deformações nos flancos dos dentes, geradas no tratamento térmico ou, ainda, em dentes com erros de forma da evolvente próximos à cabeça ou próximos ao pé do dente. Ver exemplo na figura 2.17.

Progear oferece até sete tipos diferentes de padrões, agrupados em seis combinações. Com a tela de padrões ativa, você pode ver o desenho do padrão com suas dimensões, que delimitam o traçado real do perfil evolvente.

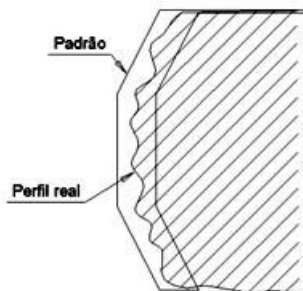


Figura 2.17 Padrão de limite para o perfil evolvente

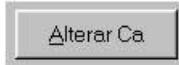
O botão *Comutador de formatos* alterna os valores de desenvolvimento de milímetros para graus e vice-versa.



O botão DXF gera um arquivo com extensão dxf (desenho do padrão de limites na escala selecionada) que poderá ser lido em qualquer software CAD.



O valor do alívio (Ca) poderá ser alterado através do botão *Alterar Ca*.



O botão *Imprimir* desta tela, imprime somente o desenho do padrão na escala selecionada, com o cabeçalho normal e os dados de identificação da roda.



Esta folha será particularmente útil, se for impressa numa mídia transparente que servirá de máscara padrão para os futuros controles.

A curva de desenvolvimento:

A roda que se está controlando deve ser guiada pelo seu centro geométrico, quer seja um assento para rolamento, um furo estriado, no caso de um eixo dentado: pelos seus furos de centro etc.

Normalmente o ensaio é composto por 3 ou 4 gráficos para cada família de flancos (direito e esquerdo), espaçados a 120° ou a 90° respectivamente.

Quando se gira a roda, o apalpador se desloca linearmente sobre a linha tangente ao círculo de base sem escorregamento. Ver um exemplo na figura 2.18.

Antes de fixar a roda sobre o mecanismo, esta deverá ser posicionada de maneira que o apalpador toque sobre o ponto mais próximo do pé que se deseja iniciar o controle. Na figura 2.18, designada como *Posição inicial*.

Movimentar o mecanismo (na figura 2.18 a roda deverá ser girada no sentido horário) até que o apalpador atinja o ponto mais próximo à cabeça do dente que se deseja controlar. Na figura 2.18, designada como *Posição final*.

Para um perfil hipoteticamente perfeito do dente, a pressão do apalpador ao longo de seu trajeto, seria absolutamente constante. Neste caso o gráfico impresso pelo registrador da máquina seria uma reta vertical.

Evidentemente que na prática o traçado do gráfico refletirá as variações da pressão do apalpador, mostrando exatamente as variações do perfil evolvente. O gráfico terá sempre duas escalas: uma para as variações do perfil que normalmente serão 250:1, 500:1 ou 1000:1 e outra para a direção do desenvolvimento que depende do tamanho do dente. Pelo fato de existirem duas escalas, é importante que as medições no gráfico sejam efetuadas sempre na direção vertical ou na direção horizontal e nunca em uma direção diagonal.

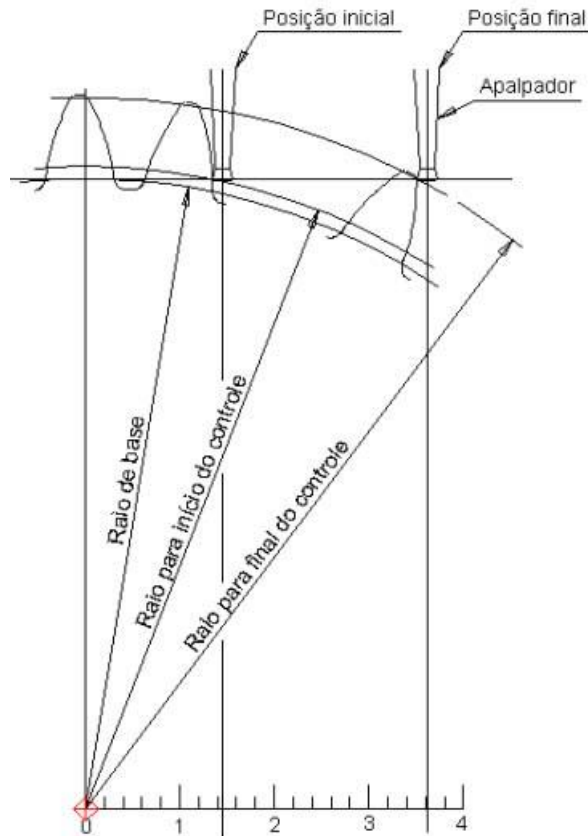


Figura 2.18 Posições do apalpador de um registrador gráfico

Coeficientes de segurança e Vidas Úteis



Coeficientes de segurança

A tela *Resultados - Coeficientes de segurança e Vidas úteis* mostra os valores em função dos coeficientes de segurança mínimos, resultantes da última iteração.

Duas colunas: Atual e Anterior, para cada roda, são mostradas com o objetivo de se comparar os efeitos gerados pela última iteração. A cada iteração, Progear calcula os novos valores que são mostrados na coluna *Atual*. Os valores anteriormente calculados são mostrados na coluna *Anterior*.

O coeficiente de segurança à flexão (SF) e os coeficientes de segurança à pressão (SH), não devem ser menores que os valores dos coeficientes de segurança mínimos adotados, ou seja, $SF \geq SF_{mín}$ e $SH \geq SH_{mín}$ respectivamente.

É desejável também que os coeficientes de segurança à flexão (SF) e os coeficientes de segurança à pressão (SH), não sejam maiores que os valores dos coeficientes de segurança máximos adotados, ou seja, $SF \leq SF_{máx}$ e $SH \leq SH_{máx}$ respectivamente.

Símbolos ao lado dos valores são utilizados para classificar as condições comentadas acima. Ver figura 2.19.

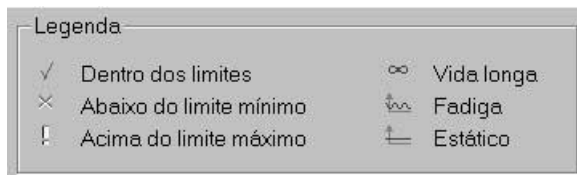


Figura 2.19 Legenda dos símbolos utilizados na tela *Resultados - Coeficientes de segurança e Vidas úteis*

Os símbolos *Fadiga* e *Estático* são mostrados ao lado da palavra *Flexão* e representam o seguinte:

Flexão crítica = Fadiga (pulsação).

Flexão crítica = Estático.

Em alguns tipos de material (com seu respectivo tratamento térmico), os flancos dos dentes são sujeitos à formação de pequenas cavidades (pitting).

Nestes casos, são apresentados na tela os coeficientes de segurança à pressão com pitting. Isto significa que um certo número de cavidades é admissível.

Coefficiente de segurança à flexão (SF) cresce com...

- ...aumento da tensão limite à flexão dos materiais
- ...aumento da rotação
- ...aumento da relação de transmissão
- ...aumento do ângulo de perfil
- ...aumento do módulo
- ...aumento da distância entre centros
- ...aumento da largura da roda
- ...deslocamento positivo do perfil
- ...aumento do grau de recobrimento de perfil
- ...aumento da espessura circular normal do dente
- ...aumento do raio da cabeça da ferramenta geradora
- ...melhor acabamento na raiz do dente

Coefficiente de segurança à pressão (SH) cresce com...

- ...aumento da pressão de Hertz limite do material
- ...aumento da rotação
- ...aumento da relação de transmissão
- ...aumento do ângulo de perfil
- ...aumento do número de dentes
- ...aumento da extensão de contato
- ...aumento do grau de recobrimento de perfil
- ...melhor acabamento dos flancos dos dentes
- ...maior viscosidade do lubrificante
- ...abaulamento ou alívio nas laterais
- ...maior diâmetro do eixo (depende do arranjo físico)
- ... melhor qualidade do dentado
- ...diminuição da temperatura

Diagramas dos coeficientes de segurança

Progear traça dois diagramas para os coeficientes de segurança:

- ✓ Coeficiente de segurança x Torque para roda motora
- ✓ Coeficiente de segurança x Torque para roda movida

Os diagramas são particularmente úteis, para uma visualização ampla da resistência do par engrenado que estamos calculando.

As curvas são traçadas levando-se em conta todos os fatores de influência.

Você pode alterar as escalas clicando nos botões correspondentes ou clicando em um dos quatro quadrantes da área negra onde está desenhado o diagrama.

O botão com sinal de igual (=) mostra o diagrama com as mesmas escalas da roda conjugada.

Interpretação dos diagramas *Coefficiente de segurança x Torque*

Nota: As cores abaixo referenciadas estão presentes na tela do computador.

Para este manual, utilize as letras.

A linha vertical branca **A** representa o torque máximo requerido. Este valor é calculado em função dos dados introduzidos em *Regime de trabalho*.

As linhas horizontais pontilhadas brancas **C** representam os coeficientes de segurança mínimo e máximo para o critério de flexão e estão associadas à curva vermelha **B**. Estes valores são configurados na tela de *Configurações iniciais*.

As linhas horizontais pontilhadas laranjas **D** representam os coeficientes de segurança mínimo e máximo para o critério de pressão e estão associadas às curvas: azul-claro e amarela **E**. Estes valores são configurados na tela de *Configurações iniciais*.

A curva vermelha **B** representa o coeficiente de segurança em função do torque para o critério de flexão.

A curva azul-claro **E** representa o coeficiente de segurança em função do torque para o critério de pressão sem pitting.

A curva amarela **E** representa o coeficiente de segurança em função do torque para o critério de pressão com pitting.

A intersecção entre as linhas: de torque requerido e a curva (representada com a linha **F**), indica, na ordenada, o coeficiente de segurança real calculado. Este valor não deve ficar abaixo do coeficiente de segurança mínimo e se possível, não ficar acima do coeficiente de segurança máximo.

A intersecção entre as linhas: pontilhada que representa o coeficiente de segurança mínimo e a curva (representada pela linha **G**) indica, na abscissa, o torque máximo permissível.

A intersecção entre as linhas: pontilhada que representa o coeficiente de segurança máximo e a curva indica, na abscissa, o torque mínimo desejável, para que o sistema não fique super dimensionado.

O projeto ideal, portanto, é aquele em que a linha vertical de torque requerido cruza a curva entre as linhas pontilhadas que representam os coeficientes mínimo e máximo.

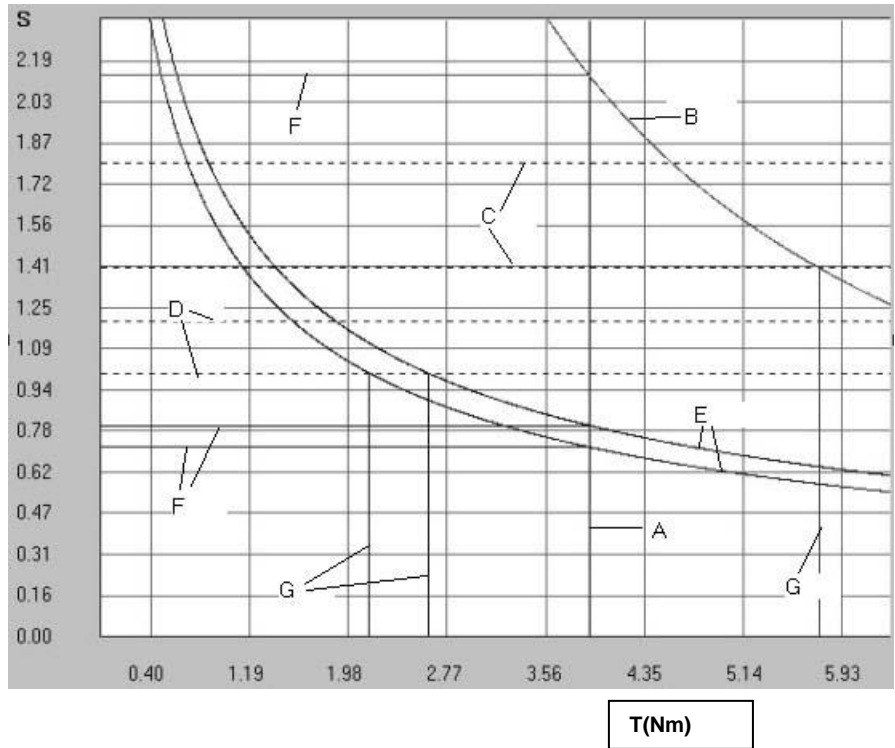


Figura 2.20 Diagrama S x T

Vidas úteis

Tempo, em horas, estimado para a vida da roda, limitada pela sua resistência à fadiga, que implica em determinado número de ciclos de carga aplicada aos dentes. A vida pode ser limitada tanto pela ruptura do pé do dente (flexão), quanto pela formação de cavidades ou algum tipo de deformação nos flancos (pressão).

A tela *Resultados - Coeficientes de segurança e Vidas úteis* mostra os valores em função dos coeficientes de segurança mínimos, resultantes da última iteração e deve ser maior ou igual ao valor da vida útil nominal requerida.

Duas colunas: *Atual* e *Anterior*, para cada roda, são mostradas com o objetivo de se comparar os efeitos gerados pela última iteração. A cada iteração, Progear calcula os novos valores que são mostrados na coluna *Atual*. Os valores anteriormente calculados são mostrados na coluna *Anterior*.

Símbolos são mostrados ao lado dos valores. São eles:

- ✓ Vida calculada \geq Vida requerida, portanto Ok.
- ✗ Vida calculada $<$ Vida requerida, é inaceitável.
- ∞ Vida útil nominal longa ou infinita. Esta é a condição para um projeto ideal.

O valor *1 hora* significa *menor que 1 hora*. Progear não calcula em minutos.

Em alguns tipos de materiais (com seu respectivo tratamento térmico), os flancos dos dentes são sujeitos à formação de pequenas cavidades (pitting). Nesses casos, são apresentadas na tela as vidas para pressão com pitting. Isto significa que um certo número de cavidades é admissível.

Diagramas das vidas úteis

Progear traça dois diagramas para as vidas úteis:

- ✓ Vida útil x Torque para roda motora
- ✓ Vida útil x Torque para roda movida

Os diagramas são particularmente úteis, para uma visualização ampla da vida do par engrenado que estamos calculando.

As curvas são traçadas levando-se em conta todos os fatores de influência.

Você pode alterar as escalas clicando nos botões correspondentes ou clicando num dos quatro quadrantes da área negra onde está desenhado o diagrama.

O botão com sinal de igual (=) mostra o diagrama com as mesmas escalas da roda conjugada.

Interpretação dos diagramas Vida útil x Torque

Nota: As cores abaixo referenciadas estão presentes na tela do computador.

Para este manual, utilize as letras.

A linha vertical branca **A** representa o torque máximo requerido. Este valor é calculado em função dos dados introduzidos em *Regime de trabalho*.

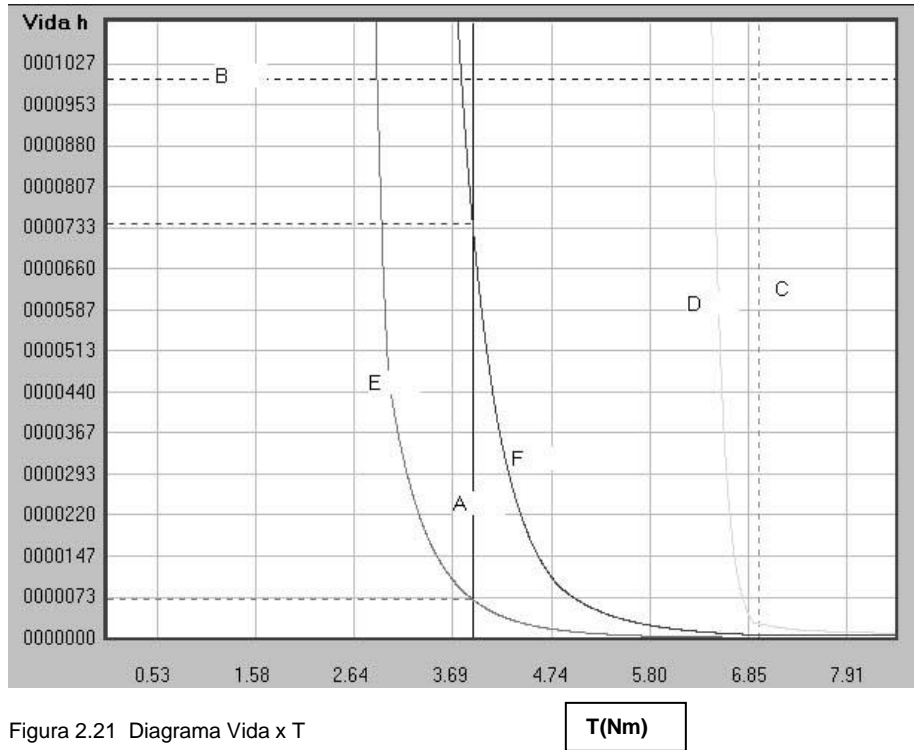
A linha horizontal pontilhada branca **B** representa a vida útil requerida.

A linha vertical pontilhada laranja **C** representa o ponto entre estático e vida limitada.

A curva vermelha **D** representa a vida útil pelo critério de flexão.

A curva azul-claro **E** representa a vida útil para o critério de pressão sem pitting.

A curva amarela **F** representa a vida útil para o critério de pressão com pitting.



Fatores de influência



Fatores de influência - Conceito

São os fatores que influenciam na vida útil das engrenagens.

As colunas F (de Flexão) e P (de Pressão) indicam, por meio das setas brancas, se os fatores são aplicados na proporção direta ou na proporção inversa.

O fator se aplica na proporção direta, quando seu aumento implica no aumento do coeficiente de segurança (e na vida útil). Ao contrário, o fator se aplica na proporção inversa, quando seu aumento implica numa diminuição do coeficiente de segurança.

Os fatores alterados na última iteração são identificados por setas:



- ✓ **Verdes** quando há um aumento do coeficiente de segurança.
- ✓ **Vermelhas** quando há uma diminuição do coeficiente de segurança.

Observe que as setas verdes estão sempre no mesmo sentido das setas brancas, enquanto as vermelhas aparecem sempre no sentido contrário.

Quando os fatores de vida YNT, ZNT ultrapassam os limites normalizados, indicam que foram projetados estatisticamente pelo Progear. Os limites poderão ser fixados, conforme as curvas dos fatores, em função do número de ciclos da norma ISO 6336 (ou DIN 3990), partes 2 e 3, se configurados em *Configurações iniciais*.

Todos os fatores são adimensionais, exceto o fator de elasticidade ZE aplicado ao cálculo de pressão, que tem unidade igual à *raiz quadrada de N/mm²*.

Duas colunas (Atual e Anterior) são mostradas com o objetivo de se comparar os efeitos gerados pela última iteração. A cada iteração, Progear calcula os novos valores que são mostrados na coluna *Atual*. Os valores anteriormente calculados são mostrados na coluna *Anterior*.

Ver figura 2.22 abaixo.

Resultados - Fatores de influência				
Fator	F	P	Atual	Anterior
Kv	⇕	⇕	1.055	1.055
KH _α		⇕	1.131	1.131
KH _β		⇕	1.366	1.365
KF _α	⇕		1.131	1.131
KF _β	⇕		1.241	1.241
YF ₁	⇕		1.372	1.372
YF ₂	⇕		1.399	1.399
YS ₁	⇕		2.085	2.085
YS ₂	⇕		2.232	2.232
Y _{δ,relT1}	⇕		0.998	0.998
Y _{δ,relT2}	⇕		1.003	1.003
YR _{relT1}	⇕		0.928	0.928
YR _{relT2}	⇕		0.928	0.928
YX ₁	⇕		1.000	1.000
YX ₂	⇕		1.000	1.000
YN ₁	⇕		0.377	0.377
YN ₂	⇕		0.409	0.409
Yβ	⇕		0.880	0.880
ZH		⇕	2.309	2.309
Z _s		⇕	0.774	0.774
ZE		⇕	189.8	189.8
Zβ		⇕	0.976	0.976
ZL		⇕	1.001	0.976
Zv		⇕	0.996	0.996
ZR		⇕	0.962	0.962
ZW		⇕	1.000	1.000
ZX ₁		⇕	1.000	1.000
ZX ₂		⇕	1.000	1.000
ZB		⇕	1.001	1.001
ZD		⇕	1.000	1.000
ZNs ₁		⇕	0.656	0.673
ZNs ₂		⇕	0.655	0.672
ZNc ₁		⇕	0.656	0.673
ZNc ₂		⇕	0.655	0.672

Figura 2.22 Tela Resultados – Fatores de influências

Abaixo estão detalhados todos os fatores de influência:

Fator de dinâmica K_v

Leva em conta a influência das cargas dinâmicas internas, provenientes da rigidez dos dentes, da correção do perfil, da velocidade periférica, das massas giratórias (momentos de inércia), das condições de contato, etc.

As principais influências são:

- ✓ Erro de conformação das engrenagens, principalmente de divisão e de perfil;
- ✓ Momento de inércia polar de ambas as rodas;
- ✓ Frequência das oscilações causadas em função da rigidez do engrenamento.
- ✓ Carga transmitida

Influenciam também com menor importância:

- ✓ Lubrificação
- ✓ Características de amortecimento do sistema
- ✓ Rigidez do eixo e dos suportes

Este fator é aplicado na proporção inversa tanto no cálculo de flexão quanto no cálculo de pressão.

Fator de distribuição transversal da carga $K_H\alpha$

Leva em conta a distribuição da carga, em vários pares de dentes, ao longo do perfil circunferencial (do pé à cabeça).

As principais influências são:

- ✓ Rigidez total do engrenamento
- ✓ Erro de passo
- ✓ Deformações no vértice
- ✓ Extensão de contato
- ✓ Recobrimento de perfil
- ✓ Carga por mm de largura do dente.
- ✓ Dimensão da roda

Este fator é aplicado na proporção inversa no cálculo de pressão.

Fator de distribuição longitudinal da carga $KH\beta$

Leva em conta as imprecisões na distribuição da carga ao longo da largura do dente.

As principais influências são:

- ✓ Erro de direção da hélice
- ✓ Erro de paralelismo e de cruzamento dos eixos
- ✓ Jogo interno dos mancais
- ✓ Rigidez dos dentes
- ✓ Rigidez e deformação do corpo da roda
- ✓ Flexão (deformação elástica) do eixo
- ✓ Modificação da hélice (abaulamento ou alívio nas laterais)
- ✓ Carga tangencial e carga axial
- ✓ Deformação térmica, especialmente em altas velocidades
- ✓ Cargas adicionais sobre o eixo (polias, rodas dentadas para correntes etc.).

Este fator é aplicado na proporção inversa no cálculo de pressão.

Fator de distribuição transversal da carga $KF\alpha$

Leva em conta a distribuição da carga, em vários pares de dentes, ao longo do perfil circunferencial (do pé à cabeça).

As principais influências são:

- ✓ Rigidez total do engrenamento
- ✓ Erro de passo
- ✓ Deformações no vértice (provenientes do tratamento térmico)
- ✓ Extensão de contato
- ✓ Recobrimento de perfil
- ✓ Carga por mm de largura do dente.
- ✓ Dimensão da roda

Este fator é aplicado na proporção inversa no cálculo de flexão.

Fator de distribuição longitudinal da carga $KF\beta$

Leva em conta as imprecisões na distribuição da carga ao longo da largura do dente.

As principais influências são:

- ✓ Erro de direção da hélice
- ✓ Erro de paralelismo e de cruzamento dos eixos
- ✓ Jogo interno dos mancais
- ✓ Rigidez dos dentes

- ✓ Rigidez e deformação do corpo da roda
- ✓ Flexão (deformação elástica) do eixo
- ✓ Modificação da hélice (abaulamento ou alívio nas laterais)
- ✓ Carga tangencial e carga axial
- ✓ Deformação térmica, especialmente em altas velocidades
- ✓ Cargas adicionais sobre o eixo (polias, rodas dentadas para correntes, etc.).

Este fator é aplicado na proporção inversa no cálculo de flexão.

Fator de forma do dente Y_F

Leva em conta a forma geométrica do dente sobre a tensão fletora nominal para uma carga aplicada no ponto externo de engrenamento individual.

Este fator é aplicado individualmente para cada roda do par (Y_{F1} e Y_{F2}) na proporção inversa no cálculo de flexão.

Fator de correção da tensão Y_S

Leva em conta a conversão da tensão fletora nominal para a tensão localizada no pé do dente, para aplicação da carga no ponto externo de engrenamento individual. Em outras palavras, considera o efeito de elevação da tensão no perfil trocoidal (perfil abaixo da evolvente), assim como a influência do braço de momento fletor e , com isso, o fato de que existe um estado mais complexo de tensão na seção crítica do dente.

Este fator é aplicado individualmente para cada roda do par (Y_{S1} e Y_{S2}) e somente em conjunto com o fator de forma do dente Y_F , na proporção inversa no cálculo de flexão.

Fator de sensibilidade relativa $Y_{\delta RELT}$

Leva em conta a sensibilidade aos entalhes superficiais no perfil trocoidal (pé do dente) para o limite de resistência à fadiga ou para o limite de resistência estática da roda.

Este fator foi determinado empiricamente (pelos institutos de normas) em testes relativos a rodas construídas especialmente para este fim.

Este fator é aplicado individualmente para cada roda do par ($Y_{\delta RELT1}$ e $Y_{\delta RELT2}$) na proporção direta no cálculo de flexão.

Fatores $Y_{\delta RELT}$ menores que 1 devem ser evitados. Pois as rodas nestas condições são sensíveis aos entalhes.

Fator de condição superficial da raiz Y_{RRelT}

Leva em conta a redução da resistência limite devido à rugosidade superficial no arredondamento do pé do dente.

Este fator foi determinado empiricamente (pelos institutos de normas) em testes relativos a rodas construídas especialmente para este fim.

Este fator é aplicado individualmente para cada roda do par ($YRRELT_1$ e $YRRELT_2$) na proporção direta no cálculo de flexão.

Fator de tamanho do dente YX

Leva em conta possível influência do tamanho do dente, qualidade do material e tipo de tratamento térmico.

Este fator é aplicado individualmente para cada roda do par (Y_{X_1} e Y_{X_2}) na proporção direta no cálculo de flexão.

Fator de vida útil YNT

Leva em conta o número de ciclos proporcional à vida requerida para fadiga de flexão.

Tabela de limites conforme normas ISO 6336 ou DIN 3990

Materiais: V, GGG(per, bai), GTS(per)

Fator	Valor	número de ciclos
YNT	2.50	<10.000 estático
	1.00	3.000.000
	0.85	10.000.000.000

Materiais: Eh, IF(raiz)

Fator	Valor	número de ciclos
YNT	2.50	1000 estático
	1.00	3.000.000
	0.85	10.000.000.000

Materiais: St, NT, NV(fer), GGG(fer), GG

Fator	Valor	número de ciclos
YNT	1.60	1000 estático
	1.00	3.000.000
	0.85	10.000.000.000

Material: NV(carbonitr)

Fator	Valor	número de ciclos
YNT	1.10	1000 estático
	1.00	3.000.000
	0.85	10.000.000.000

Pode ser configurado, em *Configurações iniciais*, para que seu valor mínimo seja inferior a 0.85. Nesse caso, o Progear fará uma projeção estatística do número de ciclos em função do fator.

Este fator é aplicado individualmente para cada roda do par (YNT_1 e YNT_2) na proporção inversa no cálculo de flexão.

Fator de ângulo de hélice $Y\beta$

Leva em conta a diferença entre a roda com dentes inclinados e a roda com dentes retos, entre si equivalentes, na seção normal na qual se baseia o cálculo no primeiro passo. Deste modo é assegurado que as condições para a tensão do pé do dente das rodas helicoidais são mais favoráveis, uma vez que as linhas de contato transcorrem oblíquas em relação ao flanco.

Este fator é aplicado na proporção inversa no cálculo de flexão.

Fator de forma do flanco ZH

Leva em conta a resistência do flanco do dente à pressão de Hertz para uma carga aplicada no ponto de trabalho (dw).

A curvatura do flanco tem forte influência neste fator. Um pequeno número de dentes diminui o raio de curvatura do flanco. A área de contato entre eles diminui e a pressão aumenta. Isto pode tornar crítico o dimensionamento.

Este fator é aplicado na proporção inversa no cálculo de pressão.

Fator de recobrimento $Z\alpha$

Leva em conta a influência do grau de recobrimento de perfil e a influência do grau de recobrimento de hélice no valor da pressão de Hertz.

Este fator é aplicado na proporção inversa no cálculo de pressão.

Fator de elasticidade ZE

Leva em conta a influência dos módulos de elasticidade e dos coeficientes de Poisson dos materiais das rodas, ao valor da pressão de Hertz.

Este fator é aplicado na proporção inversa no cálculo de pressão.

Fator de ângulo de hélice $Z\beta$

Leva em conta o ângulo de hélice na distribuição da carga ao longo da linha de contato.

Este fator é aplicado na proporção inversa no cálculo de pressão.

Fator de lubrificante ZL

Leva em conta a viscosidade do lubrificante.

Este fator tem forte influência na capacidade de carga e é aplicado na proporção direta no cálculo de pressão.

Fator de velocidade Z_v

Leva em conta a velocidade periférica (ou tangencial) das rodas.
Este fator é aplicado na proporção direta no cálculo de pressão.

Fator de rugosidade Z_R

Leva em conta a rugosidade média dos flancos dos dentes das rodas acopladas.
Este fator é aplicado na proporção direta no cálculo de pressão.

Fator de dureza de trabalho Z_w

Leva em conta a diferença de dureza superficial dos flancos em contato.
A influência para a pressão de Hertz, torna-se relevante, para os casos onde o pinhão possui dentes duros e retificados, contra uma coroa com dentes menos duros que os do pinhão.
Este fator é aplicado na proporção direta no cálculo de pressão.

Fator de tamanho Z_x

Leva em conta possível influência do tamanho do dente, qualidade do material e tipo de tratamento térmico.
Este fator é aplicado individualmente para cada roda do par (Z_{x1} e Z_{x2}) na proporção direta no cálculo de pressão.

Fator de engrenamento individual - pinhão Z_B

Converte as relações de curvatura do ponto de engrenamento individual do pinhão.
Este fator é aplicado na proporção inversa no cálculo de pressão.

Fator de engrenamento individual - coroa Z_D

Converte as relações de curvatura do ponto de engrenamento individual da coroa.
Este fator é aplicado na proporção inversa no cálculo de pressão.

Fator de vida útil Z_{NT}

Leva em conta o número de ciclos proporcional à vida útil nominal requerida para fadiga de pressão.

Tabela de limites conforme normas ISO 6336 ou DIN 3990

Materiais: GG, GGG(fer), NT(carbonitr), NV(carbonitr)

Fator	Valor	número de ciclos
ZNT	1.30	<100.000 estático
	1.00	2.000.000
	0.85	10.000.000.000

Material: NV(carbonitr)

Fator	Valor	ciclos máximos
ZNT	1.10	<100.000 estático
	1.00	2.000.000
	0.85	10.000.000.000

Material: St, V, GGG(per, bai), GTS(per), Eh, IF

Fator	Valor	ciclos máximos
ZNT	1.60	<100.000 estático
	1.00	50.000.000
	0.85	10.000.000.000

Material: St, V, GGG(per, bai), GTS(per), Eh, IF

Somente onde um certo número de pitting é permitido

Fator	Valor	ciclos máximos
ZGT	1.60	<100.000 estático
	1.30	10.000.000
	1.00	1.000.000.000
	0.85	10.000.000.000

Capacidade



Flexão

Potência – Máximo de regime para a roda de entrada

Valor da potência nominal transmitida no torque máximo, deduzidas as perdas decorrentes da agitação do óleo e dos atritos nos mancais. Sua unidade poderá ser expressa em kW (kilowatts) ou cv (cavalo vapor) dependendo da configuração efetuada.

Potência – Máximo de regime para a roda de saída

Valor da potência útil nominal para as aplicações mais comuns, deduzido o valor estimado da potência perdida pelo atrito entre os dentes, pela agitação do lubrificante e pelo atrito nos mancais. Sua unidade poderá ser expressa em kW (kilowatts) ou cv (cavalo vapor) dependendo da configuração efetuada.

Potência – Máximo admissível para a roda de entrada

Valor da potência máxima admissível, levando-se em conta os coeficientes de segurança mínimos e a tensão admissível do material. Sua unidade poderá ser expressa em kW (kilowatts) ou cv (cavalo vapor) dependendo da configuração efetuada. Veja observação 1 abaixo.

Potência – Máximo admissível para a roda de saída

Valor do torque útil estimado no eixo de saída da transmissão. Sua unidade poderá ser expressa em kW (kilowatts) ou cv (cavalo vapor) dependendo da configuração efetuada. Veja observação 1 abaixo.

Torque – Máximo de regime para ambas as rodas

Valor do torque máximo, calculado entre todos àqueles introduzidos na tela *REGIME DE TRABALHO*, em função da potência e rotação. É o fator básico e de maior importância no cômputo das cargas atuantes nas rodas.

Torque – Máximo admissível para ambas às rodas

Valor do maior torque que poderá suportar o dente, levando-se em conta os coeficientes de segurança mínimos e a tensão admissível do material. Veja observação 1 abaixo.

Tensão de flexão – Máximo de regime para ambas as rodas

Valor efetivo da tensão de flexão que atua sobre o dente no torque máximo.

Tensão de flexão – Máximo admissível para ambas às rodas

Valor que deve ser comparado com o valor efetivo, ou seja, com a tensão de flexão real. É função do coeficiente de segurança mínimo à flexão ($SF_{mín}$).

Pressão

Potência – Máximo de regime para a roda de entrada

Valor da potência nominal transmitida no torque máximo, deduzidas as perdas decorrentes da agitação do óleo e dos atritos nos mancais. Sua unidade poderá ser expressa em kW (kilowatts) ou cv (cavalo vapor) dependendo da configuração efetuada.

Potência – Máximo de regime para a roda de saída

Valor da potência útil nominal para as aplicações mais comuns, deduzido o valor estimado da potência perdida pelo atrito entre os dentes, pela agitação do lubrificante e pelo atrito nos mancais. Sua unidade poderá ser expressa em kW (kilowatts) ou cv (cavalo vapor) dependendo da configuração efetuada.

Potência – Máximo admissível para a roda de entrada

Valor da potência máxima admissível, levando-se em conta os coeficientes de segurança mínimos e a tensão admissível do material. Sua unidade poderá ser expressa em kW (kilowatts) ou cv (cavalo vapor) dependendo da configuração efetuada. Veja observação 1 abaixo.

Potência – Máximo admissível para a roda de saída

Valor do torque útil estimado no eixo de saída da transmissão. Sua unidade poderá ser expressa em kW (kilowatts) ou cv (cavalo vapor) dependendo da configuração efetuada. Veja observação 1 abaixo.

Torque – Máximo de regime para ambas as rodas

Valor do torque máximo, calculado entre todos àqueles introduzidos na tela *REGIME DE TRABALHO*, em função da potência e rotação. É o fator básico e de maior importância no cálculo das cargas atuantes nas rodas.

Torque – Máximo admissível para ambas às rodas

Valor do maior torque que poderá suportar o dente, levando-se em conta os coeficientes de segurança mínimos e a tensão admissível do material. Veja observação 1 abaixo.

Pressão de Hertz – Máximo de regime para ambas as rodas

Valor efetivo da pressão de Hertz que atua sobre o flanco do dente no torque máximo.

Pressão de Hertz – Máximo admissível para ambas às rodas

Valor que deve ser comparado com o valor efetivo, ou seja, com a pressão de Hertz real. É função do coeficiente de segurança mínimo à pressão (SH_{mín}).

Observação 1: Os cálculos para potência máxima admissível e para o torque máximo admissível são efetuados por métodos numéricos e não algébricos. Portanto, dependendo das características introduzidas, a raiz poderá não ser alcançada. A raiz, ou seja, a potência máxima admissível ou o torque máximo admissível é a intersecção da curva *CS x Torque* com a linha horizontal que representa o coeficiente de segurança mínimo.

Neste caso, aparecerá o sinal de maior (>) na frente do valor, ou seja, da potência ou do torque.

Retorne à tela onde é solicitada a vida útil nominal e aumente a extensão das abscissas dos gráficos. O padrão é 4. Tente 5, 6 ou o máximo que é 7.

Os dez mil pontos calculados para a geração do gráfico, serão sempre distribuídos ao longo da linha de torque, ou seja, da abscissa do gráfico. Portanto quanto menor a extensão da abscissa melhor será a visualização do gráfico.

Velocidades, Forças e Lubrificação



Velocidade de deslizamento na cabeça

Valor da velocidade de deslizamento entre a cabeça da roda motora e o pé da roda movida.

O dente terá uma geometria otimizada, se a velocidade de deslizamento da cabeça da roda motora for um pouco maior que a da cabeça da roda movida. Velocidades iguais são muito difíceis de se obter.

Pode-se ajustar esses valores, alterando-se os fatores de deslocamentos dos perfis (x_1 e x_2) e os fatores de altura do dente (ka_1 e ka_2), além de outras variáveis.

Velocidade periférica

É a velocidade linear de um ponto situado sobre a circunferência primitiva d_w . Tem importância fundamental na decisão sobre o método a ser usado na lubrificação, no ângulo de hélice e no acabamento superficial dos dentes.

Rotação no maior torque

Entrada:

Progear seleciona o maior dos torques inseridos na tela *REGIME DE TRABALHO*, através da potência e rotação. A rotação no maior torque é justamente a rotação correspondente a este torque.

Saída:

Rotação de saída é função da relação de transmissão.

O programa não permite reduções maiores que 50 para um único estágio.

Deve-se evitar, se possível, valores maiores que sete. Nos motores de partida de veículos, a redução de rotação pode chegar a 15. Em casos extremos como nos mecanismos que movimentam vidros de automóveis, pode-se chegar a 50.

Nas cremalheiras, não há rotação de saída e sim deslocamento linear. Como resultado, Progear apresenta o valor desse deslocamento em milímetros, para uma volta completa do pinhão que a move.

Rotação crítica

É a rotação quando o coeficiente de ressonância N é maior que 0,85 e menor que 1,15.

Coeficiente de ressonância N

O coeficiente de ressonância N indica em que setor de ressonância se encontra o par engrenado.

$N = \text{rotação efetiva} / \text{rotação crítica}$

Existem três setores, a saber:

Subcrítico (quando $N < 0.85$).

Nesse setor pode haver ressonância, principalmente em dentes retos, para $N=1/2$ e $N=1/3$. As ressonâncias com pequenas amplitudes como $N=1/4$, $N=1/5$,..., raramente são problemáticas.

Crítico ou Principal (quando $0.85 < N < 1.15$).

Em geral, operação nesse setor deve ser evitada, especialmente em rodas com dentes retos sem modificação no perfil, ou em rodas com dentes inclinados, com baixo grau de qualidade.

Rodas com dentes helicoidais de alta qualidade, com grau de recobrimento total maior que 2 e coadjuvada por um bem elaborado projeto de modificação do perfil evolvente, podem funcionar satisfatoriamente nesse setor.

Supercrítico (quando $N > 1.15$).

Devem ser aplicadas neste setor de ressonância, todas as limitações mencionadas para o setor crítico. Dentro deste campo, picos poderão ocorrer para $N=2, N=3, \dots$, etc.

Para o setor de ressonância crítico, foram adotados os limites entre 0.85 e 1.15 onde teoricamente deveria ser 1.00.

A razão disto é segurança. Na prática, devido à não inclusão nos cálculos: da rigidez dos eixos, dos rolamentos, da caixa, dentre outros componentes, a ressonância poderá ser maior ou menor que àquelas já calculadas.

A grande maioria das aplicações, tanto industriais quanto automobilísticas, operam com N menor que 0,85.

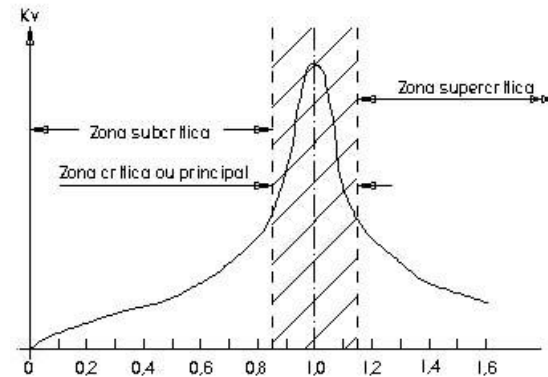


Figura 2.23 Gráfico $N \times K_v$

Forças atuantes no engrenamento

Força tangencial máxima

É a máxima força aplicada aos dentes, tangente à circunferência de trabalho (d_w) da sua seção frontal (ou circunferencial). Chamada também de força periférica.

Força normal ao eixo máxima

É a componente da força tangencial máxima aplicada perpendicularmente aos eixos das rodas.

É fundamental no dimensionamento à flexão dos eixos das rodas e dos mancais.

Força axial ao eixo máxima

É a componente da força tangencial máxima aplicada longitudinalmente aos eixos das rodas.

É fundamental no dimensionamento dos mancais de escora. A ação dessa força sobre os mancais pode ser anulada pela fixação no mesmo eixo, de um outro par de rodas com hélices contrárias às do primeiro par. Em engrenamentos de grande potência, utilizam-se engrenagens com dentes bífelicoidais, também conhecidas como “espinha de peixe”.

Tipo de lubrificação

Basicamente deve ser feita entre um dos três modos abaixo:

Engraxamento:

Utilizado para baixas velocidades periféricas, ou seja, até 4 m/s. A graxa é aplicada sobre os dentes, com um pincel ou espátula.

Por imersão:

Utilizada para médias velocidades periféricas, ou seja, entre 4 e 12 m/s. Progear recomenda as quantidades máxima e mínima de lubrificante. Recomenda também as profundidades máxima e mínima de imersão das rodas sobre o óleo.

Circulação:

Utilizada para altas velocidades periféricas, ou seja, acima de 12 m/s. Progear recomenda o volume de lubrificante a ser bombeado sobre o par engrenado.

Desenho dos dentes



Desenho dos dentes

O desenho dos dentes tem por objetivo, uma análise visual de sua forma. Em outras palavras, você poderá:

Observar se os dentes são demasiadamente pontudos, em função de um deslocamento do perfil muito grande e positivo.

Observar se houve uma penetração acentuada da ferramenta geradora, debilitando o dente em sua seção crítica.

Visualizar graficamente o recobrimento do perfil através da linha de ação.

Analisar o chanfro de cabeça, o perfil trocoidal e o próprio perfil do dente, como a relação entre a espessura e a altura.

Os fatores de altura do dente de cada roda (ka_1 e ka_2), o ângulo de perfil e os fatores de deslocamento dos perfis, são as grandezas que poderão ser alteradas, entre outras, com o objetivo de melhorar a proporção entre a altura e a espessura do dente.

Dois botões de comando são apresentados do lado direito da área do desenho. Ver figura 2.24.



Figura 2.24 Botões de comando para exportar desenho

Estes comandos abrem uma janela onde você poderá escolher o desenho que desejará gerar e exportar para um sistema CAD (Desenho Auxiliado por Computador). Ver figura 2.25 abaixo.

Dois tipos diferentes de arquivos poderão ser gerados pelo Progear:

DXF e Cadin.

DXF é um arquivo universal que poderá ser lido por qualquer sistema CAD.

Cadin é um arquivo ASCII em formato proprietário SolidFace.

As opções de desenhos disponíveis são mostradas na própria tela. A opção *Geração* é a representação gráfica do perfil de referência (ferramenta caracol) em uma série de posições consecutivas assumidas durante o corte do dente. Veja figura 2.91 na página 189.

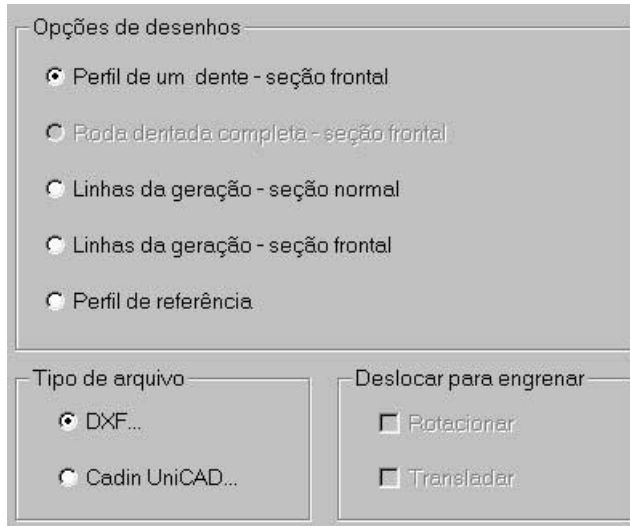


Figura 2.25 Opções de desenhos disponíveis

O desenho da roda dentada completa, em sua seção frontal, somente poderá ser gerado no Cadin. Neste caso, você precisará do software UniCAD.

Optando pelo desenho da roda completa, através do botão *CAD Matora*, você poderá selecionar *Rotacionar* na janela “*Deslocar para engrenar*”. Para a roda *movida*, você poderá selecionar *Rotacionar* e *Transladar*. O desenho (no CAD) mostrará as duas rodas engrenadas.

Perfil de referência e geração do dente

Esta tela, quando aberta, mostra o desenho do perfil de referência.

O perfil de referência é exatamente o perfil do dente da ferramenta (caracol) que gera os dentes da engrenagem.

Clicando no botão *Características*, você poderá ver um esquema do perfil de referência com todas as suas características dimensionais. Estas características ficarão guardadas na memória para uso posterior, enquanto o programa estiver aberto. É particularmente útil para o estudo e análise da involutometria do dente.

O botão *Geração* mostrará as posições que o perfil de referência assume durante a geração do dente. Ver figura 2.91 na página 189.

Você poderá alterar o número de entradas e /ou o número de lâminas da ferramenta para ver os efeitos resultantes.

O botão *Geração* não é habilitado para as cremalheiras.

Módulo 2

Cálculo geométrico completo de um par



Objetivo

O módulo denominado *Cálculo geométrico completo de um par* tem por objetivo calcular todas as características geométricas do par, em função dos dados básicos, que deverão ser inseridos.

Deverão ser inseridas também as seis propriedades do dente:

- ✓ Diâmetro de cabeça
- ✓ Diâmetro útil de cabeça
- ✓ Raio da crista da ferramenta geradora
- ✓ Diâmetro de pé
- ✓ Espessura circular normal do dente
- ✓ Afastamento da espessura circular normal

As seis propriedades acima poderão ser calculadas pelo Progear através do botão *Assistente*.

Este módulo do sistema não envolve características funcionais ou de resistência das rodas.

Os resultados serão apresentados em cinco telas, a saber:

- ✓ Características geométricas (diâmetros, ângulos etc.).
- ✓ Tolerâncias (nos diâmetros, na espessura dos dentes etc.).
- ✓ Desvios permissíveis para o dentado, com padrões para evolventes e indicação de família de tolerâncias importantes.
- ✓ Desenho dos dentes engrenados
- ✓ Informações sobre o perfil de referência (ferramenta geradora).

Configurações iniciais

Serão detalhadas abaixo todas as características incluídas em Configurações iniciais para este módulo.

Função de...

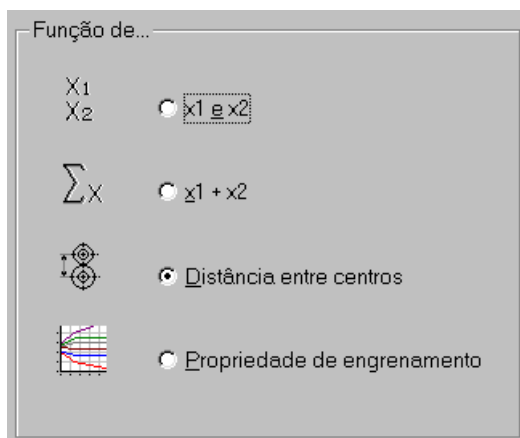


Figura 2.26 Caixa Função de...

O cálculo geométrico completo do par precisará dos cinco dados básicos definidos no Progear.

Um destes dados básicos é o fator de deslocamento do perfil de ambas as rodas.

Nem sempre ele estará disponível, mas você poderá ter a somatória dos fatores ou a distância entre centros das rodas motora e movida. Com um destes dois dados o fator de deslocamento do perfil poderá ser calculado e utilizado.

Se você não tiver nenhum destes dados, poderá optar pelos fatores de deslocamentos iguais a zero ou pela propriedade de engrenamento PE, onde uma tabela com 11 opções será apresentada. A opção sugerida pelo sistema é a que tem o foco, portanto, basta pressionar a tecla *Enter* para inserir esta opção.

A opção x_1+x_2 efetuará primeiro os cálculos de x_1 e x_2 , ou seja, tomará a somatória de x e efetuará a repartição, portanto, se você tiver os valores individuais de x_1 e x_2 , a primeira opção (x_1 e x_2) deverá ser escolhida.

A opção Distância entre centros efetuará o cálculo da somatória de x e calculará a repartição em x_1 e x_2 .

A opção Propriedade de Engrenamento terá a distância entre centros e os fatores de deslocamento dos perfis definidos e não poderão ser alterados. O cálculo de x_1 e x_2 pelo Progear, em função de outras grandezas, tem o objetivo de gerar perfis otimizados dos flancos dos dentes.

Tipo de transmissão

São três possíveis:



Figura 2.27 Caixa Tipo de transmissão

Na caixa *Tipo de transmissão* mostrada na figura 2.27 você poderá selecionar um dos três tipos de transmissão possíveis:

1. **Roda motora menor que a roda movida** (redução de velocidade)
2. **Roda motora igual à roda movida** (sem alteração de velocidade)
3. **Roda motora maior que a roda movida** (ampliação de velocidade)

Este dado é necessário para os cálculos dos fatores de deslocamento dos perfis individuais (repartidos).

Linha de flanco

Linha de flanco é definida como a linha que passa pelo flanco do dente, de uma lateral à outra, na direção da hélice.

Esta linha poderá ser modificada, com o objetivo de se minimizar os efeitos causados pelos erros de direção, de paralelismo e de alinhamento dos dentes.

Os efeitos mais comuns são:

Desigualdade na distribuição da carga ao longo da largura do dente;

Risco de um engrenamento carregado unilateralmente, dificultando o ajuste natural entre os flancos (amaciamento).

As modificações mais comuns são: Abaulamento, alívio nas laterais e ajuste de contato (flexão e torção).

O padrão é Sem modificação (reto).

Grupo de função

Deve ser configurado na tela de *Configurações iniciais* dos módulos onde são utilizados.

O grupo de função é composto de quatro elementos, que classificam as características de funcionamento exigidas pelas engrenagens. São eles:

G	Uniformidade na transmissão do movimento
L	Suavidade de marcha e capacidade dinâmica
T	Capacidade de carga estática
N	Sem características determinadas

Na tela *Desvios*, na seção de resultados, é mostrada uma coluna denominada DI (Desvios Importantes), onde são indicadas as tolerâncias que devem ser controladas, ou seja, especificadas no desenho da peça.

Com este recurso:

- ✓ Evita-se a rejeição de rodas que tenham maiores desvios em magnitudes irrelevantes à aplicação, não comprometendo sua qualidade;
- ✓ Obtém-se uma minimização dos custos de fabricação e controle, evitando-se verificar desvios irrelevantes aos grupos de função.

O padrão é N (Sem características determinadas.).

Grupo de ensaio

Quanto maior for a precisão exigida, mais onerosa será a verificação dimensional.

Basicamente não se verificam todas as magnitudes correspondentes a um grupo de função, mas somente as decisivas, elegendo-se as combinações de controles em que um pode ser substituído aproximadamente por outro estreitamente relacionado, formando-se, assim, os grupos de ensaio.

Os grupos de ensaio são compostos de três elementos, que classificam as características a serem controladas em função dos equipamentos disponíveis.

São eles:

- A** Envolve medições funcionalmente mais apropriadas, requerendo instrumentos de medição nem sempre disponíveis;
- B** Recomendáveis em casos normais. Não tem o mesmo rigor do grupo A, porém conta com instrumentos quase sempre disponíveis;
- C** Sua utilização é possivelmente mais complicada que o grupo B, devido que, alguns dos critérios exigem controles por métodos indiretos. A utilização deste grupo, em alguns casos, pode gerar uma maior quantidade de controles.

O padrão é B

Protuberância na crista da ferramenta

Trata-se de uma protuberância construída na cabeça da ferramenta, que gera uma depressão (under cut) no pé do dente, cujo objetivo é facilitar a saída de uma ferramenta para acabamento dos flancos, como shaving para rasquetamento ou rebolo para retificação.

O Padrão é: não acionado.

Sistema

Dois sistemas são possíveis no Progear:

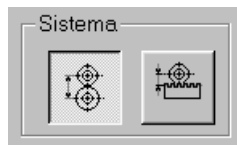


Figura 2.28 Botões para seleção do sistema de transmissão.

1. Par de rodas dentadas
2. Pinhão e cremalheira

No sistema *Pinhão e cremalheira*, os cálculos são processados considerando-se a cremalheira igual a uma coroa com 2000 dentes.

Na cremalheira, não podemos definir algumas grandezas como nas rodas dentadas. Por exemplo: diâmetro de base, diâmetro de trabalho, etc.

As posições geométricas da cabeça e do pé do dente, são definidas a partir da linha de referência.

A dimensão M, que numa roda dentada é a dimensão sobre duas esferas ou rolos, na cremalheira é a dimensão entre duas linhas paralelas, sendo uma, a linha primitiva e a outra, a linha externa tangente ao rolo.

Qualidade da roda Máster

Deve ser selecionado um número de 1 à 4.

O padrão é: 4.

Resultados

Os resultados deste módulo são idênticos aos resultados (listados abaixo) do módulo *Projeto \ Comprovação da capacidade de carga*.

Características geométricas.....	Ver páginas de 46 até 57
Tolerâncias.....	Ver páginas de 58 até 61
Desvios.....	Ver páginas de 61 até 69
Desenho dos dentes.....	Ver páginas de 90 até 91

Módulo 3

Diâmetros conjugados



Objetivo

Este módulo tem por objetivo calcular os diâmetros que estão em contato, entre a roda e a sua conjugada, podendo esta última ser um cortador (ferramenta) shaving, que trabalham, neste caso, com os eixos cruzados, ou seja, com diferença entre os ângulos de hélices entre a roda e o cortador.

Freqüentemente, é preciso calcular o diâmetro no ponto da roda em que o diâmetro de cabeça do cortador shaving toca durante o trabalho. Também se pode calcular o diâmetro no cortador que determinado diâmetro da roda atinge. Ou, ainda, qual o diâmetro de cabeça do cortador que alcança o diâmetro de pé da roda.

Os resultados obtidos neste módulo são úteis para uma eventual correção no perfil do dente do cortador.

Configurações iniciais

Calcular conjugado

Duas opções são disponíveis, conforme mostrado na figura 2.29:

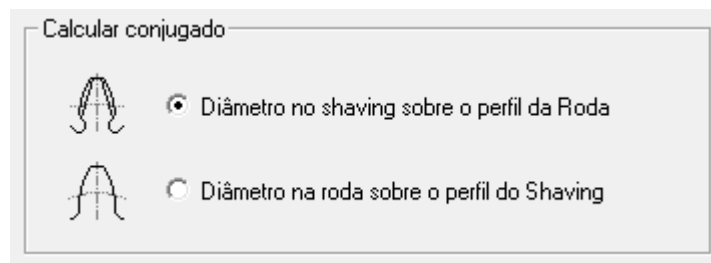


Figura 2.29 Caixa Calcular conjugado

Diâmetro no shaving sobre o perfil da roda

Em função de um diâmetro qualquer $dy1$ sobre o perfil da roda, o sistema calcula o diâmetro do shaving que estará em contato (com o diâmetro $dy1$) quando conjugados na operação.

Diâmetro na roda sobre o perfil do shaving

Em função de um diâmetro qualquer $dy0$ sobre o perfil do shaving, o sistema calcula o diâmetro da roda que estará em contato (com o diâmetro $dy0$) quando conjugados na operação.

Roda » Função da...

Para o cálculo do diâmetro conjugado é necessária a espessura circular normal do dente da roda. Esta grandeza, normalmente é convertida para dimensão sobre dentes (dimensão W) ou para dimensão sobre esferas (dimensão M), com o objetivo de se facilitar o controle.

Progear oferece as três opções para inserção.

Shaving » Função da...

Para o cálculo do diâmetro conjugado é necessária a espessura circular normal do dente da ferramenta shaving. Esta grandeza, normalmente é convertida para dimensão sobre dentes (dimensão W) ou para dimensão sobre esferas (dimensão M), com o objetivo de se facilitar o controle.

Progear oferece as três opções para inserção, conforme mostrado na figura 2.30.

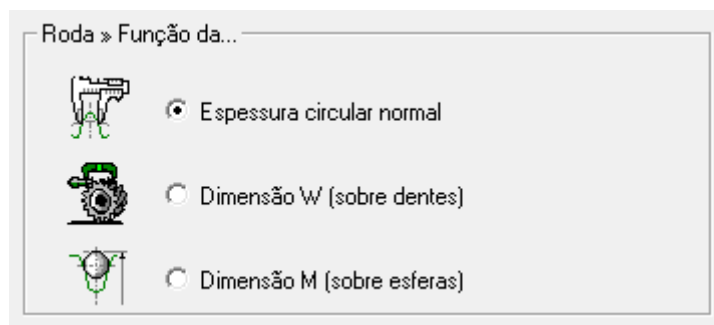


Figura 2.30 Caixa Roda >> Função da...

Resultados

Os resultados fornecidos neste módulo são:

- ✓ Diâmetro conjugado
- ✓ Valor de desenvolvimento (linear e angular).

Uma aplicação típica para o uso deste módulo:

Tem-se uma roda com diâmetro útil de pé igual a dNf e se deseja calcular o diâmetro da cabeça da ferramenta que atinja o dNf , ou melhor, que passe um pouco abaixo de dNf , digamos por exemplo, $dNf - 0.1$, para garantir que todo o perfil ativo seja rasqueteado pela ferramenta.

Em *Configurações iniciais*, escolhe-se *Diâmetro no shaving sobre o perfil da roda*.

Inserem-se todos os dados solicitados. O diâmetro para calcular conjugado será o $dNf - 0.1$.

Progear retornará o diâmetro de cabeça do cortador shaving e o seu valor de desenvolvimento.

Módulo 4

Distância entre centros



Objetivo

Este módulo do sistema tem por objetivo calcular a distância efetiva de serviço, entre os dois eixos das engrenagens.

A distância entre centros é a dimensão básica para posicionar as engrenagens entre si no plano de rotação.

Esta dimensão é controlada na caixa onde são montados os suportes (rolamentos, buchas etc.) dos eixos das engrenagens.

Além da distância entre centros nominal, que é um cálculo teórico, Progear calcula, em função da série Aa de tolerâncias ISO, as distâncias entre centros superior e inferior.

A distância mínima é particularmente importante e deve ser suficiente para absorver todos os erros inerentes à montagem, que podem se acumular.

Para os casos em que o par é formado por pinhão e cremalheira, esta grandeza é definida pela distância entre o centro do pinhão e a linha primitiva dos dentes da cremalheira.

Para os casos em que o par é formado por pinhão e cremalheira aplicados em sistemas de direção automotivos, esta grandeza é definida pela distância entre o centro do pinhão ao centro da cremalheira, a considerar que esta é construída a partir de uma barra redonda. Veja a figura 2.31.

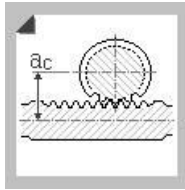


Figura 2.31 Definição de pinhão e cremalheira aplicados em sistema de direção automotivos.

Configurações iniciais função de ...

Pode ser calculada em função:

- ✓ Dos fatores de deslocamentos dos perfis de ambas as rodas
- ✓ Da somatória dos fatores de deslocamentos dos perfis
- ✓ Das espessuras circulares normais dos dentes de ambas as rodas
- ✓ Da propriedade de engrenamento

A figura 2.32 mostra a caixa onde você poderá efetuar a seleção.

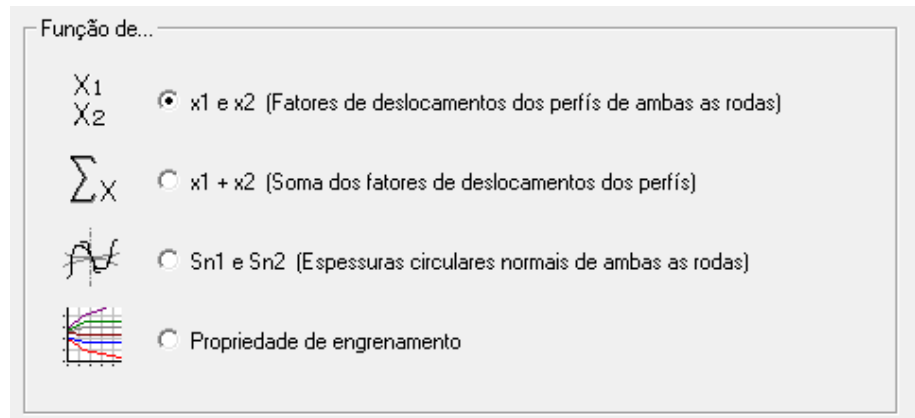


Figura 2.32 Caixa Função de...

Para o cálculo da distância entre centros serão necessários os cinco dados básicos definidos no Progear.

Um destes dados básicos é o fator de deslocamento do perfil de ambas as rodas.

Nem sempre ele estará disponível, mas você poderá ter a soma dos fatores de deslocamento dos perfis ou a distância entre centros das rodas motora e

movida ou ainda as espessuras circulares normais dos dentes de ambas as rodas. Com um destes três dados o fator de deslocamento do perfil poderá ser calculado e utilizado.

Se você não tiver nenhum destes dados, poderá optar pelos fatores de deslocamentos iguais a zero ou pela propriedade de engrenamento PE, onde uma tabela com 11 opções será apresentada. A opção sugerida pelo sistema é a que tem o foco, portanto, basta pressionar a tecla enter para inserir esta opção.

A opção $x1+x2$ efetuará primeiramente os cálculos de $x1$ e $x2$, ou seja, tomará a somatória de x e efetuará a repartição. Portanto, se você tiver os valores individuais de $x1$ e $x2$, a primeira opção ($x1$ e $x2$) deverá ser a escolhida.

A opção *Distância entre centros* efetuará o cálculo da somatória de x , e calculará a repartição em $x1$ e $x2$.

A opção *Propriedade de Engrenamento* terá a distância entre centros e os fatores de deslocamento dos perfis definidos e não poderão ser alterados.

Qualidade das engrenagens

As faixas de qualidade dentro de *Configurações iniciais*, servem para definir a série de tolerâncias A_a (para distância entre centros) conforme normas ISO.

Qualidade das rodas	Série de tolerâncias
Q = 3	js5 a js8, inclusive.
Q = 4, 5 ou 6	js6 a js9, inclusive.
Q = 7, 8 ou 9	js7 a js10 inclusive.
Q = 10, 11 ou 12	js8 a js11 inclusive.

Qualidade das engrenagens

- 3
- 4 ou 5 ou 6
- 7 ou 8 ou 9
- 10 ou 11 ou 12

Figura 2.33 Caixa Qualidade das engrenagens

Série Aa de tolerâncias ISO js

É a tolerância para a distância ente centros.

A faixa para qualidade da distância entre centros é função da qualidade ISO ou DIN das engrenagens conforme lista abaixo:

Qualidade das rodas	Série de tolerâncias
Q = 3	js5 a js8, inclusive.
Q = 4, 5 ou 6	js6 a js9, inclusive.
Q = 7, 8 ou 9	js7 a js10, inclusive.
Q = 10, 11 ou 12	js8 a js11, inclusive.

O afastamento é sempre js (conforme normas ISO ou DIN).



Figura 2.34 Caixa Série de tolerâncias ISO js

Tipo de transmissão

O cálculo de x_1 e x_2 pelo Progear, em função de outras grandezas, tem o objetivo de gerar perfis otimizados dos flancos dos dentes e necessita, para este cálculo, o tipo de transmissão, ou seja, transmissão para mais lento, transmissão sem alteração de velocidade ou transmissão para mais veloz.

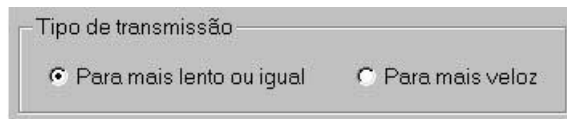


Figura 2.35 Caixa Tipo de transmissão

Resultados

Os resultados deste módulo são:

Distância entre centros nominal, inferior e superior.

Quando o cálculo é efetuado em função...

- ✓ Da soma dos fatores de deslocamento dos perfis, Progear fornece os fatores de deslocamento dos perfis (x_1 e x_2) repartidos como sugestão.
- ✓ Das espessuras dos dentes, Progear fornece os fatores de deslocamento dos perfis (x_1 e x_2) repartidos como sugestão, e a distância entre centros sem jogo entre flancos.
- ✓ Propriedade de engrenamento, Progear fornece os fatores de deslocamento dos perfis (x_1 e x_2) repartidos como sugestão.

Para os casos em que o par é formado por pinhão e cremalheira, esta grandeza é definida pela distância entre o centro do pinhão e a linha primitiva dos dentes da cremalheira.

Módulo 5

Diâmetros



Objetivo

Este módulo tem por objetivo, calcular as medidas dos círculos mais usuais associados às rodas dentadas.

Conceitos

Diâmetro de referência

Circunferência, que durante o corte dos dentes por geração com perfil de cremalheira, roda sem deslizar sobre a linha de referência deste.

É função do número de dentes e do módulo frontal.

Diâmetro de base

É a circunferência, da qual se desenrola um fio cuja extremidade descreve a curva evolvente.

O valor do diâmetro de base é necessário para o controle gráfico da curva evolvente, portanto, é importante sua especificação no desenho ou na folha de operação.

Diâmetro de cabeça

Nas rodas com dentes externos, o diâmetro de cabeça é o diâmetro maior correspondente à circunferência exterior.

Nas rodas com dentes internos, o diâmetro de cabeça é o diâmetro menor correspondente à circunferência interior.

Seu limite máximo se dá quando a altura do dente for máxima, ou seja, quando a espessura da cabeça do dente for igual a zero. Isto não é

aconselhável. Dentes com 80% de sua altura máxima, geralmente resultam num bom projeto.

Conforme as normas americanas AGMA 917-B97, deve-se evitar espessuras de cabeça inferiores a 27.5% do módulo normal.

Na tela de resultados, você pode experimentar novos valores do diâmetro de cabeça, alterando o fator de altura do dente. Repare no percentual da altura máxima. Ver a figura 2.36.

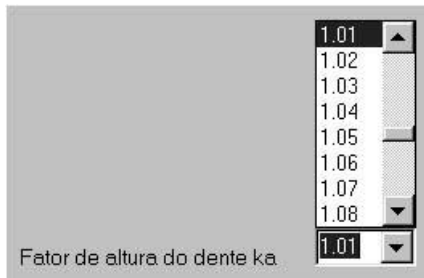


Figura 2.36 Caixa Fator de altura do dente

Normalmente é vantajoso, tecnicamente, projetar dentes com o fator de altura maior que um, porém, evite que o percentual da altura máxima ultrapasse os 80%.

Você pode, também, alterar a tolerância classe ISO. Ver a figura 2.37.

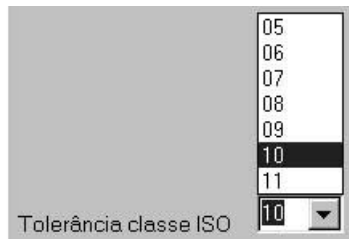


Figura 2.37 Caixa Tolerância classe ISO.

O valor de desenvolvimento, fornecido também na tela de resultados é particularmente útil para o controle gráfico desta característica.

Diâmetro de cabeça em função da espessura de cabeça

Calcula o diâmetro de cabeça em função da espessura circular normal da cabeça do dente.

Seu limite máximo se dá quando a altura do dente for máxima, ou seja, quando a espessura da cabeça do dente for igual a zero. Isto não é aconselhável. Dentes com 80% de sua altura máxima, geralmente resultam num bom projeto.

Conforme as normas americanas AGMA 917-B97, deve-se evitar espessuras de cabeça inferiores a 27.5% do módulo normal.

Você pode, na tela de resultados, alterar a tolerância classe ISO.

O valor de desenvolvimento, fornecido também na tela de resultados, é particularmente útil para o controle gráfico desta característica.

Diâmetro de cabeça em função da dimensão sobre cristas

É o diâmetro de cabeça da roda em função da dimensão sobre cristas.

Quando se deseja medir o diâmetro de cabeça em uma roda dentada com um número ímpar de dentes utilizando-se de um instrumento convencional (por exemplo, um paquímetro), é necessário inicialmente, tomar a dimensão sobre cristas e depois calcular o diâmetro de cabeça.

Para este cálculo é necessário também fornecer a espessura cordal frontal da cabeça do dente. Sua influência no resultado é tanto maior quanto maior for essa espessura.

A dimensão sobre cristas está definida na figura 2.38.

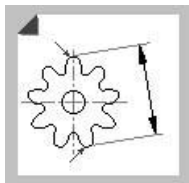


Figura 2.38 Definição da dimensão sobre cristas.

Diâmetro de pé

Nas rodas com dentes externos, o diâmetro de pé é o diâmetro menor correspondente à circunferência de fundo.

Nas rodas com dentes internos, o diâmetro de pé é o diâmetro maior.

É função da altura da cabeça da ferramenta e do fator de deslocamento de perfil.

O diâmetro de pé, neste sistema, é calculado em função da altura do pé do dente (dedendum). O padrão é $7/6.mn$ (Perfil I), porém, você pode alterar para $5/4.mn$ (Perfil II) na tela de resultados.

O diâmetro de pé inferior é calculado em função da qualidade do dentado da engrenagem. Na tela de resultados, você tem a opção de alterar esta tolerância, alterando a qualidade do dentado.

Diâmetro de pé em função da dimensão sobre raízes

Quando se deseja medir o diâmetro de pé em uma roda dentada com um número ímpar de dentes utilizando-se de um instrumento convencional (por exemplo um paquímetro), é necessário inicialmente, tomar a dimensão sobre raízes e depois calcular o diâmetro de pé, uma vez que os pontos onde o instrumento toca, não é diametralmente opostos.

A dimensão sobre raízes está definida na figura 2.39.

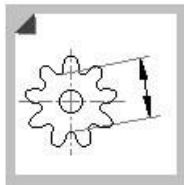


Figura 2.39 Definição da dimensão sobre raízes

Diâmetro de pé em função do diâmetro de cabeça da roda conjugada

Calcula o diâmetro de pé em função da distância entre centros, do diâmetro de cabeça da roda conjugada e da folga de raiz mínima.

Diâmetro de referência equivalente

É o círculo de referência virtual que, nas rodas com dentes inclinados, equivale ao círculo de referência na roda com dentes retos.

É usado para tratar a roda helicoidal como se fosse reta.

Diâmetro de referência deslocado

É o círculo de referência cujo valor de seu raio aumentou em $X \cdot m_n$ ou diminuiu em $-X \cdot m_n$.

X = fator de deslocamento do perfil

m_n = módulo normal.

A notação deste círculo é d_v .

Diâmetro primitivo

São as circunferências que, em um par de rodas, têm as mesmas velocidades periféricas.

Também denominadas *circunferências de trabalho*, *circunferências de engrenamento* ou *circunferências de rolamento*, dividem a distância entre centros, na proporção dos números de dentes das rodas.

Nos pontos dos flancos onde passa a circunferência de trabalho não há deslizamento entre eles, mas somente rolamento. A ausência de deslizamento nesta região desfavorece a cunha de lubrificante, portanto, propiciando um contato metal / metal. É comum observar-se uma linha brilhante em flancos de dentes com leve desgaste. É nessa linha que normalmente começa a formação de cavidades (pitting) em rodas propensas a este fenômeno.

A notação deste círculo é d_w e não deve ser confundido com o diâmetro de referência (d).

Diâmetro útil de cabeça

Nas rodas com dentes externos, é o ponto mais externo que toca a roda conjugada, caracterizando o final do perfil ativo do dente.

O diâmetro útil de cabeça é calculado em função da qualidade do dentado da engrenagem. Na tela de resultados, você tem a opção de alterar esta tolerância, alterando a qualidade do dentado. Ver a figura 2.40.

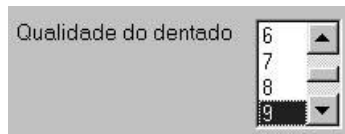


Figura 2.40 Caixa Qualidade do dentado

A tela de resultados mostra também o valor de desenvolvimento, que é particularmente útil para o controle gráfico desta característica.

A notação deste círculo é d_{Na} .

Diâmetro de início do chanfro

É a circunferência onde se dá o início do chanfro de cabeça, também conhecido por semi-topping.

A notação deste círculo é d_{Nk} .

Diâmetro útil de pé

É a circunferência onde se dá o início do perfil ativo a partir do pé do dente.

Nas rodas com dentes externos, é o ponto mais interno que toca a roda conjugada.

A tela de resultados mostra também o valor de desenvolvimento, que é particularmente útil para o controle gráfico desta característica.

A notação deste círculo é d_{Nf} .

Diâmetros limites para alívios

A partir do pé do dente, são as circunferências onde se dá o fim do alívio no pé e o início do alívio na cabeça dos dentes.

Esses alívios são aplicados somente nas rodas onde os dentes têm o seu perfil modificado.

Esses valores não possuem nenhum rigor técnico e não são normalizados. É apenas uma sugestão do Progear.

A tela de resultados mostra também os valores de desenvolvimento, que são particularmente úteis para o controle gráfico destas características.

A notação destes círculos adotada no Progear é d_e .

Módulo 6

Ângulos



Objetivo

Este módulo do sistema tem por objetivo, calcular os ângulos (de perfil, de pressão, de hélice e de desenvolvimento) mais usuais associados às rodas dentadas.

Conceitos

Ângulo de perfil transversal

Ângulo formado pela linha de ação e a tangente horizontal à circunferência primitiva de geração no ponto primitivo, medido no plano frontal (plano de rodadura).

Para este cálculo, o sistema requer como dado a involuta do ângulo de perfil, que é definido como segue:

$\text{Inv}(\alpha) = \tan(\alpha) - \alpha$ onde $\alpha = \hat{\text{Ângulo de perfil frontal em radianos.}}$

Ângulo de pressão transversal

Ângulo formado pela linha de ação e a tangente horizontal à circunferência de trabalho, medido no plano frontal (plano de rotação).

Pode ser calculado em função:

- ✓ dos fatores de deslocamento dos perfis de ambas as rodas (x_1 e x_2)
- ✓ da soma dos deslocamentos dos perfis ($x_1 + x_2$)
- ✓ da distância entre centros

Ângulo de perfil normal no dy

Ângulo formado pela linha de ação e a tangente horizontal a uma circunferência de referência dada, dentro dos limites permissíveis, medido no plano normal ao dente.

Para este cálculo, o sistema requer como dado um Diâmetro qualquer (dy), dentro dos limites permissíveis, sobre o qual se deseja calcular a grandeza selecionada.

Ângulo de hélice no círculo de base

É o ângulo entre o eixo da roda e a linha do flanco que tangencia o cilindro de base.

É particularmente útil para a preparação da máquina de controle do ângulo de hélice.

Você terá duas opções para este cálculo. São elas:

1. Medido sobre o diâmetro de base correto

2. Medido sobre o diâmetro de base aproximado

Para o controle gráfico do ângulo de hélice, é necessário informar à máquina medidora, o ângulo de hélice no diâmetro de base.

Há equipamentos que necessitam dos discos de base (peça física, cujo diâmetro externo é exatamente o diâmetro de base da roda dentada) para realizar o controle.

Nos casos em que o controle se dará uma única vez, uma alternativa econômica é utilizar-se de um disco existente cujo diâmetro seja próximo ao círculo de base teórico. O ângulo calculado pelo Progear é correspondente ao círculo inserido e o controle será perfeito.

Ângulo de hélice no d_v

É o ângulo entre o eixo da roda e a linha do flanco que tangencia o cilindro de referência deslocado.

Ângulo de hélice num círculo dado

É o ângulo entre o eixo da roda e a linha do flanco que tangencia o cilindro cujo diâmetro se deseja calcular.

Ângulo de hélice no diâmetro de referência e passo de hélice

Esta opção calcula o ângulo de hélice sobre o diâmetro de referência em função de um ângulo medido sobre um diâmetro qualquer dado.

Uma maneira prática de se medir o ângulo de hélice em uma roda dentada, é através de tentativas e erros nas máquinas medidoras de engrenagens.

Coloca-se um diâmetro qualquer que seja próximo ao diâmetro de base e por tentativas traçam-se os gráficos, alterando-se os ângulos, até se conseguir uma curva vertical (a melhor possível).

Com o diâmetro escolhido e o ângulo obtido, calcula-se o ângulo de hélice sobre o diâmetro de referência.

Esta opção calcula também o passo de hélice.

Ângulo de desenvolvimento num círculo dado

É o ângulo que a roda girou para alcançar o diâmetro dado, durante o desenvolvimento da curva que representa a evolvente.

Para o diâmetro de base, o valor angular é igual a zero.

O apalpador, que descreve a curva de desenvolvimento, se desloca na tangente do círculo de base (sempre tocando o flanco do dente), ao mesmo tempo em que a engrenagem gira, ambos com a mesma velocidade periférica,

ou seja, sem escorregamento. O apalpador segue em direção à cabeça do dente até alcançar o diâmetro desejado. Neste ponto a roda girou exatamente o ângulo de desenvolvimento. Veja a figura 2.18 na página 69.

Módulo 7

Deslocamento do perfil



Objetivo

Este módulo do sistema tem por objetivo calcular os fatores de deslocamentos dos perfis (x_1 e x_2) ou a sua somatória (x_1+x_2), em função das grandezas que podem interferir no deslocamento como a distância entre centros e a espessura dos dentes.

O fator de deslocamento do perfil (x), também conhecido como fator de correção, é definido por:

$x = \text{deslocamento} / \text{módulo normal}$, onde o deslocamento e o módulo normal são dados em milímetros, portanto x tem valor adimensional.

Nas engrenagens com dentes externos, com a mesma ferramenta (mesmo módulo e mesmo ângulo de perfil), é possível gerar engrenagens com os dentes deslocados...:

para fora (se $x > 0$), aumentando o seu tamanho ou
para dentro (se $x < 0$), diminuindo o seu tamanho.

O deslocamento é um recurso praticado para:

1. Evitar penetração do perfil conjugado no pé do dente em peças com reduzido número de dentes.
2. Ajustar as rodas numa pré-determinada distância entre centros.
3. Otimizar a geometria do dente, objetivando atingir velocidades de deslizamento adequadas entre as cabeças das rodas motora e movida.
4. Equalizar a resistência dos dentes, entre rodas conjugadas, com grande diferença nos números de dentes.

Por exemplo: Deslocam-se positivamente os dentes de uma roda pequena (pequeno número de dentes), objetivando diminuir o fator de forma e conseqüentemente diminuir a sollicitação no pé do dente.

Deslocam-se negativamente os dentes de uma roda grande.

A figura 2.41 mostra uma roda com 20 dentes e diversos deslocamentos do perfil.

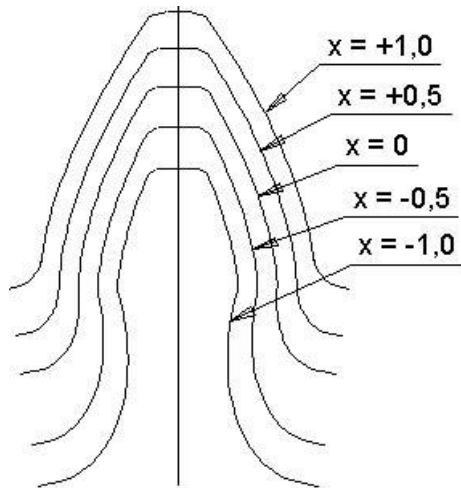


Figura 2.41 Diferentes fatores de deslocamento do perfil para uma roda com 20 dentes.

Conceitos

$x_E =$ função de S_n

x_E = Fator de deslocamento do perfil para produção.

S_n = Espessura circular efetiva do dente

Este fator é calculado em função da espessura circular normal efetiva do dente. Portanto x_E é diferente de x .

O fator de deslocamento do perfil (x), comumente especificado nos desenhos de engrenagens, é função da espessura circular normal teórica do dente.

$x =$ função de S_n e A_{sne}

O fator de deslocamento do perfil (x), comumente especificado nos desenhos de engrenagens, é função da espessura circular normal teórica do dente.

Como $S_{nt} = S_n + A_{sne}$, então podemos calcular x em função de S_n e A_{sne} , onde:

S_n = Espessura circular efetiva do dente e

A_{sne} = Afastamento.

Nas engrenagens com dentes externos, o afastamento A_{sne} é o valor subtraído da espessura do dente com o objetivo de se absorver, através da folga gerada entre os flancos, todos os erros inerentes ao processo de fabricação e montagem das engrenagens.

O valor do afastamento é função do diâmetro de referência e tem 11 faixas distintas, conforme as normas DIN 3967, a saber:

a, ab, b, bc, c, cd, d, e, f, g, h, sendo que para a faixa h o valor do afastamento é sempre igual a zero, ou seja, sem afastamento.

A escolha da faixa independe da qualidade do dentado.

Geralmente os afastamentos para as rodas de um mesmo par são iguais, porém, nada impede que sejam diferentes.

$x_1 =$ função de a e x_2

A soma dos fatores de deslocamentos dos perfis de um par de engrenagens ($x_1 + x_2$), definem a distância entre centros das mesmas, portanto, podemos calcular x_1 em função de x_2 e da distância entre centros.

a = Distância entre centros

x_1 e $x_2 =$ função de a, S_{n1} e S_{n2}

Os fatores de deslocamento dos perfis x_1 e x_2 são calculados em função das espessuras circulares normais dos dentes das rodas, de seus respectivos afastamentos A_{sne} e da distância entre centros.

A distância entre centros define Σx (somatória de x) e, as espessuras mais os afastamentos definem os fatores x_1 e x_2 individualmente.

a = Distância entre centros

S_{n1} = Espessura circular normal máxima da roda 1

S_{n2} = Espessura circular normal máxima da roda 2

x_1 e $x_2 =$ função de x_1+x_2

Os fatores de deslocamento dos perfis x_1 e x_2 , nesta opção, são calculados em função de x_1+x_2 .

x_1 e x_2 são calculados individualmente objetivando uma otimização na geometria do dente. Em outras palavras, visa-se obter velocidades relativas de

deslizamento adequadas entre a cabeça da roda motora com o pé da roda movida.

$x_1+x_2 =$ função da distância entre centros

A somatória dos fatores de deslocamentos dos perfis de um par de engrenagens ($x_1 + x_2$), definem a distância entre centros das mesmas. Portanto, podemos calcular $x_1 + x_2$ em função da distância entre centros.

$x_1+x_2 =$ função da Propriedade de engrenamento

A somatória dos fatores de deslocamentos dos perfis de um par de engrenagens ($x_1 + x_2$), nesta opção, são calculadas em função da propriedade de engrenamento.

Módulo 8

Grau de Recobrimento



Objetivo

Este módulo tem por objetivo calcular o grau de recobrimento de perfil de um par de engrenagens.

Conceito

É a relação *distância de contato / passo base*.

Distância de contato é o comprimento da linha de ação, compreendido entre o início e o fim do engrenamento, também denominado duração de engrenamento.

Passo base é o passo circular medido ao longo da circunferência de base.

O *grau de recobrimento*, também conhecido como *relação de condução*, deve ser sempre maior que um para não prejudicar a continuidade do movimento na transmissão. Em outras palavras, se a distância de contato for menor que o passo base, terminada a ação de um dente, não haverá outro em contato no

mesmo instante. No engrenamento com dentes retos, com um grau de recobrimento = 2, tem-se um mínimo ruído, segundo Niemann e Unterberger. Ver figura 2.11.

Módulo 9

Ajuste das engrenagens



Objetivo

Este módulo tem por objetivo estabelecer as espessuras dos dentes e as dimensões W e M com suas respectivas tolerâncias, de modo a assegurar um jogo mínimo e limitar o jogo máximo entre os flancos dos dentes durante o trabalho de transmissão, uma vez que vários fatores contribuem para essa variação.

Os cálculos são efetuados, levando-se em conta as dilatações provocadas pelo aquecimento e pelos erros acumulados no conjunto de transmissão que alteraram sensivelmente o jogo entre flancos.

Conceito

Considerando-se um par de rodas dentadas e fixando-se, no plano de rotação, uma delas, a outra deverá girar livremente, um pequeno ângulo determinado pelo jogo entre os flancos dos dentes.

Este jogo deverá ser necessário e suficiente para absorver todos os erros inerentes ao processo de fabricação e montagem das engrenagens.

O valor do jogo nada tem a ver com a qualidade do dentado, porém, as diferentes qualidades afetam o jogo uma vez que os erros individuais do próprio dentado e a distância entre centros, normalmente, são calculados em função da qualidade.

Módulo 10

Jogo entre flancos



Objetivo

Este módulo do Progear tem por objetivo calcular, por estimativa, o jogo entre os flancos dos dentes, em cinco condições distintas.

1. Jogo entre flancos teórico em função das espessuras mínima e máxima dos dentes;
2. Jogo entre flancos com as engrenagens montadas em dispositivo de inspeção;
3. Jogo entre flancos de inspeção com as engrenagens montadas na própria máquina;
4. Jogo entre flancos mínimo atingido e máximo alcançado durante o trabalho de transmissão;
5. Jogo entre flancos estabilizado durante o trabalho de transmissão.

Conceito

O jogo entre flancos (Backlash) é uma propriedade do engrenamento e não uma propriedade de uma roda dentada. É a folga entre os flancos engrenados. Na maioria das aplicações, o jogo entre flancos não é prejudicial. Ao contrário, ele é necessário para acomodar as variações de fabricação das engrenagens e da caixa onde elas estão montadas.

Nos engrenamentos utilizados em sistemas de controle de posição, o jogo entre flancos pode ser prejudicial.

O valor do jogo independe da qualidade do dentado, porém, as diferentes qualidades afetam o jogo uma vez que os erros individuais do próprio dentado e a distância entre centros, normalmente, são calculados em função da qualidade.

Resultados

Dois tipos de jogo entre flancos devem ser analisados:

1. Jogo entre flancos de serviço
2. Jogo entre flancos de inspeção

Para o jogo entre flancos de serviço podemos analisar:

Jogo estabilizado inferior e superior

O Jogo estabilizado é constante e afetado por todos os fatores modificadores do jogo, depois de estabilizadas as temperaturas envolvidas no trabalho de transmissão.

Jogo mínimo e máximo atingidos

Normalmente, no início do trabalho, o jogo diminui devido ao rápido aquecimento das engrenagens com relação à caixa e também devido aos coeficientes de dilatação, nos casos em que os materiais das rodas e da caixa se diferem. Na medida em que o equilíbrio térmico tende a se estabelecer, o jogo passa a aumentar (em função da dilatação da caixa).

O jogo mínimo merece uma atenção especial. Uma interferência (jogo negativo) promoverá escoriações nos flancos, aumentando o ruído e diminuindo a vida útil das engrenagens.

Para o jogo entre flancos de inspeção podemos analisar:

Jogo de inspeção na própria máquina – inferior e superior

O jogo de inspeção na própria máquina é o jogo afetado somente pelos desvios individuais dos próprios dentados, posições dos eixos e excentricidade dos mancais. Não há influência térmica nem elasticidade do conjunto.

Jogo de inspeção em dispositivo – inferior e superior

É o jogo afetado somente pelos desvios individuais dos próprios dentados. Não há influências térmicas nem elasticidade do conjunto. As rodas são montadas com distância entre centros nominal e com os eixos perfeitamente posicionados.

Jogo teórico inferior e superior

É o jogo calculado somente em função das espessuras dos dentes e da distância entre centros nominal.

Módulo 11

Espessura do dente



Objetivo

Este módulo tem por objetivo calcular a espessura do dente, que é o tamanho do arco (no caso de espessura circular) ou da corda (no caso de espessura cordal) medido sobre um círculo qualquer (por exemplo: círculo de referência) que corresponde a um dente na seção normal. Ver a figura 2.42.

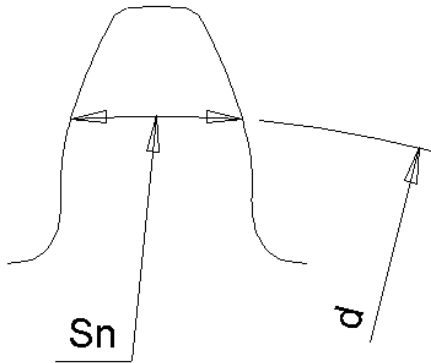


Figura 2.42 Definição da espessura circular do dente

Conceito

Você pode determinar a espessura circular normal teórica do dente e também as espessuras: superior e inferior calculadas em função do afastamento e da tolerância.

Você pode também calcular a espessura do dente em função da dimensão W (sobre k dentes consecutivos) ou da Dimensão M (sobre dois rolos ou esferas).

É possível também calcular a espessura circular normal do dente sobre um círculo qualquer, entre os limites permissíveis, evidentemente, em função da espessura circular normal do dente sobre o diâmetro de referência.

O valor da espessura do dente é importante para a realização de cálculos.

O controle da espessura, normalmente é feito através da dimensão W (sobre k dentes consecutivos) ou da dimensão M (sobre duas esferas ou rolos).

Uma forma pouco precisa de controle, é medir a espessura cordal a partir da altura da cabeça do dente (adendo), utilizando-se de um paquímetro especial próprio. Esta forma de controle é normalmente utilizada em dentes muito grandes e este cálculo é efetuado através da última opção entre as seis disponíveis. As opções são mostradas na figura 2.43.

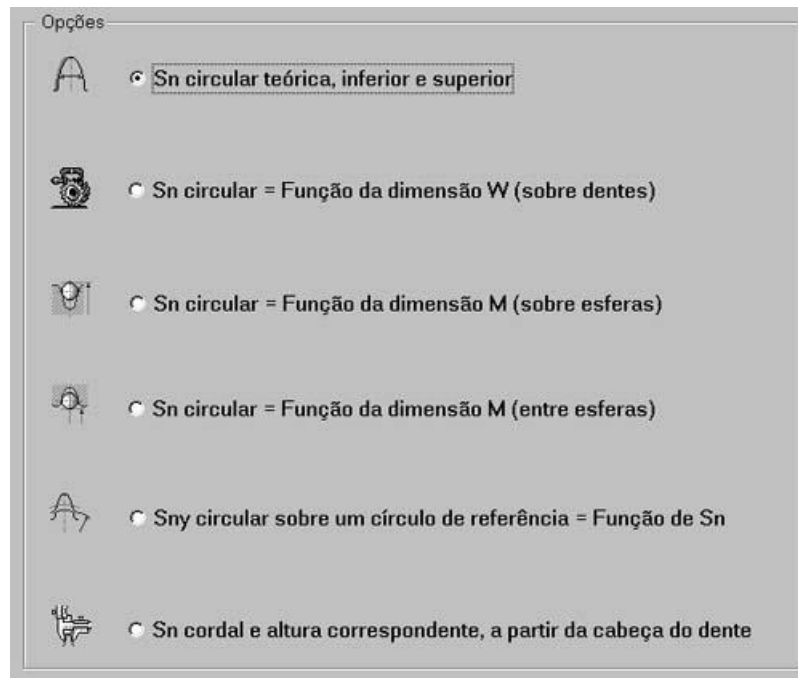


Figura 2.43 Caixa de opções para o cálculo da espessura do dente

Módulo 12

Dimensão W (sobre dentes)



Objetivo

Este módulo tem por objetivo calcular a dimensão W, que é o comprimento da tangente à circunferência de base, entre os planos paralelos tangentes aos flancos externos (anti-homólogos) de um grupo de k dentes consecutivos. Ver figura 2.44.

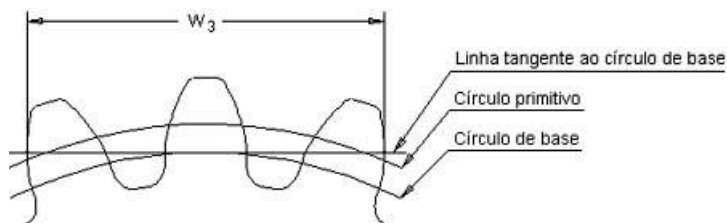


Figura 2.44 Dimensão W sobre 3 dentes

Conceito

É uma conversão puramente geométrica da:

- ✓ Espessura circular normal teórica ou
- ✓ Espessura circular normal efetiva ou
- ✓ Dimensão M (sobre duas esferas ou dois rolos) ou
- ✓ Dimensão W sobre q dentes consecutivos.

As quatro opções são mostradas na figura 2.45.

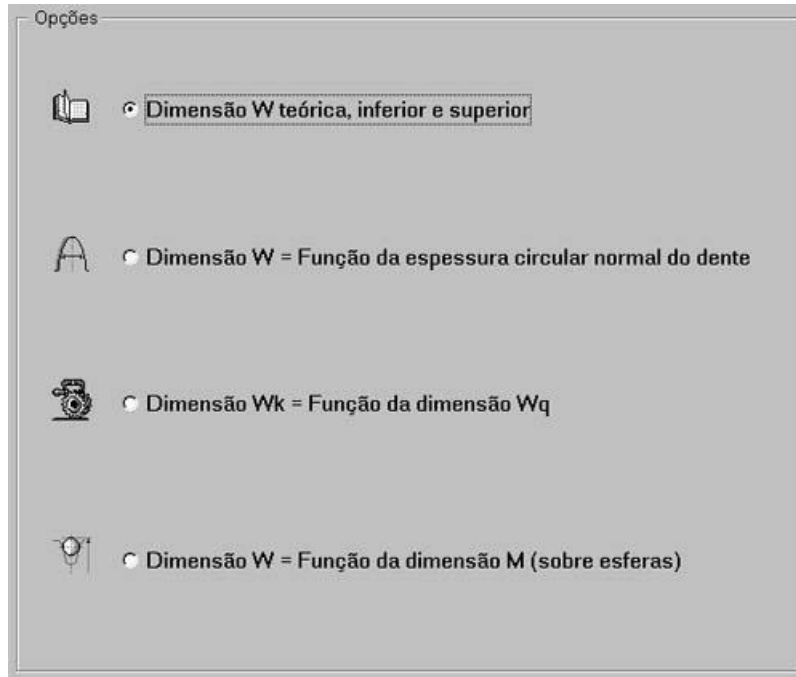


Figura 2.45 Caixa de opções para o cálculo da dimensão W.

A dimensão W é uma das maneiras mais utilizadas para o controle da espessura dos dentes de uma roda dentada.

Uma limitação neste controle ocorre quando uma roda dentada helicoidal tem uma largura pequena, ou seja, insuficiente para que o micrômetro assente com firmeza sobre os flancos dos dentes. Quanto maior for o ângulo de hélice, maior deverá ser a largura mínima para a medição.

A tela de resultados fornece a largura mínima do dentado, necessária para a medição. A tela de resultados informa também o diâmetro do círculo onde o ponto de contato entre o disco do micrômetro e o flanco do dente se encontra no momento da medição. Esta informação é particularmente útil para os casos em que os flancos dos dentes são aliviados. Evidentemente que o ponto de contato acima referido, não deverá tocar sobre as regiões dos alívios.

Módulo 13

Dimensão M sobre esferas ou rolos



Objetivo

Este módulo tem por objetivo, calcular a dimensão M que é:

Quando aplicada em uma roda dentada:

A dimensão tomada sobre duas esferas, ou dois rolos, colocados em vãos (vazio entre os dentes) diametralmente opostos da roda com o objetivo de controlar a espessura do dente.

Quando aplicada em cremalheira construída a partir de uma barra retangular:

A dimensão tomada entre o plano oposto ao dentado da barra até a tangente mais distante a este plano de um rolo colocado no vão (vazio entre os dentes) com o objetivo de controlar a espessura do dente.

Quando aplicada em cremalheira construída a partir de uma barra circular:

A dimensão tomada entre a tangente mais distante oposta ao dentado da barra até a tangente mais distante a esta primeira de um rolo colocado no vão (vazio entre os dentes) com o objetivo de controlar a espessura do dente.

Conceito

A dimensão M é uma conversão puramente geométrica da:

- ✓ Espessura circular normal teórica ou
- ✓ Espessura circular normal efetiva ou
- ✓ Dimensão M_q (sobre duas esferas DM2) ou
- ✓ Dimensão W sobre q dentes consecutivos ou
- ✓ Espessura efetiva do dente da cremalheira.

As cinco opções são mostradas na figura 2.46.

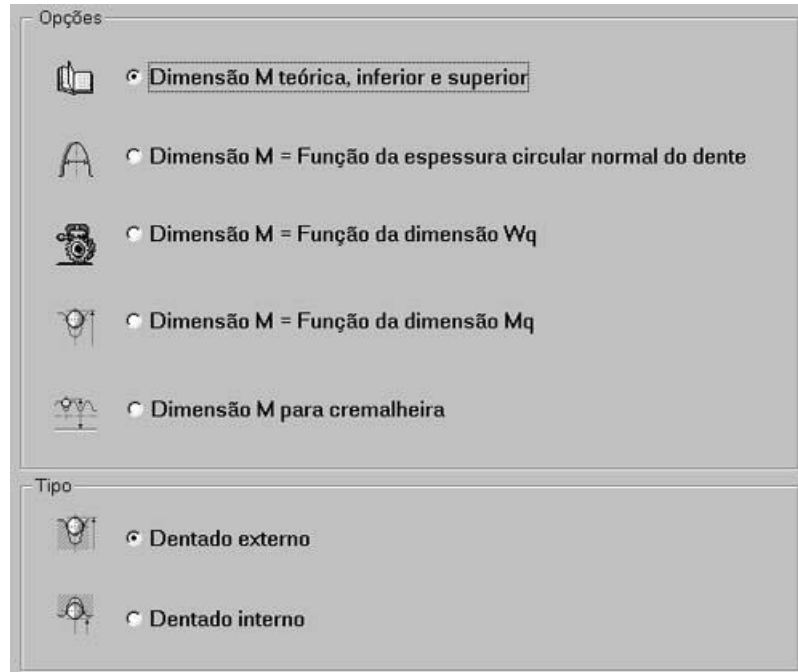


Figura 2.46 Caixa de opções para o cálculo da dimensão M.

A dimensão M é uma das maneiras mais utilizadas para o controle da espessura dos dentes de uma roda dentada.

Este controle pode ser efetuado também em rodas com número ímpar de dentes, onde a reta que liga os centros das esferas (ou rolos) não passa pelo centro geométrico da roda conforme mostra a figura 2.47.

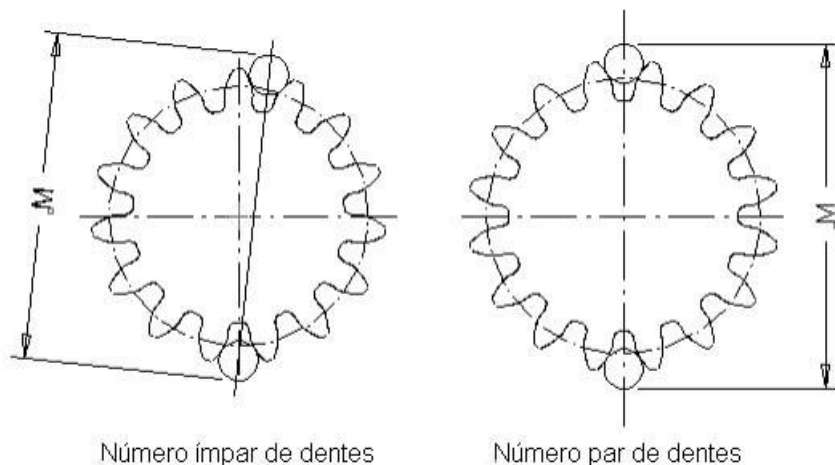


Figura 2.47 Dimensão M em rodas com número ímpar e par de dentes.

É possível ainda, controlar rodas com dentes internos através da dimensão entre esferas ou rolos. Neste caso, o objetivo é controlar a dimensão do vão (vazio entre os dentes) e não da espessura do dente.

As esferas podem ser utilizadas, sem restrições, para o controle de qualquer roda dentada cilíndrica. Já os rolos, não podem ser utilizados em rodas dentadas helicoidais com número ímpar de dentes.

A tela de resultados informa também o diâmetro do círculo onde o ponto de tangência entre a esfera (ou rolo) e o flanco do dente se encontra no momento da medição. Esta informação é particularmente útil para os casos em que os flancos dos dentes são aliviados. Evidentemente que o ponto de contato acima referido, não deve tocar sobre as regiões dos alvíos.

No caso da dimensão M em cremalheiras construídas a partir de barras circulares, a medição deverá ser efetuada conforme mostra a figura 2.48.

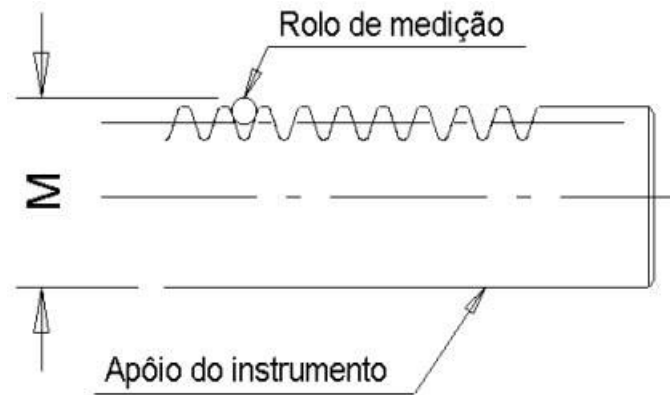


Figura 2.48 Medição da dimensão M em cremalheira construída de barra circular

Módulo 14

Análise geométrica



Objetivo

Este módulo tem por objetivo analisar geometricamente, uma roda dentada física cujos dados construtivos sejam desconhecidos.

Conceito

Baseando-se em dados facilmente mensuráveis, o sistema fornecerá como resultados, todas as características necessárias para um desenho completo da engrenagem.

O sistema de análise geométrica do Progear é baseado no passo base, tomado através das dimensões sobre k e $k-1$ dentes consecutivos.

Como o passo base é definido por:

$$Pb = mn \cdot \pi \cdot \cos(\alpha) \text{ ou}$$

$$Pb = W_k - W_{(k-1)}$$

E, tendo tomado da peça física W_k e $W_{(k-1)}$, podemos então calcular:

$$mn \cdot \cos(\alpha) = (W_k - W_{(k-1)}) / \pi$$

onde:

Pb = Passo base

mn = Módulo normal

α = Ângulo de perfil normal

W_k = Dimensão sobre k dentes consecutivos

W_{k-1} = Dimensão sobre (k menos um) dentes consecutivos

Progear fornece uma tabela com quinze ângulos de perfil:

14°30'	15°00'	16°00'	16°30'	17°00'
17°30'	18°00'	18°30'	20°00'	22°30'
25°00'	27°30'	30°00'	37°30'	45°00'

Conforme a fórmula acima, para cada ângulo de perfil, um módulo é calculado. Este módulo é arredondado e apresentado na tabela com outras características associadas como os fatores de deslocamentos dos perfis, o ângulo de hélice sobre o diâmetro de referência, a espessura circular normal do dente e também a diferença entre o módulo calculado e o módulo arredondado.

Configurações iniciais

Opções

São duas opções disponíveis:

1. Análise de uma única roda do par
2. Análise de ambas as rodas do par

A figura 2.49 mostra a caixa de seleção de opções.

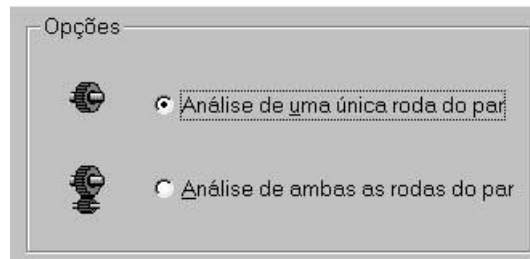


Figura 2.49 Caixa para a seleção de opções.

Se escolhida a primeira opção, o sistema fará as análises sem levar em conta os dados do par engrenado.

Se escolhida a segunda opção, o sistema solicitará, além dos dados da roda em análise, o número de dentes da roda conjugada, a distância entre centros de serviço e o jogo entre flancos. Esta opção deverá ser escolhida sempre que esses dados forem disponíveis.

Sistema (Módulo ou Diametral Pitch)

São duas opções:

1. Sistema Módulo..... (Europeu)
2. Sistema Diametral Pitch..... (Norte Americano)

A figura 2.50 mostra a caixa de seleção do sistema

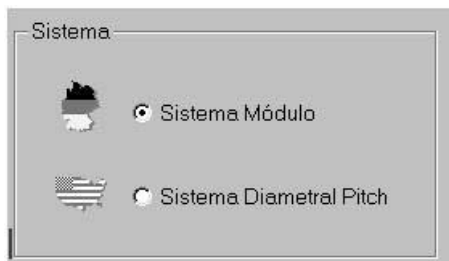


Figura 2.50 Caixa para a seleção do sistema.

Se escolhida a primeira opção, o sistema pesquisará valores de m_n (módulo normal) normalizados conforme DIN 780 que se aproximarem dos valores calculados.

O sistema módulo é geralmente utilizado em engrenagens de origem européia.

Os valores de módulos normais arredondados também serão aceitos, com o objetivo de aumentar o número de opções pesquisadas.

Se escolhida a Segunda opção, o sistema pesquisará valores de P (Diametral Pitch) normalizados conforme AGMA que se aproximarem dos valores calculados.

O sistema Diametral Pitch é geralmente utilizado em engrenagens de origem norte americana.

Os valores de Diametrais Pitch ,arredondados, também serão aceitos, com o objetivo de aumentar o número de opções pesquisadas.

Protuberância na crista da ferramenta geradora do dentado

Trata-se de uma protuberância construída na cabeça da ferramenta, que gera uma depressão (under cut) no pé do dente, cujo objetivo é facilitar a saída de uma ferramenta para acabamento dos flancos, como shaving para rasquetamento ou rebolo para retificação. A figura 2.51 mostra a maneira de seleção.

Raio máximo no pé do dente (r.full)

Acione esta opção se a roda dentada em análise tiver um raio único no pé do dente. O centro deste raio está sobre a linha de centro do vão dos dentes. A figura 2.51 mostra a maneira de seleção.

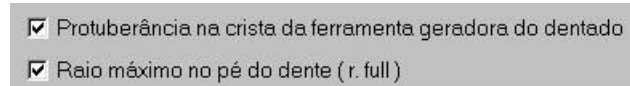


Figura 2.51 Possibilidades de seleção

Tabela de opções da análise geométrica

Após a inserção do último dado, uma tabela com 15 opções (linhas) será apresentada. Ver figura 2.52.

Módulos normalizados e arredondados:								
	A Pressão	m normal	x1	x2	Sn1	Sn2	A Hélice	Erro μ
√	14°30'	3.000	0.998	0.902	6.186	6.037	22°30'09"	0.139
∩	27°30'	3.275	-0.870	-0.912	2.105	1.960	24°41'46"	0.432
∩	16°00'	3.025	0.729	0.655	5.942	5.813	22°42'01"	3.370
×	30°00'	3.350	-1.237	-1.281	0.402	0.233	25°18'04"	3.917
∩	18°00'	3.050	0.512	0.426	5.732	5.562	22°53'55"	4.054
∩	16°30'	3.025	0.734	0.638	5.993	5.821	22°42'01"	4.326
∩	17°30'	3.050	0.504	0.440	5.685	5.563	22°53'55"	4.466
×	25°00'	3.200	-0.469	-0.528	3.552	3.377	24°05'39"	4.847
×	22°30'	3.150	-0.191	-0.234	4.376	4.263	23°41'40"	6.108
×	15°00'	3.000	0.996	0.881	6.240	6.054	22°30'09"	7.040
×	45°00'	4.100	-4.400	-4.423	-29.711	-29.901	31°32'15"	7.693
×	20°00'	3.100	0.124	0.082	5.075	4.979	23°17'45"	9.013
×	37°30'	3.650	-2.576	-2.613	-8.769	-8.976	27°45'07"	11.140
×	18°30'	3.075	0.297	0.260	5.367	5.292	23°05'50"	12.145
×	17°00'	3.025	0.738	0.624	6.043	5.831	22°42'01"	12.293

Figura 2.52 Tabela de opções da análise geométrica.

Cada opção se baseia num ângulo de perfil distinto, conforme descrito em *Conceito*, acima.

Os símbolos mostrados na primeira coluna significam:



Opção inaceitável. O erro é muito grande comparado com a qualidade especificada ou o fator de deslocamento do perfil está fora dos limites aceitáveis.



Opção aceitável. O módulo normal desta opção é arredondado, mas não normalizado conforme as normas DIN 780.



Opção aceitável. O módulo normal desta opção é normalizado conforme as normas DIN 780.

Você pode classificar os resultados pelo erro ou pelo ângulo de perfil, clicando no botão correspondente. Ver figura 2.53

A tabela compactada na parte inferior da tela mostra os módulos normais calculados exatamente conforme as medições efetuadas, ou seja, não normalizados nem arredondados. Ver figura 2.53

Com as setas (botões) você pode rolar as linhas para cima ou para baixo.

O índice de aceitação é um número inteiro que varia de 1 até $0.2 / \text{Prec}$, onde Prec = precisão do instrumento utilizado na medição das cordas W_k e W_{k-1} .

O índice de aceitação = 1 é o mais rigoroso e deve ser escolhido sempre que possível. Ver figura 2.53

Módulo calculado em função da medição:

	A Pressão	m normal	$\times E1$	-	Sn1	-	A Hélice	Erro μ
!	14°30'	3.000	0.948	—	6.184	—	22°30'13"	0.000

Índice de aceitação

◀ 1 ▶

↑ ↓

Classifica AP

Figura 2.53 Tabela dos módulos calculados em função da medição com erro zero e botões de comando.

Ajuste do ângulo de hélice

Quando uma opção é selecionada e o ângulo de hélice for diferente de zero, uma janela é disponibilizada para que você ajuste o ângulo de hélice sobre o diâmetro de referência. Ver figura 2.54.

Devido ao fato de que a roda dentada que você está analisando possa ter (e é muito provável que tenha) um erro de inclinação da hélice, o sistema oferece a oportunidade de se ajustar este ângulo, dentro dos limites mínimo e máximo calculados em função da qualidade do dentado e da largura dos dentes.

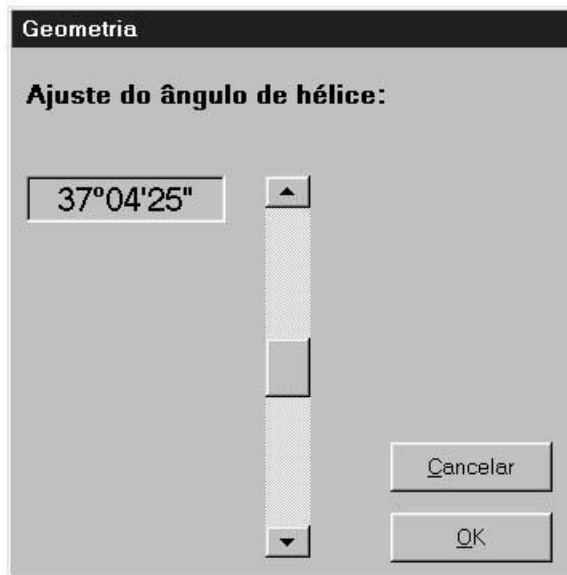


Figura 2.54 Caixa para ajuste do ângulo de hélice

Exemplo 1:

O valor calculado pelo programa para o ângulo de hélice foi 15°00'07". Podemos suspeitar que o ângulo original especificado seja igual a 15°.

Exemplo 2:

O valor calculado pelo programa para o ângulo de hélice foi 21°59'34". É muito provável que o ângulo original especificado seja igual a 22°.

Resultados

Os resultados deste módulo são idênticos aos resultados listados abaixo do módulo *Projeto \ Comprovação da capacidade de carga*.

Características geométricas.....	Ver páginas de 46 até 57
Tolerâncias.....	Ver páginas de 58 até 61
Desvios.....	Ver páginas de 61 até 69
Desenho dos dentes.....	Ver páginas de 90 até 91

Para a análise geométrica de uma única roda, os resultados da roda conjugada ou os valores referentes ao ajuste das engrenagens, simplesmente não serão apresentados, evidentemente.

Módulo 15

Jogo de rodas



Objetivo

Este módulo do sistema tem por objetivo calcular os números de dentes das engrenagens que formam pares, de maneira que satisfaçam a relação de transmissão fornecida. Pode ser, por exemplo, um único par (1 estágio) ou mais pares, dependendo do tipo de variador selecionado.

A própria tela especifica o número de estágios e a aplicação de cada uma entre as sete opções disponíveis. Ver figura 2.55.

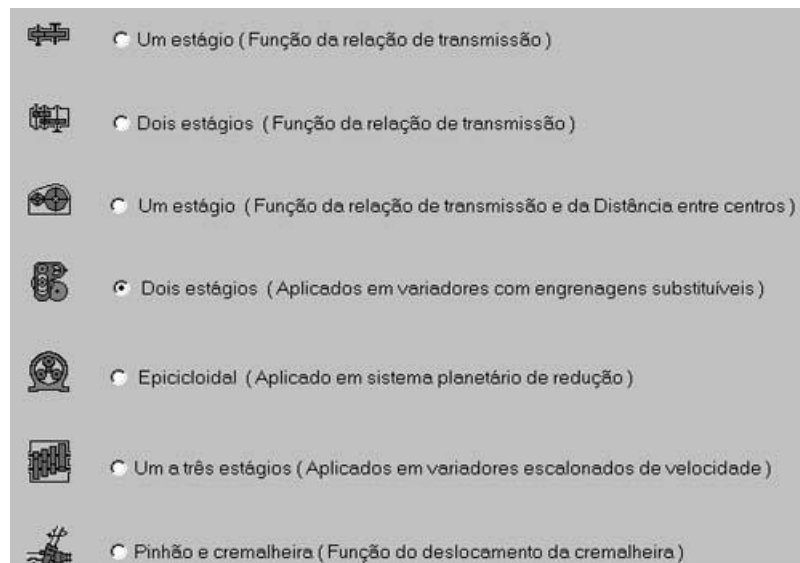


Figura 2.55 Tela de opções do módulo Jogo de rodas

Em seguida será detalhada cada opção deste módulo:

Um estágio, $f(u)$



Conceito

Dada a relação de transmissão (u), o número de dentes da roda menor disponível e o número de dentes da roda maior disponível, o sistema calcula os jogos de rodas (número de dentes de ambas as rodas do par), podendo pesquisar todas as alternativas possíveis para que se obtenha o número de resultados determinados por você, entre 100 e 2000.

Você pode também determinar o rigor de precisão entre 0.1 e 0.000000001. O rigor de precisão é a diferença máxima permitida entre a relação de transmissão real calculada e àquela inserida.

Você pode classificar a tabela de resultados, clicando no botão que encabeça a coluna a qual deseja classificar.

Por exemplo: Se você deseja a classificação dos erros, clique no botão *Erro de u* .

A ordem de classificação é sempre do menor para o maior valor da coluna, de cima para baixo respectivamente.

Resultados (Jogo de rodas para 1 estágio)

Os resultados são apresentados em uma tabela simples com os números de dentes de ambas as rodas, a relação de transmissão real ($z2 / z1$) e o erro entre a relação de transmissão real e àquela inserida por você. Ver figura 2.56.

	$z1$	$z2$	$z1/z2$	Erro de u
1	172	81	2.123456790	0.000000790
2	344	162	2.123456790	0.000000790

Figura 2.56 Tabela de resultados do jogo de rodas para um estágio.

Dois estágios, $f(u)$



Conceito

Dada a relação de transmissão (u), o número de dentes da roda menor disponível e o número de dentes da roda maior disponível, o sistema calcula os números de dentes das quatro rodas (dois pares), ou seja, $z_1 / z_2 \times z_3 / z_4$, podendo pesquisar todas as alternativas possíveis para que se obtenha o número de resultados determinados por você, entre 100 e 2000. Ver figura 2.57.

Você pode também determinar o rigor de precisão entre 0.1 e 0.000000001. O rigor de precisão é a diferença máxima permitida entre a relação de transmissão real calculada e àquela inserida. Ver figura 2.58

Resultados (Jogo de rodas para 2 estágios)

Os resultados são apresentados em uma tabela simples com os números de dentes das quatro rodas que formam os dois pares, a relação de transmissão real ($z_1 / z_2 \times z_3 / z_4$) e o erro entre a relação de transmissão real e àquela inserida por você. Ver figura 2.59.

Quando houver a exigência de se montar um par de engrenagens com a distância entre centros pré-fixada, ou seja, com a soma dos números de dentes do par estabelecido no manual da máquina, basta preencher os campos z_1+z_2 e z_3+z_4 . Ver figura 2.60.

Você pode classificar a tabela de resultados, clicando no botão que encabeça a coluna a qual deseja classificar.

Por exemplo: Se você desejar a classificação dos erros, clique no botão *Erro de u*. Ver figura 2.59.

A ordem de classificação é sempre do menor para o maior valor da coluna, de cima para baixo respectivamente.

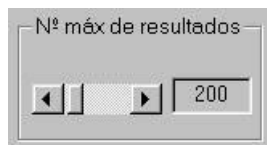


Figura 2.57 Caixa para seleccionar o número máximo de resultados.

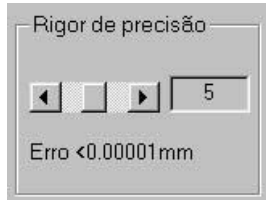


Figura 2.58 Caixa para seleccionar o rigor de precisão dos resultados.

Clique aqui para classificar o Erro de u

	z1	z2	z3	z4	z1/z2 x z3/z4	Erro de u
1	28	21	43	27	2.123456790	0.000000790
2	32	24	43	27	2.123456790	0.000000790
3	36	27	43	27	2.123456790	0.000000790
4	40	27	43	30	2.123456790	0.000000790
5	43	21	43	27	2.123456790	0.000000790

Figura 2.59 Tela de resultados para jogo de rodas de dois estágios.

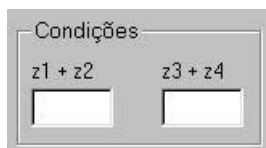


Figura 2.60 Caixa para fixar a soma dos números de dentes.

Um estágio, $f(u, a)$



Conceito

$F(u, a)$ = função da relação de transmissão e da distância entre centros.

Calcula os números de dentes de um par de engrenagens com pré-determinada distância entre centros, além da relação de transmissão, módulo normal, ângulo de perfil e ângulo de hélice.

Este módulo é particularmente útil para projetos de redutores de velocidade.

Progear, a partir de um método numérico, calcula a somatória dos números de dentes das rodas engrenadas, aceitando os valores, cuja soma dos fatores de deslocamento de perfil estejam entre -2 e +4.

A repartição da soma entre as rodas 1 e 2 (fatores x_1 e x_2 , respectivamente) é efetuado levando-se em conta uma velocidade de deslizamento relativo um pouco maior na cabeça da roda motora, com relação à de cabeça da roda movida. Por isso, é necessário informar se a transmissão é para mais lento ou para mais veloz.

Desta forma, o engrenamento será equilibrado no que diz respeito à velocidade de deslizamento e à solitação no pé do dente.

Quando a somatória de x é próxima de um dos limites, pode ocorrer de x_1 ou x_2 ultrapassar os limites estabelecidos neste módulo do sistema (-1 e +2). Neste caso, o valor que ultrapassar o limite é ajustado para exatamente o valor do limite, enquanto que o outro será o complemento da somatória.

Os símbolos apresentados na primeira coluna da tabela de jogo de rodas deste módulo indicam:

- ✓ Ajuste otimizado de x_1 e x_2 . Prefira as opções com esta indicação.
- ⊥ x_1 ou x_2 truncados para -1 ou +2.

A tabela apresenta ainda:

- ✓ Os números de dentes das duas rodas que formam o par;
- ✓ Os fatores de deslocamento dos perfis;
- ✓ A relação de transmissão real ($z1 / z2$) e
- ✓ O erro entre a relação de transmissão real e àquela inserida.

Você poderá escolher a opção mais interessante para em seguida, continuar o projeto.

Note que as linhas superiores da tabela apresentam dentes com grandes deslocamentos positivos.

À medida que vai descendo na tabela, os deslocamentos vão diminuindo.

Selecione cada linha, introduza todos os dados solicitados (você poderá utilizar-se do *Assistente* para isto) e analise os resultados, principalmente o desenho dos dentes engrenados, antes de tomar uma decisão definitiva.

Na tela onde é apresentada a tabela de jogo de rodas, o botão *assistente* selecionará o jogo com o menor valor absoluto da soma de $x1$ e $x2$. Ver figura 2.61.

	z1	z2	x1+x2	x1	x2	z2 / z1	Abs(Erro)
!	017	055	3.515	1.515	2.000	3.235294	0.035294
✓	017	056	2.806	1.170	1.636	3.294118	0.094118
✓	018	056	2.133	0.916	1.217	3.111111	0.088889
✓	018	057	1.497	0.677	0.820	3.166667	0.033333
✓	018	058	0.901	0.466	0.435	3.222222	0.022222
✓	018	059	0.347	0.288	0.059	3.277778	0.077778
✓	018	060	-0.161	0.150	-0.311	3.333333	0.133333
✓	019	059	-0.161	0.139	-0.300	3.105263	0.094737

Figura 2.61 Tabela de jogo de rodas para um estágio, $f(u, a)$

Resultados (Um estágio, $f(u, a)$)

Os resultados deste módulo são idênticos aos resultados listados abaixo do módulo *Projeto \ Comprovação da capacidade de carga*.

Características geométricas.....	Ver páginas de 46 até 57
Tolerâncias.....	Ver páginas de 58 até 61
Desvios.....	Ver páginas de 61 até 69
Desenho dos dentes.....	Ver páginas de 90 até 91

Dois estágios - Aplicados em VES



Conceito

VES = Variadores com Engrenagens Substituíveis

Esta opção é muito útil para quem fabrica engrenagens em geradoras equipadas com recâmbio de engrenagens.

Dadas as características da máquina como: intervalo de rodas disponível, ou seja, o número de dentes da roda menor e o número de dentes da roda maior, constante de divisão e de avanço, relação de transmissão (u) e os dados da ferramenta e da peça a ser usinada, o sistema calcula os números de dentes das engrenagens necessárias para montar o recâmbio da máquina.

Características da máquina

Todos os tipos de máquinas geradoras da empresa, equipadas com recâmbio de engrenagens substituíveis, devem ser cadastrados neste arquivo.

O sistema salva os dados automaticamente a medida em que são inseridos.

O arquivo é composto pelos seguintes campos:

CÓDIGO DA MÁQUINA

O código da máquina deve ter a seguinte estrutura:

TTM-000, onde:

TT = Iniciais do tipo da máquina. Por exemplo: FR = Fresadora.

M = Inicial da marca da máquina. Por exemplo: P = Pfauter.

000 = Número seqüencial. Por exemplo: 005.

Assim sendo, o código completo seria: FRP-005.

IDENTIFICAÇÃO DA MÁQUINA

Tipo, marca e modelo. Ou outra forma, se desejar.

Divisão e Diferencial

Constante: É característico de cada máquina. O manual da máquina fornece este valor.

Z_{\min} e Z_{\max} : É o intervalo de rodas (identificadas pelo seu número de dentes) disponíveis. O limite máximo é $Z_{\max} = 400$.

z_1+z_2 e z_3+z_4 : Preencher este campo somente quando houver a exigência de se montar um par de engrenagens com a distância entre centros pré fixada.

LISTA DE RODAS DISPONÍVEIS

Esta lista é gerada automaticamente pelo sistema, considerando uma única roda para cada número de dentes pertencente ao intervalo de rodas inserido.

Você pode não possuir algumas rodas do intervalo e pode também possuir mais que uma roda com o mesmo número de dentes. Você precisa selecionar (clique) na roda que deseja alterar e digitar a quantidade de rodas disponíveis no campo abaixo da lista. Se a quantidade for zero, o sistema não incluirá esta roda na pesquisa.

Os cinco botões abaixo e à esquerda, servem para manipular o arquivo. Ver na figura 2.62 todos os campos citados acima.

Características da máquina 1 de 17:

Código da máquina

Identificação da máquina

Divisão

Constante	z mín	z máx	z1+z2	z3+z4
<input type="text" value="12"/>	<input type="text" value="24"/>	<input type="text" value="120"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>

Diferencial

Constante	z mín	z máx	z1+z2	z3+z4
<input type="text" value="5.96831"/>	<input type="text" value="23"/>	<input type="text" value="120"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>

Lista de rodas disponíveis

Divisão	Diferencial
24	23
25	24
26	25
27	26
28	27
29	28
30	29
31	30
32	31
33	32
34	33
35	34
36	35

Quant Quant

Próximo

Prévio 

OK

Procurar

Anterior

Próximo

Excluir

Adicionar

Figura 2.62 Características da máquina.

Resultados (Dois estágios - Aplicados em VES)

Os resultados são apresentados em uma tabela simples com os números de dentes das quatro rodas que formam os dois pares de engrenagens, ou seja, z_1 , z_2 , z_3 e z_4 , a relação de transmissão real ($z_1 / z_2 \times z_3 / z_4$) e o erro entre a relação de transmissão real e àquela inserida por você. Ver figura 2.63.

Jogo de rodas para divisão:						
	z_1	z_2	z_3	z_4	$z_1/z_2 \times z_3/z_4$	Erro de u
1	24	25	30	48	0.600000000	0.000000000
2	24	25	35	56	0.600000000	0.000000000
3	24	25	40	64	0.600000000	0.000000000
4	24	25	45	72	0.600000000	0.000000000
5	24	25	50	80	0.600000000	0.000000000
6	24	25	55	88	0.600000000	0.000000000
7	24	25	60	96	0.600000000	0.000000000

Jogo de rodas para diferencial:						
	z_1	z_2	z_3	z_4	$z_1/z_2 \times z_3/z_4$	Erro de u
1	32	26	68	41	2.041275797	0.000006346
2	32	39	102	41	2.041275797	0.000006346
3	34	26	64	41	2.041275797	0.000006346
4	34	39	96	41	2.041275797	0.000006346
5	41	25	117	94	2.041276596	0.000005548
6	41	27	82	61	2.041287189	0.000005045
7	41	47	117	50	2.041276596	0.000005548

Clique aqui para classificar o erro de u.

Figura 2.63 Jogo de rodas para divisão e diferencial.

O sistema pode pesquisar todas as alternativas possíveis para que se obtenha o número de resultados determinados por você, entre 100 e 2000. Ver figura 2.64.

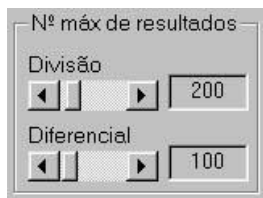


Figura 2.64 Caixa para selecionar o número máximo de resultados.

Você pode também determinar o rigor de precisão entre 0.1 e 0.00000001. O rigor de precisão é a diferença máxima permitida entre a relação de transmissão real calculada e àquela inserida. Ver figura 2.65.



Figura 2.65 Caixa para selecionar o rigor de precisão dos cálculos.

Dependendo do processador de seu computador, do rigor de precisão e do número máximo de resultados adotado, este processamento poderá demorar alguns minutos para ser concluído.

Na parte inferior da tela onde são mostradas as tabelas dos jogos de rodas, duas barras de progressão indicam a quantidade de jogos encontrados e o percentual pesquisado. Você poderá interromper o processamento clicando no botão *Parar* se estiver satisfeito com a quantidade de jogos encontrados até aquele momento. Ver figura 2.66.

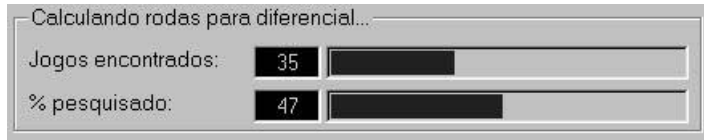


Figura 2.66 Barras de progressão

Você pode classificar a tabela de resultados, clicando no botão que encabeça a coluna a qual deseja classificar.

Por exemplo: Se você deseja a classificação dos erros, clique no botão *Erro de u*.

A ordem de classificação é sempre do menor para o maior valor da coluna, de cima para baixo respectivamente.

É sempre muito conveniente classificar a tabela na coluna *Erro* antes de imprimir um relatório. Neste caso, o jogo apresentado na primeira linha da tabela será o mais adequado.

Em função dos dados introduzidos, Progear calcula as relações de transmissão para a divisão e para o diferencial. Esses valores são mostrados na própria tela de resultados no canto superior direito. Ver figura 2.67.



Figura 2.67 Valores das relações de transmissão calculadas.

Epicycloidal



Conceito

Epicycloidal é um tipo de redutor planetário composto de:

Roda solar: Roda com dentes externos, montada no centro do sistema onde entra a rotação do motor.

Rodas planetárias: Rodas com dentes externos, engrenadas na roda solar formando um conjunto de duas ou mais, equidistantes ou não entre si e fixadas num anel solidário ao eixo de saída do redutor.

Roda fixa: Roda com dentes internos, fixada na carcaça do redutor e engrenada nas rodas planetárias.

Progear calcula o número de dentes e todas as demais características geométricas dos três tipos de engrenagens em função da relação de transmissão e demais condições introduzidas por você.

A relação de transmissão no redutor epicycloidal é:

$u = (z_3 + z_1) / z_1$, onde z_3 é o número de dentes da roda fixa e z_1 o número de dentes da roda solar. O número de dentes das rodas planetárias não influencia na relação de transmissão.

Se o uso da transmissão, pelo sistema de planetárias, objetivar reversão de rotação, a fórmula a ser usada será:

$$u = z_3 / z_1.$$

Os desvios e as tolerâncias são calculados apenas para as rodas com dentes externos (solar e planetárias).

Este sistema, a partir de um método numérico, calcula a somatória dos números de dentes das rodas engrenadas, aceitando os valores, cuja soma dos fatores de deslocamento de perfil estejam entre -2 e +4.

A repartição da soma dos fatores x_1 e x_2 (rodas solar e planetária respectivamente) é efetuado levando-se em conta uma velocidade de deslizamento relativo um pouco maior na cabeça da roda solar, com relação à de cabeça da roda planetária. Desta forma, o engrenamento será equilibrado no que diz respeito à velocidade de deslizamento e à sollicitação no pé do dente.

Quando a somatória de x é próxima de um dos limites, pode ocorrer de x_1 ou x_2 ultrapassar os limites estabelecidos neste módulo do sistema (-1 e +2). Neste caso, o valor que ultrapassar o limite é ajustado exatamente no valor do limite, enquanto que o outro será o complemento da somatória.

Os símbolos apresentados na primeira coluna da tabela de jogo de rodas deste módulo indicam:

- ✓ Ajuste otimizado de x_1 e x_2 . Prefira as opções com esta indicação.
- ⊠ x_1 ou x_2 truncados para -1 ou +2.

Tabela de opções para sistema epicicloidal

Resultados parciais são apresentados em uma tabela com os números de dentes das três rodas que formam o sistema epicicloidal. Ver figura 2.68.

	zZ	zP	zH	xZ+xP	xP+xH	xZ	xP	xH	u efetivo	Abs(Erro)
✓	018	018	-054	0.355	-0.355	0.178	0.178	-0.533	4.000000	0.000000
✓	019	019	-057	-0.564	0.564	-0.282	-0.282	0.846	4.000000	0.000000

Figura 2.68 Tabela de opções para sistema epicicloidal.

São fornecidos também os fatores de deslocamento dos perfis, a relação de transmissão total real e o erro entre a relação de transmissão total real e àquela inserida.

Você poderá escolher a opção mais interessante para em seguida, continuar o projeto.

Após selecionar uma opção, você pode clicar no botão *Esquema* para ver a proporção dos tamanhos das rodas que compõem o sistema epicicloidal. Ver exemplo na figura 2.69.

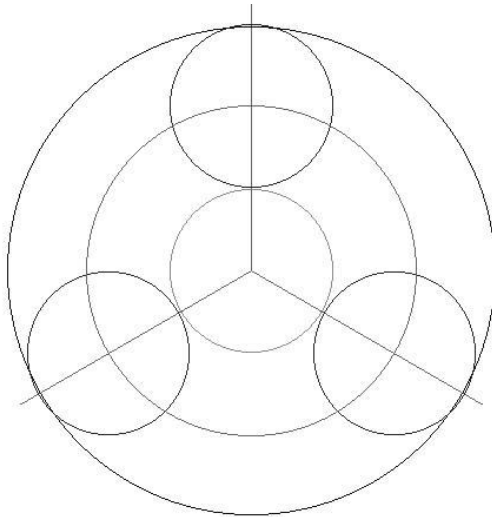


Figura 2.69 Esquema da proporção dos tamanhos das rodas que compõem o sistema.

Resultados (Epicicloidal)

Os resultados deste módulo são idênticos aos resultados listados abaixo, referentes ao módulo *Projeto / Comprovação da capacidade de carga*, com as seguintes exceções:

1. O número de dentes para uma roda com dentes internos é representado com o sinal negativo, portanto, todas as grandezas calculadas em função do número de dentes, serão negativas também com exceção para a dimensão W .
2. Para a roda dentada fixa (com dentes internos), onde se lê espessura do dente, deve ser lido dimensão do vão.
3. Para a roda dentada fixa (com dentes internos), onde se lê dimensão sobre k dentes, deve ser lido dimensão entre k vãos.
4. Para a roda dentada fixa (com dentes internos), onde se lê dimensão sobre, deve ser lido dimensão entre.
5. Na parte referente ao desenho dos dentes, é possível ver também o desenho das rodas: planetária e fixa, engrenadas.

Características geométricas.....	Ver páginas de 46 até 57
Tolerâncias.....	Ver páginas de 58 até 61
Desvios.....	Ver páginas de 61 até 69
Desenho dos dentes.....	Ver páginas de 90 até 91

Aplicados em variadores escalonados



Conceito

Variadores escalonados de velocidades são conjuntos aplicados em máquinas, onde são necessárias diferentes velocidades de saída para uma única velocidade de acionamento.

Este módulo do Progear, calcula os números de dentes e demais características geométricas, assim como as tolerâncias, os desvios, os desenhos dos dentes engrenados, etc. de todas as rodas dentadas pertencentes a um variador escalonado de velocidades.

Com este sistema, você pode calcular engrenagens para variadores escalonados algebricamente de 2, 3, 4, 6, 8, 9 e 12 velocidades diferentes de saída.

Os conjuntos são compostos por variadores básicos (VB) de 2 e/ou 3 escalões.

Para 2 velocidades é necessário apenas um VB de 2 escalões. Para 3 velocidades é necessário apenas um VB de 3 escalões.

Para 4 velocidades são necessários 2 VB de 2 escalões cada, acoplados em série.

Para 6 velocidades são necessários 2 VB. Um de 2 escalões e um de 3 escalões ou um de 3 escalões e um de 2 escalões, acoplados em série, e assim por diante.

O variador básico de dois escalões funciona da seguinte maneira:

A velocidade angular de acionamento (de entrada) é transformada uma vez pelas engrenagens 1-2 e a seguir, pelas engrenagens 3-4 para a velocidade final (de saída). Os pares de engrenagens 1-2 e 3-4 podem ser levados a atuar pela ação de acoplamentos ou por deslocamento axial.

O variador básico de três escalões funciona de maneira análoga.

Tipo do variador

Você pode escolher um entre os dez tipos de variadores disponibilizados por este sistema. São eles:

Tipo	Marchas	Eixos	Pares de rodas
1x2	2	2	2
1x3	3	2	3
2x2	4	3	4
2x3	6	3	5
3x2	6	3	5
2x2x2	8	4	6
3x3	9	3	6
2x2x3	12	4	7
2x3x2	12	4	7
3x2x2	12	4	7

Você pode ver um desenho esquemático do conjunto de engrenagens, clicando no botão *Esquema*. As figuras de 2.70 a 2.79 mostram os dez esquemas.

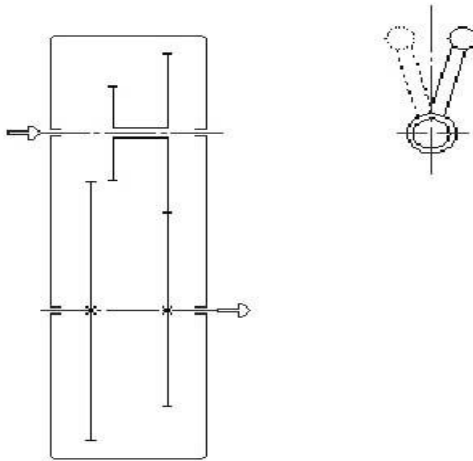


Figura 2.70 Esquema de uma transmissão de 2 eixos e 2 marchas.

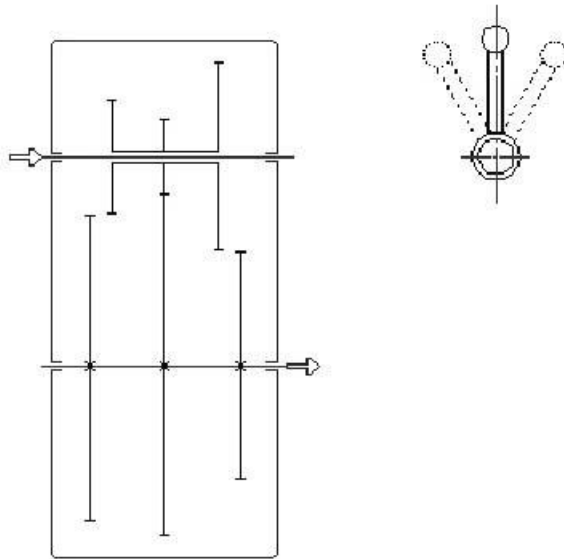


Figura 2.71 Esquema de uma transmissão de 2 eixos e 3 marchas.

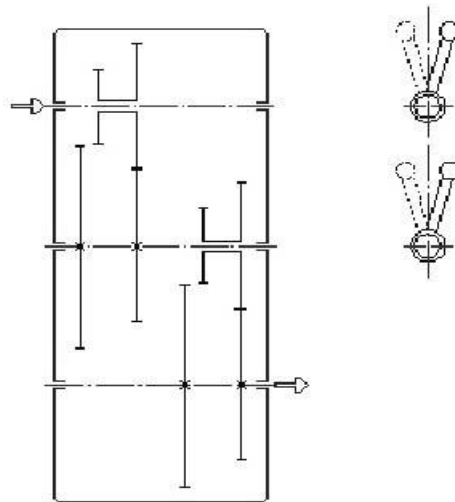


Figura 2.72 Esquema de uma transmissão de 3 eixos e 4 marchas.

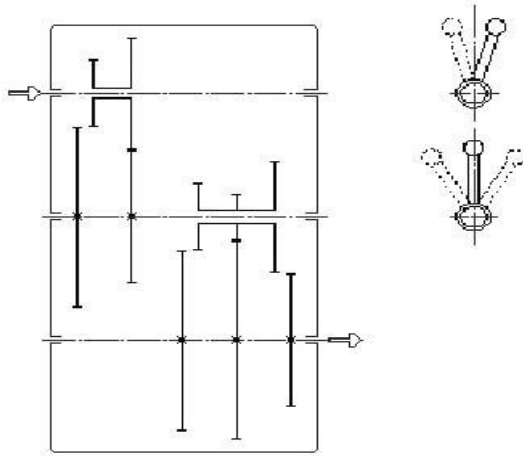


Figura 2.73 Esquema de uma transmissão de 3 eixos e 6 marchas.

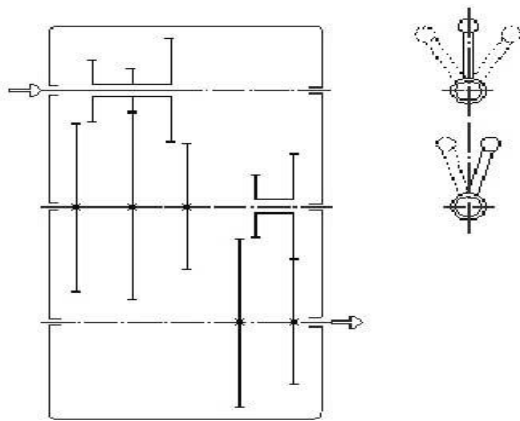


Figura 2.74 Esquema de uma transmissão de 3 eixos e 6 marchas.

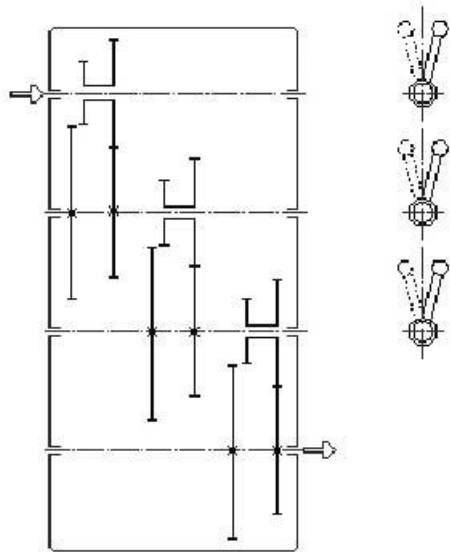


Figura 2.75 Esquema de uma transmissão de 4 eixos e 8 marchas.

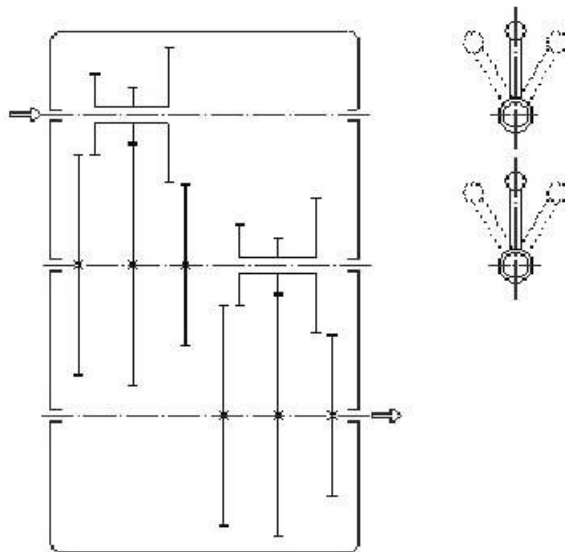


Figura 2.76 Esquema de uma transmissão de 3 eixos e 9 marchas.

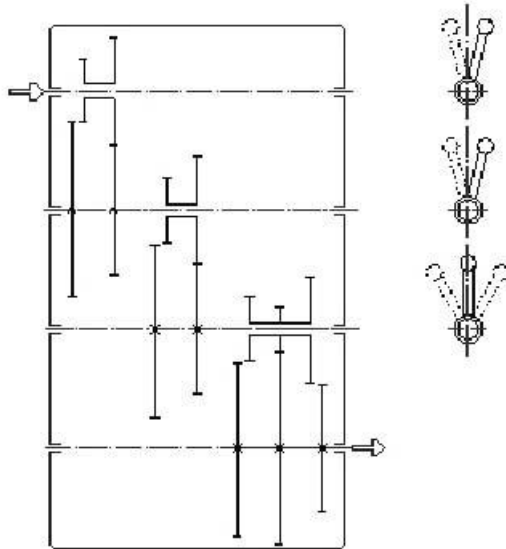


Figura 2.77 Esquema de uma transmissão de 4 eixos e 12 marchas.

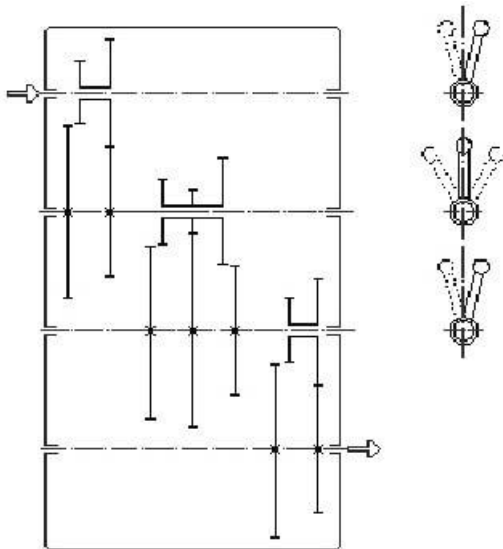


Figura 2.78 Esquema de uma transmissão de 4 eixos e 12 marchas.

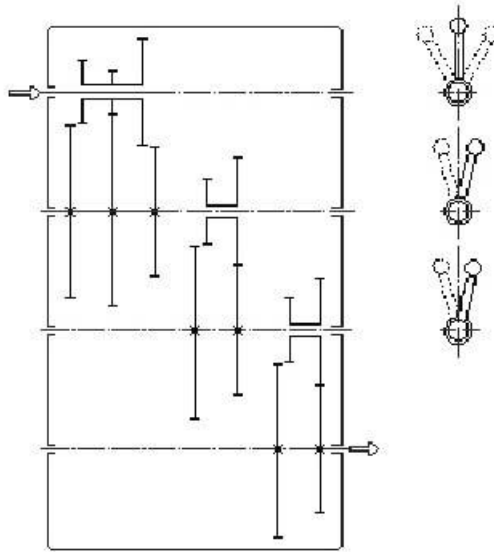


Figura 2.79 Esquema de uma transmissão de 4 eixos e 12 marchas.

Escalonamento e rede de arranjo

Escalonamento

É o afastamento entre os números de rotações e está intimamente relacionado com o número de escalões.

Os números de rotações são escalonados segundo uma série geométrica e é formada pela lei:

$$n_1 ; n_2 = n_1 \cdot \varphi ; n_3 = n_2 \cdot \varphi ; n_4 = n_3 \cdot \varphi$$

ou, de modo geral: $n_g = n_1 \cdot \varphi^{g-1}$ onde g representa o número de termos.

Designa-se φ como o escalonamento da série e estão disponíveis neste sistema, os escalonamentos: 1.12, 1.25, 1.40, 1.60 e 2.00.

Os escalonamentos 1.25 e 1.40 são os mais frequentemente encontrados nos variadores das máquinas operatrizes.

Rede de arranjo

É a representação gráfica, sem escala, das velocidades e das relações de transmissão segundo sua interdependência decorrente da lei de formação, indicando:

As retas horizontais: os eixos do variador;

O afastamento das retas verticais: o escalonamento entre as velocidades.

Ver exemplos na figura 2.80.

Dependendo do arranjo escolhido, certas relações de transmissão, podem resultar grandes demais, inviabilizando sua construção.

Sob este ponto de vista, a janela *Redes de arranjo*, que fornece todas as opções possíveis para cada tipo de variador, apresenta-se com o foco dirigido (botão pressionado) na melhor opção.

A rotação de entrada, ou velocidade de acionamento, é dada, e a partir desta, deve ser gerada uma série de velocidades de saída, onde a maior delas deve também ser fornecida. As velocidades intermediárias são calculadas em função do escalonamento.

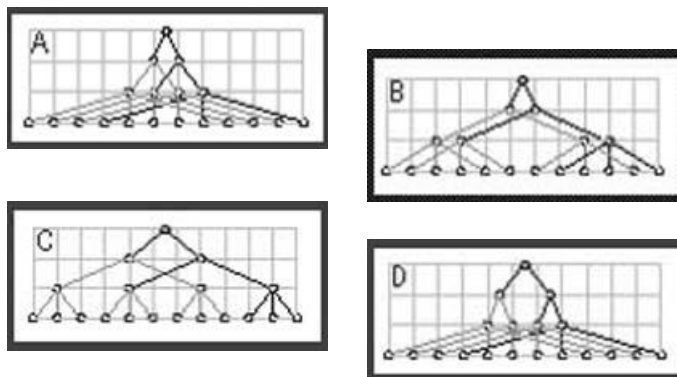


Figura 2.80 Exemplos de redes de arranjo

Tabela de opções para variadores escalonados

Os resultados são apresentados em uma tabela com os números de dentes, os fatores de deslocamento dos perfis e a relação de transmissão de todas as rodas que compõem o variador. Ver figura 2.81.

Nesta tela, antes de clicar no botão *Processar*, você pode determinar a ampliação e a redução máximas para cada par de engrenagens do variador.

Após o processamento, você poderá escolher a opção mais interessante (ver figura 2.81), para em seguida continuar o projeto.

A tabela *RPM de cada marcha* será preenchida com as rotações, os escalonamentos reais e a rede de cada velocidade.

O botão *Linha prévia selecionada* coloca o foco na linha selecionada na oportunidade anterior.

Jogo de rodas para variadores escalonados de velocidades:

Características das engrenagens:

Nº	z1T	z1V	x1T	x1V	u1	z2T	z2V	x2T
1	023	049	0.000	0.000	2.130	018	054	0.000
2	022	050	0.000	0.000	2.273	017	055	0.000
3	021	051	0.000	0.000	2.429	016	056	0.000
4	020	052	0.000	0.000	2.600	015	057	0.000
5	019	053	0.000	0.000	2.789	015	057	0.000

RPM de cada marcha:

n	RPM	Escalon	Rede
12	1703	—	1,3,5
11	1182	1.44	2,3,5
10	865	1.37	1,3,6
9	600	1.44	2,3,6
8	445	1.35	1,3,7
7	309	1.44	2,3,7
6	224	1.38	1,4,5
5	156	1.44	2,4,5
4	114	1.37	1,4,6
3	79	1.44	2,4,6
2	59	1.34	1,4,7
1	41	1.44	2,4,7

Ampliação máxima 1: 0.50

Redução máxima 1: 4.00

Calculando jogos de rodas...

% pesquisado:

Linha prévia selecionada

Processar

Cálculo completo do par

Figura 2.81 Tabela de opções para variadores escalonados

Menu dos pares de engrenagens do variador

Todos os pares de engrenagens que compõem o variador, são apresentados na tela. Ver figura 2.82 na próxima página.

Você pode obter os cálculos completos de todos eles, um a um. Para isto, clique no primeiro par, escolha as configurações necessárias e clique em Ok para continuar o projeto.

Progear, no final das novas inserções, lhe fornecerá todas as características geométricas, tolerâncias, desvios, desenho dos dentes, etc., como em outros módulos

Neste momento você poderá salvar e, se desejar, imprimir o projeto do primeiro par, que acabou de calcular.

Clique no botão *Tabela*, para retornar na tela de opções. Clique no botão *Linha prévia selecionada* e em seguida em *Cálculo completo do par*. Selecione agora o segundo par. Proceda da mesma maneira que o fez para o

primeiro par. Continue com este mesmo procedimento até completar todos os pares.



Figura 2.82 Menu dos pares de engrenagens do variador

Resultados (Variadores escalonados)

Os resultados deste módulo são idênticos aos resultados listados abaixo, referentes ao módulo *Cálculo geométrico completo de um pa.*

Características geométricas.....	Ver páginas de 46 até 57
Tolerâncias.....	Ver páginas de 58 até 61
Desvios.....	Ver páginas de 61 até 69
Desenho dos dentes.....	Ver páginas de 90 até 91

Pinhão e cremalheira para direção automotiva



Conceito

O par engrenado entre um pinhão e uma cremalheira é útil quando se deseja transformar um movimento de rotação em um movimento linear.

O movimento da cremalheira pode ser oblíquo com relação ao eixo do pinhão, possibilitando várias aplicações.

Uma das aplicações mais típicas é o sistema de direção automotiva, onde o volante de direção deve transmitir movimento linear para a barra que, por sua vez, movimentada as rodas do veículo.

Este módulo do Progear calcula o número de dentes do pinhão em função do deslocamento da cremalheira para uma volta completa deste pinhão.

Tabela de opções para pinhão e cremalheira

As opções são apresentadas em uma tabela com números de dentes e os módulos normais.

O *Assistente* selecionará sempre o módulo normal mais próximo de dois.

Você poderá escolher a opção mais interessante para em seguida continuar o projeto.

Resultados (Pinhão e cremalheira)

Os resultados deste módulo são idênticos aos resultados listados abaixo, referentes ao módulo *Projeto / Comprovação da capacidade de carga*, com as seguintes exceções:

Na cremalheira, o diâmetro de referência é substituído pelo valor zero.

Na cremalheira, o diâmetro de base não é definido.

Na cremalheira, os diâmetros de cabeça, útil de cabeça, de pé, útil de pé e outros, são substituídos pelo valor definido como a diferença entre estes pontos geométricos e a linha primitiva dos dentes. Os pontos geométricos que estiverem acima da linha primitiva, ou seja, mais próximos à cabeça dos dentes, serão positivos. Os que estiverem abaixo, serão negativos, evidentemente.

Espessura do dente na cremalheira é o tamanho da linha primitiva que corresponde a um dente na seção normal sem afastamento.

Na cremalheira a dimensão W não é definida.

Dimensão M na cremalheira é a dimensão entre a linha primitiva dos dentes e a linha tangente externa ao rolo, paralela à linha primitiva.

No caso do conjunto ser aplicado em sistemas de direção automotiva, o jogo entre flancos normalmente é nulo, devido que, uma mola helicoidal pressiona a cremalheira contra o pinhão.

Características geométricas.....	Ver páginas de 46 até 57
Tolerâncias.....	Ver páginas de 58 até 61
Desvios.....	Ver páginas de 61 até 69
Desenho dos dentes.....	Ver páginas de 90 até 91

Módulo 16

Tolerâncias do dentado



Objetivo

Este módulo do Progear tem por objetivo determinar todos os desvios máximos permitidos para cada característica do dentado conforme as normas DIN 3962.

Neste módulo do sistema, você pode formar uma família de tolerâncias em função da aplicação, ou seja, do grupo de função das engrenagens e em função dos equipamentos disponíveis, ou seja, do grupo de ensaio para os controles.

Você pode ainda, definir um padrão de limites para o perfil evolvente, para cada roda do par.

Desvios do dentado

Desvio de forma no perfil evolvente (ff): É a distância entre os dois perfis de referência que delimitam a curva do perfil real. Ver exemplo na figura 2.83.

Desvio angular do perfil evolvente ($FH\alpha$): É a diferença entre o ângulo de perfil real e o teórico verificada a partir da curva compensadora dentro da área de avaliação. Ver exemplo na figura 2.83.

Desvio total no perfil evolvente (Ff): É a diferença entre duas paralelas à evolvente teórica que delimitam toda a curva de perfil real, compreendida dentro da área de avaliação. Ver exemplo na figura 2.83.

Desvio de passo individual (fp): É a diferença entre o passo circular teórico e o real, medido o mais próximo possível do círculo de referência.

Desvio de passo base normal (fpe): É a diferença entre a medida teórica e a medida real tomada em um só passo base. $fpe = 1.25 fp$.

Erro de divisão entre 2 dentes consecutivos (fu): É a maior diferença entre dois passos consecutivos.

Erro de passo total (Fp): É a diferença entre o maior e o menor passo, considerando-se todos os dentes da roda.

Desvio de passo sobre 1/8 de volta ($Fp z/8$): É a diferença entre o maior e o menor passo, considerando-se apenas 1/8 de dentes.

Varição das espessuras dos dentes (R_s): É a diferença máxima das espessuras dos dentes, verificada na totalidade deles.

Desvio total na linha dos flancos ($F\beta$): Diferença entre duas curvas paralelas à linha de flanco teórica, que delimitam a linha de flanco real compreendida dentro da área de avaliação. Normalmente a área de avaliação é 80% da largura b , ou seja, despreza-se 10% de cada um dos lados. Ver exemplo na figura 2.84.

Desvio angular na linha dos flancos ($fH\beta$): É a diferença entre o ângulo de hélice real e o teórico, verificada a partir da curva compensadora compreendida dentro da área de avaliação. Ver exemplo na figura 2.84.

Desvio de forma na linha dos flancos ($F\beta_f$): É a distância entre duas linhas de flanco de referência que delimitam a linha de flanco real. Ver exemplo na figura 2.84.

Comprovação da zona de contato (TRA): É a observação visual da impressão formada na roda em teste pelo contato de uma roda de referência. Uma pasta colorida, especialmente desenvolvida para este fim, é aplicada nos dentes da roda em teste, onde se revelará a zona de contato.

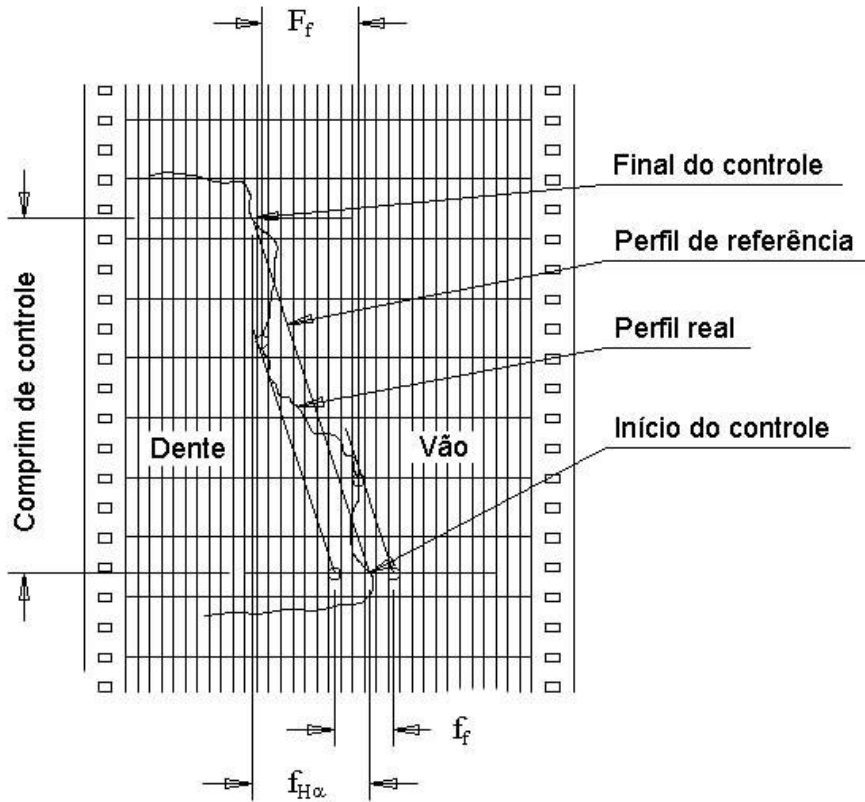


Figura 2.83 Gráfico de um perfil evolvente

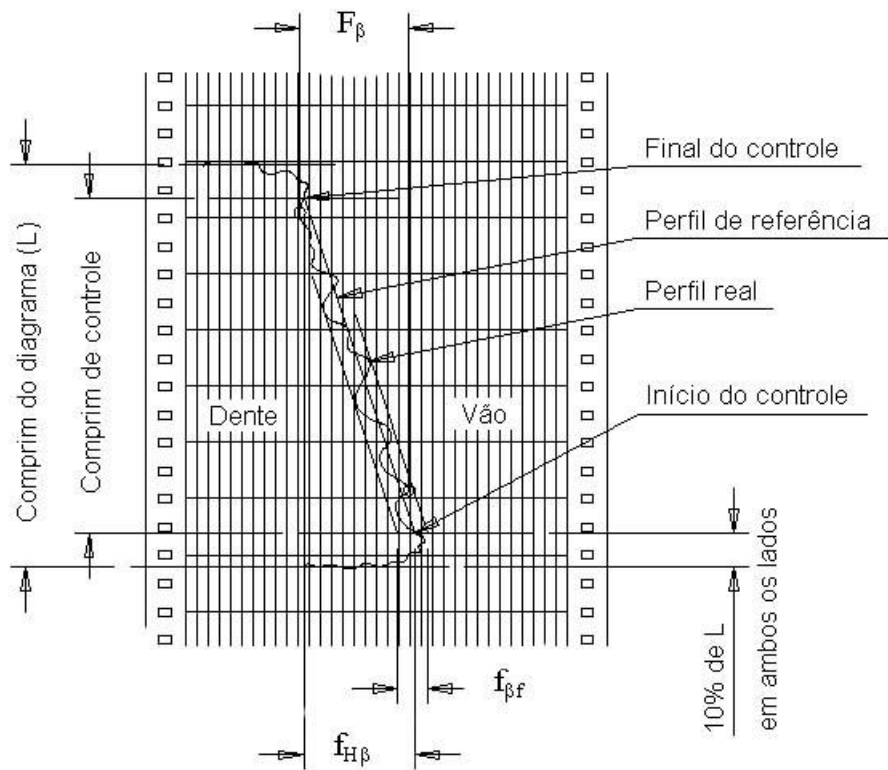


Figura 2.84 Gráfico de um perfil evolvente

Desvios de rodadura

São os desvios observados no processo pelo qual se faz rodar, em ensaios, a roda em inspeção com a roda máster, num aparelho de teste desenvolvido especialmente para este fim. Ver figura 2.85

Desvio de concentricidade (Fr): É a excentricidade máxima observada através de uma linha compensadora a ser traçada entre as curvas que representam os saltos de rodadura numa volta completa da roda em inspeção. É equivalente à diferença máxima entre as medidas radiais tomada sobre uma esfera colocada nos vão de todos os dentes da roda que gira em torno de seu eixo geométrico. Ver figura 2.85.

Desvio de trabalho composto radial (Fi''): É a amplitude máxima da variação da distância entre centros, no ensaio de rodadura numa volta completa da roda em inspeção com a roda máster, onde ambas são montadas, sem jogo entre flancos, pressionadas uma contra a outra através de uma mola. O registro gráfico deste ensaio apresenta uma secessão (igual ao número de dentes da roda) de pequenas ondulações. Fi'' é a distância, tomada na direção perpendicular ao movimento do papel na impressora, entre o pico mais alto e o vale mais baixo, observados em toda extensão do diagrama. Ver figura 2.85.

Erro de salto radial (fi''): É a amplitude máxima entre as ondulações apresentadas no ensaio de rodadura. Ver figura 2.85

Desvio de trabalho composto tangencial (Fi'): É a amplitude máxima da variação dos pontos situados sobre a linha de engrenamento (linha de ação) e seus pontos teóricos, no ensaio de rodadura numa volta completa da roda em inspeção com a roda máster, onde ambas são montadas com a distância entre centros nominal e seus flancos pressionados, um contra o outro, com uma força constante. O registro gráfico deste ensaio apresenta uma secessão (igual ao número de dentes da roda) de pequenas ondulações. Fi' é a distância, tomada na direção perpendicular ao movimento do papel na impressora, entre o pico mais alto e o vale mais baixo, observados em toda extensão do diagrama.

Erro de salto radial (fi''): É a amplitude máxima entre as ondulações apresentadas no ensaio de rodadura.

Os quatro botões com o símbolo \surd , alteram os resultados incorporando nos mesmos, o erro da roda máster.

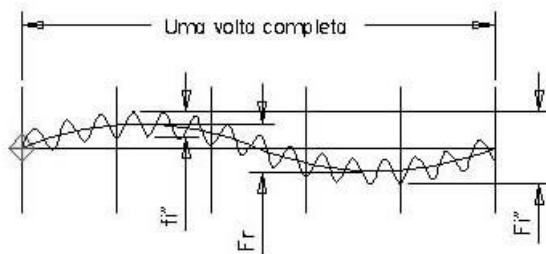


Figura 2.85 Exemplo de um gráfico de rodadura para uma roda com 15 dentes.

Família de tolerâncias

As tolerâncias devem ser escolhidas, levando-se em conta uma minimização dos custos de fabricação e controle sem, no entanto, prejudicar o funcionamento das engrenagens.

Às vezes é necessário combinar características de funcionamento associadas a uma determinada qualidade, como por exemplo:

Uniformidade na transmissão do movimento (G) com qualidade 8.

Suavidade de marcha, ou seja, baixo nível de ruído (L) com qualidade 7.

O grupo de função T (capacidade de carga estática) não foi especificado neste exemplo.

O grupo de ensaio, para todos os casos, é B.

No exemplo acima, podemos juntar as especificações, formando uma família de tolerâncias.

No caso: **G8B** e **L7B**.

Os desvios a serem controlados são indicados na coluna DI (Desvios Importantes) através de setas. As cores das setas indicam o grupo de função, a saber:

Branca	N
Azul claro	G
Azul escuro	L
Preta	T

Padrões de limites para o perfil evolvente

Em alguns casos é necessário alterar o perfil evolvente com o objetivo de se reduzir o ruído originário de deformações nos flancos dos dentes, geradas no tratamento térmico ou, ainda, em dentes com erros de forma da evolvente próximos à cabeça ou próximos ao pé do dente. Ver exemplo na figura 2.86.

Progear oferece até sete tipos diferentes de padrões, agrupados em seis combinações. Com a tela de padrões ativa, você pode ver o desenho do padrão com suas dimensões, que delimitam o traçado real do perfil evolvente.

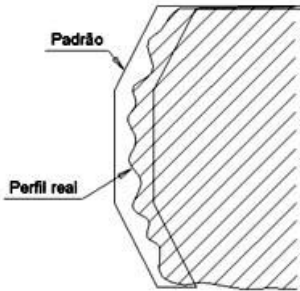


Figura 2.86 Padrão de limite para o perfil evolvente

O botão *Comutador de formatos* alterna os valores de desenvolvimento de milímetros para graus e vice-versa.



O botão DXF gera um arquivo com extensão dxf (desenho do padrão de limites na escala selecionada) que poderá ser lido em qualquer software CAD.



O valor do alívio (Ca) poderá ser alterado através do botão *Alterar Ca*.



O botão *Imprimir* desta tela, imprime somente o desenho do padrão na escala selecionada, com o cabeçalho normal e os dados de identificação da roda.



Esta folha será particularmente útil, se for impressa numa mídia transparente que servirá de máscara padrão para os futuros controles.

A curva de desenvolvimento:

A roda que se está controlando deve ser guiada pelo seu centro geométrico, quer seja um assento para rolamento, um furo estriado, no caso de um eixo dentado, pelos furos de centro, etc.

Normalmente o ensaio é composto por 3 ou 4 gráficos para cada família de flancos (direito e esquerdo), espaçados a 120° ou a 90° respectivamente.

Quando se gira a roda, o apalpador se desloca linearmente sobre a linha tangente ao círculo de base sem escorregamento. Ver um exemplo na figura 2.87.

Antes de fixar a roda sobre o mecanismo, esta deverá ser posicionada de maneira que o apalpador toque sobre o ponto mais próximo do pé que se deseja iniciar o controle. Na figura, designada como *Posição inicial*.

Movimentar o mecanismo (na figura a roda deverá ser girada no sentido horário) até que o apalpador atinja o ponto mais próximo à cabeça do dente que se deseja controlar. Na figura, designada como *Posição final*.

Para um perfil hipoteticamente perfeito do dente, a pressão do apalpador ao longo de seu trajeto, seria absolutamente constante. Neste caso o gráfico impresso pelo registrador da máquina seria uma reta vertical. Evidentemente que na prática o traçado do gráfico refletirá as variações da pressão do apalpador, mostrando exatamente as variações do perfil evolvente.

O gráfico terá sempre duas escalas: uma para as variações do perfil que normalmente são 250:1, 500:1 ou 1000:1 e outra para a direção do desenvolvimento que depende do tamanho do dente.

Pelo fato de existirem duas escalas, é importante que as medições no gráfico sejam efetuadas sempre na direção vertical ou na direção horizontal e nunca em uma direção diagonal.

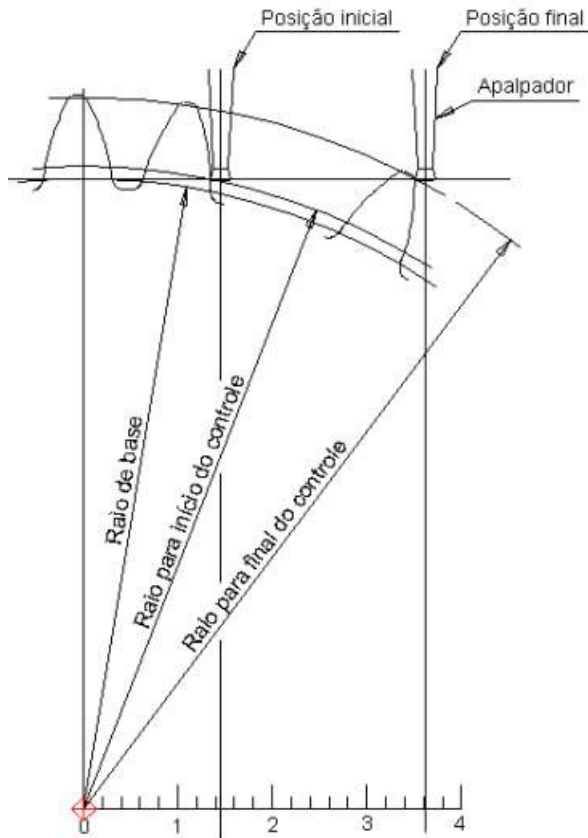


Figura 2.87 Posições do apalpador de um registrador gráfico

Módulo 17

Desenho do dente



Objetivo

Este módulo do Progear tem por objetivo:

- ✓ Desenhar o dente da roda;
- ✓ Desenhar as linhas de geração do dente;
- ✓ Desenhar o perfil de referência;
- ✓ Calcular as características dimensionais do perfil de referência.

Resultados

Desenho dos dentes

A tela de resultados mostra três dentes desenhados

A impressão do relatório mostra apenas um dente.

Na parte inferior esquerda da tela, uma série de botões estará disponível para que você possa manipular o desenho. Ver figura 2.88.

Com esses botões você pode deslocar o desenho para todas as direções, aumentar ou diminuir o seu tamanho e restabelecer o tamanho original.

Pode ainda girar a roda nos sentidos horário e anti-horário.

Os botões da série denominada *Círculos*, traçam os círculos de base, útil de cabeça, de intersecção entre a evolvente e a trocóide e o de referência deslocado.

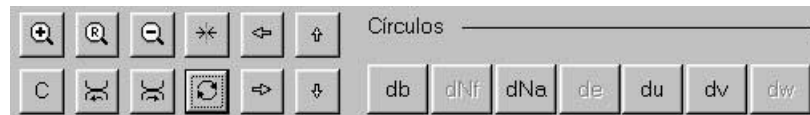


Figura 2.88 Botões para manipulação do desenho.

Um botão de comando é apresentado do lado direito da área do desenho, denominados *CAD*. Ver figura 2.89



Figura 2.89 Botão de comando para exportar desenho

Este comando abre uma janela onde você poderá escolher o desenho que desejará gerar e exportar para um sistema CAD (Desenho Auxiliado por Computador). Ver figura 2.90.

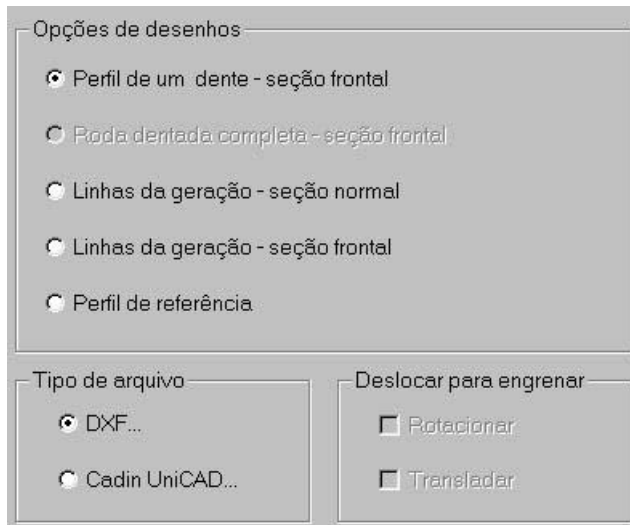


Figura 2.90 Opções de desenhos disponíveis

Dois tipos diferentes de arquivos poderão ser gerados pelo Progear: DXF e Cadin.

DXF é um arquivo universal que poderá ser lido por qualquer sistema CAD.

Cadin é um arquivo ASCII em formato proprietário UniCAD.

O desenho da roda dentada completa, em sua seção frontal, somente poderá ser gerado no Cadin. Neste caso, você precisará do software UniCAD.

Desenho das linhas de geração do dente

A opção *Geração* é a representação gráfica do perfil de referência (ferramenta caracol) em uma série de posições consecutivas assumidas durante o corte do dente. Ver figura 2.91.

Você pode alterar o número de entradas e também o número de lâminas da ferramenta caracol para ver o efeito causado. Note que a precisão da geração do perfil evolvente é inversamente proporcional ao número de entradas e diretamente proporcional ao número de lâminas. Os comandos que alteram essas características são mostrados na figura 2.92.

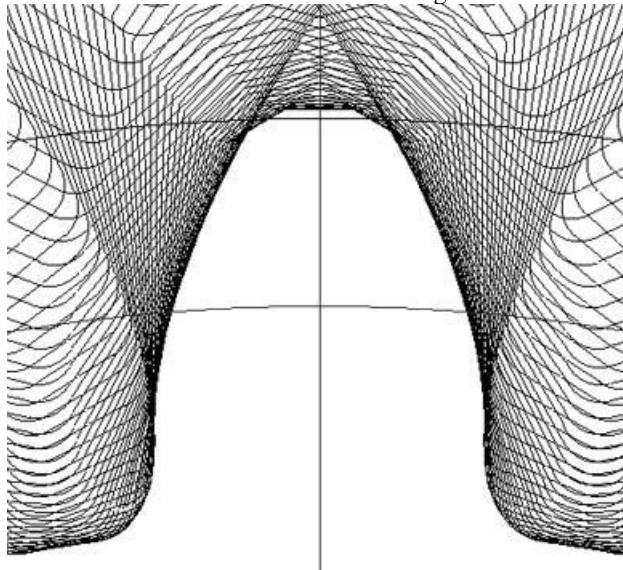


Figura 2.91 Geração do dente



Figura 2.92 Comandos que alteram as características da ferramenta caracol.

Desenho do perfil de referência

Esta tela, quando aberta, mostra o desenho do perfil de referência. Ver figura 2.93. O perfil de referência é exatamente o perfil do dente da ferramenta caracol que gera os dentes da engrenagem.

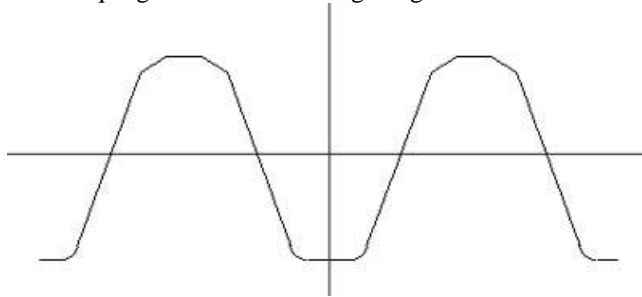


Figura 2.93 Perfil de referência.

Cálculo das características do perfil de referência

Clicando no botão *Características*, você poderá ver um esquema do perfil de referência com todas as suas características dimensionais calculadas. Estas características ficarão guardadas na memória para uso posterior, enquanto o programa estiver aberto. É particularmente útil para o estudo e análise da involutometria do dente. Ver figura 2.94.

Ângulo de pressão normal (α_0)	20.000	Raio da cabeça (r_k)	0.200
Altura total do perfil (h)	2.217	Espessura sobre a mediana (S_n)	1.571
Mediana à cabeça (h_k)	1.167	A de pressão do semi-topping (a_q)	58.843
Mediana ao semi-topping (h_q)	0.878	A de pressão da protuberância (a_p)	—
Altura da protuberância (h_p)	—	Protuberância (p)	0.000
Passo normal (p_n)	3.142	Módulo normal (m_n)	1.000

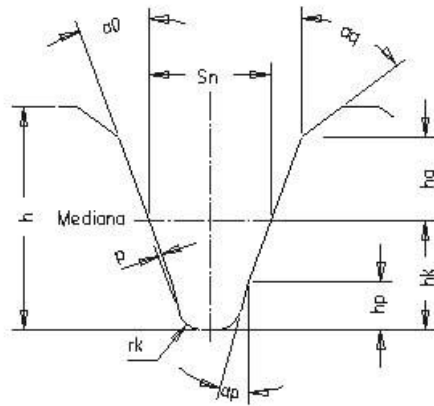


Figura 2.94 Características do perfil de referência

Módulo 18

Involutometria do dente



Objetivo

Este módulo do Progear tem por objetivo, analisar o traçado do conjunto de curvas geradas por uma ferramenta tipo caracol, que representa o dente de uma roda dentada com perfil evolvente.

As curvas que compõem este conjunto são:

- ✓ Evolventes dos flancos (fresadas e acabadas)
- ✓ Evolventes do chanfro de cabeça
- ✓ Evolventes geradas pelas protuberâncias
- ✓ Trocóides
- ✓ Arco de pé
- ✓ Círculo que representa o diâmetro de cabeça máximo
- ✓ Círculo de referência
- ✓ Círculo de base

O traçado destas curvas é função do número de dentes e da espessura circular normal acabada do dente da roda.

Características do perfil de referência

Seleção de opções para estudo de involutometria do dente:

O perfil de referência possui três características que devem ser definidas na primeira tela deste módulo. São elas:

1. Perfil de referência para chanfrar
2. Perfil de referência com ou sem protuberância
3. Perfil de referência pré-shaving ou pré-retífica

A protuberância pode ser do tipo tangente ou do tipo paralela.

O botão pressionado seleciona o item. Ver figura 2.95.

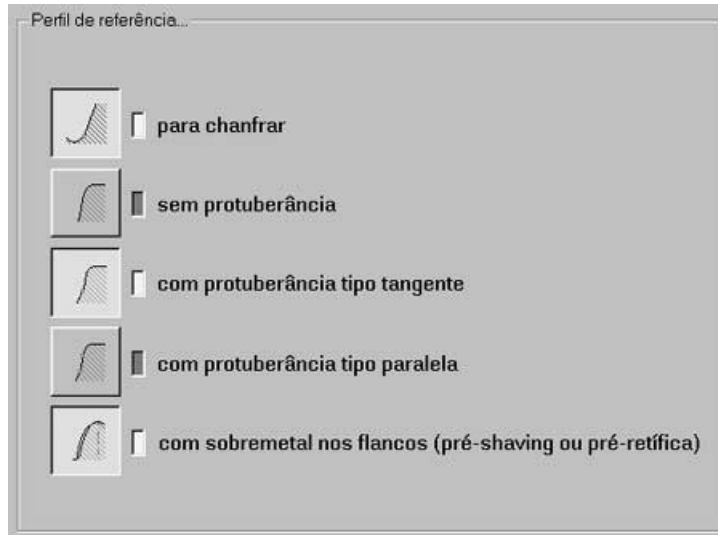


Figura 2.95 Opções para o estudo da involutometria do dente.

Resultados

A tela de resultados mostra a involutometria do dente. Um exemplo é mostrado na figura 2.96.

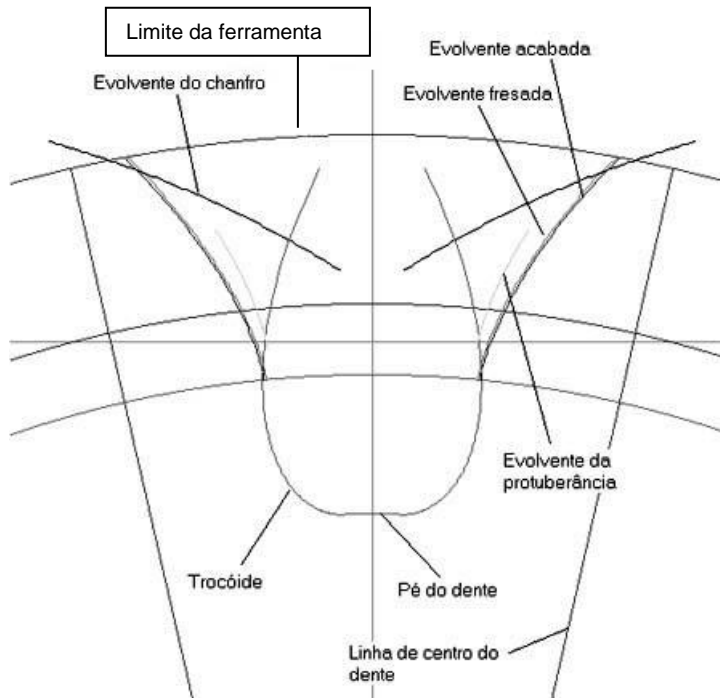


Figura 2.96 Exemplo de involutometria do dente.

O círculo *Limite da ferramenta* (mostrado em destaque na figura 2.96) não é cortado pela ferramenta. Trata-se do limite máximo que a ferramenta pode cortar.

Clicando no botão *Desenho do dente* (ver figura 2.97 a), você obtém o desenho do dente. Na verdade, este botão alterna o traçado da involutometria com o desenho do dente. Quando você clica neste botão, o desenho mostrado é exatamente o perfil gerado pela ferramenta tipo caracol. Portanto o diâmetro de cabeça, quando não cortado pela ferramenta, não aparecerá. Para traçar o diâmetro de cabeça, definido pelo blank, clique no botão correspondente, mostrado na figura 2.97 c.

O botão *Diâmetros notáveis* (figura 2.97 b), mostra os valores dos seguintes diâmetros:

- ✓ De cabeça
- ✓ Do início do chanfro – acabado
- ✓ Do início do chanfro – fresado
- ✓ Do início da evolvente – fresado

- ✓ Do início da evolvente – acabado
- ✓ De pé

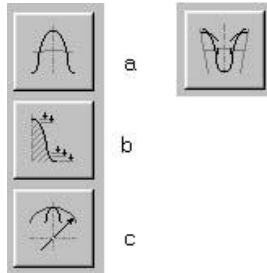


Figura 2.97 a: Alterna desenho e involutometria do dente

Figura 2.97 b: Mostra diâmetros notáveis

Figura 2.97 c: Traça o círculo de cabeça da roda.

Com os botões DXF (figura 2.98), você pode gerar um arquivo de desenho para CAD (com extensão DXF). Este arquivo tem um padrão universal e poderá ser importado por qualquer sistema CAD.

O botão superior (dentro da moldura DXF), gerará um arquivo com diversos grupos (layers), ou seja, um para cada entidade do desenho.

O botão inferior (dentro da moldura DXF) gerará um arquivo com um único grupo (layer).



Figura 2.98 Botões DXF.

Você poderá traçar círculos, digitando seu valor no campo apropriado e clicando no botão correspondente. Ver figura 2.99.



Figura 2.99 Botão para traçar o círculo cujo valor é digitado no campo à sua direita.

Na impressão do relatório, aparecerá somente um círculo, justamente àquele, cujo valor esteja explicitado. Os círculos poderão ser apagados clicando-se no botão C mostrado na figura 2.99

Esta tela é dotada ainda dos botões: Zoom para mais, Zoom para menos, Pan para todas as direções, Restaurador e Centralizador do desenho. Ver figura 2.100.



Figura 2.100 Botões para manipular os desenhos.

Módulo 19

Tempo de usinagem



Objetivo

Este módulo do Progear tem por objetivo, calcular o tempo de usinagem para as operações de:

- ✓ Fresamento. Geração dos dentes com ferramenta caracol (sem-fim cortador).
- ✓ Aplainamento. Geração dos dentes com ferramenta shaper (engrenagem de corte).
- ✓ Rasqueteamento. Acabamento dos flancos com ferramenta shaving.

Conceito (Fresamento)



Processo de geração, onde a ferramenta é um sem-fim cortador conhecido como caracol, que apresenta o filete interrompido por uma série de sulcos axiais ou helicoidais que formam as arestas de corte. Pode ser construída com uma ou mais entradas. O número de entradas influencia no tempo de usinagem.

Este é o processo mais utilizado para a geração de rodas dentadas, quando nestas, não houver empecilho para a passagem da ferramenta.

Tipo de avanço

Você deve selecionar um dos três tipos básicos de avanço, para a operação de fresamento.

São eles:

1. **Axial**, é o mais utilizado para as engrenagens retas e helicoidais.
2. **Radial**, é muito utilizado para coroas que conjugam a sem-fins e para eixos, onde o dentado não chega a sair da peça.
3. **Tangencial**, é mais utilizado para coroas que conjugam a sem-fins.

Na prática, utilizam-se também avanços mistos, como por exemplo:

Axial-tangencial. Neste caso a máquina avança nas direções axial e tangencial ao mesmo tempo, ou seja, em direção diagonal.

Radial e axial. O avanço inicial é radial até que a ferramenta atinja a profundidade desejada na peça. Neste ponto entra o avanço axial.

Outras combinações também são possíveis, porém, este sistema calcula somente os tempos de usinagem para os três tipos básicos de avanço.

Tipo de ferramenta

No fresamento tangencial, seria ideal a utilização de ferramentas tipo caracol. As ferramentas tipo bits também podem ser utilizadas para casos especiais onde uma quantidade muito pequena de um certo produto (neste caso, coroas que conjugam a sem-fins), é fabricada. O investimento de uma ferramenta tipo caracol não seria compensador nestes casos.

Conceito (Aplainamento)



Processo de geração, onde a ferramenta é uma engrenagem de corte, conhecida como shaper.

Os equipamentos, para este processo, mais conhecidos são fabricados pelas empresas Fellows (Americana) e Lorenz (Alemã).

Este é o processo mais utilizado para a geração de dentes em rodas dentadas, quando nestas, houver empecilho para a passagem de uma ferramenta tipo caracol.

A ferramenta gira sobre a roda como num par engrenado normal, porém, o cortador é dotado de movimento alternativo na direção axial.

Para aplainamento nas engrenagens helicoidais, aos movimentos citados, se deve juntar o movimento alternativo de rotação da ferramenta em torno de seu próprio eixo, capaz de descrever, com sua face de corte, a superfície de um dente helicoidal.

Conceito (Rasqueteamento)



Rasqueteamento é uma operação de acabamento dos flancos dos dentes. Este processo também é conhecido como shaving ou raspagem.

Princípio de funcionamento:

Engrena-se a peça a rasquetear em uma ferramenta, cujos flancos possuem ranhuras na direção da evolvente que formam as arestas de corte.

A ferramenta e a peça se engrenam com pressão (com exceção para o método tangencial), portanto sem jogo entre os flancos, e a cada passe, a ferramenta avança sobre a peça, removendo finos cavacos, deixando seus flancos lisos.

Direção da mesa

A mesa da máquina pode se movimentar em até três direções.

São elas:

Longitudinal: É o movimento mais empregado nos casos onde há suficientes saídas nas laterais da peça para a ferramenta. O abaulamento nos flancos dos dentes é conseguido pelo movimento da mesa da máquina.

Diagonal: A mesa da máquina se movimenta nas duas direções simultaneamente, com o objetivo de se diminuir o curso e conseqüentemente o tempo da operação.

Transversal ou Underpass: A mesa da máquina se movimenta na direção perpendicular ao eixo da peça a rasquetear. As ranhuras da ferramenta são posicionadas de maneira que formam uma hélice nos seus flancos. É mais empregado nas peças onde as saídas nas laterais da peça não são suficientes para a ferramenta. O abaulamento nos flancos dos dentes da peça é conseguido somente por afiação especial da ferramenta.

Mais dois sistemas de trabalho podem ser adotados na operação de rasqueteamento: Mergulho (plunge) e Tangencial (seletivo). Estes dois métodos não estão disponíveis neste sistema.

Formato da peça

O formato da peça pode ser disco ou eixo.

A velocidade de corte e o avanço da ferramenta é função do formato da peça, portanto, este dado é importante para as sugestões fornecidas através do botão *Assistente*.

Parte 3



Esta parte descreve, em ordem alfabética, todos os dados de todos os módulos solicitados ao usuário.

Afastamento Asne

Nas engrenagens com dentes externos, o afastamento Asne é o valor subtraído da espessura do dente com o objetivo de se absorver, através da folga gerada entre os flancos, todos os erros inerentes ao processo de fabricação e montagem das engrenagens.

O valor do afastamento é função do diâmetro de referência e tem onze faixas distintas, conforme as normas DIN 3967, a saber:

a, ab, b, bc, c, cd, d, e, f, g, h, sendo que para a faixa h o valor do afastamento é sempre igual a zero, ou seja, sem afastamento.

A escolha da faixa independe da qualidade do dentado.

Veja a caixa para a seleção do afastamento na figura 3.1.

Geralmente os afastamentos para as rodas de um mesmo par são iguais, porém, nada impede que sejam diferentes.

Progear 4



Figura 3.1 Caixa para a seleção do afastamento.

Afastamentos e tolerâncias

Nesta tela você pode arbitrar:

- ✓ Os afastamentos Asne1 e Asne2
- ✓ As tolerâncias das espessuras dos dentes Tsn1 e Tsn2
- ✓ Tolerância da distância entre centros Aa.

À mediada que você altera as cifras dentro das janelas, os valores reais, em microns, são mostrados abaixo delas. Ver figuras 3.2, 3.3 e 3.4.

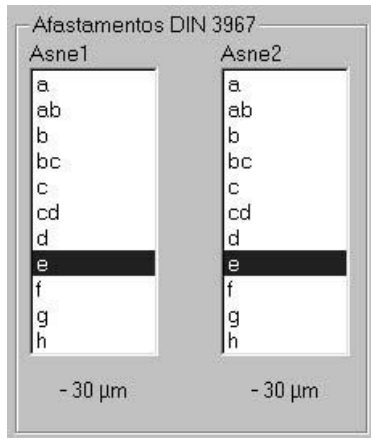


Figura 3.2 Caixa para seleção dos afastamentos.



Figura 3.3 Caixa para seleção das tolerâncias.

Progear 4

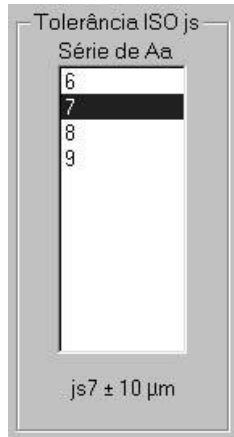


Figura 3.4 Caixa para seleção da tolerância para distância entre centros.

O sistema recalcula a cada alteração processada:

- ✓ O jogo entre flancos inferior (quando todos os fatores contribuem para o jogo mínimo).
- ✓ O jogo entre flancos superior (quando todos os fatores contribuem para o jogo máximo).

Além dos valores apresentados, o gráfico e as indicações na janela *Análise*, podem ajudá-lo na obtenção de um ajuste ótimo. Ver figuras 3.5 e 3.6.

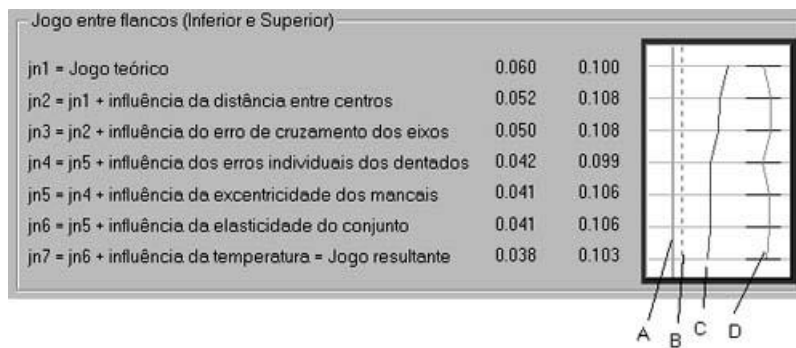


Figura 3.5 Jogo entre flancos inferior e superior.

Como interpretar o gráfico:

A linha amarela (C) refere-se ao jogo entre flancos mínimo.

A linha vermelha (D) refere-se ao jogo entre flancos máximo.

A linha cinza sólida vertical (**A**) representa o limite entre folga e interferência, ou seja, à direita da linha tem-se folga e à esquerda, interferência.

A linha cinza tracejada (**B**) representa o limite de segurança.

É conveniente ajustar o jogo sempre à direita desta, porém, um jogo muito grande pode reduzir as espessuras dos dentes a ponto de debilitá-los em sua resistência. Neste caso um ponto de exclamação amarelo será mostrado na janela *Análise*. Ver figura 3.6.



Figura 3.6 Janela Análise.

As faixas preferenciais dos afastamentos são de **24** a **27** inclusive.
As faixas preferenciais das tolerâncias são de **bc** a **e** inclusive.

Ângulo da mesa

É o ângulo da mesa da máquina rasqueteadora (shaving) para os casos de trabalho com direção diagonal.

Ângulo de hélice

O ângulo de hélice é função do passo de hélice (medido na direção axial da roda dentada) e do diâmetro onde se deseja obter o ângulo. Quando não é especificado este diâmetro, a solicitação do ângulo será sempre sobre o diâmetro de referência.

Como o passo de hélice é constante, o ângulo varia em função do diâmetro. Quanto menor o diâmetro, menor também o ângulo.

Você pode alterar o ângulo de hélice objetivando, dependendo do caso, obter: Penetração gradual por toda largura da engrenagem, quanto maior for o ângulo.

Distribuição da pressão por vários dentes, diminuindo a deformação elástica e a solicitação de penetração da cabeça dos dentes, quanto maior for o ângulo.

Menor volume de ruído, quanto maior for o ângulo.

Menor número mínimo de dentes sem penetração, quanto maior for o ângulo.

Diminuição da carga axial nos eixos das rodas, diminuindo a perda por atrito nos mancais, quanto menor for o ângulo.

A lista de opções mostrada abaixo do campo de inserção, apresenta valores normalizados conforme DIN 3978 série 1, onde você poderá selecionar simplesmente clicando sobre o valor desejado. Ver figura 3.7.

Progear 4

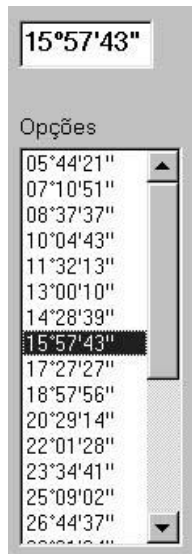


Figura 3.7 Valores normalizados para ângulo de hélice conforme DIN 3978 série 1.

O Assistente desta tela, apresenta uma tabela sugerindo o número de dentes da ferramenta geradora, no caso desta ser um shaper (tipo Fellows, Lorenz, etc.) e o passo de hélice correspondente. Ver figura 3.8.

Gerador-shaping	
Nº de dentes	Passo da hélice
-	960 pi = 3015.929
176	640 pi = 2010.062
132	480 pi = 1507.964
88	320 pi = 1005.310
66	240 pi = 753.982
44	160 pi = 502.655

Figura 3.8 Tabela com o número de dentes da ferramenta e o passo de hélice.

Esse tipo de geração (aplainamento), requer, normalmente, uma guia helicoidal que deverá ser montada na máquina e cujo valor para a aquisição não é pequeno. Você poderá adotar seis passos de hélices diferentes (mais a reta, ou seja, ângulo de hélice = 0) para todas as engrenagens que irá projetar. Por exemplo, se você tem em mente um ângulo de hélice de 15° para seu projeto, poderá adotar, sem nenhuma restrição, o ângulo normalizado $15^\circ 13' 06''$, escolher um número de dentes para a ferramenta mostrados na tabela e montar a guia com o passo de hélice correspondente.

A hélice poderá ter direção à direita ou à esquerda. Você seleciona uma das duas na caixa apropriada. Ver figura 3.9.

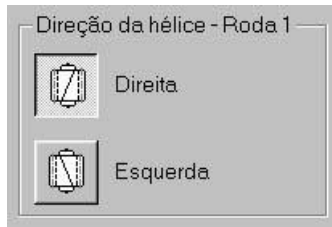


Figura 3.9 Caixa para seleção da direção da hélice.

Para as cremalheiras, o dentado poderá ser reto (perpendicular ao seu movimento) ou inclinado.

As entradas podem ser feitas em 3 modos:

1. Graus decimais. Exemplo: 17.5
2. Graus sexagesimais. Exemplo: $17^\circ 30' 00''$
3. Radianos. Exemplo: 0.30543

Ver figura 3.10.

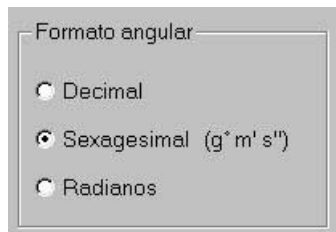


Figura 3.10 Caixa para seleção do formato angular.

Ângulo de hélice do shaving

É o ângulo de hélice no diâmetro de referência da ferramenta shaving.

Esse valor deve ser tal, que o ângulo de cruzamento formado pelos eixos do cortador e da roda fique entre 5° e 20° , sendo o ângulo ideal igual a 15° .

O ângulo de cruzamento dos eixos serve para diminuir a área de contato entre os flancos dos dentes do cortador e da roda, aumentando a pressão e viabilizando a remoção de material.

Ângulo de hélice medido

O ângulo de hélice é a característica mais difícil de se obter, para a análise geométrica.

Não precisa estar sobre o diâmetro de referência. Pode ser tomado em qualquer diâmetro na região ativa do flanco do dente. Isto é obvio, pois o diâmetro de referência ainda é desconhecido.

Por uma questão de precisão, é conveniente medir este ângulo numa medidora de hélice, onde o diâmetro é pré-selecionado. Neste caso o operador, por tentativas, procura o melhor ângulo possível em três ou quatro dentes equidistantes.

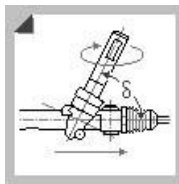
Outra técnica, utilizada em rodas pouco precisas, consiste em rolar a engrenagem (previamente passada sobre uma almofada de carimbo) sobre um papel, guiada, se necessário (para o caso de uma peça muito estreita), por uma régua, imprimindo as marcas paralelas das cabeças dos dentes. A medição do ângulo poderá ser efetuada por um tecnógrafo. O diâmetro a ser considerado, neste caso, será obviamente o de cabeça da roda.

Ângulo de intersecção dos eixos

É o ângulo δ entre a linha de centro da barra redonda da cremalheira à linha de centro do eixo do pinhão no primeiro quadrante.

Normalmente este é um dado de projeto.

Com o ângulo e direção da hélice do pinhão, que deve ser adotado, o sistema calcula o ângulo e direção da hélice dos dentes da cremalheira.



Ângulo de pressão normal

Definição do ângulo de pressão normal sobre o círculo de referência:

É o ângulo formado pela linha de ação e a tangente horizontal à circunferência primitiva de geração no ponto primitivo, medido no plano normal ao dente.

De outra maneira: Tomemos um triângulo retângulo, na seção normal, cujas três retas que o formam, são descritas abaixo:

Hipotenusa:

Reta que liga o centro da roda ao ponto de interseção entre o círculo de referência e o flanco esquerdo do dente.

Cateto 1:

Reta que se inicia na tangente do círculo de base ao lado direito do dente e termina no extremo superior da hipotenusa.

Cateto 2:

Reta que liga o centro da roda (extremo inferior da hipotenusa) à extremidade inferior do cateto 1.

O ângulo de pressão é o ângulo formado entre a hipotenusa e o cateto 2.

Ver figura 3.11.

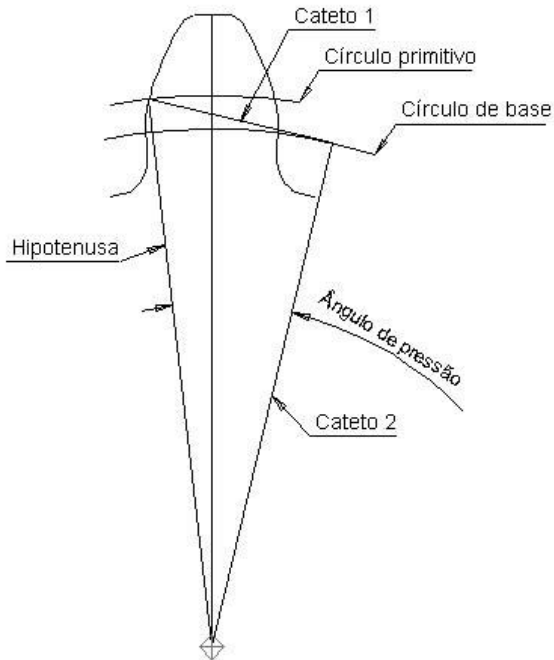


Figura 3.11 Definição do ângulo de pressão

Progear 4

O ângulo de pressão conjuntamente com o deslocamento do perfil, pode afetar sensivelmente a geometria do dente. Você pode alterar o ângulo de pressão objetivando, dependendo do caso, obter:

- ✓ Menor número de dentes sem penetração
- ✓ Menor velocidade relativa de deslizamento entre os flancos
- ✓ Menor carga radial sobre os eixos
- ✓ Maior recobrimento de perfil
- ✓ Maior resistência à flexão no pé do dente
- ✓ Menor pressão entre os flancos

As entradas podem ser feitas em 3 modos:

1. Graus decimais. Exemplo: 17.5
 2. Graus sexagesimais. Exemplo: 17°30'00"
 3. Radianos. Exemplo: 0.30543
- O valor padrão é 20°.

Ângulo do chanfro de cabeça

É o ângulo formado pela linha de centro do dente com a linha de extensão do chanfro, medido no plano normal do dente.

A rigor, o perfil do chanfro não é uma linha reta, mas uma evolvente.

Portanto, o ângulo do chanfro de cabeça tem um valor aproximado, uma vez que sua importância maior é quebrar o canto vivo entre a evolvente do flanco e o círculo de cabeça da roda.

Arranjo físico

É a maneira como são dispostas as engrenagens dentro da caixa que as acomodam. A tela exibe até sete desenhos esquemáticos de arranjos, onde um deles deverá ser selecionado.

Para os arranjos 1 e 2, a distância s é sempre igual a zero.

A letra T indica a entrada ou saída do torque.

As engrenagens são traçadas (na tela do computador) com linhas amarelas, os mancais com linhas vermelhas e os eixos com linhas verdes.

O tipo de arranjo físico conjuntamente com outros dados determinam a flexão e torção no eixo do pinhão e conseqüentemente a distribuição da carga ao longo da extensão de contato dos dentes.

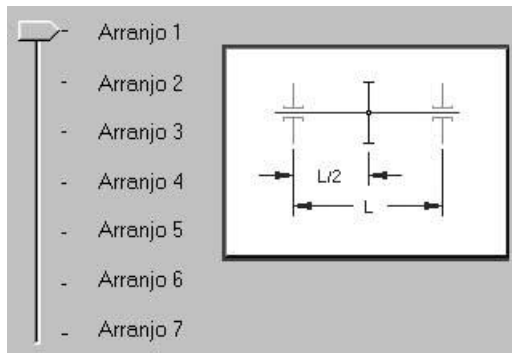


Figura 3.12 Arranjo 1:

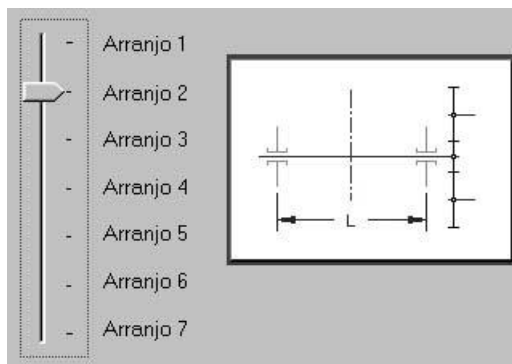


Figura 3.13 Arranjo 2:

Progear 4

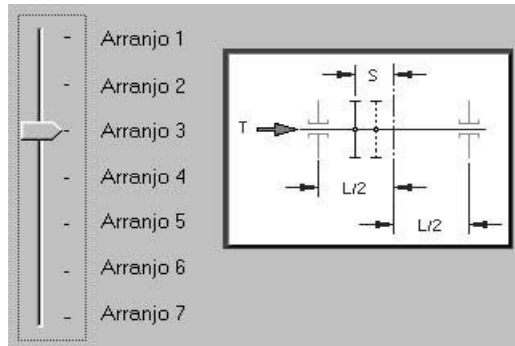


Figura 3.14 Arranjo 3:

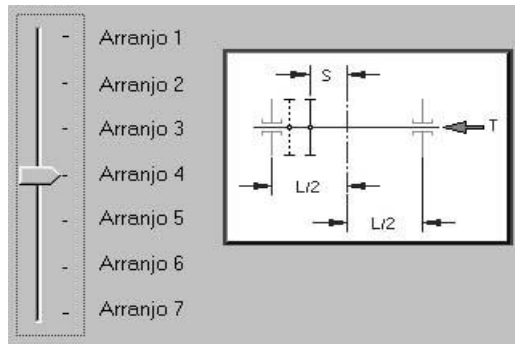


Figura 3.15 Arranjo 4:

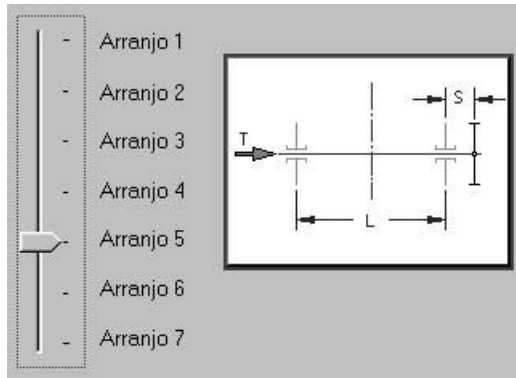


Figura 3.16 Arranjo 5:

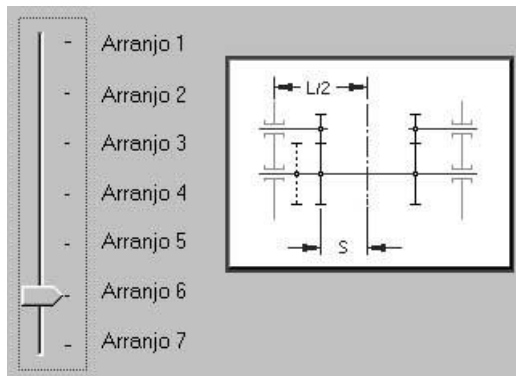


Figura 3.17 Arranjo 6:

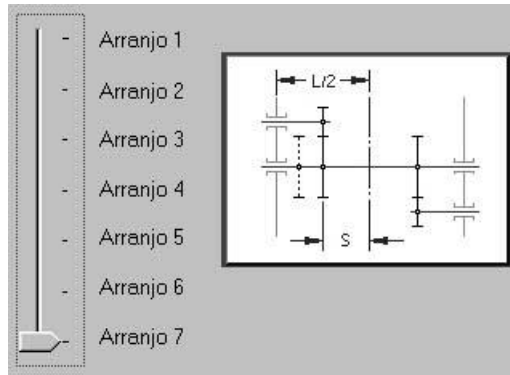


Figura 3.18 Arranjo 7:

Avanço da ferramenta

É a distância que a ferramenta percorre para uma volta da peça que está sendo fresada.

Avanço angular da ferramenta

É o avanço da ferramenta na direção angular, medido em mm/golpe.

Clicando no botão *Assistente*, você obtém os valores ideais, para desbaste e acabamento, em função dos dados introduzidos até o momento desta inserção.

Avanço radial da ferramenta

É o avanço da ferramenta na direção radial à roda que está sendo usinada, medido em mm/golpe.

Clicando no botão *Assistente*, você obtém os valores ideais, para desbaste e acabamento, em função dos dados introduzidos até o momento desta inserção.

Características da máquina

Todos os tipos de máquinas geradoras da empresa, equipadas com recambio de engrenagens substituíveis, devem ser cadastrados neste arquivo.

O sistema salva os dados automaticamente na medida em que são inseridos.

O arquivo é composto pelos seguintes campos:

Código da máquina

O código da máquina deve ter a seguinte estrutura:

TTM-000, onde:

TT = Iniciais do tipo da máquina. Por exemplo: FR = Fresadora.

M = Inicial da marca da máquina. Por exemplo: P = Pfauter.

000 = Número sequencial. Por exemplo: 005.

Assim sendo, o código completo seria: FRP-005.

Identificação da máquina

Tipo, marca e modelo. Ou outra forma, se desejar.

Divisão e Diferencial

Constante: É característico de cada máquina. O manual da máquina fornece este valor.

z mín e z máx: É o intervalo de rodas (identificadas pelo seu número de dentes) disponíveis.

z1+z2 e z3+z4: Preencher este campo somente quando houver a exigência de se montar um par de engrenagens com a distância entre centros pré fixada.

Lista de rodas disponíveis

Esta lista é gerada automaticamente pelo sistema, considerando uma única roda para cada número de dentes pertencente ao intervalo de rodas inserido.

Você pode não possuir algumas rodas do intervalo e pode também possuir mais que uma roda com o mesmo número de dentes. Você precisa selecionar (clicar) na roda que deseja alterar e digitar a quantidade de rodas disponíveis no campo abaixo da lista. Se a quantidade for zero, o sistema não incluirá esta roda na pesquisa.

Os cinco botões abaixo e à esquerda, servem para manipular o arquivo.

Círculo dos centros das planetárias

É o diâmetro do círculo que passa pelos centros das rodas planetárias, num conjunto reductor epicicloidial. Ver figura 3.19.

É exatamente duas vezes a distância entre centros das rodas solar e planetária.

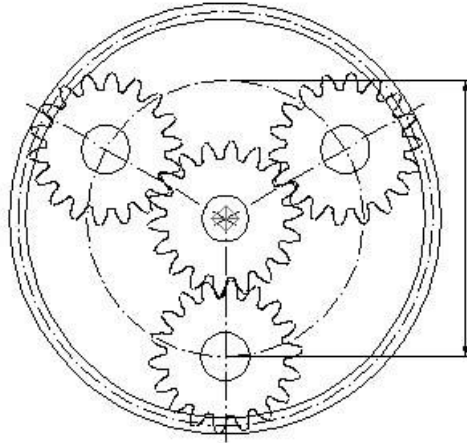


Figura 3.19 Círculo dos centros das planetárias.

Comprimento do chanfro de cabeça

É a extensão da linha que forma o chanfro de cabeça, medida no plano normal do dente.

A rigor, o perfil do chanfro não é uma linha reta, mas uma evolvente.

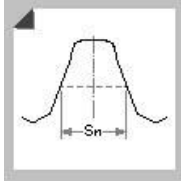
Uma vez que o chanfro de cabeça tem como principal função quebrar o canto vivo entre a evolvente do flanco e o círculo de cabeça da roda, sua precisão não é importante.

Dados do caracol – Perfil de referência

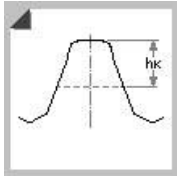
Todas as características que definem o perfil de referência são solicitadas.

São elas:

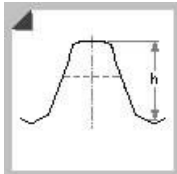
Espessura do dente



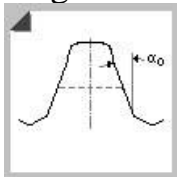
Altura da cabeça



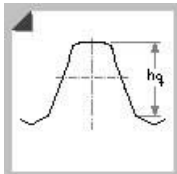
Altura total do dente



Ângulo do flanco

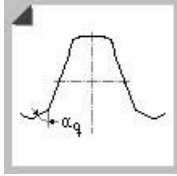


Altura útil

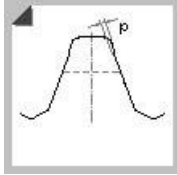


Progear 4

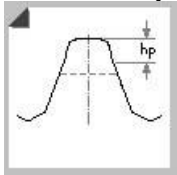
Ângulo do chanfro (quando é para chanfrar)



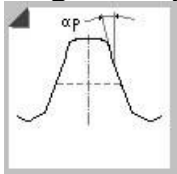
Protuberância (quando há protuberância)



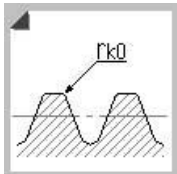
Altura da protuberância (quando há protuberância)



Ângulo da protuberância (quando há protuberância)



Raio da crista da ferramenta



Diâmetro correspondente ao ângulo de hélice

É qualquer diâmetro entre o círculo de base e o círculo de cabeça, onde foi tomado o ângulo de hélice. Este valor deve sempre ser associado ao ângulo de hélice.

Diâmetro da cremalheira

É o diâmetro da barra da cremalheira. Ver figura 3.20.

Este sistema considera que a cremalheira é construída a partir de uma barra redonda e facetada no local onde os seus dentes são gerados.

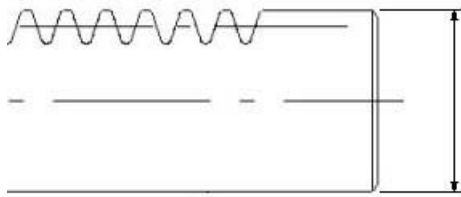


Figura 3.20 Diâmetro da cremalheira.

Diâmetro das esferas ou rolos

É o valor do diâmetro das esferas ou dos rolos utilizados para a dimensão M. As esferas podem ser utilizadas, sem restrições, para o controle de qualquer roda dentada cilíndrica. Já os rolos, não devem ser utilizados em rodas dentadas helicoidais com número ímpar de dentes.

Para as cremalheiras, os rolos devem ser preferidos.

O *Assistente* deste módulo fornece como sugestão, diâmetros calculados conforme a norma DIN 3977.

As tolerâncias das esferas, ou dos rolos, não são fornecidas nas telas de resultados, mas deverão obedecer, sempre que possível, e em função da qualidade da roda, uma das três classes abaixo:

Qualidade DIN da roda:	3 ou 4
Classe.....:	0
Tolerância.....:	$\pm 0.5 \mu\text{m}$
Qualidade DIN da roda:	5 até 8
Classe.....:	1
Tolerância.....:	$\pm 1.5 \mu\text{m}$
Qualidade DIN da roda:	9 até 12
Classe.....:	2
Tolerância.....:	$\pm 3.0 \mu\text{m}$

Diâmetro de base aproximado

Há equipamentos que necessitam dos discos de base (peça física, cujo diâmetro externo é exatamente o diâmetro de base da roda dentada) para realizar o controle.

Diâmetro de cabeça

Nas rodas com dentes externos, é o diâmetro maior correspondente à circunferência exterior.

Nas rodas com dentes internos, é o diâmetro menor correspondente à circunferência interior.

Seu limite máximo se dá quando a altura do dente for máxima, ou seja, quando a espessura da cabeça do dente for igual a zero. Isto não é aconselhável. Dentes com 80% de sua altura máxima, geralmente resultam num bom projeto.

Conforme as normas americanas AGMA 917-B97, deve-se evitar espessuras de cabeça inferiores a 27.5% do módulo normal.

Diâmetro de cabeça da roda conjugada

Nas rodas com dentes externos, é o diâmetro maior correspondente à circunferência exterior, da roda que engrena com àquela que se está calculando.

Diâmetro de pé da roda

É o diâmetro correspondente à circunferência de raiz dos dentes. Ver figura 3.21.

Nas cremalheiras, esta grandeza é substituída pelo valor definido como a distância entre a linha primitiva e a raiz dos dentes.

Este valor, normalmente é negativo nas cremalheiras.

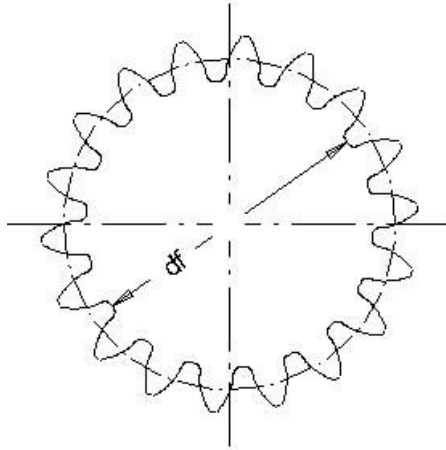


Figura 3.21 Diâmetro de pé da roda.

Diâmetro de referência

É um diâmetro qualquer, dentro dos limites permissíveis, sobre o qual se deseja calcular a grandeza selecionada.

Diâmetro do eixo da roda motora

É o diâmetro do eixo onde a roda motora está assentada.

No caso de peça única (eixo e roda), é o diâmetro mais próximo da roda.

Progear fará um cálculo aproximado da flexão do eixo. A roda, por estar solidária ao eixo, forçosamente acompanhará tal deformação. A carga, nesta condição, será deslocada para uma das laterais da roda. A distribuição da carga transversal (sentido radial) também será afetada.

Os fatores que levam em conta a distribuição da carga sobre os flancos dos dentes, não devem ser muito altos. De preferência, menores que dois.

O valor do diâmetro do eixo, normalmente é determinado em função das necessidades exigidas pelo equipamento onde as engrenagens irão trabalhar. Portanto, o valor calculado pelo *Assistente*, não deverá ser aproveitado na prática, a não ser que você esteja fazendo um pré-estudo a título de orçamento ou para uma referência qualquer onde a precisão do dimensionamento seja irrelevante.

Diâmetro externo da fresa

É o diâmetro maior da fresa tipo caracol.

Diâmetro interno do aro e espessura da alma

É o diâmetro da cambota das rodas não maciças (d_i), e a espessura da alma das rodas conjugadas (b_s).

Podemos dividir o corpo de uma roda não maciça (normalmente as de grande dimensões) em três partes:

Cubo, onde está o furo que se assentará no eixo;

Alma ou raios. A parte mais delgada da roda e

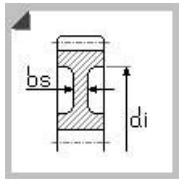
Aro. Onde estão os dentes.

Um valor de referência importante: A distância entre a tangente da circunferência interna do aro e o pé do dente deverá ser sempre que possível maior ou igual a $1,5 \times$ módulo normal.

Nas rodas com corpo maciço, o valor a ser inserido é o diâmetro do próprio furo onde assentará no eixo.

A espessura da alma da roda dois é selecionada automaticamente como sugestão.

Evidentemente que você poderá selecionar um valor diferente.



Diâmetro para calcular conjugado

É o diâmetro onde está situado o ponto sobre o flanco do dente da roda (ou do shaving) que está em contato com o flanco do dente do shaving (ou roda) quando conjugados na operação.

Se em *Configurações iniciais* foi selecionado *Diâmetro no shaving sobre o perfil da roda*, deve-se inserir o diâmetro da roda.

Se em *Configurações iniciais* foi selecionado *Diâmetro na roda sobre o perfil do shaving*, deve-se inserir o diâmetro do shaving.

Diâmetro útil de cabeça

É o último ponto do flanco do dente, próximo à cabeça, a tocar no flanco do dente conjugado. Sua notação é d_{Na} . Ver figura 3.22.

Nas rodas com dentes sem chanfros na cabeça do dente, este diâmetro coincide com o diâmetro de cabeça.

Nas cremalheiras, esta grandeza é substituída pelo valor definido como a distância entre a linha primitiva dos dentes e o início do chanfro.

Este valor, normalmente é positivo nas cremalheiras.

Este diâmetro é também conhecido como diâmetro de início do chanfro de cabeça.

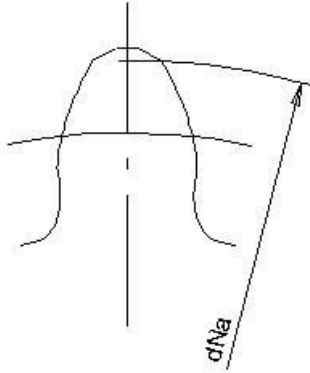


Figura 3.22 Diâmetro útil de cabeça.

Diâmetro útil de cabeça da roda conjugada

É a circunferência onde se dá o início do chanfro de cabeça na roda conjugada. Portanto, é o ponto mais externo que toca a roda que se está calculando.

Diâmetro útil de pé

É a circunferência onde se inicia o perfil ativo no flanco, a partir do pé do dente. É o ponto mais interno (nas rodas com dentes externos) que toca a roda conjugada. Ver figura 2.2.

Nas cremalheiras, esta grandeza é substituída pelo valor definido como a distância entre a linha primitiva dos dentes e o diâmetro útil de pé. Este valor, normalmente é negativo.

Diâmetros para controle (pé e cabeça)

Diâmetro para controle de pé, é o diâmetro inicial de controle. Você pode inserir o diâmetro útil de pé (d_{Nf}) que é o início do perfil ativo. O gráfico será efetuado a partir deste diâmetro.

Diâmetros para controle de cabeça é o diâmetro final de controle. Você pode inserir o diâmetro útil de cabeça (d_{Na}) que é o fim do perfil ativo. O gráfico será efetuado até este diâmetro.

Dimensão M sobre esferas ou rolos

Para as rodas dentadas, é a dimensão medida sobre duas esferas ou dois rolos colocados em vãos (vazio entre os dentes) diametralmente opostos da roda.

Esta dimensão é possível também em rodas com número ímpar de dentes, onde a reta que liga os centros das esferas (ou rolos) não passa pelo centro geométrico da roda.

Para as cremalheiras comuns, é a maior dimensão entre a linha primitiva dos dentes da cremalheira e a linha tangente ao rolo.

Para cremalheiras utilizadas em sistemas de direção automotiva, é a maior dimensão entre os pontos tangentes do rolo e da barra que constitui o corpo da cremalheira.

A dimensão M é uma conversão puramente geométrica da espessura circular normal do dente, que não leva em conta a excentricidade da roda.

A dimensão M é uma das maneiras mais utilizadas para o controle da espessura dos dentes de uma roda dentada.

As esferas podem ser utilizadas, sem restrições, para o controle de qualquer roda dentada cilíndrica. Já os rolos, não devem ser utilizados em rodas dentadas helicoidais com número ímpar de dentes.

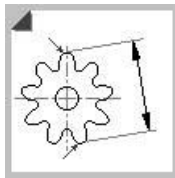
Para as cremalheiras, os rolos devem ser preferidos.

Dimensão sobre cristas

É a dimensão tomada com um instrumento convencional (por exemplo: um paquímetro) sobre as cristas dos dentes opostos na roda.

Nas rodas com um número de dentes par, esta dimensão será igual ao diâmetro de cabeça, já que são diametralmente opostos.

Nas rodas com um número ímpar de dentes, esta dimensão será ligeiramente menor que o diâmetro de cabeça. Quanto menor for o número de dentes, maior será a diferença.

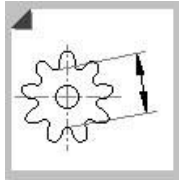


Dimensão sobre raízes

É a dimensão tomada com um instrumento convencional (por exemplo, um paquímetro) sobre as raízes dos dentes opostos na roda.

Nas rodas com um número de dentes par, esta dimensão será igual ao diâmetro de pé, já que são diametralmente opostos.

Nas rodas com um número de dentes ímpar, esta dimensão será ligeiramente menor que o diâmetro de pé. Quanto menor for o número de dentes, maior será a diferença.



Dimensão W sobre (k-1) dentes

É a dimensão W tomada sobre um dente a menos que a dimensão W_k . Você deverá escolher empiricamente, dois números consecutivos de dentes para medir. Por exemplo: (3 e 2), (4 e 3), (5 e 4), (13 e 12) ou qualquer seqüência, desde que o instrumento de medição toque na região ativa dos flancos dos dentes nas duas tomadas.

Quanto mais dentes tiver a roda, maior será o número de dentes k a ser medido. Nas engrenagens com número de dentes muito baixo, às vezes, é possível medir sobre 2 dentes, mas não sobre 3. Neste caso, infelizmente, não se pode utilizar o Progear para a análise.

A medição será boa, mesmo quando os flancos estiverem desgastados de maneira uniforme, pois a diferença $W_k - W_{k-1}$ é que realmente deverá importar no resultado.

A análise não terá sucesso, se os flancos dos dentes apresentarem deformações, cavidades ou escoriações, que comprometam a diferença entre W_k e W_{k-1} . O desgaste normal é facilmente reconhecido. Os flancos apresentam um aspecto brilhante em toda sua extensão.

Dimensão W sobre k dentes

É o comprimento da tangente à circunferência de base, entre os planos paralelos tangentes aos flancos externos (anti-homólogos) de um grupo de k dentes consecutivos. Ver figura 3.23.

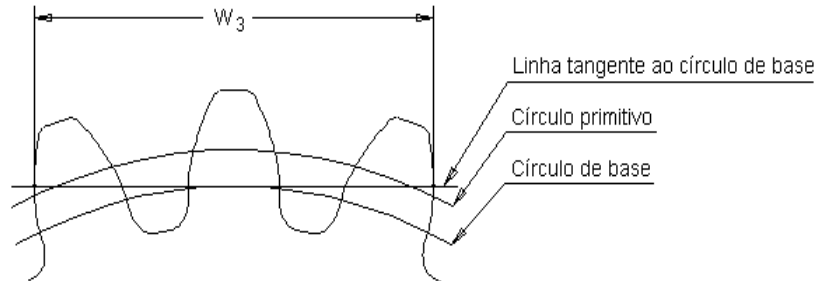


Figura 3.23 Exemplo de dimensão W sobre três dentes.

É necessário que os pontos extremos da medição, ou seja, os pontos de contato entre os discos do micrômetro e os flancos dos dentes, estejam em trechos de arco de evolvente do perfil dos dentes. O número de dentes escolhido para medição, portanto, tem limitações:

O menor valor possível é 2.

O maior valor é limitado pela altura do dente, pois o ponto de contato ficaria mais elevado que o diâmetro útil de cabeça.

Uma limitação neste controle ocorre quando uma roda dentada helicoidal tem uma largura pequena, ou seja, insuficiente para que o micrômetro assente com firmeza sobre os flancos dos dentes.

Quanto maior for o ângulo de hélice, maior deverá ser a largura mínima para a medição.

Nas cremalheiras, esta dimensão não pode ser efetuada.

Dimensão W_q (sobre dentes)

A dimensão W_q é idêntica à dimensão W_k , porém é medida sobre q dentes e não sobre k dentes.

Este dado é solicitado nos casos em que se deseja transformar uma dimensão sobre q dentes em outra dimensão sobre k dentes.

Distância entre centros

Distância de serviço nominal entre os centros das rodas engrenadas. Ver figura 3.24.

Um valor aproximado da distância entre centros, normalmente é resultante das necessidades exigidas do equipamento onde as engrenagens irão trabalhar. Portanto, o valor calculado pelo Assistente, normalmente não é utilizado na prática. No entanto, é um valor de referência importante. Como este valor é calculado levando-se em conta a resistência e a geometria, será aconselhável, sempre que possível, não usar valores menores.

Você não precisa calcular a distância entre centros somente em função dos diâmetros de referência. Com o recurso de deslocamento do perfil (também conhecido como correção) podemos ajustar, dentro de certos limites, as engrenagens para montar perfeitamente na distância adotada por você.

É importante ter em mente que o peso total do sistema varia quadraticamente com a distância entre centros.

Atenção:

Para os casos onde o par é formado por pinhão e cremalheira (aplicações gerais), a distância entre centros será substituída pela distância entre o centro da roda motora e a linha primitiva dos dentes da cremalheira.

Para os casos onde o par é formado por pinhão e cremalheira aplicados em sistemas de direção automotivos, esta grandeza é definida pela distância entre o centro do pinhão ao centro da cremalheira, a considerar que esta é construída a partir de uma barra redonda.

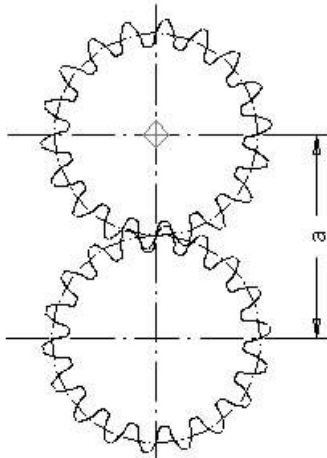


Figura 3.24 Distância entre centros.

Distância entre o apoio do instrumento até a linha primitiva

É a distância (dL) entre o ponto mais distante oposto ao dentado até sua linha primitiva, medida perpendicularmente ao eixo da cremalheira. Ver figura 3.25.

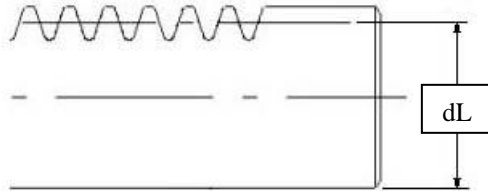


Figura 3.25 Distância entre o apoio do instrumento até a linha primitiva

Distância entre os mancais

É a distância entre os centros dos apoios do eixo, medido no plano axial. Ver figura 3.12.

Não deve ser confundida com a distância entre centros das engrenagens, no plano de rotação.

A distância entre os mancais é determinante no cálculo...:
da flexão do eixo;

do jogo entre flancos em função do erro de cruzamento entre os eixos.

Portanto, a distância entre os mancais é fundamental no cálculo da distribuição da carga ao longo da extensão de contato dos dentes.

Sua notação é a letra L .

Distância s

É a posição do centro da roda motora com relação:

Ao centro dos apoios (se a roda estiver entre os mancais);

Ao centro do mancal mais próximo (se a roda estiver em balanço).

Para os arranjos 1 e 2, a distância s é sempre igual a zero. Ver figuras 3.12 e 3.13.

A distância s , é uma variável fundamental no cálculo da flexão do eixo e conseqüentemente na distribuição da carga ao longo da extensão de contato dos dentes. Ver figura 3.14.

No caso da distância s a ser inserida (normalmente tomada de um pré-estudo ou projeto existente) estiver além do limite máximo permitido, você deverá inserir exatamente esse valor, ou seja, o valor máximo permitido pelo sistema.

Dureza Brinell

É a dureza do material da roda onde serão gerados os dentes.

Este dado é importante para que o *Assistente* possa sugerir os avanços e a velocidade de corte com que serão gerados os dentes.

Dureza superficial dos flancos

Os flancos dos dentes devem ser suficientemente duros, para suportar a pressão gerada pela força, inerente ao trabalho de transmissão, de modo a não sofrer avarias como: pipocamento, escoriações, deformações plásticas, etc.

O núcleo, por sua vez, não pode ser muito duro, para permitir uma certa flexibilidade do dente, no momento em que um choque brusco e violento ocorrer, minimizando a probabilidade de uma fratura.

Os materiais cujo tratamento térmico é cementação, têmpera e revenimento têm o núcleo com dureza inferior à da superfície. Neste caso, você deve selecionar uma entre as três faixas de dureza do núcleo nas janelas *Núcleo da roda 1 e 2*.

O ponto ideal para se medir a dureza do núcleo, com a peça cortada, é na face, exatamente na interseção entre o raio do pé com a linha de centro do dente.

Outros tratamentos térmicos também processam durezas superficiais maiores que as durezas dos núcleos, como nitretação, têmpera por indução e têmpera por chama, porém, nesses casos, não há a necessidade de se especificar a dureza do núcleo.

As durezas superficiais dos flancos inseridas, servem ao sistema, também, para estimar os limites e sugerir, através do *Assistente*, as tensões limites à flexão e pressão de Hertz admissíveis dos materiais escolhidos. Os valores sugeridos nesses casos são dependentes do tipo e da qualidade do material.

Dependendo do tipo de material, deve-se selecionar uma entre as três unidades de dureza: Brinell, Rockwell C ou Vickers.

Progear 4

Sugestões para profundidade de cementação em rodas dentadas:

<u>Módulo normal</u>	<u>Profundidade (mm)</u>	
< 1,00	0,10	0,30
≥ 1,00 < 1,25	0,20	0,40
≥ 1,25 < 1,50	0,25	0,45
≥ 1,50 < 2,00	0,35	0,50
≥ 2,00 < 2,50	0,40	0,60
≥ 2,50 < 3,00	0,60	0,75
≥ 3,00 < 3,50	0,70	0,90
≥ 3,50 < 4,00	0,80	1,00
≥ 4,00 < 4,50	0,90	1,10
≥ 4,50 < 7,00	1,00	1,20
≥ 7,00	1,60	1,80

Elasticidade do conjunto

Durante o trabalho de transmissão, pode haver um aumento da distância entre centros, devido às forças normais aos eixos. Essas forças podem provocar:

Elasticidade na caixa;

Deslocamento dos rolamentos e

Flexão dos eixos, principalmente quando a distância entre os mancais for grande.

Geralmente, a elasticidade do conjunto influi no aumento do jogo entre flancos, porém, se um terceiro eixo estiver montado na caixa e este estiver forçando um dos dois eixos em estudo, o jogo poderá ser reduzido.

Erro de cruzamento dos eixos

Os erros de alinhamento dos furos da caixa podem consistir em uma inclinação (erro de paralelismo) ou em um cruzamento (erro de planura) dos eixos. Os erros de inclinação normalmente são desprezados porque não podem ser maiores que a tolerância da distância entre centros. Já o erro de cruzamento afeta o jogo entre flancos atuando sempre no sentido de reduzi-lo. Ver figura 3.26.

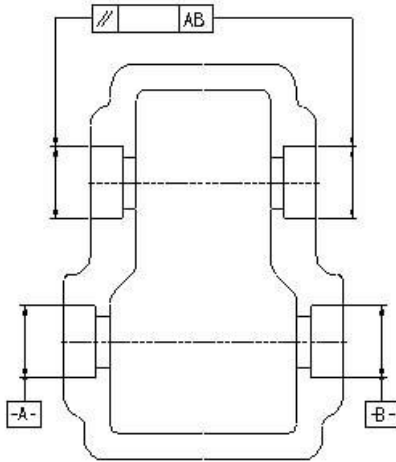


Figura 3.26 Erro de paralelismo e cruzamento dos eixos.

Escalonamento

É o afastamento entre os números de rotações e está intimamente relacionado com o número de escalões.

Os números de rotações são escalonados segundo uma série geométrica e é formada pela lei:

$$n_1 ; n_2 = n_1 \cdot \varphi ; n_3 = n_2 \cdot \varphi ; n_4 = n_3 \cdot \varphi$$

ou, de modo geral: $n_g = n_1 \cdot \varphi^{g-1}$ onde g representa o número de termos.

Designa-se φ como o escalonamento da série e estão disponíveis neste sistema, os escalonamentos: 1.12, 1.25, 1.40, 1.60 e 2.00.

Os escalonamentos 1.25 e 1.40 são os mais frequentemente encontrados nos variadores das máquinas operatrizes.

Espessura circular normal do dente

Espessura circular normal teórica (S_{nt}):

É o tamanho do arco de circunferência primitiva que corresponde a um dente na seção normal sem afastamento. Ver figura 3.27.

É função do módulo normal, fator do deslocamento do perfil e do ângulo de hélice

Espessura circular normal efetiva superior (S_{ns}):

É a espessura circular normal teórica reduzida do afastamento As_{ne} .

É dado por $S_{ns} = S_{nt} - As_{ne}$

Espessura circular normal efetiva inferior (S_{ni}):

É a espessura circular normal efetiva superior reduzida da tolerância T_{sn} .

É dado por $S_{ni} = S_{ns} - T_{sn}$

O controle da espessura circular normal do dente, é feita normalmente através da dimensão W (sobre k dentes consecutivos) ou da dimensão M (sobre esferas ou rolos).

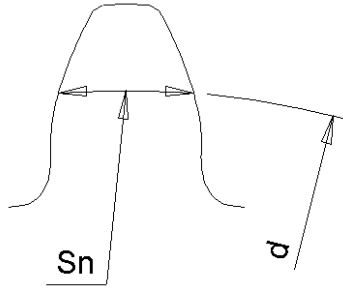


Figura 3.27 Espessura circular normal do dente.

Espessura circular normal do dente acabada

No módulo *Involutometria do dente*, são mencionadas duas espessuras circulares normais do dente: fresada com sobremetal e acabada.

As rodas, cujos dentes são submetidos a uma operação de acabamento como rasquetamento (shaving) ou retificação precisam ter a espessura dos dentes acrescentada do sobremetal.

A espessura dos dentes solicitada nesta entrada é a acabada.

Espessura circular normal na cabeça do dente

É o tamanho do arco de circunferência de cabeça que corresponde a um dente na seção normal, considerando-se chanfros iguais a zero.

Conforme as normas americanas AGMA 917-B97, deve-se evitar espessuras de cabeça inferiores a 27.5% do módulo normal.

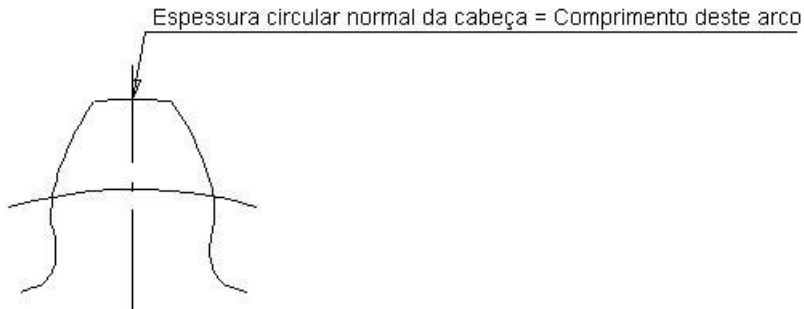


Figura 3.28 Espessura circular normal da cabeça do dente.

Espessura cordal normal da cabeça do dente

É o tamanho efetivo da corda de circunferência de cabeça que corresponde a um dente na seção normal.

Uma maneira prática de se tomar esta medida nas rodas com dentes pequenos, é utilizando uma lupa com escala graduada de 0 a 10 mm, aumento de 8x.

Esta dimensão é necessária para o cálculo, porque o instrumento toca, sempre que o número de dentes for ímpar, nas extremidades da cabeça dos dentes, ou seja, no ponto de interseção entre a evolvente (ou o chanfro na cabeça) e o círculo de cabeça.

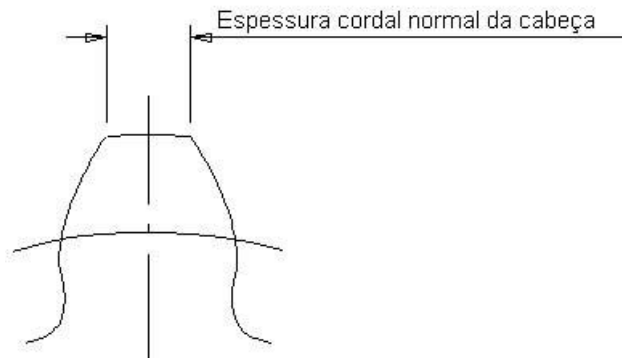


Figura 3.29 Espessura cordal normal da cabeça do dente.

Evoluta do ângulo de pressão

A evoluta do ângulo de pressão é definido como segue:

$$Ev(\alpha) = \tan(\alpha) - \alpha$$

α = Ângulo de pressão frontal em radianos.

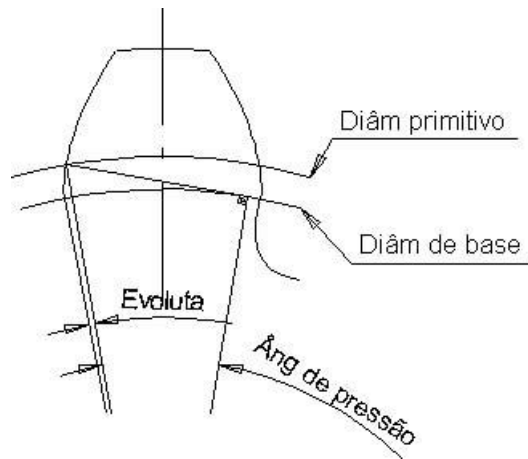


Figura 3.30 Evoluta do ângulo de pressão.

Excentricidade dos mancais

Engloba as excentricidades dos rolamentos e dos elementos fixos (ou giratórios) apoiados entre si. Influencia tanto no aumento quanto na redução do jogo entre flancos.

Extensão de contato dos dentes

É o comprimento efetivo de contato dos dentes.

Com o objetivo de se equilibrar as vidas úteis quanto aos critérios de flexão e pressão, a roda com menor número de dentes pode ser mais larga que sua conjugada.

Às vezes se torna necessário montar uma roda deslocada de sua conjugada (na direção axial) por motivos de arranjo físico dentro da caixa. Em ambos os casos, a extensão de contato efetiva torna-se diferente de suas larguras.

Por exemplo, quando uma roda é mais estreita que sua conjugada, evidentemente que a extensão de contato será igual à largura da roda mais estreita.

A extensão de contato é particularmente importante no cálculo de resistência pelo critério de pressão.



Fator C

É o deslocamento, em milímetros, da cremalheira para uma volta completa (360 graus) do pinhão.

Fator de altura do dente

Este fator determina a altura da cabeça do dente, ou seja, determina o diâmetro de cabeça da roda.

$$k_a = (d_a - d) / 2 / mn - x$$

onde:

k_a = Fator de altura do dente

d_a = Diâmetro de cabeça

d = Diâmetro de referência

mn = Módulo normal

x = Fator de deslocamento do perfil

O fator de altura igual a um com o fator de deslocamento do perfil igual a zero resultará num addendum (altura da cabeça do dente) igual a uma vez o módulo normal, que corresponde à maioria das ferramentas geradoras existentes no mercado.

Em projetos modernos, sobretudo na indústria automobilística, se utilizam fatores de altura acima de um, com o objetivo de se aumentar o grau de recobrimento de perfil. Veja na figura 3.31 dois dentados com fatores de altura diferentes.

O valor máximo permitido na caixa *Limites para o cálculo* está calculado para gerar dentes com espessura de cabeça (sem chanfro) igual a zero. O valor sugerido pelo *Assistente* corresponde a 80% do valor máximo permitido.

Se o deslocamento de perfil e o fator de altura do dente forem muito grandes, poderá ser necessário um encurtamento da cabeça, a fim de se evitar que o flanco do dente toque abaixo do diâmetro de base da roda conjugada, provocando um esmagamento (falso engrenamento). O diâmetro de cabeça fornecido como resultado, já está calculado com o encurtamento necessário.

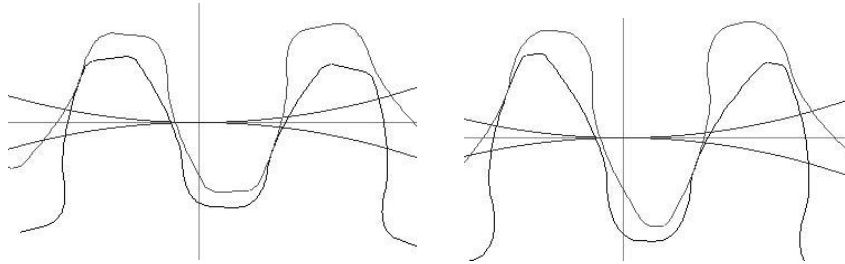


Figura 3.31 Dentes com fator de altura $k_a = 1,0$ à esquerda e $k_a = 1,3$ à direita.

Fator de aplicação das engrenagens

É um número que leva em conta a combinação entre os graus de irregularidade das máquinas motora e movida, quanto à absorção de choques. Basicamente consideram-se quatro tipos de máquinas motoras, quanto aos seus graus de irregularidade:

Choques uniformes:

Motores elétricos, turbinas a vapor ou a gás com operação uniforme e torques de partida de pequena intensidade e de rara frequência de ocorrer.

Choques leves:

Turbinas a vapor ou a gás, motores hidráulicos ou elétricos cujos torques de partida sejam de grande intensidade e de alta frequência de ocorrer.

Choques moderados:

Motores de combustão interna com múltiplos cilindros.

Choques pesados:

Motores de combustão interna com um único cilindro.

Consideram-se também quatro tipos de máquinas movidas, quanto aos seus graus de irregularidade:

Choques Uniformes

Choques leves

Choques moderados

Choques pesados

Clique no botão *Assistente* da própria tela onde este dado é solicitado para obter ajuda.

A figura 3.32 mostra a maneira de como o *Assistente* presta a ajuda. Ao se escolher a aplicação dentro de uma certa categoria de equipamentos, o *Assistente* coloca o valor dentro da caixa de inserção.

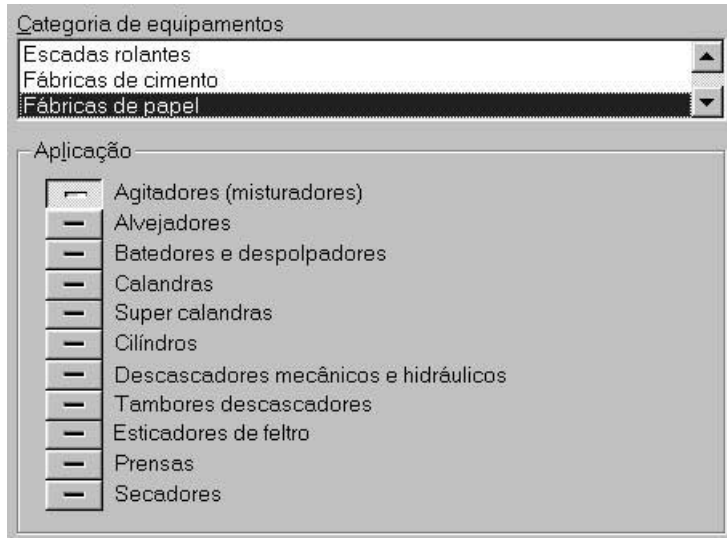


Figura 3.32 Caixa de ajuda para o fator de aplicação.

O resultado dos cálculos, com relação ao tamanho das engrenagens, reflete de forma direta este fator. Portanto, exige-se um certo cuidado ao adotá-lo.

Fator de deslocamento do perfil

O fator de deslocamento do perfil (também conhecido como fator de correção), pode variar, no Progear, de -1.5 até $+3.0$ inclusive. Esse valor, multiplicado pelo módulo normal, resulta no deslocamento do perfil. A figura 3.33 mostra uma roda com 20 dentes e diversos deslocamentos do perfil para uma simples comparação.

O deslocamento do perfil é usado para:

- ✓ Evitar penetração do perfil conjugado no pé do dente em peças com reduzido número de dentes.
- ✓ Ajustar uma pré-determinada distância entre centros.
- ✓ Otimizar a geometria do dente, visando a obtenção de velocidades relativas de deslizamento adequadas entre as cabeças das rodas motora e movida.
- ✓ Equalizar a resistência dos dentes, entre rodas conjugadas, com grande diferença nos números de dentes. Por exemplo: desloca-se positivamente ($+x.m$) uma roda com pequeno número de dentes, objetivando diminuir o fator de forma e, conseqüentemente, diminuir a sollicitação no pé do dente, e negativamente ($-x.m$) uma roda com grande número de dentes.

Progear 4

Se você estiver trabalhando no módulo *Projeto / Comprovação da capacidade de carga*, poderá adotar os fatores de deslocamentos dos perfis em função da propriedade de engrenamento (PE). Clique no botão correspondente e uma tabela lhe será apresentada.

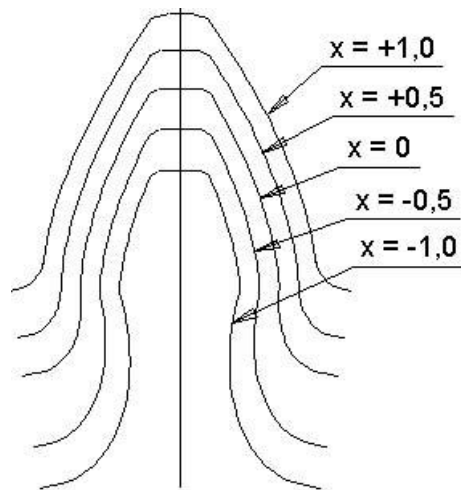


Figura 3.33 Diferentes fatores de deslocamento do perfil para uma roda com 20 dentes.

Fator de deslocamento do perfil da roda conjugada

Consulte o tópico *Fator de deslocamento do perfil*.

Folga de raiz mínima

É a folga mínima que se deseja entre o pé da roda que se está calculando e a cabeça da roda conjugada a esta. Ver figura 3.34.

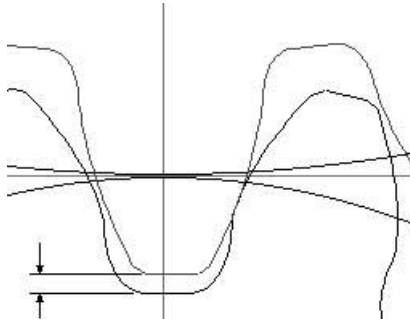


Figura 3.34 Folga de raiz

Influências térmicas

A temperatura pode afetar sensivelmente o jogo entre flancos.

No início do trabalho, o aquecimento das rodas, com relação à caixa, é normalmente mais rápido. Há casos menos comuns em que a caixa se aquece mais rapidamente, como no caso dos motores Diesel, onde a caixa é o próprio motor.

Além disso, os materiais podem ter coeficientes de dilatação diferentes, que modificam o jogo.

Antes do conjunto entrar em equilíbrio térmico, há um momento onde a diferença de temperaturas entre as rodas e a caixa é máxima. Você deve ajustar os valores das barras na caixa *Instante da máx diferença entre as temperaturas das rodas e da caixa*. Ver figura 3.35.

Ajuste também a temperatura máxima que pode atingir a caixa.

Se você não tiver estes dados, adote os valores padrão, clicando no botão correspondente.

Os tipos de materiais são importantes para o cálculo das dilatações térmicas.

Progear 4

Instante da máx diferença entre as temperaturas das rodas e da caixa

Temperatura da caixa (TCmd) 30

Temperatura das rodas (TRmd) 40

TRmd - TCmd = 10

Temperatura da caixa (máxima atingida) 45

Material da roda motora

- Ferro fundido
- Aço
- Metal Leve

Material da roda movida

- Ferro fundido
- Aço
- Metal Leve

Material da caixa

- Ferro fundido
- Aço
- Metal Leve

Figura 3.35 Caixa de influências térmicas.

Intervalo de rodas disponíveis

É o intervalo que define o limite inferior e superior de números de dentes onde o sistema deve pesquisar os resultados.

Por exemplo, você tem um intervalo de rodas onde a menor tem 20 dentes e a maior 125 dentes. Você deseja montar um par, entre estas disponíveis, de tal maneira que z_2 / z_1 seja igual à relação de transmissão dada.

Jogo frontal entre flancos

É o jogo, medido fisicamente com as rodas engrenadas e montadas na distância entre centros de serviço. Este dado é necessário somente quando você selecionar a opção *Análise de ambas as rodas do par*, no módulo *Análise geométrica*.

Para medir o jogo frontal entre flancos, você deverá fixar uma das rodas, por exemplo: utilizando uma base magnética. Colocar um relógio comparador ou apalpador perpendicularmente ao flanco de um dos dentes da roda não fixada e proceder a leitura no plano de rotação. A medição será válida, mesmo se os dentes estiverem desgastados de maneira uniforme. Ver figura 3.36 na próxima página.

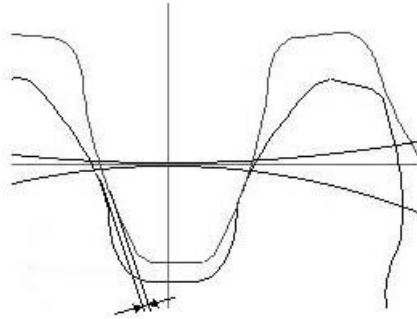


Figura 3.36 Jogo entre flancos.

Largura da engrenagem

É a largura efetiva dos dentes, medida na direção axial.

Aumentando-se a largura dos dentes, eleva-se a capacidade de carga, mas, paralelamente, fica aumentada a margem de erros no engrenamento, principalmente quando a roda está em balanço.

Evite, sempre que possível, dimensionar rodas largas. Além de o custo ser mais elevado (em função do tempo de usinagem ser maior e identicamente a quantidade de material usado), o erro de inclinação da hélice, de cruzamento ou paralelismo dos eixos, flexão dos eixos (quando sujeitos a grandes cargas), dentre outros, contribuem para uma distribuição irregular da carga, ao longo da largura do dente.

A carga poderá se concentrar numa das laterais da roda ou correr pontualmente sobre toda a dimensão da largura do dente, durante o percurso de uma volta completa (fenômeno chamado de contato cruzado).

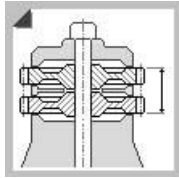
O fator de influência $KH\beta$, que leva em conta a distribuição da carga ao longo da largura do dente, não deve ser maior que 2, preferencialmente.

Largura das rodas + espaço entre elas

É a distância entre os planos paralelos externos de um grupo de n peças.

Para fresar os dentes, é comum quando possível, dispor mais que uma peça na máquina, objetivando diminuir o tempo de usinagem por peça.

Há casos em que o corpo da roda possui um cubo saliente em ambos os lados, gerando um espaço entre os dentados quando encostada uma às outras. Estes espaços também são considerados no cálculo do tempo.



Materiais

Você deve escolher os tipos de materiais mostrados no menu. É de fundamental importância no dimensionamento das rodas, pois o sistema fornecerá valores característicos médios dos mesmos, como recomendação, se utilizados os *Assistentes* e também os limites conforme a norma DIN 3990 parte 5, para as próximas solicitações de entrada.

A escolha dos materiais deve ser baseada, fundamentalmente, na experiência adquirida, específica para cada caso. Por exemplo:

O ferro fundido vale por seu módulo de elasticidade relativamente baixo e indiferença às elevações de tensão.

Os aços cementados, temperados e revenidos, têm grande resistência à pressão e ao desgaste, sendo muito utilizados na fabricação de engrenagens. É o padrão do sistema. Quando não houver operação de retificação nos flancos ou outro processo de acabamento após o tratamento térmico, essas peças ficam vulneráveis às deformações causadas no choque térmico, durante o processo de têmpera. Portanto, recomenda-se especial cuidado no posicionamento das peças ao dar o choque térmico. Nos casos onde existem choques mecânicos bruscos e violentos, recomenda-se dureza no núcleo menor que 40 Rc.

Os aços beneficiados (temperados e revenidos) são recomendados para aplicações onde à pressão nos flancos não sejam muito altas. É comum especificar um beneficiamento para dureza em torno de 35 Rc (nunca acima de 38 Rc) para que se permita fresar os dentes após o tratamento térmico. Nesse caso, os problemas de deformação deixarão de existir.

Os aços sem nenhum tratamento térmico são utilizados em engrenamentos muito leves, onde não há cargas nem choques que podem deformar plasticamente os flancos dos dentes.

Os aços nitretados são recomendados para peças que necessitam de dureza superficial, mas que são fortemente vulneráveis às deformações de têmpera. Este processo, praticamente, não deforma a peça, pelo fato de não haver choque térmico, porém limita muito, a profundidade da camada endurecida.

Os aços tratados por indução são usados na produção seriada, geralmente para grandes lotes. As peças são vulneráveis a deformações, pelo fato de haver choque térmico no processo.

Os aços tratados por chamas são aplicados em rodas de grandes dimensões. O resultado só é satisfatório quando o equipamento de têmpera for adequado.

Módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson

O módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson são considerados pelo sistema em função do material escolhido, pois são características dependentes dele.

Elasticidade é a propriedade que os materiais tem de voltarem à forma inicial após a aplicação da carga. Seu módulo é a constante elástica inversamente proporcional à distensão limite que conserva essa propriedade.

Coefficiente de Poisson é a relação entre a deformação relativa na direção transversal e a da longitudinal do material, quando submetido à ação de uma carga.

Módulo normal

O módulo (m) de uma roda dentada é a relação entre o seu diâmetro de referência e o seu número de dentes. O módulo normal (mn) é a configuração resultante da seção normal, ou seja, perpendicular ao dente.

Com um módulo maior, tem-se uma maior resistência às solicitações. Por outro lado, tem-se maior probabilidade de formação de sulcos radiais, provocados pela interrupção da película lubrificante.

Clicando-se na seta ao lado da caixa para a inserção do módulo normal, abre-se uma lista de valores normalizados conforme DIN 780 parte 1 séries I e II que variam de 0.5 a 70 inclusive.

No Progear, o módulo normal máximo permitido depende do número de dentes como mostrado abaixo:

Módulo normal máx = $24500 / \text{Número de dentes ou } 70$, o menor deles.

Para este cálculo, toma-se o maior, entre os números de dentes das rodas motora e movida.

Quando a especificação, em um desenho, for em Diametral Pitch (notação comum nos EUA), inserir o módulo calculado por:

Módulo normal = $25.4 / \text{Diametral Pitch}$.

A figura 3.37 mostra dentes com diferentes módulos para uma comparação dos tamanhos.

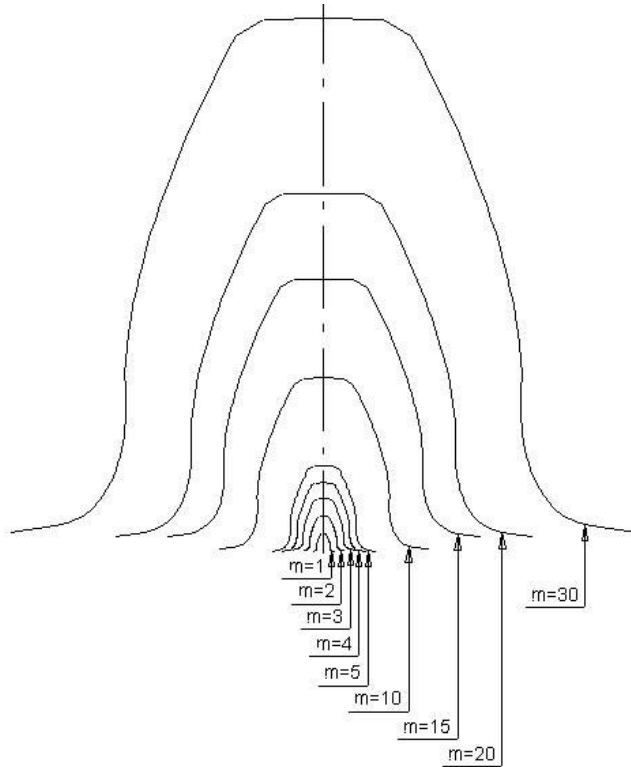


Figura 3.37 Dentes com diferentes módulos.

Número consecutivo de dentes (k ou q)

É um grupo de k dentes (ou q dentes) consecutivos, sobre o qual se toma a dimensão W.

Consideremos duas retas paralelas, tangentes aos dois perfis anti-homólogos dos dentes extremos do grupo de k dentes.

A corda W desejada é uma reta perpendicular às duas retas cujo comprimento é igual à distância entre elas.

É necessário que os pontos extremos da medição, ou seja, os pontos de contato entre os discos do micrômetro e os flancos dos dentes, estejam em trechos de arco de evolvente do perfil dos dentes. O número k de dentes escolhido para medição, portanto, tem limitações:

O menor valor possível é dois.

O maior valor é limitado pela altura do dente, pois o ponto de contato ficaria mais elevado que o diâmetro útil de cabeça.

As notações **k** e **q** para especificar o número de dentes a medir, foram convencionadas no Progear para se distinguir entre o valor dado (q) e o valor resultante (k).

Por exemplo: tem-se uma dimensão sobre cinco dentes, ou seja, $q = 5$ e deseja-se transformá-la sobre seis dentes, ou seja, $k = 6$. O valor dado seria Wq e o valor resultante, Wk .

Nas cremalheiras, esta grandeza não é definida.

Número de ciclos

Na operação de rasquetamento, não é removido todo o sobremetal previsto de uma só vez.

Para se conseguir um bom acabamento nos flancos dos dentes, as máquinas são dotadas de movimentos repetitivos e a cada conjunto desses movimentos, denomina-se ciclo.

Podemos definir um ciclo de trabalho como sendo: penetração, que pode ser constante ou variável e trajetória de ida e volta da ferramenta sobre a peça.

Uma série de ciclos é necessária para possibilitar a remoção escalonada do sobremetal.

É comum preparar o último ou os dois últimos ciclos, sem nenhum avanço da ferramenta (trabalho em vazio). A ferramenta faz sua trajetória normal de ida e volta sobre a peça, sem remover, teoricamente, nenhum material. Isto regulariza o perfil evolvente do dente.

Número de dentes

O número de dentes da roda é um dos cinco dados básicos definidos no Progear.

Rodas com um número de dentes pequeno, o raio de curvatura do flanco diminui, diminuindo também a área de contato e aumentando a pressão entre os flancos conjugados. Neste caso, a vida útil das engrenagens, calculada pelo critério de pressão, pode diminuir sensivelmente.

Quando o número de dentes é menor que 15, é conveniente praticar um deslocamento positivo do perfil, para que o dente não fique debilitado em função de uma penetração acentuada da crista da ferramenta geradora na região do pé.

No Progear, o número de dentes mínimo e máximo permitidos para os cálculos, são os seguintes:

Como regra geral:

Mínimo: 6.

Máximo: 2000

Nos módulos onde são solicitados os números de dentes do par:

Progear 4

Projeto / Comprovação da capacidade de carga:

Ver *Número de dentes das rodas*, abaixo.

Outros:

Roda motora:

Mínimo: 6 ou Número de dentes da roda conjugada / 250, o maior deles.

Máximo: 2000

Roda movida:

Mínimo: 6 ou Número de dentes da roda motora / 250, o maior deles.

Máximo: 2000 ou Número de dentes da roda motora x 250, o menor deles.

Rodas com dentes internos:

Mínimo: -6.

Máximo: -350 (Observação: Para rodas com dentes internos, o valor é negativo).

Involutometria do dente:

Mínimo: 6

Máximo: 100

Número de dentes das rodas

Utilizado exclusivamente no módulo Projeto / Comprovação da capacidade de carga.

A tela mostra uma lista com até 10 combinações de números de dentes que podem trabalhar numa dada distância entre centros.

As restrições são função da soma dos deslocamentos dos perfis.

O valor recomendado indicado com seta verde, leva em conta a combinação entre a menor soma dos fatores de deslocamento dos perfis e o menor erro na relação de transmissão.

Os valores indicados com as setas amarelas, não possuem nenhuma restrição ao uso.

Os valores indicados com setas vermelhas devem se possível, serem evitados.

Para um par de engrenagens, a combinação de números de dentes e os deslocamentos dos perfis, são calculados, levando-se em conta a melhor relação de velocidades de deslizamento relativas entre os flancos dos dentes da roda motora e movida. Uma condição ótima é quando a velocidade de deslizamento do flanco do dente da roda motora é um pouco maior que o da roda movida. Os números de dentes z_1 e z_2 e os fatores x_1 e x_2 indicados com a seta verde e com as setas amarelas, estão calculados sob este enfoque. Já os indicados com as setas vermelhas, x_1 e/ou x_2 foram truncados (porque ultrapassaram seus limites), não permitindo, portanto, as condições acima descritas.

Clicar no botão OK é o mesmo que clicar no botão da seta onde estiver o foco (quadro com linhas grossas em torno do botão).

A relação de transmissão real, calculada em função dos números de dentes, será automaticamente atualizada na janela de dados.

Número de entradas da ferramenta

É o número de entradas da ferramenta geradora (caracol).

O caracol é uma rosca sem-fim que pode ter uma ou mais entradas. Progrear permite até cinco entradas.

Número de peças usinadas por vez

Para fresar os dentes, é comum quando possível, dispor mais que uma peça na máquina, objetivando diminuir o tempo de usinagem por peça.

Número total de passes

É o número de passadas necessárias para se atingir a profundidade desejada para o dente da engrenagem.

Dependendo do tamanho do dente e da capacidade da máquina, pode-se processar mais que um passe da ferramenta.

Precisão do instrumento de medição

É a precisão com que você mediu as dimensões W_k e W_{k-1} .

A precisão dos vários instrumentos de medição depende das limitações do próprio instrumento em termos da menor unidade que pode ser lida e da aferição do mesmo.

No uso de micrômetros centesimais, por exemplo, a menor unidade registrada em seu nônio é de 0.01mm. Se este instrumento estiver aferido, você deverá inserir 0.01.

Pressão de Hertz limite do material

É o valor da tensão, no limite à fadiga do material no flanco do dente, quando submetido à pressão de Hertz.

Os valores sugeridos através do *Assistente*, são dependentes do tipo e da qualidade do material e também da dureza superficial dos flancos. Esses valores são provenientes da norma DIN 3990, parte 5.

Os limites aceitáveis para cálculo (neste sistema), são mais elásticos que os limites impostos pelas normas DIN. As duas janelas são apresentadas na tela.

Quando um valor inserido por você ultrapassar os limites permitidos pelas normas DIN, uma caixa de mensagem será mostrada, alertando-o sobre a ocorrência.

Propriedade de engrenamento

Os valores de 1 a 11 servem para caracterizar a propriedade de engrenamento no sentido de se equilibrar a capacidade de carga com o grau de recobrimento de perfil, conforme as normas DIN 3992.

As propriedades de engrenamento definem o comportamento de um par engrenado. PE=1 desloca os perfis de maneira a aumentar o grau de recobrimento de perfil e diminuir a capacidade de carga dos dentes. Essa condição, evidentemente, se inverte com o aumento de PE.

Propriedades de engrenamento menores que 1 e maiores que 9 são recomendadas para casos especiais e devem ser evitadas sempre que possível. PROGEAR sempre tende a recomendar valores PE = 5 (que é bem equilibrado), porém, nem sempre é possível. Quando dados como distância entre centros, por exemplo, forem muito diferentes dos sugeridos pelo *Assistente*, essa condição certamente não será possível.

Quando se escolhe uma condição da tabela, os fatores de deslocamento dos perfis serão calculados automaticamente em função propriedade de engrenamento. Verifica-se, portanto, que a distância entre centros também será alterada. A última coluna da direita mostra exatamente o valor da distância entre centros, em função da propriedade de engrenamento.

TABELA DE REFERÊNCIAS:

Seta branca

Engrenamento preciso e silencioso: 1 e 2

Seta azul claro

Engrenamento equilibrado entre precisão e capacidade: 3 a 5

Seta azul escuro

Média capacidade de carga no pé do dente: 6 a 8

Seta preta

Grande capacidade de carga no pé do dente: 9 a 11

Qualidade do dentado

A qualidade da roda dentada deve ser compatível com sua aplicação, ou seja, escolhida conforme a necessidade e características de funcionamento da máquina, nunca acima das necessidades do sistema, a fim de reduzir o custo de sua manufatura e controle.

Se as rodas tiverem qualidades diferentes, insere-se a qualidade média.

Os índices limites estão entre 1 até 12, inclusive. Progear nem sempre permite a utilização de todos estes índices.

Estes índices servem para caracterizar a qualidade do dentado. Quanto menor o índice, melhor a qualidade, ou seja, tolerâncias mais rigorosas.

Índices de qualidade usuais em função da aplicação:

Aparelhos de medição, controle e roda máster	1 a 4
Para velocidade tangencial acima de 25 m/s	3 a 4
Máquinas em geral com boa precisão	6 a 8
Industria automobilística e máquinas ferramentas	5 a 9
Emprego geral sem grande precisão	8 a 11

Índices de qualidade em função do acabamento:

Dentes retificados	1 a 5
Dentes rasqueteados	6 a 9
Dentes fresados	10 a 12

Qualidade do dentado para a análise geométrica

Refere-se à qualidade do dentado conforme as normas DIN.

Deve ser escolhida uma das cifras apresentadas na tabela (3 a 12). Caso seja desconhecida a especificação da qualidade, você deverá adotá-la em função da aplicação e/ou acabamento dos dentes, ambos descritos na própria tabela.

Qualidade ME

É a qualidade do material e de seu tratamento térmico.

A rigor, é recomendável que se consulte a norma DIN 3990, parte 5, cláusula 5, a respeito das exigências para esta qualidade, porém, abaixo está um resumo dos controles que devem ser efetuados:

A qualidade ME define exigências máximas para o material e seu tratamento térmico. Utilizado em aplicações especiais de grande segurança.

Os controles requeridos para a qualidade ME são:

1. Propriedades mecânicas (na condição final): HB, HV ou HRC;
2. Tensão de ruptura e Charpy ou Izod (amostragem aleatória);
3. Detecção de trincas: Inspeção por partículas magnéticas (Mágna-Flux) em 100% das peças sobre a superfície temperada;
4. Reparos com soldagem: em aço fundido, é permitido somente com um processo aprovado. Para outros materiais, não é permitido na região dos dentes.
5. Inspeção ultra-sônica em 100% das peças com materiais fundidos;
6. Profundidade da camada endurecida;
7. Microestrutura para os fundidos nodulares. Verificar numa amostra do lote o conteúdo de perlita, ferrita e esferoidização de grafite;
8. Tratamento térmico: em aços cementados deve-se verificar o ajuste do forno com instrumentação própria para o controle da atmosfera.
9. Inspeção ultra-sônica em 100% das peças para qualquer material;

Progear 4

10. Profundidade da camada endurecida: controlar a profundidade transversal da camada em peças cementadas. Para as peças temperadas por indução ou chama, verificar a profundidade em vários pontos ao longo da largura;
11. Estrutura superficial: em aços cementados, verificar descarbonetação superficial, presença de carbonetos, austenita retida e essencialmente a estrutura martensítica;
12. Tratamento térmico: Controlar as condições do forno com registrador gráfico, durante todo o tempo de operação.

Qualidade ML

É a qualidade do material e de seu tratamento térmico.

A rigor, é recomendável que se consulte a norma DIN 3990, parte 5, cláusula 5, a respeito das exigências para esta qualidade, porém, abaixo está um resumo dos controles que devem ser efetuados:

A qualidade ML define um mínimo de exigências para o material e seu tratamento térmico.

Indicado para pequenas cargas e aplicações não críticas. Os controles requeridos para qualidade ML são:

1. Propriedades mecânicas, na condição final: HB ou HV;
2. Profundidade da camada endurecida;
3. Reparos com soldagem: em aço fundido, é permitido somente com um processo aprovado. Para outros materiais, não é permitido na região dos dentes.

Qualidade MQ

É a qualidade do material e de seu tratamento térmico.

A rigor, é recomendável que se consulte a norma DIN 3990, parte 5, cláusula 5, a respeito das exigências para esta qualidade, porém, abaixo está um resumo dos controles que devem ser efetuados:

A qualidade MQ define as exigências para a maioria das aplicações industriais e automotivas, a um custo moderado.

Os controles requeridos para a qualidade MQ são:

1. Propriedades mecânicas (na condição final): HB, HV ou HRC;
2. Tensão de ruptura e Charpy ou Izod (amostragem aleatória);
3. Detecção de trincas: Inspeção por partículas magnéticas (Mágna-Flux) em 100% das peças sobre a superfície temperada ou por amostragem aleatória;
4. Reparos com soldagem: em aço fundido, é permitido somente com um processo aprovado. Para outros materiais, não é permitido na região dos dentes.
5. Inspeção ultra-sônica em 100% das peças com materiais fundidos;
6. Profundidade da camada endurecida;

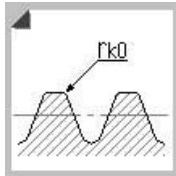
7. Microestrutura para os fundidos nodulares. Verificar numa amostra do lote o conteúdo de perlita, ferrita e esferoidização de grafite;
 8. Tratamento térmico: em aços cementados deve-se verificar o ajuste do forno com instrumentação própria para o controle da atmosfera.
- Esta qualidade é o padrão do sistema.

Raio da crista da ferramenta

É o raio de cabeça da ferramenta geratriz.

A porção do dente cortada com o raio de cabeça da ferramenta gera uma curva chamada trocóiide, ou seja, uma ciclóide alongada. Observa-se também, em casos raros, uma ciclóide encurtada, onde o deslocamento do perfil é muito acentuado positivamente.

O Assistente sugere um raio de 20% do módulo normal (norma DIN 870), porém, é muito comum quando possível, adotar-se o raio máximo permitido, o qual gerará na roda, um único raio no pé do dente que concorda com as evolventes. Isto diminui a probabilidade de fraturas causadas por fadiga, por diminuir a concentração de tensões neste ponto do dente.



Rede de arranjo

É a representação gráfica, sem escala, das velocidades e das relações de transmissão segundo sua interdependência decorrente da lei de formação, indicando:

As retas horizontais: os eixos do variador;

O afastamento das retas verticais: o escalonamento entre as velocidades.

Ver exemplos na figura 2.80.

Dependendo do arranjo escolhido, certas relações de transmissão, podem resultar grandes demais, inviabilizando sua construção.

Sob este ponto de vista, a janela *Redes de arranjo*, que fornece todas as opções possíveis para cada tipo de variador, apresenta-se com o foco dirigido (botão pressionado) na melhor opção.

A rotação de entrada, ou velocidade de acionamento, é dada, e a partir desta, deve ser gerada uma série de velocidades de saída, onde a maior delas deve também ser fornecida. As velocidades intermediárias são calculadas em função do escalonamento.

Regime de trabalho - Histograma de utilização

É uma entrada composta de três dados para cada torque (até seis torques) que conjuntamente, determinam as condições em que a transmissão deverá se submeter. São elas:

Rotação n: É a rotação na roda motora. Menor rotação implica em maior torque e em maiores solicitações. Maior rotação aumenta o perigo de transmissões com oscilações e choques além de aumentar as exigências de lubrificação e qualidade. O limite mínimo para essa rotação é calculado, de sorte que o torque não atinja valores fora do domínio do sistema.

Em rotações muito altas, verifique na tela *Forças, Velocidades e Lubrificação* na seção de resultado, se o coeficiente de ressonância N não está na região crítica, ou seja, entre 0.85 e 1.15. Um x vermelho indicará esta condição.

Potência: É a potência teórica aplicada ao eixo de entrada da transmissão. Reduzem-se as dimensões do sistema, subdividindo o torque em transmissões paralelas, pela compensação das forças aplicadas nos dentes.

A potência pode ser configurada em kW (kiloWats) ou cv (cavalo vapor). A configuração é feita em *Configurações iniciais*. Se você tiver o torque (em kgf.m ou N.m) e não a potência, então clique no botão *Pot = f(Tor)*. Abrir-se-á uma caixa onde você poderá fazer a conversão.

%U: É o percentual de utilização, ou seja, a fração percentual do tempo de funcionamento, para cada combinação de potência e rotação, inserida em cada linha determinante do regime de trabalho.

O percentual equivalente calculado pelo programa conjuntamente com os graus de irregularidade de acionamento das máquinas, determina a capacidade de sobrecarga e absorção de choques do sistema. A soma dos percentuais (%U) deve ser 100%, para que o sistema aceite como entrada válida.

Veja a caixa de entrada destes dados na figura 3.38.

O histograma referente às entradas é desenhado para dar uma idéia concreta do regime que se está aplicando ao sistema. A porção hachurada do diagrama mostra o percentual equivalente à potência máxima. Veja a figura 3.39.

O botão *Assistente* quando clicado, insere valores para a rotação, potência e %U (1800, 1 e 100 respectivamente). É particularmente útil nos casos em que se deseja uma comparação de resistência entre dois pares de engrenagens.

Por exemplo, pretende-se calcular os coeficientes de segurança, vida, etc. de dois pares de engrenagens, para uma comparação direta, onde os dados referentes ao regime de trabalho sejam desconhecidos. Somente nesses casos, os valores padronizados podem ser utilizados.

Tabela de utilização

	Rotação n	Potência (kW)	% U	
1	1800	15	10	■
2	1500	20	20	□
3	1000	35	30	□
4	500	50	40	■
5				
6				

Figura 3.38 Tabela de utilização.



Figura 3.39 Histograma de utilização.

Relação de transmissão

A relação entre as rotações de entrada e de saída da transmissão não pode ultrapassar determinados limites para não comprometer o funcionamento das engrenagens, devido às desigualdades das forças aplicadas em cada uma delas.

Os valores de referência indicados na janela *Limites para cálculo*, não são calculados sob esse enfoque.

Há casos especiais, que requerem grandes relações de transmissão, como por exemplo, motor de partida de veículos, que chegam a 1:15 bem como as das máquinas de movimentar vidros de automóveis que chegam a 1:50, razão pela qual o limite máximo permitido é exatamente 50 para redução.

Em transmissões normais, deve-se evitar valores acima de 7, podendo chegar a 10 em casos especiais. Quando houver casos de relação superior, subdividir a transmissão em dois ou mais estágios.

Operacionalmente, podem ocorrer variações na rotação da roda movida, devido principalmente às deformações nos dentes, mesmo teoricamente corretos. Se a exigência da precisão na transmissão for muito elevada, especifique qualidades superiores.

Procure fazer, sempre que possível, com que as relações de transmissão não sejam números inteiros, evitando a repetitividade do contado entre o mesmo par de dentes e uniformizando melhor o ajuste natural (amaciamento) dos flancos.

Para os casos onde o par é formado por pinhão e cremalheira, a relação de transmissão não poderá ser introduzida. Internamente, para efeito de cálculo, 2000 dentes serão considerados para a roda conjugada (cremalheira). A figura 3.40 mostra a caixa para seleção do tipo de transmissão e para a entrada do valor da relação de transmissão.

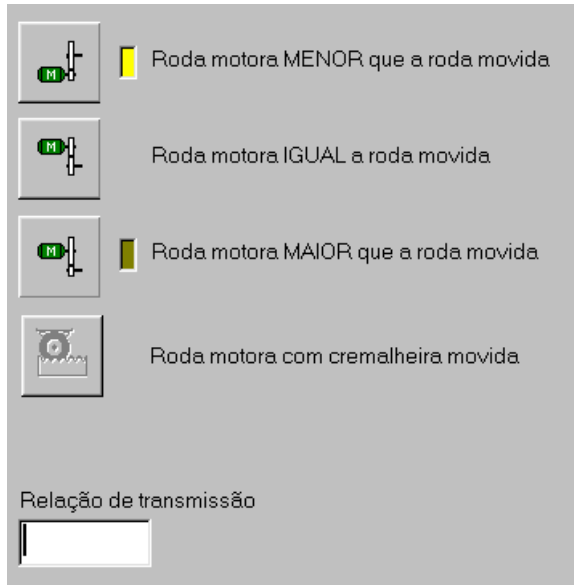


Figura 3.40 Caixa para seleção do tipo de transmissão e entrada do valor da relação de transmissão.

Relação de transmissão do sistema epicicloidal

É a relação de transmissão total do sistema.

A relação de transmissão no redutor epicicloidal é:

$u = (Z_3 + Z_1) / Z_1$, onde Z_3 é o número de dentes da roda fixa e Z_1 o número de dentes da roda solar. O número de dentes das rodas planetárias não influencia na relação de transmissão.

Se o uso da transmissão, pelo sistema de planetárias, objetivar reversão de rotação, a fórmula a ser usada será:

$$u = Z_3 / Z_1.$$

RPM de entrada e RPM máxima de saída

A rotação de entrada, ou velocidade de acionamento, é dada, e a partir desta deve ser gerada uma série de velocidades de saída, onde a maior delas deve também ser fornecida. As velocidades intermediárias são calculadas em função do escalonamento.

Rugosidade do pé do dente

É a medida de acabamento superficial do pé do dente. Neste sistema o parâmetro a ser inserido é Rz.

O acabamento superficial do pé do dente influencia na resistência à flexão, no caso de fadiga.

Riscos profundos, causados pela ferramenta podem propiciar pequenas trincas que se formam devido às altas tensões que ali se concentram. Muitas vezes, a solução para resolver este tipo de problema, é a retificação de todo o perfil trocoidal (curva gerada abaixo da evolvente).

Rugosidade média dos flancos

É a medida de acabamento superficial dos flancos do dente. Neste sistema o parâmetro a ser inserido é Rz.

Veja a definição de Rz na figura 3.41, onde:

m = linha média

yp = Altura dos picos

yv = Profundidade dos vales

Conforme as normas DIN, pode-se converter (no caso de engrenagens) de Rz para Ra na seguinte proporção: $Rz = 6 Ra$.

Quando as rugosidades das rodas motora e movida forem diferentes, a média deverá ser adotada, ou seja, $Rz = (Rz_1 + Rz_2) / 2$.

A rugosidade deve ser compatível com a qualidade exigida e com os processos de acabamento superficial disponíveis. O *Assistente* desta tela sugere um valor compatível.

Quanto menor for a rugosidade superficial, maior será a vida útil da roda com relação à formação de cavidades (pitting).

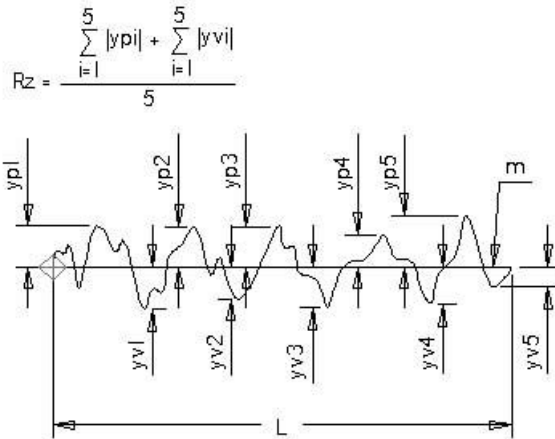


Figura 3.41 Definição da rugosidade Rz.

Sobremetal por flanco

É o material a ser removido na operação de acabamento dos dentes. Pode ser rasqueteamento ou retificação.

Clique no botão *Assistente* para obter este valor, quando não houver uma especificação determinada.

Somatória dos fatores de deslocamento do perfil

É a soma dos fatores de deslocamento dos perfis, ou seja, $x_1 + x_2$.

Temperatura das rodas

É a máxima temperatura atingida pelas engrenagens durante o trabalho de transmissão.

De difícil predeterminação teórica, é recomendável, sempre que possível, medir a temperatura de lubrificantes que estejam sendo usados em conjuntos semelhantes há várias horas de trabalho contínuo e a plena carga, afim de se obter um valor de referência para os novos projetos ou para a comprovação da capacidade de carga de um par existente.

Tempos: passivo + manual

Tempo passivo é o tempo usado pela máquina antes e depois da usinagem propriamente dita. Por exemplo: aproximação da ferramenta antes de iniciar a usinagem e o afastamento da mesma depois que terminou a usinagem.

Tempo manual é o tempo que o operador precisa para limpar o dispositivo, alimentar e descarregar a máquina.

Tensão limite à flexão dos materiais

É o valor da tensão limite à fadiga do material no pé do dente quando submetido a uma flexão.

Os valores sugeridos através do Assistente, são dependentes do tipo e da qualidade do material e também da dureza superficial dos flancos. Esses valores são provenientes da norma DIN 3990, parte 5.

A tensão limite poderá ser aumentada, se a peça for submetida ao processo Shot Peening. Para isso, a técnica de aplicação e o controle devem ser corretos.

Os limites aceitáveis para cálculo (neste sistema), são mais elásticos que os limites impostos pelas normas DIN. As duas janelas são apresentadas na tela.

Quando um valor inserido por você ultrapassar os limites permitidos pelas normas DIN, uma caixa de mensagem será mostrada, alertando-o sobre a ocorrência.

Tipo de transmissão

São três possíveis:

1. Roda motora menor que a roda movida (redução de velocidade)
2. Roda motora igual à roda movida (sem alteração de velocidade)
3. Roda motora maior que a roda movida (ampliação de velocidade)

Este dado é necessário para os cálculos dos fatores de deslocamento dos perfis individuais (repartidos).

Tipo do variador

Você pode escolher um entre os dez tipos de variadores disponibilizados por este sistema. São eles:

Tipo	Marchas	Eixos	Pares de rodas
1x2	2	2	2
1x3	3	2	3
2x2	4	3	4
2x3	6	3	5
3x2	6	3	5
2x2x2	8	4	6
3x3	9	3	6
2x2x3	12	4	7
2x3x2	12	4	7
3x2x2	12	4	7

Você pode ver um desenho esquemático do conjunto de engrenagens, clicando no botão *Esquema*. As figuras de 2.70 a 2.79 mostram os dez esquemas.

Tolerância Tsn

São as tolerâncias para as espessuras circulares normais dos dentes das rodas. A tolerância é função do diâmetro de referência e é independente da qualidade do dentado.

Normalmente a tolerância Tsn é condicionada às possibilidades de fabricação, porém, não poderá ser inferior ao dobro do valor da variação das espessuras dos dentes Rs (conforme normas DIN 3962).

Com o objetivo de se mostrar uma palpável diferença com as qualidades do dentado (1 a 12), as tolerâncias Tsn foram identificadas com as cifras 21 a 30. As séries preferenciais são: 24 a 27 inclusive.

Velocidade da mesa

A velocidade da mesa determina o avanço da ferramenta, portanto, é a principal responsável pelo acabamento superficial dos flancos dos dentes da roda a rasquetear.

Velocidade de corte

É a velocidade de um ponto situado sobre o círculo externo da ferramenta em m/min.

A velocidade de corte é função da rotação da ferramenta e é dada por:

$$V_c = D_f \cdot \pi \cdot \text{rpm} / 1000$$

Onde:

V_c = velocidade de corte em m/min

D_f = diâmetro da ferramenta em mm

rpm = rotações por minuto da ferramenta

Vida útil nominal requerida

É a vida útil desejada para o par de engrenagens que você está calculando.

Os fatores Y_N , Z_N , são calculados em função da vida útil nominal requerida e determinam os coeficientes de segurança.

Quanto maior for a vida requerida, menores serão os coeficientes de segurança.

Você pode calcular a vida útil em horas, com a ajuda do *Assistente*:

A caixa de diálogo apresenta dois menus suspensos: 'Anos' com opções 1, 2, 3 (selecionado), 4, 5, 10; e 'Horas por dia' com opções 4, 8 (selecionado), 12, 16, 20, 24. Abaixo dos menus, há duas opções de frequência: '5 dias por semana' (selecionada) e '7 dias por semana'. Um botão 'Calcular' está posicionado no canto inferior direito.

Figura 3.42 Caixa para cálculo da vida útil em função dos anos, horas por dia e quantidade de dias da semana.

VALORES INDICATIVOS PARA SERVIÇOS INTERMITENTES A PLENA CARGA SEGUNDO G NIEMANN:

Máquinas operatrizes	Mínimo: 100	Máximo: infinito
Máquinas de levantamento		
Talhas manuais e elétricas	Mínimo: 10	Máximo: 80
Talhas para material a granel	Mínimo: 40	Máximo: 200

Talhas de garras	Mínimo: 320	Máximo: infinito
Transmissões automotivas		
1ª marcha e ré auto passeio	Mínimo: 10	Máximo: 40
1ª marcha e ré caminhões	Mínimo: 40	Máximo: 200
1ª marcha e ré tratores	Mínimo: 200	Máximo: infinito
Marchas superiores	Mínimo: infinito	Máximo: infinito

Viscosidade do lubrificante

É a medida de resistência oferecida pelo óleo lubrificante ao movimento ou ao escoamento.

A viscosidade é a principal propriedade de um lubrificante, pois está diretamente relacionada com a capacidade de suportar cargas.

O valor da viscosidade é inversamente proporcional à temperatura, ou seja, decresce com o aumento da temperatura. Portanto, é aconselhável a utilização de um lubrificante cuja curva de viscosidade seja de pequeno aclave, ou seja, com baixo índice de viscosidade (IV).

A viscosidade do lubrificante deverá ser maior quanto:

- ✓ menor for a velocidade periférica
- ✓ maior for a pressão de contato
- ✓ maior for a rugosidade superficial dos flancos dos dentes.

Uma viscosidade menor pode ser compensada com aditivos.

O controle de refrigeração do conjunto poderá ser feito através do sistema de lubrificação. O *Assistente* desta tela irá sugerir o tipo de lubrificação mais adequado em função das velocidades das engrenagens.

Cuidar para que a temperatura das engrenagens não ultrapasse a temperatura admissível do lubrificante.

O botão *Equivalências* exibirá uma tabela com os principais tipos conforme AGMA, ISO e SAE, da qual você poderá selecionar o lubrificante desejado. Ver figura 3.43.

Progear 4

Equivalências				
	AGMA	ISO	SAE	
<input type="checkbox"/>	1	VG32	75	
<input type="checkbox"/>	2	VG68	75	
<input type="checkbox"/>	3	VG100	80	
<input type="checkbox"/>	4	VG150	80	
<input type="checkbox"/>	5	VG220	90	
<input type="checkbox"/>	6	VG320	90	
<input type="checkbox"/>	7	VG460	140	
<input type="checkbox"/>	8	VG680	140	
<input type="checkbox"/>	8A	VG1000	250	Graxa

Figura 3.43 Caixa de equivalências de viscosidades.

Índice Remissivo

A

A barra de ferramentas	26
A barra de informações.....	26
A barra de menus.....	25
A curva de desenvolvimento	67, 183
Afastamento Asne	201
Afastamentos e tolerâncias	202
Ajuda sensível ao contexto.....	16
Ajuste das engrenagens	124
Ajuste do ângulo de hélice.....	145
Altura da cabeça	216
Altura da protuberância (quando há protuberância)	217
Altura total do dente	216
Altura útil.....	216
Ambiente de trabalho.....	25
Ambiente operacional.....	19
Análise geométrica	140
Ângulo da mesa	204
Ângulo da protuberância (quando há protuberância)	217
Ângulo de desenvolvimento num círculo dado	116
Ângulo de hélice	204
Ângulo de hélice do shaving	207
Ângulo de hélice medido	207
Ângulo de hélice no círculo de base	115
Ângulo de hélice no diâmetro de referência e passo de hélice	115
Ângulo de hélice no dv	115
Ângulo de intersecção dos eixos	207
Ângulo de pressão frontal.....	114
Ângulo de pressão normal	208
Ângulo de pressão normal no dy	114
Ângulo do chanfro (quando é para chanfrar).....	217
Ângulo do chanfro de cabeça	209
Ângulo do flanco	216

Progear 4

Ângulos	114
Aplicados em variadores escalonados	163
Apresentação do Progear 4	16
Arranjo físico	209
Avanço	213
Avanço angular da ferramenta	213
Avanço radial da ferramenta	213
Axial	197
Axial-tangencial	197
B	
Bits	197
Botão Padrão	31
C	
Cadin	90
Caixa de dados	31
Caixa Limites para cálculo	28
Calcular conjugado	98
Cálculo das características do perfil de referência	190
Cálculo geométrico completo de um par	92
Capacidade	84
Características da má	153
Características da máquina	213
Características do perfil de referência	191
Características geométricas	46
Choques leves	235
Choques moderados	235
Choques pesados	235
Choques uniformes	235
Choques Uniformes	235
Circulação	89
Círculo dos centros das planetárias	215
Código da máquina	213
Coefficiente de ressonância N	87
Coefficiente de segurança máximo à flexão	40

Coeficiente de segurança máximo à pressão	41
Coeficiente de segurança mínimo à flexão.....	39
Coeficiente de segurança mínimo à pressão.....	40
Coeficientes de segurança	70
Coeficientes de segurança e Vidas Úteis	70
Comandos via teclado.....	33
Comprimento do chanfro de cabeça	215
Comprovação da capacidade de carga.....	36
Comprovação da zona de contato.....	62, 178
Conceito.....	17
Conceito (Aplainamento)	197
Conceito (Fresamento)	196
Conceito (Rasquetamento).....	198
Configuração mínima necessária.....	19
Crowning ou End relief	52

D

Dados básicos	34
Dados do caracol – Perfil de referência.....	215
Dentado bi-helicoidal	42
Desenho das linhas de geração do dente	188
Desenho do dente	186
Desenho do perfil de referência.....	189
Desenho dos dentes	90
Deslocamento do perfil.....	118
Desvio angular do perfil evolvente.....	61, 177
Desvio angular na linha dos flancos	62, 178
Desvio de concentricidade.....	64, 180
Desvio de forma na linha dos flancos.....	62, 178
Desvio de forma no perfil evolvente	61, 177
Desvio de passo base normal.....	61, 178
Desvio de passo individual	61, 177
Desvio de passo sobre 1/8 de volta.....	178
Desvio de trabalho composto radial	65, 181
Desvio de trabalho composto tangencial	65, 181
Desvio total na linha dos flancos	62, 178

Progear 4

Desvio total no perfil evolvente	61, 177
Desvios	61
Desvios de rodadura	64, 180
Desvios do dentado	177
Diagonal	198
Diagramas das vidas úteis	74
Diagramas dos coeficientes de segurança	71
Diâmetro correspondente ao ângulo de hélice	218
Diâmetro da cremalheira	218
Diâmetro das esferas ou rolos	50, 218
Diâmetro de base	46, 106
Diâmetro de base aproximado	219
Diâmetro de cabeça	106, 219
Diâmetro de cabeça = $f(Ma)$	108
Diâmetro de cabeça = $f(Sna)$	108
Diâmetro de cabeça da roda conjugada	219
Diâmetro de pé	108
Diâmetro de pé = $f(da2)$	109
Diâmetro de pé = $f(Mf)$	109
Diâmetro de pé da roda	219
Diâmetro de referência	220
Diâmetro de trabalho	110
Diâmetro do eixo da roda motora	220
Diâmetro externo da fresa	220
Diâmetro interno do aro e espessura da alma	221
Diâmetro na roda sobre o perfil do shaving	99
Diâmetro no shaving sobre o perfil da roda	99
Diâmetro para calcular conjugado	221
Diâmetro de referência	46, 106
Diâmetro de referência deslocado	109
Diâmetro de referência equivalente	109
Diâmetro útil de cabeça	110, 221
Diâmetro útil de cabeça da roda conjugada	222
Diâmetro útil de pé	47, 110, 222
Diâmetros	106
Diâmetros conjugados	98

Diâmetros limites para alívios	111
Diâmetros para controle (pé e cabeça)	222
Dimensão M sobre esferas ou rolos.....	49, 135, 223
Dimensão sobre cristas	223
Dimensão sobre raízes	223
Dimensão W (sobre dentes).....	132
Dimensão W sobre (k-1) dentes	224
Dimensão W sobre k dentes	224
Dimensão W sobre k dentes consecutivos.....	48
Dimensão W _q (sobre dentes).....	225
Direção da mesa.....	198
Distância de contato.....	54, 123
Distância entre centros.....	101, 226
Distância entre o apoio do instrumento até a linha primitiva	227
Distância entre os mancais	227
Distância s	227
Divisão e Diferencial	214
Dois estágios - Aplicados em VES.....	153
Dois estágios, f(u).....	149
Dureza Brinell.....	228
Dureza superficial dos flancos.....	228
DXF	90

E

Elasticidade do conjunto.....	61, 229
Engraxamento	89
Epicycloidal	160
Erro de cruzamento dos eixos.....	229
Erro de divisão entre 2 dentes consecutivos	61, 178
Erro de excentricidade dos mancais	61
Erro de paralelismo e de cruzamento dos eixos	60
Erro de passo total	61, 178
Erro de salto radial.....	65, 181
Erros individuais do dentado	60
Escalonamento.....	170, 230
Escalonamento e rede de arranjo	170

Progear 4

Espessura circular normal de cabeça com chanfro	51
Espessura circular normal de cabeça sem chanfro.....	51
Espessura circular normal do dente	47, 230
Espessura circular normal do dente acabada	231
Espessura circular normal efetiva inferior (S_{n_i}).....	48
Espessura circular normal efetiva superior (S_{n_s})	47
Espessura circular normal na cabeça do dente.....	231
Espessura circular normal teórica (S_{n_t})	47
Espessura cordal normal da cabeça do dente	232
Espessura do dente	129, 216
Estrutura de diretórios.....	20
Evoluta do ângulo de pressão	232
Excentricidade dos mancais	233
Extensão de contato dos dentes.....	233

F

Família de tolerâncias	66, 182
Fator C	234
Fator de altura do dente.....	234
Fator de ângulo de hélice $Y\beta$	81
Fator de ângulo de hélice $Z\beta$	81
Fator de aplicação das engrenagens	235
Fator de assistência	41
Fator de condição superficial da raiz YR_{relT}	79
Fator de correção da tensão Y_S	79
Fator de deslocamento do perfil.....	236
Fator de deslocamento do perfil da roda conjugada	237
Fator de dinâmica K_v	76
Fator de distribuição longitudinal da carga $KF\beta$	78
Fator de distribuição longitudinal da carga $KH\beta$	77
Fator de distribuição transversal da carga $KF\alpha$	78
Fator de distribuição transversal da carga $KH\alpha$	77
Fator de dureza de trabalho Z_w	82
Fator de elasticidade Z_E	81
Fator de engrenamento individual - coroa Z_D	82
Fator de engrenamento individual - pinhão Z_B	82

Fator de forma do dente YF.....	79
Fator de forma do flanco ZH.....	81
Fator de lubrificante ZL.....	81
Fator de recobrimento $Z\alpha$	81
Fator de rugosidade ZR.....	82
Fator de sensibilidade relativa $Y\delta_{RelT}$	79
Fator de tamanho do dente YX.....	80
Fator de tamanho Zx	82
Fator de velocidade Zv	82
Fator de vida útil YNT.....	80
Fator de vida útil ZNT.....	82
Fatores de influência.....	75
Fatores de influência - Conceito.....	75
Fatores modificadores do jogo entre flancos.....	60
Fatores modificadores e a maneira como eles afetam o jogo.....	60
Folga de raiz mínima.....	237
Força axial ao eixo máxima.....	89
Força normal ao eixo máxima.....	89
Força tangencial máxima.....	88
Forças atuantes no engrenamento.....	88
Formas de uso.....	38
Formato da peça.....	199
Fundamentos.....	37

G

Grau de Recobrimento.....	123
Grau de recobrimento de hélice.....	57
Grau de recobrimento de perfil.....	54
Grau de recobrimento total.....	57
Grupo de ensaio.....	44, 95
Grupo de função.....	43, 95

I

Identificação da máquina.....	154, 214
Impressão dos relatórios.....	22
Índice analítico.....	2

Progear 4

Índices de qualidade em função do acabamento	248
Índices de qualidade usuais em função da aplicação	248
Influências térmicas	238
Instalação do Progear	20
Interpretação dos diagramas Coeficiente de segurança x Torque.....	72
Interpretação dos diagramas Vida útil x Torque	74
Intervalo de rodas disponíveis	239
Involutometria do dente	191

J

Janela definição.....	31
Jogo de inspeção em dispositivo – inferior e superior	128
Jogo de inspeção na própria máquina – inferior e superior	128
Jogo de rodas.....	147
Jogo entre flancos	126
Jogo entre flancos de inspeção.....	60
Jogo entre flancos de serviço	59
Jogo estabilizado inferior e superior	127
Jogo frontal entre flancos	239
Jogo mínimo e máximo atingidos	127
Jogo teórico inferior e superior	128

L

Largura da engrenagem.....	240
Largura das rodas + espaço entre elas.....	240
Limita os fatores de vida útil	42
Linha de flanco	43, 94
Lista de rodas disponíveis	214
Longitudinal	198

M

Manipulação de arquivos	24
Materiais	241
Máxima flexão do dente.....	54
Melhor configuração de vídeo	19
Menu dos pares de engrenagens do variador	172

Módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson	242
Módulo normal	242
Módulos do Progear	35
<i>N</i>	
Normas utilizadas	18
Número consecutivo de dentes (k)	49
Número consecutivos de dentes (k ou q).....	243
Número de ciclos	244
Número de dentes	244
Número de entradas da ferramenta.....	246
Número de peças usinadas por vez.....	246
Número de rodas movidas	41
<i>O</i>	
Organização do Progear.....	23
<i>P</i>	
Padrões de limites para o perfil evolvente.....	66, 182
Painel de menu	26
Painel de resultados	32
Painel para configurações iniciais	27
Painel para inserção dos dados	27
Para abrir um arquivo existente:.....	24
Para fazer uma cópia do arquivo com um novo nome:	24
Para iniciar um novo trabalho:.....	24
Para sair do Progear:.....	24
Para salvar um trabalho:	24
Passo base	54
Pinhão e cremalheira	174
Pirataria.....	14
Por imersão	89
Potência – Máximo admissível para a roda de entrada	84, 85
Potência – Máximo admissível para a roda de saída	84, 85
Potência – Máximo de regime para a roda de entrada.....	84, 85
Potência – Máximo de regime para a roda de saída	84, 85

Progear 4

Precisão do instrumento de medição.....	246
Pressão de Hertz – Máximo admissível para ambas às rodas	86
Pressão de Hertz – Máximo de regime para ambas as rodas	86
Pressão de Hertz limite do material	246
Princípio de funcionamento	198
Processador	19
Propriedade de engrenamento	247
Protuberância (quando há protuberância)	217
Protuberância na cabeça da ferramenta.....	53
Protuberância na crista da ferramenta.....	42, 96
Protuberância na crista da ferramenta geradora do dentado	142

Q

Qualidade da roda Máster	42, 97
Qualidade do dentado	247
Qualidade do dentado para a análise geométrica	248
Qualidade ME	248
Qualidade ML	249
Qualidade MQ.....	249

R

Radial	197
Radial e axial.....	197
Raio da crista da ferramenta	217, 250
Raio máximo no pé do dente (r.full)	143
Rede de arranjo	170, 250
Regime de trabalho - Histograma de utilização	251
Relação de tran.....	253
Relação de transmissão do sistema epicicloidal	254
Relação de transmissão no redutor epicicloidal	160
Resultados (Dois estágios - Aplicados em VES)	156
Resultados (Epicicloidal)	162
Resultados (Jogo de rodas para 1 estágio)	149
Resultados (Jogo de rodas para 2 estágios).....	149
Resultados (Pinhão e cremalheira	175
Resultados (Um estágio, f(u, a))	153

Resultados (Variadores escalonados)	174
Roda » Função da...	99
Roda fixa	160
Roda solar	160
Rodas planetárias	160
Rotação crítica	87
Rotação no maior torque.....	87
RPM de entrada e RPM máxima de saída	254
Rugosidade do pé do dente	255
Rugosidade média dos flancos	255

S

Série Aa de tolerâncias ISO js	104
Série de Tsn1 e Tsn2	58
Shaving » Função da...	99
Sistema	44, 96
Sistema (Módulo ou Diametral Pitch)	142
Sobremetal por flanco.....	256
Somatória dos fatores de deslocamento do perfil	256

T

Tabela de limites conforme normas ISO 6336 ou DIN 3990	80, 83
Tabela de opções da análise geométrica	144
Tabela de opções para pinhão e cremalheira	174
Tabela de opções para sistema epicicloidal	161
Tabela de opções para variadores escalonados.....	171
Tangencial	197
Temperatura das rodas.....	256
Temperatura e materiais	60
Tempo de usinagem.....	196
Tempos: passivo + manual	256
Tensão de contato	37
Tensão de flexão	37
Tensão de flexão – Máximo admissível para ambas às rodas	85
Tensão de flexão – Máximo de regime para ambas as rodas	85
Tensão limite à flexão dos materiais	257

Progear 4

Tipo de avanço	196
Tipo de ferramenta	197
Tipo de lubrificação	89
Tipo de transmissão	257
Tipo de transmissão	104
Tipo do variador	164, 258
Tolerância da distância entre centros da caixa	60
Tolerância Tsn	258
Tolerâncias	58
Tolerâncias do dentado	177
Torque – Máximo admissível para ambas às rodas	84, 85
Torque – Máximo de regime para ambas as rodas	84, 85
Transversal ou Underpass	198

U

Um estágio, $f(u)$	148
Um estágio, $f(u, a)$	151
Unidade da grandeza solicitada	28
Unidade de potência	45

V

Valores indicativos para serviços intermitentes a plena carga	259
Variação das espessuras dos dentes	62, 178
Velocidade da mesa	258
Velocidade de corte	259
Velocidade de deslizamento na cabeça	86
Velocidade periférica	87
Velocidades, Forças e Lubrificação	86
Vida útil nominal requerida	259
Vidas úteis	73
Viscosidade do lubrificante	260

X

x = função de S_n e A_{sne}	119
x_1 = função de a e x_2	120
x_1 e x_2 = função de a , S_{n1} e S_{n2}	120

x_1 e x_2 = função de x_1+x_2	120
x_1+x_2 = função da distância entre centros	121
x_1+x_2 = função da Propriedade de engrenamento	121
x_E = função de S_n	119

Índice de figuras

Figura 1.1	Obtendo ajuda sensível ao contexto.	17
Figura 1.2	Barra de menus	24
Figura 1.3	Barra de ferramentas.....	25
Figura 1.4	Painel de menu	25
Figura 1.5	Barra de informações.....	26
Figura 1.6	Painel para configurações iniciais	26
Figura 1.7	Painel para inserção dos dados	27
Figura 1.8	Unidade da grandeza solicitada	27
Figura 1.9	Caixa Limites para cálculo	27
Figura 1.10	Caixa Prévio	28
Figura 1.11	Exemplo de lista de opções de dados pré definidos	28
Figura 1.12	Exemplo de opções para seleção.	29
Figura 1.13	Controles deslizante.....	29
Figura 1.14	Janela definição	30
Figura 1.15	Caixa de dados.....	31
Figura 1.16	Exemplo de um painel de resultados	32
Figura 2.1	Tela Conf iniciais do módulo Projeto/Comprovação	38
Figura 2.2	Diâmetro útil de pé	45
Figura 2.3	Espessura circular do dente	46
Figura 2.4	Exemplo da dimensão W sobre 3 dentes ou seja $k = 3$	47
Figura 2.5	Dimensão M sobre esferas ou rolos.....	48
Figura 2.6	Espes. circular de cabeça sem chanfro e com chanfro	50
Figura 2.7	Modificação dos flancos dos dentes na largura	50
Figura 2.8	Protuberância na cabeça da ferramenta.	51
Figura 2.9	Dente fletido	52
Figura 2.10	Algumas característica do engrenamento.	53
Figura 2.11	Nível e pressão sonoros	54
Figura 2.12	Características que definem o grau de recob. de hélice..	55
Figura 2.13	Jogo entre flancos.	57
Figura 2.14	Gráfico de um perfil evolvente.....	61
Figura 2.15	Gráfico de um perfil evolvente.....	62
Figura 2.16	Exemplo de um gráfico de rodadura	63
Figura 2.17	Padrão de limite para o perfil evolvente.....	64
Figura 2.18	Posições do apalpador de um registrador gráfico.....	66

Figura 2.19	Legenda dos símbolos utilizados	67
Figura 2.20	Diagrama S x T	70
Figura 2.21	Diagrama Vida x T.....	72
Figura 2.22	Tela Resultados – Fatores de influências	73
Figura 2.23	Gráfico N x Kv.....	86
Figura 2.24	Botões de comando para exportar desenho	88
Figura 2.25	Opções de desenhos disponíveis	89
Figura 2.26	Caixa Função de.....	91
Figura 2.27	Caixa Tipo de transmissão	92
Figura 2.28	Botões para seleção do sistema de transmissão.	94
Figura 2.29	Caixa Calcular conjugado	96
Figura 2.30	Caixa Roda >> Função da.....	97
Figura 2.31	Definição de pinhão e cremalheira.....	100
Figura 2.32	Caixa Função de.....	100
Figura 2.33	Caixa Qualidade das engrenagens.....	101
Figura 2.34	Caixa Série de tolerâncias ISO js	102
Figura 2.35	Caixa Tipo de transmissão	102
Figura 2.36	Caixa Fator de altura do dente	105
Figura 2.37	Caixa Tolerância classe ISO.	105
Figura 2.38	Definição da dimensão sobre cristas.	106
Figura 2.39	Definição da dimensão sobre raízes	107
Figura 2.40	Caixa Qualidade do dentado	108
Figura 2.41	Diferentes fatores de deslocamento do perfil.....	113
Figura 2.42	Definição da espessura circular do dente	119
Figura 2.43	Caixa de opções para o cálculo da espessura do dente	120
Figura 2.44	Dimensão W sobre 3 dentes	121
Figura 2.45	Caixa de opções para o cálculo da dimensão W.	122
Figura 2.46	Caixa de opções para o cálculo da dimensão M.	124
Figura 2.47	Dimensão M em rodas com z ímpar e z par.....	125
Figura 2.48	Medição da dimensão M em cremalheira	126
Figura 2.49	Caixa para a seleção de opções.	128
Figura 2.50	Caixa para a seleção do sistema.	129
Figura 2.51	Possibilidades de seleção	130
Figura 2.52	Tabela de opções da análise geométrica.	130
Figura 2.53	Tabela dos módulos calculados.....	132
Figura 2.54	Caixa para ajuste do ângulo de hélice	133

Figura 2.55	Tela de opções do módulo Jogo de rodas	134
Figura 2.56	Tabela de resultados do jogo de rodas para 1 estágio. .	135
Figura 2.57	Caixa para selecionar o nº máximo de resultados.	137
Figura 2.58	Caixa para selecionar o rigor de precisão.	137
Figura 2.59	Tela de resultados para jogo de rodas de 2 estágios.	137
Figura 2.60	Caixa para fixar a soma dos números de dentes.	137
Figura 2.61	Tabela de jogo de rodas para um estágio, $f(u, a)$	139
Figura 2.62	Características da máquina.	141
Figura 2.63	Jogo de rodas para divisão e diferencial.	142
Figura 2.64	Caixa para selecionar o nº máximo de resultados.	143
Figura 2.65	Caixa para selecionar o rigor de precisão.	143
Figura 2.66	Barras de progressão.....	144
Figura 2.67	Valores das relações de transmissão calculadas.	144
Figura 2.68	Tabela de opções para sistema epicicloidal.	146
Figura 2.69	Esquema da proporção dos tamanhos das rodas.....	147
Figura 2.70	Esquema de uma transm. de 2 eixos e 2 marchas.....	149
Figura 2.71	Esquema de uma transm. de 2 eixos e 3 marchas.....	150
Figura 2.72	Esquema de uma transm. de 3 eixos e 4 marchas.....	150
Figura 2.73	Esquema de uma transm. de 3 eixos e 6 marchas.....	151
Figura 2.74	Esquema de uma transm. de 3 eixos e 6 marchas.....	151
Figura 2.75	Esquema de uma transm. de 4 eixos e 8 marchas.....	152
Figura 2.76	Esquema de uma transm. de 3 eixos e 9 marchas.....	152
Figura 2.77	Esquema de uma transm. de 4 eixos e 12 marchas.....	153
Figura 2.78	Esquema de uma transm. de 4 eixos e 12 marchas.....	153
Figura 2.79	Esquema de uma transm. de 4 eixos e 12 marchas.....	154
Figura 2.80	Exemplos de redes de arranjo	156
Figura 2.81	Tabela de opções para variadores escalonados	157
Figura 2.82	Menu dos pares de engrenagens do variador.....	158
Figura 2.83	Gráfico de um perfil evolvente	163
Figura 2.84	Gráfico de um perfil evolvente.....	164
Figura 2.85	Exemplo de um gráfico de rodadura	165
Figura 2.86	Padrão de limite para o perfil evolvente.....	167
Figura 2.87	Posições do apalpador de um registrador gráfico.....	169
Figura 2.88	Botões para manipulação do desenho.....	170
Figura 2.89	Botão de comando para exportar desenho.....	171
Figura 2.90	Opções de desenhos disponíveis	171

Figura 2.91	Geração do dente.....	172
Figura 2.92	Comandos que alteram as características do caracol. ..	173
Figura 2.93	Perfil de referência.	173
Figura 2.94	Características do perfil de referência.....	174
Figura 2.95	Opções para o estudo da involutometria do dente.	176
Figura 2.96	Exemplo de involutometria do dente.	177
Figura 2.97 a:	Alterna desenho e involutometria do dente.....	178
Figura 2.97 b:	Mostra diâmetros notáveis	178
Figura 2.97 c:	Traça o círculo de cabeça da roda.	178
Figura 2.98	Botões DXF.....	178
Figura 2.99	Botão para traçar o círculo cujo valor é digitado	179
Figura 2.100	Botões para manipular os desenhos.	179
Figura 3.1	Caixa para a seleção do afastamento.....	184
Figura 3.2	Caixa para seleção dos afastamentos.	185
Figura 3.3	Caixa para seleção das tolerâncias.	185
Figura 3.4	Caixa para seleção da toler. da distância entre centros. .	186
Figura 3.5	Jogo entre flancos inferior e superior.....	186
Figura 3.6	Janela Análise.....	187
Figura 3.7	Valores normalizados para ângulo de hélice.....	188
Figura 3.8	Tabela com o nº de dentes da ferram. e passo de hélice.	188
Figura 3.9	Caixa para seleção da direção da hélice.....	189
Figura 3.10	Caixa para seleção do formato angular.	189
Figura 3.11	Definição do ângulo de pressão	191
Figura 3.12	Arranjo 1	193
Figura 3.13	Arranjo 2	193
Figura 3.14	Arranjo 3	194
Figura 3.15	Arranjo 4	194
Figura 3.16	Arranjo 5	195
Figura 3.17	Arranjo 6	195
Figura 3.18	Arranjo 7	196
Figura 3.19	Círculo dos centros das planetárias.....	198
Figura 3.20	Diâmetro da cremalheira.	201
Figura 3.21	Diâmetro de pé da roda.	203
Figura 3.22	Diâmetro útil de cabeça.....	205
Figura 3.23	Exemplo de dimensão W sobre três dentes.....	208
Figura 3.24	Distância entre centros.	209

Progear 4

Figura 3.25	Distância entre o apoio do instrum até a linha prim.....	210
Figura 3.26	Erro de paralelismo e cruzamento dos eixos.	213
Figura 3.27	Espessura circular normal do dente.	214
Figura 3.28	Espessura circular normal da cabeça do dente.	215
Figura 3.29	Espessura cordal normal da cabeça do dente.	215
Figura 3.30	Evoluta do ângulo de pressão.	216
Figura 3.31	Dentes com fator de altura $k_a = 1,0$ e $k_a = 1,3$	218
Figura 3.32	Caixa de ajuda para o fator de aplicação.	219
Figura 3.33	Diferentes fatores de deslocamento do perfil	220
Figura 3.34	Folga de raiz	221
Figura 3.35	Caixa de influências térmicas.	222
Figura 3.36	Jogo entre flancos.	223
Figura 3.37	Dentes com diferentes módulos.....	226
Figura 3.38	Tabela de utilização.	235
Figura 3.39	Histograma de utilização.	235
Figura 3.40	Caixa para seleção do tipo de transmissão	237
Figura 3.41	Definição da rugosidade R_z	239
Figura 3.42	Caixa para cálculo da vida útil em função dos anos.....	242
Figura 3.43	Caixa de equivalências de viscosidades.	244