

INSTALAÇÕES MECÂNICAS E INDUSTRIALIS



Prefácio

Caros estudantes,

Agradeço sinceramente pela leitura deste conteúdo. Atualmente, os profissionais da área de exatas enfrentam uma crescente exigência em relação aos seus conhecimentos. Em um mundo globalizado e caracterizado pela rápida transferência de informações, é fundamental não negligenciar nenhum detalhe na formação acadêmica.

Os cursos superiores, especialmente os de engenharia, oferecem uma rica combinação de detalhes e técnicas, fundamentadas no conhecimento acadêmico e na experiência de diversos mestres. Cada disciplina que vocês estudam é uma peça importante no quebra-cabeça que compõe a formação de um engenheiro competente. É através da compreensão profunda dos conceitos e da aplicação prática que vocês poderão enfrentar os desafios do mercado de trabalho.

Além disso, é essencial cultivar a curiosidade e a vontade de aprender continuamente. O campo da engenharia está em constante evolução, e novas tecnologias e metodologias surgem a todo momento. Portanto, estar atualizado e aberto a novas ideias é um diferencial que pode levar vocês a se destacarem em suas carreiras.

Para se tornar um excelente profissional, não é necessário decorar tudo, mas sim desenvolver uma memória sobre as fontes de leitura e os caminhos que levam à construção de soluções eficazes. Aprendam a buscar informações, a questionar e a colaborar com seus colegas, pois o trabalho em equipe é uma habilidade valiosa no ambiente profissional.

Desejo a todos muito sucesso em sua jornada! Que este material sirva como um guia e uma inspiração para o desenvolvimento de suas habilidades e conhecimentos.

Sucesso!

Prof; Luiz Cordeiro

ÍNDICE

CAPÍTULO 1..... 14

PROCESSOS E NORMAS DE FABRICAÇÃO PARA TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS . 14

1.1) Introdução	14
1.1.2) Aplicações	14
1.1.3) Fatores de Influência na Seleção de Materiais	15
1.1.4) Processos de Fabricação	16
TUBOS SEM COSTURA	17
TUBOS COM COSTURA	17
a) Processo de Fabricação sem Costura.....	17
b) Tubos de Aço Carbono Sem Costura – Trefilados a Frio.....	19
c) Especificações da ordem de compra	22
d) Tubos de Aço Carbono Com Costura	25
e)Normas de Fabricação	26
f) Informações Técnicas	30
g) Normas de Fabricação	35
1.1.5) Anexos.....	37
1.1.6) Tubos de aço carbono com costura helicoidal, confeccionados conforme norma NBR 5622	43
Objetivo	43
Normas e/ou documentos complementares.....	43
Condições Gerais	43
Condições específicas	44
1.1.7) Bibliografia	51

CAPÍTULO 2..... 52

MEIOS DE LIGAÇÃO 52

2.1) Introdução	52
2.2) Ligações Rosqueadas	52
2.3) Ligações Soldadas	53
2.3.1) Solda de topo	54
2.3.2) Solda de encaixe (ou de soquete)	54
2.4) Ligações Flangeadas	54
2.4.1) Faceamento dos Flanges.....	58
2.5) Ligações de Ponta e Bolsa	59
2.6) Outros meios de Ligação de Tubos.....	60
Ligações para tubos de plásticos reforçados com fibras de vidro (tubos FRP).....	60
Ligações de Compressão.....	60
Ligações patenteadas diversas	61
Ligações em tubos com revestimentos internos anticorrosivos	62
2.7) Sistemas de Ligação para Tubulações de Aço	62
2.8) Vedações	63

2.8.1) Forças Causadas pela Dilatação Térmica	64
2.8.2) Esforços Liberados pela Juntade Expansão.....	65
2.8.3) Juntas de Expansão: Conceito, Especificação, Projeto e Aplicação	66
2.8.4) Movimentos das Juntas de Expansão	68
2.8.5) Tipos de Juntas de Expansão	69
2.8.5.1) Juntas de Telescópio.....	69
2.8.5.2) Juntas de Fole	70
2.8.5.3) Junta de Expansão Simples.....	71
2.8.5.4) Junta de Expansão Dupla	71
2.8.5.5) Junta de Expansão Universal	72
2.8.5.6) Junta de Expansão Universal Fixadas	72
2.8.5.7) Junta de Expansão Giratória	72
2.8.5.8) Junta de Expansão Dobradiça.....	73
2.8.5.9) Junta de Expansão Cardânicamente.....	74
2.8.5.10) Junta de Expansão de Pressão Balanceada ou Auto-Compensada	74
2.8.5.11) Juntas de Expansão de Borracha	74
2.8.5.11.1) Modelo de Tabela de Utilização de Juntas de Borracha.....	76
2.8.6) Juntas de Compressão	77
2.8.6.1) Tipos de Juntas de Compressão	78
2.8.6.1.1) Juntas Não-Metálicas	78
2.8.6.1.2) Juntas Semi-Metálicas, em Espiral.....	78
2.8.6.1.3) Juntas Metálicas Folheadas	79
2.8.6.1.4) Juntas Metálicas Maciças	79
2.8.6.1.5) Juntas Metálicas de Anel (JTA)	80
2.8.7) Parafusos e Estojo para Flanges.....	80
2.9) Bibliografia	81
CAPÍTULO 3.....	82
VÁLVULAS.....	82
3.1) Introdução	82
3.2) Classificação das Válvulas	82
3.3) Construção das Válvulas	83
3.4) Meios de Operação das Válvulas.....	86
3.5 Válvulas de Gaveta.....	88
Variantes das Válvulas de Gaveta	90
3.6) Válvulas de Macho	91
3.7) Válvulas de Globo	94
Variantes das Válvulas de Globo.....	95
3.8) Válvulas de Retenção	96
3.9) Bibliografia	100
CAPÍTULO 4.....	101
BOMBAS	101

4.1) Termos Hidráulicos mais Usados em Bombeamento.....	101
4.2) Introdução	103
4.3) Bombas Centrífugas	105
4.3.1) Princípio de Operação de uma Bomba Centrífuga (Radial) – Schneider Motobombas (Nota 2)	106
4.3.1.1) NPSH e Cavitação.....	108
4.3.1.1.1) NPSH da Bomba e NPSH da Instalação	109
4.3.1.1.2) Cavitação	111
4.3.1.2) Potência Absorvida (BHP) E Rendimento (η) das Bombas	112
4.3.1.3) Perdas de Carga (hf), Nº de Reynolds (Re), Velocidade de Escoamento (V), Diâmetros dos Tubos e Altura Manométrica Total (AMT)	113
4.3.1.3.1) Perdas de Carga (hf)	113
4.3.1.3.2) Nº de Reynolds (Re)	114
4.3.1.3.4) Diâmetros dos Tubos	115
4.3.1.3.5) Altura Manométrica Total (AMT)	115
4.3.1.4) Curvas Características de Bombas Centrífugas.....	116
4.3.1.5) Alterações nas Curvas Características de Bombas	118
4.3.1.6) Acionamento de Bombas por Polias e Correias.....	120
4.3.1.6.1) Cálculo do Diâmetro de Polias em Função da Rotação	121
4.3.1.7) Método Básico para Seleção de uma Bomba Schneider(altura de sucção inferior a 8 mca)	125
4.3.1.8) Instruções Gerais para Instalação e Uso de Bombas Centrífugas.....	129
4.3.2) Bombas Mancalizadas.....	131
4.3.2.1) Método Básico para seleção de uma Motobomba Centrifuga Injetora Schneider (altura de sucção superior a 8 mca)	134
4.3.2.2) Instruções Gerais para Instalação e Uso de Bombas Centrífugas Injetoras	137
4.3.2.3) Anexos Schneider	138
4.3.3) Aplicação das Bombas Centrífugas – Bombas de Água de Circulação	149
4.4)Bombas Volumétricas ou de deslocamento positivo	149
4.4.1)Bombas alternativas	149
4.4.2) Bombas Rotativas	155
4.5) Aplicações.....	168
4.6) Exercícios Resolvidos	169
4.7) Anexos	173
4.8) Bibliografia	181
CAPÍTULO 5.....	182
VENTILADORES	182
5.1) Introdução	182
5.2) Classificação.....	182
5.3) Fundamentos da Teoria dos Ventiladores	185
5.3.1) Diagrama das velocidades	185
5.3.2) Equação da energia.....	190
5.3.3) Alturas energéticas	191
Altura útil de elevação H_u ou pressão total.....	191

Altura total de elevação H_e	192
Altura motriz de elevação H_m	192
Potências	192
Rendimentos	193
5.4) Grandezas Características	195
5.5) Leis de Semelhança	202
5.6) Escolha do tipo de ventilador: velocidade específica	204
5.7) Coeficientes adimensionais.....	206
5.8) Velocidades periféricas máximas	207
5.9) Projeto de um ventilador centrífugo	208
5.10) Escolha Preliminar do Tipo de Rotor	212
5.11) Curva Característica do Sistema	213
5.12) Controle da Vazão.....	216
5.13) Operação de Ventiladores em Série e em Paralelo.....	219
5.13.1) Operação em Série.....	219
5.13.2) Operação em Paralelo.....	220
5.14) Efeito da Variação da Densidade sobre o Ponto de Operação	221
5.15) Instalações de Ventiladores em Condições Perigosas.....	223
5.15.1) Atmosferas Locais Perigosas	223
5.16) Bibliografia	225
CAPÍTULO 6 – O QUE É PNEUMÁTICA	227
6.1) Introdução	227
6.2) Vantagens da Pneumática.....	228
6.3) Desvantagens da Pneumática	228
CAPÍTULO 7 – PREPARAÇÃO DE AR COMPRIMIDO	229
7.1) Introdução	229
7.2) Pressão	229
7.2.1) Pressão atmosférica.....	229
7.2.2) ISO Atmosférico	230
7.2.3) Pressão em um atuador pneumático.....	230
7.2.4) Ar comprimido industrial	230
7.2.6) Pressão e Força	231
7.3) Propriedades Físicas do Ar	232
7.4) Ar comprimido	234

7.5) Sistema de Produção e Preparação do Ar Comprimido	235
7.5.1) Função do Reservatório	235
7.5.2) Dimensionamento de Um Reservatório	236
Impureza	236
7.6) Água no Ar Comprimido.....	237
7.7) Qualidade do ar	242
7.8) Equipamento de preparação de ar	243
Produção de Pressão	243
Instalação de Compressor	243
Localização do Compressor	244
7.8.1) Distribuição	244
7.8.2) FRL's	251
7.8.3) Unidades Básicas com Rosca	253
7.8.4) Filtros	253
7.8.5) Filtros Coalescentes	257
Alta eficiência em Remoção de óleo.....	259
Ultra alta eficiência	260
Silenciadores coalescentes	260
7.8.6) Reguladores de Pressão	261
Características de regulagem.....	264
Filtro Regulador	265
Regulador bi-direcional.....	266
Manifold regulador	266
Reguladores Pilotados	266
Regulador Micro Trol	267
Reguladores de Precisão.....	267
7.8.7) Lubrificadores	268
Lubrificação.....	268
Lubrificadores Oil fog.....	269
Lubrificadores Micro-fog	270
7.9)Bibliografia	272
CAPÍTULO 8 - COMPRESSORES.....	273
8.1) Introdução	273
8.2) Classificações	273
8.2.1) Classificação geral dos compressores	273
8.2.2) Classificação quanto às aplicações.....	273
8.2.3) Classificação quanto ao princípio de concepção	274
8.3) Princípios de funcionamento	275
Compressores alternativos	275
Compressores de palhetas.....	277
Compressores de parafusos.....	278
Compressores de lóbulos.....	279
Compressores Centrífugos.....	280
Compressores Axiais	281
8.4) Representação gráfica do desempenho dos compressores	282
8.5) A escolha do compressor	285

8.6) Compressores de êmbolo	286
8.6.1) Classificação	286
8.6.2) Componentes de um compressor de êmbolo.....	289
8.6.3) Fases de funcionamento	291
8.7) Compressores Centrífugos	292
8.7.1) Classificação	292
8.7.3) Trabalho de Compressão	297
8.7.3) Rendimento adiabático.....	297
8.7.5) Rendimento Volumétrico ou por Jogo Hidráulico.....	297
8.7.4) Rendimento Mecânico	298
8.8) Compressores Axiais	298
8.8.1) Classificação	298
8.8.2) A teoria a cerca do funcionamento de um estágio axial.....	299
A transferência de energia:	299
Curva head-vazão de um compressor axial, a partir da teoria de Euler:	300
8.8.3) Peculiaridades do Compressor Axial Real	300
8.8.4) Performance de um Compressor Axial	300
8.9) Bibliografia	300
CAPÍTULO 9 – VÁLVULAS PNEUMÁTICAS	301
9.1) Introdução	301
9.1.1) Coeficiente de vazão	301
9.1.2) Gráfico para coeficiente de vazão:	302
9.1.3) Seleção de válvula através de fórmula simplificada:	303
9.2) Válvula de Controle Direcional	304
9.2.1) Válvula 3/2 Vias.....	305
9.2.2) Válvula 5/2 vias	306
9.2.3) Operadores	306
Operadores manuais:	307
Operadores mecânicos:	307
Operadores pneumáticos:	307
Operadores elétricos:	307
9.2.3) Exemplos de Válvulas Direcionais com Operadores	308
9.2.4) Símbolos de Válvulas	308
9.2.5) Nomenclatura dos orifícios	308
9.3) Válvulas de Bloqueio (Anti-Retorno).....	309
9.4) Válvulas de Controle de Fluxo	310
9.4.1) Válvulas de Controle de Pressão.....	310
9.5)Bibliografia	311
CÁPITULO 10 – ATUADORES PNEUMÁTICOS	312
10.1) Introdução	312
10.1.1) Controle da velocidade de deslocamento do êmbolo	312
10.1.2) Seleção de um cilindro (ou atuador) pneumático:	313
Fatores de correção da força	313
10.2) Atuadores Lineares	315

10.2.1) Cilindro de Simples Ação.....	315
10.2.2) Cilindro de Dupla Ação.....	316
10.2.3) Outros exemplos de atuadores lineares	317
10.3) Atuadores Rotativos	318
10.3.1) Atuador rotativo de palheta	319
10.4) Cilindros de Fixação	320
Simples ação - Retorno por mola.....	320
Dupla ação com haste dupla.....	320
Fole	320
10.4.1) Elementos Construtivos	321
10.5) Amortecimento.....	322
10.5.1) Amortecimento fixo	322
10.5.2) Amortecimento ajustável	322
10.5.3) Amortecimento de Fim de Curso	323
10.6) Dimensionamento do cilindro	324
10.5.1) Força de oposição da mola	324
10.5.2) Forças p/ cil. de Simples ação	324
10.5.3) Forças p/ cil. de Dupla ação	325
10.5.4) Flambagem da haste.....	326
10.6) Controle de velocidade	327
10.7) Pressão/Velocidade	328
10.8) Controle de fluxo	329
10.9) Guia para velocidades	329
10.9.1) Aumentando a velocidade	329
10.10) Válvula de escape rápido	330
10.11) Cadeia de comando.....	330
10.12) Padrões.....	331
10.12.1) Dimensões não padronizadas	331
10.12.2) Tipos de construção	331
10.12.2) Cilindros com manutenção	332
10.13) Montagens.....	333
10.13.1) Montagens Rígidas.....	334
10.13.2) Montagens Articuladas	335
10.14) Proteção com sanfona	335
10.15) Instalação.....	335
10.15.1) Primeira carga lateral.....	336
10.15.2) Segunda carga lateral.....	336
10.15.3) Terceira carga lateral	336
10.15.4) Quarta carga lateral	337
10.15.5) Quinta carga lateral	338
10.15.6) Modelos não padronizados.....	338
Cilindro anti-giro	338
Guia anti-giro	338

Unidade de travamento.....	339
10.15.7) Cilindros sem haste.....	339
10.15.8) Cilindro sem haste com curso duplo.....	341
10.16)Mesa Pneumática	342
10.17) Pinça Pneumática.....	342
10.18)Bibliografia	342
CAPÍTULO 11 – MOTORES PNEUMÁTICOS	343
11.1) Introdução	343
11.1.1) Classificação dos motores pneumáticos.....	343
Motores Rotativos	343
Motores de Pistões.....	344
Motores de Turbina	345
11.2)Bibliografia	345
CAPÍTULO 12 - COMANDOS PNEUMÁTICOS SEQUENCIAIS.....	346
12.1) Introdução	346
12.1.1) Representação dos movimentos	346
12.1.2) Formas de representação.....	346
Sequência cronológica	346
Anotação em forma de tabela	346
12.2) Diagrama de movimentos	347
12.2.1) Diagrama Trajeto-Passo	347
Diagrama Trajeto-Tempo.....	348
Diagrama de Comando	348
12.3) Método de construção de comandos pneumáticos	349
12.3.1) Método Intuitivo	349
Construção do circuito.....	349
12.4)Bibliografia	350
ANEXOS	351
Simbologia	351
Atuadores.....	351
Válvulas Direcionais	351
Acionamentos	351
Acessórios	352
Componentes Elétricos	352
Tipos de Compressores	352
Sistemas Pneumáticos	353
Visão Geral	354

Exercícios Práticos	355
Pneumáticos.....	355
Eletropneumáticos	359
Bibliografia	364
CAPÍTULO 13 – A HIDRÁULICA NO DIA-A-DIA.....	366
13.1) Introdução	366
13.2) O que é a Hidráulica?	366
13.2.1) Aplicações da Hidráulica	366
Usinas Hidrelétricas	367
Rios	367
Fornecimento de Água	367
Aplicações Industriais	367
Automóveis.....	368
13.3) Referências Bibliográficas	369
CAPITULO 14 – CONCEITOS FUNDAMENTAIS.....	370
14.1) Introdução	370
14.1.1)Densidade	370
14.1.2) Peso Específico.....	370
14.1.3) Pressão.....	370
Pressão Atmosférica	371
Pressão Hidrostática	371
14.2) Hidrostática	372
14.2.1) Lei de Pascal	372
14.2.2) Lei de Stevin	374
14.2.3) Princípio de Arquimedes	375
14.3) Medidores de Pressão.....	376
14.3.1) Barômetro	376
14.3.2) Piezômetro.....	377
14.3.3) Tubo em U	378
14.3.4) Manômetro Diferencial.....	379
14.4) Empuxo.....	379
14.5) Vasos Comunicantes	380
14.6) Relações de Pressão em Hidrostática	381
14.6.1) Pressão Contra o Fundo	381
14.6.2) Em um Cilindro Hidráulico	381
14.6.3) Em um reservatório cheio de fluido.....	382
14.7) Hidrodinâmica	382
14.7.1) Viscosidade	382
Classificação dos Movimentos	383
14.7.2) Vazão.....	384
Tipos de Vazão	384
14.7.3) Número de Reynolds (Re)	385
14.7.4) Equação de Continuidade	386

14.7.5) Teorema de Bernoulli	386
14.7.6) Escoamento em orifícios.....	388
Orifícios.....	388
Classificação dos escoamentos em orifícios	388
14.7.7) Fórmula de Torricelli.....	389
14.7.8) Bocaís e Tubos Curtos.....	390
Definição	390
Vazão em bocaís	390
14.7.9) Vertedores	391
Definição	391
Classificação	391
Vazão em Vertedores	391
14.7.10) Escoamento dos líquidos nos condutos.....	392
Classificação dos Escoamentos.....	392
Definição de Condutos.....	393
2.8) Referências Bibliográficas	393
CAPITULO 15 – FLUIDOS HIDRÁULICOS	394
15.1) Introdução	394
15.2) Fluidos Hidráulicos de Pressão	394
15.2.1) Propriedades lubrificantes e proteção contra desgaste	394
15.3) Viscosidade em um fluido	395
Índice de Viscosidade	396
a) Comportamento Viscosidade-Pressão	396
b) Resistência contra cargas térmicas.....	396
c) Resistência contra solicitação oxidante.....	396
d) Baixa Compressibilidade.....	397
e) Baixa dilatação térmica.....	397
f) Pouca formação de espuma	397
g) Baixa absorção de ar e boa eliminação de ar	398
h) Alto ponto de ebulição e baixa pressão de vapor	398
i) Alta densidade	398
j) Boa condutibilidade térmica.....	398
k) Boas propriedades dielétricas (não condutoras de eletricidade)	399
l) Não higroscópico (não atrair umidade)	399
m) De difícil ignição — não inflamável	399
n) Não tóxico (Baixa Toxicidade, quanto ao Vapor e após sua Decomposição).	400
o) Boa proteção contra corrosão	400
p) Sem formação de substâncias pegajosas	400
q) Boa propriedade de filtração	400
r) Compatibilidade e troca com outros fluidos hidráulicos de pressão (troca de fluido)	401
s) Formação de lodo	401
t) De fácil manutenção	401
u) Não agressivo ao meio ambiente	402
15.4) PERDA DE CARGA.....	402
15.4.1) Variáveis hidráulicas	402
Comprimento da tubulação (l)	402
Diâmetro da tubulação (d)	403
Velocidade (v)	403
Outras variáveis : fator (f):	403
15.4.2) Expressões da Perda de Carga (J)	404

Método Racional ou Moderno	404
Método Empírico	404
15.4.3) Tipos de Perda de Carga	404
15.5) Bibliografia	406
 CAPÍTULO 16 - DIMENSIONAMENTO 407	
16.1) Introdução	407
16.2) Diagrama Trajeto X Passo	407
16.3) Dimensionamento dos Atuadores Hidráulicos	408
16.3.1) Pressão de Trabalho Estimada e Perda de Carga Estimada	408
16.3.2) Força de Avanço.....	409
16.3.3) Diâmetro Comercial Necessário ao Pistão	409
16.3.4) Pressão de Trabalho.....	409
16.3.5) Dimensionamento da Haste pelo Critério de “Euler” para deformação por flambagem	409
Tabela de Cilindros comerciais (Catálogo Rexroth)	411
16.3.6) Velocidade dos Atuadores	412
16.3.7) Vazão dos Atuadores	413
- Vazão de Avanço (Qa).....	413
- Vazão de Retorno (Qr).....	413
16.3.8) Vazão Induzida	414
Exemplo 1	415
Exemplo 2	415
16.4) Dimensionamento das Bombas Hidráulicas	416
16.4.1) Escolha da Bomba	417
Cálculo do Tamanho Nominal.....	417
Exercício Exemplo	418
16.5) Dimensionamento de Motores Hidráulicos	419
Momento de Torção aplicado.....	419
Número de RPM	419
Potência de Saída	419
Vazão Absorvida	420
Pressão	420
Exercício Exemplo	421
16.6) Dimensionamento de Tubulações	423
16.6.1) Número de Reynolds.....	423
16.6.2) Velocidades Recomendadas	424
16.6.3) Diâmetro mínimo necessário à tubulação	425
Exemplo	428
16.6.4) Perda de Carga na Linha de Pressão de um Circuito Hidráulico	430
Perda de Carga Distribuída	430
Perda de Carga Localizada	431
Fator de Atrito	432
16.6.5) Perda de Carga nas Válvulas da Linha de Pressão	433
Procedimento Organizado	433
Perda de Carga Total.....	434
Perda Térmica	435
Exercício Exemplo	435

16.7) Dimensionamento de Reservatórios	443
16.7.1) Regra Prática	444
16.7.3) Chicana.....	444
16.7.4) Trocadores de Calor	446
16.7.5) Acessórios	447
Indicadores de Nível (Visores de Nível)	447
Magnetos.....	447
16.7.6) Funções do Reservatório e Seus Acessórios	447
Armazenamento de óleo	447
Dimensionamento	447
Regra da altura do filtro de sucção.....	447
Resfriamento do fluido	448
Precipitação de impurezas.....	448
Circulação interna de ar.....	448
16.8) Acumuladores.....	449
16.8.1) Princípio de Funcionamento	449
16.8.2) Tipos de Acumulador	449
16.8.3) Acumulador a Gás do tipo Bexiga	450
16.8.4) Aplicações dos Acumuladores	452
Como Compensador de Vazamentos	453
Como Fonte de Potência Auxiliar	454
Como Fonte de Potência para Emergência	456
Como Compensador de Volume	457
Como Eliminador de Pulsações e Absorvedor de Choques (Energia Cinética)	458
Como Fonte de Potência em Circuito de Duas Pressões.....	460
Como Compensador de Expansão Térmica	462
Como Fornecedor de Fluido Pressurizado.....	463
16.9) Exercícios Resolvidos	466
17. Estudo de caso em Hidráulica de Alta Pressão:	476

CAPÍTULO 1

Processos e Normas de Fabricação para Tubulações Industriais

1.1) Introdução

Chama-se tubulação a um conjunto de tubos e de seus diversos acessórios.

A necessidade da existência das tubulações decorre principalmente do fato do ponto de geração ou de armazenagem dos fluidos estar, em geral, distante do seu ponto de utilização.

O emprego de tubulações pelo homem antecede provavelmente a história escrita. Foram descobertos vestígios ou redes completas de tubulações nas ruínas da Babilônia, da China Antiga, de Pompéia e em muitas outras. Os primeiros tubos metálicos foram feitos de chumbo, séculos antes da Era Cristã, havendo instalações completas com esse material nas termas da Roma Antiga, com tubulações inclusive para água quente.

A primeira produção de tubos de ferro fundido começou na Europa Central, por volta do século XV, existindo algumas instalações antigas desse tipo, para água, ainda em funcionamento, como, por exemplo, as instalações para as fontes dos jardins do Palácio de Versalhes, na França. Os tubos de aço, que hoje dominam largamente quase todos os campos de aplicação industrial, são de desenvolvimento relativamente recente, datando de 1825 o primeiro tubo de aço, fabricado a Inglaterra. Só em 1886, com a primeira patente dos irmãos Mannesmann, o “laminador oblíquo”, foi possível produzir economicamente tubos de aço sem costura. Por essa época os tubos de aço eram necessários principalmente para resistir às pressões mais altas das tubulações de vapor.

A importância das tubulações na indústria é enorme; todas as indústrias têm redes de tubulações de maior ou menor importância, e quase todas essas redes são essenciais ao funcionamento da indústria.

1.1.2) Aplicações

- Distribuição de vapor para força e/ou para aquecimento;
- Distribuição de água potável ou de processos industriais;
- Distribuição de óleos combustíveis ou lubrificantes;
- Distribuição de ar comprimido;
- Distribuição de gases e/ou líquidos industriais.

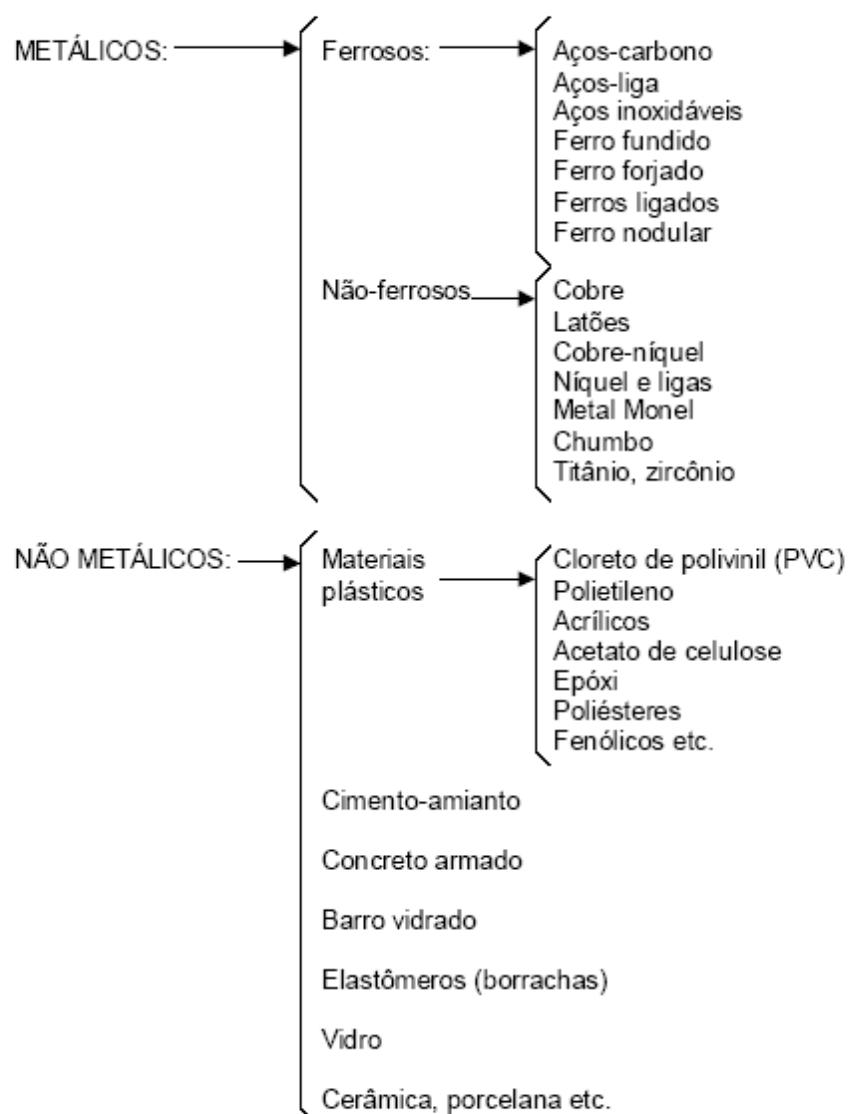
Custo:

Em indústrias de processamento, indústrias químicas, refinarias de petróleo, indústrias petroquímicas, boa parte das indústrias alimentícias e farmacêuticas, o custo das tubulações pode representar 70% do custo dos equipamentos ou 25% do custo total da instalação.

CLASSIFICAÇÃO DAS TUBULAÇÕES	Tubulações dentro de instalações industriais	Tubulações de processo Tubulações de Utilidades Tubulações de instrumentação Tubulações de drenagem
	Tubulações fora de instalações industriais	Tubulações de transporte Tubulações de distribuição

MATERIAIS PARA TUBOS

É muito grande a variedade dos materiais atualmente utilizados para a fabricação de tubos. Só a ASTM especifica mais de 500 tipos diferentes.



A seleção e especificação do material mais adequado para uma determinada aplicação pode ser um problema difícil cuja solução depende de diversos fatores.

1.1.3) Fatores de Influência na Seleção de Materiais

A seleção adequada é um problema difícil porque, na maioria dos casos, os fatores determinantes podem ser conflitantes entre si. Caso típico é corrosão x custo.

Os principais fatores que influenciam são:

Fluido conduzido – Natureza e concentração do fluido; Impurezas ou contaminantes; pH; Velocidade; Toxidez; Resistência à corrosão; Possibilidade de contaminação.

Condições de serviço – Temperatura e pressão de trabalho.

(Consideradas as condições extremas, mesmo que sejam condições transitórias ou eventuais.)

Nível de tensões do material – O material deve ter resistência mecânica compatível com a ordem de grandeza dos esforços presentes. (pressão do fluido, pesos, ação do vento, reações de dilatações térmicas, sobrecargas, esforços de montagem etc.)

Natureza dos esforços mecânicos – Tração; Compressão; Flexão; Esforços estáticos ou dinâmicos; Choque s; Vibrações; Esforços cíclicos etc.

Disponibilidade dos materiais – Com exceção do aço-carbono os materiais tem limitações de disponibilidade.

Sistema de ligações – Adequado ao tipo de material e ao tipo de montagem.

Custo dos materiais – Fator freqüentemente decisivo. Deve-se considerar o custo direto e também os custos indiretos representados pelo tempo de vida, e osconseqüentes custos de reposição e de paralisação do sistema.

Segurança – Do maior ou menor grau de segurança exigido dependerão a resistência mecânica e o tempo de vida.

Facilidade de fabricação e montagem – Entre as limitações incluem-se a soldabilidade, usinabilidade, facilidade de conformação etc.

Experiência prévia – É arriscado decidir por um material que não se conheça nenhuma experiência anterior em serviço semelhante.

Tempo de vida previsto – O tempo de vida depende da natureza e importância da tubulação e do tempo de amortização do investimento.

Tempo de vida para efeito de projeto é de aproximadamente 15 anos.

CUSTO RELATIVO DOS MATERIAIS			
Materiais	Custo Relativo	Materiais	Custo Relativo
Aço-carbono estrutural	1,00	Ferro fundido	0,95
Aço-carbono qualificado	1,15	Alumínio	2,5
Aço-liga 1,25Cr – 0,5 Mo	3,1	Latão de alumínio	7,6
Aço inoxidável tipo 304	11,5	Metal Monel	31,8
Aço inoxidável tipo 316	15,0	Titânio	41,0

Tabela 1.1 – Custo relativo dos materiais.

1.1.4) Processos de Fabricação

O processo de fabricação de tubos é dividido em 3 etapas:

1^a. Elaboração do metal:

O metal líquido é obtido diretamente pela redução do minério de ferro dentro do alto-forno. As matérias-primas são selecionadas e controladas com cuidado, a fim de produzir um metal de base de grande pureza.

Após a dessulfuração, se necessária, a temperatura do ferro é ajustada em um forno elétrico, a fim de assegurar a temperatura ideal de vazamento. Nesta fase, se preciso, são feitas correções na composição química do metal, usando-se adição de ferro-liga. A seguir, o magnésio é introduzido no metal líquido a fim de transformar o ferro fundido cinzento em ferro dúctil.

2^a. Processo de Fabricação:

Como tema central deste trabalho, este item será mais detalhado a frente. Estaremos tratando dos principais métodos de fabricação de tubos e, em especial, alguns métodos para tubos aço-carbono.

Esses processos se dividem em:

TUBOS SEM COSTURA

{ Laminação Dia. Grandes
Extrusão Dia. Pequenos
Fundição

TUBOS COM COSTURA

→ Fabricação por solda

3^a. Acabamento / Revestimento:

Na saída do forno de recozimento, os tubos recebem externamente uma camada de zinco metálico puro, obtida pela fusão de um fio de zinco por arco elétrico que é projetado por ar comprimido. Após a zincagem, vários tipos de inspeções e testes são realizados sistematicamente, a fim de garantir a qualidade: controle da estrutura metalográfica e das características mecânicas do metal, inspeção visual, controle dimensional e teste hidrostático em cada tubo. Especial atenção é dada ao controle dimensional da bolsa e da ponta do tubo.

O revestimento interno com argamassa de cimento é aplicado por centrifugação. A argamassa de cimento é depositada no tubo que está em alta rotação, o que permite a obtenção de uma camada uniforme, compacta e autoportante.

A argamassa de cimento dos tubos é curada a temperatura e umidade controladas.

Após a cura do cimento, os tubos vão para as “linhas de pintura”. Uma camada de pintura betuminosa é aplicada sobre a camada de zinco.

a) Processo de Fabricação sem Costura

1º Fabricação por Laminação:

Nesse processo um lingote cilíndrico de aço é aquecido a cerca de 1200°C e levado ao denominado “laminador oblíquo”. O lingote é colocado entre os dois rolos do laminador, que o prensam fortemente, e lhe imprimem, ao mesmo tempo, um movimento de rotação e translação. Devido ao movimento de translação o lingote é pressionado contra uma ponteira côncava que se encontra entre os rolos. A ponteira abre um furo no centro do lingote, transformando-o em tubo, e alisa continuamente a superfície recém-formada.

O tubo formado nessa primeira operação tem paredes muito grossas. A ponteira é então retirada e o tubo, ainda quente, é levado para um segundo laminador oblíquo, com uma ponteira de diâmetro um pouco maior, que afina as paredes do tubo, aumentando o comprimento e ajustando o diâmetro externo.

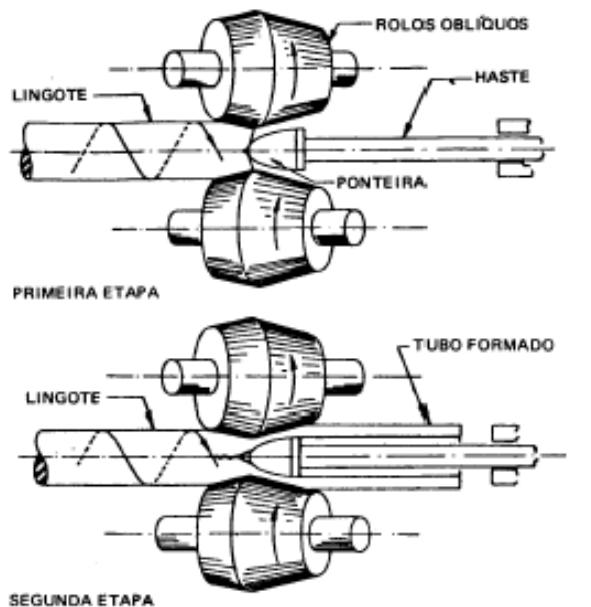


Figura 1.1 – Laminador Oblíquo (Mannesmann).

2º Fabricação por Extrusão e Fundição:

Extrusão, na fabricação por extrusão, um tarugo cilíndrico maciço a 1200°C, é colocado em um recipiente de aço debaixo de uma prensa. O mandril, acionado pela prensa, fura completamente o centro do tarugo. Em seguida, o êmbolo empurra o tarugo, obrigando o material a passar pelo furo de uma matriz calibrada e por fora do mandril, formando o tubo.

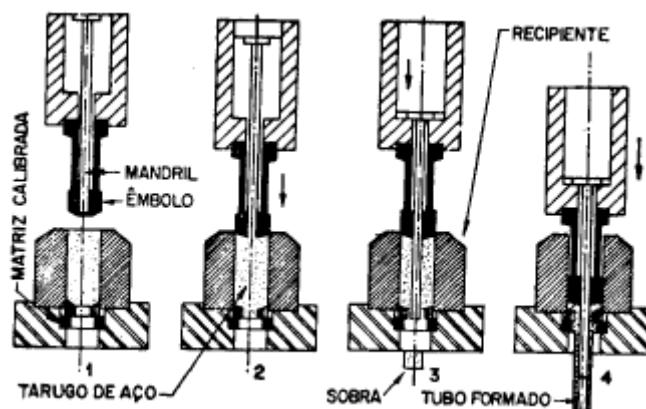


Figura 1.2 – Fases do processo de Fabricação por Extrusão.

O processo em fases, descreve-se:

- O êmbolo da prensa, cujo diâmetro é o mesmo do tarugo, encosta-se no tarugo;
- O mandril, acionado pela prensa, fura completamente o centro do tarugo;
- Em seguida, o êmbolo empurra o tarugo obrigando o material a passar pelo furo de uma matriz calibrada e por fora do mandril, formando o tubo.

Para qualquer aço, essa operação se processa estando o tarugo a cerca de 1.200 °C, as prensas são sempre verticais e o esforço da prensa pode chegar a 15 MN (1500 t). Os tubos de aço saem dessa primeira operação curtos e grossos, são levados ainda quentes a um laminador de rolos para redução do diâmetro. Vão

finalmente para outros laminadores que desempenam e ajustam as medidas do diâmetro e da espessura das paredes.

Fabricam-se por extrusão tubos de aço de pequenos diâmetros (abaixo de 80 mm) e também tubos de alumínio, cobre, latão, chumbo e outros metais não ferrosos, bem como materiais plásticos.

Na **Fabricação por Fundição**, nesses processos o material do tubo, em estado líquido, é despejado em moldes especiais, onde solidifica-se adquirindo a forma final.

Fabricam-se por esse processo, tubos de ferro fundido, de alguns aços especiais não-forjáveis, e da maioria dos materiais não metálicos, tais como cimento, concreto-amianto, barro-vidrado etc.

Para os tubos de ferro fundido e de concreto usa-se a fundição por centrifugação, em que o material líquido é lançado em um molde com movimento rápido de rotação, sendo então centrifugado contra as paredes do molde, que continua em movimento até a solidificação completa do material. O tubo resultante da fundição centrifugada tem uma textura mais homogênea e compacta e também paredes de espessura mais uniforme. Os tubos de concreto armado são também vibrados durante a fabricação para o adensamento do concreto.

b) Tubos de Aço Carbono Sem Costura – Trefilados a Frio

Norma e Aplicações:

Os tubos de aço sem costura de precisão e com tolerâncias dimensionais restritas são regidos pela norma DIN 2391 (última edição), Parte 1, para dimensões, e Parte 2 para as condições técnicas de fornecimento.

As aplicações são determinadas pelas características específicas destes tubos:

- ✓ Elevada precisão dimensional dos diâmetros internos e externos.
- ✓ Superfície lisa devido ao processo de trefilação.
- ✓ Propriedades mecânicas definidas decorrentes da deformação a frio.
- ✓ Gama dimensional estritamente escalonada.

Dimensões:

Para tubos de aço sem costura, de precisão, cujas dimensões não se enquadram a norma DIN 2391, Parte 1, as condições técnicas desta norma podem ser aplicadas analogamente.

Tolerâncias Dimensionais:

As tolerâncias de diâmetro mostrados na tabela dimensional são aplicadas para o estado de fornecimento BK e BKW.

Para os com alívio de tensão, BKS, tubos recozidos, GKW e normalizados, NBK, as tolerâncias dos diâmetros são maiores devido a deformação durante o tratamento térmico, e são permitidas conforme segue:

Espessura de parede \geq 1 valores mostrados na tabela dimensional

Diâmetro externo: 20

Abaixo 1/20 até 1/40: 1,5 vezes os valores da tabela

Abaixo 1/40: 2,0 vezes os valores da tabela

A tolerância do diâmetro externo inclui a ovalização.

A excentricidade esta incluída na tolerância da parede.

Retilineidade:

Para tubos acima de 15 mm de diâmetro, a tolerância de retilineidade é de 0,25% do comprimento. Para tubos com limite de escoamento maior que 500 N/mm², a tolerância de retilineidade pode atingir até 0,3%. O desvio é medido entre o tubo e uma linha reta (corda) que mede dois pontos distantes 1.000 mm entre si.

A tolerância máxima de retilineidade em relação ao comprimento total do tubo, não pode, entretanto, exceder 0,25% do comprimento do tubo, ou 0,30% para tubos com limite de escoamento maior que 500 N/mm².

Para comprimento exatos menores que 1.000 mm, a tolerância máxima de retilineidade é de 0,3% em relação ao comprimento do tubo.

Os valores acima nem sempre são mantidos para tubos com relação de espessura de paredes/diâmetros externo menor ou igual a 1/20. Tubos com diâmetro externo menor ou igual a 15 mm são fornecidos com desempenho comercial. Se as exigências acima mencionadas são também especificadas para estes tubos, isto deve ser especialmente combinado quando encomendado. A embalagem deve ser escolhida de modo que a retilineidade do tubo não seja afetada (p.ex. caixas ou ripas de madeira). Exigências especiais de retilineidade estão sujeitas a acordo.

Graus de Qualidade:

Os tubos são fornecidos nos seguintes graus de qualidade:

A - Tubos de aço de precisão para fins mecânicos principalmente sem exigências específicas de qualidade (sem certificado de inspeção).

C - Tubos de aço de precisão com exigências específicas. Estas exigências especiais e os testes correspondentes estão sujeitos a acordo.

Materiais (conforme DIN 2391. Parte 2):

O tipo de aço e as condições técnicas de fornecimento são determinadas pelo comprador. Os tipos de aço para tubos em grau de qualidade A estão listados nas tabelas 1.2 e 1.3 e fornecidos nas condições listadas na tabela 1.4.

As propriedades mecânicas dos tubos estão listados nas tabelas 1.5. Os outros tipos de aço, estados de fornecimentos e propriedades mecânicas podem ser fornecidos sob consulta prévia. Estes tubos devem ser encomendados conforme as especificações do grau de qualidade C.

Grau de Qualidade DIÂMETRO	Aço	
	Abreviação	Nº de Material
A	St 30 Si St 30 Al St 35 St 45 St 52	1.0211 1.0212 1.0308 1.0408 1.0580
C	Todas as qualidades conforme o grau de qualidade A bem como outros aços, p. ex. conforme: DIN 17100 DIN 17200 SAE J403	DIN 17210 DIN 17212 SAE J404
	Exceto aços resulfurados	

Tabela 1.2 – Tipos de aço e grau de qualidade.

Aço		Composição Química				
Abreviação	Nº Material	C Máx	Si Máx	Mn	P Máx	S Máx
St 30 Si	10211	0,10	0,30	$\leq 0,55$	0,025	0,025
St 30 Al *	10212	0,10	0,05	$\leq 0,55$	0,025	0,025
St 35	10308	0,17	0,35	$\geq 0,04$	0,025	0,025
St 45	10508	0,21	0,35	$\geq 0,40$	0,025	0,025
St 52	10508	0,22	0,55	$\leq 1,60$	0,025	0,025

Tabela 1.3 – Aço e composição química (* Este aço será desoxidado com alumínio).

Denominação	Abrev.	Explicação
Trefilado duro	BK	Não há tratamento térmico após última deformação a frio. Por esse motivo os tubos apresentam pequena capacidade de deformação.
Trefilado macio	BKW	Após último tratamento térmico, os tubos sofrem uma leve redução a frio. Através de um processo adequado, o tubo pode ser posteriormente deformado a frio dentro de certos limites (p. ex. curvar, alargar).
Trefilado a frio e com alívio de tensões	BKS	Após a última deformação a frio, os tubos são submetidos a um tratamento para alívio de tensões.
Recozido	GBK	Após última deformação a frio, os tubos são recozidos em forno de atmosfera controlada.
Normalizado	NBK	Os tubos são tratados termicamente acima da zona crítica em forno de atmosfera controlada.
Devido ao processo de deformação a frio, os aços nas condições de fornecimento BK ou BKW têm normalmente uma camara de recozidos ou normalizados podem mostrar descoloração, mas devem estar livres de carepas soltas.		

Tabela 1.4 – Estado de Fornecimento.

Tipos de Aço	Estado de fornecimento	Trefilado macio 1) (BK)		Trefilado macio 1) (BKW)	
		Resistência Tração Rm N/mm ² Mín.	Alongamento de Ruptura A5% Mín.	Resistência Tração Rm N/mm ² Mín	Alongamento de Ruptura A5% Mín.
St 30 Si	10211	430	8	380	12
St 30Al	10212	430	8	380	12
St 35	10308	480	6	420	10
St 45	10408	580	5	520	8
St 52	10508	640	4	580	7

Tipos de Aço	Estado de fornecimento	Trefilado a frio e com alívio de tensões (BKS)			Recozido 1) (GBK)	
		Resistência Tração Rm N/mm ² Mín	Limite Esc. Superior ReH (2) N/mm ² Mín	Alongamento de Ruptura A5% Mín.	Resistência Tração Rm N/mm ² Mín.	Alongamento de Ruptura A5% Mín.
St 30 Si	10211	380	280	16	280	30
St 30Al	10212	380	280	16	280	30
St 35	10308	420	315	25	315	25
St 45	10408	520	375	21	390	21
St 52	10508	580	420	22	490	22

Tipos de Aço	Estado de fornecimento	Normalizado (NBK)		
		Resistência Tração Rm N/mm ² Mín.	Limite Esc. Superior ReH (2) N/mm ² Mín.	Alongamento de Ruptura A5% Mín.
St 30 Si	10211	290-420	215	30
St 30Al	10212	290-420	215	30
St 35	10308	340-470	235	25
St 45	10408	440-570	255	21
St 52	10508	490-630	355	22

Tabelas 1.5 – Propriedades mecânicas dos tubos, em temperatura ambiente.

Notas:

- O limite de escoamento para o estado de fornecimento "Recozido" (GBK) deve ser no mínimo 50% da resistência à tração. Conforme o grau de deformação na trefilação, o limite de escoamento em tubos no estado de fornecimento trefilado duro (BK) e trefilado macio (BKW) pode atingir as proximidades da resistência à tração. Para efeitos de cálculos, recomenda-se os seguintes valores para o limite de escoamento: Trefilado duro (BK) $\geq 80\%$ da resistência à tração, trefilado macio (BKW) $\geq 70\%$ da resistência à tração.
- Em tubos com diâmetros extintor ≤ 30 mm, cuja espessura da parede é ≤ 3 mm, o valor mínimo do limite de escoamento situa-se 10N/mm² mais baixo.
- Os aços, conforme a tabela 1.3, são qualificados, devido à sua composição química a seu tratamento metalúrgica com próprios para solda. Nos estados de fornecimento BK e BKW as propriedades são modificadas na zona influenciada pelo calor. Isto deve ser observado na avaliação da soldabilidade de uma peça de construção. (ver DIN 8528 parte 1).

c) Especificações da ordem de compra

Em geral os tubos são encomendados pelo diâmetro externo e espessura da parede. Se o diâmetro interno for de maior significado, os tubos podem ser encomendados de acordo com as especificações do grau de qualidade C.

Se a tolerância permitida para o diâmetro for aplicada somente de um lado, esta deve ser especificada na encomenda; neste caso, a tolerância total \pm será

aplicada. Por exemplo, ao invés de $(55 \pm 0,25)$ para $(55 + 0,50 - 0)$ ou $(55 + 0 - 0,5\text{mm})$.

Se ambas as tolerâncias de diâmetro interno e externo forem aplicadas somente de um lado, a tolerância permitida da espessura da parede deve ser $\pm 10\%$ da parede média calculada. Se somente uma tolerância do diâmetro for aplicada de um lado, então deverá ser combinada a espessura da parede.

Os tubos devem ser encomendados com as seguintes indicações:

- a) Qualidade;
- b) Indicação de Norma;
- c) Grau de Qualidade;
- d) Tipo de aço;
- e) Estado de fornecimento;
- f) Diâmetro externo e espessura de parede, ou diâmetro interno e espessura da parede, ou diâmetro externo e interno;
- g) Comprimento de fornecimento;
- h) Certificado dos ensaios.

O pedido, por exemplo, para 1000m tubos de aço sem costura de precisão conforme DIN 2391, Parte 1, grau de qualidade C de St 35, estado de fornecimento NBK, 100 mm de diâmetro externo e 3 mm de espessura de parede em comprimento exatos de 4.000 mm, com certificado de recebimento 3.1 B conforme DIN 50049, é formulado da seguinte forma:

1000 m tubo DIN 2391 - C St 35 NBK 100 x 3 x 4000 - 3.1 B

Se não houver indicação de grau de qualidade, os tubos são fornecidos conforme o grau de qualidade A.

Se não houver indicação de um comprimento de fornecimento, os tubos são fornecidos em comprimento de fabricação.

Comprimentos:

A seguinte distinção é feita com relação aos comprimentos:

- a) Comprimento de fabricação entre 2 a 7 m.

Na falta de outra combinação especial, os tubos serão fornecidos em comprimento de fabricação.

- b) Comprimentos fixos.

Na falta de prévio acordo, as seguintes tolerâncias são permitidas:

Comprimentos até 500 mm: - 0, + 2 mm.

Comprimentos acima de 500 mm até 2000 mm: - 0, + 3 mm.

Comprimentos acima de 2000 mm até 5000 mm: - 0, + 5 mm.

Comprimentos acima de 5000 mm até 7000 mm: - 0, + 10 mm.

Comprimentos acima de 7000 mm: sujeito a acordo

Tolerâncias de fornecimentos:

Em se tratando de comprimentos fixos, fornecedores a menos não são permitidos. Fornecedores a mais são permitidos conforme a tabela 1.6.

Tabela 5:

Quantidade Pedida (m)	Divergência Permitida (%)
≤ 500	+ 20
$< 500 \leq 2000$	+ 15
> 2000	+ 10

Tabela 1.6 – Quantidade pedida e divergência permitida.

Grau de quantidade C:

Linha	Outras exigências	Características e/ou condições técnicas de fornecimento
1	Outras qualidades além das especificadas na tabela 2	DIN EN 10025, DIN EN 10083 parte 1 e 2, DIN 17210
2	Tubo para tubulações	DIN 2445 parte 2; DIN 1630: DIN 1629
3	Dimensões e superfícies dos tubos	Outros diâmetros, medidas e tolerâncias, fora a DIN 2391 parte 1, tolerâncias estreitas ou deslocadas, exigências especiais de superfície, tubos polidos, ajustados, tubos telescópicos, diâmetro externo < 4 e > 240 mm, tolerâncias restritas de comprimento ou retilíneidade.
4	Outros estados de fornecimento além dos especificados na tabela 3	Recozido para uma determinada estrutura
5	Outras propriedades mecânicas	Desvios das propriedades mecânicas especificadas na tabela 4.

Tabela 1.7 – Tubos com exigências especiais (exemplos).

Acabamento da superfície:

O acabamento das superfícies interna e externa do tubo deve ser de acordo com o método padrão de produção. Isto é em um mínimo de marcas, porosidades e ranhuras são permitidas. Escamas, dobras, e defeitos de Laminação não são permitidos.

Nenhum defeito superficial e/ou do processo usado para a sua eliminação deve reduzir a espessura da parede abaixo do limite permitido pela tolerância.

Tubos com acabamentos especiais, fora dos padrões normais de produção, podem ser solicitados e devem ser encomendados conforme grau C.

Proteção da superfície:

Caso não seja combinado de outra forma, os tubos são fornecidos com a proteção contra corrosão normalmente usada (óleo anti-corrosivo). Quando é desejada uma proteção especial contra corrosão, esta deve ser combinada, também deve ser combinado quando nenhuma proteção é desejada.

Embalagem:

Os tubos são fornecidos normalmente em amarrados com fitas de aço. Outro tipo de embalagem deve ser combinado conforme as exigências qualitativas.

Seções:

Em acréscimo as informações acima, os tubos de aço sem costura de precisão são disponíveis nas formas de seções:

- Seções quadradas
- Seções retangulares
- Seções elípticas
- Seções Chatas de lados arredondados
- Seções hexagonais
- Seções semi-circulares ou em forma de D
- Seções triangulares

d) Tubos de Aço Carbono Com Costura

Os tubos que iremos comentar, são chamados de "com costura". Esta é uma denominação errônea para o material, porém o nome se consolidou tal como "xerox". Esta denominação veio de muito tempo atrás, quando o processo utilizado era de baixa freqüência (50 ou 60 hz) o que dava ao material uma aparência de material "costurado".

Hoje o processo é realizado com solda longitudinal pelo processo E.R.W. (Solda por Resistência Elétrica) com alta freqüência.

Este processo garante a homogeneidade da matéria-prima com a solda, o que confere excelentes características aos produtos.

Os processos de fabricação para obtenção do produto final variam de acordo com a norma em que o tubo vai ser fabricado.

Os tubos podem ser produzidos em uma variada gama de matérias-primas (tipo de aço utilizado), que são normalmente fornecidas segundo especificações ASTM (American Society for TestingandMaterials), DIN (DeustachesInstitute for Normuns), API (American PetroleumInstitute), AISI (American Instituteof Steel and Iron), SAE (SocietyofAutomotiveEngineers), ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas) e outras.

A matéria-prima utilizada é comprada em forma de bobinas, que são classificadas em dois grandes grupos:

BF - BOBINA LAMINADA A FRIO:

Possuem uma cor clara, sendo necessário alguns cuidados especiais aos tubos produzidos nesta matéria-prima , pois ela é altamente susceptível a oxidação (corrosão, ferrugem).

Os tubos devem ser armazenados e transportados sempre evitando a umidade, senão tendem a amarelar, o que pode causar sérias consequências na utilização final sobre o produto.

Estas bobinas são produzidas normalmente em espessuras abaixo de 2,00 mm e possuem melhor tolerância dimensional e acabamento. Devido seu processo de fabricação ser maior que as BQ, seu custo final é maior.

BQ - BOBINA LAMINADA A QUENTE:

Possuem uma cor escura e são menos susceptíveis a oxidação.

Os tubos podem ser armazenados e transportados em condições normais até mesmo em céu aberto (por pouco tempo) sem ter sua qualidade prejudicada.

Estas bobinas são produzidas normalmente em espessuras acima de 2,00 mm e não possuem uma tolerância dimensional tão restrita quanto as BF, sendo que são também denominadas de BG (Bobinas Grossas), quando a espessura for superior a 5,00 mm.

Quando for necessário em uma espessura de BQ uma melhor condição dimensional podemos fazer uma relaminação a frio da chapa. Este processo também é utilizado para se obter espessuras não fornecidas pelas Usinas.

As chapas relaminadas a frio são chamadas de RL.

Quando os tubos de condução são zíncados a quente (galvanizados a fogo como são popularmente conhecidos) não temos a preocupação com a superfície do tubo.

Devemos apenas tomar pequenos cuidados quanto ao seu armazenamento.

A verificação da qualidade da solda e/ou do produto final pode ser feita através de ensaios destrutivos (Anexos 11a 18) e/ou ensaios não destrutivos, que podem ser:

ELETROMAGNÉTICO: através de correntes parasitas testa o tubo quanto a descontinuidades. Não garante a estanquiedade, porém é admitido como o

teste opcional ao hidrostático na maioria das normas de condução devido a sua grande velocidade de execução.

HIDROSTÁTICO: Consiste em testar o tubo a uma determinada pressão hidráulica para garantir a estanquiedade do tubo.

ENSAIOS DESTRUTIVOS: durante o processo de fabricação são realizados vários ensaios mecânicos destrutivos em amostras retiradas durante a produção, tais como alargamento, flangeamento etc.

e) Normas de Fabricação

Existe uma gama muito grande de fabricação de tubos de aço com costura que serão citados aqui, porém os que realmente nos interessam são os de condução que será a linha que iremos trabalhar (creio que seja interessante o conhecimento sobre outros tipos para saber da sua existência).

Os tubos de aço carbono com solda longitudinal são divididos em:

A. Industriais:

São produzidos para as mais diversas aplicações, desde tubos sem requisitos até tubos para troca térmica e estruturais.

NBR 6591

Tubos para aplicações diversas sem exigência de acabamento e propriedades mecânicas, com composições químicas definidas.

DIN 1615

Tubos não sujeitos a requisitos especiais, na matéria prima ST 33 (baixo carbono).

ASTM A-513

Tubos para uso mecânico, nos tipos 1 (BQ) e 2 (BF), com propriedades mecânicas e composição química definidas.

A-500

Tubos para uso estrutural em vários graus de matéria prima, com propriedades mecânicas definidas.

BS 4474

Tubos estruturais fabricados a partir da matéria prima laminada a quente.

ASTM A-214

Tubos com composição química definida para trocadores de calor e condensadores.

ASTM A-178

Tubos para caldeiras, superaquecedores e vasos de pressão, em vários graus de matéria prima. Os requisitos de propriedades mecânicas não se aplicam a tubos de diâmetro interno menor que 3,2 mm e espessura de parede menor que 0,4 mm.

DIN 1626

Tubos sujeitos a requisitos especiais, para pressões máximas definidas e temperaturas de trabalho de até 300 graus C, com composições químicas definidas.

DIN 1628

Tubos de alta performance, normalmente sem limite de pressão de trabalho, porém, deve ser usado a temperatura de no máximo 300 graus C., com composições químicas definidas.

NFA 49-643

Tubos comerciais de qualidades 1 (não decapados) e 2 (decapados) e nas tolerâncias classes 1 e 2 , com composições químicas definidas e seções (para classes):

- Redonda
- Quadrada
- Retangular

B. Precisão

São utilizados onde é necessário precisão dimensional e/ou boa qualidade superficial.

DIN 2393

Tubos de precisão interna e externa, com composições químicas e propriedades mecânicas definidas, nos graus de qualidade A,B ou C.

Podem ainda ser fornecidos nos estados BK (sem tratamento térmico após a última de formação a frio), BKW (pequeno passe de trefila após o último tratamento térmico), GBK (recozido em atmosfera controlada) ou NBK (normalizado em atmosfera controlada).

DIN 2394

Tubos de precisão externa, com composições químicas e propriedades mecânicas definidas e nos graus de qualidade A, B ou C.

Podem ainda ser fornecidos nos estados BKM (sem tratamento térmico após a calibração), GBK (recozidos em atmosfera controlada) ou NBK (normalizado em atmosfera controlada).

DIN 2395

Tubos de precisão para uso geral, nas seções quadradas e retangulares, com composições químicas definidas e nos graus de qualidade A ou B.

Podem ainda ser fornecidos nos estado M (sem tratamento após o bitolamento), BKM (como o M, porém brilhante) ou para o grau B pode ser também NBK (recozido em atmosfera controlada).

NBR 5599

Tubos de precisão interna e externa, com composições químicas e propriedades mecânicas definidas, e em vários graus de matéria prima.

Podem ainda ser fornecidos nos estados TD (Trefilado Duro), TM (Trefilado Macio), RB (Recozido Branco), RD (Recozido Decapado), NB (Normalizado Branco) e ND (Normalizado Decapado).

C. Condução

São utilizados para condução de gazes e líquidos não corrosivos e sólidos em suspensão. As normas de tubos de condução que realmente são mais utilizados estão destacados em itálico.

ASTM A-135

Tubos de condução nos graus A e B, com composição química e propriedades mecânicas definidas. Sendo o de grau A apto a ser dobrado ou flangeado.

São normalmente fornecidos no SHC 10, com diâmetro nominal variando de 3/4 a 5".

Pode ser fornecido com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva).

ASTM A-53

Tubos de condução nos graus A e B, com composição química e propriedades mecânicas definidas. Sendo o de grau A apto a ser dobrado, flangeado e serpentinado; e o grau B podendo sofrer dobramento e flangeamento limitados.

São fornecidos normalmente nos SCH 40 e SCH 80. Pode ser fornecido com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva).

Esta norma é praticamente igual a norma brasileira NBR 5590.

ASTM A-120

(apesar de ainda comprado esta norma foi em 1989 englobada pela ASTM A-53)

Tubos de condução, sem matéria prima especificada, normalmente nos SCH 40 e SCH 80.

Podem ser fornecidos com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva).

DIN 2440

Tubos de condução, sem matéria prima especificada, para pressões de no máximo 25 Kgf/cm² para líquidos e 10 Kgf/cm² para ar e gазes não perigosos.

Podem ser fornecidos com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva).

Esta norma é praticamente igual a norma brasileira NBR 5580 classe M.

DIN 2441

Tubos de condução, sem matéria prima especificada, para pressões de no máximo 25 Kgf/cm² para líquidos e 10 Kgf/cm² para ar e gазes não perigosos.

Podem ser fornecidos com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva).

Esta norma é praticamente igual a norma brasileira NBR 5580 classe P.

BS 1387

Tubos de condução, com composição química e propriedades mecânicas definidas, nas classes leve, media e pesada.

Podem ser fornecidos com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva).

Esta norma é praticamente igual a norma brasileira NBR 5580.

NBR 5580

Tubos de condução, sem matéria prima especificada, nas séries leve, media e pesada.

Podem ser fornecidos com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva).

Para um pequeno resumo desta norma podemos consultar o nosso catálogo técnico de conexões.

NBR 5590

Tubos de condução nos graus A e B, com composição química e propriedades mecânicas definidas. Sendo o de grau A apto a ser dobrado, flangeado e serpentinado; e o grau B podendo sofrer dobramento e flangeamento limitados.

São fornecidos normalmente nas Série 40 e Série 80.

Pode ser fornecido com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva).

Para um pequeno resumo desta norma podemos consultar o nosso catálogo técnico de conexões.

NF A 49-141

Tubos de condução, com composição química definida, com pressão máxima admissível de uso de 36 bar à temperatura ambiente. Possuem as extremidades lisas.

NF A 49-145

Tubos de condução, com propriedades mecânicas definidas nas séries leve, média e pesada.

Podem ser fornecidos com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva).

JIS G 3456

Tubos de condução, com propriedades mecânicas definidas.

Podem ser fornecidos com extremidades lisas, chanfradas ou com rosca (com ou sem luva).

D. Petrolíferos

Usados para exploração, produção e condução de petróleo, seus derivados, sub produtos e equivalentes.

API 5 CT

Tubos destinados a revestimento de poços (CASING) e a produção (TUBING).

Podem ser fornecidos em vários graus de matéria prima.

API 5 L

Tubos para condução de fluidos em refinaria de petróleo, transporte de água, gás natural ou mesmo outros gases.

Podem ser fornecidos em vários graus de aço.

E. Eletrodutos

São utilizados para a proteção de condutores elétricos (cabos e fios).

ANSI C 80.1

Tubos galvanizados para proteção de condutores elétricos.

Não possuem matéria prima definida, porém são aptos de serem curvados.

Podem ser fornecidos com pontas lisas ou com rosca (com ou sem luva).

NBR 5597

Tubos galvanizados nas séries extra e pesada, para proteção de condutores elétricos. O aço utilizado é de baixo teor de carbono e eles são aptos a serem curvados.

Podem ser fornecidos com pontas lisas ou com rosca (com ou sem luva).

NBR 5598

Tubos galvanizados para proteção de condutores elétricos. O aço utilizado é de baixo teor de carbono e eles são aptos a serem curvados. Podem ser fornecidos com pontas lisas ou com rosca (com ou sem luva).

OBS:

1. Muitas vezes os distribuidores e compradores utilizam alguns termos errados. Os principais são:

- Querer um tubo SCH (se lê squédule), por exemplo um tubo SCH 40 de 1" significa um tubo ASTM A 53 SCH 40 de 1", onde o NBR 5590 Série 40 é o mesmo tubo. Algumas poucas vezes, o comprador ou especificador quando pede SCH pode também estar querendo um tubo sem costura.
- Querer um tubo médio ou pesado é o mesmo que estar querendo um tubo NBR 5580 classe média ou pesada.

2. As normas MERCOSUL ainda não foram citadas pois apesar de muitas já tratadas ainda não foram publicadas oficialmente.

3. As normas acima citadas foram objeto de uma pesquisa realizada em 1992, não tendo sido feita uma atualização para este trabalho, porém não creio que tenha havido mudanças substanciais em alguma norma.

f) Informações Técnicas

Cálculo do Peso Teórico de um Tubo Redondo de Aço Carbono:

$$P = 0,0246615 \times (D - e) \times e$$

Sendo:

P = Peso do tubo em Kg/metro.

D = Diâmetro externo do tubo em mm.

e = Espessura da parede do tubo em mm.

Obs: estamos considerando tubos de aço preto e não galvanizados onde teremos um pequeno acréscimo no peso por metro

Raio de Canto Teórico dos Tubos Quadrados e Retangulares:

Normalmente os fabricantes possuem um padrão interno para a fabricação de tubos quadrados e retangulares de forma que o seu raio de canto deva ser de aproximadamente duas vezes a espessura de parede. Este valor também é especificado em algumas normas de fabricação. Ex: Raio de Canto na norma ASTM A 500, até 3 vezes a espessura (máximo admitido).

O raio de canto poderá ser maior ou menor que o mencionado anteriormente dependendo da exigência da norma ou do processo de fabricação.

Cálculo do Diâmetro Equivalente de um Perfil Quadrado:

Para se saber qual é o diâmetro de origem de um tubo quadrado devemos utilizar a seguinte fórmula:

$$De = 1,27 \times L$$

Sendo:

De = Diâmetro Equivalente

L = Lado do Perfil Quadrado

Obs: Consideramos o raio de canto igual a 2 vezes a espessura.

Cálculo do Diâmetro Equivalente de Perfil Retangular:

Para saber qual é o diâmetro de origem de um tubo retangular, devemos utilizar a seguinte fórmula:

$$De = 1,27 \times (L1 + L2) / 2$$

Sendo:

De = Diâmetro Equivalente

L1 = Lado Maior do Perfil Retangular

L2 = Lado Menor do Perfil Retangular

Obs: Consideramos o raio de canto igual a 2 vezes a espessura.

Cálculo do Peso Teórico de um Tubo Quadrado:

$$P = 0,0246615 \times (1,27 \times L - e) \times e$$

Sendo:

P = Peso em kg/metro

L = Lado do Quadrado (mm)

e = espessura do Tubo (mm)

Cálculo do Peso Teórico de um Tubo Retangular:

$$P = 0,0246615 \times (1,27 \times (L1 + L2) - e) \times e$$

P = Peso em kg/metro

L1 = Lado maior (mm)

L2 = Lado menor (mm)

e = Espessura (mm)

Diâmetro Nominal / Real e Schedule:

Diâmetro Nominal, também chamado de "Tamanho Nominal", é o termo consagrado comercialmente para designação do diâmetro dos tubos de condução, eletroduto e petrolífero.

Às vezes é também designado como "Bitola", porém na terminologia técnica brasileira, o termo "bitola" deve ser evitado.

Obs: O diâmetro nominal não corresponde a medida efetiva ou real da circunferência externa do tubo, vide tabela abaixo.

Diâmetro Nominal	Tamanho Nominal	ASTM A120/A135	BS 1387	DIN 2440	NBR 5580	NBR 5590
1/8	6			10,20	10,20	10,29
1/4	8		13,50	13,50	13,50	13,72
3/8	10		17,20	17,20	17,20	17,25
1/2	15	21,30	21,30	21,30	21,30	21,34
5/8	20	26,70	26,90	26,90	26,90	26,67
1	25	33,40	33,70	33,70	33,70	33,40
1 1/4	32	42,20	42,40	42,40	42,40	42,16
1 1/2	40	48,30	48,30	48,30	48,30	48,26
2	50	60,30	60,30	60,30	60,30	60,32
2 1/2	65	73,30	76,10	76,10	76,10	73,03
3	80	88,90	88,90	88,90	88,90	88,90
3 1/2	90	101,60	101,60	101,60	101,60	101,60
4	100	114,30	114,30	114,30	114,30	114,30
5	125	141,30	139,70	139,70	139,70	139,70
6	150	168,30	165,10	165,10	165,10	165,10

Tabela 1.8 – Diâmetro externo (mm) para tubos de condução.

Diâmetro Nominal	Tamanho Nominal	NBR 5597	NBR 5598	ANSI C 80
1/8	6			
1/4	8			
3/8	10	17,1	17,2	17,1
1/2	15	21,3	21,3	21,3
5/8	20	26,7	26,9	26,7
1	25	33,4	33,7	33,4
1 1/4	32	42,2	42,4	42,2
1 1/2	40	48,3	48,3	48,3
2	50	60,3	60,3	60,3
2 1/2	65	73,0	76,1	73,0
3	80	88,9	88,9	88,9
3 1/2	90	101,6	101,6	101,6
4	100	114,3	114,3	114,3
5	125	141,3	139,7	141,3
6	150	168,3	165,1	168,3

Tabela 1.9 – Diâmetro externo (mm) para eletrodutos de aço.

Schedule é a denominação dada ao resultado arredondado a dezena calculado pela fórmula:

$$SCH = P / S$$

Onde P é a pressão de trabalho do tubo e S é a tensão (pressão) correspondente a 60% do limite de escoamento do material a 20 Graus C. Portanto para um mesmo diâmetro externo de um tubo de condução, quanto maior o SCH maior a espessura de parede em relação ao seu diâmetro.

O Schedule define, portanto, a espessura de parede do tubo de condução, sendo que os valores estabelecidos para cada Schedule (espessura) nos vários diâmetros são tabulados e convencionados nas normas correspondentes (para maiores informações sobre SCH veja também o Boletim Técnico número 3 da Engenharia de Aplicação).

Por exemplo, os tubos das normas americanas (carbono - ASTM), seguem o padrão definido na norma ANSI B 36.10 (a norma brasileira NBR 5590 também segue este padrão).

Nas normas européias (DIN, BS e outras), bem como nas normas brasileiras (ABNT) não é comum a designação das espessuras em Schedule e sim conforme recomendação da ISSO (INTERNACIONAL STANDARDIZATION ORGANIZATION) que estabelece classes de espessuras, que são definidas conforme tabela de cada norma.

Por exemplo, na NBR 5580 temos classes leve, média e pesada.

A tabela a seguir fornece a espessura de parede dos tubos em função do diâmetro nominal (em polegadas) e o Schedule.

Diâmetro Nominal	SCH 40	SCH 80
1/8	1,73	2,41
1/4	2,24	3,02
3/8	2,31	3,20
1/2	2,77	3,73
3/4	2,87	3,91
1	3,38	4,55
1 1/4	3,56	4,85
1 1/2	3,68	5,08
2	3,91	5,54
2 1/2	5,16	7,01
3	5,49	7,62
3 1/2	5,74	8,08
4	6,02	8,56
5	6,55	
6	7,11	

Tabela 1.10 – Espessura de parede dos tubos em função do diâmetro nominal (em polegadas) e o Schedule.

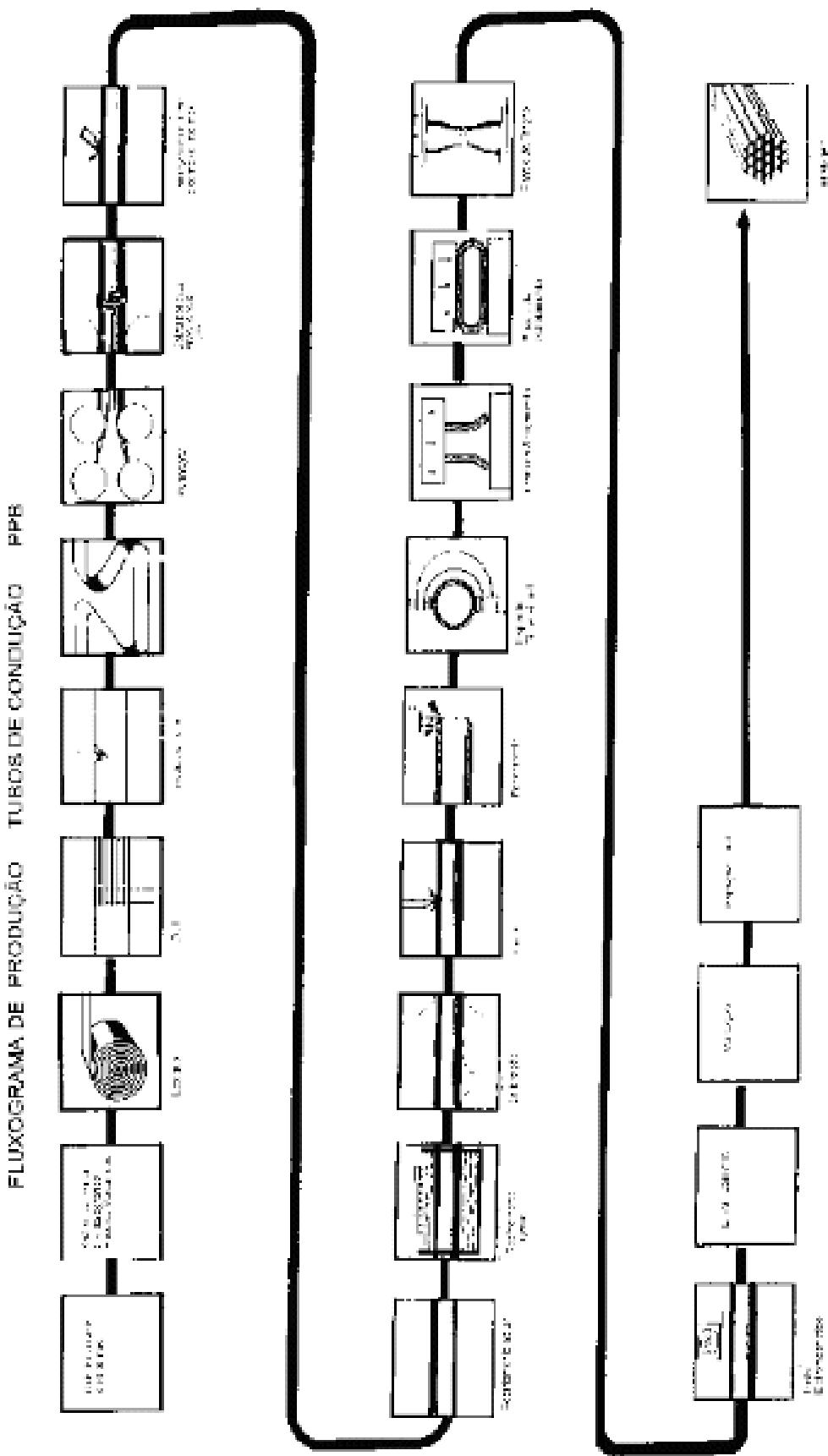


Figura 1.3 – Fluxograma de Produção de Tubos de Condução.

g) Normas de Fabricação

ALUMÍNIO

- Tubo de alumínio para irrigação – NBR 8910
- Tubos extrudados de alumínio para irrigação – NBR 14228
- Tubos de alumínio PN 80 com engate rápido para irrigação – NBR 9809

AÇO

- Tubos de aço-carbono e aço liga sem costura para troca térmica (caldeiras, trocadores e fornos) – NBR 6358
- Tubos de aço zinkado PN 150 com junta de engate rápido para irrigação – NBR 12016
- Tubos de aço-carbono, soldados por resistência elétrica, para trocadores de calor e condensadores – NM 60
- Tubos de aço-carbono, soldados por resistência elétrica para uso na condução – NM 61
- Tubos de aço-carbono soldados por resistência elétrica para caldeiras e superaquecedores para serviços de alta pressão – NM121
- Tubos de aço de baixo carbono sem costura, acabados a frio, para trocadores de calor e condensadores – NM119
- Tubos sem e com costura de aço inoxidável austenítico, para condução – NBR 7543
- Tubos de aço-liga ferríticos e austeníticos sem costura, para caldeiras, superaquecedores e permutadores – NBR 10252
- Tubos de aço para rosca Whitworth gás para usos comuns na condução de Fluídos NBR 5580
- Tubo de aço-carbono com requisitos de qualidade para condução de Fluídos NBR 5590
- Tubo de Aço de parede dupla para condução de fluidos NBR 5443
- Tubo de aço-carbono com costura helicoidal para uso em água, ar e vapor de baixa pressão em instal. industriais NBR 5622
- Tubo de aço-carbono soldado por resistência elétrica para caldeiras NBR 5595

CERÂMICO

- Tubo Cerâmico para canalizações NBR 5645

COBRE

- Tubo de cobre e suas ligas, sem costura, para condensadores, evaporadores e trocadores de calor - NBR 5029
- Tubo de cobre leve, médio e pesado, sem costura, para condução de água e outros fluídos
- NBR 13206

CONCRETO

- Tubo de concreto armado de seção circular para águas pluviais NBR 9794
- Tubo de concreto armado de seção circular para esgoto sanitário NBR 8890
- Tubo de concreto simples de seção circular para águas pluviais NBR 9793
- Tubo de concreto simples de seção circular para esgoto sanitário – NBR 8890

FERRO FUNDIDO

- Tubos e conexões de ferro fundido para esgoto e ventilação – NBR 8161

- Tubo de ferro fundido centrifugado, de ponta e bolsa, para líquidos sob pressão, com junta não elástica NBR 7661
- Tubos de Ferro Fundido Dúctil Centrifugado com Flanges Roscados ou Soldados. NBR 7560
- Tubo de ferro fundido centrifugado para líquidos sob pressão com junta elástica NBR 7662
- Tubo de ferro fundido dúctil centrifugado, para canalizações sob pressão NBR 7663.

POLIETILENO

- Tubo de Polietileno para irrigação NBR 10564
- Tubo de Polietileno para ligação predial de água NBR 8417

PVC

- Tubo de PVC rígido para instalações prediais de água fria NBR 5648
- Tubos de PVC rígido com junta soldável ou elástica PN 40 e PN 80 para sistemas permanentes de irrigação – NBR 14312
- Tubo e conexão de PVC rígido para esgoto predial e ventilação NBR 5688
- Tubos de PVC rígido para adutoras e redes de água NBR 5647
- Tubos de PVC rígido para instalações prediais de águas pluviais NBR 10843
- Tubo de PVC rígido defofô com junta elástica para adutoras e redes de água - NBR 7665
- Tubo de PVC rígido com junta elástica, coletor de esgoto NBR 7362
- Tubos e conexões de PVC rígido com junta elástica para coletor predial e sistema condoninal de esgoto sanitário NBR 10570

1.1.5) Anexos

Diámetro nominal (pol.) - Diámetro externo (mm) (v. Nota 5)	Designação de espessura (v. Nota 3)	Espessura de Parede (mm) (v. Nota 4)	Diámetro interno (mm)	Área de secção livre (cm²)	Área de secção de metal (cm²)	Superfície externa (m²/m)	Peso aprox. (kg/m)		Secção transversal		
							Tubo vazio (v. Nota 6)	Conteúdo de água (v. Nota 7)	Momento de inércia (cm⁴)	Momento resistente (cm³)	Raio de giro (cm)
1/4 - 13,7	10S	1,65	10,4	0,85	0,62	0,043	0,49	0,085	0,116	0,169	0,430
	Std.40.40S	2,23	9,2	0,67	0,81	↓	0,62	0,067	0,138	0,202	0,413
	X5.80.80S	3,02	7,7	0,46	1,01	↓	0,79	0,046	0,157	0,229	0,393
3/8 - 17,1	10S	1,65	13,8	1,50	0,81	0,054	0,63	0,150	0,236	0,285	0,551
	Std.40.40S	2,31	12,5	1,23	1,08	↓	0,84	0,123	0,304	0,354	0,531
	X5.80.80S	3,20	10,7	0,91	1,40	↓	1,10	0,090	0,359	0,419	0,506
1/2 - 160	Std.40.40S	2,77	15,8	1,96	1,61	0,071	0,42	0,20	0,71	0,87	0,66
	-	3,73	13,8	1,51	2,08	↓	1,62	0,15	0,84	0,78	0,64
	X5.80.80S	4,75	11,8	1,10	2,47	↓	1,94	0,11	0,92	0,88	0,81
21	XXS	7,47	6,4	0,32	3,52	↓	2,55	0,03	1,01	0,95	0,56
3/4 - 180	Std.40.40S	2,87	20,9	3,44	2,15	0,083	1,68	0,34	1,54	1,16	0,85
	-	3,91	18,8	2,79	2,80	↓	2,19	0,28	1,86	1,40	0,82
	X5.80.80S	5,54	15,6	1,91	3,66	↓	2,88	0,19	2,19	1,65	0,77
27	XXS	7,82	11,0	0,95	4,63	↓	3,83	0,10	2,41	1,81	0,72
1 - 160	Std.40.40S	2,87	26,6	5,57	3,19	0,105	2,50	0,55	2,54	2,18	1,07
	-	4,55	24,3	4,54	4,12	↓	3,23	0,46	4,40	2,69	1,03
	X5.80.80S	6,35	20,7	3,37	5,39	↓	4,23	0,34	5,21	3,12	0,98
33	XXS	9,08	15,2	1,82	6,94	↓	5,44	0,18	5,85	3,50	0,92
11/4 - 160	Std.40.40S	3,56	35,0	9,65	4,32	0,132	3,38	0,95	8,11	3,85	1,37
	-	4,85	32,5	8,28	5,68	↓	4,46	0,83	10,06	4,77	1,33
	X5.80.80S	6,35	29,4	6,82	7,14	↓	5,80	0,68	11,82	5,61	1,29
42	XXS	9,70	22,7	4,07	9,90	↓	7,76	0,41	14,19	6,74	1,20
11/2 - 160	Std.40.40S	3,68	40,8	13,1	5,15	0,151	4,04	1,31	12,90	5,34	1,58
	-	5,08	38,1	11,4	6,89	↓	5,40	1,14	16,27	6,75	1,54
	X5.80.80S	7,14	33,9	9,07	9,22	↓	7,23	0,91	20,10	8,33	1,48
48	XXS	10,16	27,9	6,15	12,2	↓	9,53	0,61	23,84	9,80	1,39
2 - 160	Std.40.40S	3,91	52,5	21,7	6,93	0,196	5,44	2,17	27,72	9,20	2,00
	-	5,54	48,2	19,0	9,63	↓	7,47	1,90	38,13	11,98	1,95
	X5.80.80S	8,71	42,9	14,4	14,1	↓	11,08	1,44	48,41	16,05	1,85
60	XXS	11,07	38,2	11,4	17,1	↓	13,44	1,14	54,81	18,10	1,79
21/2 - 160	Std.40.40S	5,18	62,7	30,9	11,0	0,235	8,62	3,09	63,88	17,44	2,41
	-	7,01	59,0	27,3	14,5	↓	11,40	2,73	80,12	21,95	2,35
	X5.80.80S	9,52	54,0	22,9	19,0	↓	14,89	2,29	97,94	26,83	2,27
73	XXS	14,0	44,9	15,9	26,0	↓	20,39	1,59	119,5	32,75	2,14
3 - 160	Std.40.40S	3,05	82,8	53,9	8,22	0,282	6,44	5,38	75,84	17,08	3,04
	-	5,48	77,9	47,7	14,4	↓	11,28	4,77	125,70	26,26	2,96
	X5.80.80S	7,62	73,8	42,6	19,5	↓	15,25	4,26	162,33	36,48	2,89
88	XXS	11,1	66,7	34,9	27,2	↓	21,31	3,49	209,38	47,14	2,78
4 - 160	Std.40.40S	3,05	108,2	91,9	10,6	0,361	8,35	9,19	164,83	28,88	3,93
	-	6,02	102,3	82,1	20,4	↓	16,06	8,21	300,93	52,61	3,84
	X5.80.80S	8,56	97,2	74,2	28,4	↓	22,29	7,42	399,99	69,99	3,75
114	XXS	13,5	87,3	59,9	42,7	↓	33,49	5,89	552,34	96,70	3,60
6 - 160	Std.40.40S	3,40	161,4	204,5	17,6	0,535	13,82	20,45	599,37	71,30	5,83
	-	7,11	154,0	188,4	36,0	↓	28,23	16,64	1,171,3	139,32	5,70
	X5.80.80S	10,97	146,3	168,2	54,2	↓	42,51	16,82	1,685,7	209,45	5,58
168	XXS	120	14,3	139,7	153,4	↓	54,15	15,34	2,064,5	245,52	5,47
8 - 160	Std.40.40S	16,2	131,8	138,4	86,0	↓	67,41	13,64	2,455,8	291,91	5,34
	-	21,9	124,4	121,5	100,9	↓	79,10	12,15	2,759,8	328,29	5,23
	X5.80.80S	22,2	174,6	239,4	137,4	↓	107,8	23,94	6,742,9	616,28	7,00
219	XXS	160	23,0	173,1	235,5	141,7	111,1	23,55	6,905,3	631,02	6,98

Anexo 1.1

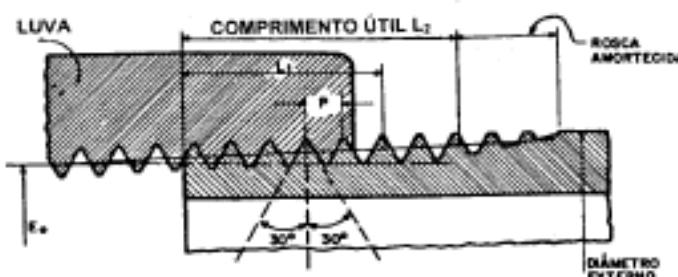
TUBOS DE AÇO – DIMENSÕES NORMALIZADAS (Continuação)

Diâmetro nominal (pol.) - Diâmetro externo (mm) (v. Nota 5)	Designação de espessura (v. Nota 3)	Espessura de Parede (mm) (v. Nota 4)	Diâmetro interno (mm)	Área de seção livre (cm²)	Área de seção do metal (cm²)	Superfície externa (m²/m)	Peso aprox. (kg/m)		Seção transversal			
							Tubo vazio (v. Nota 6)	Conteúdo de água (v. Nota 7)	Momento de inércia (cm⁴)	Momento resistente (cm³)	Raio de giro (cm)	
10	5S	3,40	265,2	566,8	29,2	0,555	22,54	56,68	2.051,4	194,22	9,53	
	10S	4,18	264,7	560,3	35,4		27,83	56,03	3.200,8	234,38	9,50	
	Std, 40, 40S	9,27	254,5	509,1	76,8		60,23	50,91	6.692,9	490,06	9,32	
	-	12,7	247,6	481,9	103,9		81,45	48,19	8.824,1	645,77	9,22	
	80	15,1	242,9	463,2	122,1		95,72	46,32	10.193	747,38	9,14	
	273	12,0	230,2	416,1	109,3		132,7	41,61	13.486	988,32	8,94	
	160	28,6	215,8	365,8	219,4		172,1	36,58	16.807	1.217,8	8,71	
12	5S	4,18	315,5	782,0	42,1	1,018	29,11	78,20	5.377,7	332,23	11,30	
	10S	4,57	314,7	778,1	45,9		36,00	77,81	5.848,0	361,07	11,28	
	20	6,35	311,1	780,7	63,5		49,70	76,07	7.987,5	493,34	11,23	
	Std. 30	9,52	304,8	729,8	94,1		73,74	72,98	11.875	717,88	11,13	
	-	40, 40S	10,3	303,2	101,5		79,85	72,20	12.487	771,97	11,10	
	X5, 80S	12,7	288,4	699,4	124,1		97,34	69,94	15.067	828,31	11,00	
	324	60	14,3	295,3	685,2	138,8		108,8	68,52	16.891	1.029,3	10,95
14	5S	6,35	342,9	923,3	69,7	1,118	54,62	92,33	10.630	596,24	12,34	
	10S	9,52	336,5	889,7	103,5		81,20	88,97	15.525	873,59	12,24	
	40	11,1	333,4	872,9	120,1		94,29	87,29	17.556	1.003,1	12,19	
	Std. 30	12,7	330,2	856,2	138,8		107,3	85,82	20.145	1.132,5	12,14	
	-	60	15,1	325,5	832,3	161,2		126,3	83,23	23.392	1.316,1	12,04
	366	60	19,0	317,5	791,7	201,3		157,9	79,17	28.595	1.606,5	11,91
	100	23,8	308,0	745,2	248,4		194,5	74,52	34.339	1.930,7	11,76	
16	5S	6,35	393,7	1.217,5	79,8	1,277	62,57	121,7	15.983	786,72	14,15	
	10S	9,52	387,3	1.178,1	118,8		93,12	117,8	23.392	1.152,2	14,05	
	Std. 30	12,7	381,0	1.140,1	157,1		123,2	114,0	30.468	1.499,7	13,92	
	-	40	12,7	373,1	1.093,0	203,9		159,9	109,3	38.834	1.911,1	13,79
	406	60	21,4	363,8	1.036,1	258,7		203,0	103,8	48.158	2.370,0	13,64
	100	26,2	354,0	984,6	312,9		245,3	98,46	56.815	2.796,1	13,48	
	100	6,35	444,5	1.551,7	89,8	1,436	70,52	155,2	22.851	999,79	15,95	
18	5S	6,35	438,1	1.507,8	133,9		105,0	150,8	33.589	1.468,5	15,82	
	10S	9,52	431,8	1.484,6	177,4		139,0	146,5	43.829	1.917,6	15,72	
	Std. 20	12,7	428,0	1.443,3	198,7		158,9	144,3	48.782	2.133,9	15,67	
	-	40	14,3	419,1	1.378,4	261,9		205,6	137,9	63.059	2.758,4	15,49
	457	60	23,8	409,6	1.317,5	323,8		254,1	131,7	76.337	3.340,3	15,34
	100	29,4	398,5	1.247,2	394,8		309,4	124,7	90.738	3.969,7	15,16	
	100	6,35	495,3	1.926,6	100,1	1,597	78,46	182,7	31.509	1240,7	17,73	
20	5S	6,35	488,9	1.877,5	148,2		116,9	187,7	46.368	1.825,8	17,63	
	10S	9,52	482,6	1.829,1	197,4		154,9	162,9	60.845	2.388,0	17,53	
	Std. 20	12,7	477,9	1.793,6	233,5		182,9	179,4	70.926	2.792,9	17,42	
	-	40	15,1	466,7	1.711,1	315,5		247,6	171,1	93.943	3.699,2	17,25
	506	60	26,2	455,8	1.630,4	396,1		310,8	163,0	115.379	4.543,3	17,07
	100	32,5	442,9	1.540,7	485,8		381,1	154,1	138.188	5.441,5	16,84	
	100	6,35	596,9	2.800,2	120,3	1,914	94,35	280,0	54.776	1.796,3	21,34	
24	5S	6,35	590,5	2.742,1	179,5		140,8	274,2	80.873	2.482,8	21,21	
	10S	9,52	584,2	2.677,8	238,1		186,7	267,8	106.139	2.653,5	21,11	
	Std. 20	12,7	574,7	2.593,7	324,5		254,7	259,4	142.351	4.674,4	20,96	
	-	40	17,4	560,4	2.484,6	451,6		354,3	246,5	193.547	6.359,3	20,70
	610	60	30,9	547,7	2.355,0	562,6		440,9	235,5	236.002	7.752,5	20,50
	100	38,9	531,8	2.219,5	687,5		546,7	221,9	285.118	9.358,7	20,22	
	30	10	7,82	748,1	4.374,4	187,7	2,393	147,2	437,4	133.809	3.507,5	26,67
20	20	12,7	736,6	4.264,8	298,7		234,4	428,5	209.779	5.807,0	26,49	
	762	30	730,2	4.187,3	371,6		291,8	418,7	258.895	8.801,8	26,39	

- Nota:
1. Esta tabela inclui tubos de todos os tipos de aços: aço-carbono e aços de baixa liga (norma ANSI B.36.10), e aços inoxidáveis (norma ANSI B.36.19).
 2. A norma ANSI B.36.19 só abrange tubos até o diâmetro nominal de 12".
 3. As designações "Std", "XS" e "XXS" correspondem às espessuras denominadas "standard", "extra-forte" e "duplo extra-forte" da norma ANSI B.36.10. As designações 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120 e 160 são os "números de série" (schedule number) dessa mesma norma. As designações 5S, 10S, 20S, 40S e 80S são da norma ANSI B.36.19 para tubos de aços inoxidáveis.
 4. As espessuras em mm indicadas na tabela são os valores nominais; as espessuras mínimas correspondentes dependerão das tolerâncias de fabricação, que variam com o processo de fabricação do tubo. Para tubos sem costura a tolerância usual é $\pm 12,5\%$ do valor nominal.
 5. Nesta tabela estão omitidos alguns diâmetros e espessuras não usuais na prática. Para a tabela completa, contendo todos os diâmetros e espessuras, consulte as normas ANSI B.36.10 e ANSI B.36.19.
 6. Os pesos indicados nesta tabela correspondem aos tubos de aço-carbono ou de aços de baixa liga. Os tubos de aços inoxidáveis ferríticos pesam 5% menos, e os inoxidáveis austeníticos cerca de 2% mais.
 7. Esses mesmos números representam também a vazão em lseg, para a velocidade de 1 m/seg.

Anexo 1.2

a) Rosca americana NPT (De acordo com a norma ANSI B.2.1)



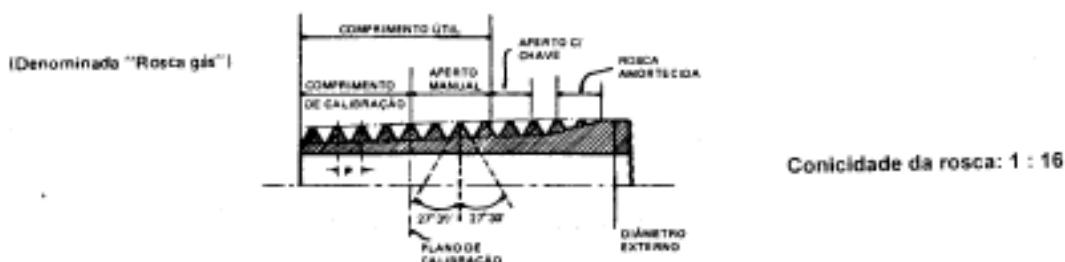
$$E_0 = D - (0,05D + 1,1)P$$

$$L_2 = (0,80 \times \text{Diâm. ext.} + 6,8)P$$

Altura do filete = 0,8 P
Conicidade da rosca: 1 : 16

Diâmetro nominal do tubo (pol.)	Diâmetro externo de tubo (pol.)	Número de fios por polegada	Passo P (pol.)	Altura do filete (pol.)	Diâmetro médio na ponta da rosca F _e (pol.)	Comprimento de aperto manual L ₁		Comprimento útil da rosca L ₂	
						(pol.)	fios	(pol.)	fios
1/4	0,540	18	0,05556	0,04444	0,47739	0,228	4,10	0,4018	7,23
3/8	0,675	18	0,05556	0,04444	0,61201	0,240	4,32	0,4078	7,34
1/2	0,840	14	0,07143	0,05714	0,75843	0,320	4,48	0,5337	7,47
3/4	1,050	14	0,07143	0,05714	0,96768	0,339	4,75	0,5457	7,64
1	1,315	11 1/2	0,08696	0,06957	1,21363	0,400	4,80	0,6828	7,85
1 1/4	1,660	11 1/2	0,08696	0,06957	1,55713	0,420	4,83	0,7068	8,13
1 1/2	1,900	11 1/2	0,08696	0,06957	1,79609	0,420	4,83	0,7235	8,32
2	2,375	11 1/2	0,08696	0,06957	2,26902	0,436	5,01	0,7565	8,70
2 1/2	2,875	8	0,12500	0,10000	2,71963	0,682	5,46	1,1375	9,10
3	3,500	8	0,12500	0,10000	3,34062	0,766	6,13	1,2000	9,60
4	4,500	8	0,12500	0,10000	4,33438	0,844	6,75	1,3000	10,40

b) Rosca "Withworth" (De acordo com as normas PB-14, ISSO R-7 e DIN-259)



Conicidade da rosca: 1 : 16

Diâmetro nominal do tubo (pol.)	Número de fios por pol.	Passo P (mm)	Altura do filete (mm)	Diâmetro no plano de calibração (mm)		Comprimento de calibração (mm)		Comprimento útil da rosca (mm)		Comprimento de aperto manual		Comprimento de aperto com chave	
				Máx.	Min.	Máx.	Min.	Máx.	Min.	(mm)	fios	(mm)	fios
1/4	19	1,337	0,856	13,157	11,445	7,3	4,7	11,0	8,4	3,7	2 1/4	2,0	1 1/2
3/8	19	1,337	0,856	16,862	14,950	7,7	5,1	11,4	8,8	3,7	2 1/4	2,0	1 1/2
1/2	14	1,814	1,162	20,965	18,631	10,0	6,4	16,0	11,4	5,0	2 1/4	2,7	1 1/2
3/4	14	1,814	1,162	26,441	24,117	11,3	7,7	16,3	12,7	5,0	2 1/4	2,7	1 1/2
1	11	2,309	1,479	33,249	30,291	12,7	8,1	19,1	14,5	6,4	2 1/4	3,5	1 1/2
1 1/4	11	2,309	1,479	41,910	38,952	15,0	10,4	21,4	16,8	6,4	2 1/4	3,5	1 1/2
1 1/2	11	2,309	1,479	47,803	44,845	15,0	10,4	21,4	16,8	6,4	2 1/4	3,5	1 1/2
2	11	2,309	1,479	59,614	56,656	18,2	13,6	25,7	21,1	7,5	3 1/4	4,6	2
2 1/2	11	2,309	1,479	76,184	72,226	21,0	14,0	30,2	23,2	9,2	4	6,8	2 1/2
3	11	2,309	1,479	87,884	84,926	24,1	17,1	33,3	26,3	9,2	4	6,8	2 1/2
4	11	2,309	1,479	113,030	110,072	28,9	21,9	39,3	32,3	10,4	4 1/2	6,9	3

Anexo 1.3

VELOCIDADES RECOMENDADAS PARA TUBULAÇÕES

Fluido	Material dos Tubos	Velocidade (m/s)
Água doce -redes em cidades -redes em instalações industriais - alimentação de caldeiras - sucção de bombas	Aço-carbono idem idem idem	1 a 2 2 a 3 4 a 8 1 a 1,5
Água salgada idem idem idem idem Amônia (gás) Amônia (líquido)	Aço com revestimento Latão Cobre-níquel 90-10 Metal Monel, cobre-níquel 70-30 Aço-carbono Aço-carbono	1,5 a 2,5 1,5 (máximo) 3 (máximo) 4 (máximo) 25 a 35 2
Ar comprimido Ácido sulfúrico idem, concentrado	Aço-carbono Chumbo Aço-carbono	15 a 20 1 a 1,2 1 a 1,2
Acetileno Cloro (líquido) Cloro (gás) Cloreto de cálcio Cloreto de sódio Tetra-cloreto de carbono	Aço-carbono idem idem idem idem idem	20 a 25 1,5 a 2 15 a 20 1,5 1,5 a 2 2
Hidrocarbonetos líquidos em instalações industriais - linhas de sucção - linhas de recalque Hidrocarbonetos gasosos em instalações industriais	Aço (qualquer tipo) Aço (qualquer tipo) Aço (qualquer tipo)	1 a 2 1,5 a 2,5 25 a 30
Hidrogênio Soda cáustica 0 a 30% idem, 30 a 50% idem, 50 a 75%	Aço (qualquer tipo) idem Aço-C ou Metal Monel idem	20 2 1,5 1,2
Vapor - até 2 kg/cm ² (196 Kpa) saturado - 20 a 10 kg/cm ² (196 a 981 Kpa) -mais de 10 kg/cm ² (981 Kpa)	Aço-carbono Aço (qualquer tipo) Aço (qualquer tipo)	20 a 40 40 a 80 60 a 100

Nota: Essas velocidades são valores sugeridos que devem servir apenas como primeira aproximação

PRINCIPAIS NORMAS TÉCNICAS DE TUBOS				
NORMA	TIPO	FINALIDADE PRINCIPAL	NORMA SIMILAR	
NBR	5580	COM COSTURA	Condução de fluidos	DIN 2440/2441
	5581	SEM COSTURA	Serviços em refinaria	ASTM A 161
	5582	SEM COSTURA	Serviços em refinaria	ASTM A 200
	5583	SEM COSTURA	Condensadores e trocadores de calor	ASTM A 179
	5584	SEM COSTURA	Condensadores e trocadores de calor	ASTM A 199
	5585	COM COSTURA	Condensadores e trocadores de calor	ASTM A 214
	5590	COM E SEM COSTURA	Condutores de fluidos, com requisitos de qualidade	ASTM A 53
	5592	SEM COSTURA	Caldeira e superaquecedores	ASTM A 210
	5593	SEM COSTURA	Caldeira e superaquecedores	ASTM A 209
	5594	SEM COSTURA	Caldeira e superaquecedores de alta pressão	ASTM A 192
	5595	COM COSTURA	Caldeiras	ASTM A 178
	5596	COM COSTURA	Caldeira e superaquecedores de alta pressão	ASTM A 226
	5597	COM E SEM COSTURA	Eletrodutos rígidos, com revestimento, com rosca, pesados e extra pesados	
	5598	COM E SEM COSTURA	Eletrodutos rígidos, com revestimento, com rosca, médios e pesados	
	5599	COM COSTURA	De precisão (autopeças e diversos) - Trefilado	DIN 2393
	5602	COM E SEM COSTURA	Serviços em baixa temperatura	ASTM A 333
	5603	SEM COSTURA	Serviços em alta temperatura	ASTM A 335
	5605	COM E SEM COSTURA	Serviços em baixa temperatura	ASTM A 334
	5922	SEM COSTURA	Injetores de óleo diesel	
DIN	6321	SEM COSTURA	Condução de fluidos em altas temperaturas	ASTM A 106
	6591	COM COSTURA	Industriais, perfis redondos, quadrados e retangulares	DIN 2394
	8476	SEM COSTURA	De precisão (autopeças e diversos) - Trefilado	DIN 2391
	1626	COM COSTURA	Evaparadores, aquecedores, condução de gases, etc.	
	1629	SEM COSTURA	Caldeiras, aparelhos, reservatórios, e outros	
	1630	SEM COSTURA	Caldeiras, aparelhos, reservatórios, e outros	
	2391	SEM COSTURA	De precisão (autopeças e diversos) - Trefilado	NBR 8476
	2393	COM COSTURA	De precisão (autopeças e diversos) - Trefilado	NBR 5599
	2394	COM COSTURA	Autopeças, moveis, eletrodomésticos e diversos	NBR 6591
	2440	COM E SEM COSTURA	Condução de fluidos	NBR 5580 M
	2441	COM E SEM COSTURA	Condução de fluidos	NBR 5580 P
	2448	SEM COSTURA	Caldeiras, aparelhos e outros	
	2458	COM COSTURA	Caldeiras, evaporadores, aquecedores, condução de gases, etc.	
	17175	SEM COSTURA	Caldeiras - altas temperaturas	

ASTM	A53	COM E SEM COSTURA	Condução de fluidos, com requisitos de qualidade	NBR 5590
	A106	SEM COSTURA	Serviços de alta temperatura	NBR 6321
	A135	COM COSTURA	Condução de fluidos	
	A161	SEM COSTURA	Serviços em refinarias	NBR 5581
	A178	COM COSTURA	Caldeiras	NBR 5595
	A179	SEM COSTURA	Conservadores e trocadores de calor	NBR 5583
	A192	SEM COSTURA	Caldeiras e superaquecedores de alta pressão	NBR 5594
	A199	SEM COSTURA	Codensadores e trocadores de calor	NBR 5584
	A200	SEM COSTURA	Serviços em refinarias	NBR 5582
	A209	SEM COSTURA	Caldeiras e superaquecedores	NBR 5593
	A210	SEM COSTURA	Caldeiras e superaquecedores	NBR 5592
	A213	SEM COSTURA	Caldeiras, superaquecedores e trocadores de calor	
	A214	COM COSTURA	Condensadores e trocadores de calor	NBR 5585
	A226	COM COSTURA	Caldeiras e superaquecedores de alta pressão	NBR 5596
	A252	COM E SEM COSTURA	Estacas	
	A333	COM E SEM COSTURA	Serviços em baixa temperatura	NBR 5602
	A334	COM E SEM COSTURA	Serviços em baixa temperatura	NBR 5605
	A335	SEM COSTURA	Serviços em alta temperatura	NBR 5603
	A405	SEM COSTURA	Serviços em alta temperatura	
	A423	COM E SEM COSTURA	Trabalho sob pressão, com maior resistência e corrosão	
	A500	COM E SEM COSTURA	Estruturas metálicas	
	A501	SEM COSTURA	Estruturas metálicas	
	A513	COM COSTURA	Fins mecânicos	
	A519	SEM COSTURA	Fins mecânicos	
	A523	COM E SEM COSTURA	Condução de cabos elétricos	
	A524	SEM COSTURA	Temperaturas atmosféricas e abaixo	
	A556	SEM COSTURA	Aquecedores de água de alimentação	

API	5CT	COM E SEM COSTURA	Poços petrolíferos (revestimento/bombeamento = "CASING/TUBING")	
	5D	SEM COSTURA	Poços petrolíferos (perfuração = "DRILL PIPE")	
	5L	COM E SEM COSTURA	Condução de produtos petrolíferos = ("LINE PIPE")	

Anexo 1.5

1.1.6) Tubos de aço carbono com costura helicoidal, confeccionados conforme norma NBR 5622

Objetivo

Esta norma fixa as condições exigíveis para os tubos de aço carbono, com extremidades lisas ou biseladas, soldados interna e externamente com costura helicoidal para uso em água, ar e vapor de baixa pressão, nas instalações industriais.

Esta norma abrange os tubos com tamanho nominal variando de 3" a 24" e comprimentos variando de 6 a 12 m.

Estes tubos não devem ser dobrados, formar serpentinas, e nem são aconselhados para conduzir fluídos a temperaturas maiores do que 200º C.

Normas e/ou documentos complementares

Para a aplicação desta Norma é necessário consultar:

NBR 5578 - Produtos tubulares de aço - Terminologia

NBR 5587 - Dimensões básicas de tubos de aço para condução - Padronização

NBR 6648 - Chapas grossas de aço carbono de baixa e média resistência para usos estruturais - Especificação

NBR 6649 - Chapas finas de aço carbono para usos estruturais - Especificação

NBR 6663 - Requisitos gerais para chapa fina de aço-carbono e aço baixa liga e alta resistência - Padronização

NBR 6664 - Requisitos gerais para chapas grossas de aço carbono e aço de baixa liga e alta resistência - Padronização.

Condições Gerais

Fabricação

As bobinas usadas na fabricação dos tubos devem ser cortadas na largura necessária e ter preparação conveniente nas bordas conforme as exigências do processo de soldagem. A chapa é enrolada de tal maneira que a emenda forme um helicóide em torno do tubo.

Os tubos devem ser soldados de acordo com o seguinte tipo de junta:

Junta de topo helicoidal (“Spiral-butt-welded-joint”)

O processo da soldagem é por arco submerso executando no mínimo um passe de solda interna e externa.

A altura máxima do cordão de solda externa em relação à superfície original do tubo deve ser de 3 mm para chapas de espessura até 6,3 mm. A altura máxima do cordão de solda interna em relação à superfície original do tubo deve ser até 1,8 mm para chapas de espessura até 6,3 mm. A altura do cordão de solda que exceder os valores estabelecidos deve ser rebaixada com lixadeira ou outro processo equivalente.

Aspecto

Seção:

Os tubos devem ser de seção transversal circular e espessura uniforme dentro das tolerâncias admissíveis.

Retilineidade:

Os tubos devem ser praticamente retos à simples vista.

Extremidades:

As extremidades devem ser cortadas perpendicular com pontas lisas ou biseladas.

Acabamento Superficial:

Após o ensaio de pressão hidrostática, o tubo deve ser limpo, removendo toda a sujeira, óleo, graxa e carepas.

Defeitos e Reparos:

Os defeitos superficiais da parede podem ser reparados por desbaste com lixadeira, desde que a espessura resultante esteja dentro da espessura mínima indicada pela NBR 6663 ou NBR 6664.

Os defeitos no cordão da solda podem ser reparados por solda manual Mig.

Os tubos reparados por solda devem ser submetidos a novo teste hidrostático.

Dimensões e Tolerâncias

Diâmetro externo e espessura de parede:

Os tubos desta Norma são fornecidos com diâmetro externo entre 76 mm a 622 mm e com espessura de parede conforme indicado na NBR 5587.

Tolerância na espessura de parede:

Os afastamentos para as espessuras de parede dos tubos desta Norma são os indicados nas NBR 6663 e NBR 6664.

Comprimentos:

Os tubos devem ser fornecidos em comprimentos padrões de 6 a 12 m.

Tolerância na Ovalização:

Admite-se uma variação de 1% entre o maior e o menor diâmetro encontrado, medidos na mesma seção que deve ser localizada à distância superior a 100 mm da extremidade do tubo.

Tolerância na circunferência:

O tubo deve ter sua seção transversal com uma circunferência que apresente variações com afastamentos de mais ou menos 1%, até um máximo de mais ou menos 19 mm.

Tolerância na ortogonalidade:

A tolerância na ortogonalidade é de no máximo 1% do tamanho nominal de afastamento do plano de boca em relação ao plano ortogonal medido na linha da parede do tubo.

Massa:

A massa teórica dos tubos com costura de topo é calculada com a seguinte fórmula:

$$M = 0,02466 \times e \times (D - e)$$

Onde:

M = massa calculada em Kg / m

e = espessura da chapa em mm

D = diâmetro externo em mm

Tolerância no ângulo do bisel de soldagem:

Deve ser mantida uma tolerância de mais ou menos 5° se o tubo se destina a montagem no campo.

Condições específicas

Para esta norma não são exigidos requisitos mecânicos, sendo unicamente necessário o ensaio hidrostático para verificar a estanqueidade sob pressão.

Inspeção

Inspeção Visual:

É feita de modo a garantir a qualidade de todo o processo.

Ensaios

Ensaios de pressão hidrostático:

Salvo acordo em contrário os tubos devem ser submetidos ao ensaio de pressão hidrostática igual a um mínimo de 150% da pressão de trabalho ou calculada pela seguinte fórmula:

$$P = \frac{200 \cdot \sigma \cdot e}{D}$$

Onde:

P = pressão hidrostática em Pa

σ = tensão admissível para aço

e = espessura de parede específica em mm

D = diâmetro externo específico em mm

Nota: O valor da pressão de ensaio não deve ultrapassar a 21,1 Mpa em nenhuma hipótese.

Os tubos devem ser mantidos na pressão de ensaio durante um tempo mínimo de cinco segundos.

Ensaio não destrutivo

Pela Norma não há necessidade de execução de teste não destrutivos desde que sejam elaborados testes hidrostáticos em 100% do processo

INSTALAÇÃO



1 - LIMPAR BEM AS EXTREMIDADES DOS TUBOS A SEREM LIGADOS. COLOCAR O ANEL DE BORRACHA SOBRE A EXTREMIDADE DE UM DOS TUBOS. SE FOR NECESSÁRIO USAR ÁGUA E SABÃO OU OUTRO PRODUTO LUBRIFICANTE QUE NÃO ATAQUE A BORRACHA



2 - ALINHAR E ENCOSTAR A OUTRA PONTA A SER LIGADA À PRIMEIRA. PUXAR O ANEL DE BORRACHA ATÉ QUE ELE SE APÓIE IGUALMENTE SOBRE OS DOIS ANÉIS METÁLICOS. VERIFICAR SE A BORRACHA NÃO ESTÁ DOBRADA OU FORÇADA.



3 - ENCAIXAR A PARTE INFERIOR DO ACOPLAMENTO NO ANEL DE BORRACHA E NOS ANÉIS METÁLICOS. VERIFICAR SE O ANEL DE BORRACHA NÃO ESTÁ SENDO "MORDIDO". ENCAIXAR A PARTE SUPERIOR DO ACOPLAMENTO. VERIFICAR NOVAMENTE SE O ANEL DE BORRACHA E OS ANÉIS METÁLICOS ESTÃO ABRAÇADOS PELO ACOPLAMENTO.



4 - COLOQUE OS PARAFUSOS E DÊ ALGUMAS VOLTAS NAS PORCAS. ALTERNADAMENTE MONTAR UM ACOPLAMENTO COM AS PONTAS DOS TUBOS ENCOSTADAS E OUTRO COM ELAS AFASTADAS AO MÁXIMO. APLICAR O TORQUE FINAL DE MODO A ENCOSTAR AS DUAS PARTES DO ACOPLAMENTO

ACESSÓRIOS PIPE

[ACOPLAMENTO](#)

[CURVAS](#)

[YPSILON](#)

[CONEXÕES](#)

[DERIVAÇÃO](#)

[REDUÇÃO](#)

[REGISTROS](#)

[ANÉIS DE ACO](#)

[VÁLVULAS](#)

[DISTRIBUIDORES](#)

[FLANGES](#)

ACOPLAMENTOS E ABRAÇADEIRAS

Fabricados pelo sistema de fundição injetada em moldes de alta precisão, conforme norma. O material usado é o Ferro Fundido Nodular Ferrítico, conforme a norma ABNT 6916 FE 4212, de alta resistência à tração. O acabamento é em primer óxido metálico.

TESTES

Os acoplamentos são submetidos por amostragem, a testes de tração e a exames metalográficos que comprovam a composição do material empregado.

ANEL DE VEDAÇÃO

Confeccionado em borracha sintética (SBR) conforme a norma ASTM D 2000 2 AA 610 B14 Z1, dureza de 60 a 65 Shore A.

Materiais diferentes poderão ser fornecidos sob consulta.

PARAFUSOS E PORCAS

De cabeça abaulada e pESCOço quadrado, rosca métrica, confec-cionados em aço SAE 1045, forjados, conforme ASTM A 307, acabamento bicromatizado eletroliticamente conforme ASTM A 164 GR LS.

ACOPLAMENTO



Nº 40.010

ANEL DE BORRACHA



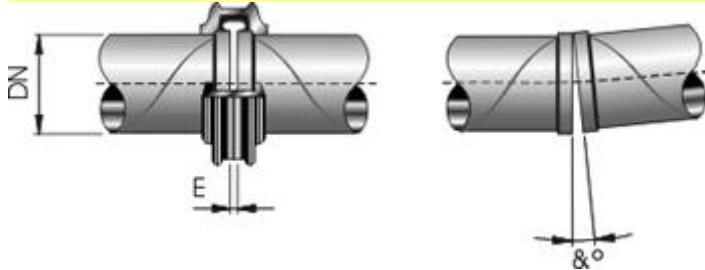
Nº 40.011

PARAFUSO



Nº 40.012

DEFLEXÃO



1 - A PIPE se reserva de modificar seus produtos sem aviso prévio
2 - Parafusos fora destes padrões somente sob consulta

CURVAS



15°

N° 40.020



22,5°

N° 40.021



30°

N° 40.022



45°

N° 40.023



60°

N° 40.024



90°

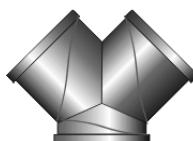
N° 40.025

1 - Diâmetros e espessuras diferentes podem ser fornecidos sob consulta.
2 - A PIPE se reserva de modificar seus produtos sem aviso prévio
3 - Para peças ponta lisa, considerar medida "C" menor 7mm para diâmetros até 6mm, e 10mm para diâmetros acima de 8"

YPSILON



45°



90°

N° 40.030

N° 40.031

1 - Diâmetros e espessuras diferentes podem ser fornecidos sob consulta.
2 - A PIPE se reserva de modificar seus produtos sem aviso prévio
3 - Para peças ponta lisa, considerar medida "C" menor 7mm para diâmetros até 6mm, e 10mm para diâmetros acima de 8"

CONEXÃO

PLUG



N° 40.040

COM FLANGE



N° 40.050

COM ANEL



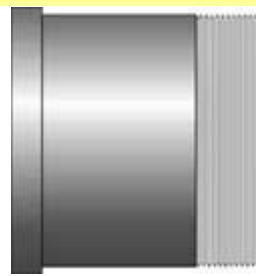
N° 40.060

PARA MANGOTE



N° 40.070

COM ROSCA BSP

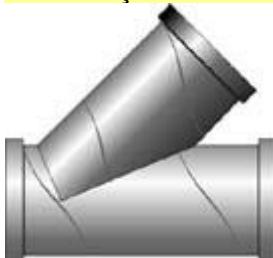


N° 40.071

- 1 - Diâmetros e espessuras diferentes podem ser fornecidos sob consulta.
- 2 - A PIPE se reserva de modificar seus produtos sem aviso prévio
- 3 - Para peças ponta lisa, considerar medida "C" menor 7mm para diâmetros até 6mm, e 10mm para diâmetros acima de 8"

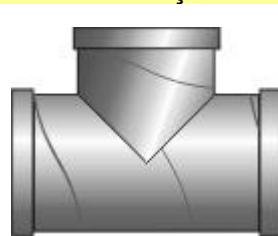
DERIVAÇÃO

DERIVAÇÃO DE REDUÇÃO



N° 40.060

T DE REDUÇÃO

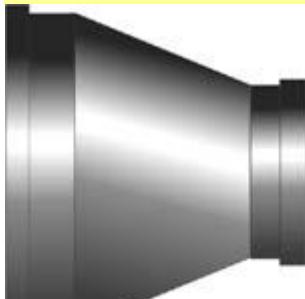


N° 40.090

- 1 - Diâmetros e espessuras diferentes podem ser fornecidos sob consulta.
- 2 - A PIPE se reserva de modificar seus produtos sem aviso prévio
- 3 - Para peças ponta lisa, considerar medida "C" menor 7mm para diâmetros até 6mm, e 10mm

REDUÇÃO

CONCÉNTRICA



N° 40.100

EXCÊNTRICA



N° 40.101

- 1 - Diâmetros e espessuras diferentes podem ser fornecidos sob consulta.
- 2 - A PIPE se reserva de modificar seus produtos sem aviso prévio

REGISTROS

COM FLANGE E ADAPTADOR AC-40



AC-40

COM ROSCA E ADAPTADOR AC-40



FLANGEADO



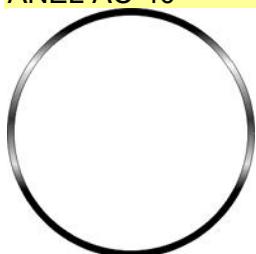
N° 40.110

1 - Diâmetros e espessuras diferentes podem ser fornecidos sob consulta.

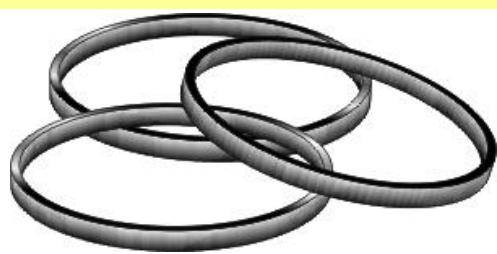
2 - A PIPE se reserva de modificar seus produtos sem aviso prévio

ANÉIS DE AÇO

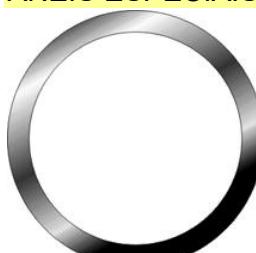
ANEL AC-40



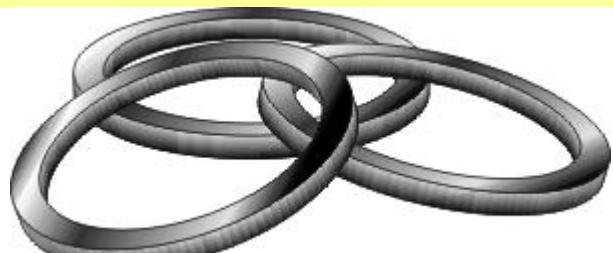
N° 40.130



ANÉIS ESPECIAIS



N° 40.131



1 - Diâmetros e espessuras diferentes podem ser fornecidos sob consulta.

2 - A PIPE se reserva de modificar seus produtos sem aviso prévio

VÁLVULAS DE RETENÇÃO
COM FLANGE



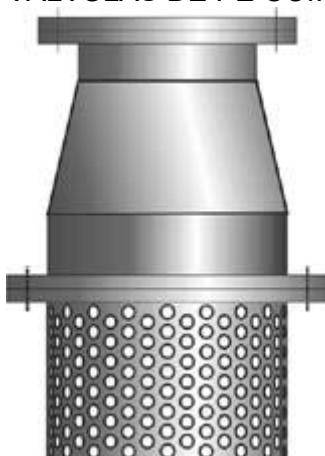
N° 40.140

AC-40

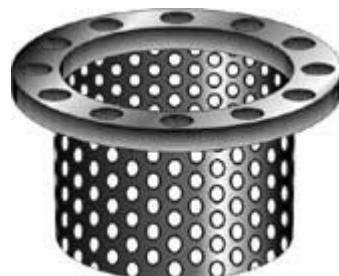


N° 40.141

VÁLVULAS DE PÉ COM CRIVO



N° 40.150



N° 40.151

- 1 - Diâmetros e espessuras diferentes podem ser fornecidos sob consulta.
2 - A PIPE se reserva de modificar seus produtos sem aviso prévio

DISTRIBUIDORES

DISTRIBUIDOR COM 4 SAÍDAS



N° 40.160



N° 40.161

DISTRIBUIDOR COM 2 SAÍDAS

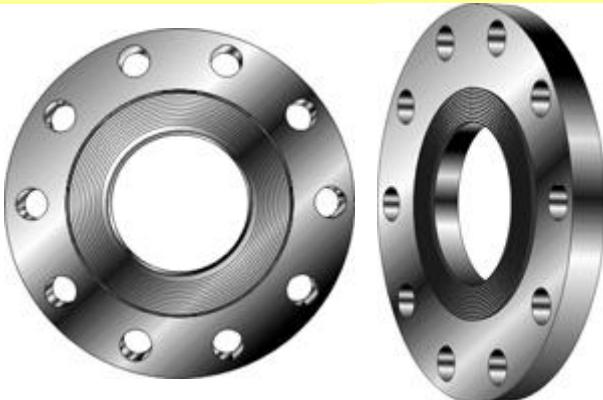


N° 40.162

- 1 - Diâmetros e espessuras diferentes podem ser fornecidos sob consulta.
2 - A PIPE se reserva de modificar seus produtos sem aviso prévio.

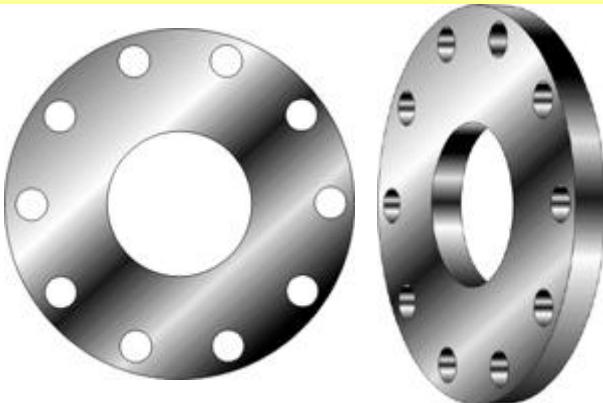
FLANGES

FLANGES ANSI



Nº 40.170

FLANGES AWWA



Nº 40.171

- 1 - Diâmetros e espessuras diferentes podem ser fornecidos sob consulta.
- 2 - A PIPE se reserva de modificar seus produtos sem aviso prévio

1.1.7) Bibliografia

- ✓ *Catálogo Barbará 1998;*
- ✓ *Noções Básicas Sobre Tubos de Aço Carbono com Costura;*
Disponível em:
http://www.pipesystem.com.br/Artigos_Tecnicos/Tubos_Aco/Tubos_ANSI
Acessado em: 27/04/2004.
- ✓ *Tubos de Aço Carbono Sem Costura de Alta Precisão, Trefilados a Frio DIN 2391 - NBR 8476;*
Disponível em: http://www.marvitubos.com.br/DIN2391_TAB_05-18.htm;
Acessado em: 01/05/2004;
- ✓ *Tubulações Industriais;*
Ribeiro, A.C.; Faculdade de Engenharia Química de Lorena; Apostila de Instalações Industriais.

CAPÍTULO 2

Meios de Ligação

2.1) Introdução

Os diversos meios usados para conectar tubos, servem não para ligar varas de tubos entre si, como também para ligar os tubos às válvulas, às conexões e demais acessórios de tubulação, e aos equipamentos (tanques, bombas, vasos etc.)

Os principais meios de ligação são:

- Ligações rosqueadas
- Ligações soldadas
- Ligações flangeadas
- Ligações de ponta e bolsa
- Outros sistemas
 - Ligações de compressão
 - Ligações patenteadas

Entre os fatores que interferem na escolha do meio de ligação podemos citar:

- Material e diâmetro da tubulação
- Finalidade e localização
- Custo
- Grau de segurança exigido
- Pressão e temperatura de trabalho
- Fluido conduzido
- Necessidade ou não de desmontagem
- Existência ou não de revestimento interno no tubo

2.2) Ligações Rosqueadas

As ligações rosqueadas são um dos mais antigos meios de ligação usados para tubos. Em tubos de pequenos diâmetros essas ligações são de baixo custo e de fácil execução.

Para a ligação das varas de tubo entre si empregam-se dois tipos de peças, as luvas e as uniões.

As roscas, tanto dos tubos como das luvas e uniões são cônicas, de maneira que com o aperto, a interferência entre os fios das roscas, garantindo a vedação. Para auxiliar a vedação usam-se fitas adesivas que são enroladas sobre as roscas externas.

As uniões são empregadas quando se deseja que a ligação seja facilmente desmontável, ou em arranjos fechados, onde sem a existência de uniões o rosqueamento seria impossível. O rosqueamento enfraquece sempre a parede dos tubos; por essa razão quando há ligações rosqueadas usam-se sempre tubos de parede espessa.

As ligações rosqueadas são as únicas usadas para tubo galvanizado, tanto de aço como de ferro forjado, porque a soldagem em material galvanizado sempre apresentará defeitos, sendo proibida por algumas normas de projeto. Empregam-se também ligações rosqueadas, embora não exclusivamente, em tubos de aço-carbono, aços-liga, ferro fundido, e materiais plásticos, sempre limitadas até o diâmetro nominal de 4". Para tubos de aços inoxidáveis e de metais não-ferrosos, o rosqueamento é muito raro, devido às paredes finas que geralmente têm os tubos desses materiais.

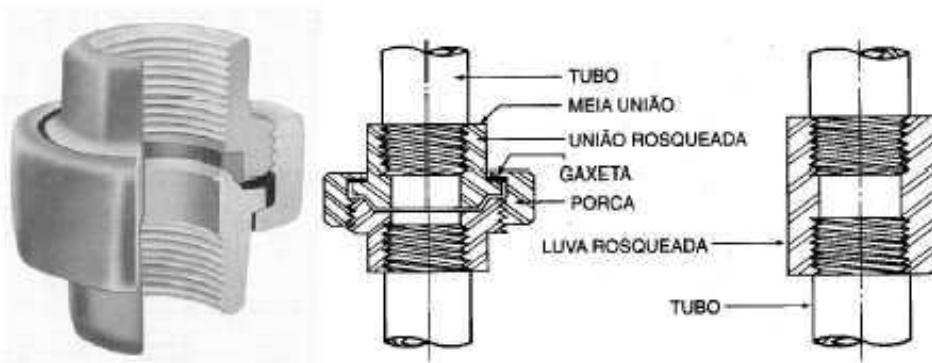


Figura 2.1 – Esquema de ligações rosqueadas.

2.3) Ligações Soldadas

As ligações soldadas podem ser empregadas sem restrições quanto ao serviço, à pressão ou à temperatura, em tubos de qualquer material metálico para o qual seja possível qualificar devidamente um procedimento de soldagem aceitável, o que inclui praticamente todos os materiais metálicos, com exceção dos ferros fundidos. As ligações soldadas ou quaisquer outras soldas também não são possíveis em materiais galvanizados.

Maior parte das tubulações industriais é deste tipo. A solda é realizada por fusão e adição de eletrodo.

- PRINCIPAIS VANTAGENS** →
 - BOA RESISTÊNCIA MECÂNICA
 - ESTANQUEIDADE PERFEITA E PERMANENTE
 - BOA APARÊNCIA
 - FACILIDADE PARA APLICAÇÃO DE ISOLAMENTO TÉRMICO E DE PINTURA
 - NENHUMA NECESSIDADE DE MANUTENÇÃO

- PRINCIPAIS DESVANTAGENS** →
 - DIFÍCULDADE DE DESMONTAGEM
 - EXIGE MÃO DE OBRA ESPECIALIZADA

O principal tipo de solda é a solda de topo, podendo-se utilizar também a solda de encaixe (soquete).

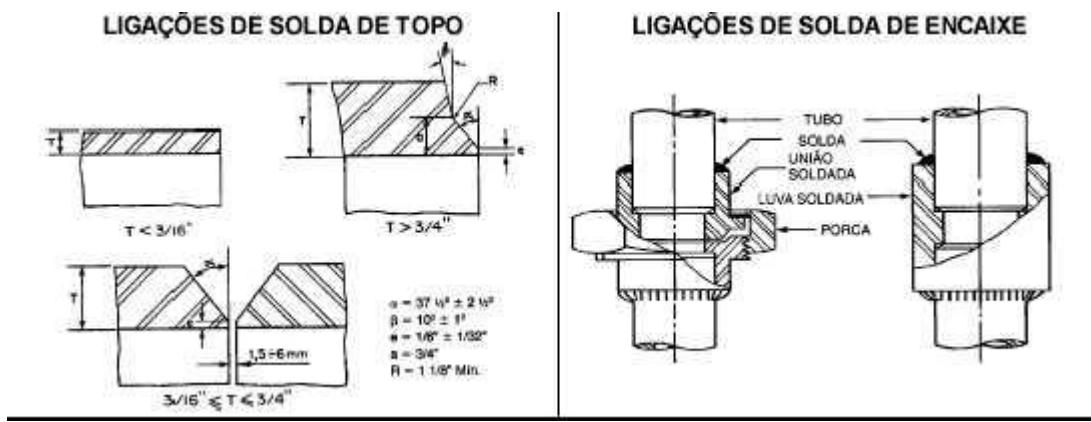


Figura 2.2 – Ligações soldadas.

2.3.1) Solda de topo

A solda de topo é o sistema mais usado para as ligações entre tubos de 2" ou maiores, em tubulações de qualquer tipo de aço: aços-carbono, aços-ligas e aços inoxidáveis. Pode ser empregada em toda a faixa usual de pressões e de temperatura, inclusive para serviços severos. Excepcionalmente, a solda de topo poderá ser empregada mesmo em diâmetros menores (1" ou acima), quando for exigida total segurança contra vazamentos, como por exemplo em serviço com hidrogênio.

2.3.2) Solda de encaixe (ou de soquete)

Esse tipo de ligações soldadas é usado na maioria dos tubos industriais com diâmetros até 1½ "inclusive, em toda a faixa usual de pressões e de temperaturas, para tubos de aço de qualquer tipo. A solda de encaixe é empregada também, embora não exclusivamente em tubos até 4", de metais não-ferrosos e de plásticos.

As varas de tubos são ligadas umas às outras por meio de luvas ou de uniões semelhante às peças usadas nas ligações rosqueadas. As uniões são empregadas quando se deseja facilidade de desmontagem.

2.4) Ligações Flangeadas

Uma ligação flangeada é composta de dois flanges, um jogo de parafusos ou estojos com porcas e uma junta de vedação.

Os flanges devem ser usados no menor número possível, porque são pontos passíveis de vazamento, além de serem peças caras, pesadas e volumosas.

São utilizadas em ligações de tubos com válvulas e equipamentos e também nos pontos da tubulação que for necessário desmontagem; como também em ligações correntes em tubulações de aço que possuam revestimento interno anticorrosivo.

São ligações facilmente desmontáveis e aplicadas em diâmetros de 2" ou maiores.

Como exemplos de aplicação podemos citar:

- Tubulações de aço que possuam revestimento interno anticorrosivo. Para essas tubulações, as ligações flangeadas, ainda que caras, podem ser a melhor solução, principalmente em serviços de alta corrosão; porque permitem a perfeita continuidade do revestimento, desde que este se estenda também sobre as faces dos flanges.

- Algumas tubulações de aço, e também de ferro fundido e de plásticos laminados, em diâmetros de 2" ou maiores, nos casos em que seja necessária a desmontagem da tubulação para limpeza interna, devido a fluidos muitos sujos ou que deixem sedimentos ou incrustações.

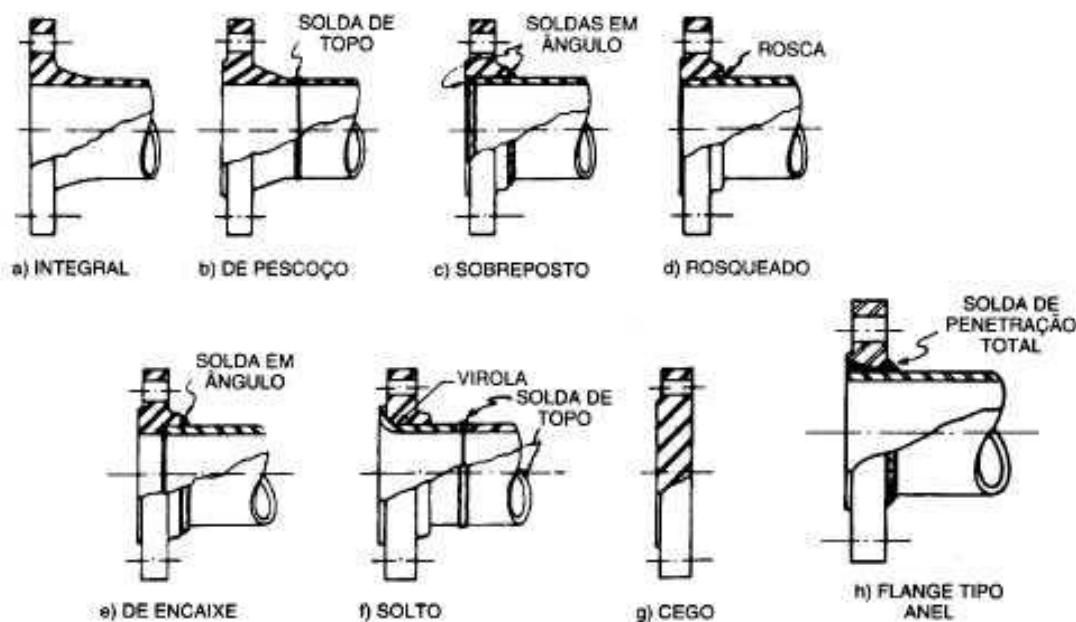


Figura 2.3 – Soldas de flange para tubos.

Flange integral – Os flanges integrais com os tubos são usados apenas em alguns casos raros de tubulações de ferro fundido ou de alguns plásticos laminados, sempre para diâmetros de 2" ou maiores. É o tipo mais antigo de flange e também o que é proporcionalmente mais resistentes.



Figura 2.4 – Flange integral.

Flange de pESCOÇO – é o tipo de flange mais usado em tubulações industriais para quaisquer pressões e temperaturas. De todos os flanges não integrais é o mais resistente, com melhor transmissão de esforços do flange para o tubo, que permite melhor aperto, e que dá origem a menores tensões residuais. A montagem desses flanges é mais cara.



Figura 2.5 - Flange de pescoço.

Flange sobreposto – é um flange mais barato e mais fácil de se instalar do que o anterior, porque a ponta do tubo encaixa no flange, facilitando o alinhamento e evitando a necessidade do corte do tubo na medida exata. Os flanges sobrepostos são sempre pontos fracos na tubulação, porque a sua resistência mecânica é inferior à do próprio tubo. Essa mesma observação aplica-se também a todos os outros tipos de flange citados a seguir, exceto os flanges tipo anel.



Figura 2.6 – Flange sobreposto.

Flange rosqueado – em tubulações industriais esses flanges são usados apenas para tubulações de metais não soldáveis (ferro fundido, aço galvanizado, ferro galvanizado, etc.), e para algumas tubulações de materiais não metálicos, como os materiais plásticos. Empregam-se também para tubulações secundárias (água, ar comprimido, etc.), de aço e de ferro forjado, em redes prediais.

O aperto permissível com esses flanges é pequeno, as tensões desenvolvidas são elevadas e a rosca age como um intensificador de tensões, e também como uma permanente causa de vazamento.

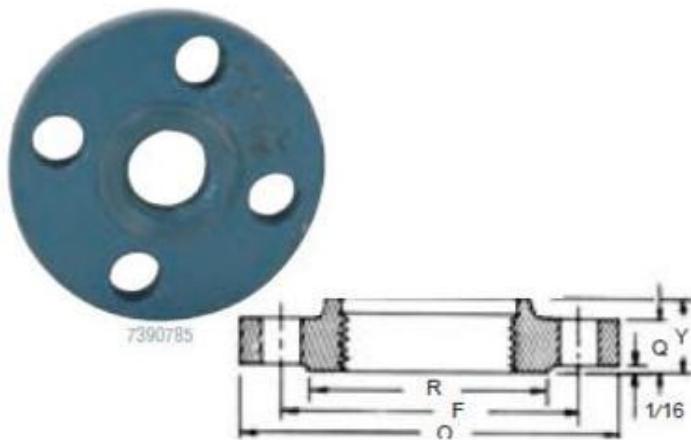


Figura 2.7 – Flange roscado.

Flange de encaixe – esse flange é semelhante ao sobreposto, porém é mais resistente e tem um encaixe completo para a ponta do tubo, dispensando-se, assim a solda interna. Por causa da descontinuidade interna não se recomendam esses flanges para serviços sujeitos a corrosão em frestas.



Figura 2.8 – Flange de encaixe.

Flange solto – esses flanges não ficam como os demais, presos à tubulação, e sim soltos, capazes de deslizar livremente sobre o tubo.

A vantagem desses flanges é o fato de ficarem completamente fora do contato com o fluido circulante, sendo por isso empregados em algumas tubulações que exijam tubos de materiais caros especiais, tais como aços inoxidáveis, ligas de Ni, etc., bem como para tubos com revestimentos internos. A resistência mecânica desses flanges é bem inferior à de quaisquer outros flanges citados, sendo por isso aceitáveis apenas para serviços de baixa pressão e temperatura moderada.



Figura 2.9 – Flange solto.

Flange cego – São flanges fechados em forma de disco, usados para extremidades de linhas ou fechamento de bocais flangeados.



Figura 2.10 – Flange cego.

2.4.1) Faceamento dos Flanges

A face de assentamento dos flanges pode ser de vários tipos e com diferentes acabamentos.

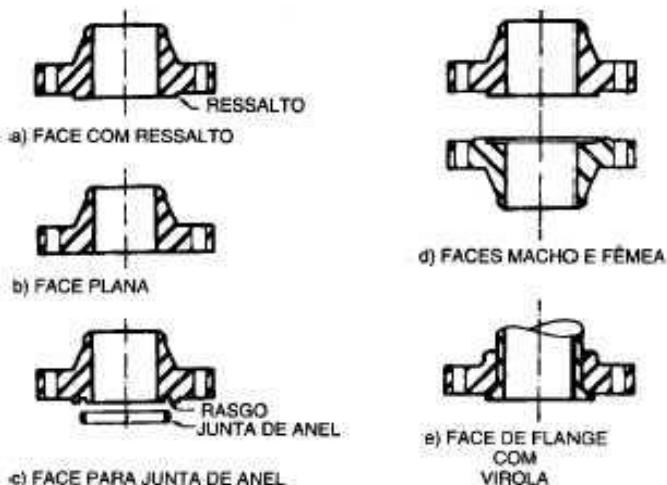


Figura 2.11 – Tipos de face de assentamento dos flanges.

Face com ressalto – é o tipo de face mais comum para flanges de aço, aplicável a quaisquer condições de pressão e temperatura.

Face plana – É o faceamento usual dos flanges de ferro fundido e de outros materiais frágeis, como os plásticos, por exemplo. O aperto da junta é muito inferior ao obtido em igualdade de condições com os flanges das faces com ressalto.

Face para junta de anel – Esse tipo de face é usado em flanges de aço para serviços severos, de altas pressões e temperaturas, como por exemplo, vapor, hidrocarbonetos ou hidrogênio.

Face de macho e fêmea – Esses faceamentos, bem mais raros que os anteriores, são usados para serviços com fluidos corrosivos, porque neles a junta está confinada, não havendo quase contato da mesma com o fluido.

Face de flange com virola – Esse tipo de face aplica-se somente aos flanges soltos, que trabalham em conjunto com a virola.

2.5) Ligações de Ponta e Bolsa

A ligação de ponta e bolsa é um sistema muito antigo, mas ainda usado corretamente para as seguintes classes de tubulação:

- Tubulações de Ferro Fundido
- Tubulações de Barro Vidrado e Cimento Amianto
- Tubulações de Concreto
- Tubulações de Materiais Plásticos

Empregam-se também ligações de ponta e bolsa para algumas tubulações de materiais plásticos e termoestáveis, em diâmetros grandes.

Para todas essas tubulações, emprega-se a ponta e bolsa em toda a faixa de diâmetros em que são fabricadas. No caso das tubulações de barro vidrado, cimento-amianto e concreto, a ponta e bolsa é praticamente o único sistema de ligação usado.

Para uso com ponta e bolsa, as varas de tubos são assimétricas, tendo, cada uma, a ponta lisa em um extremo e a bolsa no outro extremo. A ponta lisa de um tubo encaixa-se dentro da bolsa do outro tubo, no interior da qual coloca-se o elemento de vedação que servirá para dar estanqueidade ao conjunto. O elemento vedante deve ser elástico, ou ter perfeita aderência aos tubos; deve também ser resistente ao fluido contido, não se dissolvendo nem contaminando o mesmo.

As ligações de ponta e bolsa permitem quase sempre um pequeno movimento angular entre um tubo e outro, e às vezes também um leve movimento axial; fazem exceções evidentemente as ligações vedadas com argamassa de cimento ou materiais equivalentes. Os anéis retentores de borracha para tubos de ferro permitem um considerável movimento angular, sendo por isso tal sistema de ligação usado em tubulações sujeitas a desnivelamentos devidos a recalques de terreno.

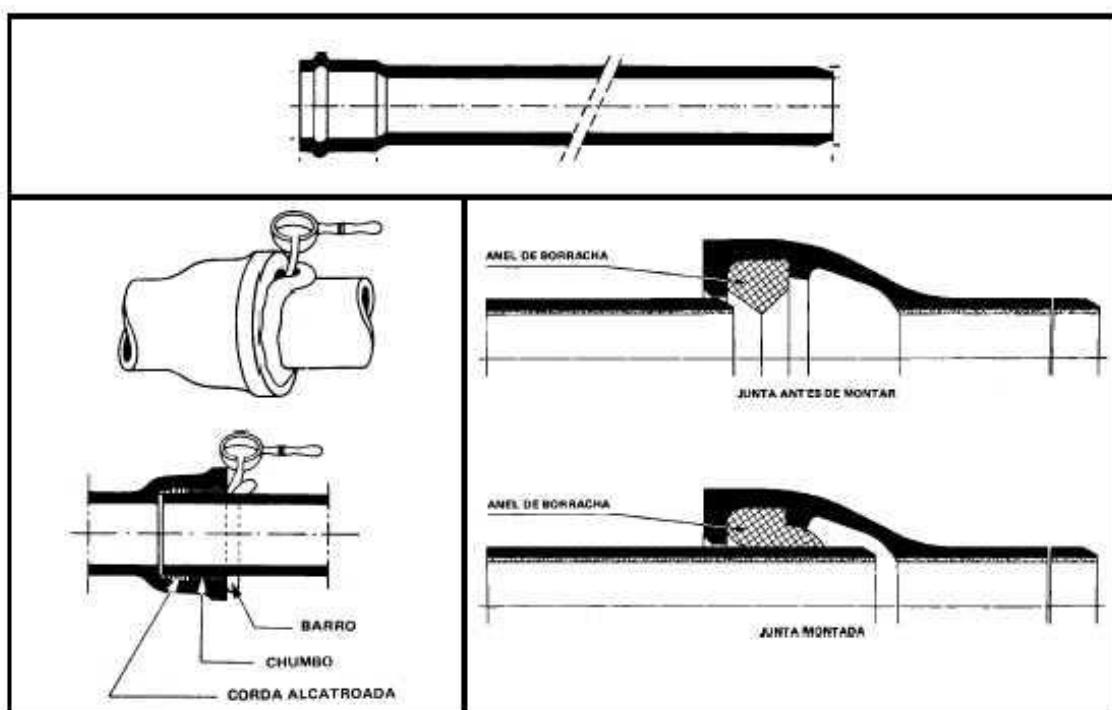


Figura 2.12 – Ligações de ponta e bolsa.

2.6) Outros meios de Ligação de Tubos

Além dos sistemas vistos acima, existem vários outros meios de ligação de tubos, entre os quais podemos citar os seguintes:

Ligações para tubos de plásticos reforçados com fibras de vidro (tubos FRP)

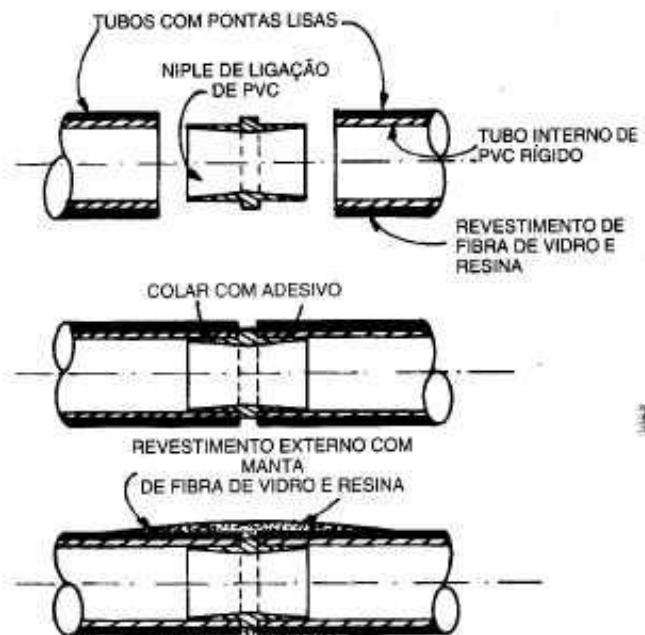


Figura 2.13 – Esquema de ligação para tubos de plásticos reforçados com fibras de vidro.

Ligações de Compressão

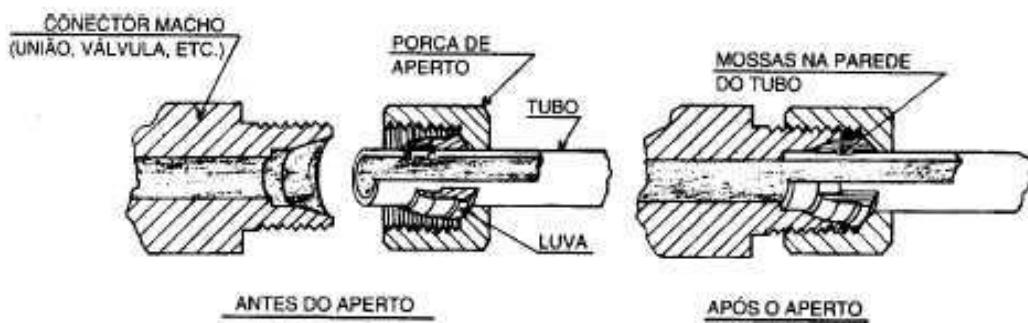


Figura 2.14 – Ligação de aperto.

Ligações patenteadas diversas

1- JUNTA "GIBAULT"

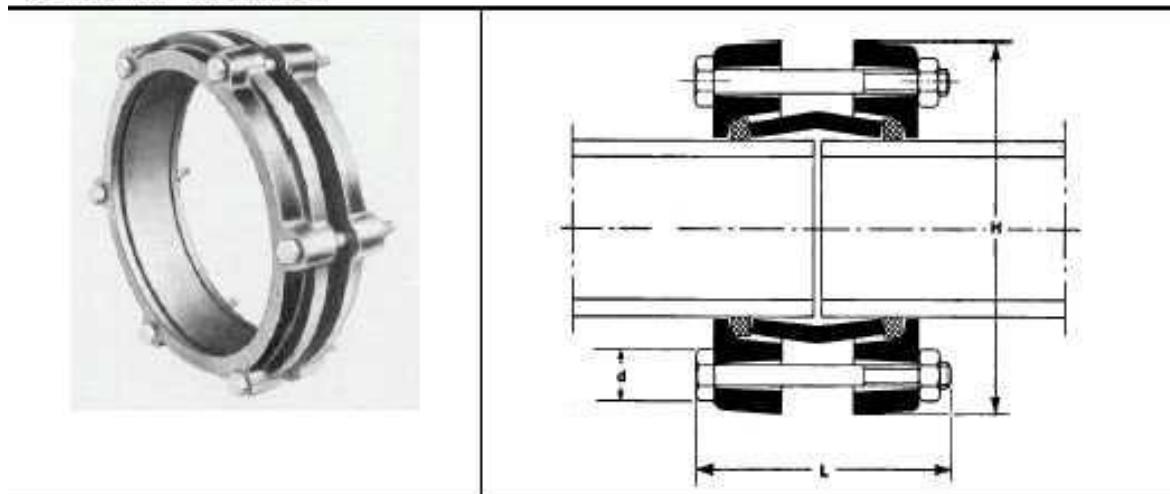


Figura 2.15 – Ligação de junta Gibault.

2 – JUNTA "DRESSER"

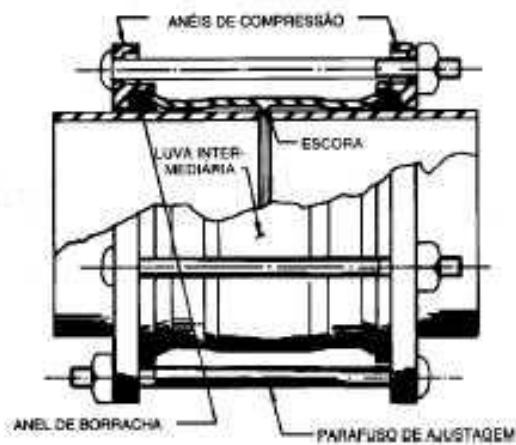


Figura 2.16 – Ligação de junta Dresser.

Ligações em tubos com revestimentos internos anticorrosivos

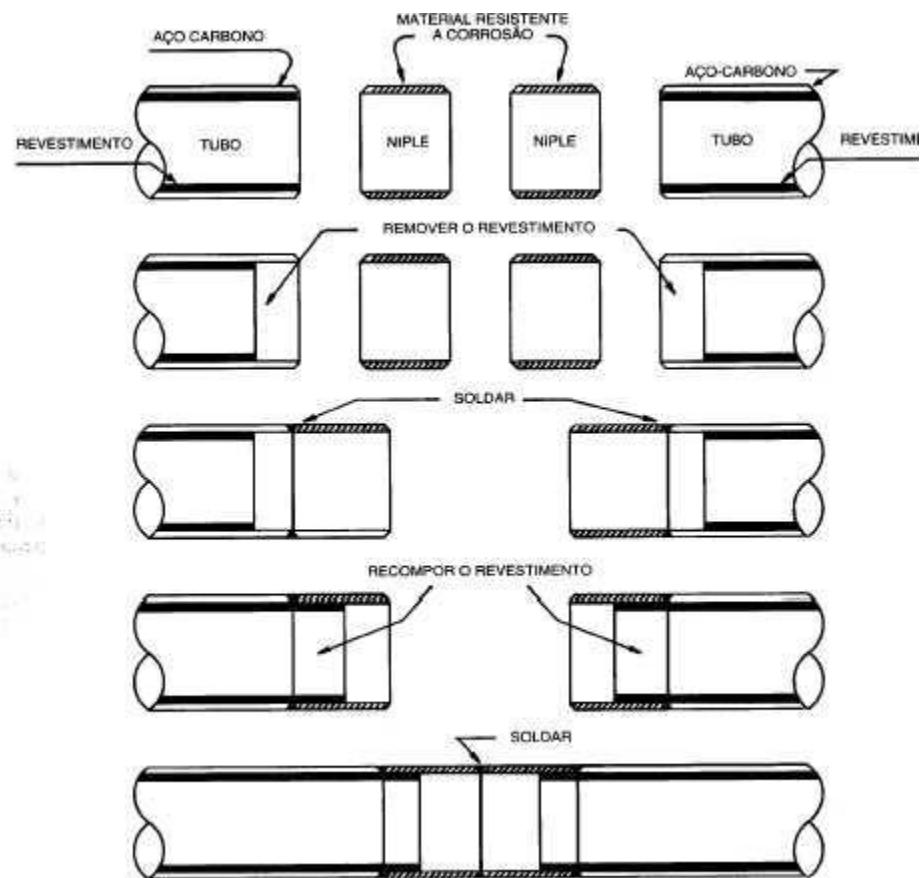


Figura 2.17 – Processo de ligação de tubos com revestimentos internos anticorrosivos.

2.7) Sistemas de Ligação para Tubulações de Aço

Considerando que as tubulações de aço representam a imensa maioria de todas as tubulações industriais, podemos fazer o seguinte quadro resumo dos principais sistemas de ligação que podem ser recomendados para as tubulações de qualquer tipo de aço, de acordo com a prática industrial usual:

Ligações corrente ao longo da tubulação	Serviços de baixa responsabilidade, ou não-severos	Diâmetros até 4"	Ligações rosqueadas com luvas
		Diâmetros de 6" ou maiores	Solda de topo
	Serviços severos	Diâmetros até 11/2"	Ligações de solda de encaixe com luvas
		Diâmetros de 2" ou maiores	Solda de topo
Ligações nos extremos da tubulação, ou onde for exigido facilidade de desmontagem	Serviços de baixa responsabilidade, ou não-severos	Diâmetros até 4"	Ligações rosqueadas com uniões
		Diâmetros de 6" ou maiores	Ligações flangeadas (flanges rosqueados ou sobrepostos)
	Serviços severos	Diâmetros até 11/2"	Ligações de solda de encaixe com uniões
		Diâmetros de 2" ou maiores	Ligações flangeadas (flanges de pescoco ou do tipo anel)

Serviço não-severo → Fluido não perigoso, pressão de até 0,7 MPa e temperatura de até 100°C

Figura 2.18 - Quadro resumo dos principais sistemas de ligação recomendados para tubulações de qualquer tipo de aço.

2.8) Vedação

Vedação é o processo usado para impedir a passagem, de maneira estática ou dinâmica, de líquidos, gases e sólidos particulados (pó) de um meio para outro. Por exemplo, consideremos uma garrafa de refrigerante lacrada. A tampinha em si não é capaz de vedar a garrafa. É necessário um elemento contraposto entre a tampinha e a garrafa de refrigerante impedindo a passagem do refrigerante para o exterior e não permitindo que substâncias existentes no exterior entrem na garrafa. Os elementos de vedação atuam de maneira diversificada e são específicos para cada tipo de atuação. Exemplos: tampas, bombas, eixos, cabeçotes de motores, válvulas, etc.

É importante que o material do vedador seja compatível com o produto a ser vedado, para que não ocorra uma reação química entre eles. Se houver reação química entre o vedador e o produto a ser vedado, poderá ocorrer vazamento e contaminação do produto. Um vazamento, em termos industriais, pode parar uma máquina e causar contaminações do produto que, consequentemente, deixará de ser comercializado, resultando em prejuízo à empresa.

Em todas as ligações flangeadas existe sempre uma junta que é o elemento de vedação.

Quando em serviço, a junta está submetida a uma forte compressão provocada pelo aperto dos parafusos, e também a um esforço de cisalhamento devido à pressão interna do fluido circulante. Para que não haja vazamento através da junta, é necessário que a pressão exercida pelos parafusos seja bem superior à pressão interna do fluido, que tende a afastar os flanges. Por esse motivo, quanto maior for a pressão do fluido tanto mais dura e resistente terá de ser a junta, para resistir ao duplo esforço de compressão dos parafusos e de cisalhamento pela pressão.

A junta também deverá ser suficientemente deformável e elástica para se amoldar às irregularidades das superfícies dos flanges, garantindo a vedação.

Assim, as juntas duras, se por um lado resistem a pressões mais altas, por outro lado exigem maior perfeição no acabamento das faces dos flanges e no alinhamento dos tubos, e vice-versa. O material das juntas deverá ainda resistir à ação corrosiva do fluido, bem como a toda faixa possível de variação de temperaturas.

As juntas para flanges podem ser não-metálicas, semimetálicas ou metálicas.

Juntas não-metálicas

- Borracha Natural – Usada para água, ar e condensado até 60 °C.
- Borracha Sintética – Usada para óleos até 80 °C.
- Materiais Plásticos – Usados para fluidos corrosivos em baixas pressão e temperatura ambiente.
- Papelão Hidráulico (juntas de amianto comprimido, grafitado e com aglutinante)

Existem vários tipos normalizados que podem trabalhar em temperaturas de até 500 °C e resistem a ácidos, álcalis e hidrocarbonetos.

Juntas semimetálicas em espiral

Essas juntas são constituídas de uma lâmina metálica (geralmente de aço inoxidável), torcida em espiral, com enchimento de amianto entre cada volta.

Juntas metálicas folheadas

São juntas com uma capa metálica, plana ou corrugada e enchimento de amianto; a espessura da junta é de 2 a 3 mm. Dependendo das condições de serviço, a capa metálica pode ser de aço carbono, aços inoxidáveis, metal Monel, etc.

Juntas metálicas maciças

São juntas metálicas com faces planas ou ranhuradas. Usam-se essas juntas com flanges de face com ressalto (para pressões muito altas), e com flanges de face de macho e fêmea ou de ranhura e lingüeta. Os materiais empregados são os mesmos das juntas folheadas. Em todas as juntas metálicas é importante que o material da junta seja menos duro do que o material dos flanges.

Juntas metálicas de anel

São anéis metálicos maciços de seção ovalada ou octagonal, sendo a ovalada a mais comum. Esses anéis são geralmente de aço-carbono, aços-liga, níquel e metal Monel, sendo sempre peças de fabricação cuidadosa. As juntas de anel são empregadas nos casos em que são usados flanges com face junta de anel. Devido à pequena área de contato da junta com os flanges, a força de aperto necessária para essas juntas é bem inferior à mesma força para as juntas metálicas maciças.

2.8.1) Forças Causadas pela Dilatação Térmica

Um tubo reto, fixado em ambas as extremidades e sujeito a uma temperatura, transmitirá sobre essas fixações uma força de empuxo devido a dilatação. O empuxo transmitido é equivalente a força necessária para comprimir o tubo no valor " X ".

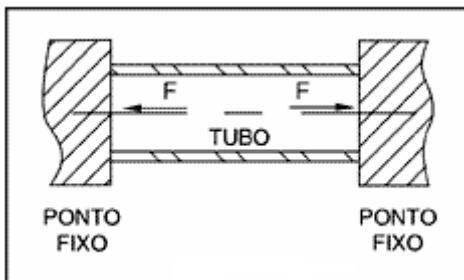


Figura 2.19 – Forças causadas pela dilatação térmica do tubo entre dois pontos fixos.

Pela lei de Hooke teremos:

$$E = \frac{F/A \cdot 10000}{X/L} = \frac{F/A \cdot 10000}{\Delta T \cdot K} \left[\text{Kgf/cm}^2 \right]$$

$$E = \frac{A \cdot E \cdot K \cdot \Delta T}{10000} [\text{ton}]$$

Sendo:

E = Módulo de elasticidade do material em Kgf/cm²

F = Força de empuxo sobre as fixações em toneladas

A = Área efetiva da secção do material em cm²

K = Constante de dilatação térmica (tabelado)

Exemplo

Supondo que um tubo de aço carbono, Ø12" SCH 80, esteja fixado conforme a figura 2.11;

$$A = 167,84 \text{ cm}^2 ; \Delta T = 330^\circ\text{C} ; E = 1800000 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$E = \frac{A \cdot E \cdot K \cdot \Delta T}{10000} = \frac{167,84 \cdot 1800000 \cdot 0,0131 \cdot 330}{1000000} = 1306,8[\text{ton}]$$

Como podemos verificar, o empuxo transmitido é muito elevado e para evitá-lo, há duas soluções:

1º - Dando a flexibilidade necessária à tubulação, mediante uma configuração adequada.

2º - Instalando Juntas de Expansão para absorver as dilatações térmicas.

2.8.2) Esforços Liberados pela Juntade Expansão

As juntas de expansão axial transmitem sobre os pontos fixos, a força de reação liberada pela pressão interna e a mola necessária para comprimir ou estirar o fole.

1) Força de Reação: pelo princípio de Pascal sabemos, que uma pressão exercida num ponto de um líquido se transmite em igual intensidade em todas as direções. Assim, uma pressão atuando internamente em um recipiente cilíndrico, com suas extremidades fechadas, criará uma tensão de tração na parede longitudinal deste corpo, correspondente à força de reação "F" (figura 2.11).

$$F = A \times P.$$

Sendo:

A = Área interna da secção transversal em cm²

P = Pressão interna em Kgf / cm²

2) Como qualquer corpo cilíndrico com elemento móvel não possui resistência longitudinal, a força de reação "F" tenderá a afastar os corpos até separá-los. Por exemplo um pistão conforme figura 2.13. Condições semelhantes apresentam-se em um fole (figura 2.12).

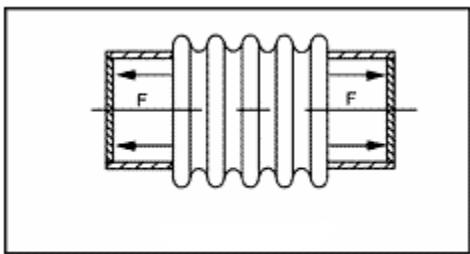


Figura 2.20 – Fole.

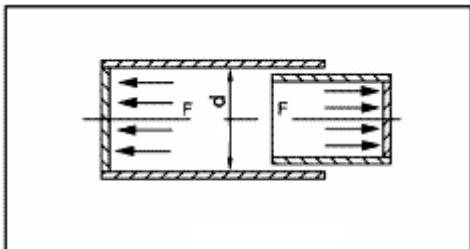


Figura 2.21 – Pistão.

2.8.3) Juntas de Expansão: Conceito, Especificação, Projeto e Aplicação

Um dos maiores problemas do projetista mecânico é a expansão térmica em tubulações, dutos e vasos que contém fluídos quentes ou frios, ou que são expostos a grande variação de temperatura ambiente. Na medida que a temperatura do metal das tubulações ou dos equipamentos aumenta ou diminui, o seu comprimento varia devido a expansão ou contração térmica. Portanto, a menos que haja compensação para esta mudança dimensional, haverá esforços elevados na tubulação que serão transmitidos as ancoragens e equipamentos conectados.

São utilizados diversos métodos para controlar a expansão térmica. A maioria dos projetistas preferem utilizar juntas de expansão de fole metálico pois necessitam de menos espaço do que derivações ou liras e a flexibilidade do fole permite absorver movimentos em mais de uma direção, trazendo maior liberdade no projeto. Além disso, na maioria dos diâmetros de tubulação, as juntas de expansão são mais econômicas que outros dispositivos, como por exemplo a lira, fazendo com que os custos iniciais de instalação sejam reduzidos tanto em material como em mão de obra. Os custos operacionais são também reduzidos uma vez que a manutenção é eliminada e as perdas de calor e desgastes por atrito são minimizados.

As juntas de expansão são peças deformáveis que se intercalam nas tubulações com a finalidade de absorver total ou parcialmente as dilatações provenientes das variações de temperatura e também, em alguns casos, com a finalidade de impedir a propagação de vibrações ou de esforços mecânicos.

A necessidade de utilização de juntas de expansão em vasos, pode em alguns casos, ser eliminada através do projeto cuidadoso dos seus componentes internos, conexões, suportes e ancoragens. Entretanto, este procedimento é caro e impõe uma carga de responsabilidade desnecessária sobre o projetista de tubulações. Novamente aqui, o uso de juntas de expansão vem quase sempre tornar-se o método mais simples e eficaz de compensar a expansão e contração térmica.

Porém, na prática industrial corrente, considerando-se o total das tubulações industriais, as juntas de expansão são peças pouco empregadas: na grande maioria dos casos faz-se o controle das dilatações térmicas simplesmente por um traçado conveniente dado à tubulação, com diversas mudanças de direção, de maneira que a tubulação tenha flexibilidade própria suficiente.

São os seguintes os principais casos em que se justifica o emprego de juntas de expansão:

1. Quando o espaço disponível é insuficiente para que se possa ter um trajeto da tubulação com flexibilidade capaz de absorver as dilatações.
2. Em tubulações para serviços de baixa responsabilidade, para condensado, vapor de baixa pressão, água quente, etc. Quando o emprego de juntas de expansão representar uma alternativa mais econômica, em relação ao traçado não-retilíneo necessário.
3. Em tubulações de diâmetro muito grande (acima de 20"), ou de material muito caro, onde haja interesse econômico em fazer-se o trajeto o mais curto possível. Um trajeto mais longo para uma tubulação aumenta não só o custo da tubulação em si, como também o custo das fundações, estruturas de suporte etc., principalmente no caso de tubos pesados, de grande diâmetro.
4. Em tubulações que por exigências de serviço devam ter trajetos diretos retilíneos, quando há, por exemplo, exigência de um mínimo de perda de carga. É o caso também, muitas vezes, de tubulações curtas e de grande diâmetro para a ligação direta entre dois equipamentos.
5. Em tubulações sujeitas a vibrações de grande amplitude, ou ligadas a equipamentos que não possam sofrer esforços externos transmitidos pela tubulação. É o caso, por exemplo, da tubulação de saída de compressores alternativos e de outras máquinas que produzem fortes vibrações.

Juntas de Expansão são normalmente fabricadas sob medida para uma aplicação específica. Portanto, a comunicação entre o usuário e o fabricante deve ser a melhor possível para garantir a melhor eficiência e segurança da instalação.



Figura 2.22 – Junta de expansão.



Figura 2.23 - Junta de Expansão Universal Balanceada.



Figura 2.24 – Junta de Expansão para linha de ar quente ($T = 1300^{\circ}\text{C}$).



Figura 2.25 – Vários tipos de Juntas de Expansão.

2.8.4) Movimentos das Juntas de Expansão

A figura abaixo mostra os três tipos fundamentais de movimentos que pode ter uma junta de expansão: movimento axial, movimento angular e movimento lateral (offset). O movimento axial, que pode ser de compressão, de distensão ou ambos, é o tipo de movimento mais comum, proveniente, em geral, de movimento ocorre, por exemplo, nas linhas retilíneas providas de juntas de expansão.

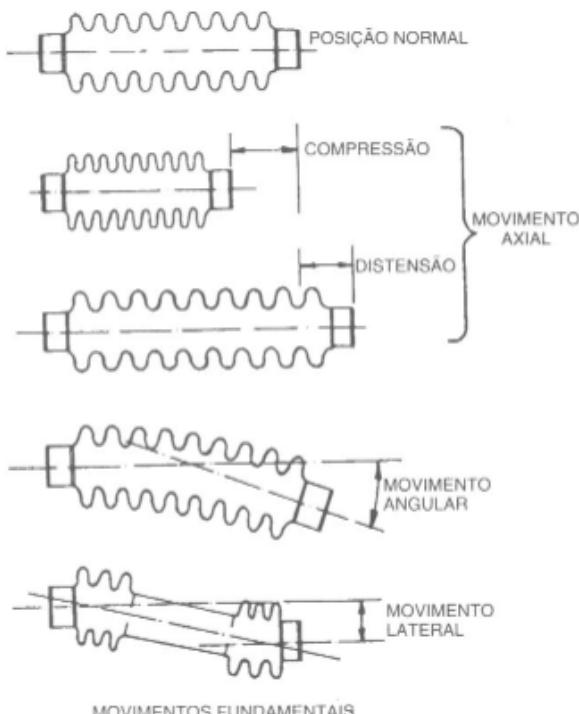


Figura 2.26 – Os três tipos fundamentais de movimentos de uma junta de expansão.

Os movimentos angulares e laterais são característicos de juntas de expansão situadas em tubulações curtas entre dois vasos ou equipamentos. Esses movimentos em geral se dão, em consequência da dilatação própria desses vasos ou equipamentos.

As juntas de expansão podem ter, evidentemente, não só três movimentos básicos, como também quaisquer combinações dos mesmos.

Com exceção das juntas articuladas, destinadas exclusivamente a movimentos angulares, qualquer outro tipo de junta de expansão deve obrigatoriamente estar situada entre dois pontos fixos do sistema, entendendo-se por pontos fixos as ancoragens de tubulação e os bocais de equipamentos que possuam fundação própria. Em alguns casos a ancoragem faz parte da própria junta de expansão. Entre dois pontos fixos só pode haver uma única junta de expansão.

Para as juntas articuladas exige-se que o sistema seja geometricamente estável, não podendo por isso existirem mais de três juntas de expansão entre dois pontos fixos do sistema.

2.8.5)Tipos de Juntas de Expansão

2.8.5.1)Juntas de Telescópio

As juntas de expansão de telescópio (slide joints) consistem basicamente em dois pedaços de tubo concêntricos, que deslizam um sobre o outro, cada um ligado a um dos extremos da junta. Essas juntas, como é evidente, só podem absorver movimentos axiais das tubulações; por essa razão devem ser adotadas medidas convenientes para impedir esforços laterais ou momentos de rotação sobre as juntas, porque tais esforços as danificariam em pouco tempo.

As juntas de telescópio de diâmetros acima de 3" e de boa qualidade costumam ter, por isso, um sistema qualquer de guias para dirigir o movimento axial, evitando desalinhamentos e rotações causados por esforços laterais, principalmente quando a junta está aberta.

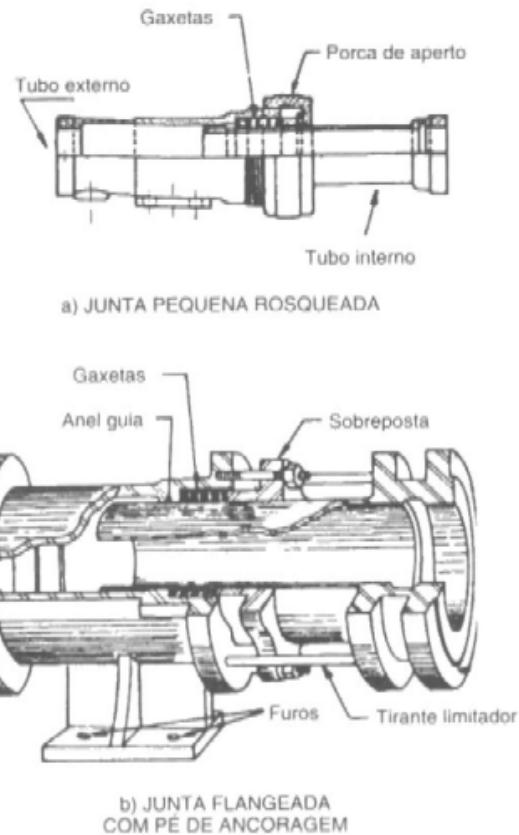


Figura 2.27 – Juntas de Telescópio.

2.8.5.2)Juntas de Fole

As juntas de fole (packless, bellows joints) consistem essencialmente em uma fole com uma série de gomos feitos de uma chapa fina flexível. Como não possuem gaxetas não há o risco de vazamentos, e a manutenção é bem menor comparativamente com as juntas de telescópio. Por essa razão, podem ser usadas em serviços severos, mesmo com fluidos perigosos (inflamáveis, tóxicos, etc.).

Ainda assim, todas as juntas de fole são também pontos fracos na tubulação, devido ao fole de chapa fina, cuja resistência mecânica é muito menor do que a dos tubos, além de ser uma peça submetida a deformações, e por isso mais sujeita a problemas de fadiga e de corrosão e erosão.

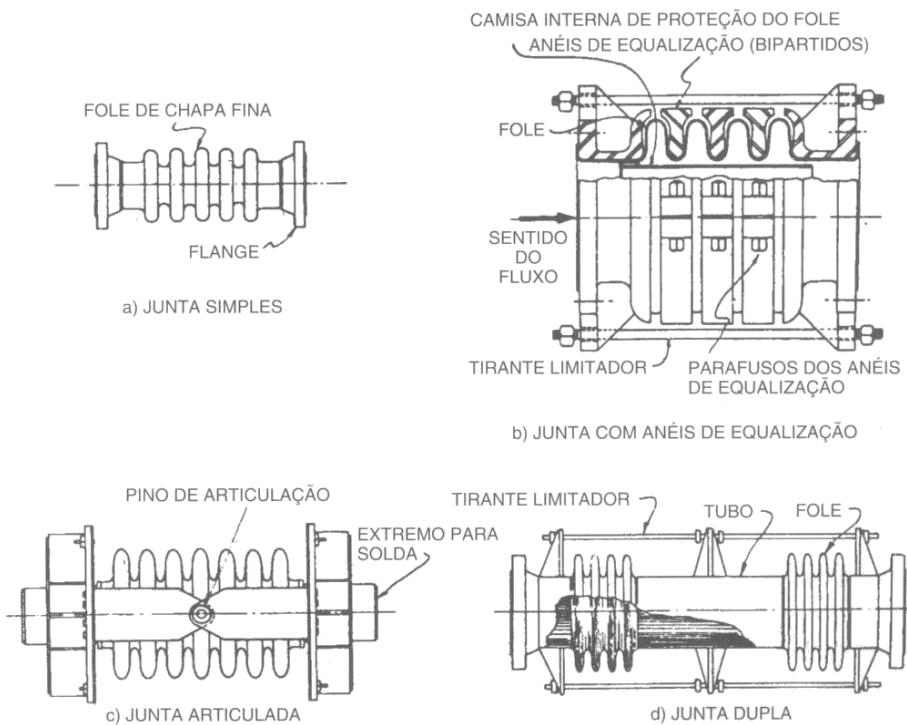


Figura 2.28 – Juntas de Fole.

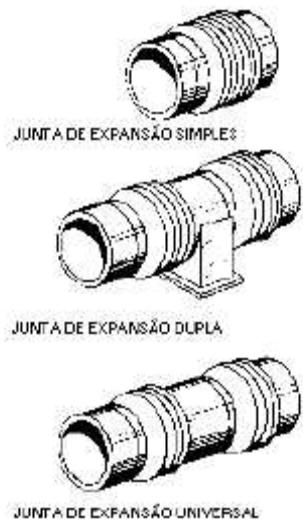
2.8.5.3)Junta de Expansão Simples

A forma mais simples de junta de expansão; construída com um único fole, absorve todos os movimentos do trecho de tubulação onde está instalada.

2.8.5.4)Junta de Expansão Dupla

Uma junta de expansão dupla consiste da união de dois foles por meio de um tubo intermediário, ao qual está fixada uma ancoragem. A base de ancoragem pode ser fixada ao tubo intermediário durante a instalação da junta ou durante sua fabricação. Cada fole de uma junta de expansão dupla funciona independentemente como uma junta simples.

A junta de expansão dupla não deve ser confundida com junta de expansão universal.



Tipos de Juntas de Expansão

Figura 2.29 – Comparação entre justas de expansão: simples, dupla e universal.

2.8.5.5)Junta de Expansão Universal

Uma junta de expansão universal é aquela formada por dois foles unidos por um tubo intermediário, com o propósito de absorver qualquer combinação dos três (3) movimentos básicos. Uma junta de expansão universal é usada em situações para absorver grande quantidade de movimento lateral que não poderia ser absorvido por uma junta simples.

2.8.5.6)Junta de Expansão Universal Fixadas

As juntas de expansão universais fixadas são utilizadas quando é necessário que o conjunto neutralize o efeito da força devido a pressão interna sobre a tubulação. Neste caso, a junta de expansão irá absorver somente movimento lateral e não será capaz de absorver qualquer movimento axial, pelo fato de seu comprimento estar fixado.

2.8.5.7)Junta de Expansão Giratória

Uma junta de expansão giratória é projetada para absorver movimento lateral e/ou angular, em um único plano, através do uso de barras giratórias, cada uma delas pivotada nas extremidades da unidade.

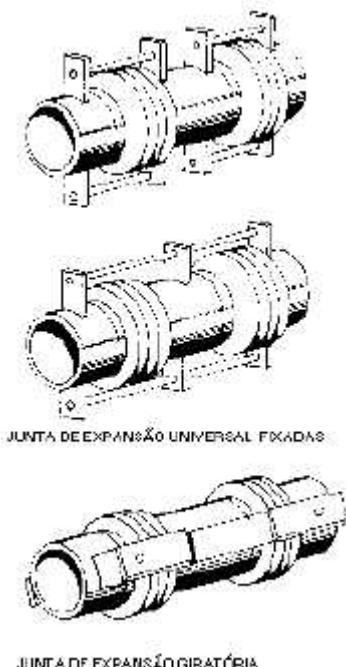


Figura 2.30 – Juntas de: expansão universal fixadas e expansão giratória.

2.8.5.8)Junta de Expansão Dobradiça

Uma junta de expansão dobradiça contém um fole e é projetada para permitir movimento angular em um plano somente. Utiliza um par de pinos que atravessam placas fixadas às extremidades da junta, servindo como ponto de pivotamento. As juntas dobradiça devem ser usadas em pares ou em jogos de 3 para funcionarem adequadamente. Cuidado especial deve ser tomado na montagem destas juntas, no sentido de garantir o perfeito alinhamento entre elas.

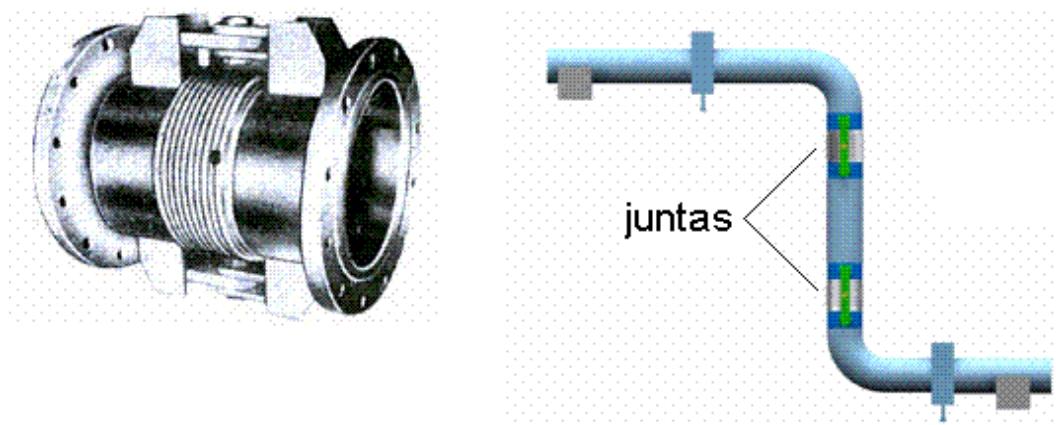


Figura 2.31 – Junta de expansão dobradiça.

2.8.5.9)Junta de Expansão Cardânica

Uma junta de expansão cardânica é projetada para permitir movimento angular em qualquer plano, usando 2 pares de dobradiças fixadas a um anel rótula.

Nota: Juntas de expansão do tipo 4, 5, 6, e 7 são normalmente utilizadas para resistir a força devido a pressão interna.

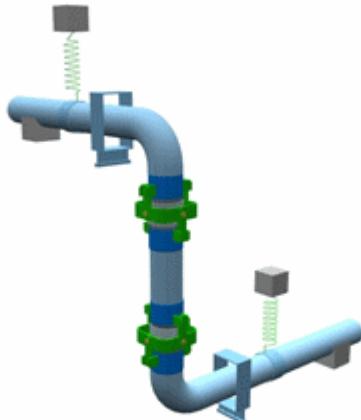


Figura 2.32 – Junta de expansão cardânica.

2.8.5.10)Junta de Expansão de Pressão Balanceada ou Auto-Compensada

Uma junta de expansão de pressão balanceada é projetada para absorver movimento axial e/ou lateral enquanto resiste ao empuxo devido a pressão interna, através dos tensores que interligam o fole principal com o fole compensador que está sujeito a mesma pressão da linha. Este tipo de junta é normalmente instalado onde ocorre uma mudança na direção da tubulação.

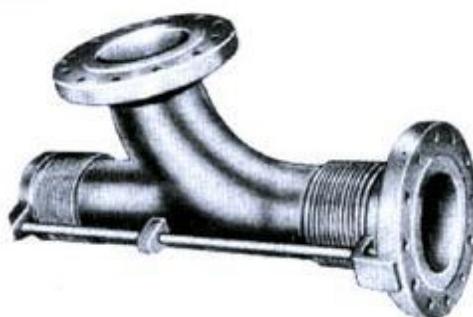


Figura 2.33 – Junta de expansão auto-compensada com saída lateral.

2.8.5.11)Juntas de Expansão de Borracha

Constituídas de um corpo de ELASTÔMERO e terminais de AÇO CARBONO, representam a solução ideal na absorção de movimentos térmicos e ou mecânicos com reduzidos esforços transmitidos. Produzidos a base de elastômeros químicos resistentes, como EPDM, NITRILICA, REVESTIDO INTERNAMENTE EM PTFE o que assegura a garantia de longa vida útil do produto. São reforçadas internamente com tecidos de material sintético e anéis metálicos que garantem elevada resistência mecânica para operar sob pressão interna ou vácuo.



Figura 2.34 – Juntas de expansão de borracha.

Vantagens:

- Excelente comportamento anti-corrosivo.
- Absorção de grandes movimentos conjugados com reduzido comprimento de instalação e mínimos esforços de mola.
- Alto grau de absorção de vibrações mecânicas e sonoras.
- Peso reduzido.
- Dispensam juntas de vedação.
- Descontinuidade elétrica.
- Terminais não soldados (reaproveitamento e remontagem no local).

Aplicação:

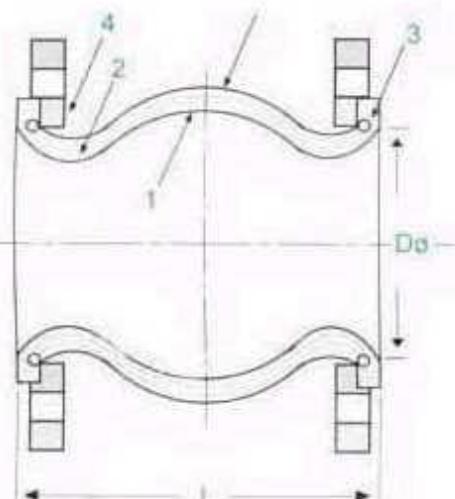
- Sistemas de ar comprimido
- Dutos de ar
- Linha de produtos químicos
- Linha de circulação de água
- Linha de condensação
- Linha de estoque de papel
- Bomba de sucção e descarga
- Linha de refrigeração
- Turbina para condensador
- Injeção de ar em motor DIESEL
- Linha de circulação para condensador
- Linha da bomba de incêndio
- Descargas ao mar
- Sistemas sanitários
- Linha de ventilação
- FLUIDOS APLICÁVEIS: Água, Água Quente, Água Marinha, Ácidos Fracos, Oleos Diversos, Alcalinos, Ar Comprimido, etc.

2.8.5.11.1) Modelo de Tabela de Utilização de Juntas de Borracha

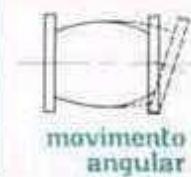
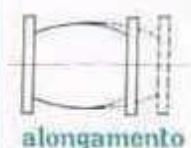
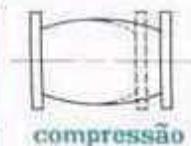
JUNTA DE EXPANSÃO EM BORRACHA ESTILO 10



- 1 - Corpo em Neoprene, EPDM, nitrílica e outros sob consulta
- 2 - Reforço em manta de Nylon
- 3 - Anel em aço
- 4 - Flange de Aço Carbono Galvanizado



Diam.D _o mm(pol)	L (mm)	Movimentos Permissíveis (mm)				Condições de Operação	
		Compressão Axial	Alongamento Axial	Movimento Laterai	Movimento Angular	Pressão max kg/cm ² (PSIG)	Vácuo max. mm Hg(in.)
25 (1)	95	8	4	8	15°	10(150)	600(24)
32 (1 1/4)	95	8	4	8	15°	10(150)	600(24)
40 (1 1/2)	95	8	4	8	15°	10(150)	600(24)
50 (2)	105	8	5	8	15°	10(150)	600(24)
65 (2 1/2)	115	12	6	10	15°	10(150)	600(24)
80 (3)	130	12	6	10	15°	10(150)	600(24)
100 (4)	135	18	10	12	15°	10(150)	600(24)
125 (5)	170	18	10	12	15°	10(150)	600(24)
150 (6)	180	18	10	12	15°	10(150)	600(24)
200 (8)	205	25	14	22	15°	10(150)	600(24)
250 (10)	240	25	14	22	15°	10(150)	600(24)
300 (12)	260	25	14	22	15°	10(150)	600(24)
350 (14)	265	25	16	22	15°	7(105)	600(24)
400 (16)	265	25	16	22	15°	7(105)	600(24)
450 (18)	265	25	16	22	15°	7(105)	600(24)
500 (20)	265	25	16	22	15°	7(105)	600(24)
600 (24)	265	25	16	22	15°	7(105)	600(24)



- 1- **Aplicação** Neoprene - água e água salgada Epdm - água potável, água quente, álcalis e ácidos diluídos Nitrílica - óleos e gases Viton - altas temperaturas derivados de petróleo e ácidos diluídos
- 2 - **Temperaturas de trabalho** Neoprene= -30/100°C Epdm= -45/110°C Nitrílica= -25/120°C Viton= -30/160°C
- 3- **Flanges**: Disponíveis nas normas ANSI e DIN. Outras sob consulta.

Tabela 2.1 – Tabela para utilização de juntas de borracha.

2.8.6)Juntas de Compressão

Em todas as ligações flangeadas existe sempre uma junta que é o elemento de vedação.

Quando em serviço as juntas de compressão estão submetidas a uma forte compressão provocada pelo aperto dos parafusos, e também a um esforço de cisalhamento devido a pressão interna do fluido circulante. Para que não haja vazamento através das juntas, é necessário que a pressão exercida pelos parafusos seja bem superior a pressão interna do fluido, que tende a afastar os flanges. Por esse motivo, quanto maior for a pressão do fluido tanto mais dura e resistente terá que ser a junta para resistir ao duplo esforço de compressão dos parafusos e de cisalhamento pela pressão.

A junta também deverá ser suficientemente deformável e elástica para se amoldar as irregularidades das superfícies dos flanges, garantindo a vedação. Assim, se as juntas duras por um lado resistem a pressões mais altas, por outro lado exigem maior perfeição no acabamento das faces dos flanges e no alinhamento dos tubos, e vice-versa. E como citado acima, o material das juntas deverá ainda resistir a ação corrosiva do fluido, bem como a toda faixa possível de variação de temperaturas.

Para flanges com face de ressalto usam-se juntas planas em forma de coroa circular, cobrindo apenas o ressalto do flanges, por dentro dos parafusos. Estas juntas costumam ter um anel de centralização, que faceia os parafusos por dentro, servindo para colocar e manter a junta na sua posição correta entre os flanges, abaixo pode-se ver uma junta para flanges com face de ressalto.

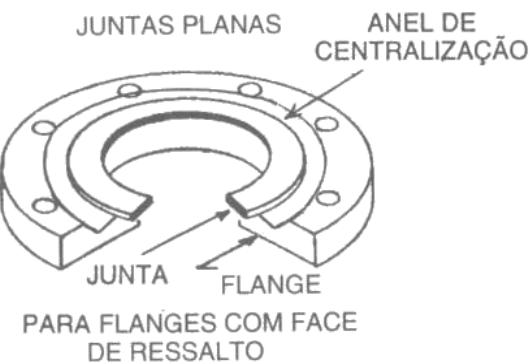


Figura 2.35 – Junta de compressão plana, em forma de coroa circular, para flanges com face de ressalto.

As juntas para flange de face plana cobrem a face completa dos flanges, inclusive a furação dos parafusos. Para os flanges tipo macho e fêmea, ou lingueta e ranhura, as juntas são em forma de coroa circular estreita, encaixando-se no fundo da ranhura; como a junta fica confinada, resiste a esforços muito elevados tanto de compressão como o de cisalhamento, abaixo pode-se ver uma junta para flanges com face plana.



Figura 2.36 – Junta de compressão para flanges com face plana.

Com os flanges de face para juntas de anel, usam-se juntas de anel metálico maciço, geralmente de seção oval, que se encaixam nos rasgos circulares dos flanges.

2.8.6.1) Tipos de Juntas de Compressão

2.8.6.1.1) Juntas Não-Metálicas

Existe uma grande variedade de juntas não-metálicas, empregadas com flanges de face com ressalto, ou com flanges de face plana; a espessura destas juntas varia de 0,7 a 3mm, sendo 1,5mm a espessura mais comum. Para juntas de quaisquer dos materiais abaixo citados, o ressalto dos flanges podem ter as ranhuras espiraladas convencionais. Os principais materiais empregados são:

a) Borracha natural:

Usada para água, ar, condensado até 60°C.

b) Borrachas sintéticas:

Usadas para óleos até 80°C.

c) Materiais plásticos:

Usados para fluidos corrosivos em baixas pressões e temperatura ambiente.

d) Papelão hidráulico:

É um nome genérico para designar diversas classes de juntas de amianto comprimido grafitado com material aglutinante.

e) Teflon:

Usadas para óleo, ar e água até 260°C.

f) Cortiça:

Usadas em óleo, ar e água submetidos a baixas pressões. As juntas de cortiça são muito utilizadas nas vedações de tampas de cárter, em caixas de engrenagens, etc.

Na prática corrente, essas juntas são de uso generalizado para flanges de face com ressalto e para flanges de face plana. Essas juntas aceitam também o acabamento do ressalto dos flanges com as ranhuras espiraladas convencionais.

2.8.6.1.2) Juntas Semi-Metálicas, em Espiral

Estas juntas são constituídas de uma lâmina metálica (geralmente de aço inoxidável), torcida em espiral, com enchimento em amianto entre cada volta. É prática usual empregar-se essas juntas nos seguintes casos:

- Flanges de classe de pressão 600 lb, em qualquer temperatura.
- Flanges de classes de pressão 150 lb e 300 lb, para temperaturas inferiores a zero °C, superiores a 400°C, ou para serviços com necessidade de maior segurança contra vazamentos.

As juntas semi-metálicas em espiral, que são notáveis pela sua excelente elasticidade, costumam ter um dispositivo de centralização para facilitar o correto posicionamento dos flanges; esse dispositivo pode ser um anel externo de aço – que fica encaixado entre os parafusos dos flanges – ou um arame que se prender em dois parafusos diametralmente opostos.

Para emprego com essas juntas, recomenda-se o acabamento liso para a face dos flanges, com rugosidade média máxima de 0,003 mm (125 RMS).

CHAPA METÁLICA



ENCHIMENTO DE AMIANTO



Figura 2.37 – Juntas semi-metálicas, em espiral.

2.8.6.1.3) Juntas Metálicas Folheadas

São juntas com uma capa metálica, plana ou corrugada e enchimento de amianto; a espessura da junta é de 2 a 3 mm. Os casos de emprego são os mesmos das juntas semi-metálicas sem espiral, sendo que essas juntas têm geralmente vedação mais difícil, exigindo flanges com acabamento liso com rugosidade média máxima de 0,002 mm ou com ranhuras concêntricas; por esse motivo, as juntas folheadas têm sido suplantadas e substituídas pelas juntas semi-metálicas em espiral. Dependendo das condições de serviço, a capa metálica pode ser de aço-carbono, aços inoxidáveis, metal Monel, etc.

JUNTAS
METÁLICAS FOLHEADAS



Figura 2.38 – Juntas metálicas folheadas.

2.8.6.1.4) Juntas Metálicas Maciças

São juntas metálicas com faces planas ou ranhuradas. Usam-se essas juntas com flanges de face de ressalto (para pressões muito altas), e com flanges de face de macho e fêmea ou de ranhura e lingueta.

Os materiais empregados são os mesmos das juntas folheadas. Em todas as juntas metálicas é importante que o material da junta seja menos duro do que o material dos flanges.

2.8.6.1.5) Juntas Metálicas de Anel (JTA)

São anéis metálicos maciços de seção ovalada ou octogonal, sendo a ovalada a mais comum. As dimensões do anel, que variam com o diâmetro e com a classe de pressão nominal do flange, estão padronizadas na norma ANSI.B.16.20. Esses anéis são geralmente de aço inoxidável, fabricando-se também de aço-carbono, aços-liga, níquel e metal Monel, sendo sempre peças de fabricação cuidadosa.

A dureza do material da junta de anel deve ser sempre menor do que a dureza do material do flange, sugerindo-se uma diferença mínima de 30 Brinell. As juntas de anel são aplicadas nos casos em que são usados flanges com face para junta de anel. Devido à pequena área de contato da junta com os flanges, a força de aperto necessária para essas juntas é bem inferior à mesma força para as juntas metálicas maciças.

JUNTAS DE ANEL

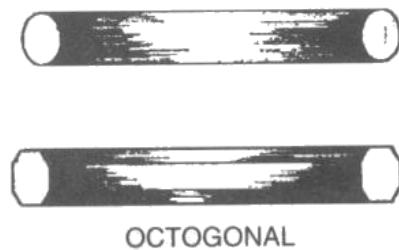
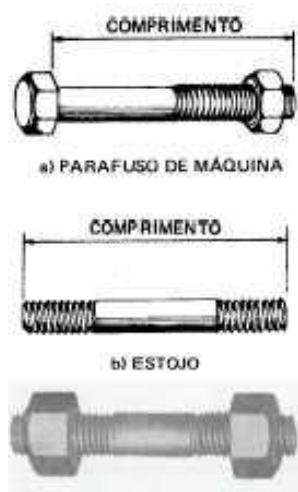


Figura 2.39 – Juntas metálicas de anel (JTA).

2.8.7) Parafusos e Estojo para Flanges



APERTO INICIAL – Tem a finalidade de adaptar as juntas às faces do flange, amoldando-a às imperfeições.

Valores do Aperto Inicial:

- Juntas de Borracha de 2,5 a 4 MPa
- Juntas de Papelão Hidráulico de 8 a 12 MPa
- Juntas Metálicas de 20 a 40 MPa

APERTO RESIDUAL – Tem o objetivo de combater o efeito da pressão interna (P_i) na tubulação tendendo a separar os flanges.

Valor do Aperto Residual → 1,5 a 2 vezes P_i

APERTO FINAL – Para compensar os efeitos de dilatações devido a variações de temperatura.

2.9) Bibliografia

- ✓ SILVA, Remi B. *Tubulações*, 2 v. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1975
- ✓ TELLES, Pedro C. Silva. *Tubulações Industriais*. Livros Técnicos e Científicos, 1987, 7^a ed.
- ✓ VALLE, Cyro E. do. *Implantação de Indústrias*. Livros Técnicos e Científicos, 1975
- ✓ WWW.BALG.COM.BR
- ✓ WWW.FOLTEC.COM.BR
- ✓ WWW.JUNTALIT.COM.BR

CAPÍTULO 3

Válvulas

3.1) Introdução

As válvulas são dispositivos destinados a estabelecer, controlar e interromper o fluxo em uma tubulação. São os acessórios mais importantes existentes nas tubulações, e por isso, devem merecer o maior cuidado na sua especificação, escolha e localização. Em qualquer instalação deve haver sempre o menor número possível de válvulas, compatível com o funcionamento da mesma, porque as válvulas são peças caras, onde sempre há possibilidade de vazamentos (em juntas, gaxetas etc.) e que introduzem perdas de carga, às vezes de grande valor.

As válvulas são entretanto peças indispensáveis, sem as quais as tubulações seriam inteiramente inúteis. Por esse motivo, o desenvolvimento das válvulas é tão antigo quanto o das próprias tubulações; a Fig 3.1 mostra, por exemplo, alguns tipos de válvulas projetadas no Séc. XV por Leonardo Da Vinci.

As válvulas representam, em média, cerca de 8% do custo total de uma instalação de processo.

A localização das válvulas deve ser estudada com cuidado, para que a manobra e a manutenção das mesmas sejam fáceis, e para que as válvulas possam ser realmente úteis.

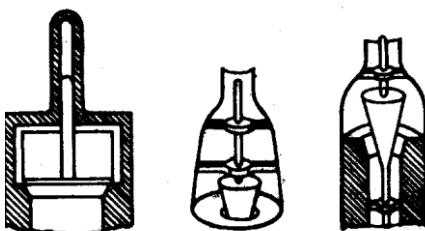


Figura 3.1 – Válvulas projetadas por Leonardo Da Vinci, século XV.

3.2) Classificação das Válvulas

Existe uma grande variedade de tipos de válvulas, algumas para uso geral, e outras para finalidades específicas. São os seguintes os tipos mais importantes de válvulas:

1. **Válvulas de Bloqueio (block-valves)**
 - Válvulas de gaveta (gate valves).
 - Válvulas de macho (plugi cock valves).
 - Válvulas de esfera (ball valves).
 - Válvulas de comporta (slide, blast valves).

Denominam-se válvulas de bloqueio as válvulas que se destinam primordialmente a apenas estabelecer ou interromper o fluxo, isto é, que só devem funcionar completamente abertas ou completamente fechadas. As válvulas de bloqueio costumam ser sempre do mesmo diâmetro nominal da tubulação, e têm uma abertura de passagem de fluido com secção transversal comparável com a da própria tubulação.

2. **Válvulas de Regulagem (throttling valves)**
 - Válvulas de globo (globe valves).

- Válvulas de agulha (needle valves).
- Válvulas de controle (control valves).
- Válvulas de borboleta (butterfly valves).
- Válvulas de diafragma (diaphragm valves).

Válvulas de regulagem são as destinadas especificamente para controlar o fluxo, podendo por isso trabalhar em qualquer posição de fechamento parcial.

Essas válvulas são as vezes, por motivo de economia, de diâmetro nominal menor do que a tubulação.

As válvulas de borboleta e de diafragma, embora sejam especificamente válvulas de regulagem, também podem trabalhar como válvulas de bloqueio.

3. Válvulas que Permitem o Fluxo em Um só Sentido

- Válvulas de retenção (check valves).
- Válvulas de retenção e fechamento (stop-check valves).
- Válvulas de pé (foot valves).

4. Válvulas que Controlam a Pressão de Montante

- Válvulas de segurança e de alívio (safety, relief valves).
- Válvulas de excesso de vazão (excess flow valves).
- Válvulas de contrapressão (back-pressure valves).

5. Válvulas que Controlam a Pressão de Jusante

- Válvulas redutoras e reguladoras de pressão.
- Válvulas de quebra-vácuo (ventosas).

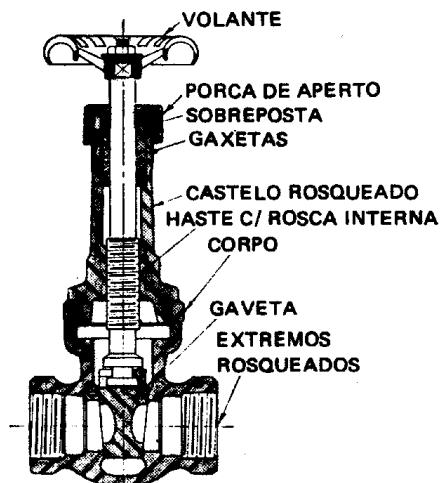
3.3) Construção das Válvulas

Corpo e Castelo — A parede externa de pressão de uma válvula, isto é, a sua carcaça, compõe-se de duas partes denominadas de corpo e de castelo. O corpo (body) é a parte principal da carcaça, na qual estão a(s) sede(s), onde se assenta a peça de fechamento, bem como as extremidades (com flanges, roscas etc.) para ligação às tubulações. O castelo (bonnet) é a parte superior da carcaça, que se desmonta para acesso ao interior da válvula. Três meios mais usuais são empregados para a fixação do castelo ao corpo da válvula:

- a) Castelo rosqueado diretamente ao corpo (screwed bonnet) — É o sistema mais barato, usado, na prática corrente, apenas em pequenas válvulas para serviços de baixa responsabilidade. A norma ANSI.B.31.1 (para tubulações de vapor), não permite o emprego dessas válvulas em pressões acima de 1,7 MPa (~ 17 kg/cm²); pela norma ANSI/ASME.B.31.3, não são permitidas para os serviços altamente cíclicos e para os de “Categoria M”.

Válvula de Gaveta Pequena

Castelo rosqueado



Válvula de Gaveta

Grande

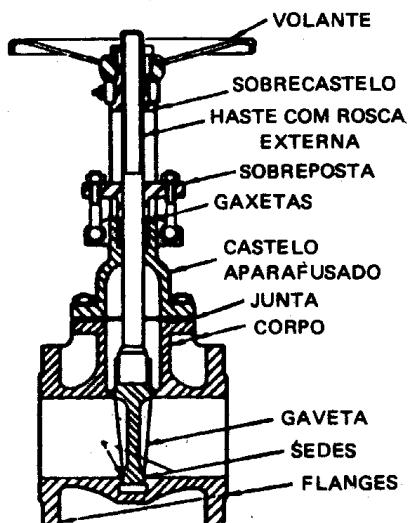


Figura 3.2 – Válvulas de gaveta: pequena (castelo rosqueado) e grande (castelo aparafusado).

- b) Castelo preso ao corpo por uma porca solta de união (union bonnet); esse sistema é empregado para válvulas pequenas (até 2") de boa qualidade, para serviços severos ou altas pressões; empregam-se também em válvulas de desmontagem freqüente.
- c) Castelo aparafusado (bolted bonnet) — é o sistema usado para válvulas grandes (3" em diante) e para qualquer pressão, por ser mais robusto e permitir muito melhor vedação.

Qualquer que seja o sistema de fixação do castelo ao corpo da válvula, deverá haver sempre uma junta de vedação entre essas duas peças.

Sistemas de construção das válvulas — A grande maioria das válvulas de aço (qualquer tipo de aço) têm o corpo e o castelo de construção forjada, para os diâmetros pequenos (até 1" - 2"), e de construção fundida, para os diâmetros maiores. As válvulas com corpo e castelo de metais não-ferrosos também podem ser forjadas ou fundidas.

Além dessas válvulas de construção convencional, existem válvulas com sistemas especiais de construção, para atender a algumas condições específicas, entre as quais podemos citar:

—Válvulas com o corpo fabricado de chapas de aço (como se fosse um vaso de pressão). Esse sistema é empregado para as válvulas de construção simples, tais como as válvulas de gaveta (e suas variantes), válvulas de borboleta e alguns tipos de válvulas de retenção, principalmente para serviços de baixas pressões e diâmetros muito grandes, inclusive acima dos limites de fabricação comercial corrente.

—Válvulas encamisadas (jacketed valves), com camisa externa de vapor, empregadas para fluidos viscosos, que exijam um aquecimento constante e controlado. No caso geral de fluidos aquecidos, é mais usual e mais econômico o uso de válvulas comuns, com aquecimento externo.

—Válvulas aletadas, com aletas integrais no corpo e no castelo, empregadas para serviços em que seja necessário dissipaçāo de calor.

—Válvulas usinadas de barras (bar stock valves), empregadas em diâmetros pequenos e altas pressões, freqüentemente com extremidades para ligação de

compressão.

Mecanismo interno e gaxetas — O mecanismo móvel interno da válvula (haste, peças de fechamento) e as sedes, no orifício da válvula, onde o mesmo se assenta, chama-se “trim” da válvula. Essas peças, que são as partes mais importantes da válvula, estão sujeitas a grandes esforços mecânicos e devem ter uma usinagem cuidadosa para que a válvula tenha fechamento estanque; além disso, não podem sofrer desgaste por corrosão ou erosão nem deformações por fluência, que comprometeriam a estanqueidade da válvula. Por todas essas razões é freqüente que o trim da válvula seja feito de um material diferente e de melhor qualidade do que o da carcaça.

Na maioria das válvulas a haste atravessa o castelo, saindo para fora do corpo da válvula, havendo assim a necessidade de um sistema de vedação para evitar vazamentos pela haste. Para as válvulas de uso corrente, esse sistema consiste em uma caixa de gaxeta convencional, com sobreposta e parafusos de aperto, no caso das válvulas para serviços severos (em qualquer diâmetro), ou das válvulas grandes (2" ou maior), para qualquer serviço. Para as válvulas pequenas em serviços não severos temos uma caixa de gaxeta com porca de aperto, em lugar da sobreposta. As válvulas para alguns serviços especiais em que haja exigência de maior segurança contra vazamentos, podem ter anéis retentores ou engaxetamento de fole. Quando a haste é rosqueada (como acontece na maioria das válvulas), a rosca deve, de preferência, estar por fora da gaxeta, para que não haja contato da rosca com o fluido, que estragaria a rosca. Nas válvulas pequenas, de baixa pressão, a rosca costuma ser interna, por dentro da gaxeta, por ser um sistema de construção mais barata.

As válvulas para temperaturas muito baixas (serviços criogênicos) têm uma construção especial com a haste de grande comprimento, ficando assim o volante muito afastado do corpo da válvula, com a finalidade de dissipar a temperatura.

Extremidades das válvulas — Todas as válvulas são peças sujeitas a manutenção periódica, e por essa razão, em princípio, deveriam ser desmontáveis da tubulação. As primeiras válvulas empregadas em tubulações industriais eram, quase todas, rosqueadas, quando de diâmetros pequenos, ou flangeadas, quando de tamanhos maiores. Tanto as válvulas rosqueadas como as flangeadas, são facilmente desmontadas da tubulação para reparos ou substituição.

Com o desenvolvimento dos processos de solda, passaram também a ser bastante empregadas as válvulas com extremidades para solda de encaixe e para solda de topo. A desmontagem dessas válvulas é bem mais difícil, mas, em compensação, é menor o risco de vazamentos na tubulação. São os seguintes os casos de emprego dos principais tipos de extremidade das válvulas, de acordo com a prática corrente:

a) Extremidades flangeadas — Sistema usado em quase todas as válvulas, de qualquer material, empregadas em tubulações industriais de 2" ou maiores. Para ferro fundido os flanges são sempre de face plana; para aço, os flanges são de face com ressalto ou face para junta de anel, de acordo com as condições de serviço.

b) Extremidades para solda de encaixe — Sistema usado principalmente em válvulas de aço, de menos de 2", empregadas em tubulações ligadas por solda de encaixe.

c) Extremidades rosqueadas — Sistema usado em válvulas de 4" ou menores, empregadas em tubulações em que se permitam ligações rosqueadas.

d) Extremidades para solda de topo — Sistema usado em válvulas de aço, de mais de 2", em serviços onde seja necessário uma segurança absoluta contra vazamentos, como por exemplo nos seguintes casos:

- Serviço com hidrogênio ou outros fluidos muito perigosos.
- Vapor em temperaturas acima de 4500° C.
- Serviços gerais em temperaturas acima de 550° C.

- e) Existem ainda outros tipos de extremidades de válvulas, tais como:
- Extremidades com bolsas, para tubulações de ferro fundido com ligações de ponta e bolsa.
 - Extremidades sem flanges (tipo “wafer”), para serem colocadas entre dois flanges da tubulação, com parafusos passando em volta do corpo da válvula. É um sistema econômico, usado principalmente para válvulas de borboleta, e também para alguns tipos de válvulas de retenção e de esfera, sempre em serviços de pressões e temperaturas moderadas.
 - Extremidades para ligação de compressão.

3.4) Meios de Operação das Válvulas

Há uma variedade muito grande de sistemas usados para a operação das válvulas; os principais são os seguintes:

- | | |
|---|---|
| 1. Operação Manual | { Por meio de volante.
Por meio de alavanca.
Por meio de engrenagens, parafusos sem-fim, etc. |
| 2. Operação Motorizada | { Pneumática.
Hidráulica.
Elétrica. |
| 3. Operação Automática gerada pelo escoamento | { Pelo próprio fluido (por diferença de pressões
Por meio de molas ou contrapesos. |

A operação manual é o sistema mais barato e mais comumente usado; emprega-se em todas as válvulas que não sejam automáticas e para as quais não se exija operação motorizada.

O fechamento das válvulas corresponde sempre à rotação da haste no sentido dos ponteiros do relógio, para quem olha a haste do extremo para o corpo da válvula. As válvulas com operação manual que tenham movimentação freqüente, devem ter volante com engrenagens de redução, ou com parafuso sem fim, para tornar a operação mais leve e mais fácil, quando o diâmetro nominal exceder os seguintes limites práticos:

Classes de pressão 150 e 300 kg/cm ² :	12"
Classes de pressão 600 e 900 kg/cm ² :	8"
Classe de pressão 1500 kg/cm ² :	6"
Classe de pressão 2500 kg/cm ² :	4"

Para evitar enganos e facilitar a operação, as engrenagens de redução devem ser de tal forma que mantenham o mesmo sentido de rotação do volante para o fechamento da válvula.

Para a operação manual de válvulas situadas fora do alcance do operador utilizam-se volantes ou alavancas com correntes, para válvulas de 2" ou maiores, colocadas acima do operador, e hastes de extensão, para válvulas, de qualquer diâmetro, que estejam próximas, porém fora do alcance do operador. As hastes de extensão podem ter juntas universais ou engrenagens cônicas, para realizar mudanças de direção, e também mancais intermediários e pedestais de manobra.

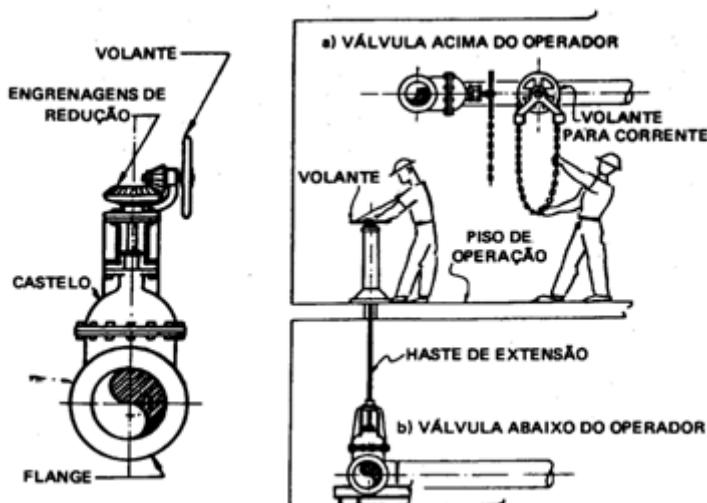


Figura 3.3 – Válvulas situadas fora do alcance do operador.

Os volantes para corrente têm uma coroa dentada onde se engrenam os elos da corrente; deve haver sempre um dispositivo de guia que impeça o desengate e a queda da corrente. As hastes de extensão terminam em um pedestal para a manobra do volante; quando o comprimento for muito grande devem existir mancais intermediários de guia.

Denomina-se operação motorizada aquela em que existe uma força motriz externa (não manual) que comanda a operação da válvula. Esses sistemas de operação são empregados nos seguintes casos:

- Válvulas comandadas por instrumentos automáticos.
- Válvulas situadas em locais inacessíveis, ou de difícil acesso, de grande desconforto ou de risco elevado para o operador.
- Válvulas de operação muito freqüente, principalmente quando de grandes dimensões.

A operação motorizada é também usada para o comando remoto de válvulas, recurso esse que pode ser recomendado principalmente em instalações em que as válvulas sejam em grande número e de operação freqüente. Com o comando remoto pode-se centralizar o comando de todas as válvulas em um único local, simplificando e evitando erros de operação.

Nos sistemas de operação motorizada hidráulica ou pneumática, a haste da válvula é comandada diretamente por um êmbolo ou um diafragma sujeitos à pressão de um líquido ou de ar comprimido. O comando hidráulico bastante mais raro na prática do que o comando pneumático, é usado quase somente para válvulas muito grandes. A operação motorizada pneumática é o sistema mais usado nas válvulas comandadas por instrumentos automáticos, referente às válvulas de controle. É preciso não confundir válvulas comandadas por instrumentos automáticos com válvulas de operação automática. Nas válvulas comandadas por um instrumento, o que é automático é o conjunto instrumento-válvula, e não a válvula em si, que é de operação motorizada, isto é, necessita de uma força motriz externa para a sua operação. O instrumento mede ou controla uma grandeza qualquer em um ponto do sistema (pressão, temperatura, vazão, nível etc.), e dependendo do valor a ser controlado dessa grandeza, emite um sinal pneumático, elétrico ou eletrônico, que determina ou comanda a operação da válvula; a válvula, por sua vez, modifica o fluxo na tubulação tendendo a corrigir qualquer desvio que haja no valor da variável controlada.

As válvulas de operação automática, que veremos a seguir, são auto-suficientes, não exigindo comando nem força motriz externa para a sua operação.

Dois sistemas de operação motorizada elétrica são de uso corrente:

1. Motor elétrico acionando o volante da válvula por meio de engrenagens de redução. Esse sistema é usado em válvulas de grandes dimensões, para tornar a operação mais fácil e mais rápida, em válvulas situadas em locais inacessíveis, e também para o comando remoto centralizado de grande número de válvulas.
2. Solenoíde cujo campo magnético movimenta diretamente, por atração, a haste da válvula abrindo ou fechando a válvula. Esse sistema é usado apenas para pequenas válvulas, freqüentemente comandadas por relés elétricos ou por instrumentos automáticos

Qualquer que seja o sistema de operação motorizada, o dispositivo ou motor de comando da válvula é chamado de “atuador” da válvula.

As válvulas de operação automática, como o próprio nome indica, são auto-suficientes, dispensando qualquer ação externa para o seu funcionamento. A operação automática pode ser conseguida pela diferença de pressões do fluido circulante (válvulas de retenção, por exemplo) ou pela ação de molas ou contrapesos, integrantes da própria válvula (válvulas de segurança e de alívio).

Muitas vezes as válvulas utilizam dois sistemas de operação diferentes, um para abrir e outro para fechar. São comuns, por exemplo, as válvulas com diafragma com ar comprimido ou solenoíde para fechar mola para abrir, ou vice-versa.

3.5 Válvulas de Gaveta

Esse é o tipo de válvula mais importante e de uso mais generalizado. Até há alguns anos atrás as válvulas de gaveta dominavam largamente a maior parte das válvulas de uso industrial, chegando a representar cerca de 75% do total.

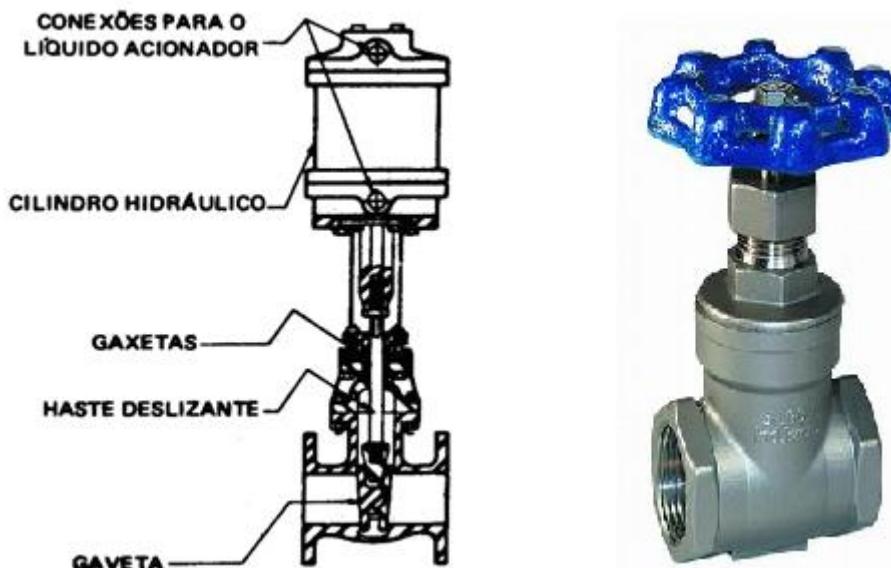


Figura 3.4 – Válvula de gaveta.

Atualmente, o desenvolvimento de outros tipos de válvulas de bloqueio, mais leves, mais rápidas e mais baratas (válvulas de esfera e de borboleta principalmente), fez com que a participação das válvulas de gaveta caísse bastante, estando entretanto, em média, ainda acima de 50% do total. Os principais empregos das válvulas de gaveta são os seguintes:

1. Em quaisquer diâmetros, para todos os serviços de bloqueio em linhas de água, óleos e líquidos em geral, desde que não sejam muito corrosivos, nem deixem muitos sedimentos ou tenham grande quantidade de sólidos em suspensão.
2. Em diâmetros acima de 8" para bloqueio em linhas de vapor.
3. Em diâmetros acima de 2" para bloqueio em linhas de ar.

Em qualquer um desses serviços, as válvulas de gaveta são usadas para quaisquer pressões e temperaturas. Essas válvulas não são adequadas para velocidades de escoamento muito altas, isto é, muito acima dos valores usuais.

O fechamento nessas válvulas é feito pelo movimento de uma peça chamada de gaveta, em consequência da rotação da haste; a gaveta desloca-se paralelamente ao orifício da válvula e perpendicularmente ao sentido de escoamento do fluido e assenta-se sobre duas sedes, uma de cada lado.

Quando totalmente aberta, a trajetória de circulação do fluido fica reta e inteiramente desimpedida, de forma que a perda de carga causada é muito pequena. Essas válvulas só devem trabalhar completamente abertas ou completamente fechadas, isto é, são válvulas de bloqueio e não de regulagem. Quando parcialmente abertas, causam perdas de carga muito elevadas e também laminagem da veia fluida acompanhada, muitas vezes, de cavitação e violenta corrosão e erosão.

Podemos dar os seguintes valores médios dos comprimentos equivalentes de perda de carga em válvulas de gaveta, embora esses valores variem bastante de um modelo para outro de válvula:

válvula	totalmente	aberta:	12 diâmetros do tubo
válvula	3/4	aberta:	35
válvula	½	aberta:	170
válvula	1/4	aberta:	900

Observe que as válvulas de gaveta são sempre de fechamento lento, sendo impossível fechá-las instantaneamente: o tempo necessário para o fechamento será tanto maior quanto maior for a válvula. Essa é uma grande vantagem das válvulas de gaveta, porque assim controla-se o efeito dos golpes de arête.

As válvulas de gaveta dificilmente dão uma vedação absolutamente estanque (bubble-tight cosing); entretanto, na maioria das aplicações práticas, tal vedação não é necessária. Diz-se que uma válvula dá uma vedação absolutamente estanque quando, com a válvula completamente fechada, submetendo-se um dos lados da válvula à máxima pressão de serviço, não há o menor vazamento ou gotejamento do outro lado.

As válvulas de gaveta, como têm o fechamento de metal contra metal, são consideradas de segurança em caso de incêndio, desde que os metais empregados sejam de alto ponto de fusão (mais de 1.100°C). Uma válvula qualquer é considerada à prova de fogo desde que seja capaz de manter a vedação mesmo quando envolvida por um incêndio. Por essa razão, válvulas com o corpo ou as peças internas de bronze, latões, ligas de baixo ponto de fusão, materiais plásticos etc., não são de segurança contra fogo, e não podem ser usadas onde se exija essa condição.

A gaveta das válvulas pode ser em cunha ou paralela. As gavetas em cunha são de melhor qualidade e dão, devido à ação de cunha, um fechamento mais seguro do que as gavetas paralelas. Na maioria das válvulas a gaveta é uma peça única maciça; em algumas a gaveta é composta de duas peças que se encaixam entre si e se ajustam livremente sobre a sede dando um melhor fechamento. Nas válvulas de boa qualidade ou para serviços severos, as sedes são independentes e substituíveis, sendo a construção preferível os anéis integrais rosqueados no corpo da válvula.

As válvulas de gaveta de tamanho grande para altas pressões costumam ter, integral na válvula, uma pequena tubulação contornando a válvula (by-pass), fechada por uma válvula. Antes de se abrir a válvula principal, abre-se a pequena válvula do

contorno para equilibrar as pressões nos dois lados da gaveta, facilitando, desse modo, a operação da válvula. Recomenda-se o emprego de tubulação de contorno quando a pressão de operação, em MPa, multiplicada pelo diâmetro nominal, em polegadas, der um valor superior a 65.

Empregam-se, nas válvulas de gaveta, três sistemas principais de movimentação da haste:

1. Haste ascendente com rosca externa (“outside screw and yoke” — OS & Y): é o sistema usual nas válvulas grandes para serviços severos. A haste tem apenas movimento de translação, e o volante, apenas rotação, sendo preso ao sobreveste por urna porca fixa. A rosca da haste é externa à válvula, estando assim livre de contato com o fluido. O trecho da haste que está acima do volante dá uma indicação visual imediata da posição de abertura ou de fechamento da válvula, sendo essa a principal vantagem desse sistema. A norma ANSI.B.31.1, para tubulações de vapor, exige que as válvulas de gaveta de mais de 3”, de classe de pressão nominal 600 kg/cm², ou maior, tenham esse tipo de movimentação de haste.

2. Haste e volante ascendentes (“rising stem” — RS): é a disposição mais usual em válvulas para serviços não severos. A haste, juntamente com o volante, tem movimentos de translação e de rotação, podendo a rosca da haste ficar dentro da válvula. Não há indicação visual da posição de abertura ou fechamento da válvula.

3. Haste não ascendente (“non rising stem” — NSR): é um sistema barato, de construção fácil, usado em válvulas pequenas de qualidade inferior. A haste, juntamente com o volante, tem apenas movimento de rotação. Somente a gaveta da válvula, que atarracha na extremidade inferior da haste, tem movimento de translação.

As válvulas de gaveta de aço forjado e de aço fundido, para a indústria do petróleo e petroquímica, estão padronizadas pela norma EB-I41 1, da ABNT.

Variantes das Válvulas de Gaveta

1. Válvulas de comporta ou 4 guilhotina (slide valves) - São válvulas em que a gaveta é uma comporta que desliza livremente entre guias paralelas. Essas válvulas, que não dão fechamento estanque, são usadas em grandes diâmetros, para ar, gases e água em baixa pressão, e também em quaisquer diâmetros, para produtos espessos ou de alta viscosidade (pasta de papel, por exemplo), e para fluidos abrasivos.

2. Válvulas de fecho rápido (quick-acting valves) - Nessas válvulas a gaveta é manobrada por uma alavanca externa, fechando-se com um movimento único da alavanca. As válvulas de fecho rápido são usadas apenas em pequenos diâmetros (até 3”), em serviços em que se exija o fechamento rápido (enchimento de carros, vasilhames etc.), porque pela interrupção brusca do movimento do fluido, podem causar violentos choques nas tubulações.

3. Válvulas de passagem plena (through conduit valves) - As válvulas de passagem plena, muito empregadas em oleodutos, têm uma gaveta volumosa e contendo um orifício exatamente do mesmo diâmetro interno da tubulação. A válvula é construída de tal forma, que quando aberta, o orifício da gaveta fica em rigorosa continuação da tubulação, fazendo com que a perda de carga através da válvula seja extremamente baixa. Essa disposição tem ainda a vantagem de facilitar a limpeza mecânica interna da tubulação, bem como a passagem dos “pigs” de separação de fluidos, muito usados em oleodutos. A carcaça dessas válvulas tem uma protuberância inferior para alojar a gaveta quando a válvula estiver fechada.

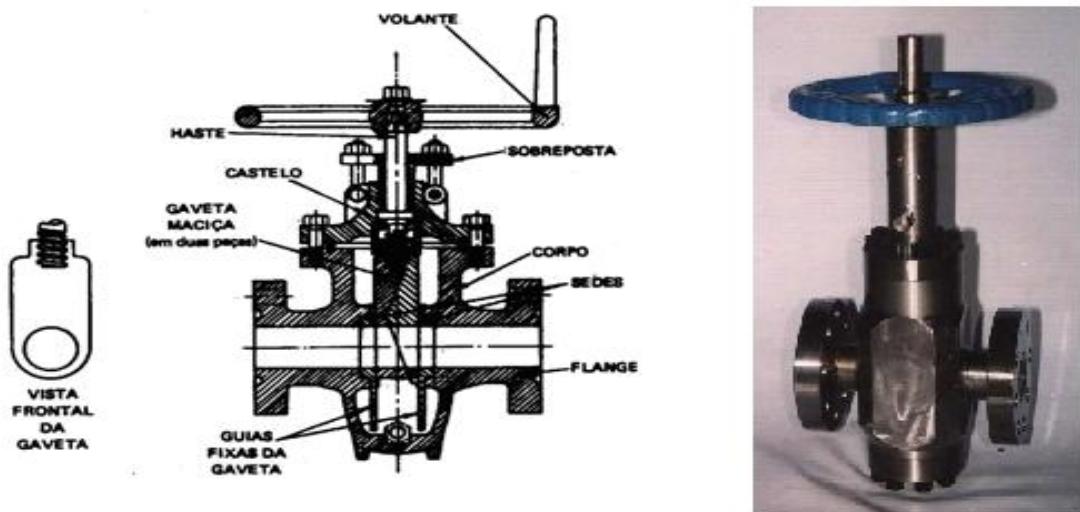


Figura 3.5 – Válvula de passagem plena.

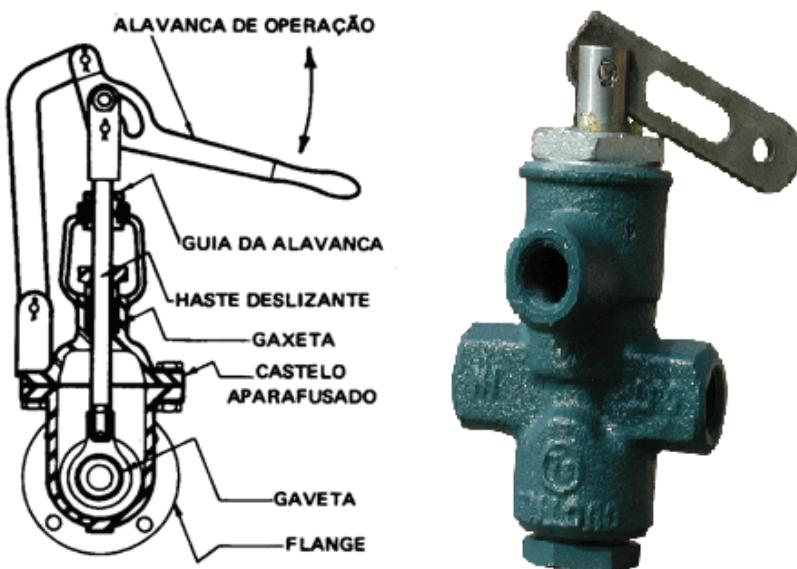


Figura 3.6 – Válvula de fecho rápido.

3.6) Válvulas de Macho

As válvulas de macho representam em média cerca de 10% de todas as válvulas usadas em tubulações industriais. Aplicam-se principalmente nos serviços de bloqueio de gases (em quaisquer diâmetros, temperaturas e pressões), e também no bloqueio rápido de água, vapor e líquidos em geral (em pequenos diâmetros e baixas pressões). As válvulas de macho são recomendadas também para serviços com líquidos que deixem sedimentos ou que tenham sólidos em suspensão. Uma das vantagens dessas válvulas sobre as de gaveta, é o espaço ocupado, muito menor.

Nessas válvulas o fechamento é feito pela rotação de uma peça (macho), onde há um orifício broqueado, no interior do corpo da válvula. São válvulas de fecho rápido, porque fecham-se com $1/4$ de volta do macho ou da haste.

As válvulas de macho só devem ser usadas como válvulas de bloqueio, isto é, não devem funcionar em posições de fechamento parcial. Quando totalmente abertas, a perda de carga causada é bastante pequena, porque a trajetória do fluido é também reta e livre.

O macho é quase sempre tronco-cônico, dispondo, exceto em válvulas muito pequenas, de um meio qualquer de ajustagem na sede, tal como mola, parafuso etc.

Existem dois tipos gerais de válvulas de macho: válvulas com e sem lubrificação.

Nas válvulas com lubrificação há um sistema de injeção de graxa lubrificante sob pressão através do macho para melhorar a vedação e evitar que o macho possa ficar preso; são as válvulas geralmente empregadas em serviços com gases. O lubrificante usado deve ser tal que não se dissolva nem contamine o fluido conduzido. O macho tem sempre rasgos para a distribuição do lubrificante por toda superfície de contato com as sedes.

As válvulas sem lubrificação, de boa qualidade, usadas para gases, têm o macho e as sedes endurecidos e retificados, ou sedes removíveis de material resiliente (borracha, neoprene, PTFE etc.); essas últimas não são à prova de fogo, só podendo ser empregadas até o limite de temperatura permitido pelo material das sedes. Essas válvulas, que dão todas ótima vedação, são de uso mais raro do que as com lubrificação; empregam-se, por exemplo, para temperaturas muito altas (acima do limite tolerado pelos lubrificantes), ou também em serviços com fluidos para os quais não haja lubrificante adequado. São comuns também válvulas de macho pequenas e baratas, não lubrificadas: chamadas de “torneiras” (cocks), nas quais o macho é integral com a haste; empregam-se as torneiras para drenos e outros serviços secundários com água, vapor e óleos.

As válvulas de macho com diâmetros nominais até 4" - 6" costumam ser manobradas por alavanca; para diâmetros maiores empregam-se volantes com parafuso sem fim, com a finalidade de facilitar a operação.

Essas válvulas são encontradas no comércio em vários modelos:

— Modelo “regular”, em que a área de passagem do macho é pelo menos 60% da área da seção transversal do tubo; fabricadas até os diâmetros de 10" a 12", conforme a classe de pressão.

— Modelo “curto”, em que a distância de face a face é igual à das válvulas de gaveta; fabricadas somente nas classes de pressão de 150 Kg/cm² e 300 Kg/cm².

— Modelo “venturi”, com área de passagem do macho pelo menos 50% da área da seção transversal do tubo; fabricadas somente em diâmetros de 8" ou maiores.

— Modelo “passagem circular”, com o orifício do macho em forma circular; fabricadas somente em diâmetros até 12".

As válvulas de macho de aço forjado e de aço fundido, para a indústria do petróleo e petroquímica, estão padronizadas na norma EB.141 III, da ABNT.

Variantes das Válvulas de Macho

1. Válvulas de esfera — O macho nessas válvulas é uma esfera, que gira sobre um diâmetro, deslizando entre anéis retentores de material resiliente não-metálico, tornando a vedação absolutamente estanque. O emprego das válvulas de esfera tem aumentado muito nos últimos anos, principalmente como substitutas das válvulas de gaveta, em numerosos casos de bloqueio de líquidos e de gases.

As vantagens das válvulas de esfera sobre as de gaveta são: o menor tamanho, peso e custo, melhor vedação, maior facilidade de operação e menor perda de carga (comprimento equivalente de 3 diâmetros, quando completamente abertas). Essas válvulas são também melhores para fluidos que tendem a deixar depósitos sólidos, por arraste, polimerização, coagulação etc. A superfície interna lisa da válvula dificulta a formação desses depósitos, enquanto que, para a válvula de gaveta, o depósito de sólidos pode impedir o fechamento completo ou a própria movimentação da gaveta.

As válvulas de esfera de aço forjado e de aço fundido, para a indústria do petróleo e petroquímica, estão padronizadas na norma EB.141 II, da ABNT.

2. Válvulas de 3 ou 4 vias (three & four way valves) — O macho nessas válvulas é furado em “T”, em “L” ou em cruz, dispondo a válvula de 3 ou 4 bocais para ligação às tubulações. As válvulas de 3 e 4 vias são fabricadas e empregadas apenas em

diâmetros pequenos, até 4".

As válvulas de esfera não são adequadas para serviços em temperaturas elevadas, devido a limitação de temperatura dos anéis retentores não-metálicos. Existem entretanto algumas dessas válvulas "à prova de fogo", contendo dispositivos especiais de dupla sede garantindo perfeita vedação, mesmo no caso de destruição dos anéis retentores, estando a válvula envolvida por um incêndio.

As válvulas de esfera podem ser de "passagem plena" ou de "passagem reduzida"; nas primeiras, o orifício da válvula é equivalente à seção interna do tubo e, nas outras, é menor. Essas últimas são bastante usadas por motivo de economia.

Existem também válvulas desse tipo que têm o furo na esfera em forma de "V" e que podem ser empregadas tanto para bloqueio como para regulagem.

Tanto as válvulas de macho como as de esfera são muito facilmente adaptáveis à operação por meio de atuadores pneumáticos ou elétricos, com comando remoto.

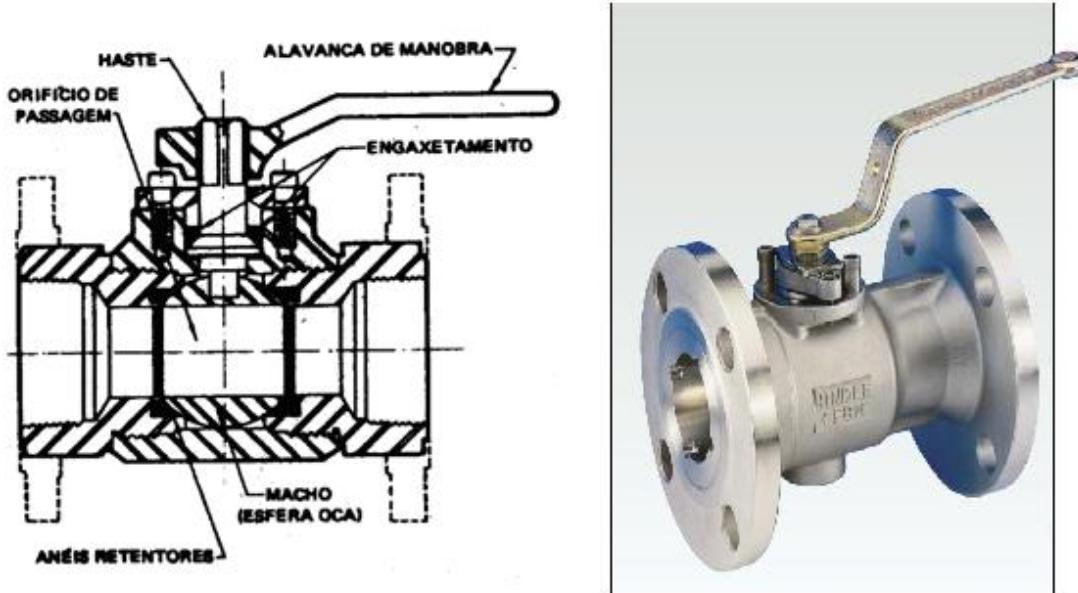


Figura 3.7 - Válvula de esfera.



CORTE EM
PROJEÇÃO HORIZONTAL

Figura 3.8 – Válvula de 3 vias.

3.7) Válvulas de Globo

Nas válvulas de globo o fechamento é feito por meio de um tampão que se ajusta contra uma única sede, cujo orifício está geralmente em posição paralela ao sentido geral de escoamento do fluido. O tampão, também chama-se de "obturador", pode ter a superfície de assentamento cônica, plana, esférica etc. As válvulas de globo podem trabalhar em qualquer posição intermediária de fechamento, isto é, são válvulas de regulagem. Causam entretanto, em qualquer posição, fortes perdas de carga (comprimento equivalente de 300 a 400 diâmetros, quando completamente abertas), devido às mudanças de direção e turbilhonamentos do fluido dentro da válvula.

As válvulas de globo dão uma vedação bem melhor do que as válvulas de gaveta, podendo-se conseguir, principalmente em válvulas pequenas, uma vedação absolutamente estanque. Na maioria das válvulas de globo o fechamento é de metal contra metal, o que torna essas válvulas à prova de fogo desde que todos os metais sejam de alto ponto de fusão (mais de 1.100° C). Em algumas válvulas, de tamanhos pequenos, tem-se o tampão com um anel não metálico, de borracha, neoprene, plásticos etc. Essas válvulas, que estão limitadas às temperaturas de trabalho dos materiais não metálicos do tampão, dão uma vedação muito boa e destinam-se, entre outras aplicações, a serviços com fluidos corrosivos. Exceto em válvulas pequenas e baratas, a sede costuma ser um anel substituível rosqueado no corpo da válvula.

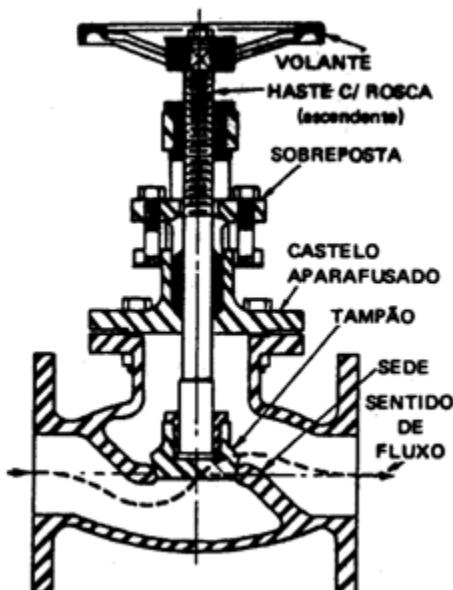


Figura 3.9 – Válvula de globo.

Como regra geral, as válvulas de globo devem ser instaladas de forma que o fluido entre pela face inferior do tampão. Essa disposição tem a vantagem de poupar as gaxetas, porque a pressão não fica agindo permanentemente sobre elas, e também de permitir, em muitos casos, o reengaxetamento com a válvula em serviço. Para vapor e outros serviços em temperatura elevada há vantagem em que o fluido entre por cima do tampão, porque, com a disposição usual, haveria dilatação diferencial entre o corpo e a haste da válvula (haste mais fria), que tenderia a afrouxar o aperto do tampão com a sede.

Quase todas as válvulas de globo têm haste e volante ascendentes; excepcionalmente poderão ter haste não ascendente.

As válvulas de globo são usadas principalmente para serviços de regulagem e de fechamento estanque em linhas de água, óleos, líquidos em geral (não muito

corrosivos), e para o bloqueio e regulagem em linhas de vapor e de gases. Para todos esses serviços, as válvulas de globo são empregadas para quaisquer pressões e temperaturas, em diâmetros até 8". Não é usual o emprego de válvulas de globo em diâmetros maiores porque seriam muito caras e dificilmente dariam uma boa vedação.

As válvulas de globo, de aço forjado e de aço fundido, para as indústrias do petróleo e petroquímica, estão padronizadas na norma EB-I41 III, da ABNT.

Variantes das Válvulas de Globo

1. Válvulas angulares (angle valves) — As válvulas angulares têm os bocais de entrada e de saída a 90°, um com o outro, dando por isso perdas de carga bem menores do que as válvulas de globo normais. Essas válvulas têm pouco uso em tubulações industriais porque uma válvula, em princípio, não deve sofrer os esforços aos quais as curvas e joelhos estão geralmente submetidos. Por essa razão, só se devem usar válvulas angulares quando localizadas em uma extremidade livre da linha, principalmente tratando-se de linhas quentes.

2. Válvulas em "Y" — Essas válvulas têm a haste a 45° com o corpo, de modo que a trajetória da corrente fluida fica quase retilínea, com um mínimo de perda de carga. Essas válvulas são muito usadas para bloqueio e regulagem de vapor, e preferidas também para serviços corrosivos e erosivos.

3. Válvulas de agulha (needle valves) — O tampão nessas válvulas é substituído por uma peça cônica, a agulha, permitindo um controle de precisão do fluxo. São válvulas usadas para regulagem fina de líquidos e gases, em diâmetros até 2"; em princípio, a precisão da regulagem será tanto maior quanto mais agudo for o ângulo do tampão e maior o seu comprimento.

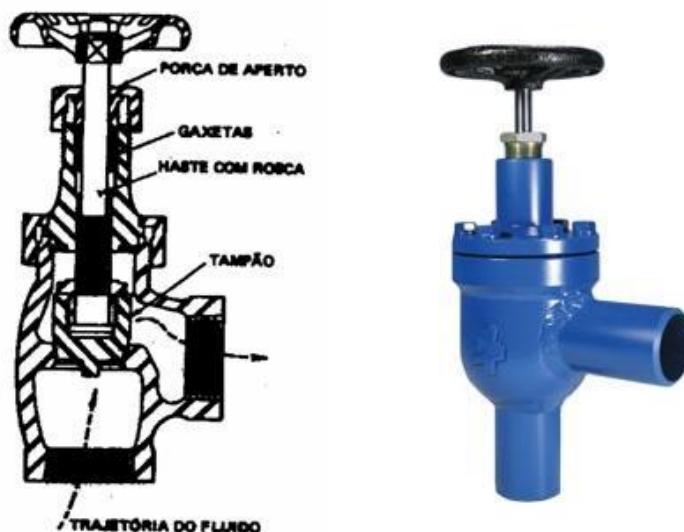


Figura 3.10 – Válvula angular.

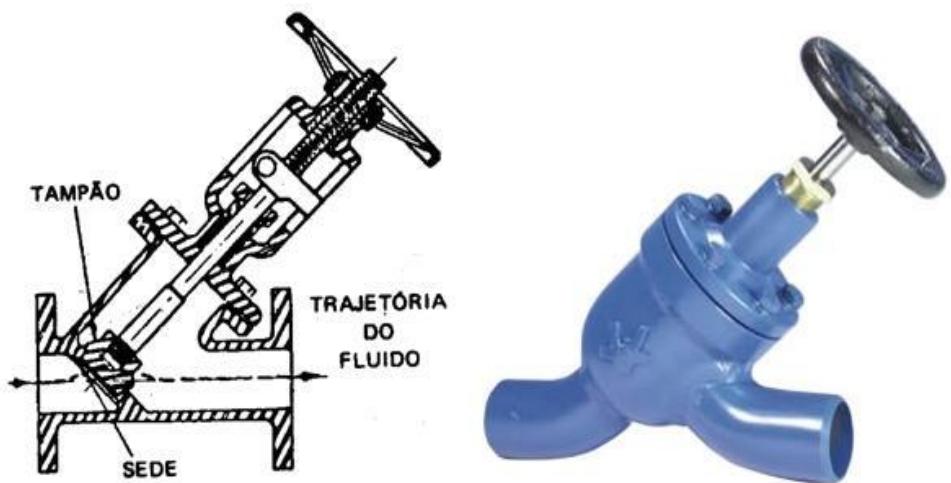


Figura 3.11 - Válvula em "Y".

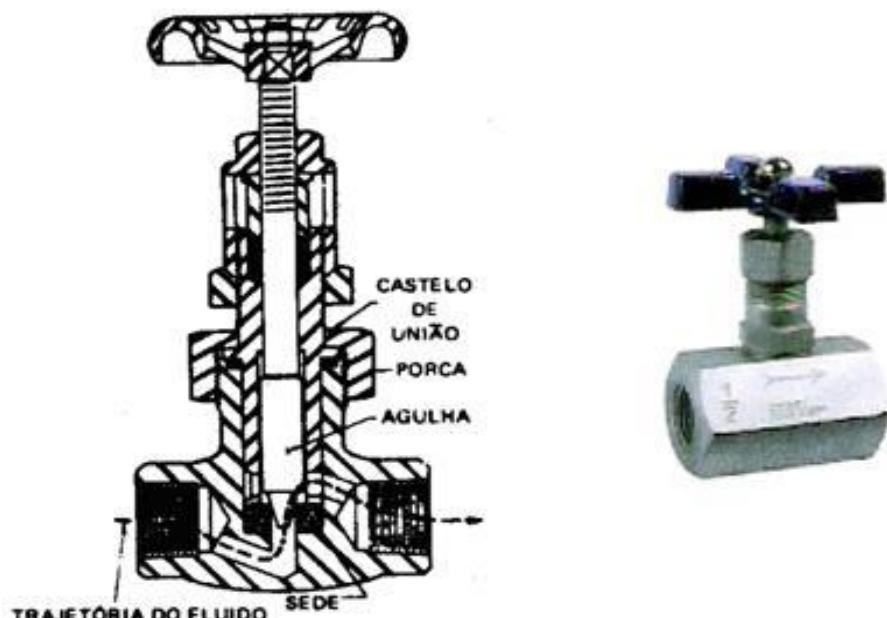


Figura 3.12 - Válvula de agulha.

3.8) Válvulas de Retenção

Essas válvulas permitem a passagem do fluido em um sentido apenas, fechando-se automaticamente por diferença de pressões, exercidas pelo fluido, em consequência do próprio escoamento, se houver tendência à inversão no sentido do fluxo. São, portanto, válvulas de operação automática.

Empregam-se as válvulas de retenção quando se quer impedir, em determinada linha, qualquer possibilidade de retomo do fluido por inversão do sentido

de escoamento. Como todas essas válvulas provocam uma perda de carga muito elevada, só devem ser usadas quando forem de fato imprescindíveis.

Citaremos três casos típicos de uso obrigatório de válvulas de retenção:

1. Linhas de recalque de bombas (imediatamente após a bomba), quando se tiver mais de uma bomba em paralelo descarregando no mesmo tronco: as válvulas de retenção servirão nesse caso para evitar a possibilidade da ação de uma bomba que estiver operando sobre outras bombas que estiverem paradas.

2. Linha de recalque de uma bomba para um reservatório elevado: a válvula de retenção evitará o retorno do líquido no caso de ocorrer uma paralização súbita no funcionamento da bomba.

3. Extremidade livre da linha de sucção de uma bomba, no caso de sistemas com sucção positiva (não afogada): a válvula de retenção, denominada “válvula de pé”, deve estar suficientemente mergulhada no líquido do reservatório da sucção, e servirá para manter a escorva na tubulação e na própria bomba, isto é, evitar o seu esvaziamento, durante o tempo em que a bomba estiver parada.

As válvulas de retenção devem sempre ser instaladas de tal maneira que a ação da gravidade tenda a fechar a válvula. Por esse motivo, quase todas essas válvulas (com exceção de alguns modelos de portinhola dupla com mola) só podem ser colocadas em tubos verticais ou inclinados, quando o fluxo for ascendente.

Existem três tipos principais de válvulas de retenção:

1. Válvulas de retenção de portinhola (swing-check valves) — o tipo mais usual de válvulas de retenção; o fechamento é feito por uma portinhola articulada que se assenta na sede da válvula. Devido à necessidade de fechamento por gravidade existem modelos diferentes para instalação em tubulações horizontais ou verticais.

As perdas de carga causadas, embora elevadas, são menores do que as introduzidas pelas válvulas de retenção de pistão, porque a trajetória do fluido é retílinea. Essas válvulas são empregadas para serviços com líquidos; não devem ser usadas em tubulações sujeitas a freqüentes inversões de sentido de fluxo, porque nesse caso têm tendência a vibrar fortemente (chattering).

Para diâmetros muito grandes, acima de 12", essas válvulas costumam ter a portinhola balanceada, isto é, o eixo de rotação atravessa a portinhola que fica assim com uma parte para cada lado do eixo. A finalidade dessa disposição é amortecer o choque de fechamento da válvula quando houver inversão do fluxo.

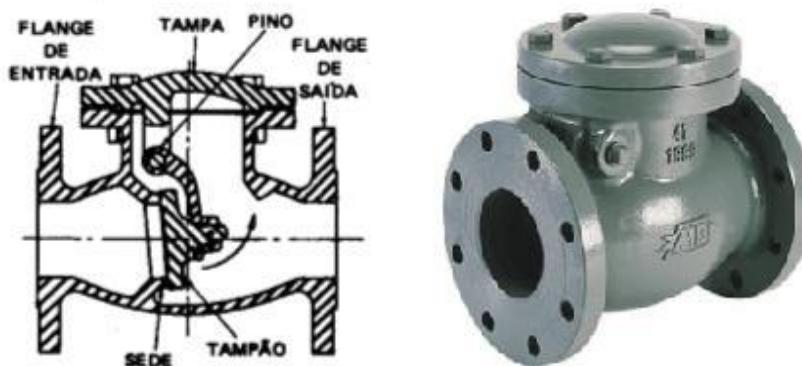


Figura 3.13 – Válvula de retenção de portinhola (para tubulação horizontal).

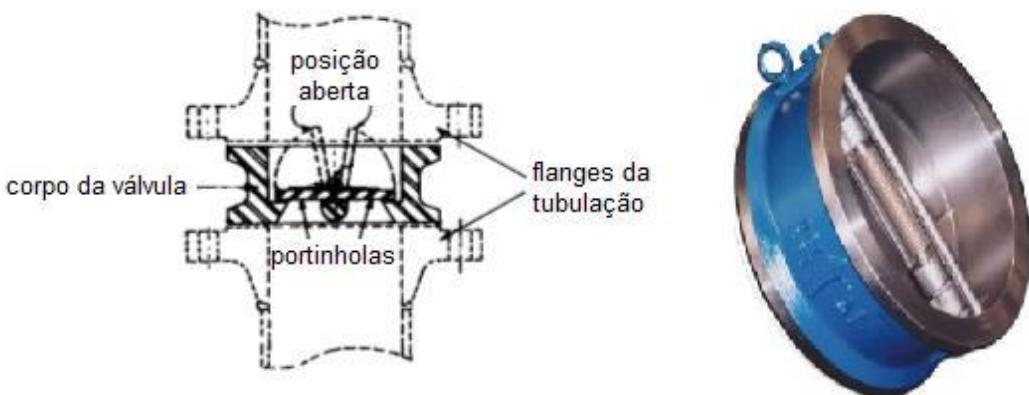


Figura 3.14 – Válvula de retenção de portinhola dupla.

Algumas válvulas de retenção desse tipo têm uma alavanca externa, com a qual a portinhola pode ser aberta ou fechada, à vontade, quando necessário.

Uma variante importante dessas válvulas são as válvulas de portinhola dupla bi-partida, conhecidas como “duo-check”, muito empregadas principalmente para diâmetros grandes, até 1,2m ou mais. Nessas válvulas a portinhola é bi-partida e atuada por mola (não sendo necessário a ação da gravidade), o que permite trabalhar mesmo em tubos verticais com fluxo descendente. Um modelo muito usual das válvulas “duo-check” tem o corpo tipo “wafer”, sem flanges, para ser instalado entre dois flanges da tubulação, com parafusos passando por fora e em tomo do corpo da válvula; têm a vantagem de menor peso, custo e espaço ocupado.

2. Válvulas de retenção de pistão (lift-check valves) — O fechamento dessas válvulas é feito por meio de um tampão, semelhante ao das válvulas de globo, cuja haste desliza em uma guia interna. O tampão é mantido suspenso, afastado da sede, por efeito da pressão do fluido sobre a sua face inferior. É fácil de entender que, caso haja tendência à inversão do sentido de escoamento, a pressão do fluido sobre a face superior do tampão aperta-o contra a sede, interrompendo o fluxo. Existem também modelos diferentes para trabalhar em posição horizontal e em posição vertical.

Todas essas válvulas causam perdas de carga bastante elevadas, não sendo por isso fabricadas nem usadas para diâmetros acima de 6”.

As válvulas desse tipo são adequadas ao trabalho com gases e vapores. Não devem ser usadas para fluidos que deixem sedimentos ou depósitos sólidos.

Essas válvulas podem ser empregadas para tubulações com fluxo pulsante ou sujeitas a vibrações.

3. Válvulas de retenção de esfera (ball-check valves) — São semelhantes às válvulas de retenção de pistão, sendo porém o tampão substituído por uma esfera. É o tipo de válvula de retenção cujo fechamento é mais rápido. Essas válvulas, que são muito boas para fluidos de alta viscosidade, são fabricadas e usadas apenas para diâmetros até 2”.

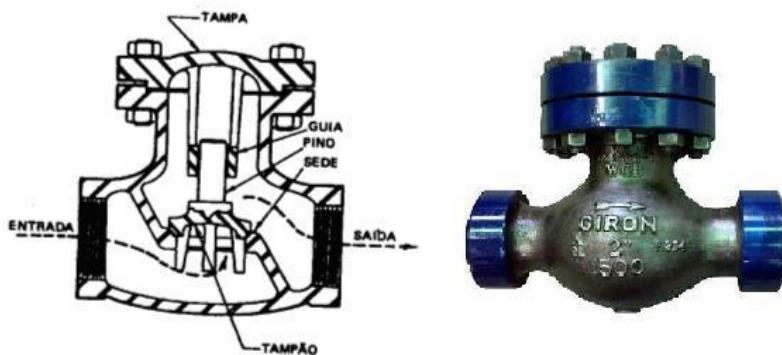


Figura 3.15 - Válvula de retenção de pistão.

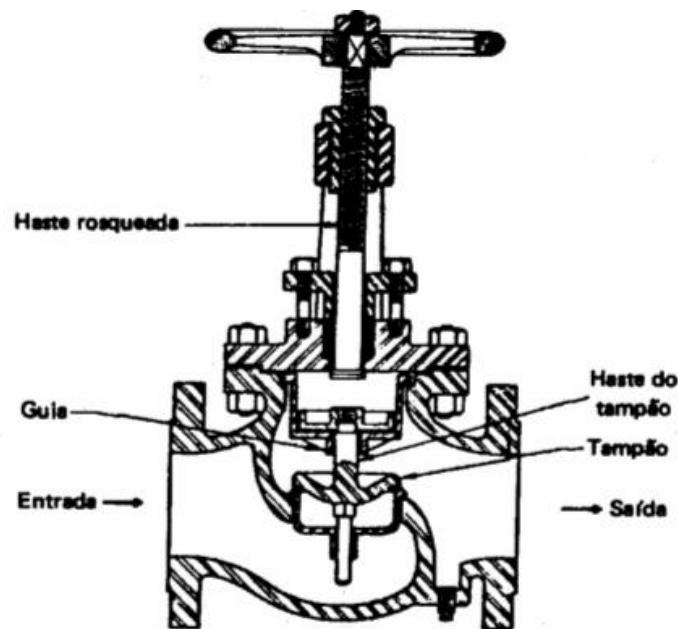


Figura 3.16 – Válvula de retenção e fechamento.

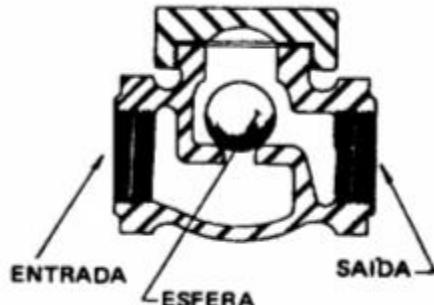


Figura 3.17 – Válvula de retenção de esfera (para tubulação horizontal).



Figura 3.18 – Válvula de pé.

3.9) Bibliografia

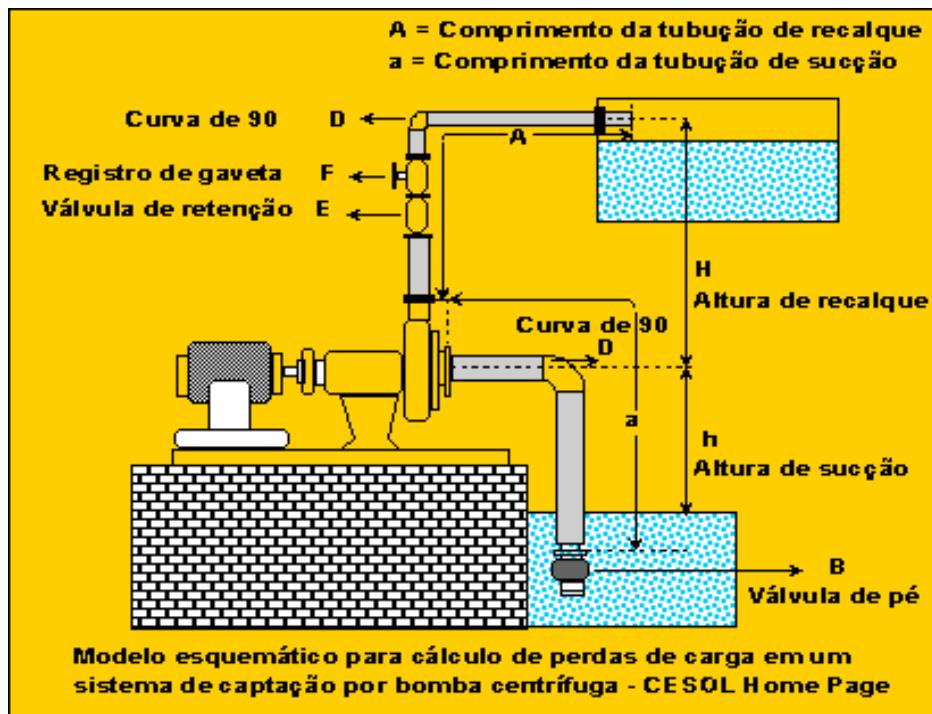
- ✓ *Tubulações Industriais – Materiais, Projeto e Desenho;*
Telles, Pedro C. Silva; Editora LTC, 1987, 7^a ed.
- ✓ *Equipamentos Industriais e de Processo;*
Macintyre, Archibald Joseph; Editora LTC, 1997,

CAPÍTULO 4

Bombas

4.1) Termos Hidráulicos mais Usados em Bombeamento

Antes de falarmos das bombas, vamos definir alguns termos importantes:



1. ALTURA DE SUCÇÃO (AS) - Desnível geométrico (altura em metros), entre o nível dinâmico da captação e o bocal de sucção da bomba.

Obs: Em bombas centrífugas (veremos do que se trata, mais adiante) normais, instaladas ao nível do mar e com fluido bombeado a temperatura ambiente, esta altura não pode exceder 8 metros de coluna d'água (8 mca).

2. ALTURA DE RECALQUE (AR) - Desnível geométrico (altura em metros), entre o bocal de sucção da bomba e o ponto de maior elevação do fluido até o destino final da instalação (reservatório, etc.).

3. ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL (AMT) - Altura total exigida pelo sistema, a qual a bomba deverá ceder energia suficiente ao fluido para vencê-la. Leva-se em consideração os desniveis geométricos de sucção e recalque e as perdas de carga por atrito em conexões e tubulações.

$$\text{AMT} = \text{Altura Sucção} + \text{Altura Recalque} + \text{Perdas de Carga Totais} (*)$$

(*) Perdas em Tubulações/Conexões e Acessórios

Unidades mais comuns: mca, Kgf/cm², Lb/Pol²

Onde: 1 Kgf/cm² = 10 mca = 14,22 Lb/Pol²

4. PERDA DE CARGA NAS TUBULAÇÕES - Atrito exercido na parede interna do tubo quando da passagem do fluido pelo seu interior. É mensurada obtendo-se,

através de coeficientes, um valor percentual sobre o comprimento total da tubulação, em função do diâmetro interno da tubulação e da vazão desejada.

5. PERDA DE CARGA LOCALIZADA NAS CONEXÕES - Atrito exercido na parede interna das conexões, registros, válvulas, dentre outros, quando da passagem do fluido. É mensurada obtendo-se, através de coeficientes, um comprimento equivalente em metros de tubulação, definido em função do diâmetro nominal e do material da conexão.

6. COMPRIMENTO DA TUBULAÇÃO DE SUCÇÃO - Extensão linear em metros de tubo utilizados na instalação, desde o injetor ou válvula de pé até o bocal de entrada da bomba.

7. COMPRIMENTO DA TUBULAÇÃO DE RECALQUE - Extensão linear em metros de tubo utilizados na instalação, desde a saída da bomba até o ponto final da instalação.

8. GOLPE DE ARÍETE - Impacto sobre todo o sistema hidráulico causado pelo retorno da água existente na tubulação de recalque, quando da parada da bomba. Este impacto, quando não amortecido por válvula(s) de retenção, danifica tubos, conexões e os componentes da bomba.

9. NIVEL ESTÁTICO - Distância vertical em metros, entre a borda do reservatório de sucção e o nível (lâmina) da água, antes do início do bombeamento.

10. NIVEL DINÂMICO - Distância vertical em metros, entre a borda do reservatório de sucção e o nível (lâmina) mínimo da água, durante o bombeamento da vazão desejada.

11. SUBMERGÊNCIA - Distância vertical em metros, entre o nível dinâmico e o injetor (Bombas Injetoras), a válvula de pé (Bombas Centrífugas Normais), ou filtro da sucção (Bombas Submersas).

12. ESCORVA DA BOMBA - Eliminação do ar existente no interior da bomba e da tubulação de sucção. Esta operação consiste em preencher com o fluido a ser bombeado todo o interior da bomba e da tubulação de sucção, antes do acionamento da mesma. Nas bombas autoaspirantes basta eliminar o ar do interior da mesma pois, até 8 mca de sucção, a bomba eliminará o ar da tubulação automaticamente.

13. AUTOASPIRANTE - O mesmo que autoescorvante, isto é, bomba centrífuga que elimina o ar da tubulação de sucção, não sendo necessário o uso de válvula de pé na sucção da mesma, desde que, a altura de sucção não exceda 8 mca.

14. CAVITAÇÃO - Fenômeno físico que ocorre em bombas centrífugas no momento em que o fluido succionado pela mesma tem sua pressão reduzida, atingindo valores iguais ou inferiores a sua pressão de vapor (líquido ↔ vapor). Com isso, formam-se bolhas que são conduzidas pelo deslocamento do fluido até o rotor onde implodem ao atingirem novamente pressões elevadas (vapor ↔ líquido). Este fenômeno ocorre no interior da bomba quando o NPSHd (sistema), é menor que o NPSHr (bomba). A cavitação causa ruídos, danos e queda no desempenho hidráulico das bombas.

15. NPSH - Sigla da expressão inglesa - *Net Positive Suction Head* a qual divide-se em:

♦ **NPSH disponível** - Pressão absoluta por unidade de peso existente na sucção da bomba (entrada do rotor), a qual deve ser superior a pressão de vapor do fluido bombeado, e cujo valor depende das características do sistema e do fluido;

♦ **NPSH requerido** - Pressão absoluta mínima por unidade de peso, a qual deverá ser superior a pressão de vapor do fluido bombeado na sucção da bomba (entrada de rotor) para que não haja cavitação. Este valor depende das características da bomba e deve ser fornecido pelo fabricante da mesma;

O NPSH_{disp} deve ser sempre maior que o NPSH_{req} (NPSH_d > NPSH_r + 0,6)

16. VÁLVULA DE PÉ OU DE FUNDO DE POÇO — Válvula de retenção colocada na extremidade inferior da tubulação de sucção para impedir que a água succionada retorne à fonte quando da parada do funcionamento da bomba, evitando que esta trabalhe a seco (perda da escorva).

17. CRIVO - Grade ou filtro de sucção, normalmente acoplado a válvula de pé, que impede a entrada de partículas de diâmetro superior ao seu espaçamento.

18. VÁLVULA DE RETENÇÃO - Válvula de sentido único colocada na tubulação de recalque para evitar o golpe de aríete. Utilizar uma válvula de retenção a cada 20 mca de AMT.

19. PRESSÃO ATMOSFÉRICA - Peso da massa de ar que envolve a superfície da Terra até uma altura de ± 80 Km e que age sobre todos os corpos. Ao nível do mar, a pressão atmosférica é de 10,33 mca ou 1,033 Kgf/cm² (760 mm/Hg).

20. REGISTRO - Dispositivo para controle da vazão de um sistema hidráulico.

21. MANÔMETRO - Instrumento que mede a pressão relativa positiva do sistema.

22. VAZÃO – Quantidade de fluido que a bomba deverá fornecer ao sistema.

Unidades mais comuns: m³/h, l/h, l/min, l/s

Onde: 1 m³/h = 1000 l/h = 16.67 l/min = 0.278 l/s

4.2) Introdução

Bombas são Máquinas Hidráulicas Operatrizes, isto é, máquinas que recebem energia potencial (força motriz de um motor ou turbina), e transformam parte desta potência em energia cinética (movimento) e energia de pressão (força), cedendo estas duas energias ao fluido bombeado, de forma a recirculá-lo ou transportá-lo de um ponto a outro.

Portanto, o uso de bombas hidráulicas ocorre sempre que há a necessidade de aumentar-se a pressão de trabalho de uma substância líquida contida em um sistema, a velocidade de escoamento, ou ambas.



A relação entre a energia cedida pela bomba ao líquido e a energia que foi recebida da fonte motora, fornece o rendimento da bomba.

As bombas são geralmente classificadas segundo o modo pelo qual é feita a transformação do trabalho em energia hidráulica ou seja pelo recurso utilizado para ceder energia ao líquido. A classificação mais usual é a seguinte:

- Bombas Centrífugas ou Turbo-Bombas, também conhecidas como Hidro ou Rotodinâmicas;
- Bombas Volumétricas, também conhecidas como de Deslocamento Positivo.

a) Bombas Centrífugas ou Turbo-Bombas:

São máquinas nas quais a movimentação do líquido é produzida por forças que se desenvolvem na massa líquida, em consequência da rotação de um órgão rotativo dotado de pás chamado rotor. Nas turbo-bombas a finalidade do rotor, também chamado impulsor ou impelidor é comunicar à massa líquida aceleração, para que esta adquira energia cinética. O rotor é em essência um disco ou uma peça de formato cônico dotado de pás. O rotor pode ser fechado, usado para líquidos sem partículas em suspensão, ou aberto, usado para pastas, lamas, areia e líquidos com partículas suspensas em geral.

As turbo-bombas necessitam de outro dispositivo, o difusor, também chamado recuperador, onde é feita a transformação da maior parte da elevada energia cinética com que o líquido sai do rotor, em energia de pressão. Deste modo ao atingir a boca de saída da bomba, o líquido é capaz de escoar com velocidade razoável ao sair da mesma.

Este tipo de bomba geralmente é classificado em função da forma como o impelidor cede energia ao fluido, bem como pela orientação do fluido ao sair do impelidor.

✓ Características gerais:

- Podem ser acionadas diretamente por motor elétrico sem necessidade de modificadores de velocidade;
- trabalham em regime permanente, o que é de fundamental importância em grande números de aplicações;
- fornecem boa flexibilidade operacional, pois a vazão pode ser modificada por recirculação, fechamento parcial da válvula na tubulação de descarga ou por mudança de rotação ou de diâmetro externo do impelidor;
- cobrem uma ampla faixa de vazão, desde vazões moderadas até altas vazões;
- permitem bombear líquidos com sólidos em suspensão.

b) Bombas de Deslocamento Positivo ou Volumétricas:

As bombas volumétricas ou de deslocamento positivo são aquelas em que a energia é fornecida ao líquido sob a forma de pressão, não havendo portanto a necessidade de transformação, como no caso das bombas centrífugas. Assim sendo, a movimentação do líquido é diretamente causada por um órgão mecânico da bomba, que obriga o líquido a executar o mesmo movimento de que ele está animado. O líquido, sucessivamente, enche, e depois é expulso, de espaços com volume determinado, no interior da bomba – daí o nome de bombas volumétricas.

As bombas de deslocamento positivo podem ser: alternativas e rotativas.

Nas bombas alternativas o líquido recebe a ação das forças diretamente de um pistão ou êmbolo (pistão alongado), ou de uma membrana flexível (diafragma).

Nas bombas rotativas, por sua vez, o líquido recebe a ação de forças provenientes de uma ou mais peças dotadas de movimento de rotação, que comunicam energia de pressão, provocando escoamento. Os tipos mais comuns de bombas de deslocamento positivo rotativas são: bomba de engrenagens, bomba helicoidal, de palhetas e pistão giratório.

A característica principal desta classe de bombas é que uma partícula líquida, em contato com o órgão que comunica a energia, tem aproximadamente a mesma trajetória que a do ponto do órgão com o qual está em contato.

✓ Características gerais - bombas alternativas:

- bombeamento de água de alimentação de caldeiras, óleos e de lamas;
- imprimem as pressões mais elevadas dentre as bombas e possuem pequena capacidade;
- podem ser usadas para vazões moderadas;
- podem operar com líquidos muito viscosos e voláteis;
- capazes de produzir pressão muita alta;
- operam com baixa velocidade.

✓ Características gerais - bombas rotativas:

- provocam uma pressão reduzida na entrada e, com a rotação, empurram o fluido pela saída;
- a vazão do fluido é dada em função do tamanho da bomba e velocidade de rotação, ligeiramente dependente da pressão de descarga;
- fornecem vazões quase constantes;
- são eficientes para fluidos viscosos, graxas, melados e tintas;
- operam em faixas moderadas de pressão;
- capacidade pequena e média.

4.3) Bombas Centrífugas

As centrífugas, denominadas também de turbo máquinas, compreendem as máquinas dotadas de rotor, montadas sobre um eixo e alojadas sobre uma carcaça de configuração apropriada.

A ação de bombeamento produz, quando a máquina impulsiona o líquido transportado, simultaneamente, a circulação do fluido através da bomba, originando uma redução ou sucção no lado de admissão.

Trata-se de uma classe importante de bombas e com características bem diferentes, já que a vazão depende da temperatura e da descarga; a característica de funcionamento depende da forma do rotor, bem como do tamanho e velocidade da bomba.

Todo o acima exposto reflete na subdivisão por tipos principais, baseada na natureza do fluxo através da bomba.

As bombas centrífugas propriamente ditas (radial pura) têm um rotor cuja forma obriga ao líquido deslocar-se radialmente. Outras possuem rotores que deslocam o líquido axialmente. Entre ambos os tipos de rotores, existem os que deslocam o líquido mediante componentes axiais e radiais de velocidade, ou seja, da bomba que seria denominada de fluxo misto.

Geralmente, os sub-tipos “centrífugo (radial)”, de “fluxo misto”, e de “fluxo axial” são aceitos na classificação de bombas de turboação.

Da mesma forma que o grupo das centrífugas, as de fluxo axial e as de fluxo misto, derivam da classificação conforme a direção do fluxo. Pelo exposto, é lógico que qualquer outra subdivisão deve estar baseada no mesmo conceito. Como a direção está perfeitamente determinada, seja nas centrífugas como nas axiais, as únicas que admitem uma subdivisão são as de fluxo misto.

Se tanto o fluxo radial quanto o axial derivam de um rotor que apresenta as bordas de entrada e saída ambas inclinadas, com respeito ao eixo, e descarregando em um invólucro, a bomba poderá ser classificada como do tipo helicoidal. Se o rotor for de forma similar, ou seja, gerador de fluxo misto, porém com palhetas diretrizes, colocadas a continuação, que modificam a direção do fluxo, a bomba poderá ser classificada do tipo diagonal.

Assim, uma sub-classificação básica e lógica, das bombas rotodinâmicas é:

- Bombas centrífugas (radiais)
- Fluxo misto
 - 1. Helicoidais
 - 2. Diagonais
- Fluxo axial

4.3.1) Princípio de Operação de uma Bomba Centrífuga (Radial) – Schneider Motobombas (Nota 2)

A Bomba Centrífuga tem como base de funcionamento a criação de duas zonas de pressão diferenciadas, uma de baixa pressão (sucção) e outra de alta pressão (recalque). Para que ocorra a formação destas duas zonas distintas de pressão, é necessário existir no interior da bomba a transformação da energia mecânica (de potência), que é fornecida pela máquina motriz (motor ou turbina), primeiramente em energia cinética, a qual irá deslocar o fluido, e posteriormente, em maior escala, em energia de pressão, a qual irá adicionar “carga” ao fluido para que ele vença as alturas de deslocamento.

Para expressar este funcionamento, existem três partes fundamentais na bomba:

- **corpo** (carcaça), que envolve o rotor, acondiciona o fluido, e direciona o mesmo para a tubulação de recalque;
- **rotor** (impelidor), constitui-se de um disco provido de pás (palhetas) que impulsionam o fluido;
- **eixo de açãoamento**, que transmite a força motriz ao qual está acoplado o rotor, causando o movimento rotativo do mesmo.

Antes do funcionamento, é necessário que a carcaça da bomba e a tubulação de sucção (*), estejam totalmente preenchidas com o fluido a ser bombeado.

Ao iniciar-se o processo de rotação, o rotor cede energia cinética à massa do fluido, deslocando suas partículas para a extremidade periférica do rotor. Isto ocorre pela ação da força centrífuga. Com isso, inicia-se a formação das duas zonas de pressão (baixa e alta) necessárias para desenvolver o processo:

- A.** Com o deslocamento da massa inicial do fluido do centro do rotor para sua extremidade, formar-se-á um vazio (vácuo), sendo este, o ponto de menor pressão da bomba. Obviamente, novas e sucessivas massas do fluido provenientes da captação ocuparão este espaço, pela ação da pressão atmosférica ou outra força qualquer;
- B.** Paralelamente, a massa do fluido que é arrastada para a periferia do rotor, agora comprimida entre as pás e as faces internas do mesmo, recebe uma crescente energia de pressão, derivada da energia potencial e da energia cinética, anteriormente fornecidas ao sistema. O crescente alargamento da área de escoamento (Teorema de Bernoulli), assim como as características construtivas do interior da carcaça da bomba (voluta ou difusores) ocasionam a alta pressão na descarga da bomba, elevando o fluido a altura desejada.

Nota 1: Convém salientar, que somente um estudo mais aprofundado sobre as diversas equações e teoremas que determinam o funcionamento de uma bomba hidráulica irá justificar como estes processos desenvolvem-se em suas inúmeras variáveis.

Nota 2: A Schneider é uma empresa voltada para o mercado de Bombas e Motobombas Centrífugas Radiais, o tipo de bomba hidráulica mais usado no mundo, principalmente para o transporte de água, cujos diferentes modelos e aplicações serão apresentados através do Catálogo disponibilizado pela Schneider.

(*) Nas bombas autoaspirantes, é necessário preencher apenas o caracol (corpo) da mesma.

No entanto, resumidamente, podemos dizer que o funcionamento de uma bomba centrífuga contempla o princípio universal da conservação de energia, que diz: “A energia potencial transforma-se em energia cinética, e vice-versa”. Parte da energia potencial transmitida à bomba não é aproveitada pela mesma, pois, devido ao atrito, acaba transformando-se em calor. Em vista disto, o rendimento hidráulico das bombas pode variar em seu melhor ponto de trabalho (ponto ótimo) de 20% a 90%, dependendo do tipo de bomba, do acabamento interno e do fluido bombeado pela mesma.

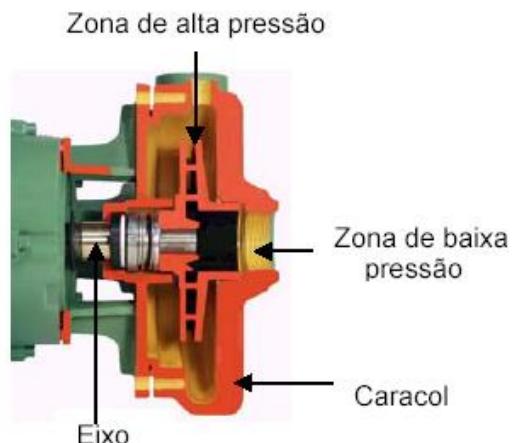


Figura 4.1 - Vista lateral do caracol e rotor em corte de uma bomba centrífuga.

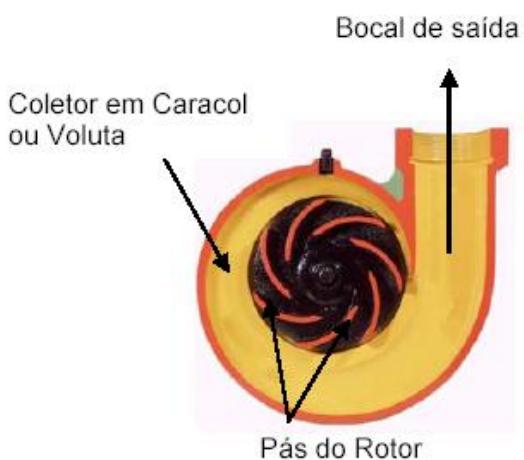


Figura 4.2 - Vista frontal do caracol e rotor em corte de uma bomba centrífuga.

Pá Guia ou Diretriz do Difusor

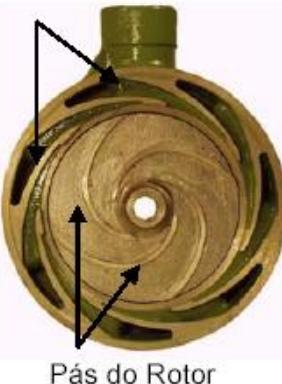


Figura 4.3 - Caracol de descarga centralizada com difusor fixo.



Figura 4.4 – Rotor fechado.



Figura 4.5 – Rotor semi-aberto.



Figura 4.6 – Rotor aberto.

4.3.1.1) NPSH e Cavitação

A sigla NPSH vem da expressão *Net Positive Suction Head*, a qual sua tradução literal para o Português não expressa clara e tecnicamente o que significa na prática. No entanto, é de vital importância para fabricantes e usuários de bombas o

conhecimento do comportamento desta variável, para que a bomba tenha um desempenho satisfatório, principalmente em sistemas onde coexistam as duas situações descritas abaixo:

- Bomba trabalhando no início da faixa, com baixa pressão e alta vazão
- Existência de altura negativa de sucção

Quanto maior for a vazão da bomba e a altura de sucção negativa, maior será a possibilidade da bomba cavitáre em função do NPSH.

Em termos técnicos, o NPSH define-se como a altura total de sucção referida à pressão atmosférica local existente no centro da conexão de sucção, menos a pressão de vapor do líquido.

$$NPSH = (H_0 - h - h_s - R) - H_v$$

Onde:

H₀ =Pressão atmosférica local, em mca (tabela 1);

h =Altura de sucção, em metros (dado da instalação);

h_s = Perdas de carga no escoamento pela tubulação de sucção, em metros;

R =Perdas de carga no escoamento interno da bomba, em metros (dados do fabricante);

H_v = Pressão de vapor do fluido escoado, em metros (tabela 2);

Para que o NPSH proporcione uma sucção satisfatória à bomba, é necessário que a pressão em qualquer ponto da linha nunca venha reduzir-se à pressão de vapor do fluido bombeado. Isto é evitado tomando-se providências na instalação de sucção para que a pressão realmente útil para a movimentação do fluido, seja sempre maior que a soma das perdas de carga na tubulação com a altura de sucção, mais as perdas internas na bomba, portanto:

$$H_0 - H_v > h_s + R$$

4.3.1.1.1) NPSH da Bomba e NPSH da Instalação

Para que se possa estabelecer, comparar e alterar os dados da instalação, se necessário, é usual desmembrar-se os termos da fórmula anterior, a fim de se obter os dois valores característicos (instalação e bomba), sendo:

H₀ - H_v - h - h_s = NPSH_d (disponível), que é uma característica da instalação hidráulica. É a energia que o fluido possui, num ponto imediatamente anterior ao flange de sucção da bomba, acima da sua pressão de vapor. Esta variável deve ser calculada por quem dimensionar o sistema, utilizando-se de coeficientes tabelados e dados da instalação;

R = NPSH_r (requerido), é uma característica da bomba, determinada em seu projeto de fábrica, através de cálculos e ensaios de laboratório. Tecnicamente, é a energia necessária para vencer as perdas de carga entre a conexão de sucção da bomba e as pás do rotor, bem como criar a velocidade desejada no fluido nestas pás. Este dado deve ser obrigatoriamente fornecido pelo fabricante através das curvas características das bombas (curva de NPSH);

Assim, para uma boa performance da bomba, deve-se sempre garantir a seguinte situação:

$$NPSH_d > NPSH_r + 0,6$$

DADOS DE PRESSÃO ATMOSFÉRICA PARA DETERMINADAS ALTITUDES LOCAIS										
Altitude em Relação ao Mar (metros)	0	150	300	450	600	750	1.000	1.250	1.500	2.000
Pressão Atmosférica (mca)	10,33	10,16	9,98	9,79	9,58	9,35	9,12	8,83	8,64	8,08

Tabela 4.1

PRESSÃO DE VAPOR DA ÁGUA PARA DETERMINADAS TEMPERATURAS										
Temperatura da água (°C)	0	4	10	20	30	40	50	60	80	100
Pressão de Vapor da água (mca)	0,062	0,083	0,125	0,239	0,433	0,753	1,258	2,033	4,831	10,33

Tabela 4.2

Exemplo 1:

Suponhamos que uma bomba de modelo hipotético seja colocada para operar com 35 mca de AMT, vazão de 32,5 m³/h, altura de sucção de 2,0 metros e perda por atrito na sucção de 1,5 mca. A altitude em relação ao nível do mar onde a mesma será instalada é de aproximadamente 600 metros, e a temperatura da água é de 30°C.

a) Verificação do NPSHr:

Conforme curva característica do exemplo citado, para os dados de altura (mca) e vazão (m³/h) indicados, o NPSHr da bomba é 4,95 mca, confira.

b) Cálculo do NPSHd:

Sabendo-se que:

$$NPSHd = H_0 - H_v - h - h_s$$

Onde:

H₀ = 9,58 (Pressão atmosférica local - tabela 1)

H_v = 0,433 (Pressão de vapor d'água - tabela 2)

h = 2,0 metros (Altura sucção)

h_s = 1,50 metros (Perda calculada para o atrito na sucção)

Temos que:

$$NPSHd = 9,58 - 0,433 - 2,0 - 1,50$$

$$NPSHd = 5,64 \text{ mca}$$

Analisando-se a curva característica abaixo, temos um NPSHr de 4,95 mca.

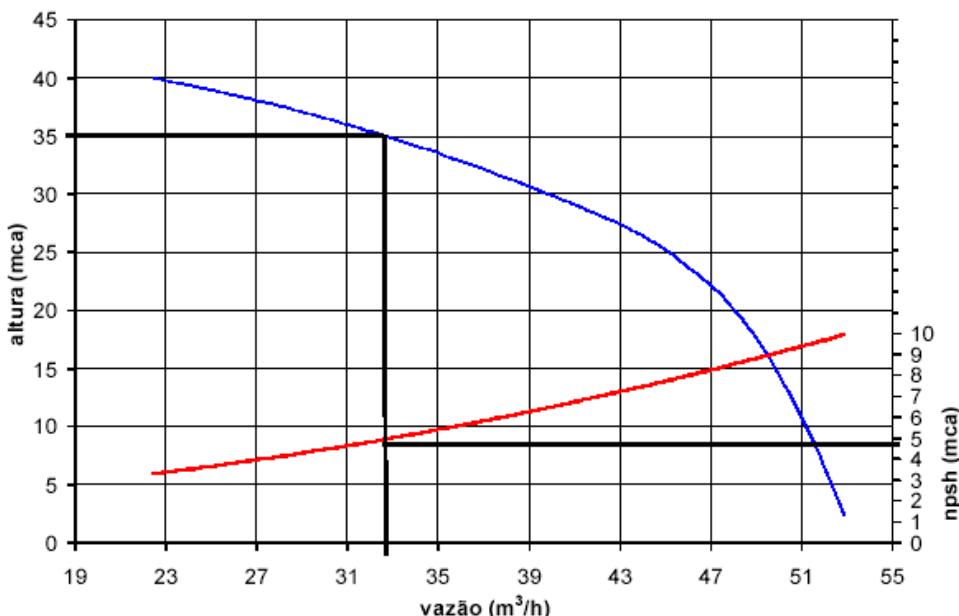


Figura 4.7 – Curva de Vazão & Altura & NPSH (Ex. 1).

Portanto: $5,64 > 5,55$

Então **NPSHd > NPSHr + 0,6**

A bomba nestas condições funcionará normalmente, porém, deve-se evitar:

- Aumento da vazão;
- Aumento do nível dinâmico da captação;
- Aumento da temperatura da água.

Havendo alteração destas variáveis, o NPSHd poderá igualar-se ou adquirir valores inferiores ao NPSHr, ocorrendo assim a cavitação.

4.3.1.1.2) Cavitação

Quando a condição **NPSHd > NPSHr + 0,6** não é garantida pelo sistema, ocorre o fenômeno denominado cavitação. Este fenômeno dá-se quando a pressão do fluido na linha de sucção adquire valores inferiores ao da pressão de vapor do mesmo, formando-se bolhas de ar, isto é, a rarefação do fluido (quebra da coluna de água) causada pelo deslocamento das pás do rotor, natureza do escoamento e/ou pelo próprio movimento de impulsão do fluido.

Estas bolhas de ar são arrastadas pelo fluxo e condensam-se voltando ao estado líquido bruscamente quando passam pelo interior do rotor e alcançam zonas de alta pressão. No momento desta troca de estado, o fluido já está em alta velocidade dentro do rotor, o que provoca ondas de pressão de tal intensidade que superam a resistência à tração do material do rotor, podendo arrancar partículas do corpo, das pás e das paredes da bomba, inutilizando-a com pouco tempo de uso, por consequente queda de rendimento da mesma. O ruído de uma bomba cavitando é diferente do ruído de operação normal da mesma, pois dá a impressão de que ela está bombeando areia, pedregulhos ou outro material que cause impacto. Na verdade, são as bolhas de ar “implodindo” dentro do rotor. Para evitar-se a cavitação de uma bomba, dependendo da situação, deve-se adotar as seguintes providências:

- A. Reduzir-se a altura de sucção e o comprimento desta tubulação, aproximando-se ao máximo a bomba da captação;

- B. Reduzir-se as perdas de carga na sucção, com o aumento do diâmetro dos tubos e conexões;
- C. Refazer todo o cálculo do sistema e a verificação do modelo da bomba;
- D. Quando possível, sem prejudicar a vazão e/ou a pressão final requeridas no sistema, pode-se eliminar a cavitação trabalhando-se com registro na saída da bomba "estrangulado", ou, alterando-se o(s) diâmetro(s) do(s) rotor(es) da bomba. Estas, porém, são providências que só devem ser adotadas em último caso, pois podem alterar substancialmente o rendimento hidráulico do conjunto.

Conclusão: A Pressão Atmosférica é a responsável pela entrada do fluido na sucção da bomba. Quando a altura de sucção for superior a 8 metros (ao nível do mar), a Pressão Atmosférica deixa de fazer efeito sobre a lâmina d'água restando tecnicamente, nestes casos, o uso de outro tipo de bomba centrífuga, as Injetoras, como veremos nos exemplos seguintes.

4.3.1.2) Potência Absorvida (BHP) E Rendimento (η) das Bombas

A Potência Absorvida (BHP) de uma bomba é a energia que ela consome para transportar o fluido na vazão desejada, altura estabelecida, com o rendimento esperado. No entanto, o **BHP (Brake Horse Power)**, denominado "Consumo de Energia da Bomba", é função de duas outras potências também envolvidas no funcionamento de uma bomba. São elas:

- Potência hidráulica ou de elevação (WHP);
- Potência útil (PU).

Porém, na prática, apenas a potência motriz faz-se necessária para se chegar ao motor de acionamento da bomba, cuja expressão matemática é expressa por:

$$BHP = \frac{Q \cdot H \cdot 0,37}{\eta}$$

Onde:

BHP ou PM =Potência motriz absorvida pela bomba (requerida para a realização do trabalho desejado);

Q =Vazão desejada, em m³ /h;

H = Altura de elevação pretendida, em mca;

0,37 = Constante para adequação das unidades;

η = Rendimento esperado da bomba, ou fornecido através da curva característica da mesma, em percentual (%).

Rendimento(η): O rendimento de uma bomba é a relação entre a energia oferecida pela máquina motriz (motor) e a absorvida pela máquina operatriz (bomba). Isto é evidenciado uma vez que o motor não transmite para o eixo toda a potência que gera, assim como a bomba, que necessita uma energia maior do que consome, devido as suas perdas passivas na parte interna.

O rendimento global de uma bomba divide-se em:

- A. **Rendimento Hidráulico (H):** Leva em consideração o acabamento interno superficial do rotor e da carcaça da bomba. Varia também de acordo com o tamanho da bomba, de 20 a 90%;
- B. **Rendimento Volumétrico (V):** Leva em consideração os vazamentos externos pelas vedações (gaxetas) e a recirculação interna da bomba. Bombas autoaspirantes, injetoras e de alta pressão possuem rendimento volumétrico e global inferior às convencionais;
- C. **Rendimento Mecânico(M):** Leva em consideração que apenas uma parte da potência necessária ao acionamento de uma bomba é usada para bombeiar. O restante, perde-se por atrito;

Portanto, o rendimento global será:

$$\eta = \frac{Q \cdot H \cdot 0,37}{BHP}$$

Ou seja, a relação entre a potência hidráulica e a potência absorvida pela bomba.

Exemplo 2:

Uma bomba operando com $42 \text{ m}^3/\text{h}$ em 100 mca, que apresenta na curva característica um rendimento de 57%. Qual a potência necessária para acioná-la? Qual o rendimento da bomba?

Cálculo da Potência

$$PM = \frac{Q \cdot H \cdot 0,37}{\eta} = \frac{42 \cdot 100 \cdot 0,37}{57} = 27,26 \approx 30 \text{ cv (*)}$$

(*) Comercialmente, para uma potência requerida de 27,26 cv, teríamos que acoplar à bomba um motor de 30 cv.

Cálculo do Rendimento

$$\eta = \frac{42 \cdot 100 \cdot 0,37}{27,26} = 57\%$$

Pelo exposto neste tópico, concluímos que potência absorvida e rendimento de uma bomba são variáveis interligadas, ficando claro que, quanto maior a potência necessária para acionar uma bomba, menor é o seu rendimento (η), e vice-versa. Isto se prova valendo-se do exemplo acima, se caso a bomba precisasse dos 30 cv do motor para realizar o trabalho desejado, o rendimento seria:

$$\eta = \frac{42 \cdot 100 \cdot 0,37}{30} = 51,8\%$$

4.3.1.3) Perdas de Carga (hf), Nº de Reynolds (Re), Velocidade de Escoamento (V), Diâmetros dos Tubos e Altura Manométrica Total (AMT)

4.3.1.3.1) Perdas de Carga (hf)

Denomina-se perda de carga de um sistema, o atrito causado pela resistência da parede interna do tubo quando da passagem do fluido pela mesma.

As perdas de carga classificam-se em:

Contínuas: Causadas pelo movimento da água ao longo da tubulação. É uniforme em qualquer trecho da tubulação (desde que de mesmo diâmetro), independente da posição do mesmo.

Localizadas: Causadas pelo movimento da água nas paredes internas e emendas das conexões e acessórios da instalação, sendo maiores quando localizadas nos pontos de mudança de direção do fluxo. Estas perdas não são uniformes, mesmo que as conexões e acessórios possuam o mesmo diâmetro.

Os fatores que influenciam nas perdas de carga são:

- A. **Natureza do fluido escoado (peso específico, viscosidade):** no caso das bombas **Schneider**, comosão fabricadas basicamente para o bombeamento de água, cujo peso específico é de 1.000Kgf/m³, não há necessidade de agregar-se fatores ao cálculo de perdas de carga;
- B. **Material empregado na fabricação dos tubos e conexões (PVC, ferro) e tempo de uso:** comercialmente, os tubos e conexões mais utilizados são os de PVC e Ferro Galvanizado, cujasdiferenças de fabricação e acabamento interno (rugosidade e área livre) são bemcaracterizadas, razão pela qual apresentam coeficientes de perdas diferentes;
- C. **Diâmetro da tubulação:** O diâmetro interno ou área livre de escoamento, é fundamental naescolha da canalização já que, quanto maior a vazão a ser bombeada, maior deverá ser o Ø interno da tubulação, afim de diminuir-se as velocidades e, consequentemente, as perdas decarga. São muitas as fórmulas utilizadas para definir-se qual o diâmetro mais indicado para avazão desejada. Para facilitar os cálculos, todas as perdas já foram tabeladas pelos fabricantes de diferentes tipos de tubos e conexões. No entanto, para efeito de cálculos, a fórmula maisutilizada para chegar-se aos diâmetros de tubos é a Fórmula de Bresse, expressa por:

$$D = K \sqrt{Q}$$

Onde:

D = Diâmetro interno do tubo, em metros;

K= 0,9 - Coeficiente de custo de investimento x custo operacional. Usualmente aplica-se um valor entre 0,8 e 1,0;

Q = Vazão, em m³/ s;

A Fórmula de Bresse calcula o diâmetro da tubulação de recalque, sendo que, na prática, para a tubulação de sucção adota-se um diâmetro comercial imediatamente superior;

- D. **Comprimento dos tubos e quantidade de conexões e acessórios:** Quanto maior o comprimento e o nº de conexões, maior será a perda de carga proporcional do sistema. Portanto, o uso em excesso de conexões e acessórios causará maiores perdas, principalmente em tubulações não muito extensas;
- E. **Regime de escoamento (laminar ou turbulento):** O regime de escoamento do fluido é a forma como ele desloca-se no interior da tubulação do sistema, a qual determinará a sua velocidade, em função do atrito gerado. No regime de **escoamento laminar**, os filetes líquidos

(moléculas do fluido agrupadas umas às outras) são paralelos entre si, sendo que suas velocidades são invariáveis em direção e grandeza, em todos os pontos. O regime laminar é caracterizado quando o nº de Reynolds (Re), for inferior a 2.000.

No regime de **escoamento turbulento**, os filetes movem-se em todas as direções, de forma sinuosa, com velocidades variáveis em direção e grandeza, em pontos e instantes diferentes. O regime turbulento é caracterizado quando o nº de Reynolds (Re), for superior a 4.000.

Obviamente, o regime de escoamento mais apropriado para um sistema de bombeamento é o **laminar** pois, acarretará menores perdas de carga por atrito em função do baixo número de interferências existentes na linha.

4.3.1.3.2) Nº de Reynolds (Re)

É expresso por:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Onde:

Re = N^o de Reynolds;

V = Velocidade média de escoamento, em m/s;

D = Diâmetro da Tubulação, em metros;

ν = Viscosidade cinemática do Líquido, em m²/s;

Para a água doce, ao nível do mar e a temperatura de 25°C, a viscosidade cinemática (ν) é igual a 0,000001007 m²/s;

O escoamento será:

Laminar : Re < 2.000

Turbulento : Re > 4.000

Entre 2.000 e 4.000, o regime de escoamento é considerado crítico.

Na prática, o regime de escoamento da água em tubulações é sempre turbulento.

4.3.1.3.3) Velocidade de Escoamento (V)

Derivada da equação da continuidade, a velocidade média de escoamento aplicada em condutos circulares é dada por:

$$V = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}$$

onde:

V = Velocidade de escoamento, em m/s;

Q = Vazão, em m³/s;

π = 3,1416, (constante);

D = Diâmetro interno do tubo, em metros;

Para uso prático, as velocidades de escoamento mais econômicas são:

Velocidade de Sucção ≤ 1,5 m/s (limite 2,0 m/s)

Velocidade de Recalque ≤ 2,5 m/s (limite 3,0 m/s)

4.3.1.3.4) Diâmetros dos Tubos

A. Tubulação de Recalque: Através de tabelas, podemos escolher o diâmetro mais adequado para os tubos de recalque, observando a linha grifada, em função da melhor relação custo benefício possível. (custo de investimento x custo operacional);

Custo de Investimento: Custo total dos tubos, bomba, conexões, acessórios, etc. Quanto menor o diâmetro dos tubos, menor o investimento inicial, e vice-versa;

Custo Operacional: Custo de manutenção do sistema. Quanto maior o diâmetro dos tubos, menor será a altura manométrica total (AMT), a potência do motor, o tamanho da bomba e o gasto de energia. Conseqüentemente, menor será o custo operacional, e vice-versa;

B. Tubulação de Sucção: Na prática, define-se esta tubulação usando-se o diâmetro comercial imediatamente superior ao definido anteriormente para recalque, analisando-se, sempre, o NPSHd do sistema.

4.3.1.3.5) Altura Manométrica Total (AMT)

A determinação desta variável é de fundamental importância para a seleção da bomba hidráulica adequada ao sistema em questão. Pode ser definida como a quantidade de trabalho necessário para movimentar um fluido, desde uma determinada posição inicial, até a posição final, incluindo nesta “carga” o trabalho necessário para vencer o atrito existente nas tubulações por onde desloca-se o fluido. Matematicamente, é a soma da altura geométrica (diferença de cotas) entre os níveis de sucção e descarga do fluido, com as perdas de carga distribuídas e localizadas ao longo de todo o sistema (altura estática + altura dinâmica).

Portanto:

$$H_{man} = H_{geo} + h_f$$

A expressão utilizada para cálculo é:

$$AMT = AS + AR + (h_{fr} + h_{fs})$$

Nota: Para aplicações em sistemas onde existam na linha hidráulica, equipamentos e acessórios (irrigação, refrigeração, máquinas, etc.) que requeiram pressão adicional para funcionamento, deve-se acrescentar ao cálculo da AMT a pressão requerida para o funcionamento destes equipamentos.

4.3.1.4) Curvas Características de Bombas Centrífugas

De forma simples e direta, podemos dizer que a curva característica de uma bomba é a expressão cartesiana de suas características de funcionamento, expressas por vazão, em m^3/h na abcissa e na ordenada altura, em mca; rendimento (η), em %; perdas internas (NPSH_r), em mca; e potência absorvida (BHP), em cv.

Curva Característica da Bomba (CCB)

A curva característica é função particular do projeto e da aplicação requerida de cada bomba, dependendo do tipo e quantidade de rotores utilizados, tipo de caracol, sentido do fluxo, velocidade específica da bomba, potência fornecida, etc.

Toda curva possui um ponto de trabalho característico, chamado de “ponto ótimo”, onde a bomba apresenta o seu melhor rendimento (η), sendo que, sempre que deslocar-se, tanto a direita como a esquerda deste ponto, o rendimento tende a cair. Este ponto é a intersecção da curva característica da bomba com a curva característica do sistema.

É importante levantar-se a curva característica do sistema, para confrontá-la com uma curva característica de bomba que aproxime-se ao máximo do seu ponto ótimo de trabalho (meio da curva, melhor rendimento). Evita-se sempre optar-se por um determinado modelo de bomba cujo ponto de trabalho encontra-se próximo aos limites extremos da curva característica do equipamento (curva 1), pois, além do baixo rendimento, há a possibilidade de operação fora dos pontos limites da mesma que, sendo à esquerda poderá não alcançar o ponto final de uso, pois estará operando no limite máximo de sua pressão e mínimo de vazão. Após este ponto a vazão se extingue, restando apenas a pressão máxima do equipamento denominada schut-off. Ao passo que, operando-se à direita da curva, poderá causar sobrecarga no motor. Neste ponto a bomba estará operando com máximo de vazão e mínimo de pressão, aumentando o BHP da mesma. Esta última posição é a responsável direta pela sobrecarga e queima de inúmeros motores elétricos em situações não previstas pelos usuários em função do aumento da vazão, com consequente aumento de corrente do motor.

Curva Característica do Sistema (CCS)

É obtida fixando-se a altura geométrica (H_{geo}) total do sistema (sucção e recalque) na coordenada Y (altura mca), e, a partir deste ponto, calcula-se as perdas de carga com valores intermediários de vazão, até a vazão total requerida, considerando-se o comprimento da tubulação, diâmetro e tipo de tubo, tempo de uso, acessórios e conexões (curvas 2 e 3).



Figura 4.8 – Curva 1: Vazão (Q) x Pressão (H).

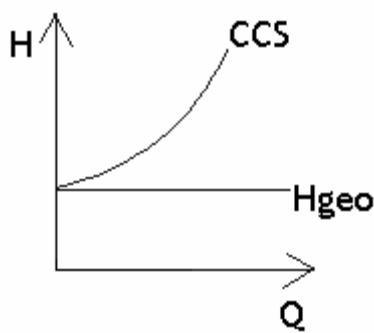


Figura 4.9 – Curva 2: CCS a partir de H_{geo} .

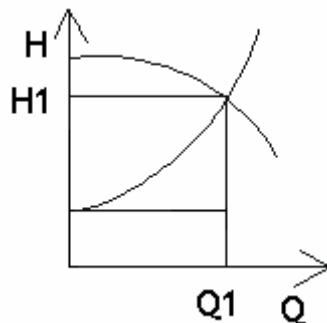


Figura 4.10 – Curva 3: Interseção de CCB e CCS = ponto de trabalho.

4.3.1.5) Alterações nas Curvas Características de Bombas

Como vimos anteriormente, as curvas características apresentam mudanças sensíveis de comportamento em função de alterações na bomba e no sistema, é importante saber quais os fatores que a influenciam, e quais suas consequências. Assim sendo, temos:

A. Alteração da Rotação da Bomba

A1. Vazão: varia diretamente proporcional a variação da rotação.

$$Q_1 = Q_0 \cdot \frac{n_1}{n_0}$$

A2. Pressão: varia proporcional ao quadrado da variação da rotação.

$$H_1 = H_0 \cdot \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^2$$

A3. Potência: varia proporcional ao cubo da variação da rotação.

$$N_1 = N_0 \cdot \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^3$$

Onde:

Q₀= Vazão inicial, em m³/h;

H₀=Pressão inicial, em mca;

N₀= Potência inicial, em cv;

n₀= Rotação inicial, em rpm;

Q₁= Vazão final, em m³/h;

H₁= Pressão final, em mca;

N₁= Potência final, em cv;

n₁= Rotação final, em rpm.

COEFICIENTES DE VARIAÇÃO DA ROTAÇÃO DA BOMBA, DE 3.500 rpm PARA:

1500	1600	1800	2000	2200	2300	2400	2500	2600	3000	3250
Q ₀ x 0,43	Q ₀ x 0,45	Q ₀ X 0,51	Q ₀ X 0,57	Q ₀ X 0,63	Q ₀ X 0,66	Q ₀ X 0,68	Q ₀ X 0,71	Q ₀ X 0,74	Q ₀ X 0,86	Q ₀ X 0,93
H ₀ X 0,18	H ₀ X 0,21	H ₀ X 0,26	H ₀ X 0,32	H ₀ X 0,39	H ₀ X 0,43	H ₀ X 0,47	H ₀ X 0,51	H ₀ X 0,55	H ₀ X 0,73	H ₀ X 0,86
No X 0,08	No X 0,095	No X 0,136	No X 0,186	No X 0,25	No X 0,28	No X 0,32	No X 0,36	No X 0,41	No X 0,63	No X 0,80

Tabela 4.3

Exemplo 3:

Uma bomba que funciona a **3.500 rpm**, fornecendo **Q₀= 20m³/h**, **H₀= 60 mca**, **N₀= 15 cv**, precisará operar em 2.750 rpm. Que resultados podemos esperar?

- *Variação da rotação:* $N_1 - N_0 = 3.500 - 2750 = 750 \text{ rpm}$

$$\frac{750}{3500} \cdot 100 = 21,4\% \rightarrow \text{percentual de queda da rotação}$$

- *Variação da vazão:*

$$Q_1 = Q_0 \cdot \frac{n_1}{n_0} = 20 \cdot \frac{2750}{3500} = 15,71 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Portanto, a vazão variou: } 20 - 15,71 = \frac{4,29 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 100}{20} = 21,4\%$$

É o mesmo percentual de variação da rotação, pois são proporcionais.

- *Variação da pressão:*

$$H_1 = H_0 \cdot \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^2 = 60 \cdot \left(\frac{2750}{3500} \right)^2 = 37,04 \text{ mca}$$

- *Variação da potência do motor:*

$$N_1 = N_0 \cdot \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^3 = 15 \cdot \left(\frac{2750}{3500} \right)^3 = 7,27 \text{ cv}$$

Portanto, os valores corrigidos, funcionando com 2750 rpm, são:

$$Q_1 = 15,71 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_1 = 37,04 \text{ mca}$$

$$N_1 = 7,27 \text{ cv}$$

B. Alteração do diâmetro do(s) rotor(es)

Assim como a alteração da rotação, a alteração do diâmetro dos rotores condiciona a uma certa proporcionalidade com Q, H e N, cujas expressões são:

B1. Vazão: varia diretamente proporcional ao diâmetro do rotor.

$$Q_1 = Q_0 \cdot \frac{D_1}{D_0}$$

B2. Pressão: varia proporcional ao quadrado do diâmetro do rotor.

$$H_1 = H_0 \cdot \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^2$$

B3. Potência: varia proporcional ao cubo do diâmetro do rotor.

$$N_1 = N_0 \cdot \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^3$$

Onde:

D_0 = Diâmetro original do rotor;

D_1 = Diâmetro alterado. (ambos em mm)

Deve-se considerar também, que há certos limites para diminuição dos diâmetros dos rotores, em função principalmente da brutal queda de rendimento que pode ocorrer nestes casos. De modo geral oscortes (usinagem) em rotores podem chegar a, no máximo, **20% do seu diâmetro original**.

C. Mudança do tipo de fluido bombeado

As bombas e motobombas Schneidersão projetadas para trabalho com águas limpas isentas de sólidos, águas pluviais, águas servidas com partículas sólidas, chorume e determinados produtos químicos, conforme características construtivas específicas de cada equipamento.

Os modelos standard das linhas BCA-43, MSA, MBV e BCS admitem bombeamento de líquidos com peso específico máximo de 1,10 g/cm³ e concentração de sólidos de até 15%. Para a linha BCA, a concentração máxima de sólidos é de 1%.

Os modelos standard das linhas BC-30 e MCI-EF admitem bombeamento de algumas soluções químicas sob prévia consulta. Sendo vedada a utilização para bombeamento de produtos alimentícios e/ou medicinais, líquidos inflamáveis e aplicação em hemodiálise.

A fábrica não dispõe de testes com os chamados fluidos não newtonianos (não uniformes) tais como: pastas, lodos e similares viscosos. No entanto, convém salientar que, qualquer bomba centrífuga cuja aplicação básica seja para água, ao bombear fluidos viscosos apresenta um aumento da potência (PM), redução da AMT e da vazão indicadas originalmente nas curvas características.

D. Tempo de vida útil da bomba

Com o decorrer do uso, mesmo que em condições normais, é natural que ocorra um desgaste interno dos componentes da bomba, principalmente quando não existe um programa de manutenção preventiva para a mesma, ou este é deficiente. O desgaste de buchas, rotores, eixo e alojamento de selos mecânicos ou gaxetas faz aumentar as fugas internas do fluido, tornando o rendimento cada vez menor. Quanto menor a bomba, menor será o seu rendimento após algum tempo de uso sem manutenção, pois, a rugosidade, folgas e imperfeições que aparecem são relativamente maiores e mais danosas que para bombas de maior porte. Portanto, não se deve esperar o desempenho indicado nas curvas características do fabricante, sem antes certificar-se do estado de conservação de uma bomba que já possua um bom tempo de uso.

4.3.1.6) Acionamento de Bombas por Polias e Correias

A maioria das bombas centrífugas são fornecidas pela fábrica dotadas demotor elétrico diretamente acoplado (monobloco). Porém, é muito comum o uso de outros

motores, principalmente em zonas rurais, através de sistemas de acionamento por correias em “V”, onde então, a bomba é fornecida com mancal de rolamento ao invés de motor. Na ponta do eixo do mancal é introduzida uma polia (polia movida) a qual é tracionada por uma ou mais correias em “V” cuja extremidade oposta está assentada em outra polia (polia motriz) montada na ponta do eixo de um motor ou turbina. A relação entre os diâmetros externos destas duas polias é que ajusta a velocidade conveniente a bomba. Salvo aplicações especiais, a maioria dos usos de transmissão por correias em “V” para acionar bombas ocorre quando a velocidade máxima da máquina acionadora (motor elétrico, motor diesel, turbina, tomada de força de trator), em rpm, é menor que a velocidade mínima requerida para o funcionamento adequado da bomba.

Exemplo: Bombas de alta rotação (3.450 a 3.600 rpm) acionadas por:

- A. Motor Elétrico IV pólos - rotação nominal - 1.750 rpm
- B. Motor Diesel - rotação nominal - 2.300 rpm
- C. Tomada de força do trator - rotação nominal - 600 rpm

4.3.1.6.1) Cálculo do Diâmetro de Polias em Função da Rotação

O diâmetro das polias e correias adequadas para cada aplicação é definido através das seguintes expressões:

$$(\text{rpm do Motor} \times \text{Ø da Polia do Motor}) = (\text{rpm da Bomba} \times \text{Ø Polia da bomba})$$

$$\text{A. Ø da Polia do Motor} = (\text{rpm da Bomba} \times \text{Ø Polia da bomba}) / (\text{rpm do Motor})$$

$$\text{B. Ø da Polia da Bomba} = (\text{rpm do Motor} \times \text{Ø Polia do Motor}) / (\text{rpm da Bomba})$$

Obs: A velocidade linear das correias em “V” não deve ultrapassar a 1.500 metros por minuto, pois, acima disto, o desgaste das correias e polias é muito acentuado. A velocidade linear deve ser sempre inferior a rpm máxima da bomba e motor, respectivamente.

Da mesma forma, não se deve usar diâmetros de polias muito pequenos, para evitar que estas patinem por falta de aderência, com consequente desgaste prematuro e perda de rendimento.

Deve-se atender os limites da Tabela 4.4 expressa a seguir:

POLIA MOTORA Ø EXTERN0 MÍNIMO	CAPACIDADE MÁXIMA EM CV PARA TRANSMISSÃO POR CADA CORREIA EM “V”							
	CORREIA EM “V”							
	PERFIL A		PERFIL B		PERFIL C		PERFIL D	
Ø externo mínimo	rpm max.	cv	rpm max.	cv	rpm max.	cv	rpm max.	cv
75	7350	1,0						
105	5025	2,5						
115	4550	2,9						
130	4150	3,3	4250	2,2				
127,5	4060	3,4	4150	2,3				
135	3820	3,5	3900	3,2				
150	3410	3,5	3470	3,9				
160	3180	3,5	3240	4,4				

180	2800	3,5	2850	5,2				
200	2510	3,5	2550	5,5	2600	5,1		
220	2270	3,5	2300	5,5	2350	7,4		
262,5	1890	3,5	1820	5,5	1950	10,3		
285	1740	3,5	1750	5,5	1780	11,5		
320			1550	5,5	1565	13,0	1600	12,4
335			1480	5,5	1500	13,0	1525	13,6
450					1115	13,0	1110	24,2

Tabela 4.4

ALTURA MÉDIA (hm) DE CORREIAS EM "V" EM FUNÇÃO DO PERFIL				
PERFIL	A	B	C	D
hm (mm)	10,0	12,5	16,5	22,0

Tabela 4.5

A **velocidade linear** é expressa por:

$$\pi \cdot \emptyset_N \cdot rpm$$

Onde:

$\pi = 3,1416$ (constante)

$\emptyset_N = \emptyset$ nominal da polia motora, em metros $\rightarrow \emptyset_N = \emptyset_{externo} - hm$

rpm =Velocidade Angular do Motor

Exemplo 4:

Calcular as polias e correias necessárias para acionar uma bomba de **3.500 rpm** a partir de um motor de **2.300 rpm**, de **20cv**.

- *Cálculo da polia do motor*

Rotação do motor = 2.300 rpm \rightarrow Na **Tabela 4.4**, vemos que para esta rotação, o perfil de correia mais indicado é o **B**.

O **diâmetro mínimo** indicado é **130 mm**, e o **máximo 220 mm**.

Considerando que haja disponibilidade de espaço para instalação e manutenção, adotaremos para esta polia um \emptyset externo intermediário, afim de trabalhar com uma velocidade linear menos crítica, assim:

$$\emptyset \text{ da Polia do motor} = \frac{130 + 220}{2} = 175 \text{ mm}$$

Temos, \emptyset_N da polia motora:

$$\emptyset_N = \emptyset_{externo} - h = 175 - 12,5 \text{ (Tabela 4.5, para perfil B)}$$

$$\emptyset_N = 162,5 \text{ mm} = 0,162 \text{ metros}$$

$$\text{Velocidade Linear} = \pi \times \emptyset_N (\text{m}) \times rpm = 3,1416 \times 0,162 \times 2.300$$

$$\text{Velocidade Linear} = 1.170 \text{ m/min} < 1.500 \text{ m/min} \rightarrow \text{Ok}$$

$$\text{Nº de Correias} = (\text{Pot. Do Motor}) / (\text{cv/Correia}) = 20 / 5,5 \text{ (Tabela 4.4, para 2300 rpm)}$$

$$\text{Nº de Correias} = 3,63 \cong 4 \text{ correias}$$

- *Cálculo da polia da bomba*

Ø da Polia da Bomba = (rpm do Motor x Ø da Polia do Motor)/(rpm da Bomba 3.500)

$$\text{Ø da Polia da Bomba} = \frac{2300 \cdot 175}{3500} = 115\text{mm}$$

Resultado:

Ø da Polia Motora (motor) = 175 mm

Ø da Polia Movida (bomba) = 115 mm

Nº de correias perfil B a utilizar = 4

Velocidade Linear = 1.170 m/min

Obs: Fica claro que, quanto mais próximo do diâmetro máximo calcularmos as polias, maior será a velocidade linear, oferecendo praticamente os mesmos problemas de vida útil que teremos se, ao contrário, adotarmos um Ø muito próximo do mínimo indicado para cada perfil.

Outro detalhe importante é a distância entre os eixos do motor e da bomba, pois isto determina o tamanho da correia. Quanto maior o comprimento da correia, maiores as perdas mecânicas, oscilações e desalinhamentos prejudiciais ao rendimento.

Deve-se sempre deixar uma reserva de potência para o motor, em caso de transmissões por correia, da ordem de 30% (*), no mínimo, em relação a potência requerida (BHP) da bomba.

Exemplo: BHP da Bomba 15 cv $\rightarrow 15 \times 1,30 = 19,5$ cv \rightarrow Pot. Mínima do motor

Tipo de Acionamento:

- **Elétrico** \rightarrow comercialmente usaríamos para potência de 18,0 cv, um motor de **20 cv**.
- **Diesel** \rightarrow comercialmente usaríamos para potência de 18,0 cv, um motor de **20 cv** (*) .

(*) Para o caso de motores estacionários (combustão), esta reserva poderá ser ainda maior, dependendo do rendimento do mesmo.

**ESQUEMA TÍPICO DE INSTALAÇÃO EM UMA CAPTAÇÃO D'ÁGUA
DE UMA MOTOBOMBA CENTRÍFUGA SCHNEIDER
(PARA ALTURAS DE SUCESSO INFERIORES A 8 METROS)**

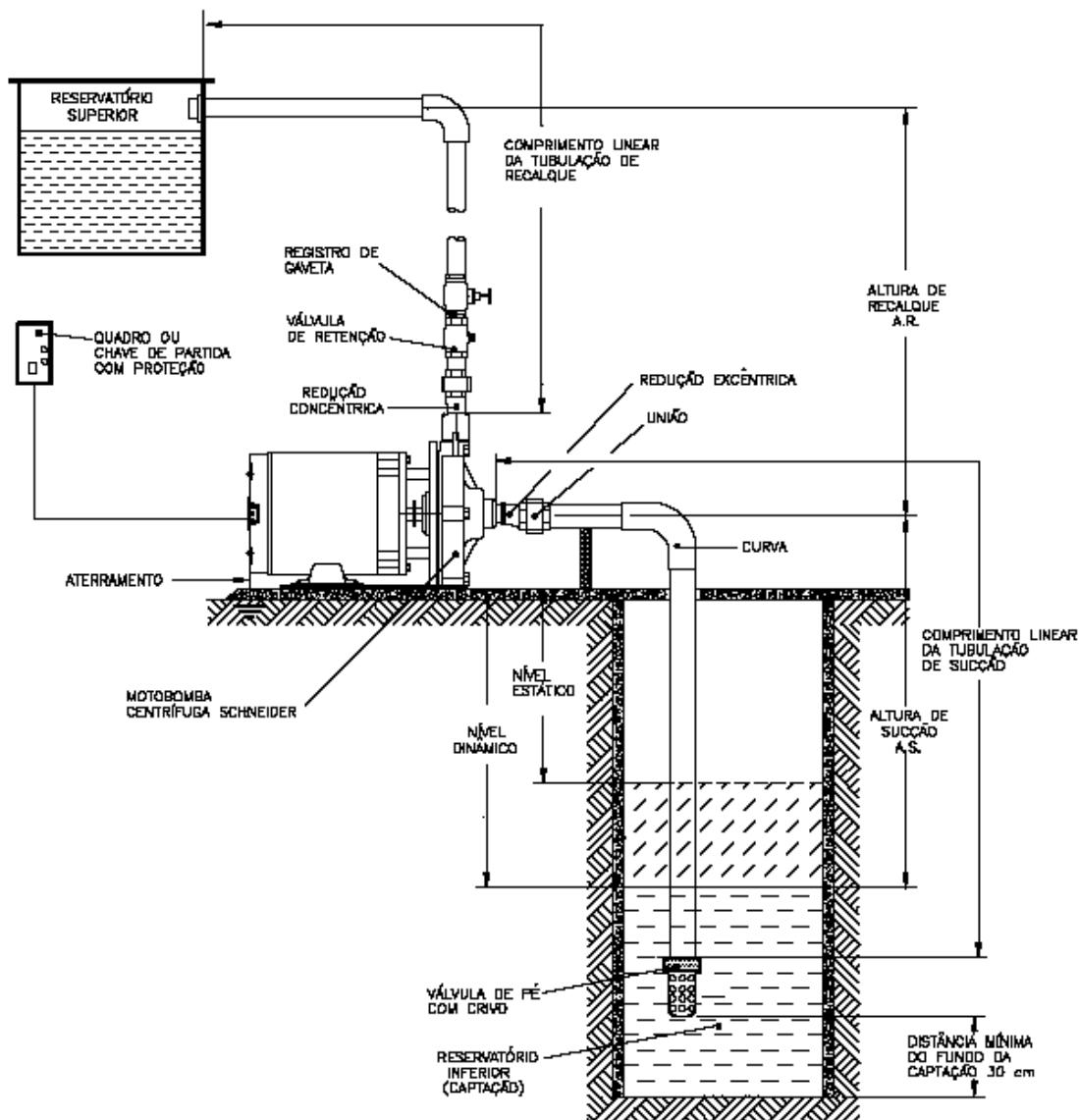


Figura 4.11

4.3.1.7) Método Básico para Seleção de uma Bomba Schneider(altura de sucção inferior a 8 mca)

Para calcular-se com segurança a bomba centrífuga adequada a um determinado sistema de abastecimento de água, são necessários alguns dados técnicos fundamentais do local da instalação e das necessidades do projeto:

- A. Altura de Sucção → AS, em metros;
- B. Altura de Recalque → AR, em metros;
- C. Distância em metros entre a captação, ou reservatório inferior, e o ponto de uso final, ou reservatório superior, isto é, caminho a ser seguido pela tubulação, ou, se já estiver instalada, o seu comprimento em metros lineares, e os tipos e quantidades de conexões e acessórios existentes;
- D. Diâmetro (pol ou mm) e material (PVC ou metal), das tubulações de sucção e recalque, caso já forem existentes;
- E. Tipo de fonte de captação e vazão disponível na mesma, em m^3/h ;
- F. Vazão requerida, em m^3/h ;
- G. Capacidade máxima de energia disponível para o motor, em cv, e tipo de ligação (monofásico ou trifásico) quando tratar-se de motores elétricos;
- H. Altitude do local em relação ao mar;
- I. Temperatura máxima e tipo de água (rio, poço, chuva).

Exemplo 5:

Baseados nestas informações podemos calcular a bomba necessária para a seguinte situação:

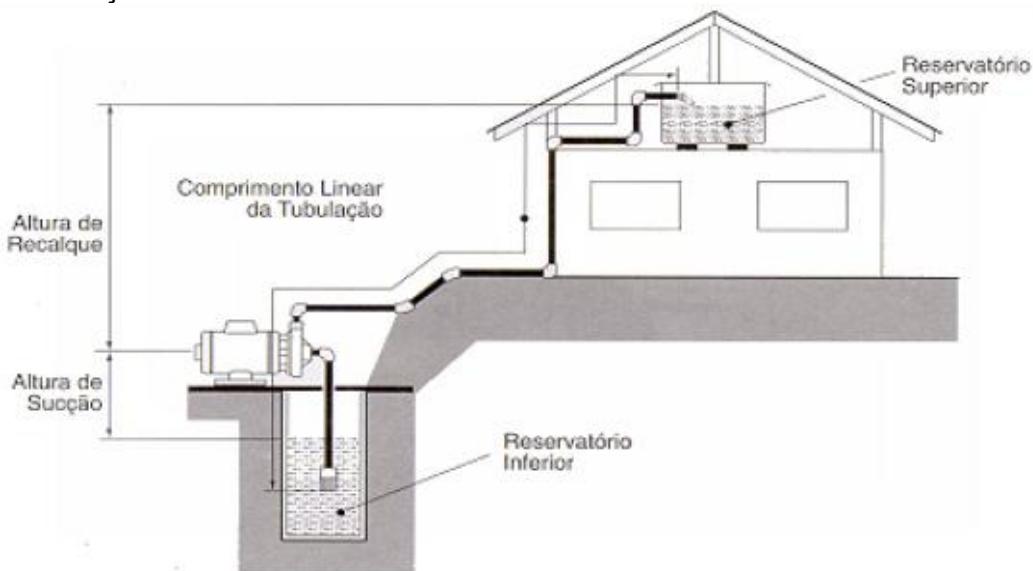


Figura 4.12 – para Exemplo 5.

Dados da Instalação:

- * **Altura de Sucção** (desnível entre a bomba e a lâmina d'água) = AS = 0,5 m;
- * **Altura de Recalque** (desnível entre a bomba e o ponto mais alto da instalação) = AR = 25 m;
- * **Conexões e acessórios no recalque:** 1 registro de gaveta, 4 curvas 90°, 1 redução concêntrica, 2 válvulas de retenção (1 horizontal e 1 vertical);
- * **Temperatura máxima da água** = 40°C;
- * **Altitude do local** = 450 m;

* **Tubulação utilizada em PVC**

- * **Conexões e acessórios na sucção:** 1 válvula de pé com crivo, 1 curva 90°, 1 redução excêntrica;
- * **Vazão desejada** = 4,0 m³/h;
- * **Comprimento da tubulação de Recalque** = 180 m;
- * **Comprimento da tubulação de Sucção** = 5 m.

- *Escolha do diâmetro da tubulação (Tabela 4.6)*

A escolha do diâmetro da tubulação de recalque é feita de acordo com a tabela de perda de carga em tubos. Normalmente para a tubulação de sucção, adota-se um diâmetro comercial imediatamente superior ao recalque.

Diâmetro Recalque: 1 ¼" (40 mm)

Diâmetro Sucção: 1 ½" (50 mm)

- *Cálculo da perda de carga (PC)*

- Para o recalque:

Pela tabela de perda de carga em acessórios vemos os comprimentos equivalentes para as conexões em PVC:

1 registro gaveta = 0,40 m

1 válvula de retenção horizontal = 2,70 m

1 válvula de retenção vertical = 4,00 m

4 curvas 90° = 4 x 0,70 = 2,80 m

1 redução concêntrica = 0,15 m

TOTAL = 10,05 m

PCr = (Comprimento linear da tubulação + Comprimento equivalente) x Fator de perda de carga (Tabela 4.6 – Perda de carga em tubulações de PVC)

$$PCr = (180 + 10,05) \times 7\% \rightarrow PCr = 13,30 \text{ mca}$$

- Para a sucção:

Pela tabela de perda de carga em acessórios vemos os comprimentos equivalentes para as conexões em PVC:

1 válvula de pé com crivo = 18,30 m

1 curva 90° = 1,20 m

1 redução = 0,40 m

TOTAL = 19,90 m

$$PCs = (5 + 19,90) \times 2,5\% \rightarrow PCs = 0,62 \text{ mca}$$

- *Cálculo da altura manométrica total (AMT)*

$$AMT = As + Ar + PCs + PCr$$

$$AMT = 0,5 + 25 + 0,62 + 13,30$$

$$AMT = 39,42 \text{ mca}$$

- Determinação da Motobomba Schneider

AMT = 40 mca
Vazão = 4 m³/h

- Determinação do NPSHd

$$NPSHd = Ho - Hv - As - PCs$$

$Ho = 9,79 \text{ m}$ (tabela 4.1)

$Hv = 0,753 \text{ m}$ (tabela 4.2)

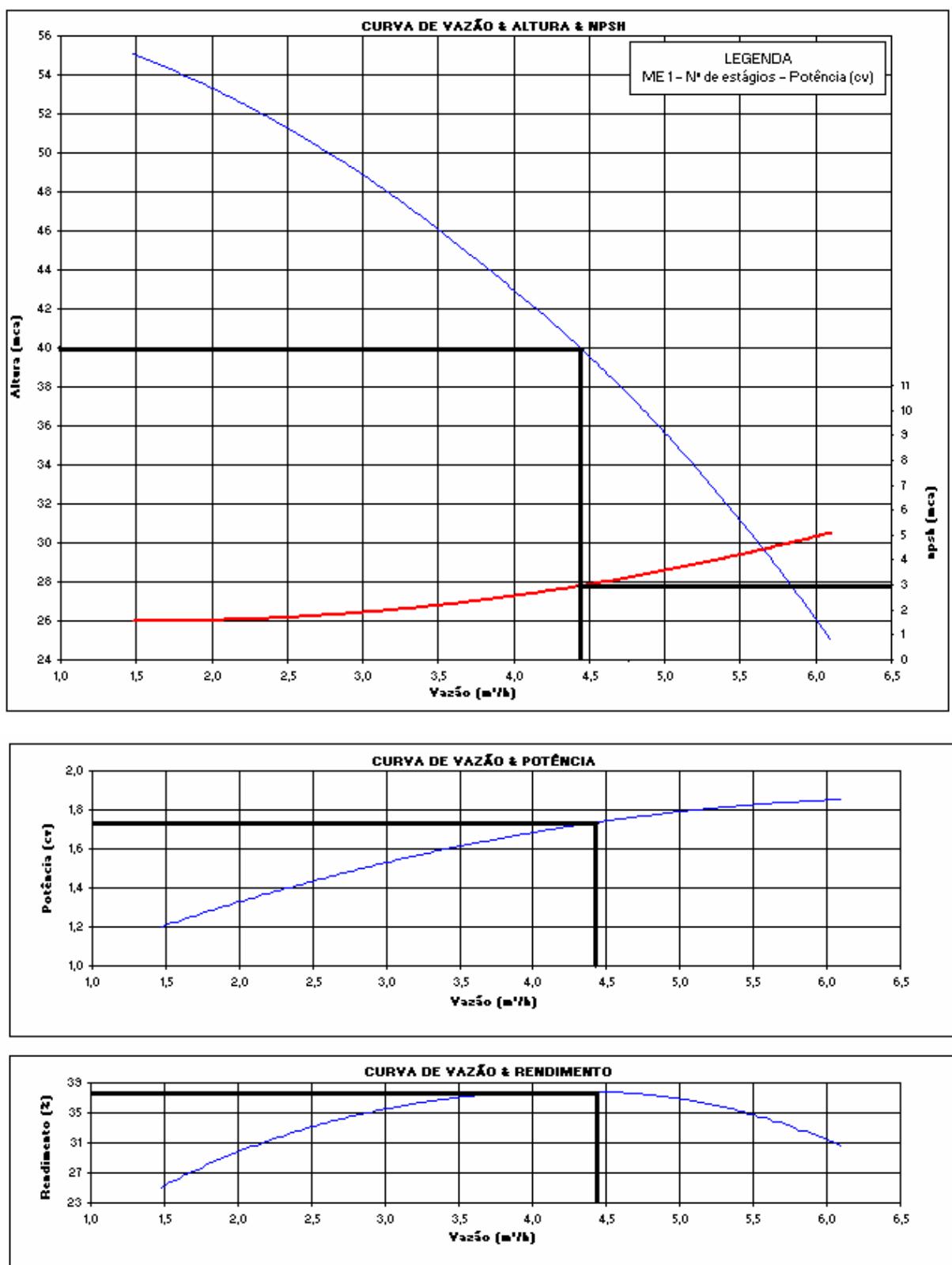
$As = 0,50 \text{ m}$ (dado)

$PCs = 0,62 \text{ mca}$ (calculado)

$$NPSHd = 9,79 - 0,753 - 0,50 - 0,62 \rightarrow NPSHd = 7,92 \text{ mca}$$

- Motobomba que satisfaz as condições

		CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS																											
		ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL EM m.c.a.																											
		VAZÕES EM m ³ /h VÁLIDAS PARA SUCÇÃO DE 0 m.c.a., ÁGUA A 25°C, AO NÍVEL DO MAR																											
5	9	13	17	21	25	29	33	37	41	44	48	52	56	60	64	68	72	76	80	89	98	107	116	125	134	143	152	161	170
7,0	6,6	6,1	5,5	4,9	4,2	3,3	2,1																						
*	*	*	6,3	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2																					
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3,2	2,3																
*	*	*	6,1	5,7	5,1	4,4	3,5	2,2	4,8	4,3	3,8	3																	



Obs.: Os dados hidráulicos admitem uma tolerância de ±5% e são válidos para sucção de 0 mca e água a 25°C ao nível do mar.

Figura 4.14 – Curvas do Exemplo 5.

4.3.1.8) Instruções Gerais para Instalação e Uso de Bombas Centrífugas

1) Instruções para Instalação Hidráulica

- A. Instalar a motobomba o mais próximo possível da fonte de captação de água, garantindo ausência de sólidos em suspensão tais como: areia, galhos, folhas, pedras, etc.
- B. O local de instalação da motobomba deverá ser iluminado e seco, de fácil acesso para agilizar na hora da manutenção/inspeção, com espaço suficiente para ventilação do motor.
- C. Não expor a motobomba a ação do tempo, protegendo-a das intempéries (sol, chuva, poeira, umidade, etc.).
- D. Fixar a motobomba sobre uma base rígida e regular (de preferência de concreto ou alvenaria), isenta de vibrações. Procure manter um pequeno declive no sentido da captação.
- E. Utilizar o mínimo possível de conexões na instalação, dando preferência sempre às curvas no lugar de joelhos.
- F. No caso das motobombas com bocais de rosca, sugerimos instalar (próximos aos bocais) uniões, tanto na canalização de sucção como no recalque para facilitar a montagem e desmontagem do conjunto.
- G. Faça suportes para sustentar o peso das canalizações para que o mesmo não pressione a bomba.
- H. Usar válvula de pé (fundo de poço) com um diâmetro superior ao da canalização de sucção. Instalar a válvula no mínimo 30 cm do fundo do local da captação, garantindo uma coluna de água sobre a válvula suficiente para não entrar ar pela mesma.
- I. Na sucção usar tubo com rosca. Vedar todas as conexões com vedante apropriado, evitando assim a entrada de ar. Obs.: Nunca roscar a tubulação de sucção além do final da rosca do bocal do caracol, evitando desta forma o travamento do rotor.
- J. Quando a motobomba for instalada numa cisterna ou reservatório, mantenha uma certa distância entre a canalização de abastecimento desse reservatório e o ponto de sucção da bomba, evitando assim, a sucção de bolhas de ar.
- K. Instale válvulas de retenção na tubulação de recalque a cada 20 mca (desnível mais perda de carga) conforme NBR 5626/98.
- L. Nunca reduza os diâmetros das tubulações (bitolas) de sucção e recalque da bomba. Utilize sempre canalização com diâmetro igual ou maior à da bomba. Os diâmetros orientativos das tubulações devem ser compatíveis com a vazão desejada conforme tabela abaixo:

Vazão (m ³ /h)	0 a 1	1 a 2	2 a 4	4 a 8	8 a 15	15 a 30	30 a 60	60 a 120	120 a 200	
Diâmetro	Polegadas	¾	1	1 ¼	1 ½	2	2 ½	3	4	5
	Milímetros	25	32	40	50	60	75	85	110	140

Tabela 4.6

Importante:

- ♦ Nas instalações onde o fornecimento de água não pode ser interrompido, **torna-se obrigatório manter duas bombas em paralelo**, uma em operação e outra reserva.
- ♦ Toda motobomba ao ser instalada sobre a laje de residências ou edificações, deverá conter proteção impermeável contra possíveis vazamentos ao longo de seu uso, no período de garantia ou fora dele.
- ♦ No bombeamento de água quente com temperatura acima de 70°C é obrigatório solicitar a bomba com rotor em BRONZE e selo mecânico em VITON ou EPDM.

Nestes casos, ainstalação hidráulica deve seguir as determinações das normas brasileiras, tais como: NBR 7198(Instalações Prediais de Água Quente), NBR 2352 (Instalações de Aquecimento Solar emPrédios), NR 13 Anexo I-A (Caldeiras de Pressão), entre outras.

- ♦ Não recomendamos utilizar bombas em ferro fundido nos sistemas de recirculação de água quente dotados de aquecedor(es).
- ♦ Se o equipamento, depois de ter funcionado um determinado tempo, ficar um período sem ser usado, quando for colocado em funcionamento outra vez, recomendamos acionar por alguns segundos o motor para ver se o eixo do mesmo gira livremente. Então, deixar a bomba funcionando por algum tempo jogando a água para fora do reservatório.
- ♦ No caso de armazenamento (estocagem) do equipamento (antes de ser instalado), recomendamos guardá-lo em local seco. Além disso, movimentar manualmente e de forma periódica o eixo do motor (ou do mancal).

2) Instruções para Instalação Elétrica

A. Para ligação correta do motor elétrico, observar na placa de identificação do mesmo o esquema compatível à voltagem da rede elétrica do local.

♦ **Tensões possíveis:**

Para sistemas monofásicos: 110/220 V, 127/254 V, 220/440 V e 254/508 V.

Para sistema trifásicos: 220/380 V, 220/380/440 V e 380/660 V.

B. Sempre que possível, colocar um automático de nível (chave bóia) cuja instalação deve obedecer as recomendações do fabricante do mesmo. **Proibido o uso de bóias que contenham mercúrio em seu interior.**

C. É obrigatório o aterramento do motor elétrico conforme NBR 5410.

D. É obrigatório a utilização de chave de proteção dotada de relé de sobrecarga adequada para uma maior segurança do motor elétrico contra efeitos externos, tais como: subtensão, sobretensão, sobrecarga, etc. O relé **deve ser ajustado para a corrente de serviço do motor** e a falta do mesmo na instalação implicará em **perda total da garantia**. Em sistemas trifásicos, além do relé de sobrecarga, faz-se necessário a utilização de relé falta-fase. Lembramos que disjuntores simplesmente protegem a instalação contra curto-circuitos.

E. No circuito elétrico da motobomba, instalar um **interruptor diferencial residual** ou **disjuntor diferencial residual (“DR”)**. Dispositivos estes, de elevada sensibilidade, que garantem proteção contra choques elétricos.

F. Os motores das famílias BCR 2000, BIR 2001 e MBL são dotados de termostatos para proteção contra sobreaquecimento. Toda vez que houver elevação da temperatura o termostato abre desligando o sistema. Depois de \pm 20 minutos o sistema se rearmará automaticamente. Persistindo o problema, recomendamos levar o equipamento até a Assistência Técnica Autorizada mais próxima e chamar um eletricista para avaliar a instalação elétrica.

Importante:

- ♦ cálculo para a escolha correta dos condutores que alimentarão o motor elétrico deverá ser baseado na tensão aplicada e na corrente de serviço do motor.
- ♦ As tabelas de **motores Monofásicos** e **motores Trifásicos** deste catálogo, estão de acordo com a NBR 5410 e especificam o diâmetro mínimo do fio condutor de cobre, levando em consideração a tensão da rede, a potência do motor e a distância do mesmo ao quadro geral de distribuição (entrada de serviço).

Nota: Se a tensão (voltagem) a ser utilizada for diferente às apresentadas nas tabelas, consulte um profissional do ramo ou a Concessionária de Energia Local.

Observação:

Sempre que houver dúvidas na instalação elétrica do motor ou na compreensão das tabelas e esquemas apresentados, consulte um técnico especializado no assunto, ou entre em contato com a Assistência Técnica da Fábrica.

3) Instruções para o Acionamento da Bomba

- A.** Antes de conectar a tubulação de recalque à bomba, faça a escorva da mesma, ou seja, preencha com água todo o corpo da bomba e a tubulação de sucção, para eliminar o ar existente em seu interior. **Nunca deixe a motobomba operar sem água em seu interior.**
- B.** Conclua a instalação hidráulica de recalque.
- C.** Recomenda-se bombeiar água, por algum tempo, para fora do reservatório afim de eliminar eventuais impurezas contidas na instalação hidráulica.
- D.** Nas bombas acopladas a motores monofásicos 6 (seis) fios, trifásicos, ou nas bombas mancalizadas, observar logo na partida, pelo lado traseiro do motor (ou mancal), se este gira no sentido correto (**sentido horário, com exceção do modelo BCA-43**). Caso contrário, para o motor monofásico 6 fios, siga as orientações contidas na placa do motor e para o motor trifásico inverta a posição de duas fases da rede.
- E.** Ao efetuar o primeiro acionamento do conjunto motobomba, sugerimos que a partida do mesmo seja feita com registro fechado, abrindo-o lentamente e medindo-se a corrente e a voltagem através de um alicate amperímetro/voltímetro até que o sistema estabilize-se. Tal procedimento permite que sejam conhecidos os pontos operacionais do equipamento (Vazão, Pressão, Corrente e Voltagem) evitando-se assim, eventuais danos ao mesmo.

4.3.2) Bombas Mancalizadas

- A.** Quando a bomba mancalizada for acoplada ao motor estacionário, o conjunto deverá ser montado sobre uma base. Esta, deverá ser em fixada ao chão. O motor a combustão deverá ser montado sobre amortecedores para evitar vibração. O alinhamento entre os eixos do motor e da bomba é que determinará a vida útil do conjunto. Se feito de maneira correta proporcionará um funcionamento eficiente e isento de problemas.
- B.** Os mancais das bombas **já saem de fábrica lubrificados** com óleo ou graxa (dependendo do modelo do mesmo).
- C.** Os óleos e graxas mais indicados para mancais de rolamento são os da linha industrial. **Os óleos podem ser do tipo SAE 30 ou 40, e a graxa deve ser a “Graxazul”** (Sulfato de Molibdênio) com ponto de gota de 170°C.
- D.** Nas trocas e relubrificações use somente óleos e graxas novos e isentos de impurezas. **Nunca misture lubrificantes de marcas diferentes.**
- E.** Nos casos dos mancais lubrificados a graxa, para uso diário de até 8 horas de trabalho a troca deverá se feita sempre a cada 6.000 horas de uso efetivo ou 1 ano, o que ocorrer primeiro. Para uso diário contínuo de 24 horas, os intervalos de troca devem ser a cada 1.000 horas. Estes valores são válidos para temperaturas de trabalho do rolamento inferiores a 70°C. Acima desta temperatura, a cada aumento de 15°C é necessário que o intervalo de relubrificação seja reduzido pela metade.
- F.** No caso dos mancais lubrificados a óleo, o intervalo de troca difere de acordo com o volume de óleo e as condições de utilização. Normalmente, nos casos em que a temperatura de trabalho seja inferior a 50°C com boas condições ambientais e pouca sujeira, trocas anuais são suficientes. Entretanto, nos casos em que a temperatura do

óleo atinge níveis de 100°C, o intervalo de troca passa a ser a cada três meses ou menos. Ainda, em casos que haja penetração de umidade, o intervalo para troca deve ser reduzido ainda mais.

Importante:

- ♦ A falta ou excesso de lubrificação causam superaquecimento e aceleram o desgaste do equipamento.
- ♦ Em se tratando do mancal lubrificado com óleo, sempre que for operar o equipamento, observe antes o nível de óleo do mancal.
- ♦ Consulte o **Manual de Instalação, Operação e Manutenção das Bombas e Motobombas SCHNEIDER**, garantindo assim, um funcionamento eficaz e longa vida útil do equipamento. Havendo dúvidas, não improvise, consulte a fábrica.

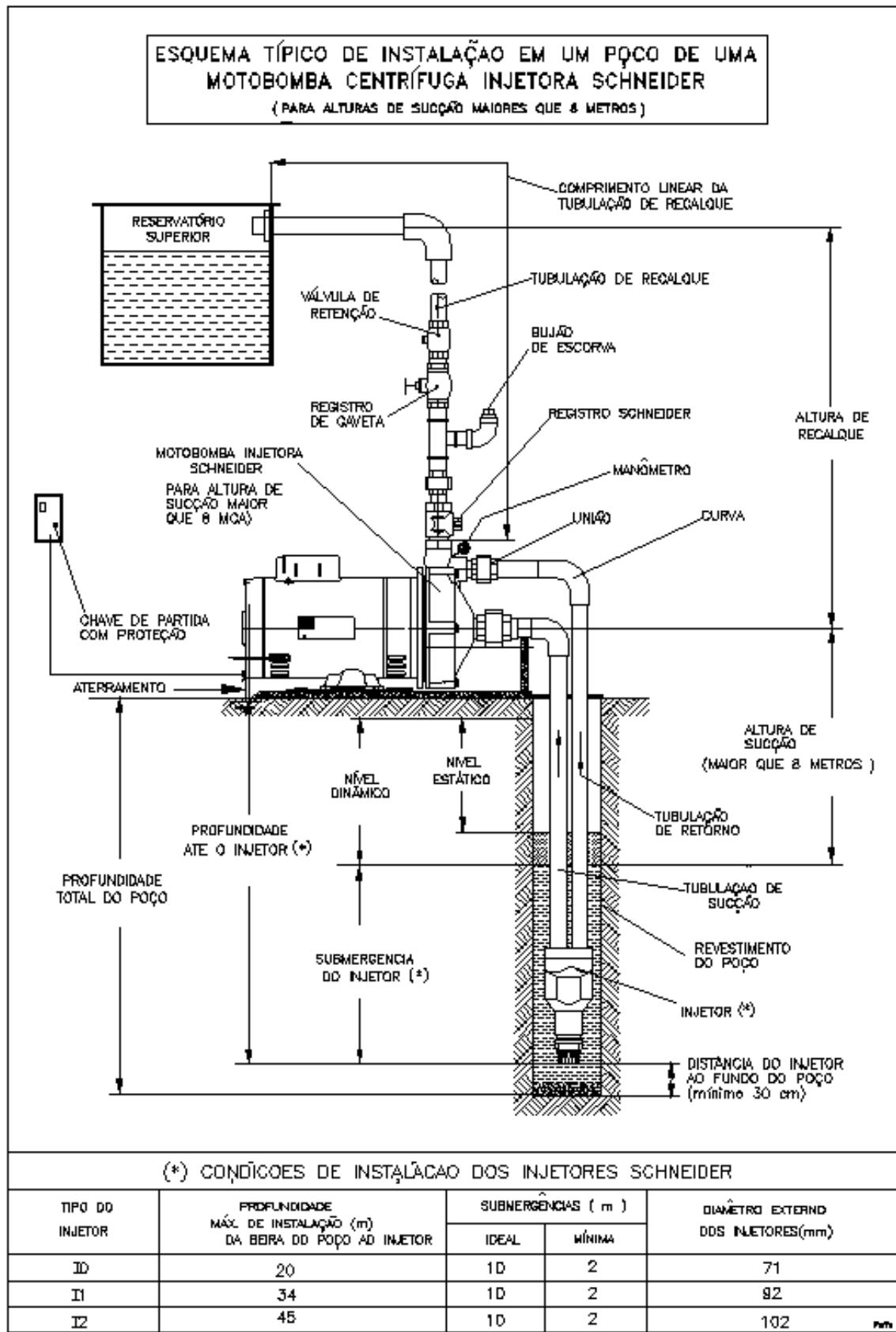


Figura 4.15

4.3.2.1) Método Básico para seleção de uma Motobomba Centrífuga Injetora Schneider (altura de sucção superior a 8 mca)

Para se calcular com segurança a bomba centrífuga injetora adequada a um determinado sistema de abastecimento de água, são necessários alguns dados técnicos fundamentais do local de instalação e das necessidades do projeto:

A. A definição da Profundidade até o Injetor (metros), conforme indicado na tabela de cada bomba, é feita conhecendo-se:

- Profundidade total da fonte de captação, em metros;
- Nível estático da fonte de captação, em metros;
- Nível dinâmico da fonte de captação, em metros;
- Tipo e vazão disponível da fonte, em m³/h;
- Vazão requerida, em m³/h.

Para poços semi-artesianos ou artesianos, conhecer o Ø interno livre dos mesmos.

B. A pressão necessária para recalque (altura manométrica de recalque) é obtida através de:

- Altura de recalque, em metros;
- Comprimento linear e diâmetro da tubulação de recalque, em metros;
- Quantidade e tipo de conexões existentes.

Exemplo 6:

Baseados nestas informações podemos calcular a bomba necessária para os seguintes dados, conforme o esquema típico apresentado na página anterior:

Dados da instalação:

- * Profundidade Total do Poço = 26 metros;
- * Nível Estático = 10 metros;
- * Nível Dinâmico = 15 metros;
- * Poço Semi-Artesiano, Ø interno 4" = 2 m³/h;
- * Vazão Requerida = 1,5 m³/h
- * Altura de Recalque (Ar) = 14,0 metros;
- * Diâmetro das Tubulações e Conexões = a definir
- * Comprimento Linear da Tubulação de Recalque = 100 metros;
- * Conexões no Recalque (PVC): 3 curvas de 90°, 2 curvas de 45°, 1 válvula de retenção vertical.

- *Escolha do diâmetro da tubulação*

Diâmetro de recalque: 1" (32 mm) – Conforme tabela de perda de carga em tubos.

Diâmetro de sucção: Conforme modelo da motobomba.

Diâmetro de retorno: Conforme modelo da motobomba.

- *Cálculo da perda de carga no recalque*

Pela tabela 7, nos anexos, vemos os comprimentos equivalentes para as conexões em PVC:

3 curvas 90° = 3 x 0,6 = 1,80 m

2 curvas 45° = 2 x 0,4 = 0,80 m

1 válvula de retenção vertical = 3,20 m

total do comprimento equivalente = 5,80 m

PCr = (Comprimento linear + comprimento equivalente) x Fator de perda de carga (tabela)

$$PCr = (100 + 5,8) \times 4\% \rightarrow PCr = 4,23 \text{ mca}$$

- *Cálculo da altura manométrica de recalque*

$$\text{AMR} = Ar + PCr (*)$$

$$\text{AMR} = 14 + 4,23$$

$$\text{AMR} = 18,23 \text{ mca}$$

(*) Neste caso, não se considera a altura de sucção e suas perdas, pois ela é maior que 8 mca, já estando contemplada na definição do injetor.

- *Profundidade até o injetor*

Profundidade do injetor = Nível dinâmico + Submersão do injetor

$$\text{Profundidade do injetor} = 15 + 10 = 25 \text{ m}$$

Portanto, o injetor será instalado a uma profundidade de 25 m a contar da base superior do poço, ficando 1 m acima do fundo do mesmo, que corresponde a posição .

- *Determinação da motobomba Schneider*

$$\text{AMR} = 24 \text{ mca}$$

$$Q = 1,50 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Profundidade do injetor} = 25 \text{ m}$$

Conforme tabela abaixo:

CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS																		
PROFOUNDADE ATÉ O INJETOR EM m																		
VAZÕES EM m ³ /h VÁLIDAS PARA SUCÇÃO DE 0 m c.a., ÁGUA A 25°C, AO NÍVEL DO MAR																		
15	16	17	18	20	21	22	23	25	26	27	28	30	31	32	33	35	36	
2,10	2,00	1,91	1,81	1,62	1,52	1,42	1,33	1,3	1,04	0,94	0,84	0,65	0,56	0,46	0,36			
2,98	2,88	2,78	2,69	2,48	2,48	2,08	2,05	2,00	1,90	1,80	1,70	1,50	1,40	1,29	1,19	0,98		
2,20	2,11	2,02	1,92	1,73	1,64	1,54	1,45	1,26	1,16	1,06	0,97	0,77	0,67	0,57	0,48			
3,10	3,00	2,91	2,81	2,62	2,52	2,42	2,32	2,13	2,03	1,93	1,83	1,62	1,52	1,42	1,32	1,11		
2,32	2,22	2,12	2,02	1,83	1,73	1,64	1,55	1,36	1,26	1,17	1,08	0,89	0,80	0,71	0,62			
3,22	3,12	3,02	2,92	2,73	2,63	2,53	2,43	2,23	2,13	2,03	1,93	1,72	1,62	1,51	1,41	1,20	1,10	
2,43	2,33	2,23	2,13	1,93	1,84	1,74	1,65	1,46	1,37	1,28	1,19	1,02	0,93	0,84	0,76			
3,33	3,23	3,14	3,04	2,84	2,75	2,65	2,55	2,35	2,25	2,15	2,05	1,85	1,75	1,65	1,54	1,34		

Bombas Injetoras para Água Limpa Aplicações Gerais: Residências, Chácaras e Indústrias.	MODELO	Potência (cv)	Monofásico	Triphasico	Ø Sugção ("BSP")	Ø Recalque ("BSP")	Ø Retorno ("BSP")	Pressão mínima para a vazão indicada (m c.a.)	Recalque máximo (m c.a.)	Diâmetro do rotor (mm)	Submersão (m)
	MBI-1 I1-26	1	x	x	1 1/4	3/4	1	23	28	140	2
		1,5	x	x	1 1/4	3/4	1	29	34	150	2
		2	x	x	1 1/4	3/4	1	33	38	155	2
		3	x	x	1 1/4	3/4	1	38	43	155	2
											10

Figura 4.16

Modelo: **MBI - I1-26**

Potência: 1 cv

Diâmetro de sucção: 1 1/4"

Diâmetro de retorno: 1"

Diâmetro do injetor: 91,5 mm

Vazão com o injetor a 25 m de profundidade e submersão de 10m = 2,00 m³/h

Altura de recalque máxima = 25 mca

Como a altura de recalque calculada (18,23 mca) é menor que a altura de recalque máxima da motobomba (28 mca) o modelo escolhido poderá ser empregado. Caso contrário aumentar o diâmetro de tubulação de recalque ou escolher outro modelo de bomba.

Notas:

- ♦ Para o cálculo da altura manométrica não se considera a altura de sucção e suas perdas de carga, pois é maior do que 8 mca, já estando contemplada na definição correta do injetor.
- ♦ Quanto menor for a submersão do injetor, inferior a 10 metros, menor será a vazão da bomba. Esta perda de vazão, por metro inferior a submersão ideal, é apresentada na Tabela de Seleção, em valores percentuais. Sendo que o limite de submersão mínima para evitar entradas de ar pelo injetor é de 2m.
- ♦ Rendimento global de bombas centrífugas injetoras é muito inferior as centrífugas normais, visto a grande recirculação interna necessária ao funcionamento do sistema.

Sendo assim, não se deve esperar as mesmas vazões de injetoras, comparadas a centrífugas normais, mesmo sendo modelos de características construtivas e potências iguais.

4.3.2.2) Instruções Gerais para Instalação e Uso de Bombas Centrífugas Injetoras

A. O perfeito funcionamento de uma motobomba injetora depende fundamentalmente da correta instalação e vedação dos canos de sucção e retorno, que devem ser de rosca, nos diâmetros indicados na tabela abaixo. Só introduza as tubulações no poço depois de ter certeza que as emendas estão bem vedadas, evitando a entrada de ar e vazamentos.

B. Nunca utilize a motobomba injetora para a limpeza do poço (retirada de areia). Isto causará avarias e a perda da garantia.

C. A distância da bomba injetora à boca do poço não deve ultrapassar 4 metros, devendo ser fixada em base rígida e levemente inclinada no sentido da sucção.

D. O injetor deve ser instalado no mínimo 30 cm acima do fundo do poço, para evitar entrada de sólidos e entupimento do sistema. Recomendamos colocar uma camada de, no mínimo, 5 cm de altura de brita no fundo do poço.

E. Antes de ligar a bomba injetora, preencha as tubulações de sucção, de retorno e o corpo com água, afim de eliminar todo o ar. Quando terminar de preencher, espere um pouco e observe se a água permanece no mesmo nível. Se o nível baixar é porque existe vazamento e este deverá ser contido.

F. Se não há vazamentos, conecte a tubulação de recalque e feche completamente o registro de regulagem. O registro de regulagem possui dois lados arredondados e duas faces lisas.

G. Com o registro todo fechado ligue o motor e observe que o ponteiro do manômetro desloca-se na direção dos 60 mca (não precisa necessariamente chegar lá). Então, abra lentamente o registro de regulagem sempre acompanhando o ponteiro do manômetro que agora vai se deslocando na direção do zero. Esse deslocamento acontece de forma gradativa até um determinado ponto quando escorrega bruscamente para o zero. É preciso marcar este ponto, voltar fechando o registro por completo e em seguida abri-lo outra vez até um pouco antes do ponto marcado. Este é o ponto ideal de trabalho. Caso a vazão do poço seja inferior a vazão da bomba, feche um pouco mais o registro para evitar que o nível da água desça até o injetor.

H. Lembre-se sempre que as vazões indicadas em catálogos para as bombas injetoras, somente serão plenamente obtidas quando as mesmas estiverem corretamente instaladas elétrica e hidráulicamente. **A submersão mínima para evitar entradas de ar pelo injetor é de 2 metros.**

Modelo do Injetor	Diâmetro Externo do Injetor	Diâmetro das Tubulações	
		Sucção	Retorno
I0	71,0 mm	1"	¾"
I1	91,5 mm	1 ¼"	1"
I2	101,5 mm	1 ½"	1 ¼"

Tabela 4.7

4.3.2.3) Anexos Schneider

Tabela de Perda de Carga em Tubulações

Vazão m ³ /h	Tabela de perdas de carga em 100 metros de tubos novos de ferro fundido ou galvanizado ou tubos de PVC (valores em %)																
	PVC F ² F ²		PVC F ² F ²		PVC F ² F ²		PVC F ² F ²		PVC F ² F ²		PVC F ² F ²		PVC F ² F ²		PVC F ² F ²		
	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"		2"		2 1/2"		3"		4"		5"
0,5	1,72	2,00	0,60	0,70	0,18	0,20											
1,0	5,79	7,50	2,00	2,70	0,62	0,75	0,20	0,22	0,07	0,08							
1,5	11,80	16,00	4,00	6,00	1,25	1,60	0,45	0,50	0,15	0,17							
2,0	19,50	27,00	6,80	10,00	2,10	2,70	0,70	0,80	0,25	0,28	0,06	0,07					
2,5	28,80	35,00	10,00	16,00	3,10	4,50	1,10	1,40	0,37	0,40	0,09	0,12					
3,0	39,60	58,00	13,70	21,50	4,20	6,00	1,50	1,80	0,50	0,60	0,13	0,16	0,04	0,05			
3,5	52,00	80,00	18,00	26,00	5,50	8,00	1,95	2,40	0,68	0,80	0,17	0,22	0,07	0,08			
4,0	65,50	100,00	22,70	37,00	7,00	10,00	2,50	3,00	0,85	1,05	0,21	0,27	0,09	0,10			
4,5	80,50	27,90	45,00	8,60	12,00	3,00	3,70	1,00	1,30	0,26	0,32	0,11	0,12				
5,0	97,00	33,50	55,00	10,40	15,50	3,60	4,70	1,25	1,60	0,31	0,42	0,13	0,15				
5,5		39,60	65,00	12,30	18,00	4,30	5,50	1,50	2,00	0,37	0,50	0,15	0,17				
6,0		46,20	80,00	14,30	22,00	5,00	6,60	1,70	2,20	0,43	0,60	0,18	0,20	0,05	0,07		
6,5		53,10	95,00	16,50	25,00	5,70	7,50	2,00	2,40	0,49	0,70	0,21	0,26	0,06	0,08		
7,0		60,50		18,70	29,00	6,50	8,30	2,30	3,00	0,56	0,80	0,24	0,28	0,07	0,10		
7,5		68,30		21,20	35,00	7,30	11,00	2,60	3,50	0,63	0,90	0,27	0,30	0,08	0,12		
8,0		76,40		23,60	37,00	8,20	11,50	2,90	3,90	0,70	1,00	0,31	0,35	0,09	0,13		
8,5		85,00		26,30	38,00	9,10	13,00	3,20	4,50	0,78	1,20	0,34	0,40	0,10	0,16		
9,0		94,00		29,00	40,00	10,00	14,00	3,50	4,80	0,87	1,25	0,38	0,45	0,11	0,18		
9,5				32,00	50,00	11,00	15,00	3,90	5,10	0,96	1,40	0,41	0,47	0,12	0,19		
10				35,00	56,00	12,10	17,00	4,20	5,70	1,05	1,50	0,45	0,50	0,13	0,20	0,04	0,06
12				48,00	80,00	16,80	24,00	5,80	8,00	1,45	2,20	0,62	0,80	0,17	0,28	0,06	0,09
14				63,00	100,00	22,00	35,00	7,60	11,50	1,90	3,00	0,80	1,00	0,23	0,31	0,08	0,12
16				80,00		28,00	40,00	9,50	14,00	2,40	3,70	1,00	1,20	0,28	0,40	0,10	0,14
18				98,00		34,00	52,00	12,00	17,00	3,00	4,50	1,25	1,80	0,35	0,45	0,12	0,17
20						41,00	63,00	14,20	21,50	3,60	5,70	1,50	2,00	0,42	0,70	0,15	0,23
25						60,00	95,00	21,00	33,00	5,20	8,50	2,20	3,00	0,62	1,10	0,23	0,35
30						83,00		29,00	45,00	7,20	12,00	3,00	4,20	0,85	1,50	0,30	0,50
35						100,00		38,00	61,00	9,40	16,00	4,00	5,70	1,20	2,00	0,40	0,65
40								48,00	78,00	12,00	20,50	5,10	7,00	1,45	2,50	0,50	0,80
45								59,00	100,00	14,50	26,00	6,30	9,00	1,80	3,10	0,60	1,00
50								70,00		18,00	32,00	7,50	11,00	2,10	3,80	0,70	1,25
55								83,00		21,00	41,00	9,00	13,00	2,50	4,30	0,90	1,60
60								97,00		24,00	45,00	10,50	16,00	2,90	5,50	1,00	1,80
65										28,00	55,00	12,00	18,00	3,30	6,00	1,20	2,10
70										32,00	60,00	13,60	21,00	3,80	7,20	1,35	2,40
75										36,00	68,00	15,50	23,00	4,30	8,00	1,50	2,60
80										40,00	76,00	17,20	26,50	4,80	9,20	1,70	3,10
85										44,00		19,00	29,00	5,30	11,00	1,90	3,50
90										49,00		21,00	34,00	5,90	12,00	2,10	3,80
95										54,00		23,20	37,00	6,50	13,00	2,30	4,10
100										69,00		25,50	40,00	7,00	14,00	2,50	4,70
120										81,00		35,00	58,00	10,00	20,00	3,50	6,60
150												52,00		15,00	30,00	5,20	10,00
200												85,00		25,00	50,00	8,50	17,50
250														40,00	80,00	13,50	26,50
300														50,00		18,00	36,00
350														65,00		25,00	50,00
400														80,00		30,00	

OBSERVAÇÕES:

- a - Em se tratando de tubos Galvanizados ou F²F² usados, deve-se acrescentar 3% aos valores acima para cada ano de uso da tubulação.
- b - 1,0m³/hora = 1.000 litros/hora : 3.600 = 0,277 litros/segundo.
- c - Os valores acima estão de acordo com a NBR-5626.
- d - Considerar que a pressão de serviço nominal dos tubos PVC classe 15 é de 75 mca, para tubos PVC classe 20 é de 100 mca, e para PVC de irrigação, PN 125 é de 125 mca.
- e - Conforme a aplicação, para pressões de serviço acima destes valores, recomenda-se o uso de tubos de F²F² ou Galvanizados.

- b) $1,0\text{m}^3/\text{hora} \div 3.600 = 0,277 \text{ litros/segundo}$;
 c) Considerar que a pressão nominal dos tubos de PVC classe 15 é de 75mca;
 Conforme aplicação, para pressões de serviço acima destes valores, recomenda-se o uso de tubos de FoFo ou Galvanizados;
 d) Evitar o uso dos valores abaixo da linha grifada para não ocasionar excesso de perdas de carga, principalmente na tubulação de sucção, onde a velocidade máxima do líquido bombeado deve ser inferior a 2,0m/s;
 e) Para tubulação de irrigação PN 40 (DN 35, DN 50, DN 75, DN 100, DN 125, DN 150), PN 80 (DN 50, DN 75, DN 100), PN 125 (DN 100, DN 150, DN 200, DN 250, DN 300) e PN 60 (DN 250, DN 300) consultar respectiva tabela de perda de carga do fabricante.

TABELA 7 - PERDA DE CARGA EM ACESSÓRIOS									
CONEXÃO		Diâmetro nominal X Equivalência em metros de canalização							
MATERIAL	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"
Curva 90° 	PVC	0,5	0,6	0,7	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
	Metal	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1,0	1,3	1,6
Curva 45° 	PVC	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
	Metal	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,9
Joelho 90° 	PVC	1,2	1,5	2,0	3,2	3,4	3,7	3,9	4,3
	Metal	0,7	0,8	1,1	1,3	1,7	2,0	2,5	3,4
Joelho 45° 	PVC	0,5	0,7	1,0	1,3	1,5	1,7	1,8	1,9
	Metal	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,2	1,9
Tê de passagem direta 	PVC	0,8	0,9	1,5	2,2	2,3	2,4	2,5	3,3
	Metal	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,6	2,1
Tê de saída lateral 	PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3
	Metal	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7
Tê de saída bilateral 	PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3
	Metal	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7
União 	PVC	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	0,2
	Metal	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,03
Saída de canalização 	PVC	0,9	1,3	1,4	3,2	3,3	3,5	3,7	3,9
	Metal	0,5	0,7	0,9	1,0	1,5	1,9	2,2	3,2
Luva de redução (*) 	PVC	0,3	0,2	0,15	0,4	0,7	0,8	0,85	0,95
	Aço	0,29	0,16	0,12	0,38	0,64	0,71	0,78	0,9
Registro de gaveta ou esfera aberto 	PVC	0,2	0,3	0,4	0,7	0,8	0,9	0,9	1,0
	Metal	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5	0,7
Registro de globo aberto 	Metal	8,7	8,2	11,3	13,4	17,4	21,0	26,0	34,0
Registro de ângulo aberto 	Metal	3,6	4,6	5,6	6,7	8,5	10,0	13,0	17,0
Válvula de pé com crivo 	PVC	9,5	13,3	15,3	18,3	23,7	25,0	26,8	28,8
	Metal	5,6	7,3	10,0	11,6	14,0	17,0	22,0	23,0
Válvula de Retenção 	Horizontal	Metal	1,6	2,1	2,7	3,2	4,2	5,2	6,4
	Vertical	Metal	2,4	3,2	4,0	4,8	6,4	8,1	12,9
									16,1

Observações:

a) Os valores acima estão de acordo com a NBR 5626/82 e Tabela de Perda de Targa da Tigre para PVC rígido e cobre, e NBR 92/80 e Tabela de Perda de Carga Tupy para ferro fundido galvanizado, bronze ou latão.

b) (*)Os diâmetros indicados referem-se à menor bitola de reduções concêntricas, com fluxo da maior para a menor bitola, sendo a bitola maior uma medida acima da menor. Ex: 1.1/4" x 1" - 1.1/2" x 1.1/4"

TABELA 8 - Bitolas de Fios Condutores de Cobre para Motores Monofásicos

		Bitolas de fios condutores de COBRE, para ligação de motores elétricos MONOFÁSICOS, admitindo queda máxima de tensão de 4 %															
Tensão da rede (V)	Potência do motor (cv)	Distância do motor ao quadro geral de distribuição (m)															
		10	20	30	40	50	75	100	150	200	250	300	350	400	450	500	
110	1/6, 1/4	2,5	2,5	2,5	4	4	6	10	16	16	25	25	35	35	35	50	70
	1/3, 1/2	2,5	2,5	4	6	6	10	16	25	35	35	50	70	70	70	95	120
	3/4, 1	2,5	4	6	10	10	16	25	35	50	70	95	95	120	150	185	240
	1 1/2	2,5	6	10	10	16	25	35	50	70	95	120	150	185	185	240	300
	2	4	6	10	16	16	25	35	70	95	120	150	185	240	240	300	500
	3	6	10	10	16	25	35	50	70	95	120	150	185	240	300	400	-
220	1/6, 1/4	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	6	6	6	10	10	10	10	16
	1/3, 1/2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	6	10	10	16	16	16	16	16	25
	3/4, 1	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	10	10	16	16	25	25	25	35	35
	1,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	10	10	16	16	25	25	35	35	35	50
	2	2,5	2,5	2,5	4	4	6	10	16	16	25	25	35	35	50	50	70
	3	2,5	2,5	2,5	4	4	6	10	16	25	25	35	35	50	50	50	70
	4	2,5	2,5	4	6	6	10	16	25	35	35	50	70	70	70	95	120
	5	4	4	4	6	10	10	16	25	35	35	50	70	70	95	95	120
	7,5	6	6	6	10	10	16	25	35	50	70	95	95	120	150	150	240
	10	10	10	10	16	25	35	50	70	95	120	150	185	240	300	400	-
440	12,5	16	16	16	16	25	35	50	70	95	120	185	240	300	300	400	-
	15	16	16	16	16	25	35	50	70	95	120	185	240	300	300	400	-
	4	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	6	10	10	16	16	25	25	25	25
	5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	6	10	10	16	16	25	25	25	25
	7,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	10	10	16	16	25	25	25	35	35
	10	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	6	10	16	16	25	25	35	35	35	50
	12,5	6	6	6	6	10	10	16	25	25	25	35	35	50	50	70	70
	15	6	6	6	6	6	10	10	16	25	25	35	35	50	50	70	70

TABELA 8 - Bitolas de Fios Condutores de Cobre para Motores Trifásicos

Tensão da rede (V)	Potência do motor (cv)	Bitolas de fios condutores de COBRE, para ligação de motores elétricos TRIFÁSICOS, admitindo queda máxima de tensão de 4 %													
		Distância do motor ao quadro geral de distribuição (m)		Bitola do fio condutor (mm^2)											
10	20	30	40	50	75	100	150	200	250	300	350	400	450	500	600
220	1/3, 1/2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	6	6	10	10	10	10
	3/4, 1	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	6	10	10	10	10	16
	1,5, 2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	10	10	16	16	16	25	25
	3	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	10	10	16	16	25	25	35
	4	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	10	10	16	16	25	25	35	35
	5	2,5	2,5	2,5	4	4	6	10	16	25	25	35	35	50	50
	7,5	2,5	2,5	4	6	6	10	16	25	25	35	50	50	70	95
	10	6	6	6	10	16	16	25	35	50	50	70	70	95	120
	12,5	6	6	10	10	16	25	35	50	50	70	70	95	120	150
	15	10	10	10	10	16	25	35	50	70	70	95	120	150	185
	20	16	16	16	16	25	35	50	70	95	120	150	185	240	240
	25	25	25	25	25	35	35	70	95	120	150	185	240	300	400
	30	25	25	25	25	35	50	70	120	150	185	240	300	400	-
	40	50	50	50	50	70	120	185	240	400	500	-	-	-	-
	50	70	70	70	70	95	150	240	400	500	-	-	-	-	-
380	1/3, 1/2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	4	4
	3/4, 1	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	4	6
	1,5, 2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	6	6	6	10
	3	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	6	6	10	10	10
	4	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	6	10	10	10	16	16
	5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	10	10	10	16	16	16
	7,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	6	10	10	16	16	25	25	25
	10	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	10	10	16	16	25	25	25	35
	12,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	10	16	16	25	25	35	35	50
	15	4	4	4	4	4	6	10	16	25	25	25	35	35	50
	20	6	6	6	6	10	10	16	25	25	35	50	50	70	70
	25	10	10	10	10	10	16	25	25	35	50	70	70	70	95
	30	10	10	10	10	10	16	25	35	50	70	70	70	95	120
	40	16	16	16	16	16	25	35	50	70	70	95	95	120	185
	50	25	25	25	25	25	25	35	70	70	95	120	120	150	240

Observações:

- Para motores Mono ou Bifásico adequados a operar em redes de 127, 254 ou 508 volts, utilizar fios com uma bitola acima da indicada, baseando-se na tabela com a tensão mais próxima x potência x distância correspondente.
- Para motores Trifásicos com tensões diferentes das acima especificadas, deverá ser consultada a concessionária de energia local, para obter a bitola de fio adequada para cada aplicação.

TABELA 9 - ESTIMATIVA DE CONSUMO DIÁRIO (*)

Edificação	Consumo por Dia	Edificação	Consumo por Dia
Apartamentos	200 litros/pessoa	Lavanderias	30 litros/kg roupa seca
Ambulatórios	25 litros/pessoa	Mercados	5 litros/m ² de área
Cinemas	2 litros/lugar	Matadouros – animais pequenos	150 litros/cabeça
Creche	50 litros/pessoa	Matadouros – animais grandes	300 litros/cabeça
Cavalariças	100 litros/cavalo	Orfanatos e similares	150 litros/pessoa
Escolas (externatos)	50 litros/pessoa	Quartéis	150 litros/soldado
Edifícios públicos ou comerciais	50 a 80 litros/ocupante real	Restaurantes e similares	25 litros/refeição
Escritórios	50 a 80 litros/ocupante real	Residências populares ou rurais	120 a 150 litros/pessoa
Garagens e postos de serviço	100 litros/automóvel	Residências urbanas	200 litros/pessoa
Ginásios esportivos	4 litros/lugar	Templos, teatros	2 litros/lugar
Hotéis com cozinha e lavanderias	250 a 350 litros/hóspede	Jardins	1,5 litro/m ² de área

(*) Extraído de Macintyre, A. J. – Instalações Hidráulicas – Rio de Janeiro, Guanabara dois, 1982.

TABELA 10 - DEFEITOS MAIS COMUNS EM INSTALAÇÕES DE BOMBAS E MOTOBOMBAS E SUAS CAUSAS MAIS PROVÁVEIS

Bomba funciona mas não há recalque:

Vazão e/ou pressão nulas ou insuficientes

- ✓ A canalização de sucção e a bomba não estão completamente cheias de água;
- ✓ Profundidade de sucção elevada (maior do que 8 mca ao nível do mar);
- ✓ Entrada de ar pela canalização de sucção;
- ✓ Válvula de pé presa, parcial ou totalmente entupida, ou sub-dimensionada;
- ✓ Motor com sentido de rotação invertido;
- ✓ Altura de recalque maior do que aquela para a qual a bomba foi dimensionada;
- ✓ Canalização de sucção e recalque de pequeno diâmetro ou obstruída;
- ✓ Rotor da bomba furado ou entupido;
- ✓ Vedações da bomba defeituosas provocando entrada de ar;
- ✓ Corpo da bomba furado ou entupido;
- ✓ Selo mecânico com vazamento;
- ✓ Viscosidade ou peso específico do líquido diferente do indicado.

Bomba perde escorvamento após a partida.

Deixa gradativamente de jogar água

- ✓ Profundidade de sucção elevada (maior do que 8 mca para altitudes ao nível do mar);
- ✓ Entrada de ar pela tubulação de sucção ou pela válvula de pé (nível de água muito baixo);
- ✓ Nos sistemas de circuito fechado quando a tubulação de retorno da água cai em cima ou próxima da tubulação de sucção ocorrendo a formação de bolhas de ar.
- ✓ Selo mecânico com vazamento;

Bomba com corpo super aquecido

- ✓ A canalização de sucção e a bomba estão vazias ou com pouca água (perda da escorva);
- ✓ Eixos desalinhados (bombas mancalizadas);
- ✓ Rotor arrastando na carcaça;
- ✓ Mancais ou rolamentos defeituosos;
- ✓ Motor ou mancal com sentido de rotação invertido;
- ✓ Altura de recalque maior do que aquela para a qual a bomba foi dimensionada;
- ✓ Canalização de recalque entupida.

Mancal com corpo super aquecido

- ✓ Rolamentos com falta ou excesso de lubrificação;
- ✓ Lubrificante inadequado ou com excesso de uso;
- ✓ Eixo torto ou desalinhado;
- ✓ Rolamentos montados com excesso de pressão (interferência);
- ✓ Rotação de uso acima da especificada em projeto.

Motor elétrico não gira (travado)

- ✓ Eixo empenado ou preso;
- ✓ Energia elétrica deficiente (queda de tensão ou ligação inadequada);
- ✓ Rotor arrastando na carcaça (caracol);
- ✓ Mancais ou rolamentos defeituosos ou sem lubrificação;
- ✓ Motor em curto ou queimado;
- ✓ Ligação errada dos fios do motor;
- ✓ Problemas no acionamento elétrico.

Motor elétrico com super aquecimento (amperagem alta)

- ✓ Bomba trabalhando fora da faixa de operação;
- ✓ Bitolas dos fios de instalação do motor com diâmetro inferior ao indicado pela NBR 5410;
- ✓ Energia elétrica deficiente (queda de tensão ou ligação inadequada);
- ✓ Falta de lubrificação ou defeito dos rolamentos e mancais;
- ✓ Rotor preso ou raspando na carcaça;
- ✓ Ventilação do motor bloqueada ou insuficiente;
- ✓ Gaxeta muito apertada;
- ✓ Eixos desalinhados ou empenados;
- ✓ Viscosidade ou peso específico do líquido diferente do indicado.

TABELA 11 - RESUMO TÉCNICO DAS MOTOBOMBAS CENTRÍFUGAS SCHNEIDER

MODELO	POTÊNCIA (cv)	FLUÍDO INDICADO PARA BOMBEAMENTO	TIPO	ROTOR	MATERIAIS DE FABRICAÇÃO			OBSERVAÇÕES
					CORPO (1)	ROTOR (2)	EIXO (3)	
BCR2000	1/4 a 1/2	Águas limpas	Normal	Fechado	Fe Fo (4,16)	AL / Si (4,16)	1040 / 45	Somente motor monof. 110V ou 220V
ASP-56 S	1/4 a 1,0	Águas limpas	Autoaspirante	Fechado	Fe Fo (4,16)	Al / Si (4,16)	1040 / 45	Motor trif. a partir de 1/3 cv
MBA	3/4 a 2,0	Águas limpas	Autoaspirante	Fechado	Fe Fo (4,16)	Al / Si (4,16)	1040 / 45	
BC-98	1/4 a 1/2	Águas limpas	Normal	Fechado	Fe Fo (4,16)	AL / Si (4,16)	1040 / 45	Somente motor monofásico
BC-91 S	1/6 a 1,0	Águas limpas	Normal	Fechado	Fe Fo (4,16)	AL / Si (4,16)	1040 / 45	Motor trif. a partir de 1/3 cv
BC-92 S (GHJK)	3/4 a 3,0	Águas limpas	Normal	Fechado	Fe Fo (4,16)	AL / Si (4,16)	1040 / 45	
BC-21/22/23 R	1,5 a 15,0	Águas limpas ou turvas	Normal	Fechado	Fe Fo (4,16)	FeFo (4,16)	1040 / 45(*)	
BC-21/22/23 F	5 a 30,0	Águas limpas ou turvas	Normal	Fechado	Fe Fo (4,16,18)	FeFo (4,16)	1040 / 45(*)	
BC-20 F	30,0 a 50,0	Águas limpas ou turvas	Normal	Fechado	Fe Fo	FeFo (4,16)	1040 / 45(*)	Opção de vedação em gaxeta (5*)
ME-1	3/4 a 5,0	Águas limpas	Multiestágios	Fechado	Fe Fo (4,16)	AL / Si (4,16)	INOX (6)	
ME-2	3,0 a 15,0	Águas limpas	Multiestágios	Fechado	Fe Fo (4,16)	AL / Si (4,16)	INOX (6)	
ME-3	12,5 a 50,0	Águas limpas	Multiestágios	Fechado	Fe Fo	Fe Fo (4)	1040 / 45(*)	
BCV	1 1/2 a 3,0	Águas limpas ou turvas	Normal	Fechado	Fe Fo (4,16)	Fe Fo (4,16)	1040 / 45	
BC-92 S AV	1,0 a 3,0	Águas limpas	Autoaspirante	Fechado	Fe Fo (4,16)	AL / Si (4,16)	1040 / 45	Autoaspiração até 1m
BC-30	1/2	Soluções químicas, sob consulta (7)	Normal	Fechado	PVC	Noryl	INOX (8)	Opção de vedação em gaxeta (5**)
BCA-1.1/2 e 2	3/4 a 2,0	Águas servidas (9)	Autoaspirante	Semi-aberto	Fe Fo (4,16)	Fe Fo (4,16)	INOX (6)	Autoaspiração até 6m
BCA-43 A/B (10)	10,0 a 25,0	Águas servidas e chorume líquido (11)	Autoaspirante	Semi-aberto	Fe Fo	Fe Fo (4,16)	1040 / 45(*)	Autoaspiração até 3m (5*)
BCA-43 CT(10)	40,0 (12)	Águas servidas e chorume líquido (11)	Autoaspirante	Semi-aberto	Fe Fo	Fe Fo (4,16)	1040 / 45(*)	Autoaspiração até 3m (5*)
BCA-43 ST(10)	60,0 (12)	Águas servidas e chorume líquido (11)	Autoaspirante	Semi-aberto	Fe Fo	Fe Fo (4,16)	1040 / 45(*)	Autoaspiração até 3m (5*)
BCS 205/305	1/2 a 4,0	Águas servidas (13)	Submersível	Semi-aberto	FeFo (16)	Fe Fo (4,16)	1040 / 45	Motor monofásico somente até 1 cv
BCS 220/320	1/2 a 4,0	Águas servidas (14)	Submersível	Semi-aberto	FeFo (16)	Fe Fo (4,16)	1040 / 45	Motor monofásico somente até 1 cv
BCS 350	1/2 a 3,0	Águas servidas e esgotos (15)	Submersível	Semi-aberto	FeFo (16)	Fe Fo (4,16)	1040 / 45	Motor monofásico somente até 1 cv
MBI-0	1/3 a 1,5	Águas limpas	Normal	Fechado	Fe Fo (4,16)	AL / Si (4,16)	1040 / 45	
MBI-1	1/3 a 3,0	Águas limpas	Normal	Fechado	Fe Fo (4,16)	AL / Si (4,16)	1040 / 45	
MBI-2	1,5 a 3,0	Águas limpas	Normal	Fechado	Fe Fo (4,16)	AL / Si (4,16)	1040 / 45	
MCI	1/2 a 1,5	Soluções químicas, sob consulta (7)	Normal	Semi-aberto	INOX (6)	INOX (6)	INOX (6)	
MSA	4 a 30	Águas servidas (17)	Normal	Semi-aberto	Fe Fo (4,16,18)	Fe Nod (4)	1040 / 45	
MBV	2 a 30	Águas servidas (19)	Normal	Semi-aberto	Fe Fo (4,16)	Fe Nod (4)	1040 / 45	Trabalha somente afogada
BPI	3 a 20	Águas limpas	Normal	Fechado	Fe Fo (4,16)	Fe Fo (4,16)	1040 / 45	

Observações:

- (1) Composição básica mínima em ferro GG15, podendo, em algumas peças, ser em GG20 ou nodular;
- (2) Os materiais de fabricação dos rotores das bombas, conforme indicado nas respectivas colunas de cada modelo, são:
Al / Si - Liga fundida de alumínio/silício
FeFo - Ferro fundido GG15 ou superior
Bronze - Liga fundida de bronze
Noryl - Noryl rígido injetado
- (3) O material de fabricação dos eixos dos rotores (ponta de eixo do motor) é o aço Carbono SAE – 1040/45, salvo indicação na respectiva coluna do modelo;
* Com bucha de revestimento
- (4) Opção liga em bronze, sob prévia consulta à fábrica;
- (5) * Opção de vedação em gaxeta grafitada;
** Opção de vedação em gaxeta fluídica, ou selo mecânico de Carbeto de Silício;
- (6) Aço Inox AISI – 420;
- (7) Consultar previamente o catálogo específico deste modelo, ou à fábrica, antes de usá-la em produtos químicos;
- (8) Aço Inox AISI – 316;
- (9) Águas de chuva, rios, açudes, etc., com sólidos de φ máximo = 2,5 mm;
- (10) Rotação sentido anti-horário (esquerda), olhando-se pela parte traseira do motor;
- (11) Águas de rios, açudes ou chorume. Proporção máxima de 10% de sólidos com peso específico inferior a 1 g/cm³, ou, no máximo de 15 Kg de sólidos por m³ de água. Sólidos intermitentes em suspensão de no máximo 5 mm de diâmetro na linha A e 10 mm na linha b;
- (12) As potências de 40 e 60 cv são disponíveis somente na versão mancalizada para acoplamento em tratores com potência mínima de 60 e 80 cv respectivamente.
- (13) Águas de chuva, com sólidos em suspensão de no máximo 5 mm de diâmetro. Proporção máxima de 20 % de sólidos com peso específico de até 1,0 g/cm³, ou, um máximo de 18 Kg de sólidos por m³ de água.
- (14) Águas de chuva, com sólidos em suspensão de no máximo 20 mm de diâmetro. Proporção máxima de 20 % de sólidos com peso específico de até 1,0 g/cm³, ou, um máximo de 18 Kg de sólidos por m³ de água.
- (15) Águas de chuva, com sólidos em suspensão de no máximo 50 mm de diâmetro. Proporção máxima de 20 % de sólidos com peso específico de até 1,0 g/cm³, ou, um máximo de 18 Kg de sólidos por m³ de água.
- (16) Opção em ferro nodular.
- (17) Águas de chuva, rios, açudes, etc., com sólidos de φ máximo = 4,0 mm;
- (18) MSA 23 e BC 23 com corpo em Fe Nod;
- (19) Águas de chuva, rios, açudes, etc., com sólidos de φ máximo = 25,0 mm;

OBS.: Todas as demais características técnicas, como: vazões, bitolas, altura máxima de sucção, peças de reposição, dimensões, NPSH, rendimento, BHP, etc., deverão ser consultadas no respectivo catálogo técnico de cada modelo em anexo ou, junto a fábrica.

As bombas são fornecidas, de linha, com vedação selo mecânico Buna N, o qual resiste a uma temperatura máxima da água bombeada de 70°C. Caso a temperatura seja superior, até 90°C (*), é necessário solicitar o produto com selo mecânico de Viton e rotor em bronze, caso o mesmo seja em alumínio.

(*) Temperaturas superiores a 90°C, consultar a fábrica.

TABELA 12 - IDENTIFICAÇÃO DAS FAMÍLIAS DAS MOTOBOMBAS SCHNEIDER

APLICAÇÃO	TIPO/MODELO
Residências, chácaras, edifício até 3 andares Pequenas irrigações Poços de ponteira (* praia)	BCR2000, BC-91 S, BC-98 MBA-XL (*) ASP-56 S (*)
Indústrias, edifícios, sistemas de incêndio, refrigeração, transporte de água a distância e irrigação	ME 1/2/3 BC-20 F BC-21/22/23 R / F BC-92 S (G/H/J/K)
Poços profundos (Altura de sucção maior que 8 metros)	MBI-0 – até 24 metros MBI-1 – até 35 metros MBI-2 – até 41 metros
Produtos químicos (sob consulta à fábrica)	BC-30 MCI-EF
Águas servidas , com sólidos até Ø = 2,5 mm Águas servidas , com sólidos até Ø = 4 mm Águas servidas, chorume com sólidos até Ø = 10 mm Águas servidas , com sólidos até Ø = 25 mm Submersas para águas com sólidos até = 50 mm	BCA MSA BCA-43 MBV BCS
Aviários, estufas e outras aplicações que requeiram média pressão e pouca vazão	BC-92 S AV MBA-ZL
Bombas para prevenção contra incêndio	BPI
Aplicações que requeiram baixa pressão e alta vazão	BCV

4.3.3) Aplicação das Bombas Centrífugas – Bombas de Água de Circulação

As bombas de água de circulação são de três tipos: (1) centrífuga de voluta, (2) de fluxo misto e (3) rotatória de hélice.

Estas bombas trabalham transportando grandes volumes de água contra pequenas alturas manométricas. Na figura 4.17 pode ser vista uma bomba para bombeamento de água e de líquidos limpos, do tipo horizontal, um estágio, sucção simples horizontal e recalque vertical para cima.



A vazão do tipo em tratamento é de até $700\text{m}^3/\text{h}$ com elevação de até 140m, temperatura de 105°C e velocidade de até 3500rpm. O acionamento pode ser do motor elétrico, de combustão interna, turbina, etc.

Na Volkswagen é utilizada a bomba KSB Meganorm para o bombeamento de água gelada para o resfriamento dos compressores e chiller, e o bombeamento de água quente para abastecimento das caldeiras em aproximadamente 80°C , figura 4.18.

4.4) Bombas Volumétricas ou de deslocamento positivo

4.4.1) Bombas alternativas

Nas bombas alternativas o líquido recebe a ação das forças diretamente de um pistão ou êmbolo (pistão alongado), ou de uma membrana flexível (diafragma).

Descreve-se uma bomba alternativa como sendo uma bomba que tem movimento de vai e vem. Seu movimento para frente e para trás, ou para cima e para baixo distingui-se das bombas centrífugas e rotativas, que possuem movimento de rotação, além de serem especificadas para serviços onde se requer cargas elevadas e vazões baixas. As bombas motorizadas são acopladas a um motor, independentes, e as alternativas derivam normalmente do movimento de um virabrequim. Neste caso, a descarga é por pulsações sinusoidais. A descarga do líquido pode-se converter em contínua, caso bombas duplex (dois cilindros) ou triplex (três cilindros).

As bombas alternativas podem ser divididas em bombas de sucção e de recalque, as quais, por sua vez, podem ser de simples e duplo efeito. A bomba de recalque é na realidade uma extensão da bomba de sucção, pois ela simultaneamente succiona e recalca água contra uma pressão externa.

O princípio básico de funcionamento da bomba de recalque, consiste no fato dela forçar a água acima da pressão atmosférica, o que distingue da bomba de sucção, a qual eleva a água para que esta escoe segundo um jorro.

• **Bomba de Pistão:**

A bomba de pistão envolve um movimento de vai-e-vem de um pistão num cilindro. Resultando num escoamento intermitente.

Para cada golpe do pistão, um volume fixo do líquido é descarregado na bomba. A taxa de fornecimento do líquido é função do volume varrido pelo pistão no cilindro e o número de golpes do pistão por unidade do tempo.

A bomba alternativa de pistão (Figura 4.19) pode ser de simples ou duplo efeito, dependendo se o pistão possui um ou dois cursos ativos.

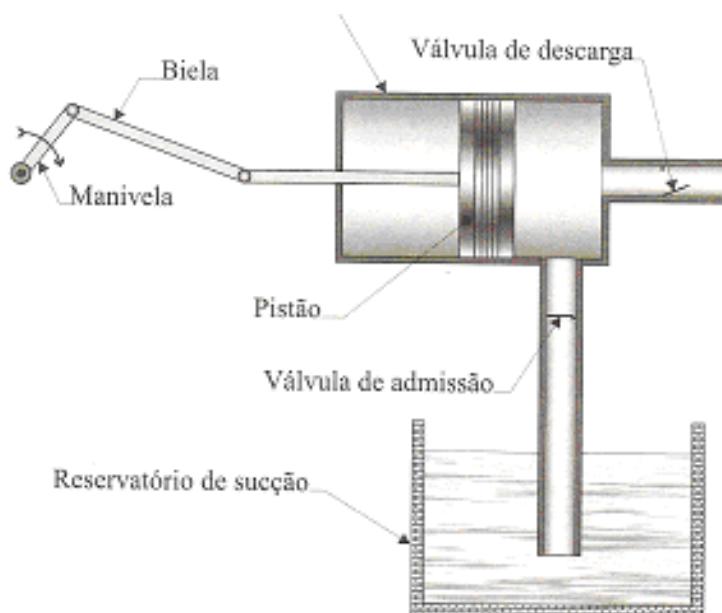


Figura 4.19 - Representação esquemática de uma bomba alternativa de pistão.

Na bomba de recalque de duplo efeito, o pistão descarrega água por um dos seus lados, enquanto a água é puxada para dentro do cilindro pelo outro lado do pistão, não havendo tempo de transferência. Dessa forma, a água é descarregada em qualquer tempo, ao invés de ser descarregada em tempos alternados, como nas bombas de simples efeito. Então, a vazão de uma bomba de simples efeito pode ser duplicada numa bomba de duplo efeito que possua cilindro de idêntico deslocamento, ou seja, comparando a bomba de duplo efeito com a de simples efeito, verificamos que o deslocamento de água é maior para um mesmo número de rotações.

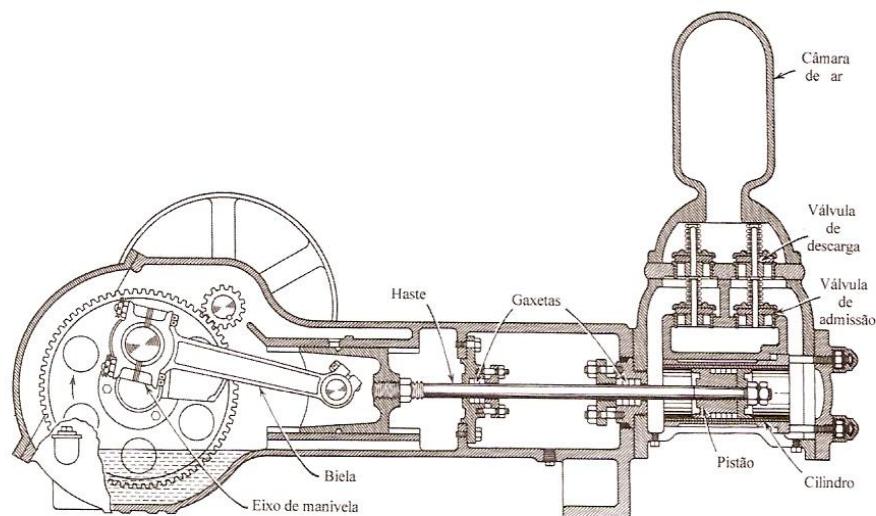


Figura 4.20 - Bomba de pistão, de potência, de duplo efeito.

Apresentamos abaixo um desenho ilustrativo que nos mostra os ciclos de trabalho da presente bomba:

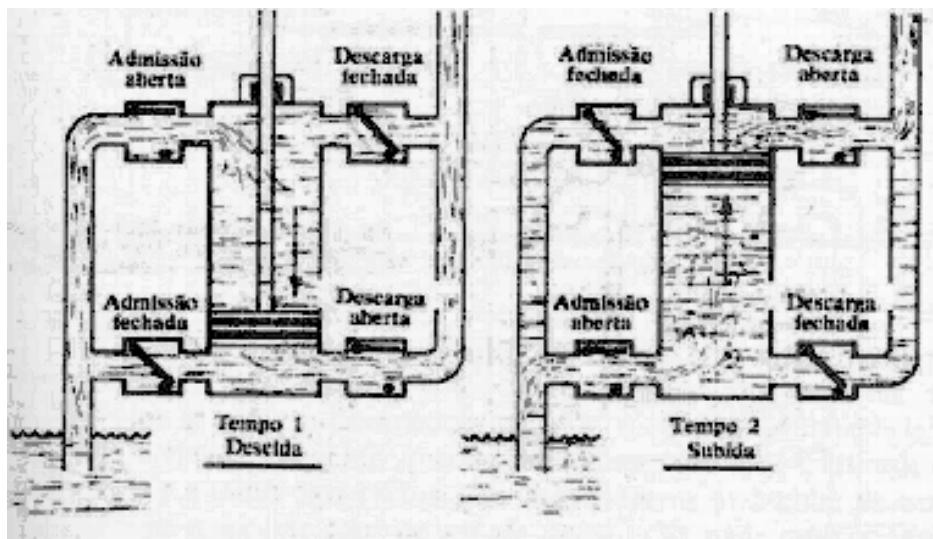


Figura 4.21 - Ciclo de trabalho de uma bomba de recalque de pistão de duplo efeito.

Conforme nos mostra a figura acima, verificamos que as principais partes que compõem a bomba de recalque de duplo efeito são:

- Tubulação de admissão
- Válvulas de admissão
- Pistão
- Cilindro
- Válvula de descarga
- Tubulação de descarga

Resumindo, o movimento do líquido é efetivamente causado pelo movimento do pistão, sendo da mesma grandeza e tipo do movimento deste.



- **Bomba de Êmbolo:**

A operação deste tipo de bomba é idêntica a operação da bomba de recalque do tipo pistão de duplo efeito, trocando-se apenas o pistão pelo êmbolo.

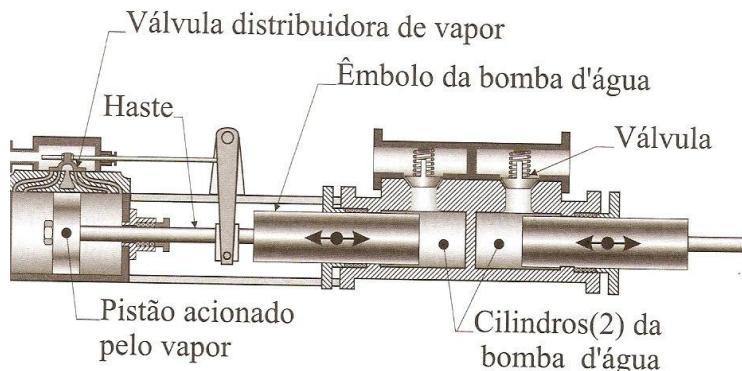


Figura 4.23 - Bomba de êmbolo, duplex, de ação direta.

Com relação a localização da vedação, estas bombas podem ser de dois tipos: vedação interna e vedação externa. Na bomba de vedação interna, o cilindro é virtualmente dividido pela vedação em duas câmaras separadas. Nos movimentos de subida e descida, o êmbolo desloca água alternativamente nas duas câmaras. A desvantagem deste tipo de bomba reside no fato de ser necessário remover o cabeçote do cilindro para ajustar ou substituir a vedação. Além disso, não se consegue observar vazamento através da vedação enquanto a bomba estiver em operação.

Estas desvantagens podem ser superadas na bomba de tipo êmbolo de vedação externa. Dois êmbolos que se encontram rigidamente unidos por placas e tirantes são necessárias nesse projeto. A vedação é externa, de fácil inspeção e reparo.

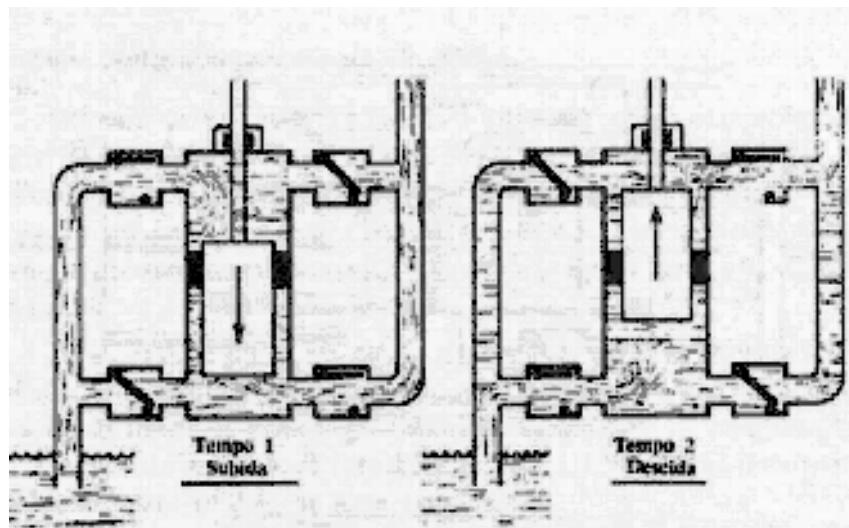


Figura 4.24 (a) - Ciclo de trabalho de uma bomba de êmbolo de vedação interna.

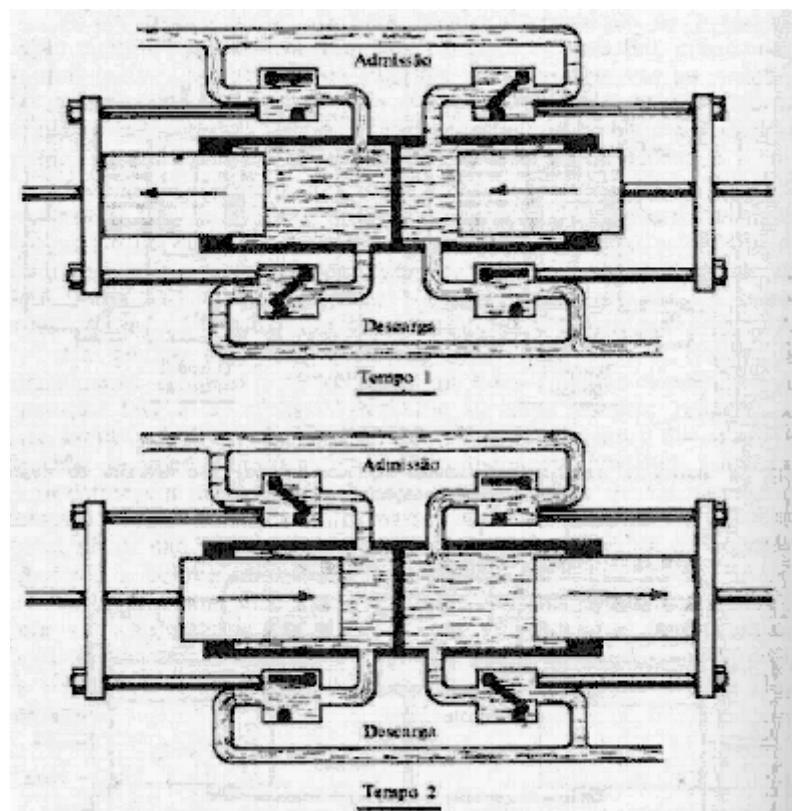


Figura 4.24 (b) - Ciclo de trabalho de uma bomba de êmbolo de vedação externa.

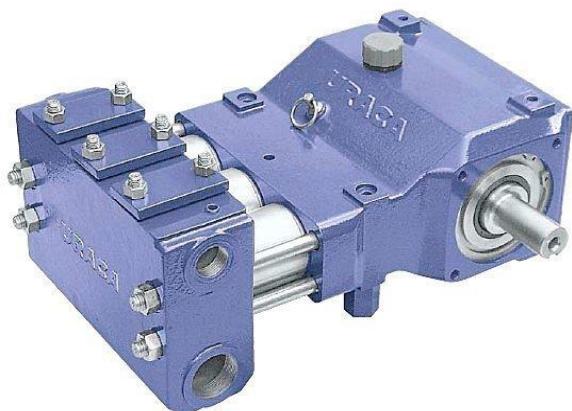


Figura 4.25 – Bomba de êmbolo.

- **Bomba de Diafragma:**

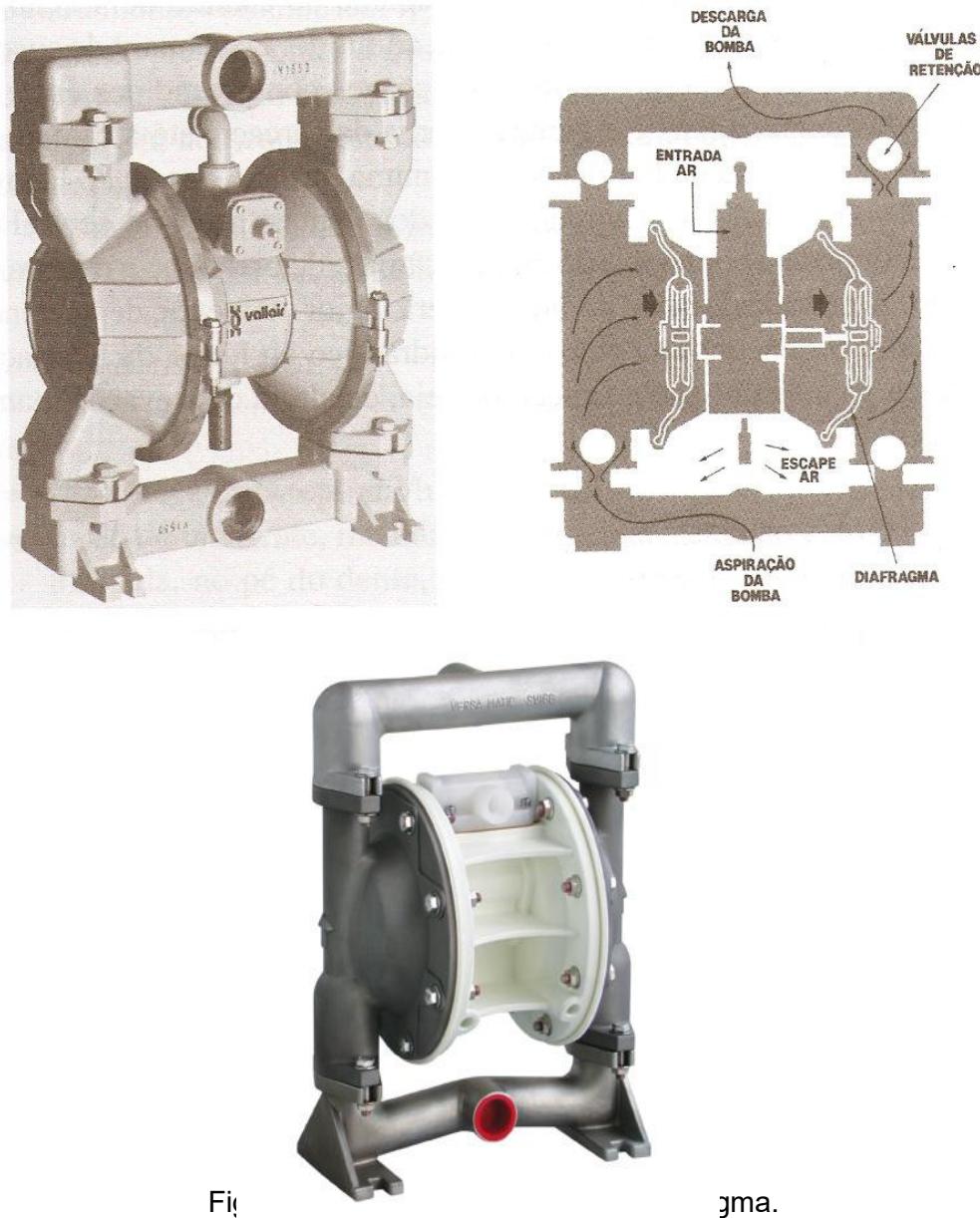
A bomba de diafragma utiliza uma substância elástica (tal como uma borracha), ao invés de pistão ou êmbolo, para desenvolver operações de bombeamento. Os dois tipos básicos de bomba de diafragma são: aberto e fechado. As bombas de diafragma têm se mostrado eficientes para tarefas tais como: retirada de água de valas, fundações encharcadas, drenos e outras depressões encharcadas, nas quais há uma grande quantidade de barro ou areia na água.

O movimento da membrana em um sentido diminui a pressão da câmara fazendo com que seja admitido um volume de líquido. Ao ser invertido o sentido do movimento da haste, esse volume é descarregado na linha de recalque.

Utilizando o exemplo de uma bomba com duplo diafragma, descreveremos seu funcionamento.

Pelo fornecimento de ar comprimido para a válvula de ar, o ar é passado através do pistão da válvula (na posição ascendente ou descendente) para o bloco central onde há duas portas direcionais de ar, para o lado esquerdo ou lado direito da bomba (dependendo da posição do pistão da válvula de ar). Quando na câmara de ar, a pressão de ar é aplicada no fundo do diafragma, que força o produto a sair pelo *manifold* de saída. Como os dois diafragmas estão conectados por um diafragma de ligação, ou eixo, o outro diafragma é puxado na direção do centro da bomba. Esta ação faz o outro lado puxar produto na bomba pela sucção da mesma. Válvulas esferas abrem e fecham, alternadamente para encher as câmaras, esvaziar câmaras e bloquear o contra fluxo. No final do golpe do eixo, o mecanismo de ar (pistão válvula de ar) automaticamente desloca a pressão de ar (lado oposto) a ação reversa da bomba, simplesmente pondo uma razão da bomba de 1:1.

A pressão de ar aplicada nesta bomba está diretamente relacionada à pressão de entrada e a saída do líquido. A bomba tem duas câmaras líquidas, duas câmaras de ar e dois diafragmas. Em cada par de câmaras, o líquido e as câmaras de ar são separadas por diafragmas flexíveis. Cada diafragma é preso por duas placas de suporte e parafusados a um eixo comum. Este conjunto, eixo-diafragmas, move-se para frente e para trás com o ar comprimido, direcionado pela válvula de ar, penetrando ou saindo pela câmara de ar esquerda ou direita. Cada câmara líquida é equipada com duas esferas tipo válvulas unidirecionais que automaticamente controlam o fluxo do fluido através das câmaras da bomba.



4.4.2) Bombas Rotativas

A bomba é primordialmente utilizada para o fornecimento de energia ao fluido nos sistemas hidráulicos. Ela é largamente empregada nas máquinas operatrizes, aviões, automóveis, prensas, transmissões e em equipamentos móveis. A bomba alternativa colhe continuamente o líquido da câmara, enquanto que a bomba centrífuga provê velocidade à corrente fluida. Bombas rotativas é um nome para designar uma grande variedade de bombas, todas elas volumétricas e comandadas por um movimento de rotação, daí a origem do nome.

Os tipos mais comuns de bombas de deslocamento positivo rotativas são: bomba de engrenagens, lóbulos, parafusos e palhetas.

A característica principal desta classe de bombas é que uma partícula líquida em contato com o órgão que comunica a energia tem aproximadamente a mesma trajetória que a do ponto do órgão com o qual está em contato.

Provocam uma pressão reduzida na entrada (efeito da pressão atmosférica), e com a rotação, empurram o fluido pela saída.

A vazão do fluido é função do tamanho da bomba e velocidade de rotação, ligeiramente dependente da pressão de descarga.

Fornecem vazões quase constantes. Eficientes para fluidos viscosos, graxas, melados e tintas. Operam em faixas moderadas de pressão. Capacidade pequena e média. Utilizadas para medir "volumes líquidos".

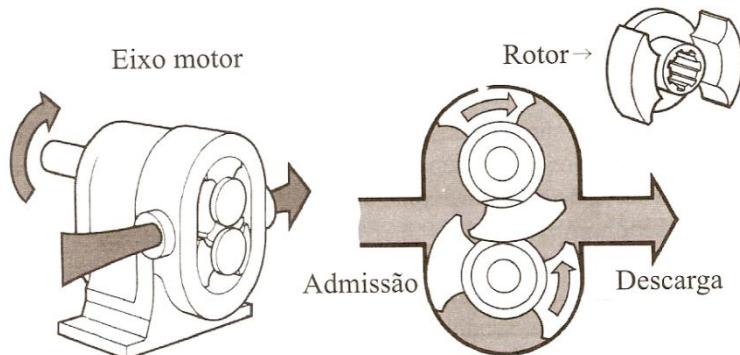


Figura 4.27 - Bomba de pistões rotativos.

• Bomba de Engrenagem:

Essas bombas possuem elementos rotativos com a forma de rodas trabalhadas como engrenagens.

As duas engrenagens são montadas próximo da parede interna da carcaça; o óleo é arrastado em torno da periferia das duas engrenagens, e então forçado através da abertura da saída, pelo contato das duas engrenagens no seu ponto de tangência. As bombas de engrenagem podem ser fornecidas para uma larga faixa de pressões.

Nestas bombas, quando a velocidade é constante, a vazão é constante, a menos que seja considerado um fator de perda devido ao rendimento volumétrico, isto é, a relação entre o volume efetivamente bombeado e o volume dado pelas características geométricas da bomba.

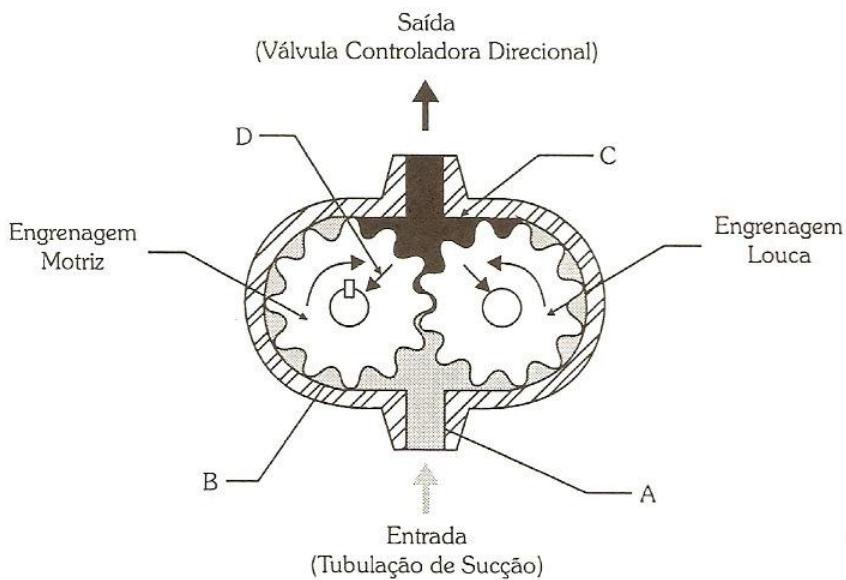
Existem duas configurações possíveis:

Bomba de Engrenagem Externa

A formação de volume ocorre entre os flancos dos dentes e as paredes da carcaça. Na bomba, uma das engrenagens é a motriz acionada pelo eixo a qual gira a outra.



Figura 4.28 – Bomba de engrenagem externa.



Legenda

- A. O vácuo é criado na região indicada quando os dentes engrenam. O óleo é então seccionado do reservatório.
- B. O óleo é transportado pela carcaça em câmaras entre os dentes, a carcaça e as placas laterais.
- C. É então forçado para a abertura de saída quando os dentes se engrenam novamente.
- D. A pressão de saída atuando contra os dentes causa uma carga axial nos eixos e nos rolamentos, como indicado pelas setas.

As engrenagens giram em sentidos opostos, criando um vácuo parcial na câmara de entrada da bomba. O fluido é introduzido no vão dos dentes e é transportado junto à carcaça até a câmara de saída. Ao se engrenarem novamente, os dentes forçam o fluido para a abertura de saída.

A alta pressão na abertura de saída impõe uma carga radial nas engrenagens e nos rolamentos.

Esse tipo de bomba é geralmente usado para pressões até 210 bar e vazão até 660 l/min. Vemos, então, que a bomba de engrenagens é mais bem utilizada em circuitos que requeiram baixa ou média vazão e pressão relativamente alta.

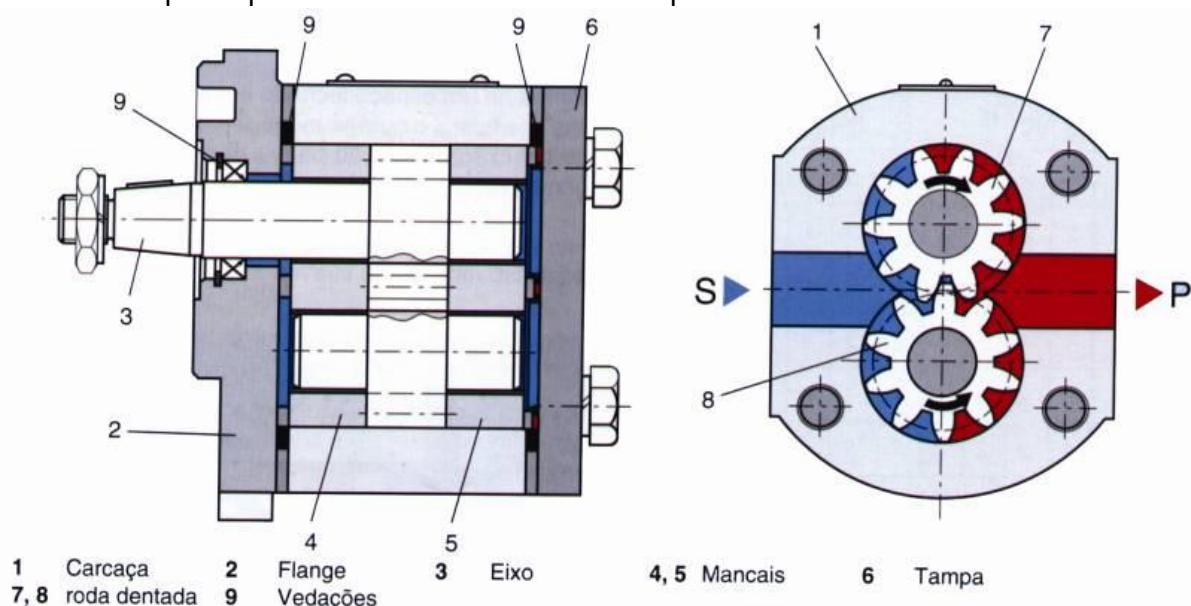


Figura 4.29 - Partes de uma bomba de engrenagem externa.

Bomba de Engrenagem Interna

Uma bomba típica de engrenagens com dentes internos, na qual as câmaras de bombeamento são formadas entre os dentes das engrenagens.

Uma vedação na forma de meia-lua é montada entre as engrenagens e localizada no espaço entre a abertura de entrada e de saída, em que a folga entre os dentes das engrenagens é máxima.

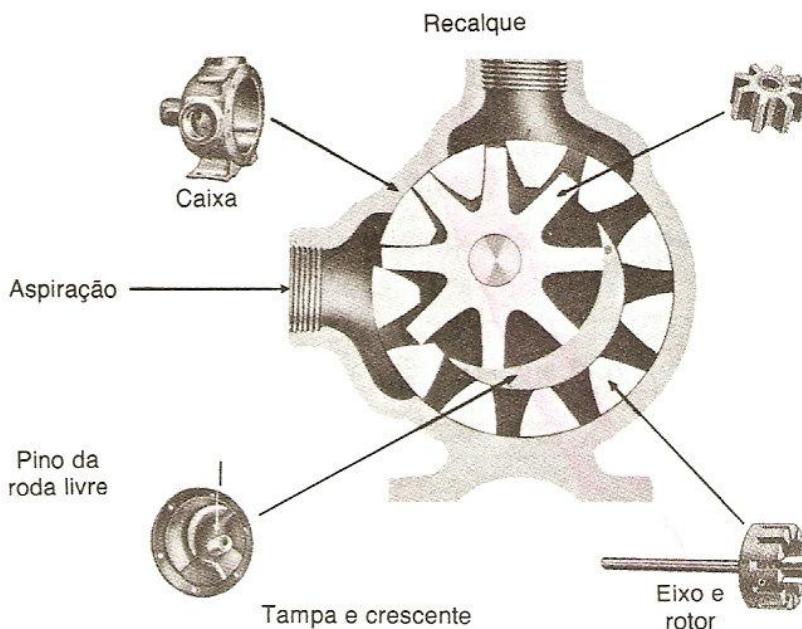


Figura 4.30 – Partes de uma bomba de engrenagem interna.

Características Importantes:

Volume de deslocamento: 3 a 250 cm³;

Pressão Máxima até 300 bar

Faixa de Rotação 500~3000 min-1



Figura 4.31 – Bomba de engrenagem interna.

- **Bombas de Lóbulos:**

O princípio de funcionamento das bombas de lóbulos é similar ao da bomba de engrenagens, exceto em que os elementos giratórios, que engrenam, são rotores em forma de lóbulos e não em rodas dentadas.

Ambos os rotores são propulsados, sincronizados por engrenagens ou correntes de distribuição, girando em sentidos opostos, apresentando uma pequena folga efetiva.

Da mesma forma que as bombas de engrenagens, podem ser subdivididas em:

- (a) bombas de rotores lobulares exteriores;
- (b) bombas de rotores lobulares interiores,

Também são diferenciadas conforme a quantidade de lóbulos: dois, três ou mais.

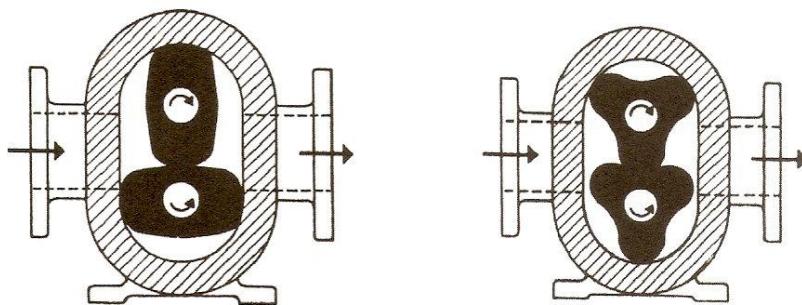


Figura 4.32 - Bombas de dois e três lóbulos respectivamente.

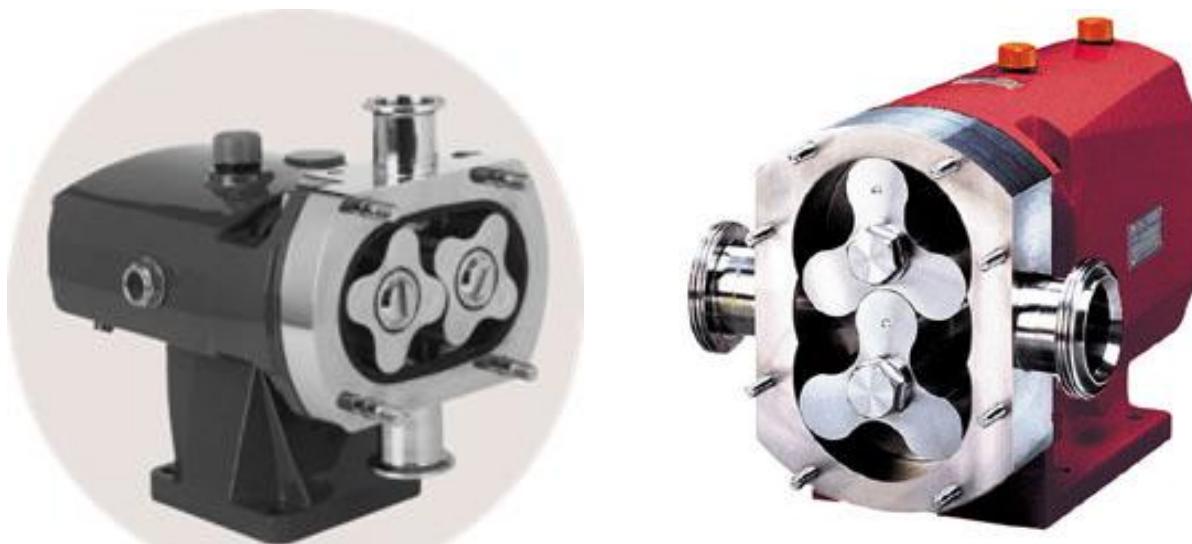


Figura 4.33 - Bombas de lóbulos.

- **Bomba de Parafusos:**

São bombas compostas por dois parafusos que tem movimentos sincronizados através de engrenagens. O fluido é admitido pelas extremidades e, devido ao movimento de rotação e aos filetes dos parafusos, é empurrado para a parte central

onde é descarregado. Os filetes dos parafusos não têm contato entre si, porém, mantém folgas muito pequenas, das quais depende o rendimento volumétrico.

Essas bombas são muito utilizadas para o transporte de produtos de viscosidade elevada. Há projetos de bombas com uma camisa envolvendo os parafusos, por onde circula vapor, com o objetivo de reduzir a viscosidade do produto.

Há casos em que essas bombas possuem três parafusos e os filetes estão em contato entre si, além de um caso particular em que há apenas um parafuso.

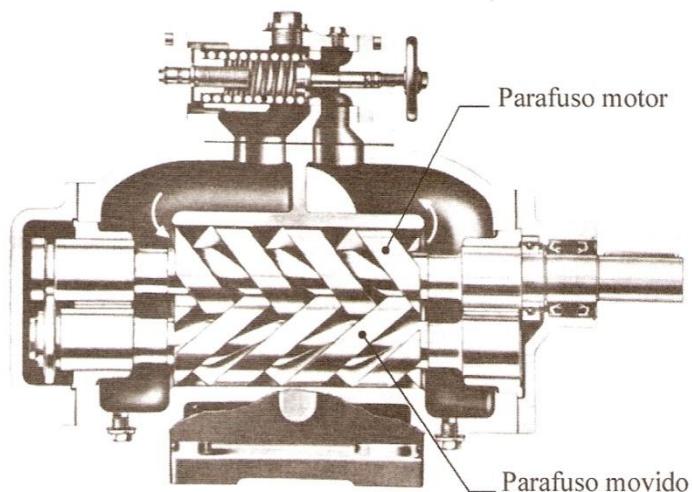


Figura 4.34 - Bomba de Parafusos.

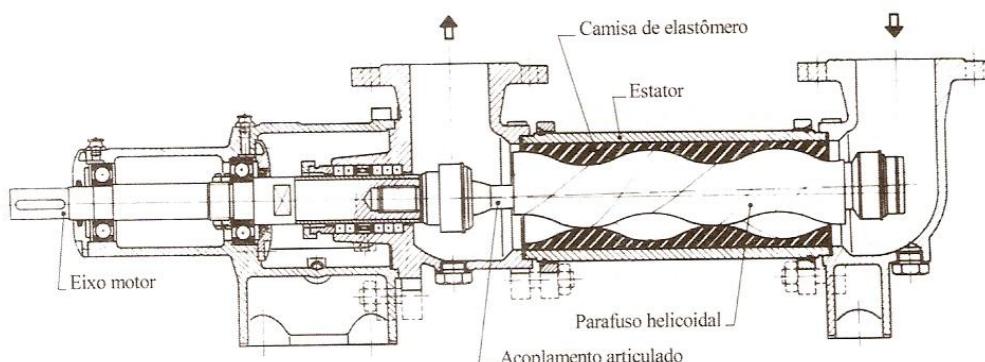


Figura 4.35 - Bomba de parafuso único ou de cavidades progressivas.

As principais características são:

- baixo nível de ruído;
- altas vazões.

Características Importantes:

- Volume de deslocamento: 15 a 3500 cm³;
- Pressão Máxima até 200 bar
- Faixa de Rotação 1000~3500 min-1



Figura 4.36 –Bombas de parafuso.

- **Bombas de Palhetas:**

Uma bomba de palhetas é constituída por um rotor provido de ranhuras nas quais deslizam palhetas que durante o movimento de rotação desse rotor entram em contato com um anel excêntrico devido ao efeito da força centrífuga.

O espaço compreendido entre o rotor, o anel e as palhetas enche-se do óleo vindo da tubulação de aspiração. Esse óleo é pulsado para a tubulação de descarga. Então, pela passagem do conjunto rotor-palhetas pela vizinhança da câmara de aspiração, o volume do espaço compreendido entre duas palhetas aumenta, provocando uma depressão, que aspira o óleo; mas quando esta vizinhança da câmara de descarga, o volume compreendido entre as duas pás diminui, obrigando assim o óleo a fluir para a descarga.

A variação da vazão neste tipo de bomba é possível com a alteração da excentricidade. Quando ($e=0$), isto é, excentricidade nula (rotor e estator no mesmo eixo de giro), a vazão será nula. A vazão será máxima para a máxima excentricidade, isto é, quando o rotor é posicionado tangente ao estator.



Figura 4.37 – Bomba de palheta.

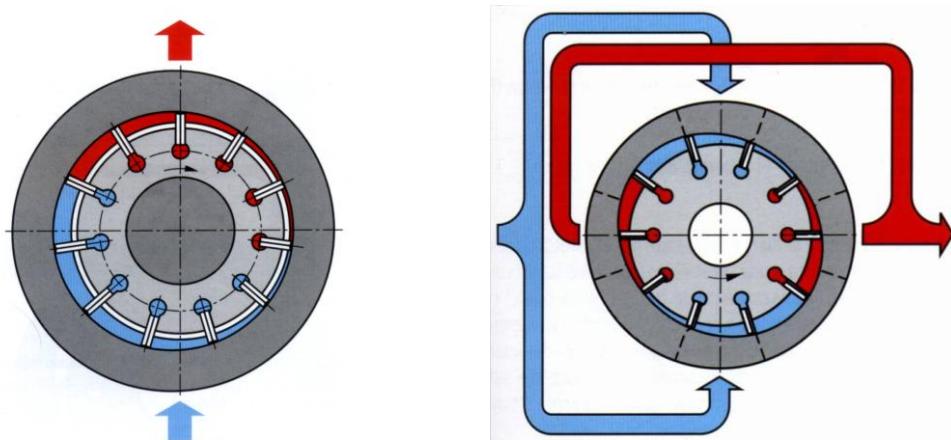


Figura 4.38 – Demonstração da entrada e da saída do fluido.

Características importantes:

- Deslocamento: 18 a 193 cm³
- Pressão máxima: até 210 bar
- Faixa de rotação: 900 a 1800 rpm

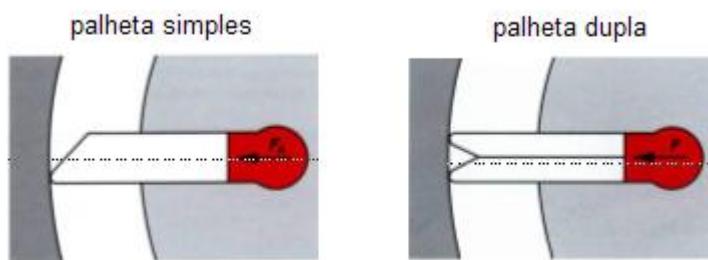
A regulagem da vazão é feita por um sistema de parafusos.

A superfície do anel e as pontas das palhetas são os pontos de maior desgaste, os quais são compensados pelas palhetas que podem se mover mais nas ranhuras do rotor.

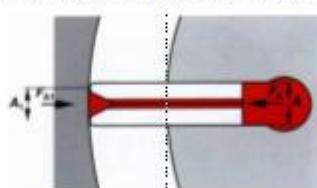
Princípio de funcionamento



Força de apoio da palheta



Para bombas acima de 150 bar, foi feito um chanfro lateral para não romper o filme de óleo.



A quantidade de palhetas é variável, conforme o fabricante. Conforme a forma da caixa, subdividem-se em bombas de câmara, simples, dupla ou tripla. A maioria das bombas de palhetas deslizantes são de uma câmara (mononucleares). Como estas máquinas são de grande velocidade, de capacidades pequenas ou moderadas, sendo usadas com fluidos pouco viscosos, justifica-se a seguinte classificação:

- bombas de palhetas deslizantes, situadas em um rotor ranhurado;
- bomba pesada de palheta deslizante, com só uma palheta que abrange a totalidade do diâmetro. Trata-se de uma bomba essencialmente lenta, para líquidos muito viscosos;
- bombas de palhetas oscilantes, cujas palhetas articulam no rotor. É outro dos tipos pesados de bomba de palheta;

(d) bomba de palheta rotativas, com ranhuras de pouca profundidade no rotor, para alojar elementos cilíndricos de elastômero em lugar de palhetas.

Este tipo de bomba leva vantagem sobre a bomba de engrenagem por que o rotor pode equilibrar-se hidráulicamente, o que minimiza as cargas nos mancais. São muito utilizadas em sistemas de média e baixa pressão, que requerem uma bomba compacta de preço baixo, e nos sistemas hidráulicos de máquinas-ferramentas.

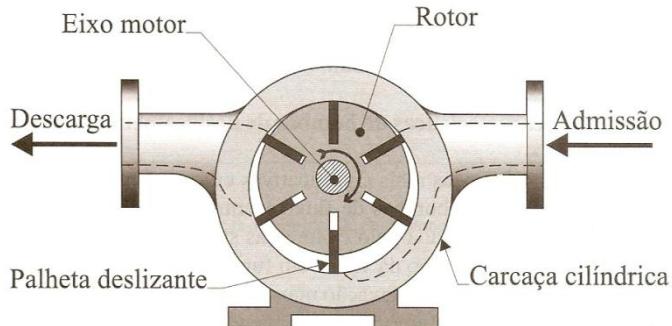


Figura 4.39 - Bomba de palhetas vista internamente.

Bombas de Palhetas de Vazão Variável (ação direta)

Bombas de palhetas com volume de deslocamento variável, diretamente operadas. Nestas bombas a posição do anel de curso pode ser influenciada através de três dispositivos de ajuste:

- Parafuso de ajuste para o volume de deslocamento (1):

A distância do anel para o rotor determina diretamente o volume de deslocamento, a vazão da bomba.

- Parafuso de ajuste de altura (2):

Com este altera-se a posição do anel de curso no sentido vertical (influencia diretamente ruído e dinâmica da bomba).

- Parafuso de ajuste para pressão de trabalho máx. (3):

A força da mola de pré-tensão determina a pressão máxima de operação. O processo de deslocamento desta bomba já foi descrito no item anterior.



Figura 4.40 – Bomba de palheta de vazão variável e seu fluxo de fluido.

Dependendo da resistência ao fluxo no sistema hidráulico, forma-se uma pressão. Esta pressão age na bomba na área marcada em vermelho, e atua sobre a área interna do anel.

A força da pressão neste campo pode ser representada como vetor de força (F_p). Decompondo-se este vetor de força em suas componentes vertical e horizontal, resulta então uma grande força (F_v) que atua contra o parafuso de ajuste da altura (2), e uma pequena força que atua contra a mola (Fh).

Enquanto a força da mola (Ff) for maior que a força (Fh) o anel permanece na posição mostrada.

Se a pressão no sistema aumentar, aumenta a força (F_p) e respectivamente também (F_v) e (Fh).

Se (Fh) ultrapassa a força da mola (Ff), o anel se desloca da posição excêntrica para uma posição quase concêntrica.

A alteração de volume nas câmaras de deslocamento se reduz tanto, até que a vazão efetiva na saída da bomba se torne quase zero.

A bomba agora só desloca tanto óleo quanto o que escapa ao reservatório por vazamento interno através das folgas internas. A pressão no sistema é mantida pela bomba. A pressão poderá ser ajustada diretamente através da pré-tensão da mola.

Bombas de palhetas com volume de deslocamento variável em função do curso zero ($Q = \text{zero}$), quando atingem a pressão máxima ajustada, são sempre equipadas com uma conexão de dreno. Através desta conexão o óleo é conduzido e flui através das folgas dentro da bomba do campo de pressão (vermelho), para a carcaça (azul).

Através do óleo de dreno o calor por atrito é conduzido para fora e, em operação de curso zero, garante-se a lubrificação das peças internas.

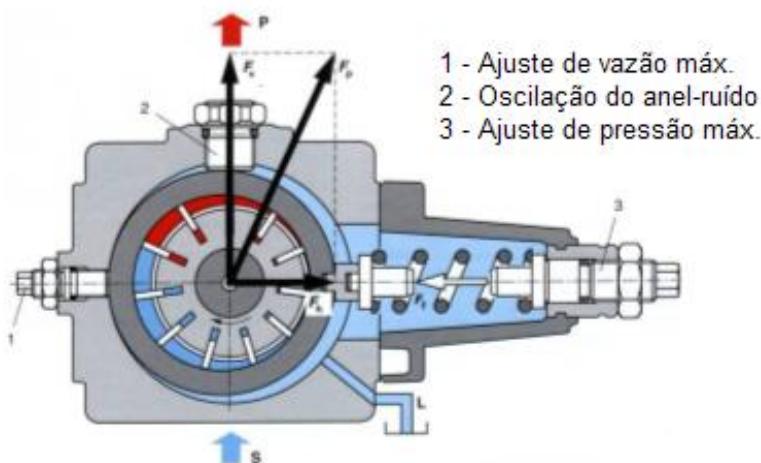


Figura 4.41 – Ajustes da bomba de palheta de vazão variável.

Bombas de Palhetas Pré-Operadas com Volume de deslocamento Variável

O princípio básico destas bombas é muito semelhante ao das bombas de palhetas diretamente comandadas. As diferenças estão nos dispositivos de variação do curso do anel.

No lugar de uma ou mais molas de pressão, o anel de curso é movimentado por meio de um êmbolo variador submetido à pressão.

Os dois êmbolos variadores têm diferentes diâmetros (relação de área aprox. 2:1).

Atrás do êmbolo variador de diâmetro maior, encontra-se uma mola de pressão. Esta mola tem a responsabilidade de fazer com que, na colocação em operação da bomba, o anel de curso se encontre na posição excêntrica.

A pressão que se forma no sistema hidráulico é conduzida através de canais internos atuando no êmbolo variador menor, assim como no regulador R e em seguida, sendo as pressões iguais, o anel de curso, em função das diferentes áreas nos êmbolos variadores, permanece na posição mostrada.

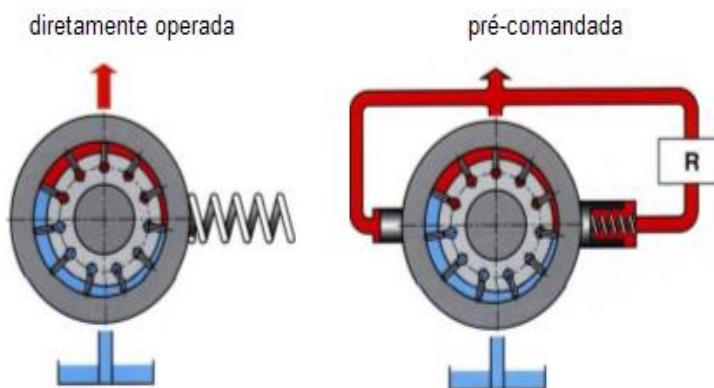


Figura 4.42 – Comparação entre as bombas de palhetas de vazão variável de ação direta e pré-comandada.

Bombas de Palhetas com Regulador de Pressão

O regulador de pressão determina a pressão máxima do sistema.

As exigências ao regulador de pressão são:

- Alta dinâmica

Isto é, os processos de regulação de pressão precisam ser rápidos (50 a 500 ms). A dinâmica depende do tipo construtivo da bomba, do regulador e do sistema hidráulico.

- Estabilidade

Todos os sistemas hidráulicos com pressão regulada tendem a oscilações. O regulador precisa representar um bom compromisso de dinâmica e estabilidade

- Rendimento

Na posição de regulagem, uma determinada parte da vazão da bomba é conduzida ao reservatório através do regulador. Esta perda de potência deveria ser a menor possível, mas também deverá garantir a dinâmica e a estabilidade na medida necessária.

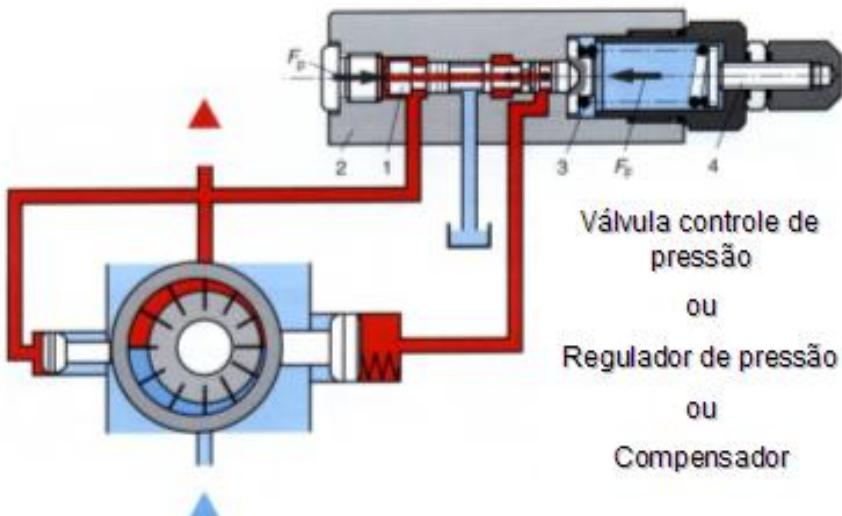


Figura 4.43 – Bomba de palheta com regulador de pressão.

O regulador de pressão é composto do êmbolo regulador (1), carcaça (2), mola (3) e do dispositivo de ajuste (4). Na posição inicial a mola pressiona o êmbolo regulador na posição como representado na carcaça do regulador. O fluido hidráulico chega ao êmbolo regulador através de canais na bomba. O êmbolo é provido de um furo longitudinal e dois transversais. Mais além um giclé limita a vazão que pode passar pelo êmbolo regulador. Na posição mostrada, fluido que está sob pressão do sistema, passa através do furo longitudinal e do furo transversal para o êmbolo regulador maior.

A comunicação com o reservatório está fechada mediante uma nervura no êmbolo regulador.

A pressão atual no sistema hidráulico atua contra a área frontal do êmbolo regulador. Enquanto a força F_p resultante da pressão for menor que a contra-força da mola F_f , a bomba permanece na posição mostrada. Atrás dos dois êmbolos reguladores existe a mesma pressão.

A pressão operacional é mais baixa do que a pressão máxima ajustada no regulador de pressão.

Quando, com um aumento da pressão no sistema hidráulico, a força F_p , aumenta, o êmbolo regulador se desloca contra a mola.

No regulador abre-se a comunicação com o reservatório. A vazão que ali escapa acarreta uma redução da pressão atrás do êmbolo maior. A pressão do sistema continua aplicada sobre o êmbolo regulador menor que empurra o anel de curso contra o êmbolo maior, sobre o qual atua uma pressão menor, até quase a posição central.

Ocorre um equilíbrio de forças:

Área de êmbolo regulador menor x pressão alta = área de êmbolo regulador maior x pressão baixa.

A vazão retorna para zero, a pressão do sistema é mantida.

Devido a este comportamento, a perda de potência no sistema, quando atingida a pressão máxima ajustada, é pequena. O aquecimento do fluido permanece baixo e o consumo de energia é mínimo.

A pressão operacional corresponde ao valor ajustado no regulador de pressão.

Se a pressão no sistema hidráulico baixar novamente, a mola no regulador de pressão desloca o êmbolo regulador. Com isto a comunicação com o reservatório é bloqueada e atrás do êmbolo maior passa a atuar a pressão total do sistema.

O equilíbrio de forças dos êmbolos reguladores está desfeito e o êmbolo regulador maior desloca o anel de curso para a posição excêntrica.

A bomba volta a bombear para o sistema hidráulico. Bombas de palhetas variáveis que trabalham pelo princípio descrito, também podem ser equipadas com uma série de outras variantes de reguladores como p.ex.:

- Regulador de vazão
- Regulador pressão/vazão
- Regulador de potência

4.5) Aplicações

Não existe um critério único que conduza claramente a um tipo de bomba. Na verdade, devemos analisar os diversos parâmetros ou critérios de seleção e escolher aquele tipo que melhor atenda aos requisitos mais importantes do sistema em consideração.

3 Velocidade Específica (N_s)

Para valores de velocidade específica calculados, temos:

N_s	Tipo de bomba
$N_s < 500$	Bomba volumétrica
$500 < N_s < 2000$	Bomba centrífuga
$2000 < N_s < 4200$	Bomba do tipo Francis
$4200 < N_s < 9000$	Bomba de fluxo misto
$N_s > 9000$	Bomba axial

3 Características do líquido

- Uma viscosidade até 500 SSU é compatível com as turbobombas. Acima deste valor é necessária uma análise comparativa e quanto maior a viscosidade maior a tendência para bombas volumétricas.
 - Líquidos com sólidos em suspensão ou substâncias pastosas operando com bombas centrífugas normalmente exigem rotores abertos.
 - As bombas centrífugas são limitadas à aplicações com no máximo 5 % de gás em volume, enquanto que as axiais podem chegar a 10%.

3 Comportamento quanto à vazão

- Turbobombas operam em regime permanente sendo por isto as preferidas em operações de processamento nas indústrias de petróleo e petroquímica. Sua vazão pode ser alterada mediante mudanças como fechamento parcial de válvula de descarga.
 - Rotativas operam em regime praticamente permanente.
 - Alternativas operam com vazões pulsáteis.

3 Características do sistema

- Algumas características do sistema podem levar à utilização de determinado tipo de bombas. São exemplos disto as limitações de espaço ou restrições quanto à sucção, favorecendo o uso de bombas verticais.

3 Tipo de aplicação e experiências anteriores

- Em algumas situações a escolha da bomba já é consolidada pela experiência de casos anteriores. São exemplos disso a utilização de bombas centrífugas nas instalações de bombeamento d'água e derivados claros de petróleo, de bombas de engrenagem no sistema de lubrificação de grandes máquinas, de bombas de engrenagens ou de parafusos em bases de transporte de produto viscoso e de bombas alternativas em campos de produção de petróleo.

4.6) Exercícios Resolvidos

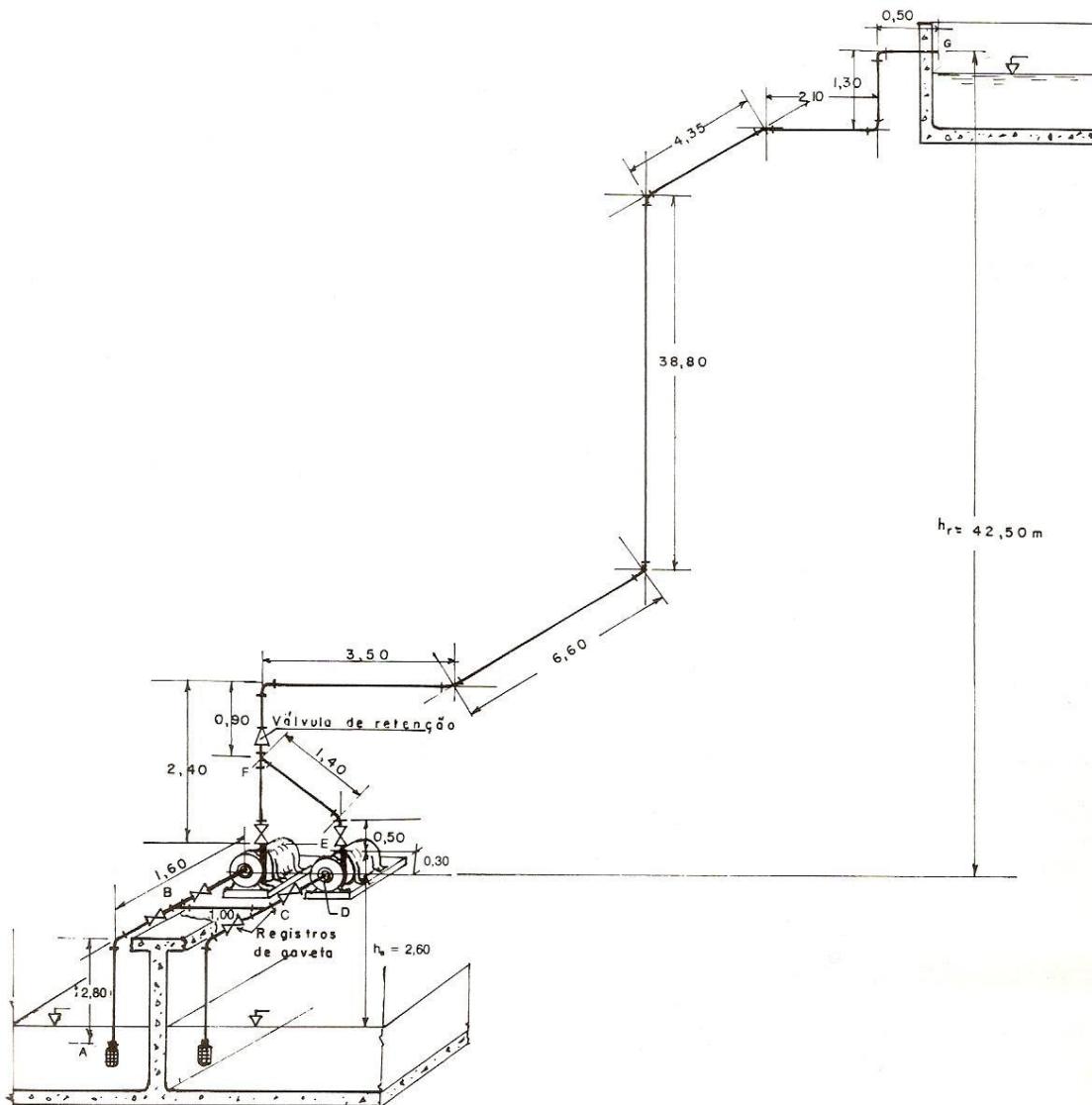
1) Na instalação esboçada abaixo, determinar a altura manométrica e a potência do motor da bomba, sabendo-se que $Q = 5 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$. Tubo de ferro galvanizado rosqueado.

$$h_a = 2,60 \text{ m}$$

$l_a = 5,40 \text{ m}$ – trecho ABCD (comprimento desenvolvido)

$$h_r = 42,50 \text{ m}$$

$l_r = 59,95 \text{ m}$ – trecho EFG (comprimento desenvolvido)



Representação isométrica da instalação.

Escolha das *velocidades de escoamento* e *diâmetro dos encanamentos*.

Pelo gráfico da Sulzer, para $Q = 5 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$, obtemos:

- Diâmetro de recalque: 63 mm 2 1/2"
- Velocidade de recalque: $1,45 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
- Diâmetro de aspiração: 70 mm, usaremos 3" = 75 mm
- Velocidade de aspiração: $1,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Altura manométrica

Sabemos que

$$H = \left(h_a + J_a + \frac{V_0^2}{2g} \right) + (h_r + J_r)$$

$$H = H_a + H_r$$

Calculemos separadamente H_a e H_r , porque os diâmetros dos encanamentos são diferentes.

Altura manométrica de elevação

$$H = H_a + H_r = 3,71 + 48,06 = 51,77 \text{ m}$$

Estimativa da potência motriz (do motor que deverá acionar a bomba)

Serão utilizados os gráficos “Comprimentos equivalentes a perdas localizadas” e “Fórmula de Fair-Whipple-Hsiao”.

Altura total de aspiração H_a

	m	m.c.a.
a. h_a – altura estática de aspiração		2,60
b. Comprimento real do tubo de asp. com diâmetro de 75 mm (3")	5,40	
Comprimentos equivalentes ou virtuais		
1 válvula de pé com crivo	20,00	
1 cotovelo raio médio 90°	2,10	
2 registros de gaveta	1,00	
2 têx com saída lateral em B e C	10,40	
Comprimento real & virtual	38,90	
No ábaco da fórmula de Fair-Whipple-Hsiao com $\theta = 3''$ e $Q = 51 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$, obtém-se $V_0 = 1,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ e $J = 0,027 \text{ m/m}$.		1,05
Perda de carga na aspiração: $J_a = 38,90 \text{ m} \times 0,027 \text{ m/m}$		0,06
c. $\frac{V_0^2}{2g} = \frac{1,1^2}{2 \cdot 9,8}$		
$H_a = h_a + J_a + \frac{V_0^2}{2g}$		3,71

Altura total de recalque H_r

	m	m.c.a.
a. h_r – altura estática de recalque		42,50
b. Comprimento real do tubo de recalque	59,95	

Comprimentos equivalentes ou virtuais		
1 registro de gaveta de 2 1/2"	0,40	
válvula de retenção tipo pesado	8,10	
1 tê de entrada lateral	4,30	
1 cotovelo de 45°	0,90	
7 cotovelos de 90° raio médio (7x1,70)	11,90	
Comprimento real & virtual	85,55	
No ábaco da fórmula de Fair-Whipple-Hsiao com $\theta = 2 \frac{1}{2}''$ e $Q = 51 \cdot s^{-1}$, obtém-se $V_r = 1,50$ e $J = 0,065 \text{ m/m}$.		
Perda de carga no recalque : $J_r = 85,55 \text{ m} \times 0,065 \text{ m/m}$	5,56	
$H_r = h_r + J_r$		48,06

Supondo não haver à mão o catálogo do fabricante de bombas para uma escolha criteriosa, podemos adotar um valor baixo para o rendimento total (0,40 a 0,70). Adotemos $\eta = 0,50$. Teremos então:

$$N = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75 \cdot \eta} = \frac{1000 \cdot 0,005 \cdot 51,81}{75 \cdot 0,50} = 6,9 \text{ cv}$$

Seria adotado um motor de 7,5 cv, logo acima do valor achado, que é o tipo fabricado.

Tratando-se de instalação em que a bomba não funciona durante longos períodos, não há necessidade de adotar a indicação de se aumentar 25% a potência, se o valor calculado está compreendido entre 6 e 10 cv. Além disso, o rendimento adotado foi bastante baixo.

2) Uma tubulação de recalque de aço com rugosidade $\varepsilon = 0,6 \text{ mm}$ tem 800 m de extensão e bombeia 264 m^3 de água por hora, a uma temperatura de 15°C . Deseja-se a perda de carga no recalque J_r . O diâmetro é de 25 cm.

1- Descarga

$$Q = 264 \div 3600s = 0,0735 \text{ m}^3 \cdot s^{-1}$$

2- Área da seção de escoamento do tubo S

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,25^2}{4} = 0,049 \text{ m}^2$$

3- Velocidade média

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{0,0735}{0,049} = 1,5 \text{ m} \cdot s^{-1}$$

4- Número de Reynolds

Para a água a 15°C , o coeficiente de viscosidade cinemática ν é $0,000001127$.

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{1,5 \cdot 0,25}{0,000001127} = 416000$$

Podemos arredondar para $4,2 \times 10^5$.

5- Inverso da rugosidade relativa $\frac{d}{\varepsilon}$

$$\frac{d}{\varepsilon} = \frac{0,25}{0,0006} = 416$$

6- Com os valores de $Re = 4,2 \times 10^5$ e $\frac{d}{\varepsilon} = 416$, no diagrama de Hunter-Rouse, achamos $f = 0,024$.

7- A perda de carga total J_r será

$$J_r = f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,024 \cdot \frac{800}{0,25} \cdot \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,8} = 8,81m$$

3) Num oleoduto são bombeados 30 l/s de óleo pesado, de viscosidade igual a $0,0001756 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. O oleoduto é de aço, com oito polegadas de diâmetro (203 mm), e tem a extensão de 10200 metros. Calcular a perda de carga.

1- Velocidade média

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{0,030}{\pi \cdot \frac{0,203^2}{4}} = 1m \cdot s^{-1}$$

2- Número de Reynolds

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,203}{0,0001756} = 1156$$

Como $Re < 2000$, o regime é laminar.

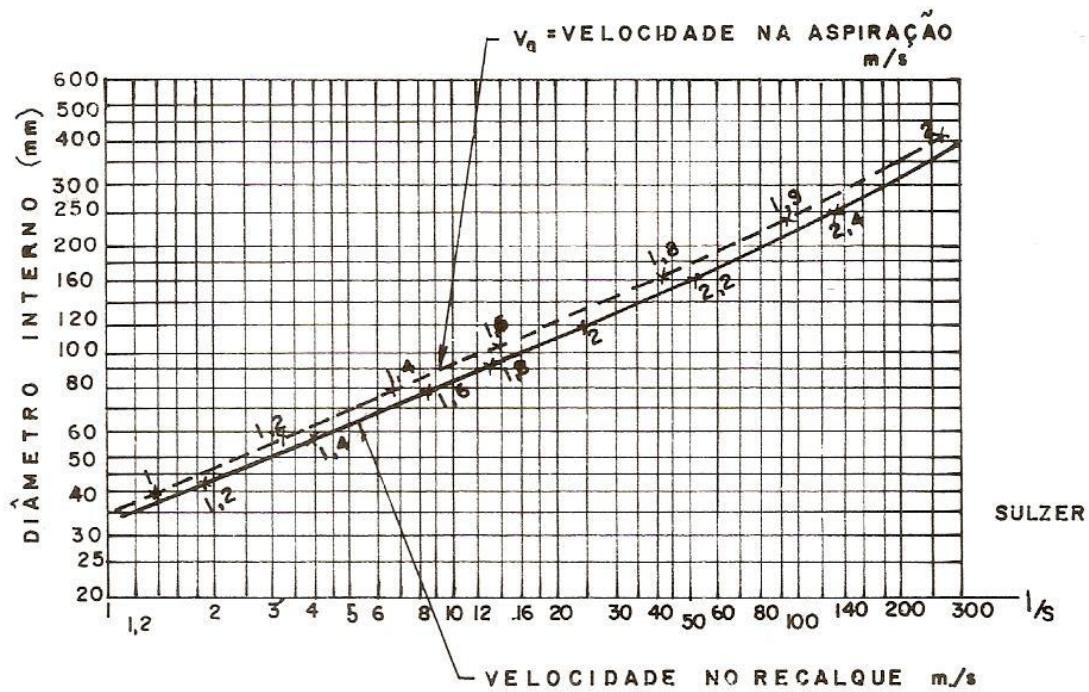
3- Fator de resistência

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1156} = 0,055$$

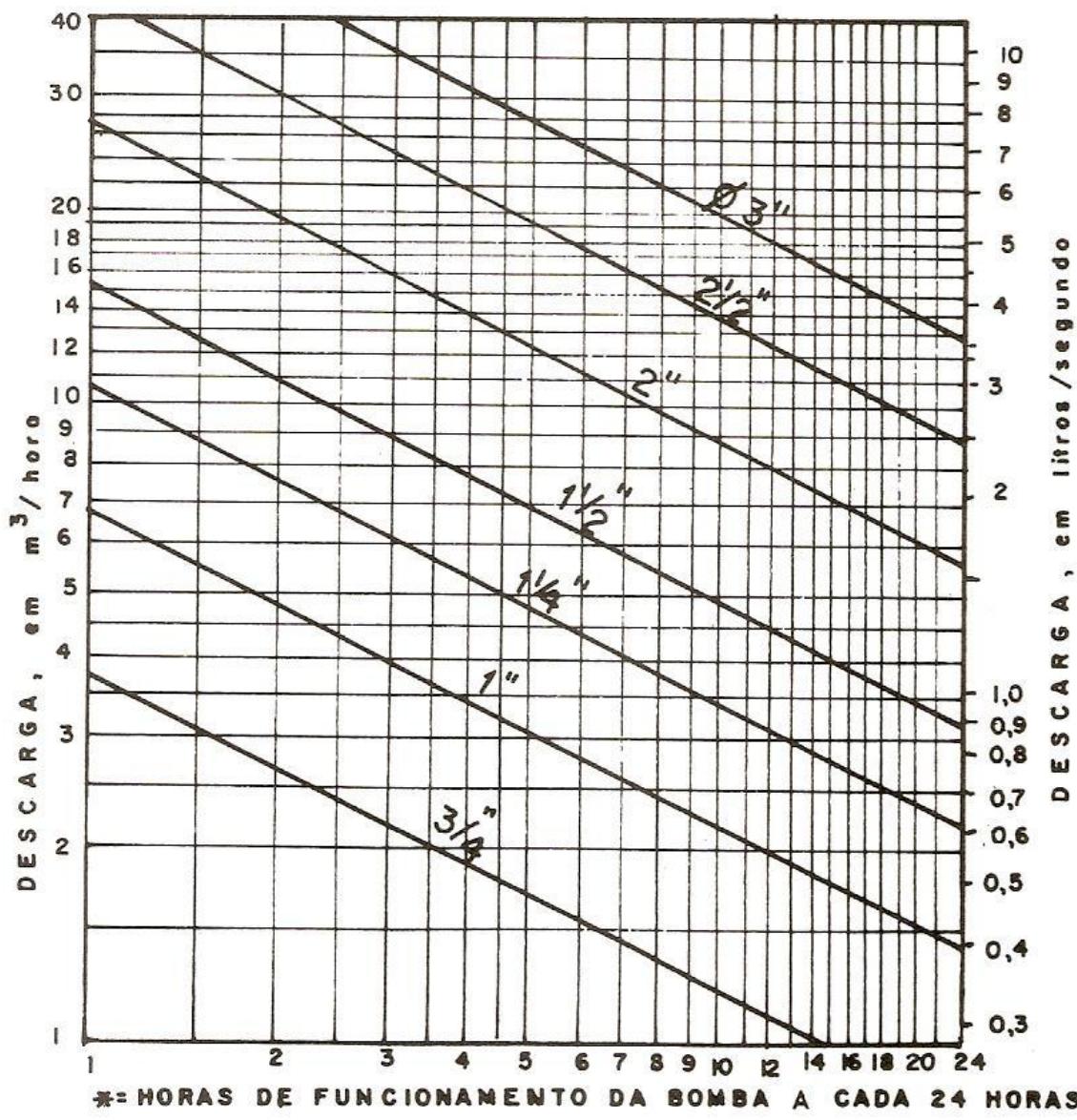
4- Perda de carga ao longo do comprimento $l = 10200 \text{ m}$

$$\Delta H = f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,055 \cdot \frac{10200 \cdot 1^2}{0,203 \cdot 2 \cdot 9,8} = 141 \text{ m de coluna de óleo}$$

4.7) Anexos



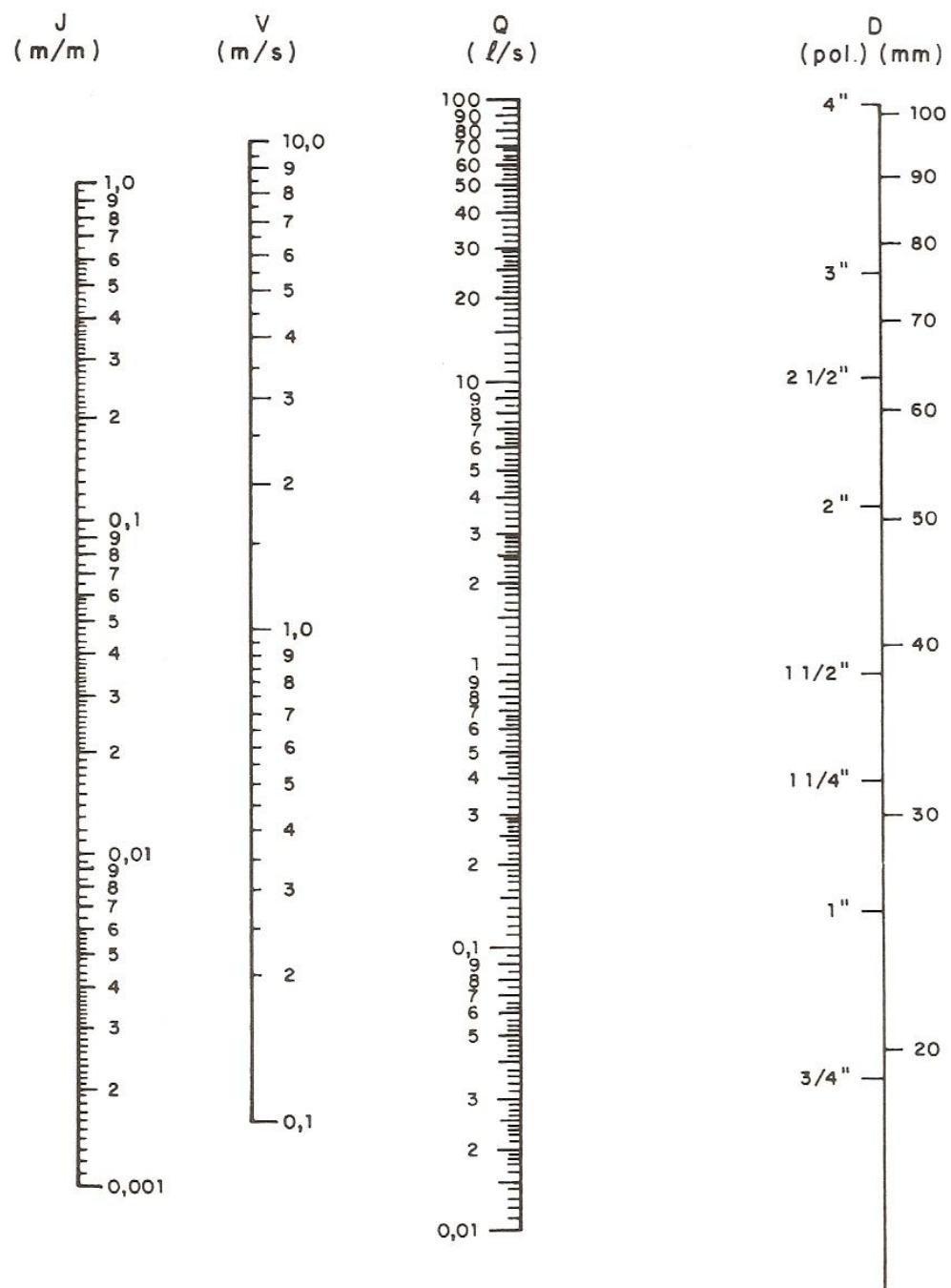
A 4.1 - Gráfico da Sulzer, para escolha dos diâmetros dos encanamentos de aspiração e de recalque.



A 4.2 - Representação gráfica das grandezas da fórmula de Forscheimmer.

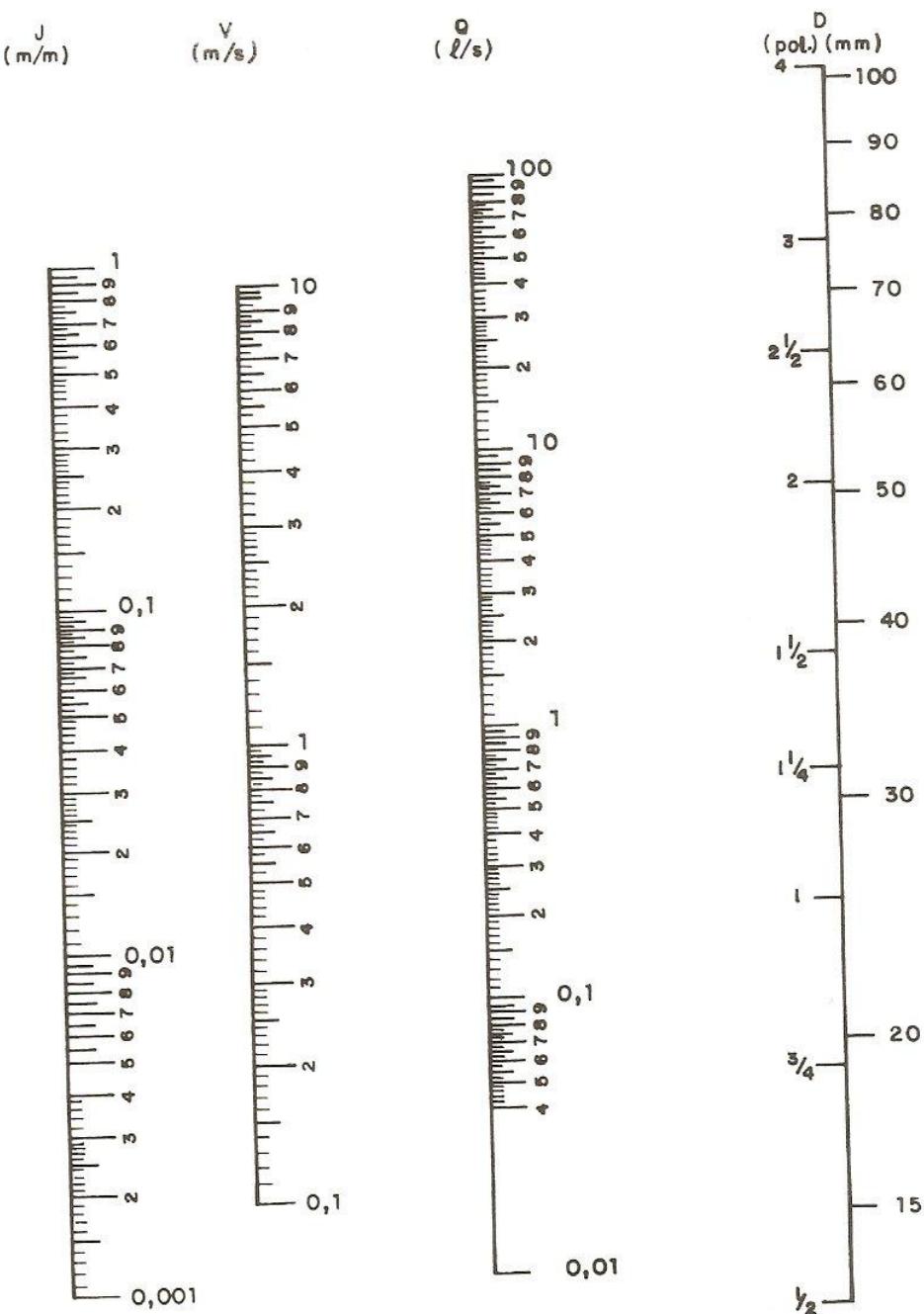
		VÁLVULA DE RETENÇÃO TIPO PESADO	VÁLVULA DE RETENÇÃO TIPO LEVE	SAÍDA DA CANALIZAÇÃO	VÁLVULA DE PÉ E CRIVO	T _F SAÍDA BILATERAL	T _E SAÍDA DE LADO	T _E PASSAGEM DIRETA	REGISTRO DE ÂNGULO ABERTO	REGISTRO DE GLOBO ABERTO	REGISTRO DE GAVETA ABERTO	ENTRADA DE BORDA	ENTRADA NORMAL	CURVA 45°	CURVA 90° R/D - 1	CURVA 90° R/D - 1 1/2	CURVA 45°	CURVA 90° RAIO CURTO	CURVA 90° RAIO MÉDIO	CURVA 90° RAIO LONGO	
	D m.m. pol.																				
13	1/2	0,3	0,4	0,5	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,4	0,1	4,9	2,6	0,3	1,0	1,0	3,6	0,4	1,1	1,6	
19	3/4	0,4	0,6	0,7	0,3	0,3	0,4	0,2	0,2	0,5	0,1	6,7	3,6	0,4	1,4	1,4	5,6	0,5	1,6	2,4	
25	1	0,5	0,7	0,8	0,8	0,4	0,3	0,5	0,2	0,3	0,7	0,2	8,2	4,6	0,5	1,7	1,7	7,3	0,7	2,1	3,2
32	1 1/4	0,7	0,9	1,1	0,5	0,4	0,6	0,3	0,4	0,9	0,2	11,3	5,6	0,7	2,3	2,3	10,0	0,9	1,7	4,0	
38	1 1/2	0,9	1,1	1,3	0,6	0,5	0,7	0,3	0,5	1,0	0,3	13,4	6,7	0,9	2,8	2,8	11,6	1,0	3,2	4,8	
50	2	1,1	1,4	1,7	0,8	0,6	0,9	0,4	0,7	1,5	0,4	17,4	8,5	1,1	3,5	3,5	14,0	1,5	4,2	6,4	
63	2 1/2	1,3	1,7	2,0	0,9	0,8	1,0	0,5	0,9	1,9	0,4	21,0	10,0	1,3	4,3	4,3	17,0	1,9	5,2	8,1	
75	3	1,6	2,1	2,5	1,2	1,0	1,3	0,6	1,1	2,2	0,5	26,0	13,0	1,6	5,2	5,2	20,0	2,2	6,3	9,7	
100	4	2,1	2,8	3,4	1,5	1,3	1,6	0,7	1,6	3,2	0,7	34,0	17,0	2,1	6,7	6,7	23,0	3,2	6,4	12,9	
125	5	2,7	3,7	4,2	1,9	1,6	2,1	0,9	2,0	4,0	0,9	43,0	21,0	2,7	8,4	8,4	30,0	4,0	10,4	16,1	
150	6	3,4	4,3	4,9	2,3	1,9	2,5	1,1	2,5	5,0	1,1	51,0	26,0	3,4	10,0	10,0	39,0	5,0	12,5	19,3	
200	8	4,3	5,5	6,4	3,0	2,4	3,3	1,5	3,5	6,0	1,4	67,0	34,0	4,3	13,0	13,0	52,0	6,0	16,0	25,0	
250	10	5,5	6,7	7,9	3,8	3,0	4,1	1,8	4,5	7,5	1,7	85,0	43,0	5,5	16,0	16,0	65,0	7,5	20,0	32,0	
300	12	6,1	7,9	9,5	4,6	3,6	4,8	2,2	5,5	9,0	2,1	102,0	51,0	6,1	19,0	19,0	78,0	9,0	24,0	38,0	
350	14	7,3	9,5	10,5	5,3	4,4	5,4	2,5	6,2	11,0	2,4	120,0	60,0	7,3	22,0	22,0	90,0	11,0	28,0	45,0	

A 4.3 - Comprimentos equivalentes a perdas localizadas (em metros de canalização retilínea) de aço galvanizado).

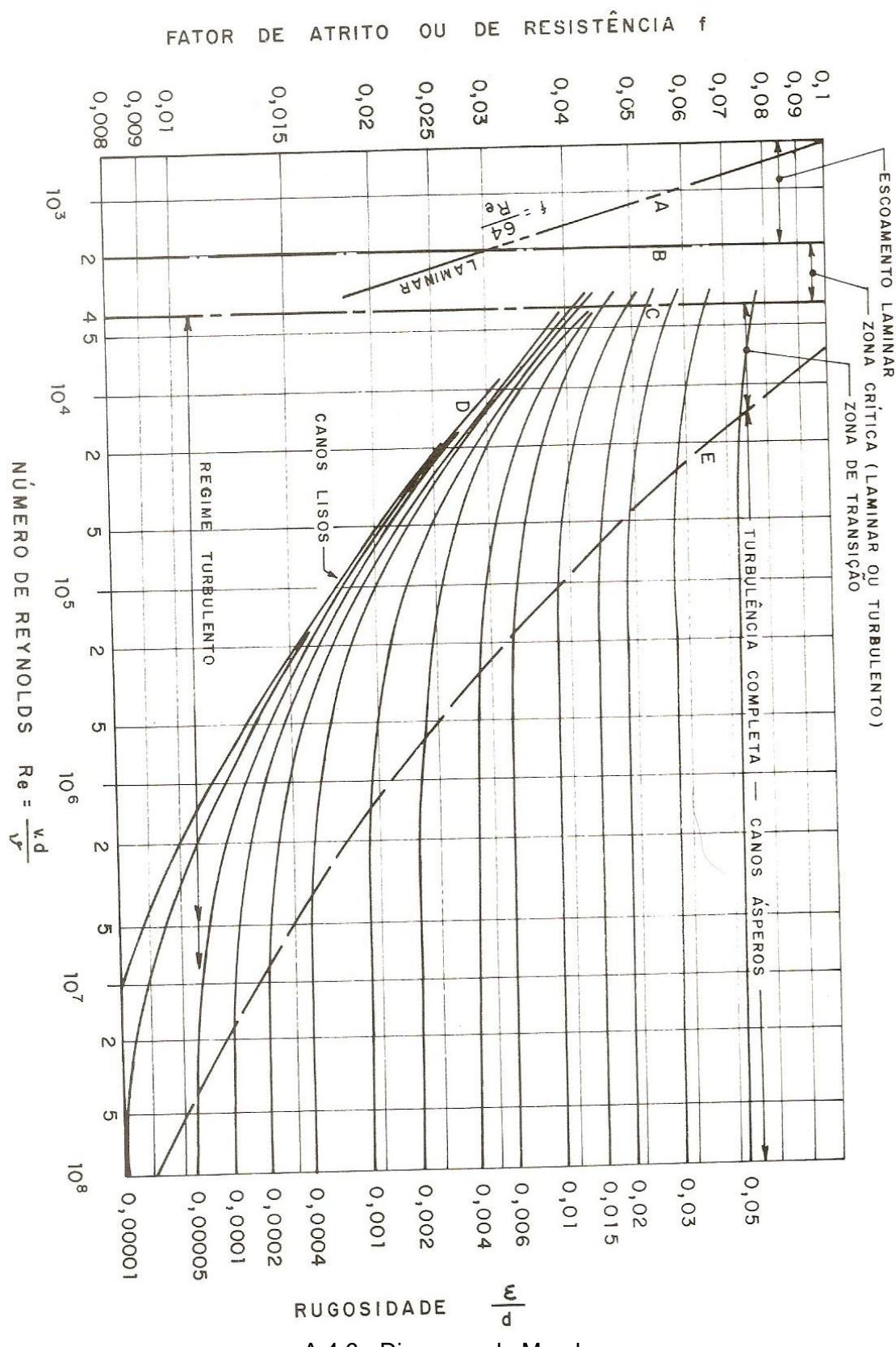


$$Q = 27,113 \cdot D^{0,632} \cdot J^{2,596}$$

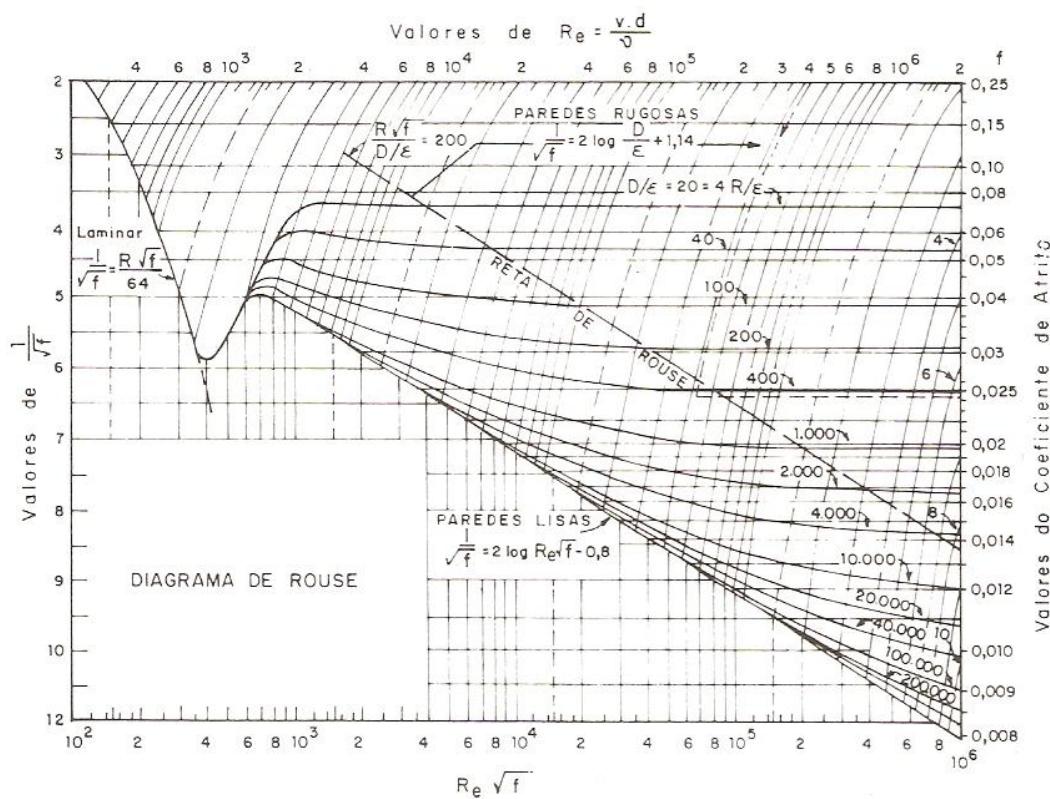
A 4.4 - Diagrama para encanamentos de aço galvanizado para água fria. Fórmula de Fair-Whipple-Hsiao.



A 4.5 - Encanamento de cobre ou de latão. Fórmula de Fair-Whipple-Hsiao
($Q=55,934^{0,571} D^{2,714}$).



A 4.6 - Diagrama de Moody.



A 4.7 - Diagrama de House.

<u>CONVERSÃO DE UNIDADES DE MEDIDA</u>					
GRANDEZA	PARA CONVERTER	SÍMBOLO	MULTIPLICAR POR →	SÍMBOLO	PARA OBTER
			DIVIDIR POR ←		
COMPRIMENTO	Metros Polegadas Quilômetros	m " Km	3,281 25,4 0,6214	ft mm mile	Pés Milímetros Milhas
ÁREA	Alqueire Do Norte	-	27,255	m ²	Metros Quadrados
	Alqueire Mineiro	-	48.400	m ²	Metros Quadrados
	Alqueire Paulista	-	24.200	m ²	Metros Quadrados
	Ares	a	100	m ²	Metros Quadrados
	Hectares	ha	10.000	m ²	Metros Quadrados
	Quilômetros Quadrados	Km ²	0,3861	miles ²	Milhas Quadradas
	Quilômetros Quadrados	Km ²	100	Ha	Hectares
	Quadra Quadrada	-	17.424	m ²	Metros quadrados
	Quadra		132	m	Metros
VOLUME	Litros	L	0,264	Us/gal	Galões Americanos
	Litros	L	0,0353	ft/cu	Pés Cúbicos
	Metros Cúbicos	m ³	264,17	Us/gal	Galões Americanos
	Metros Cúbicos	M ³	35,31	ft/cu	Pés Cúbicos
	Metros Cúbicos	M ³	1000	L	Litros
VAZÃO	Litros Por Segundo	L/s	3.600	L/h	Litros por Hora
	Litros Por Minuto	L/min.	0,0353	ft/cu/min.	Pés Cúbicos por Minuto
	Litros Por Hora	L/h	0,00059	ft/cu/min.	Pés Cúbicos por Minuto
	Litros Por Segundo	L/s	15,85	gal/min.	Galões por Minuto
	Litros Por Minuto	L/min.	0,264	gal/min.	Galões por Minuto
	Metros Cúbicos P/Hora	M ³ /h	0,59	ft/cu/min.	Pés Cúbicos por Minuto
	Metros Cúbicos P/Hora	M ³ /h	4,403	gal/min.	Galões por Minuto
	Metros Cúbicos P/Hora	M ³ /h	1.000	L/h	Litros/hora
PRESSÃO	Atmosferas	atm.	1,033	Kg/cm ²	Quilogramas p/centímetro Quadrado
	Metros De Coluna D'água	mca	3,284	ft	Pés
	Metros De Coluna D'água	mca	0,1	Kg/cm ²	Quilogramas p/centímetro Quadrado
	Libras Por Polegada Quadrada	Lb/Pol. ² (PSI)	0,703	mca	Metros de Coluna D'água
	Quilogramas Por Centímetro Quadrado	Kg/cm ²	14,22	Lb/Pol ² (PSI)	Libra por polegada Quadrada
	Quilogramas Por Centímetro Quadrado	Kg/cm ²	10	mca	Metros de Coluna D'água
	Bar	Bar	10,197	mca	Metros de Coluna D'água
	Mega Pascal	MPa	10	bar	Bar
PESO	Mega Pascal	MPa	101,9716	mca	Metros de Coluna D'água
	Mega Pascal	MPa	10,1971	Kg/cm ²	Quilogramas p/centímetro Quadrado
VELOCIDADE	Libras	Lb	0,4536	Kg	Quilogramas
	Quilogramas	Kg	2,2045	Lb	Libras
VELOCIDADE	Metros Por Segundo	M/s	3,281	ft/sec.	Pés por Segundo
	Metros Por Segundo	M/s	3,6	Kg/h	Kilometros por hora
	Metros Por Minuto	M/min.	0,03728	mile/h	Milhas por hora
	Quilômetros Por Hora	Km/h	0,91134	ft/sec.	Pés por Segundo
	Quilômetros Por Hora	Km/h	0,27778	m/s	Metros por Segundo
POTÊNCIA	Cavalos Vapor	CV	0,7355	KW	Kilowatts
	Cavalos Vapor	CV	0,9863	HP	Horse Power
	Cavalos Vapor	CV	735,5	W	Watts
	Quilowatt	KW	1.000	W	Watts
	Megawatts	MW	100.000	W	Watts
	Kilowatts	KW	1,341	HP	Horse Power
TEMPERATURA	Kilowatt Hora	KW/h	3412,98	BTU	BTU
TEMPERATURA	Graus Celsius + 32	°C	1,8	°F	Graus Farenheit
	Graus Celsius + 273	°C	1,0	°K	Graus Kelvin

A 4.8 – Tabela de conversão de unidades de medida.

4.8) Bibliografia

- Macintyre, Archibald Joseph – Equipamentos Industriais e de Processo – Editora LTC – 1997.
- Manual Técnico – Schneider Motobombas.

CAPÍTULO 5

Ventiladores

5.1) Introdução

Ventiladores são turbomáquinas geratrizes ou operatrizes, também designadas por máquinas turbodinâmicas, que se destinam a produzir o deslocamento dos gases.

A rotação de um rotor dotado de pás adequadas, acionado por um motor, em geral o elétrico, permite a transformação da energia mecânica do rotor nas formas de energia que o fluido é capaz de assumir, ou seja, a energia potencial de pressão e a energia cinética. Graças à energia adquirida, o fluido (no caso, o ar ou os gases) torna-se capaz de escoar em dutos, vencendo as resistências que se oferecem ao seu deslocamento, proporcionando a vazão desejável de ar para a finalidade que se tem em vista.

Os ventiladores são usados nas indústrias em ventilação, climatização e em processos industriais, como na indústria siderúrgica nos altos-fornos e em sinterização; em muitas indústrias nas instalações de caldeiras; em pulverizadores de carvão, em queimadores, em certos transportes pneumáticos e em muitas outras aplicações.

O ventilador é estudado como uma máquina de fluido incompressível, uma vez que o grau de compressão que nele se verifica é tão pequeno, que não é razoável analisar seu comportamento como se fosse uma máquina térmica.

Quando a compressão é superior a aproximadamente $2,5 \text{ kgf}\cdot\text{cm}^2$, empregam-se os turbocompressores, cuja teoria de funcionamento, em princípio, é igual à dos ventiladores, havendo porém necessidade de levar em consideração os fenômenos termodinâmicos decorrentes da compressão do ar e os aspectos inerentes ao resfriamento dessas máquinas.

5.2) Classificação

Existem vários critérios segundo os quais se podem classificar os ventiladores. Mencionaremos os mais usuais.

- a) Segundo o nível energético de pressão que estabelecem, podem ser de:
 - Baixa pressão: até uma pressão efetiva de $0,02 \text{ Kgf}\cdot\text{cm}^{-2}$ ($200 \text{ mm H}_2\text{O}$);
 - Média pressão: para pressões de $0,02$ a $0,08 \text{ Kgf}\cdot\text{cm}^{-2}$ (200 a $800 \text{ mm H}_2\text{O}$);
 - Alta pressão: para pressões de $0,08$ a $0,250 \text{ Kgf}\cdot\text{cm}^{-2}$ (800 a $2.500 \text{ mm H}_2\text{O}$);
 - Muito alta pressão: para pressões de $0,250$ a $1,0 \text{ Kgf}\cdot\text{cm}^{-2}$ (2.500 a $10.000 \text{ mm H}_2\text{O}$);
- b) Segundo a modalidade construtiva:
 - Centrífugos: quando a trajetória de uma partícula gasosa no rotor, se realiza em uma superfície que é aproximadamente um plano normal ao eixo, portanto uma espiral;
 - Hélico-centrífugos: quando a partícula, em sua passagem no interior do rotor, descreve uma hélice sobre uma superfície de revolução côncava, cuja geratriz é uma linha curva;
 - Axiais: quando a trajetória de uma partícula em sua passagem pelo rotor é uma hélice descrita em uma superfície de revolução aproximadamente cilíndrica.

c) Segundo a forma das pás:

- pás radiais retas;
- pás inclinadas para trás, planas ou curvas. Podem ser de chapa lisa ou com perfil em asa (airfoil);
- pás inclinadas para a frente;
- pás curvas de saída radial.

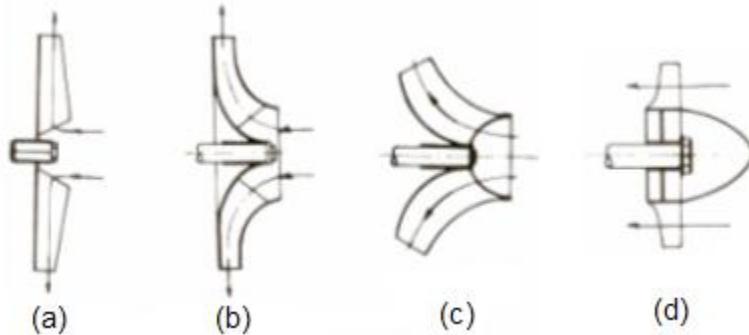


Figura 5.1: Modalidades construtivas dos rotores dos ventiladores: (a) centrífugas, (b) helicoidais, (c) hélico-axiais e (d) axiais.

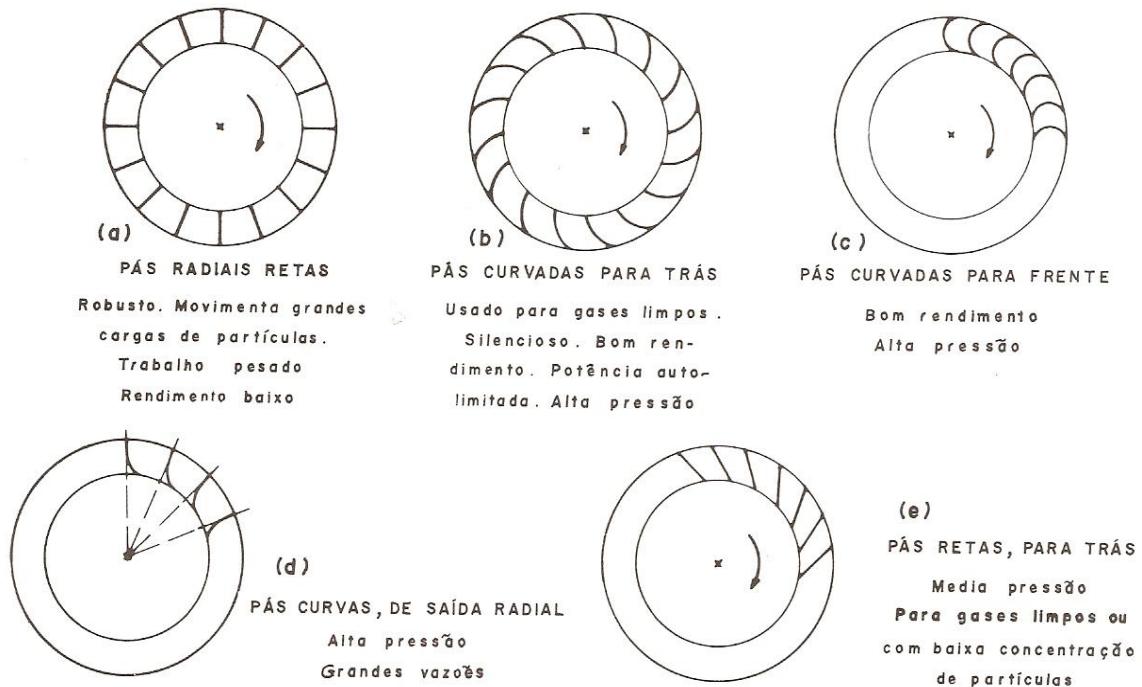


Figura 5.2: Formas das pás de ventiladores centrífugos.

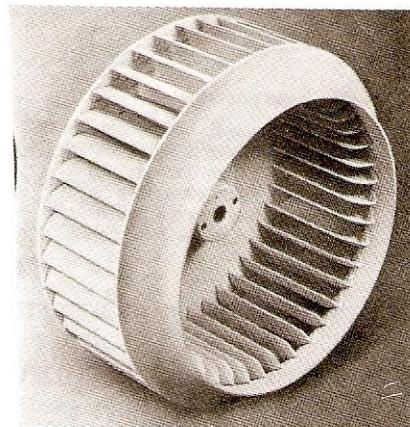
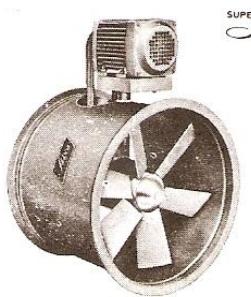


Figura 5.3: Ventilador Sulzer com pás para trás.

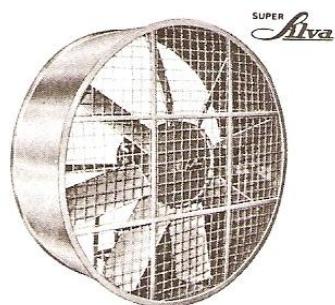
Ventilador tuboaxial



Exaustores axiais
com transmissão

Com motor externo e transmis-
são blindada, por correias, para
gases corrosivos ou explosivos

Ventilador axial-propulsor



Exaustores
industriais
tipos E-100 e E-150

Para ventilação e exaustão em
grandes ambientes e proces-
sos industriais



Figura 5.5: Rotor do tipo A pás airfoil, para trás (Higrotec), 600 a 954.000m³/h, 5 a 760
mm H₂O. Elevado rendimento e nível de ruído muito baixo.

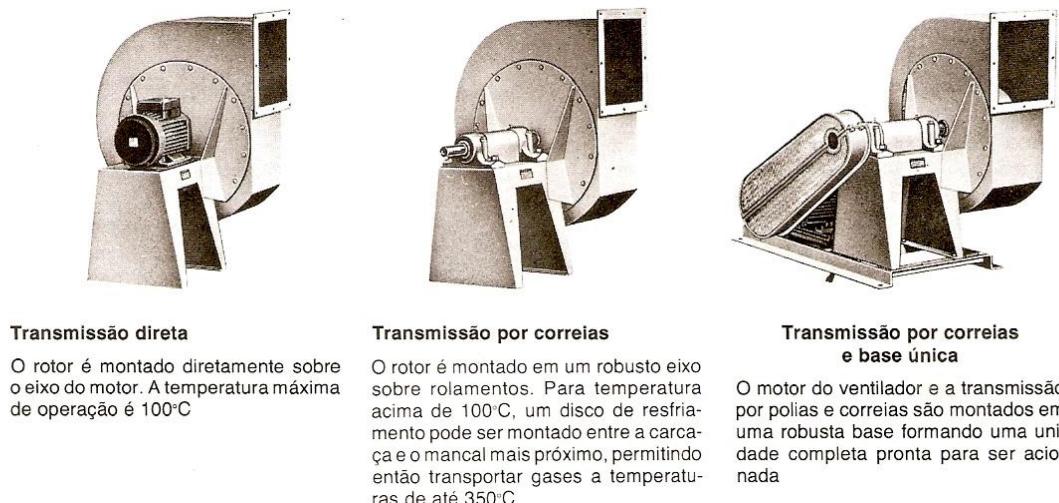


Figura 5.6: Variantes de acionamento do ventilador HC da Fläkt Técnica de Ar Ltda.

d) Segundo o número de entradas de aspiração no rotor:

- entrada unilateral ou simples aspiração;
- entrada bilateral ou dupla aspiração.

e) Segundo o número de rotores:

- de simples estágio, com um rotor apenas. É o caso usual;
- de duplo estágio, com dois rotores montados num mesmo eixo. O ar, após passar pela caixa do 1º estágio, penetra na caixa do 2º estágio com a energia proporcional pelo 1º rotor (menos as perdas) e recebe a energia do 2º rotor, que se soma a do 1º estágio. Conseguem-se assim pressões elevadas da ordem de 3.000 a 4.000 mm H₂O.

5.3) Fundamentos da Teoria dos Ventiladores

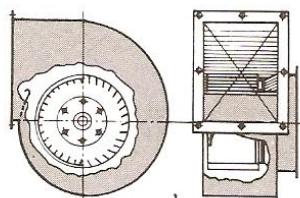
5.3.1) Diagrama das velocidades

Nos ventiladores, aliás, como em todas as chamadas turbomáquinas, uma partícula de fluido em contato com a pá (palheta) do órgão propulsor não tem a mesma trajetória que a do ponto do órgão propulsor com a qual, a cada instante, se acha em contato. Ao mesmo tempo em que o ponto da pá descreve uma circunferência, a partícula percorre uma trajetória sobre a superfície da pá (movimento relativo). Da composição desse movimento relativo e do movimento simultâneo do ponto da pá (movimento de arrastamento), resulta para a partícula um movimento segundo uma trajetória *absoluta*, em relação ao sistema de referência fixo no qual se acha o observador. Esta trajetória absoluta seria, portanto, aquela que o observador veria a partícula descrever.

Para um determinado ponto *M* correspondente a uma partícula de fluido em contato com a pá, podemos caracterizar o movimento pela velocidade ao longo da trajetória correspondente. Assim, temos que *U* é a velocidade *circunferencial, periférica* ou de *arrastamento*, tangente à circunferência descrita pelo ponto *M* da pá. Seu módulo é dado pelo produto da velocidade angular $\Omega = (\pi n)/30$ (radianos por segundo) pelo raio *r* correspondente ao ponto *M*. ou seja,

$$U = \Omega \cdot r (5.1)$$

n é o número de rotações por minuto;
 W é a *velocidade relativa*, isto é, da partícula no ponto M percorrendo a trajetória relativa e que corresponde ao *perfil da pás*;



MODELO RS (SIROCCO)

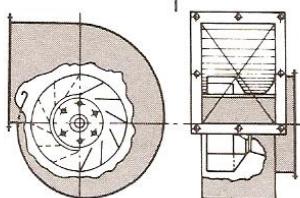
Disponibilidades:
200 a 500.000 m³/h,
5 a 80 mm ca.
Simples ou dupla aspiração

APLICAÇÕES:

Ar condicionado, calefação, ventilação e exaustão industrial, comercial ou doméstica. Estufas, coifas, secadores, condensadores evaporativos, torres de resfriamento e câmaras frigoríficas

CARACTERÍSTICAS:

Grande volume de ar. Baixa pressão. Baixo nível de ruído



MODELO RL

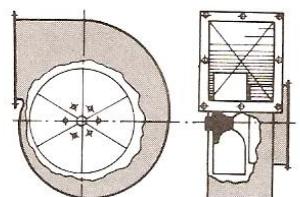
Disponibilidades:
2.000 a 300.000 m³/h,
20 a 350 mm ca.
Simples ou dupla aspiração

APLICAÇÕES:

Ar condicionado, ventilação e exaustão industrial, comercial ou doméstica. Estufas, secadores, tiragem forçada, ventilação de minas e túneis, câmaras frigoríficas e aplicações especiais

CARACTERÍSTICAS:

Grande volume de ar. Média pressão.
Médio nível de ruído



MODELOS RBI-RMI-RAI

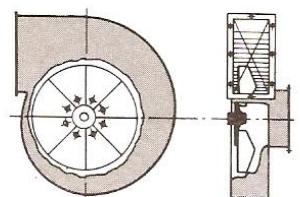
Disponibilidade:
1.200 a 95.000 m³/h,
30 a 600 mm ca

APLICAÇÕES:

Exaustão de detritos de máquinas-ferramentas, através de transporte pneumático. Exaustão de pó, gases, fumaças, vapores e odores industriais

CARACTERÍSTICAS:

Especial para aplicação onde o material transportado necessite atravessar o ventilador



MODELOS RBE-RME-RAE

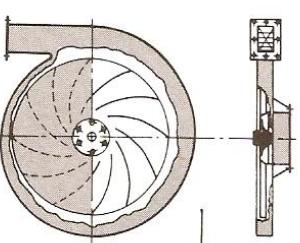
Disponibilidades:
200 a 130.000 m³/h,
30 a 600 mm ca

APLICAÇÕES:

Exaustão de detritos de máquinas-ferramentas através de transporte pneumático. Exaustão de pó, gases, fumaças, vapores e odores industriais. Aplicações especiais

CARACTERÍSTICAS:

Construção em três modelos de acordo com a necessidade do balanceamento entre o volume de ar e pressão



MODELO RR

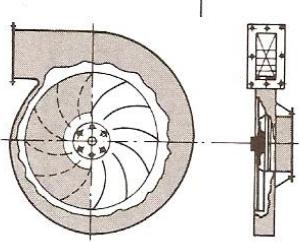
Disponibilidades:
60 a 3.000 m³/h,
60 a 1.350 mm ca

APLICAÇÕES:

Transporte pneumático, queimadores de óleo, fornos industriais tipo Cubilot ou especiais, forjas, sopradores para projeção de materiais. Aplicações especiais

CARACTERÍSTICAS:

Alta pressão, volume de ar reduzido. O material transportado, se for o caso, não deve atravessar o ventilador



MODELO RH

Disponibilidades:
180 a 6.000 m³/h,
60 a 1.500 mm ca

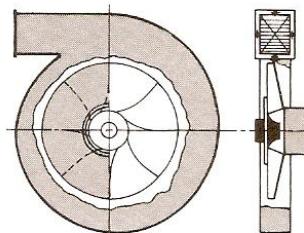
APLICAÇÕES:

Transporte pneumático, queimadores de óleo, fornos industriais tipo Cubilot ou especiais, forjas, sopradores para projeção de materiais. Aplicações especiais

CARACTERÍSTICAS:

Alta pressão, pequeno volume de ar. O material transportado, se for o caso, não deve atravessar o ventilador

Figura 5.7: Ventiladores da Otam S.A. Ventiladores Industriais.



MODELO RA

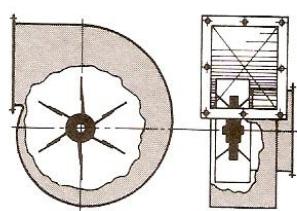
Disponibilidades:
400 a 100.000 m³/h,
150 a 2.000 mm ca

APLICAÇÕES:

Exaustão em sistemas de alta pressão, transporte pneumático em sistemas de grande volume de ar, grandes queimadores de óleo e fornos industriais, aplicações especiais

CARACTERÍSTICAS:

Alta pressão, grande volume de ar. O material transportado, se for o caso, não deve atravessar o ventilador



MODELO RPD

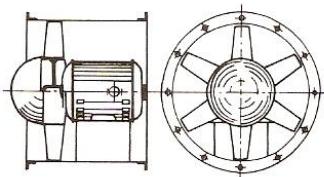
Disponibilidades:
1.000 a 120.000 m³/h,
20 a 1.000 mm ca

APLICAÇÕES:

Exaustão de materiais fibrosos, através de transporte pneumático. Especial para aplicações onde o material transportado necessite atravessar o ventilador

CARACTERÍSTICAS:

Grande volume de ar. Média pressão



MODELO A

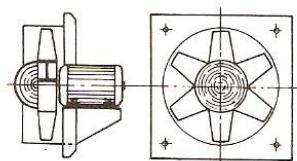
Disponibilidades:
1.000 a 500.000 m³/h,
3 a 50 mm ca

APLICAÇÕES:

Ventilação ou exaustão industrial, cabines de pintura, torres de refrigeração, cozinhas industriais, capelas de laboratórios, condensadores evaporativos, coifas para gases ou vapores, câmaras frigoríficas etc.

CARACTERÍSTICAS:

Construção própria para conexão direta em tubulações e aparelhos especiais ou colocação em paredes. Modelo em construção especial para ventilação de minas subterrâneas (Mine-Vent)



MODELO B

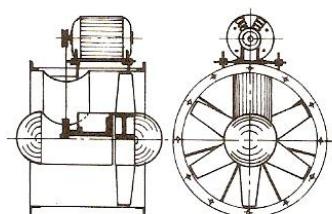
Disponibilidades:
1.000 a 500.000 m³/h,
3 a 50 mm ca

APLICAÇÕES:

Ventilação ou exaustão de equipamentos industriais, estufas de aquecimento, evaporadores de ar forçado, radiadores de água ou vapor, resfriamento de máquinas etc.

CARACTERÍSTICAS:

Construção própria para adaptação em equipamentos especiais ou fixação em paredes (Modelo C)



MODELO F

Disponibilidades:
1.000 a 500.000 m³/h,
3 a 50 mm ca

APLICAÇÕES:

Exaustão de cozinhas industriais, cabines de pintura, torres de refrigeração, coifas para gases ou vapores, capelas de laboratórios, câmaras frigoríficas, condensadores evaporativos

CARACTERÍSTICAS:

Construção própria para conexão direta em tubulações. Recomendado especialmente para aplicação onde os vapores ou gases exauridos não possam tomar contato com o motor elétrico

Figura 5.8: Ventiladores da Otam S.A. Ventiladores Industriais.

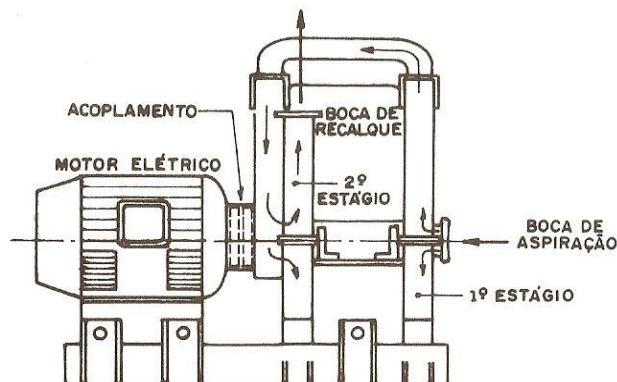


Figura 5.9: ventilador de dois estágios.

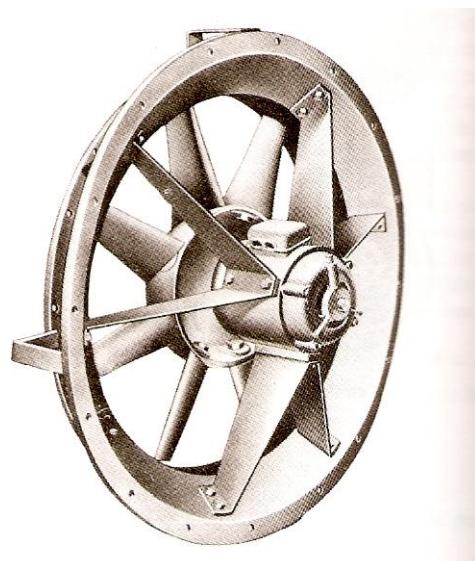


Figura 5.10: Ventilador axial-propulsor Sulzer, de pás de passo ajustável, tipo PV.

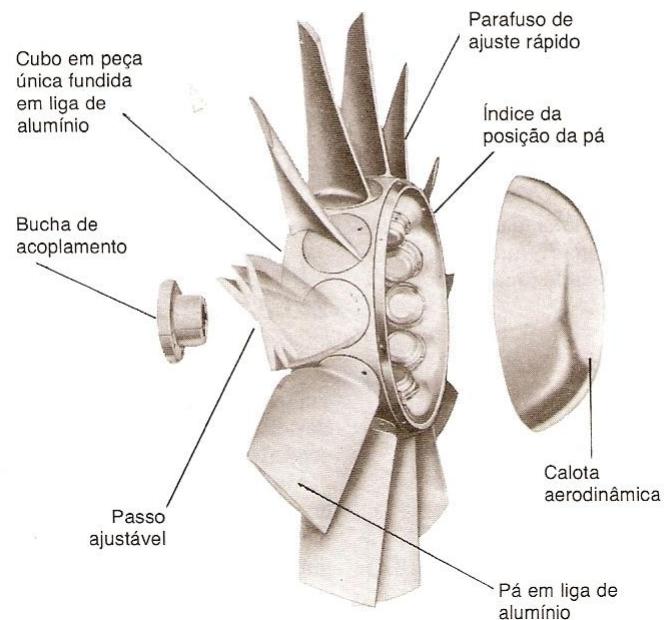


Figura 5.11: ventilador VAV (volume de ar variável).

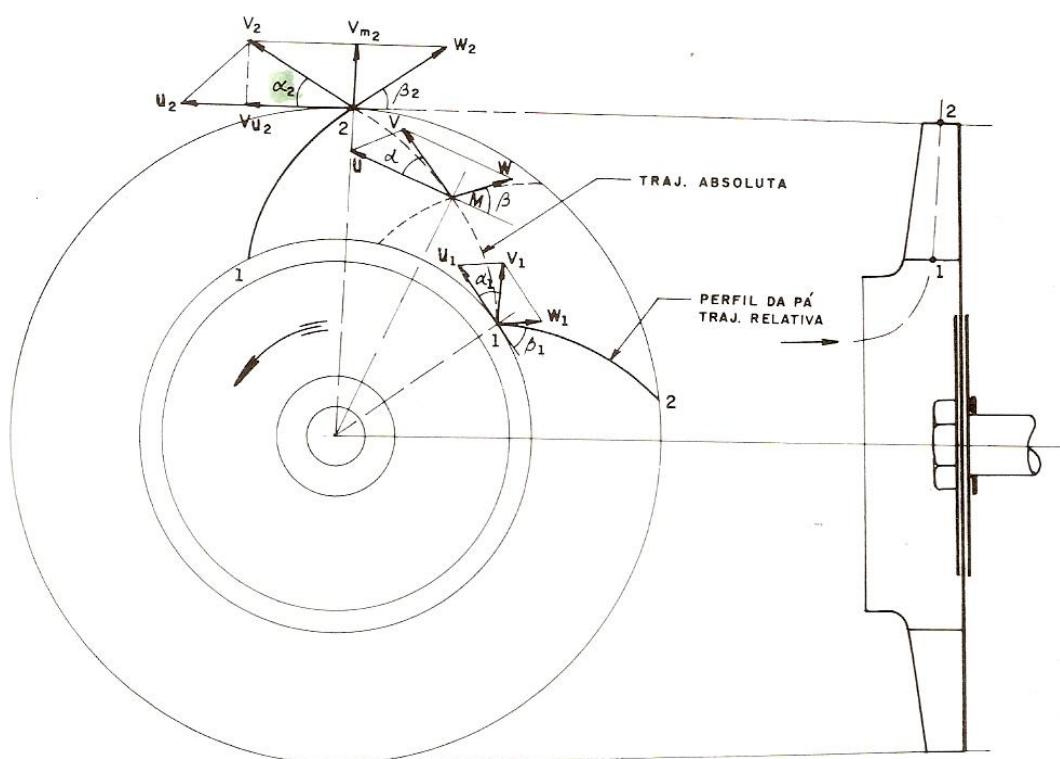


Figura 5.12: Diagrama de velocidades para os pontos 1 (entrada), 2 (saída) e M (ponto qualquer) da pá.

V é a *velocidade absoluta*, soma geométrica das duas anteriores e tangente à trajetória absoluta no ponto M .

$$\bar{V} = \bar{U} + \bar{W} \quad (5.2)$$

O diagrama formado pelos vetores W , U e V é denominado *diagrama das velocidades*. Completa-se o diagrama indicando-se, ainda:

- o ângulo α , que a velocidade absoluta V forma com a velocidade periférica U ;
- o ângulo β , que a velocidade relativa W forma com o prolongamento de U em sentido oposto. É o *ângulo de inclinação da pá* no ponto considerado;
- a projeção de V sobre U , isto é, a componente periférica de V que é representada por V_U . Esta grandeza aparece na equação da energia cedida pelo rotor ao fluido (ou vice-versa, no caso de uma turbomáquina motriz);
- a projeção de V sobre a direção radial ou meridiana designada por V_m . Esta componente intervém no cálculo da vazão do ventilador.

São especialmente importantes os diagramas à entrada e à saída das pás do rotor, designados com os índices “1” e “2”, pois representam as grandezas que aparecem na equação de Euler conhecida como *equação da energia das turbomáquinas*.

5.3.2) Equação da energia

Se for aplicada uma potência N , pelo rotor a uma massa de um gás de peso específico γ , este gás adquire uma energia H_e (altura de elevação) graças a qual tem condições de escoar segundo uma vazão Q .

Podemos escrever:

$$N_e = \gamma \cdot Q \cdot H_e \quad (5.3)$$

Leonard Euler deduziu a equação da energia H_e cedida pelo rotor à unidade de peso de fluido, e que é

$$H_e = \frac{U_2 \cdot VU_2 - U_1 \cdot VU_1}{g} \quad (5.4)$$

Na maioria dos casos projeta-se o rotor de forma que a entrada do fluido se dê radialmente, o que elimina o termo negativo (condição de entrada meridiana, $\alpha = 90^\circ$), de modo que a equação de Euler se simplifica para

$$H_e = \frac{U_2 \cdot VU_2}{g} \quad (5.5)$$

Observa-se, portanto, a importância fundamental do que se passa à saída do rotor e, portanto, a velocidade periférica de saída U_2 e do ângulo de inclinação das pás à saída do rotor β_2 .

Se aplicarmos a equação de Bernoulli aos pontos de entrada e na saída do rotor, chegaremos a uma expressão para a altura total de elevação H_e útil na análise do que ocorre no rotor do ventilador, e que é

$$H_e = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (5.6)$$

De fato, a energia cedida pelo rotor se apresenta sob duas formas:

- Energia de pressão (pressão estática), dada por

$$H_p = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (5.7)$$

e

- Energia dinâmica ou cinética

$$H_c = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (5.8)$$

A parcela

$$\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$$

representa a energia proporcionada pela variação da força centrífuga entre os pontos 1 e 2, e

$$\frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

representa a energia dispendida para fazer a velocidade relativa variar, ao longo da pá, do valor W_1 ao valor W_2 .

As grandezas referentes ao que ocorre na entrada e na saída do rotor são fundamentais para o projeto do ventilador.

Para quem adquire um ventilador a fim de aplicá-lo ao contexto de uma instalação, interessa mais conhecer o que se passa à entrada e à saída da caixa do ventilador (se for do tipo centrífugo ou hélico-centrífugo) e à entrada e à saída da peça tubular, se o ventilador for axial.

Designemos com o índice “0” as grandezas à boca de entrada da caixa do ventilador e com o índice “3” as referentes à boca de saída da caixa.

5.3.3) Alturas energéticas

Quando se representam as parcelas de energia que a unidade de peso de um fluido possui, para deslocar-se entre dois determinados pontos, expressas em altura de coluna fluida de peso específico γ , elas se denominam de *alturas de elevação*. Uma *altura de elevação* representa um *desnível energético* entre dois pontos, e este desnível pode ser de pressão, de energia cinética ou de ambos, conforme o caso que se estiver considerando. Vejamos a conceituação de algumas dessas alturas.

Altura útil de elevação H_u ou pressão total

É a energia total adquirida pelo fluido (sempre se refere à unidade de peso do fluido) em sua passagem pelo ventilador, desde a boca de entrada (índice “0”) até à de saída (índice “3”).

$$H_u = \left(\frac{p_3}{\gamma} - \frac{p_0}{\gamma} \right) + \left(\frac{V_3^2 - V_0^2}{2g} \right) \quad (5.9)$$

Graças a esta energia recebida, o fluido tem capacidade para escoar ao longo de tubulações ou dutos.

Esta energia útil consta, como mostra a fórmula acima, de duas parcelas:

- *Altura de carga estática* H_s ou simplesmente *carga estática, pressão estática, PE, ou pressão manométrica total* (medidas em altura de coluna líquida).

$$H_S = \left(\frac{p_3}{\gamma} - \frac{p_0}{\gamma} \right) \text{ ou } H_{s3} - H_{s0} \quad (5.10)$$

Representa o ganho de energia da pressão do fluido desde a entrada até a saída do ventilador.

- *Altura de carga dinâmica* H_v ou simplesmente *carga dinâmica ou pressão dinâmica*.

$$H_v = \left(\frac{V_3^2 - V_0^2}{2g} \right) \text{ ou } H_{v3} - H_{v0} \quad (5.11)$$

É o ganho de energia cinética do fluido em sua passagem pelo ventilador, desde a entrada até a saída da caixa.

Altura total de elevação H_e

É a energia total cedida pelo rotor do ventilador ao fluido. Uma parte dessa energia se perde no próprio ventilador por atritos e turbilhonamentos (que se designam por perdas hidráulicas), de modo que sobra para a altura útil

$$H_u = H_e - H_c \quad (5.12)$$

Altura motriz de elevação H_m

É a energia mecânica produzida pelo eixo do motor que aciona o ventilador. Nem toda esta energia é aproveitada pelo rotor para comunicar ao fluido a energia H_e , pois uma parte se perde sob a forma de perdas mecânicas H_p nos mancais, e em transmissão por correia, d modo que podemos escrever

$$H_m = H_e - H_p \quad (5.13)$$

Potências

O trabalho efetuado ou a energia cedida para efetuar trabalho na unidade de tempo constitui a *potência*. Portanto, a cada altura de elevação corresponde uma potência com a mesma designação.

- *Potência útil*: é a potência adquirida pelo fluido em sua passagem pelo ventilador.

$$N_u = \gamma \cdot Q \cdot H_u \quad (5.14)$$

- *Potência total de elevação*: é a potência cedida pelas pás do rotor ao fluido.

$$N_e = \gamma \cdot Q \cdot H_e \quad (5.15)$$

- *Potência motriz: mecânica ou efetiva*, ou ainda *brake horse-power* (BHP), é a potência fornecida pelo motor ao eixo do rotor do ventilador.

$$N_m = \gamma \cdot Q \cdot H_m \quad (5.16)$$

Rendimentos

O rendimento é a razão entre a potência aproveitada e a fornecida. Temos, no caso dos ventiladores:

- Rendimento Hidráulico:

$$\varepsilon = \frac{N_u}{N_e} \quad (5.17)$$

- Rendimento Mecânico:

$$\rho = \frac{N_e}{N_m} \quad (5.18)$$

- Rendimento Total:

$$\eta = \frac{N_u}{N_m} \quad (5.19)$$

- Rendimento Volumétrico:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_f} \quad (5.20)$$

Sendo:

Q – o volume de gás realmente deslocado pela ação do ventilador;
 Q_f – o volume de gás que fica continuamente circulando no interior do ventilador em consequência das diferenças de pressão que provocam recirculação interna de uma parcela de gás. É designado por *vazão de fugas*.

Quando nos catálogos se menciona potência do ventilador, normalmente está-se fazendo referência à potência motriz.

$$N_m = \gamma \cdot Q \cdot H_m = (\gamma \cdot Q \cdot H_u) / \eta \quad (5.21)$$

Quando $V_3 = V_0$, $H_u = H$, temos para a potência motriz:

$$N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\eta} \quad (5.22)$$

Exemplo 1

Qual a potência motriz de um ventilador com pressão efetiva ou absoluta de 36 mm H₂O, vazão de 5 m³/s de ar e peso específico $\gamma = 1,2$ Kgf/m³, admitindo-se um rendimento total $\eta = 0,70$?

Solução:

A potência motriz expressa em cv é dada por

$$N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75 \cdot \eta}$$

onde

$\gamma = 1,2$ Kgf/m³ é o peso específico do ar

$Q = 5$ m³/s = 18.000 m³/h

$\eta = 0,70$

A pressão p é igual a 36 mm H₂O.

Mas 36 mm H₂O correspondem a uma pressão de 36 Kgf/m². Como $\gamma = 1,2$ Kgf/m³, temos para H , em metros de coluna de ar:

$$H = \frac{p}{\gamma} = \frac{36 \text{ (kgf/m}^2\text{)}}{1,2 \text{ (kgf/m}^3\text{)}} = 30 \text{ m coluna de ar}$$

Observação:

1 Kgf/m² = 1 mm H₂O = 0,0001 Kgf/cm²

Podemos escrever:

$$N = \frac{1,2 \times 5 \times 30}{75 \times 0,70} = 3,42 \text{ cv}$$

Poderíamos calcular diretamente:

$$N = \frac{Q \cdot \Delta p}{3.600 \times 75 \times \eta}$$

$\Delta p = H = 36$ mm H₂O = 36 Kgf/m²

$Q = 18.000$ m³/h

$\eta = 70\%$

$$N = \frac{18.000 \times 36}{3.600 \times 75 \times 0,70} = 3,42 \text{ cv}$$

5.4) Grandezas Características

Existem certas grandezas de importância no funcionamento e no comportamento dos ventiladores que, se adequadamente combinadas, permitem a escolha do tipo de ventilador para condições preestabelecidas.

Estas grandezas, denominadas *características*, por caracterizarem as condições de funcionamento, são:

- número de rotações por minuto, n , ou a velocidade angular, Ω (radianos por segundo);
- diâmetro de saída do rotor, d_2 ;
- vazão, Q ;
- alturas de elevação (útil, manométrica e motriz);
- potências (útil, total de elevação e motriz);
- rendimentos (hidráulico, mecânico e total).

As equações de que se dispõe para estudar a interdependência entre essas grandezas não permitem que seja realizado um estudo com base em considerações puramente teóricas. Recorre-se a ensaios de laboratório que permitem exprimir estatisticamente a variação de uma grandeza em função de outra. Com os valores obtidos nos ensaios, os fabricantes elaboram tabelas e gráficos, publicados em folhetos e catálogos, que permitem aos usuários uma fácil e rápida escolha do ventilador e uma análise do seu comportamento, quando ocorrem variações nas grandezas representadas.

As curvas que traduzem a dependência entre duas das grandezas, uma vez fixadas as demais, chamam-se *curvas características*.

As mais importantes são:

- a. Para um valor de n constante: variação das grandezas H , N_m e η em função da vazão Q .
- b. Variação das grandezas H , Q , N_m e η em função do número de rotações n .
- c. Curvas de igual rendimento no campo das grandezas Q e H .

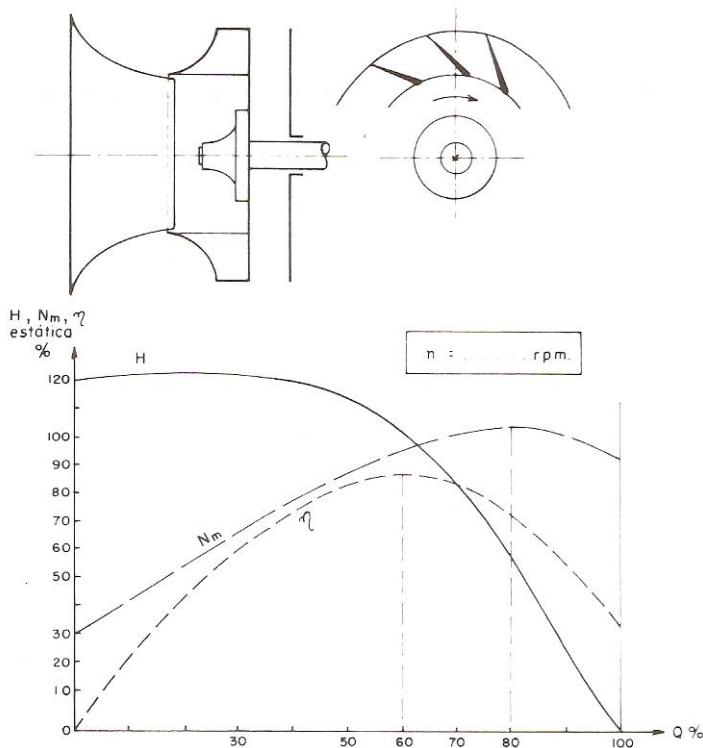


Figura 5.13: Curvas características de um ventilador com pás para trás, perfil em asa.

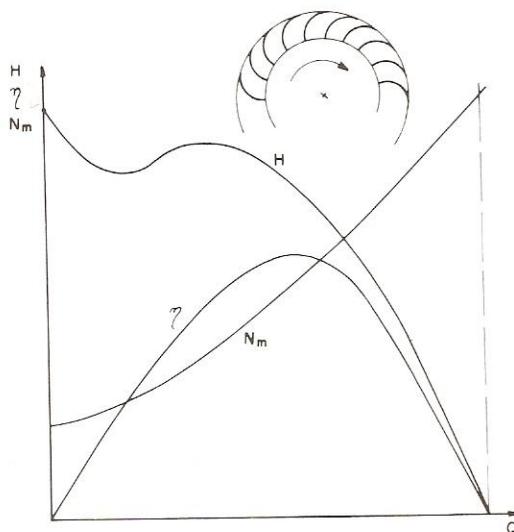


Figura 5.14: Curvas características de um ventilador de pás para a frente. Pressões elevadas.

A figura 5.13 mostra, em porcentagens, como varia H , N_m e η em função da vazão Q para um certo número n de rpm, no caso de um ventilador de pás para trás. Esses ventiladores proporcionam muito bom rendimento e a curva pouco inclinada da potência N_m mostra que o motor pode ser dimensionado para cobrir ampla faixa de utilização de valores da descarga.

A figura 5.14 apresenta curvas análogas para o caso de um ventilador de pás para a frente.

Esses ventiladores têm uma faixa de utilização bastante estreita (limite inferior condicionado pela instabilidade e limite superior, pelo baixo rendimento). Só devem ser usados em sistemas onde as variações de carga H e da descarga Q forem pequenas. São em geral barulhentos e apresentam menor rendimento que os de pás para trás.

A figura 15 mostra o aspecto das curvas dos ventiladores de pás radiais. Apresentam para a curva H um ramo ascendente e um descendente, com um trecho entre a e b de funcionamento instável.

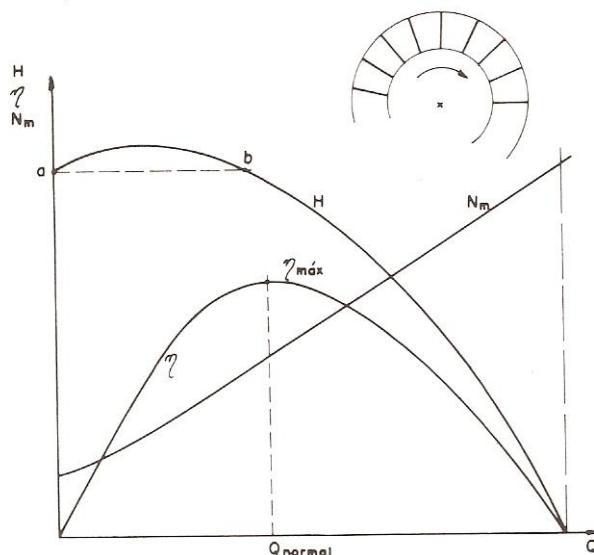


Figura 5.15: Curvas características de um ventilador de pás retas radiais. A-b é o trecho de funcionamento instável. Pressões médias. Rendimento médio.

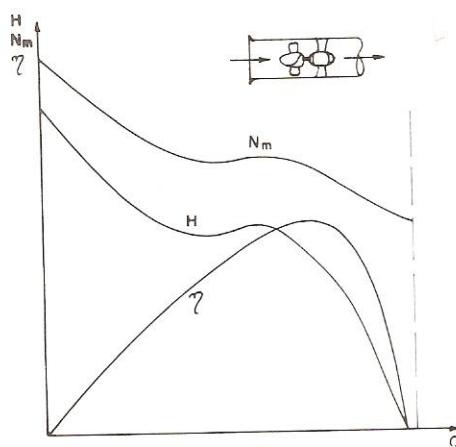


Figura 5.16: Curvas características de um ventilador axial tubular.

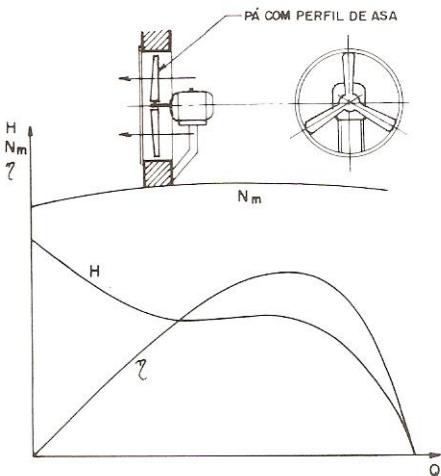


Figura 5.17: Curvas características de um ventilador axial com pá em perfil de asa.
Usado para baixas pressões e grandes vazões.

A figura 5.18 permite a escolha de um ventilador radial, quando são dadas a vazão em m^3/s e a pressão manométrica em mm de coluna de água (ca). Trata-se dos aparelhos da Ventiladores Gema. O gráfico indica o campo de trabalho de cada tipo. A figura 5.19 mostra o rotor de cada um dos tipos. Em certos casos, mais de um formato de ventilador pode ser empregado. Determinado o tipo aplicável, o interessado solicita ao fabricante que lhe forneça as curvas características correspondentes ao caso a fim de vir a ser possível um melhor conhecimento das condições de operação e do rendimento.

Exemplo 2

Qual o ventilador Gema que deverá ser escolhido para uma vazão de $0,06 \text{ m}^3/\text{s} = 215 \text{ m}^3/\text{h}$ e uma pressão de 120 mm de coluna de água?

Solução:

Entrando no gráfico abaixo com estes dois dados, as coordenadas correspondentes se cruzam em um ponto da quadricula referente ao ventilador do tipo RP.

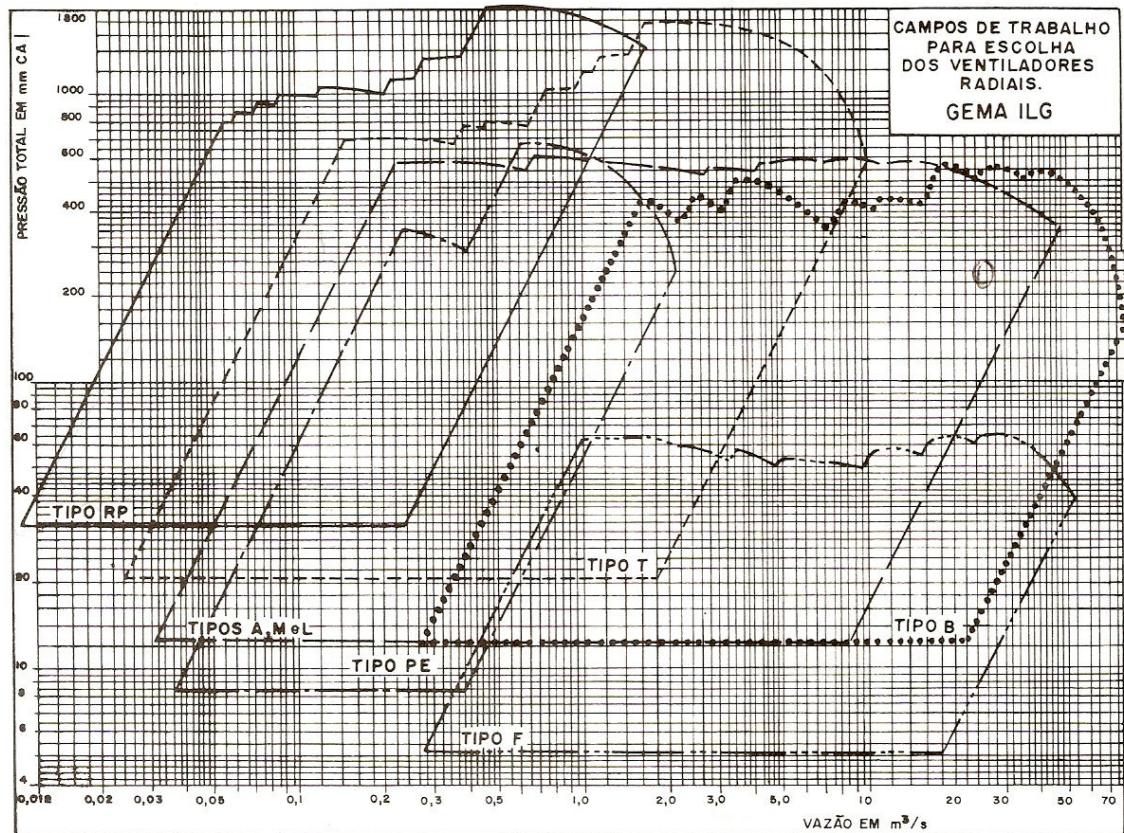
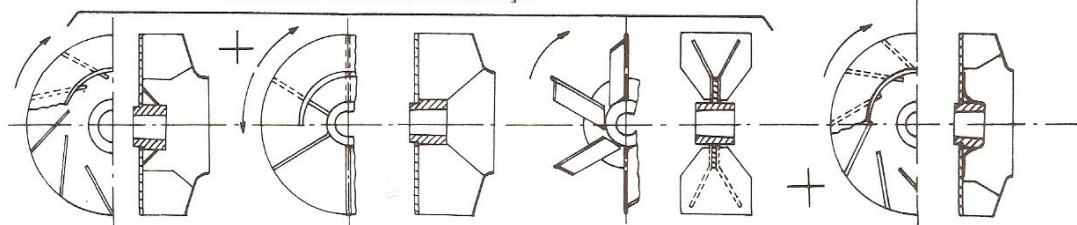


Figura 5.18: Gráfico de quadrilhas para a escolha de ventilador centrífugo da indústria Ventiladores Gema.

ROTORES DE MESMA CARCAÇA



ROTOR TIPO A

Aplicação: Fins industriais leves, aspiração de ar, gás, va-
(350°C) pores, pó e fumaças, transporte de materiais leves.

Revestimento: De qualquer espécie e espessura.

ROTOR TIPO M

Aplicação: Fins industriais meios-pesados. Transporte de (350°C) materiais como cavacos de madeira, pó de esmeril, resíduos de politriz e cereais em grãos.

Revestimento: De qualquer espécie e

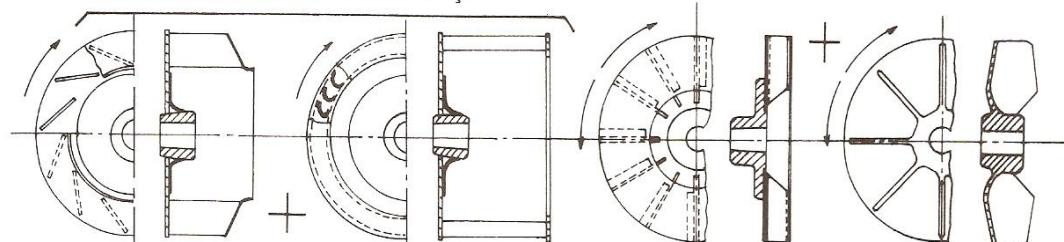
ROTOR TIPO L

APLICAÇÃO: Fins industriais pesados. Materiais abrasivos, corrosivos e outras condições de serviço extremamente severas, executando, quando necessário, as paletas em materiais apropriados.

ROTOR TIPO T

ROTOR TIPO I

ROTORES DE MESMA CARCAÇA



ROTOR TIPO B

Aplicação: Fins de conforto, observado o limite de 26 m/s (350°C) na velocidade circunferencial, fins industriais leves, como ar limpo ou levemente empoeirado e gases quentes.

ROTOR TIPO F

Aplicação: Fins de conforto, com alta silenciosidade, limitando a velocidade do ar da boca de saída em 10 m/s.

Revestimento: De qualquer espécie e espessura até 1 mm (dificuldade para encolher).

BOTOR TIPO BP

ROTOR TIPO RP

ROTOR TIPO BF

ROTOR TIPO PE
Aplicação: Aspiração de pó, ar, gás, fumaças, vapores e fibrilhas. Transporte pneumático de diversos materiais.
Revestimento: Qualquer espécie e espessura até 1 mm.
Fabricação: Ferro ou alumínio fundido, aços carbono, aço inoxidável, bronze e latão.

O Aplicação normal

Também aplicável

Figura 5.19: Ventiladores centrífugos Gema. Escolha do tipo.

Em seguida, consultando a figura 5.19, vemos o esboço do rotor tipo RP, suas aplicações e outros detalhes.

Exemplo 3

Deseja-se remover, em um sistema de exaustão, materiais abrasivos em condições severas, sendo a vazão necessária de $20 \text{ m}^3/\text{s} = 72.000 \text{ m}^3/\text{h}$ e a pressão de 200 mm ca. Que ventilador Gema seria indicado?

Solução:

Para $Q = 20 \text{ m}^3/\text{s}$ e $H = 200 \text{ mm ca}$, obtemos na figura 2.8.13 um ponto situado entre duas quadrículas, que são:

- a que corresponde ao tipo B;
- a que corresponde aos tipos A, M e L.

Consultando a figura 2.8.14, vemos que:

- o tipo B é adequado a “ar limpo ou levemente empoeirado”;
- o tipo A, a “ar, gás, vapores, pó e fumaças e transporte de materiais leves”;
- o tipo M, a “transporte de materiais como cavacos de madeira, pó de esmeril, resíduos de politriz e cereais em grãos”;
- o tipo L, a “fins industriais pesados, materiais abrasivos, corrosivos e outras condições extremamente severas”.

Devemos optar, então, pelo ventilador Gema tipo L.

Exemplo 4

Na figura 5.20 vemos um gráfico de curvas de variação total da pressão Δp_x expressa em KPa em função da vazão para vários números de rpm do ventilador radial 20 RU 450 da Hurner do Brasil ($1 \text{ KPa} = 0,1 \text{ m ca}$).

Determinar a potência do motor, o número de rpm e o rendimento do ventilador necessários para se obter $Q = 4.000 \text{ m}^3/\text{h}$ e $\Delta p = 20 \text{ KP/m}^2$. Acionamento direto (M). Posição do bocal GR 45 (boca de saída pela parte superior, formando 45° com o plano vertical que passa pelo eixo).

Solução:

Com os valores acima, determinamos um ponto correspondente a:

- potência de 0,55 KW;
- $n = 680 \text{ rpm}$;
- rendimento total η de aproximadamente 74,80%.

O ventilador Hurner será especificado da seguinte maneira:

Ventilador radial Hurner do Brasil 20 RU 450/M – GR 45; 680 rpm; 0,55 KW.

Se o acionamento fosse com correia (R), o número de rpm do motor seria 1.150, que se reduziria a 680 no ventilador.

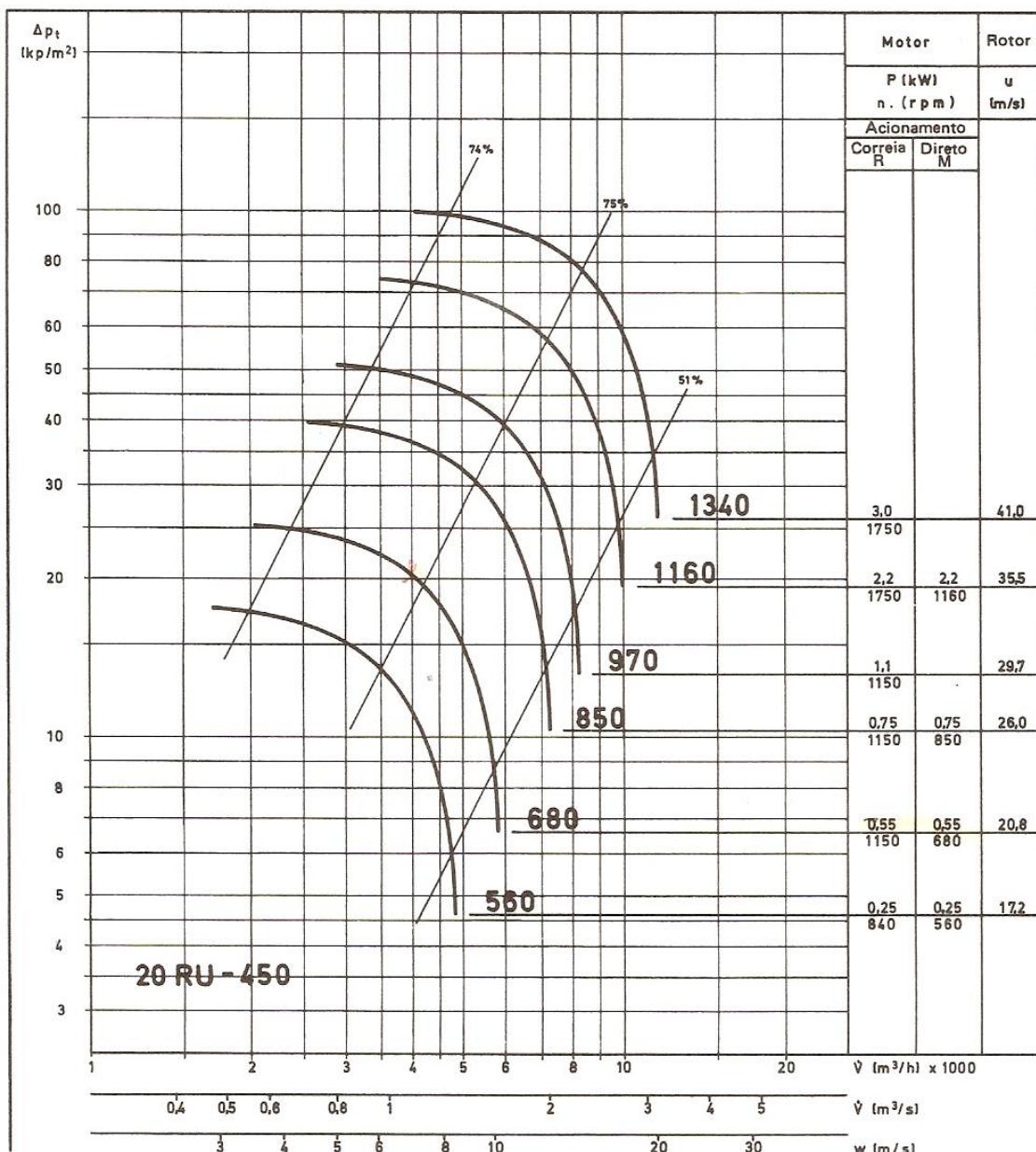


Figura 5.20: Ventiladores radiais da Hurner do Brasil – série 20, tamanho 20 RU – 450.

5.5) Leis de Semelhança

A partir do conhecimento das condições com as quais um ventilador se acha funcionando e aplicando as chamadas *leis de semelhança*, pode-se determinar os valores das diversas grandezas quando uma ou mais dentre elas sofre uma variação. Por meio de um modelo reduzido, conseguem-se, pela aplicação dos princípios de semelhança geométrica, cinemática e dinâmica, estabelecer as grandezas correspondentes de um protótipo, que, por suas dimensões ou elevada potência, não poderia ser ensaiado em laboratório.

Resumiremos as conclusões deste estudo.

1º Caso: Para um dado rotor, operando com o mesmo fluido, Q é proporcional a n , H é proporcional ao quadrado de n e N , ao cubo de n , isto é:

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \quad (5.23)$$

$$\frac{H'}{H} = \frac{n'^2}{n^2} \quad (5.24)$$

$$\frac{N'}{N} = \frac{n'^3}{n^3} \quad (5.25)$$

Exemplo 5

Um ventilador girando com 1150 rpm sob uma pressão estática de 5 mm H₂O proporciona uma vazão de 62 m³/min e absorve uma potência motriz de 0,33 HP. Que valores assumirão estas grandezas se o ventilador girar com 1750 rpm?

$$\begin{aligned} Q' &= Q \cdot \frac{n'}{n} = 62 \cdot \frac{1750}{1150} = 94,3 \text{ m}^3/\text{min} \\ H' &= H \cdot \frac{n'^2}{n^2} = 5 \cdot \left(\frac{1750}{1150} \right)^2 = 11,5 \text{ mmH}_2\text{O} \\ N' &= N \cdot \frac{n'^3}{n^3} = 0,33 \cdot \left(\frac{1750}{1150} \right)^3 = 1,16 \text{ cv} \end{aligned}$$

2º Caso: Rotores geometricamente semelhantes, com o mesmo número de rotações por minuto e mesmo fluido.

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'}{D} \right)^3 \quad (5.26)$$

$$\frac{H'}{H} = \left(\frac{D'}{D} \right)^2 \quad (5.27)$$

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{D'}{D} \right)^5 \quad (5.28)$$

3º Caso: Rotores geometricamente semelhantes, mesmo fluido e números de rotações diferentes. É, em geral, o caso dos modelos reduzidos.

$$Q' = Q \cdot \left(\frac{n'}{n} \right) \cdot \left(\frac{D'}{D} \right)^3 \quad (5.29)$$

$$H' = H \cdot \left(\frac{n'}{n} \right)^2 \cdot \left(\frac{D'}{D} \right)^2 \quad (5.30)$$

$$N' = N \cdot \left(\frac{n'}{n} \right)^3 \cdot \left(\frac{D'}{D} \right)^5 \quad (5.31)$$

4º Caso: Mesmo rotor, fluido diferentes.

Designemos o peso específico do fluido por γ (kgf/m³)

- Se $H' = H$ (mesma pressão),

$$\text{Então } Q, n \text{ e } N \text{ são proporcionais a } \frac{1}{\sqrt{\gamma}}$$

- Se a descarga em massa (massa escoada na unidade de tempo) for a mesma, isto é,

$$\mu' = \mu$$

$$\frac{\gamma' Q'}{g} = \gamma \frac{Q}{g}, \text{ sendo } \gamma \text{ o peso específico.}$$

Então,

$$Q, n \text{ e } H \text{ são proporcionais a } \frac{1}{\lambda}$$

e

$$\frac{N'}{N} = \frac{\gamma^2}{\gamma'^2}$$

Se $n' = n$ e $Q' = Q$,

Então,

$$\frac{H'}{H} = \frac{\gamma'}{\gamma}$$

$$\frac{N'}{N} = \frac{\gamma'}{\gamma}$$

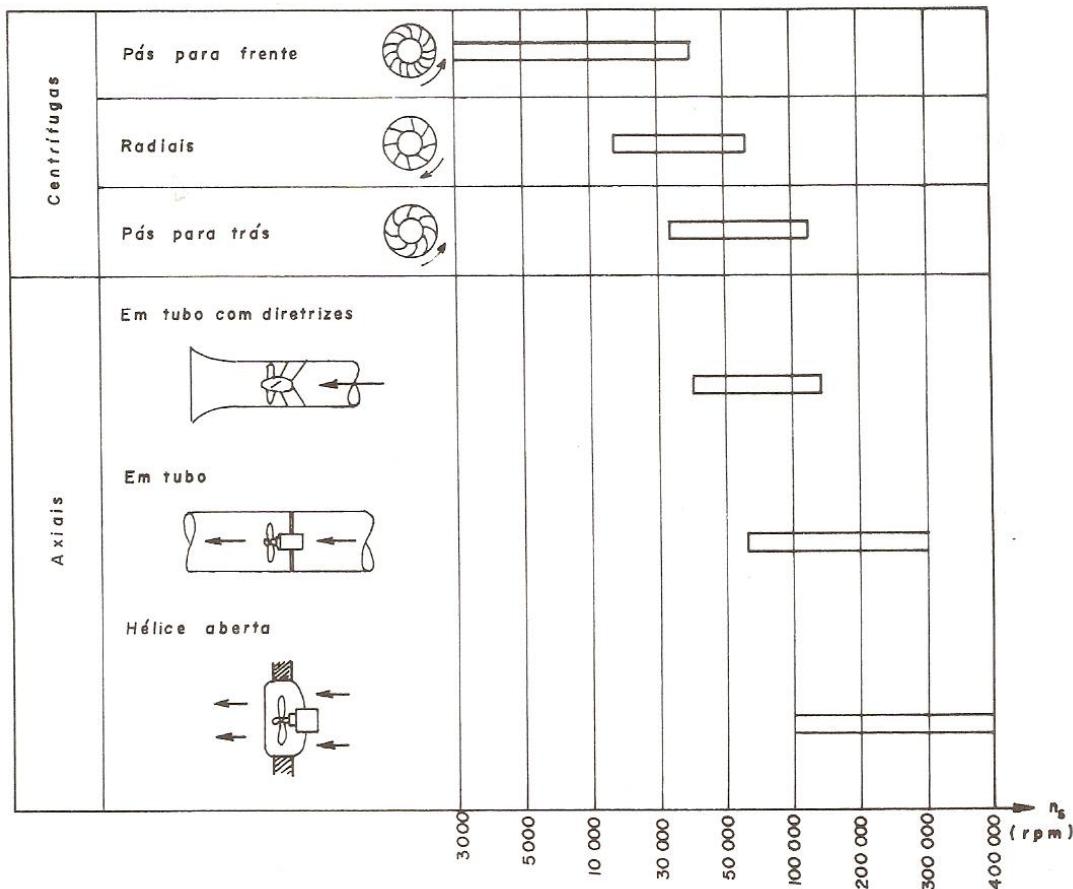
5.6) Escolha do tipo de ventilador: velocidade específica

Suponhamos um ventilador que deva funcionar com n (rpm), Q (m³/h), H (mm H₂O) e N (cv).

Podemos imaginar um ventilador geometricamente semelhante a este e que seja capaz de proporcionar uma vazão unitária sob uma altura manométrica também unitária. Um tal ventilador se denomina *ventilador unidade* e o número de rotações com que iria girar é denominado *velocidade específica* (embora se trate de um número de rotações e não de uma velocidade) e designado por n_s .

Segue-se que todos os ventiladores geometricamente semelhantes têm o mesmo ventilador unidade, cuja forma caracterizará, portanto, todos os da mesma série.

A larga experiência obtida pelos fabricantes de ventiladores permitiu-lhes selecionar estatisticamente o tipo de ventilador e a forma de rotor, segundo o valor de n_s . Esta escolha se baseia no fato de que existe, para um conjunto de valores de H , Q e n , um formato de rotor de ventilador que é de menores dimensões e menor custo e que proporciona um melhor rendimento, sendo, portanto, o indicado para o caso.



A velocidade específica, na prática, é calculada pela fórmula

$$n_s = 16,6 \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (5.32)$$

Q [$\text{l} \cdot \text{s}^{-1}$]

H [mm ca]

A figura 5.21 permite a escolha do tipo de ventilador em função da velocidade específica, n_s .

Observa-se que para certas faixas de valores de n_s a caracterização não é rigorosa, isto é, pode haver mais de um tipo de rotor aplicável.

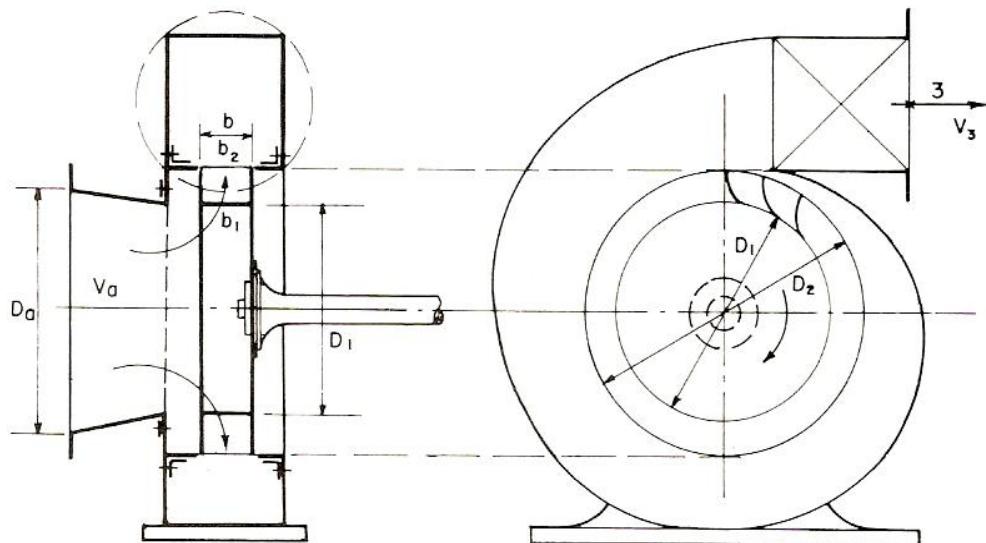


Figura 5.22: ventilador centrífugo com pás para trás, saída radial.

Exemplo 6

Qual o tipo de ventilador para uma vazão de $1,2 \text{ m}^3/\text{s}$ capaz de equilibrar uma pressão estática de 80 mm H₂O, admitindo-se que o mesmo gire com 750 rpm?

Solução:

Calculemos a velocidade específica

$$Q = 1.200 \text{ l. s}^{-1}$$

$$H = 80 \text{ mm ca}$$

$$N = 750 \text{ rpm}$$

$$n_s = 16,6 \frac{750\sqrt{1200}}{\sqrt[4]{80^3}} = 16123 \text{ rpm}$$

Para o valor $n_s = 16.123$, o gráfico da figura 21 indicaria o ventilador centrífugo com pás para a frente.

5.7) Coeficientes adimensionais

No projeto de rotores de ventiladores empregam-se coeficientes baseados em ensaios experimentais e na constatação do comportamento de inúmeros ventiladores construídos.

Uma vez calculada a velocidade específica, sabe-se o tipo de rotor. Conforme o tipo, adota-se valor correspondente para esses coeficientes, de modo a se determinar a velocidade periférica e o diâmetro externo das pás.

Os coeficientes de semelhança referidos mais conhecidos são os de Rateau, se bem que haja outros, como os de Eiffel, Joukowsky e, mais recentemente, os propostos pela Sulzer.

A tabela abaixo apresenta, para os coeficientes de Rateau, valores correspondentes aos vários tipos de ventiladores.

Coeficiente	Fórmula	Ventilador		
		Centrífugo	Hélico-centrífugo	Axial
de vazão	$\delta = \frac{Q}{U_2 \cdot r_2^2}$	0,1-0,6	0,3-0,6	0,4-1,0
de pressão	$\mu = \frac{g \cdot H}{U_2^2}$	0,7-0,3	0,4-0,2	0,3-0,1

Tabela 5.1 - Coeficientes de Rateau para ventiladores.

5.8) Velocidades periféricas máximas

Não se deve operar com velocidades de ar elevadas tanto no rotor quanto à saída do ventilador.

Velocidades periféricas elevadas produzem vibração das pás e ruído acima do aceitável.

A tabela 5.2 indica valores máximos para a velocidade U_2 , de saída do rotor, e V_3 , de saída da caixa do ventilador.

Pressão estática à saída da caixa do ventilador $\frac{p_3}{\gamma}$ (mmH ₂ O)	Velocidade periférica, U_2				Velocidade de saída da caixa, V_3	
	Pás para frente		Pás para trás			
	m/min	fpm	m/min	fpm	m/min	fpm
6,34	457	1.500	1.036	2.400	305	1.000
9,52	533	1.750	1.173	3.650	335	1.100
12,69	610	2.000	1.280	1.200	366	1.200
15,87	686	2.250	1.463	1.800	412	1.350
19,04	762	2.500	1.615	5.300	457	1.500
22,22	838	2.750	1.768	5.800	503	1.650
25,39	914	3.000	1.890	6.200	549	1.800
31,73	991	3.250	2.073	6.800	610	2.000
38,05	1.067	3.500	2.286	7.500	671	2.200
44,43	1.143	3.750	2.499	8.200	732	2.400
50,78	1.219	4.000	2.743	9.000	793	2.600

Tabela 5.2 - Valores da velocidade periférica U_2 e de saída da caixa do ventilador, V_3 .

Exemplo 7

Suponhamos que se pretenda um ventilador para $Q = 5 \text{ m}^3/\text{s}$ e pressão $H = p/\gamma = 32 \text{ mm ca}$ e $n = 600 \text{ rpm}$. Qual será a velocidade do rotor?

Solução:

Calculemos a velocidade específica do ventilador

$$n_s = 16,6 \frac{600 \sqrt{5000}}{\sqrt[4]{32^3}} = 52362 \text{ rpm}$$

Pelo gráfico da figura 5.21, vemos que podemos utilizar um ventilador centrífugo com pás para trás ou mesmo um ventilador axial tubular com diretrizes. Optemos pela primeira solução, mais simples.

A tabela 5.2 nos indica para $p_3/\gamma = 32$ mm ca uma velocidade periférica de 2.073 m/min, para o rotor de pás para trás.

$$U_2 = 2.073 \text{ m/min} = 34,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Vemos na tabela 5.1 que o coeficiente de Rateau δ para vazão é de 0,1 a 0,6, para ventiladores centrífugos. Adotemos $\delta = 0,5$.

Mas,

$$\delta = \frac{Q}{U_2 \cdot r^2}$$

logo,

$$r_2 = \sqrt{\frac{Q}{\delta \cdot U_2}} = \sqrt{\frac{5}{0,5 \cdot 34,5}} = 0,538 \text{ m}$$

5.9) Projeto de um ventilador centrífugo

Determinar as dimensões principais de um ventilador de baixa pressão, sabendo-se que:

Vazão $Q = 300 \text{ m}^3/\text{min} = 5,0 \text{ m}^3/\text{s} = 5.000 \text{ l/s}$

Pressão diferencial $\Delta p = 80 \text{ mm de coluna de água}$

Peso específico de ar $\gamma = 1,2 \text{ Kgf/m}^3$ a 20° e 760 mm Hg

Número de rpm $n = 725$

a) Altura manométrica:

$$H = \frac{p}{\gamma} = \frac{80 \text{ (kgf/m}^2\text{)}}{1,2 \text{ (kgf/m}^3\text{)}} = 66,6 \text{ m coluna de ar}$$

b) Velocidade específica:

Para $Q (\text{l} \cdot \text{s}^{-1}) = 5.000$

$H (\text{mm H}_2\text{O}) = 80$

$N (\text{rpm}) = 725$

Temos:

$$n_s = 16,6 \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} n_s = 16,6 \times \frac{725\sqrt{5.000}}{\sqrt[4]{80^3}} = 31.813 \text{ rpm}$$

Pelo gráfico da figura 5.21, vemos que podemos usar rotor centrífugo de pás para frente, pás para trás ou de saída radial. Adotemos esta última solução por conduzir à simplificação neste exercício.

c) Velocidade periférica do rotor à saída da pá:

Como a pá é de saída radial, $\beta_2 = 90^\circ$, logo,

$\operatorname{tg}\beta_2 = 0$ e

$$U_2 = VU_2$$

A altura de elevação (energia cedida pelas pás ao ar) é

$$H_e = \frac{U_2^2}{g}$$

Se a boca de saída tiver a mesma seção que a de entrada na caixa, $V_3 = V_o$, de modo que

$$H_u = H$$

e

$$H_u = \varepsilon \cdot H_e = \varepsilon \cdot \frac{U_2^2}{g}$$

Admitamos $\varepsilon = 0,80$ para o “rendimento hidráulico”. Portanto,

$$U_2 = \sqrt{\frac{g \cdot H}{\varepsilon}} = \sqrt{\frac{9,81 \times 66,6}{0,80}} = 28,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

d) Diâmetro do rotor:

A velocidade periférica é dada por

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}$$

Logo,

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n}$$

$$D_2 = \frac{60 \times 28,6}{\pi \times 725} = 0,735 \text{ m}$$

e) Velocidade V_a de entrada do ar na boca de entrada da caixa do ventilador:

Segundo Hütte (Manual do Construtor de Máquinas):

V_a se acha entre $0,25 \sqrt{2gH}$ e $0,5 \sqrt{2gH}$.

No caso, entre $9,0$ e $18,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Adotemos $V_a = 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

f) Diâmetro D_a da boca de entrada do ventilador:

$$\frac{\pi \cdot D_a^2}{4} = \frac{Q}{V_a}$$

$$D_a = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_a}} = \sqrt{\frac{4 \times 5}{\pi \times 15}} = 0,651 \text{ m}$$

g) Diâmetro do bordo de entrada das pás:

Weismann recomenda, para $\Delta p \leq 100 \text{ mm H}_2\text{O}$

$$\frac{D_2}{D_1} = 1,25 \text{ a } 1,4$$

Adotemos o primeiro desses valores

$$D_1 = D_2 \div 1,25 = 0,735 \div 1,25 = 0,602 \text{ m}$$

h) Largura das pás:

A velocidade meridiana (radial) de entrada do ar no rotor é adotada com um valor um pouco inferior ao da velocidade na boca de entrada da caixa do ventilador, isto é, $V_{m1} \leq V_a$.

Podemos fazer $V_{m1} = 12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

A largura b_1 das pás será:

$$b_1 = \frac{Q}{\pi D_1 \cdot V_{m1}} = \frac{5}{\pi \times 0,602 \times 12} = 0,220 \text{ m}$$

Para simplificar e reduzir o custo de fabricação, adotaremos

$$b_1 = b_2 = 0,220 \text{ m}$$

i) Diagrama das velocidades:

- Velocidade meridiana de saída

$$V_{m2} = \frac{Q}{\pi \cdot d_2 \cdot b_2} = \frac{5}{\pi \times 0,735 \times 0,220} = 9,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- Velocidade relativa à saída da pá

A saída sendo radial, $W_2 = V_{m2} = 9,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

- Velocidade absoluta de saída da pá

$$V_2 = \sqrt{U_2^2 + W_2^2} = \sqrt{28,6^2 + 9,6^2} = \sqrt{817,96 + 92,16} = \\ = V_2 = 30,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- Velocidade periférica à entrada das pás

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

$$U_1 = U_2 \cdot \frac{D_1}{D_2} = 28,6 \times \frac{0,602}{0,735} = 22,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- Velocidade de inclinação das pás à entrada do rotor

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_1 &= \frac{V_{m_1}}{U_1} = \frac{12}{22,9} = 0,524 \\ \beta_1 &= 27^\circ 39' \end{aligned}$$

- Velocidade relativa à entrada do rotor

$$W_1 = \frac{U_1}{\cos \beta_1} = \frac{22,9}{0,885} = 25,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- Diâmetro da boca da saída

Adotemos $V_2 = 18 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \cdot V_3}} = \sqrt{\frac{4 \times 5}{\pi \cdot 18}} = 0,595 \text{ m}$$

j) Potência do motor do ventilador:

Admitindo $\eta = 0,70$ para o rendimento total.

$$N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75 \cdot \eta} = \frac{1,2 \times 5 \times 66,6}{75 \times 0,70} = 7,6 \text{ cv}$$

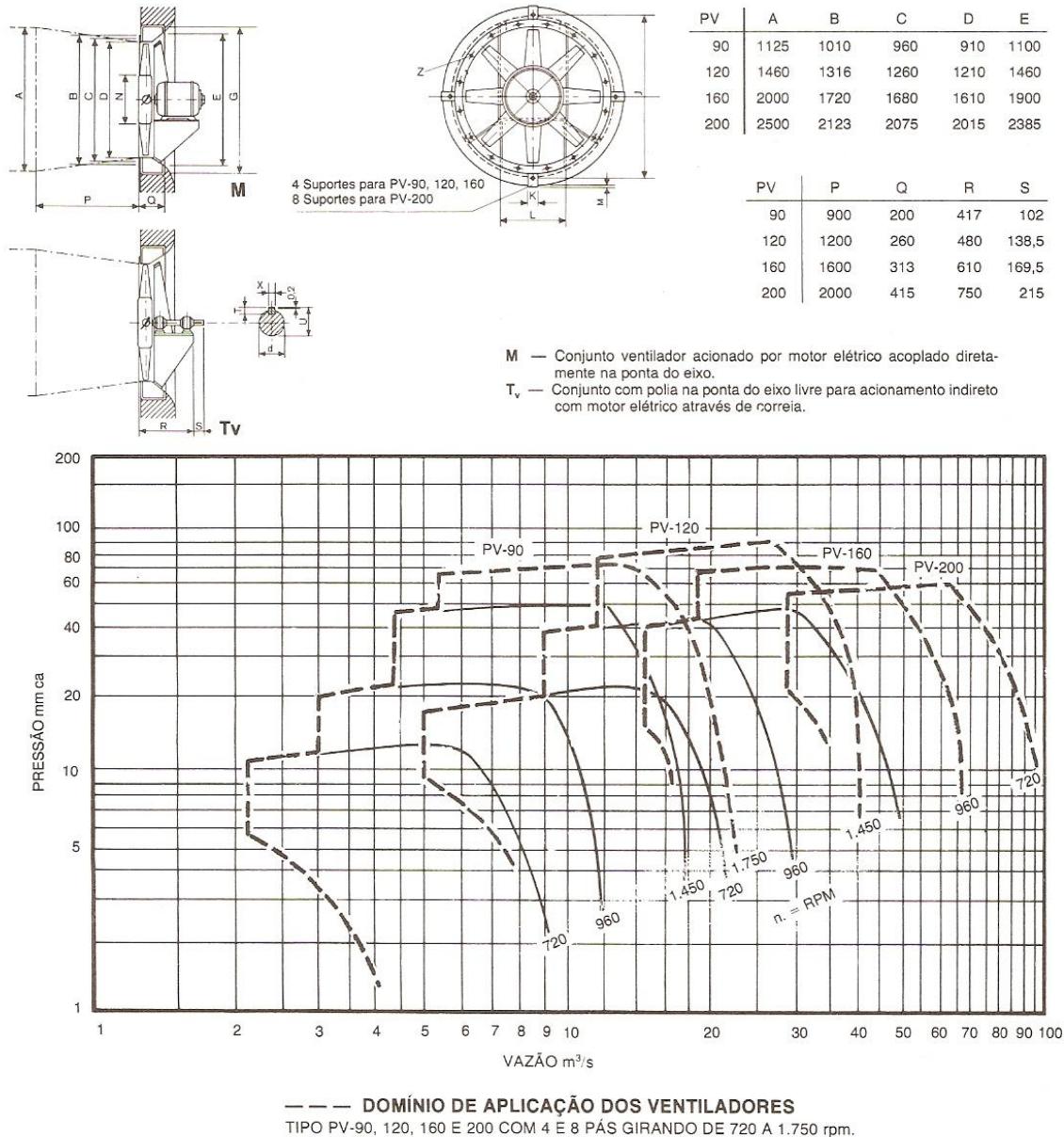


Figura 5.23: Ventiladores axiais tipo PV da Sulzer.

5.10) Escolha Preliminar do Tipo de Rotor

Os fabricantes apresentam em seus catálogos diagramas de quadrículas ou outros polígonos representando os campos de emprego dos vários tipos de ventiladores de sua fabricação.

Uma vez escolhido o modelo do ventilador (gráfico do fabricante Ventiladores Gema), o fabricante fornece as curvas a ele correspondentes, para o prosseguimento do projeto de instalação.

5.11) Curva Característica do Sistema

As instalações de ventilação industrial utilizam em muitos casos dutos com peças e acessórios, constituindo o que se denomina um *sistema de dutos*. Este sistema oferece *resistência ao escoamento* a qual, por sua vez, provoca uma *perda de carga*, isto é, de energia, de modo que, à medida que o gás escoa no duto, sua linha energética irá baixando. Para que o escoamento possa realizar ao longo do duto, é necessário, portanto, que o gás receba essa energia que será dissipada, e é de conhecimento que o ventilador (boca de entrada até boca de saída), recebe do mesmo uma energia que, referida à unidade de peso de gás, se denomina *altura útil de elevação*, H_u , que é igual a

$$H_u = \frac{p_3 - p_0}{\lambda} + \frac{V_3^2 - V_0^2}{2g}$$

Graças a essa energia, o gás irá vencer as resistências ao longo do sistema e sairá ao final do duto com uma energia cinética residual $\frac{V_4^2}{2g}$ que se dissipará no meio ambiente e que pode, portanto, ser computada como uma perda de carga.

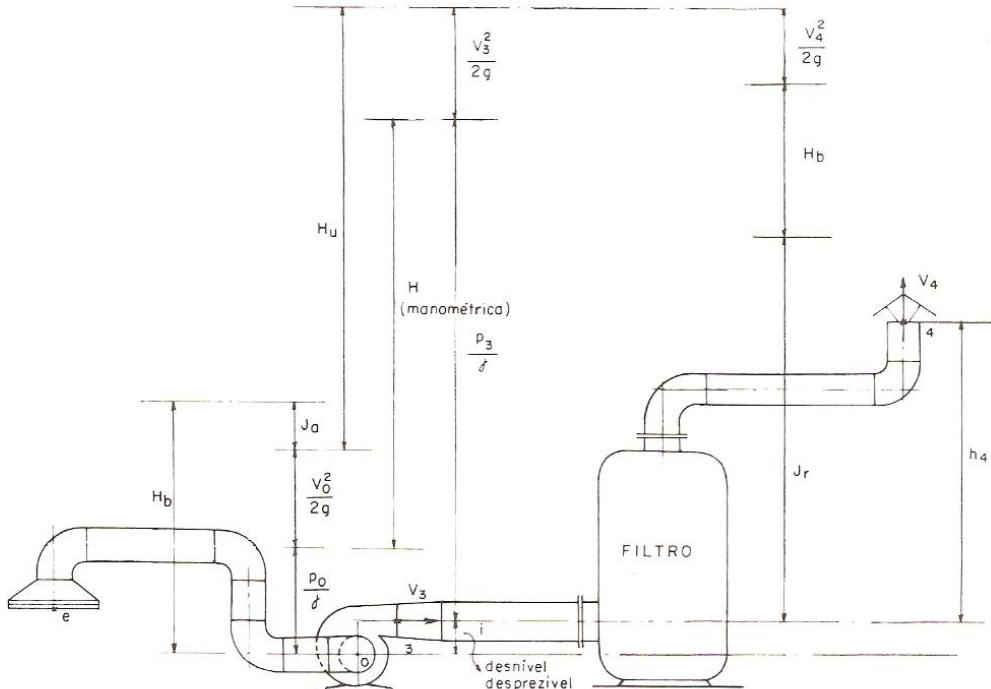


Figura 5.24: Instalação típica de captação e filtragem ou lavagem do ar que contém impurezas.

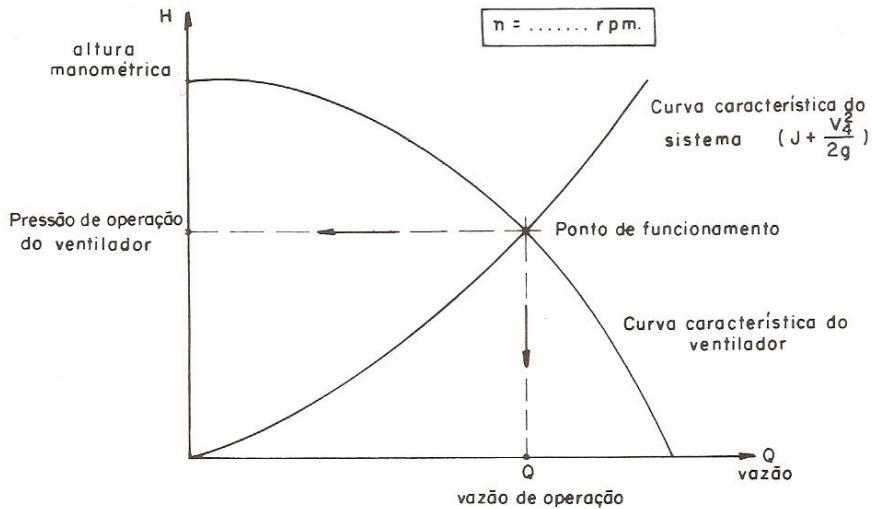


Figura 5.25: Determinação do ponto de funcionamento ventilador-sistema.

Consideremos a instalação representada na figura 5.24. Um ventilador aspira ar contaminado por uma fonte poluidora que nele penetra em “0”.

Em seguida, insufla o ar a partir da boca de saída em “3”, ao longo de um sistema de dutos no qual se acha inserido um filtro, um ciclone ou um lavador de gases. O ar sai do ponto “4” com uma velocidade V_4 e se dispersa na atmosfera.

Os desníveis entre “e” e “0”, entre “0” e “3” e entre “0” e “4”, no caso de instalação de ventilação, não necessitam ser levados em consideração.

Apliquemos a equação de conservação de energia entre “e” e “0” (equação de Bernoulli), considerando como plano de referência o que passa por “0”.

$$h_e + \frac{p_e}{\gamma} + \frac{V_e^2}{2g} = h_0 + \frac{p_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} + J_a$$

sendo J_a a perda de carga na aspiração, de “e” até “0”, e $h_0 = 0$.

Mas $\frac{p_e}{\gamma} = H_b$ pressão atmosférica, expressa em mm H₂O. Podemos incluir $\frac{V_e^2}{2g}$ como fazendo parte da perda de carga J_a , desprezando h_e , e neste caso, escrever

$$H_e + \frac{p_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} = J_a \quad \text{e} \quad \frac{p_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} = H_b - J_a$$

Apliquemos a equação entre a saída do ventilador (“3”) e a saída do duto (“4”), tomando como plano de referência o que passa pelo centro do ventilador:

$$i + \frac{p_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} = h_4 + \frac{p_4}{\gamma} + \frac{V_4^2}{2g} + J_r$$

sendo J_r a perda de carga entre “3” e “4”, e i , o desnível entre “3” e “0”.

Desprezando i e h_4 e notando que $\frac{p_4}{\gamma}$ é normalmente a pressão atmosférica H_b , podemos escrever

$$\frac{p_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} = H_b + \frac{V_4^2}{2g} + J_r$$

A equação da altura útil de elevação pode ser escrita sob a forma

$$H_u + \frac{p_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} = H_b + \frac{V_4^2}{2g} + J_r$$

Substituindo pelas expressões acima, teremos

$$H_u = H_b + \frac{V_4^2}{2g} + J_r - (H_b - J_a)$$

$$H_u = J_a + J_r + \frac{V_4^2}{2g}$$

ou

$$H_u = J + \frac{V_4^2}{2g}$$

sendo J a perda de carga total do sistema, isto é, a soma das perdas de carga de todos os componentes do sistema.

A curva representativa das perdas de carga (incluindo o termo $\frac{V_4^2}{2g}$), em função

da vazão (Q), denomina-se *curva característica do sistema*. Para traçá-la, escolhe-se um certo número de valores de Q e calcula-se para cada um desses valores o valor

correspondente das perdas $J + \frac{V_4^2}{2g}$.

Como mencionamos acima, o ventilador deverá fornecer essa energia que irá ser perdida. Devemos, portanto, cotejar a curva característica principal do ventilador $H = f(Q)$ com a curva característica do sistema. O ponto de encontro das duas curvas fornecerá as raízes comuns às equações das duas funções e, portanto, caracterizará os valores de Q e de H com os quais o ventilador associado àquele determinado sistema irá operar. Por isso, este ponto é chamado *ponto de operação ou ponto de funcionamento*. Vê-se, portanto, que é a curva do sistema que irá levantar a indeterminação quanto aos valores de Q e H com os quais o ventilador irá operar.

Um ventilador com curva característica achatada apresenta uma ampla variação de vazão quando varia a altura de elevação em razão do regime de operação do sistema. Quando a curva S do sistema para as condições normais passa para a situação S' (com maior perda de carga), a variação da vazão de Q para Q' é maior no caso da curva achatada do que no da curva íngreme.

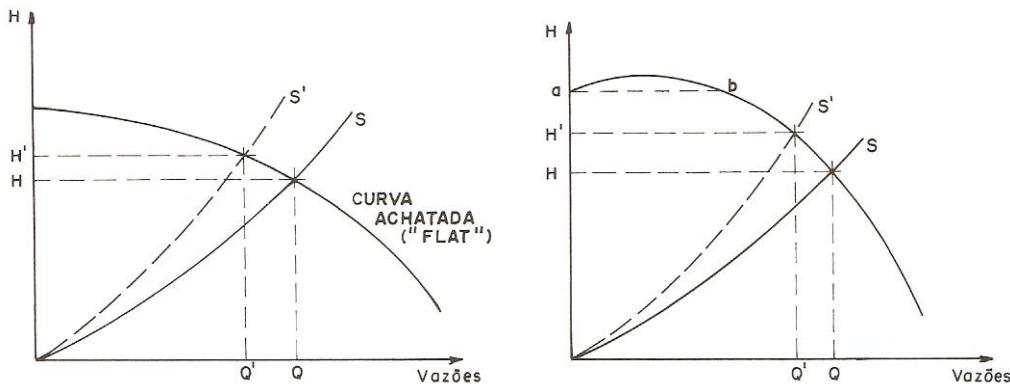


Figura 5.26: Efeito da forma da curva característica do ventilador sobre a vazão.

Esse aumento na perda de carga pode ser conseguido até propositadamente pela atuação num registro ou num *damper* (sistema de venezianas controladoras de descarga).

As perdas de carga em um duto contendo peças, acessórios e equipamentos são calculadas segundo métodos apresentados em livros de ventilação e de ar condicionado. Notemos que, em geral, num sistema de ventilação operando em condições normais, o escoamento do ar se processa em regime turbulento (com $Re > 2400$), de modo que as perdas são proporcionais aproximadamente ao quadrado da velocidade e, portanto, também da vazão. Por isso, a curva das perdas de carga nesse regime tem conformação parabólica.

Quando no sistema houver, por exemplo, filtros de tecido (filtro-manga), o escoamento nesses equipamentos será laminar ($Re < 2400$), e a perda de carga nos mesmos variará linearmente com a vazão. Em geral, os fabricantes desses equipamentos fornecem dados a respeito da perda de carga nos mesmos.

Quando a curva do ventilador apresentar um ramo ascendente e um descendente, deve-se procurar que o ponto de operação fique no ramo descendente e debaixo do início do ramo ascendente, pois se poderia demonstrar que a região entre a e b (figura 5.26) apresenta uma certa instabilidade na operação do ventilador.

5.12) Controle da Vazão

Do mesmo modo que numa instalação de bombeamento se controla a vazão por meio de uma válvula no recalque, nos sistemas de ventilação com ventiladores centrífugos e hélico-centrífugos é comum realizar-se a variação de vazão por meio de registros do tipo borboleta ou do tipo veneziana, com lâminas paralelas, cuja inclinação se pode graduar manual ou automaticamente. Quanto maior for a obstrução

causada pelo registro, maior será a perda de carga e a altura de elevação necessária para atender à mesma, de modo que o *ponto de funcionamento* se deslocará para uma posição correspondente a uma menor vazão. Às vezes se traçam a curva característica do sistema sem incluir o registro e a curva característica correspondente apenas ao registro.

Pode-se então analisar a variação da vazão em consequência da atuação do registro. A figura 5.27 mostra que, se não houvesse o registro, o ponto de funcionamento seria P.

À medida que a válvula vai sendo fechada, o ponto se desloca para P' , P'' etc, e a vazão passa a Q' , Q'' etc, até que, com o registro todo fechado, a curva do encanamento coincide com o eixo das ordenadas, H (condição de *shut-off*).

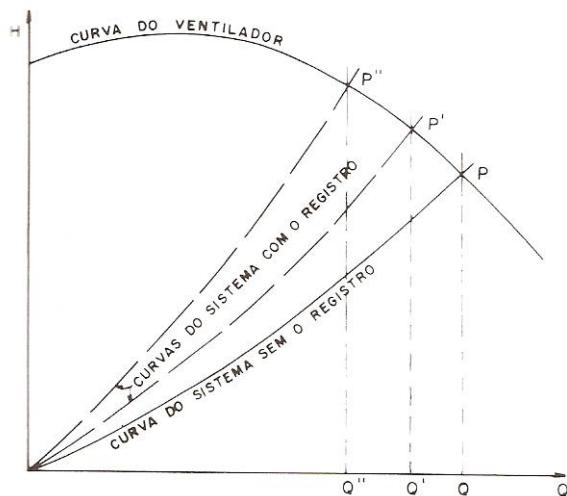


Figura 5.27: Regulagem da vazão do sistema de dutos com o emprego do registro.

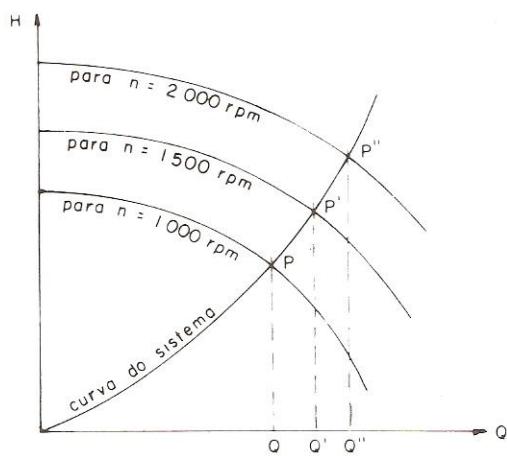


Figura 5.28: Variação da vazão Q de um sistema pela variação do número de rotações por minuto do ventilador.

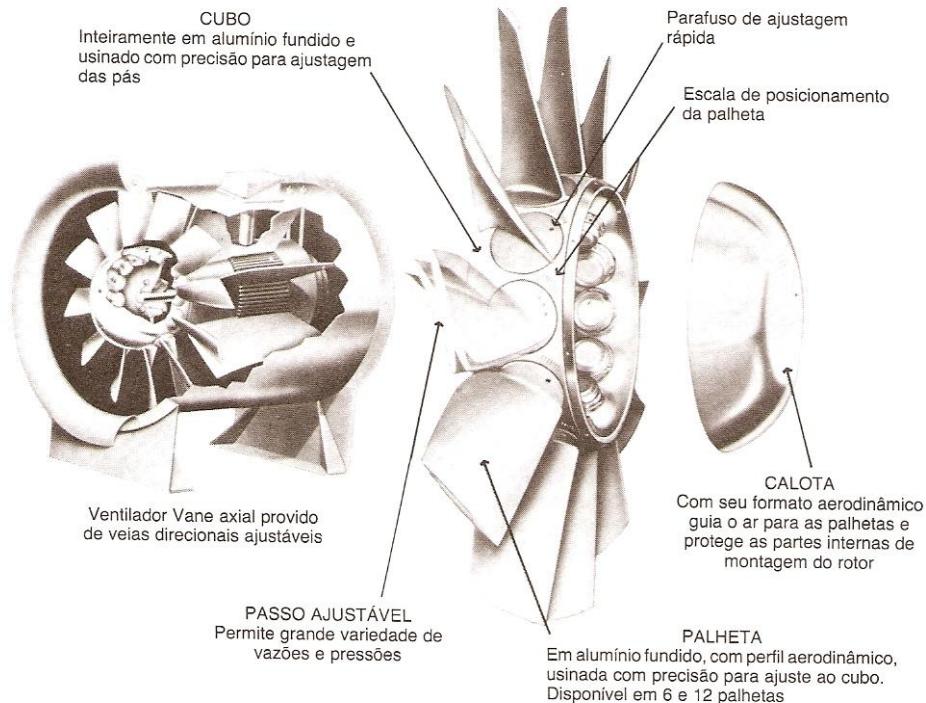


Figura 5.29: Ventilador super Vaneaxial de pás ajustáveis – VAV, volume de ar variável. Fabricante: Higrotec.

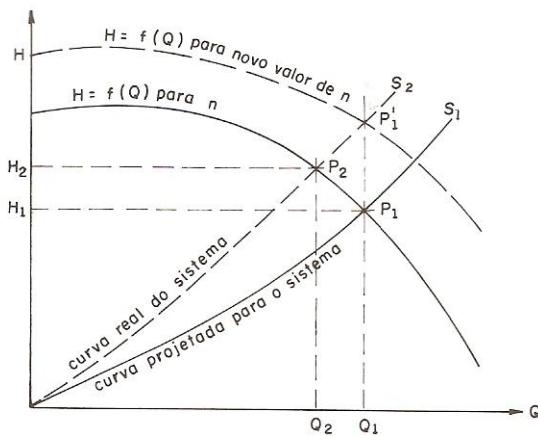


Figura 5.30: Manutenção da vazão Q_1 pela variação do número de rotações n , quando ocorre alteração no traçado do sistema e a curva característica passa de S_1 para S_2 .

A vazão em um sistema pode também ser alterada variando-se o número de rotações do eixo, seja pela substituição do motor, seja pelo emprego de um ventilador de velocidade mecânico, ou fluidodinâmico, ou de polias extensíveis. Pode-se ainda empregar motor de CC variando o campo indutor ou de AC do tipo adequado (variando a resistência rotórica dos motores a indução com rotores bobinados; regulando a tensão de motores de gaiola de esquilo e outros processos mais modernos, como é o caso da variação da freqüência da corrente).

No caso de ventiladores axiais, existem modelos de pás ajustáveis, de modo a permitirem, conforme o ângulo de calagem, a descarga pretendida. A regulagem é feita com o ventilador parado. Como exemplo, temos o ventilador VAV, da Higrotec.

Suponhamos que o projeto final tivesse previsto um ponto de funcionamento P_1 com uma vazão Q_1 , mas que alterações no projeto do sistema tenham modificado a curva S_1 para a situação S_2 , conforme a figura 5.30, para a qual a vazão Q_3 é menor que a vazão Q_1 desejada. Para restabelecer a vazão Q_1 , podemos recorrer a uma das seguintes soluções:

- Aumentar o número de rotações do ventilador, multiplicando-o por $\frac{Q_1}{Q_2}$. O ponto de funcionamento passará a ser P_1 ;
- Aumentar a altura estática H do ventilador (conseqüência do caso anterior), segundo a razão $\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2$;
- Aumentar a potência do ventilador (usar um de maior potência) segundo a razão $\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^3$. Ao aumentarmos a potência, estaremos aumentando o H e obtendo o ponto de funcionamento P'_1 , com o qual se restabelece o valor Q_1 .

5.13) Operação de Ventiladores em Série e em Paralelo

5.13.1) Operação em Série

Quando se necessita de uma pressão relativamente elevada no sistema, pode-se recorrer à associação de ventiladores em série, designados como ventiladores de dois estágios, mas pode-se, em certos casos, realizar a montagem de um ventilador insuflando ar na aspiração de outro, sem dificuldade.

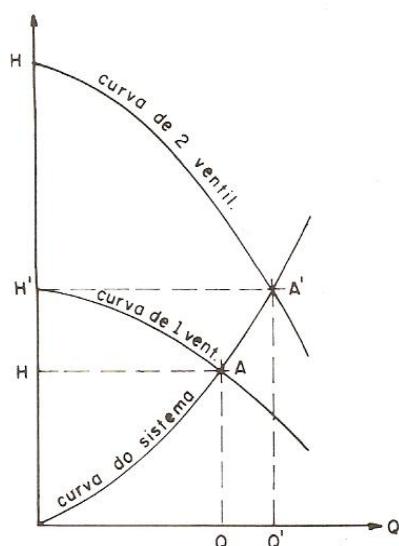


Figura 5.31: Operação de dois ventiladores em série.

Normalmente se usam ventiladores iguais, embora, dependendo do funcionamento dos dois ventiladores no sistema, seja possível utilizá-los de capacidades diferentes.

A pressão resultante de dois, em série, é o dobro da de um (não considerando as perdas), de modo que se somam as ordenadas das curvas dos dois ventiladores para se obter a curva resultante dos dois em série.

Vê-se pela figura 5.31 que a curva do sistema intercepta a curva resultante em uma ordenada que não corresponde ao dobro da altura de elevação obtida com um único ventilador. Há porém, um aumento na vazão resultante, que passa de Q para Q' .

Com um ventilador obtemos H e Q , e com dois em série, $H' < 2H$ e $Q' < 2Q$.

5.13.2) Operação em Paralelo

Certas instalações de ventilação industrial operam em uma faixa de variação de vazão difícil às vezes de ser atingida com a utilização de um único ventilador. Recorre-se então à associação em paralelo de dois ventiladores. Teoricamente, a vazão duplica para um mesmo valor da pressão estática, de modo que o traçado da curva resultante do funcionamento de dois ventiladores se realiza somando-se as abscissas (valores de Q) correspondentes a um mesmo valor de H . A figura 5.32 mostra que com um único ventilador o ponto de funcionamento seria A , com vazão Q , e com dois, o ponto seria A' , com vazão Q' , que é inferior a $2Q$.

Existem ventiladores com rotores de entrada bilateral equivalentes a dois rotores de entrada unilateral e, portanto, com as vantagens de grandes vazões que a instalação em paralelo proporciona.

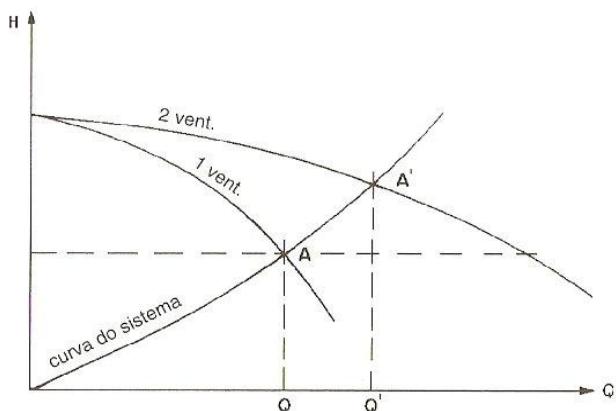


Figura 5.32: Associação de dois ventiladores iguais, em paralelo, ligados a um sistema de dutos.

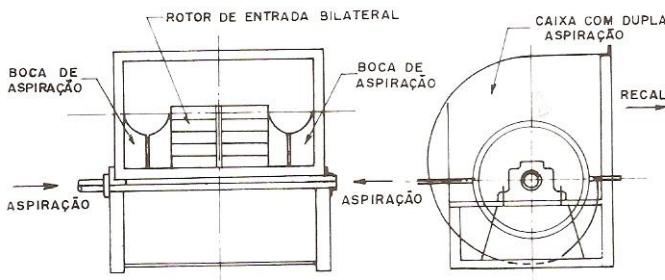


Figura 5.33: Ventilador centrífugo com entrada bilateral, isto é, com dupla aspiração.

5.14) Efeito da Variação da Densidade sobre o Ponto de Operação

A altitude local e a temperatura de operação dos gases afetam o valor da densidade. A variação da densidade δ , embora não afete a variação volumétrica, afeta, contudo, a descarga em massa μ (massa escoada na unidade de tempo), a altura manométrica e o consumo de potência.

A densidade δ é proporcional à massa escoada na unidade de tempo μ .

$$\frac{\mu_1}{\mu_2} = \frac{\delta_1}{\delta_2} \quad (5.33)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{\delta_1}{\delta_2} \quad (5.34)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\delta_1}{\delta_2} \quad (5.35)$$

Assim, teremos, supondo $Q = \text{constante}$:

As tabelas dos fabricantes são elaboradas para o chamado ar padrão ($\gamma = 1,2$ Kgf/m³), na temperatura de 21,1°C e ao nível do mar (760 mm Hg).

A densidade é

$$\delta = \frac{\gamma}{1,2} \quad (5.36)$$

γ = peso da unidade de volume.

A densidade nas condições normais, seria: $\delta = 1,2 \div 1,2 = 1$.

Como a densidade varia diretamente com a pressão barométrica, para se achar os valores de H e N corrigidos, basta multiplicar os valores referentes ao ar padrão pela densidade do ar no local da instalação do ventilador.

A variação da temperatura afeta a densidade do gás, a qual é inversamente proporcional à temperatura absoluta.

Como a pressão monométrica e a potência consumida pelo ventilador dependem da densidade δ e do peso específico γ , temos que fazer a correção para verificar como funciona o ventilador que é projetado para condições-padrão, quando submetido a outras condições. Uma vez determinado o peso específico nas novas condições, calcula-se a densidade δ dividindo-se por 1,2, e aplicam-se as relações de proporcionalidade de H e N em função de δ .

Altitude		Densidade	Pressão barométrica (mmHg)
pés	(m)		
-1.968	-600 (minas)	1,060	805,0
-984	-300 (minas)	1,030	780,0
0	0 (nível do mar)	1,000	760,0
1.000	305	0,962	731,5
2.000	609	0,926	704,0
2.500	762	0,909	690,8
3.000	914	0,891	677,6
4.000	1.220	0,858	652,2
5.000	1.524	0,826	627,8
6.000	1.829	0,795	604,2

Tabela 5.3 – Densidade e pressão barométrica para várias altitudes. Ar normal a 0 metro de altitude.

Exemplo 8

Determinar o peso específico e a densidade do ar quando a temperatura é de 35°C numa localidade onde a pressão atmosférica é de 670 mm Hg. Um ventilador que opera em condições-padrão com $H = 200 \text{ mm H}_2\text{O}$ e $N = 5 \text{ cv}$, com que valores operaria?

Solução:

a) Correção do peso específico do ar padrão, que é de $1,2 \text{ Kgf/m}^3$ para a temperatura de 20°C, quando esta passa a 35°C.

$$\frac{273+20}{273+35} \cdot 1,2 = 1,14 \text{ Kgf/m}^3 \text{ para } 35^\circ\text{C}$$

b) Correção do peso específico para o novo valor da pressão atmosférica, que é de 670 mm Hg em vez de 760 mm Hg.

$$\frac{670}{760} \cdot 1,14 = 1,005 \text{ Kgf/m}^3$$

A densidade nas condições padrão é de $\delta_1 = 1$. Nas novas condições, será:

$$\delta = \frac{0,886}{1,2} = 0,7375$$

c) Nova altura manométrica

$$H_2 = H_1 \cdot \frac{\delta_2}{\delta_1} = 200 \cdot \frac{0,8375}{1,00} = 167,5 \text{ mmHg}$$

d) Nova potência motriz

$$N_2 = N_1 \cdot \frac{\delta_2}{\delta_1} = 5 \cdot \frac{0,8375}{1,00} = 4,18 \text{ cv}$$

Na prática, iríamos escolher um ventilador para estes valores de H_2 e N_2 .

5.15) Instalações de Ventiladores em Condições Perigosas

Nas indústrias, os ventiladores muitas vezes devem operar em ambientes contendo vapores, líquidos, gases e poeiras inflamáveis. Os motores elétricos que acionam ventiladores em certos processos petroquímicos e de produção de celulose, por exemplo, devem atender a especificações rigorosas para que não venham a provocar ou a propagar incêndios e explosões.

5.15.1) Atmosferas Locais Perigosas

Gases e vapores

A presença de gases e vapores inflamáveis constitui uma séria preocupação nas medidas preventivas a serem tomadas contra incêndios, entre as quais aquelas que se relacionam com a especificação dos ventiladores e seus acionadores.

Existem certos parâmetros que orientam o projetista e que dizem respeito ao risco que vapores e gases oferecem a irrupção e à propagação de um incêndio. Vejamos os principais:

a) Ponto de Fulgor

Vem a ser a mais baixa temperatura a partir da qual um líquido emite vapor em quantidade suficiente para provocar um flash ou centelha quando a superfície é exposta a uma chama que não chega a elevar apreciavelmente a temperatura do líquido. Existem especificações quanto ao modo de ensaio a ser realizado, com o objetivo de estabelecer o ponto de fulgor.

Sua determinação é feita segundo o método brasileiro MB-50, da ABNT.

Combustível	Ponto de fulgor °C
Butano	-60
Éter etílico	-41
Sulfureto de carbono	-26
Acetona	-18
Benzeno	-13
Álcool etílico	-9
Gasolina, 71 de octana	-40
Óleo diesel	-34,5
Querosene	-49

Tabela 5.4 – Ponto de fulgor para algumas substâncias.

b) Ponto de Inflamação ou de Combustão

Vem a ser a temperatura acima da qual toda a mistura de vapor (ou de gás) e ar se inflamará mantendo uma combustão contínua durante 5 segundos. Não tem uma relação direta com o ponto de fulgor e depende até certo ponto do agente que provoca a inflamação.

Quando o ponto de inflamação tem valor baixo, como ocorre com o sulfureto de carbono, que se inflama a cerca de 120°C, existe o risco de que se inflame com o simples aquecimento de um motor elétrico ou a existência no local de uma tubulação de vapor.

c) Limites de inflamabilidade

Se a faixa correspondente ao valor da concentração do gás ou vapor no ar for grande, como ocorre com o hidrogênio (4 a 74%), o perigo se torna extremamente grave. Se a faixa ou margem for pequena, o risco é reduzido. Deve-se analisar cuidadosamente essa margem, consultando dados pertinentes.

Aerossóis e poeiras

O perigo da existência de aerossóis em suspensão é análogo ao dos vapores, porém a inflamação pode verificar-se abaixo do ponto de fulgor, caso a fonte calorífica que produz a inflamação possua energia suficiente para vaporizar as gotículas.

Já ocorreram incêndios provocados por nuvens de poeira de carvão e, em certos casos, até explosões. A presença de pó de carvão no ar não produz diluição no oxigênio disponível para a combustão, ao contrário do que ocorre com a formação de misturas explosivas no ar. Por isso, embora não aparente, a mistura de pó de carvão pode proporcionar combustão de grande potência.

Aplicações ►												
Produtos ▼	Minas — mineração	Ferro, aço — trabalhos em metal	Funições	Indústria geral	Cimento e não-metálicos	Indústria química	Papel e celulose	Indústria madeireira	Alimentação	Indústria têxtil	Usina de força — incineração	Centrais de aquecimento — caldeiras
Ventiladores centrífugos												
Baixa pressão	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Média pressão	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Alta pressão	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Ventiladores especiais para tiragens com alta temperatura	*	*	*	*	*	*	*	*	*		*	*
Sopradores e turbossopradores	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Renovação de ar	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Pressurização de recintos	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Transportes pneumáticos	*	*	*	*	*	*	*	*	*			*
Cabines de pintura		*	*	*		*		*				
Estufas e secadores	*	*	*	*		*	*	*	*	*		
Filtragem de ar	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Aspiração de pó, gases e fumaças	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Aspiração, lavagem e neutralização de gás	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*

*Cortesia de Aerovento Equipamentos Industriais Ltda.

Tabela 5.5 – Aplicações de ventiladores centrífugos.

5.16) Bibliografia

- 1) Macintyre, Archibald Joseph – Equipamentos Industriais e de Processo – Editora LTC – 1997.

Pneumática

Revisão:
26/12/2013

Capítulo 6 – O que é Pneumática

6.1) Introdução

Pneumática é o ramo da engenharia que estuda a aplicação do ar comprimido para a tecnologia de acionamento e comando. De acordo com a ISO 5598 – Sistemas e Componentes Hidráulicos e Pneumáticos – Terminologia, a **pneumática** refere-se à ciência e tecnologia que trata do uso do ar ou gases neutros como meio de transmissão de potência.

A partir disso podemos identificar dois âmbitos tecnológicos diferentes, como:

- ➔ O primeiro refere-se à produção, condicionamento e distribuição do ar comprimido, envolvendo o estudo de processos de compressão, filtragem e secagem;
- ➔ O outro mostra o desenvolvimento tecnológico e dimensionamento dos componentes para realizar tais funções.

As fontes de ar comprimido alimentam os circuitos pneumáticos, que incluem válvulas e cilindros interligados através de tubulações, com objetivo de converter, de forma controlada, a energia pneumática em energia mecânica linear, de translação ou de rotação. O circuito pneumático é entendido como parte de um sistema pneumático, o qual engloba também os sensores, controladores, circuitos elétricos e outros componentes que viabilizam a automação ou controle de um processo.

A pneumática vem ampliando cada vez mais sua presença na indústria em face da capacidade de realizar ações rápidas e de forma segura, principalmente quando se trata de servir como atuação mecânica em equipamentos com ciclos operacionais complexos.

Atualmente existem várias aplicações da pneumática no meio industrial e mesmo na nossa vida diária. Entre alguns exemplos de aplicações atuais de pneumática podemos citar:

- prensas pneumáticas;
- dispositivos de fixação de peças em máquinas ferramenta e esteiras;
- acionamento de portas de um ônibus urbano ou dos trens do metrô;
- sistemas automatizados para alimentação de peças;
- robôs industriais para aplicações que não exijam posicionamento preciso;
- freios de caminhão;
- parafusadeiras e lixadeiras;
- broca de dentista;
- pistola de pintura;



Parafusadeira



Prensa Pneumática

6.2) Vantagens da Pneumática

- 1) Incremento da produção com investimento relativamente pequeno.
- 2) Redução dos custos operacionais. (A rapidez nos movimentos pneumáticos e a libertação do operário, homem, de operações repetitivas possibilitam o aumento do ritmo de trabalho, aumento de produtividade e, portanto, um menor custo operacional).
- 3) Robustez dos componentes pneumáticos. (A robustez inerente aos controles pneumáticos torna-os relativamente insensíveis a vibrações e golpes, permitindo que ações mecânicas do próprio processo sirvam de sinal para as diversas seqüências de operação. São de fácil manutenção).
- 4) Facilidade de implantação. (Pequenas modificações nas máquinas convencionais, aliadas à disponibilidade de ar comprimido, são os requisitos necessários para implantação dos controles pneumáticos).
- 5) Resistência a ambientes hostis. (Poeira, atmosfera corrosiva, oscilações de temperatura, umidade, submersão em líquidos, raramente prejudicam os componentes pneumáticos, quando projetados para essa finalidade).
- 6) Simplicidade de manipulação. (Os controles pneumáticos não necessitam de operários superespecializados para sua manipulação).
- 7) Segurança. Como os equipamentos pneumáticos envolvem sempre pressões moderadas, tornam-se seguros contra possíveis acidentes, quer no pessoal, quer no próprio equipamento, além de evitarem problemas de explosão.
- 8) Redução do número de acidentes. A fadiga é um dos principais fatores que favorecem acidentes, a implantação de controles pneumáticos reduz sua incidência (liberação de operações repetitivas).

6.3) Desvantagens da Pneumática

- 1) O ar comprimido necessita de uma boa preparação para realizar o trabalho proposto: remoção de impurezas, eliminação de umidade para evitar corrosão nos equipamentos, engates ou travamentos e maiores desgastes nas partes móveis do sistema.
- 2) Os componentes pneumáticos são normalmente projetados e utilizados a uma pressão máxima de 1723,6 kPa. (Portanto, as forças envolvidas são pequenas se comparadas a outros sistemas).
- 3) Velocidades muito baixas são difíceis de ser obtidas com o ar comprimido devido às suas propriedades físicas. (Neste caso, recorre-se a sistemas mistos - hidráulicos e pneumáticos).
- 4) O ar é um fluido altamente compressível, portanto, é impossível se obterem paradas intermediárias e velocidades uniformes. (O ar comprimido é um poluidor sonoro quando são efetuadas exaustões para a atmosfera. Esta poluição pode ser evitada com o uso de silenciadores nos orifícios de escape).

A seguir são apresentados os conceitos de geração, preparação e distribuição de ar comprimido, atuadores e válvulas que compõem os sistemas pneumáticos, além de outros dispositivos.

Capítulo 7 – Preparação de ar comprimido

7.1) Introdução

O ar que respiramos é elástico e compressível, ocupa todo o espaço onde está contido, composto principalmente por nitrogênio e oxigênio.

Composição por volume

Nitrogênio 78.09% N₂

Oxigênio 20.95% O₂

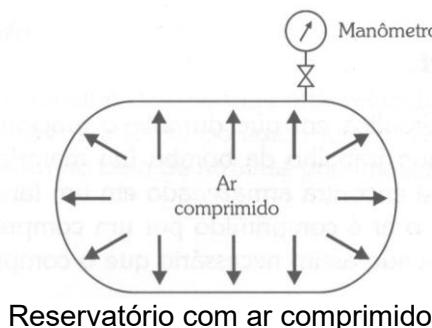
Argônio 0.93% Ar

Outros 0.03%

Para entender as características dos sistemas pneumáticos é necessário estudar esses comportamentos do ar. Para isso são apresentados os seguintes conceitos:

7.2) Pressão

Em termos de pneumática, define-se pressão como sendo a força exercida em função da compressão do ar em um recipiente, por unidade de área interna dele. Sua unidade S.I. é dada em N/m² ou Pa (pascal), embora seja comum ainda a utilização de unidades como (atm, bar, kgf/mm², Psi, etc).



- Manômetro - instrumento utilizado para medir a pressão de fluidos contidos em recipientes fechados.

7.2.1) Pressão atmosférica

A pressão atmosférica é medida pelo peso do ar que está sobre nós, sendo menor quando estamos no topo de uma montanha e maior numa mina. O valor da pressão é influenciado também pelas mudanças nas condições do tempo.

A pressão atmosférica padrão é definida pela Organização Civil Internacional de Aviação. A pressão e a temperatura ao nível do mar é 1013.25 milibar absoluta e 288 K (15°C).



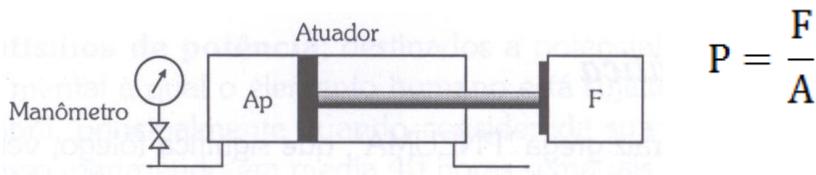
7.2.2) ISO Atmosférico

- Recomendação ISO R 554
- Pressão atmosférica padrão para condicionamento e/ou testando o material, componentes ou equipamentos.
 - 20°C, 65% UR, 860 até 1060 mbar
 - 27°C, 65% UR, 860 até 1060 mbar
 - 23°C, 50% UR, 860 até 1060 mbar
 - Tolerâncias $\pm 2^\circ\text{C} \pm 5\%$ UR
 - Tolerâncias reduzidas $\pm 1^\circ\text{C} \pm 2\%$ UR
- Padrão de referência atmosférico para que testes feitos em outras atmosferas possam ser corrigidos.
 - 20°C, 65% UR, 1013 mbar

A altitude não especificada é tida como uma preocupação somente com o efeito de temperatura, umidade e pressão.

7.2.3) Pressão em um atuador pneumático

É a relação entre a força que se opõe ao movimento de extensão de um atuador e a seção transversal interna dele. (A_p = Área do pistão)



7.2.4) Ar comprimido industrial

- Pressões são medidas em "bar m" (o valor sobre atmosfera).
- Medida zero de pressão é pressão atmosférica.
- Pressão absoluta é usada para cálculos $P_a = P_m + \text{atmosfera}$.
- Para cálculos rápidos supõe-se que 1 atmosfera é 1000 mbar.
- Para cálculo padrão 1 atmosfera é 1013 mbar.



7.2.5) Unidades de Pressão

Há muitas unidades de medidas de pressão. Algumas destas equivalentes estão listadas abaixo:

$$\begin{aligned}1 \text{ bar} &= 100000 \text{ N/m}^2 \\1 \text{ bar} &= 100 \text{ kPa} \\1 \text{ bar} &= 14.50 \text{ psi} \\1 \text{ bar} &= 10197 \text{ kgf/m}^2\end{aligned}$$

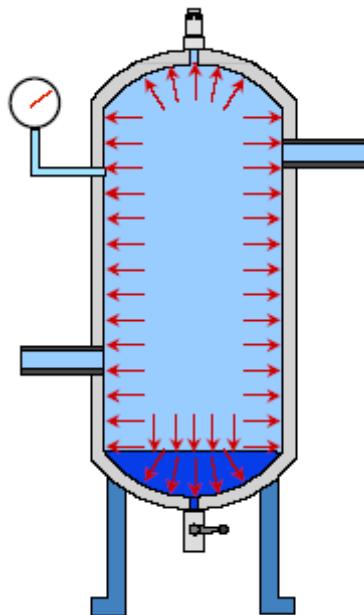
$$\begin{aligned}1 \text{ mm Hg} &= 1.334 \text{ mbar approx.} \\1 \text{ mm H}_2\text{O} &= 0.0979 \text{ mbar approx.} \\1 \text{ Torr} &= 1 \text{ mmHg abs (para vácuo)}\end{aligned}$$

7.2.6) Pressão e Força

O ar comprimido exerce uma força de valor constante para cada superfície de contato interno contida no equipamento de pressão.

O líquido no recipiente será pressurizado e transmitirá esta força.

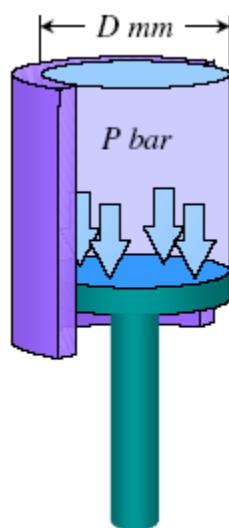
Para cada bar de manômetro, 10 Newtons são exercidos uniformemente para cada cm^2 .



Ar comprimido exercendo força na superfície de contato interno do equipamento de pressão.

A força desenvolvida por um pistão de ar é a área efetiva multiplicada pela pressão – “Princípio de Pascal”;

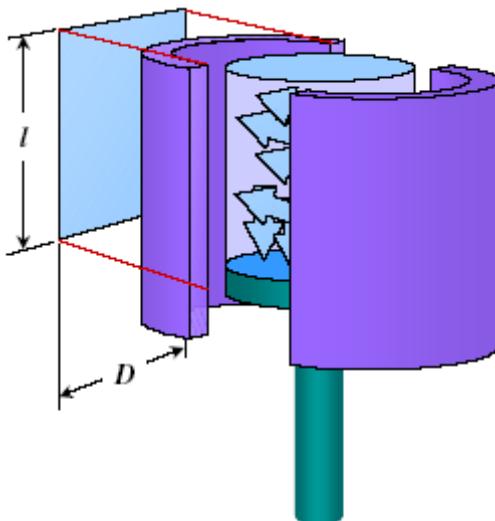
$$\text{Força} = \frac{\pi \cdot D^2}{40} \cdot P \text{ [Newtons]}$$



Força num pistão de ar.

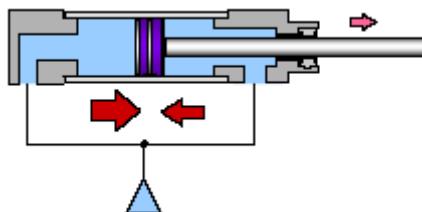
A força contida pelo tubo do cilindro é a área projetada multiplicada pela pressão:

$$\text{Força} = \frac{D \cdot l}{10} \cdot P \text{ [Newtons]}$$



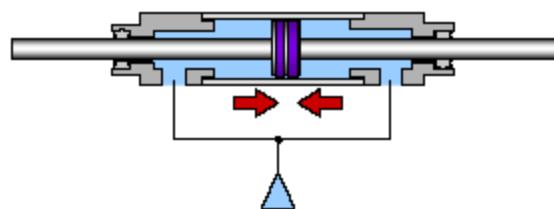
Força contida pelo tubo do cilindro.

Considerando um atuador pneumático com cilindro de dupla ação, o que aconteceria se estivesse conectado a mesma fonte de pressão?



O cilindro se moverá para fora devido à diferença de áreas do pistão.

Porém, se um cilindro de haste dupla é aplicado da mesma forma ele está em balanço, portanto não se moverá em nenhuma direção.

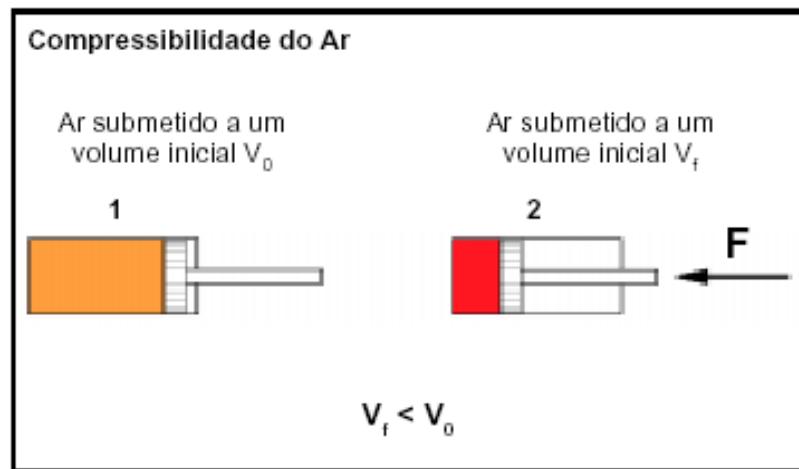


Cilindro de haste dupla, em balanço.

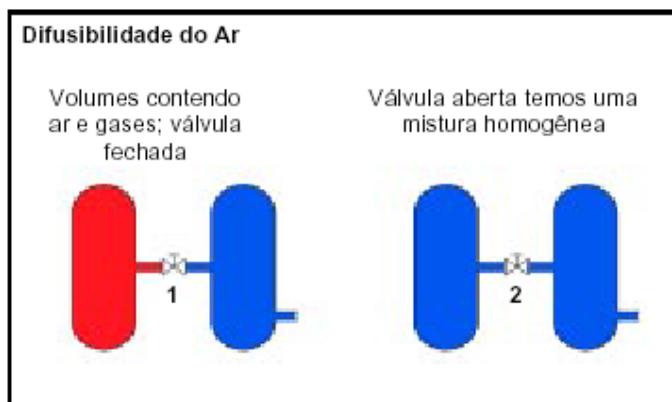
7.3) Propriedades Físicas do Ar

- Compressibilidade** - O ar, assim como todos os gases, tem a propriedade de ocupar todo o volume de qualquer recipiente, adquirindo seu formato, já que não tem forma própria. Assim, podemos encerrá-lo num recipiente com volume determinado e posteriormente provocá-lo a uma redução de volume usando

uma de suas propriedades - a compressibilidade. Podemos concluir que o ar permite reduzir o seu volume quando sujeito à ação de uma força exterior.



- **Difusibilidade**– Propriedade do ar que lhe permite misturar-se homogeneamente com qualquer meio gasoso que não esteja saturado.



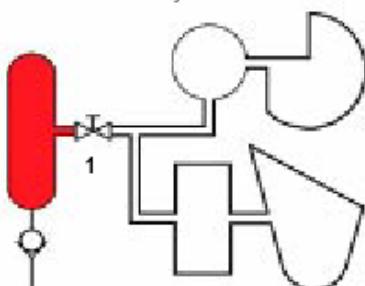
- **Elasticidade** - Propriedade que possibilita ao ar voltar ao seu volume inicial uma vez extinto o efeito (força) responsável pela redução do volume.



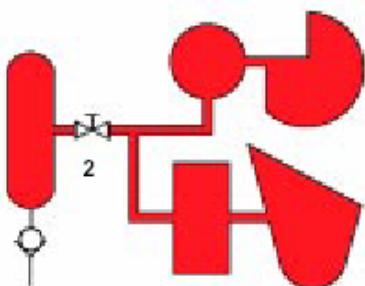
- **Expansibilidade** -Propriedade do ar que lhe possibilita ocupar totalmente o volume de qualquer recipiente, adquirindo o seu formato.

Expansibilidade do Ar

Possuímos um recipiente contendo ar;
a válvula na situação 1 está fechada



Quando a válvula é aberta o ar expande,
assumindo o formato dos recipientes;
porque não possui forma própria



7.4) Ar comprimido

Ar comprimido limpo é essencial em indústrias de processamento de alimentos, eletrônica, equipamentos hospitalares e odontológicos, indústria fotográfica, fábricas de plásticos e na instrumentação. Ar limpo nessas e em outras aplicações significa mais do que apenas ar isento de contaminação por partículas sólidas. O ar utilizado nessas indústrias deve também estar isento de aerossóis de água e de óleo contaminantes, que fogem do raio de ação dos sistemas de filtragem convencionais.

Os contaminantes que causam maiores problemas em circuitos de ar comprimido são: água, óleo e partículas sólidas. O vapor de água está presente em todo ar comprimido e se torna mais concentrado devido ao processo de compressão. Um compressor de 25 HP que produz 170 Nm³/h (100 SCFM) a uma pressão de 7 bar (102 psig) pode produzir 68 litros (18 galões) de água por dia. Partículas de água em suspensão no ar comprimido variam de 0,05 a 10 mm. Embora sistemas de secagem de ar possam ser usados eficientemente para a remoção de água do ar comprimido, tais sistemas não removem o contaminante líquido do ar: o óleo.

O óleo, que está presente em circuitos de ar comprimido, é introduzido em grande escala no fluxo de ar através do compressor. A quantidade de óleo introduzida desta forma varia com o tipo de compressor utilizado. As estimativas de teor de hidrocarbonetos encontrados na saída de ar de compressores típicos são em partes por milhão (ppm):

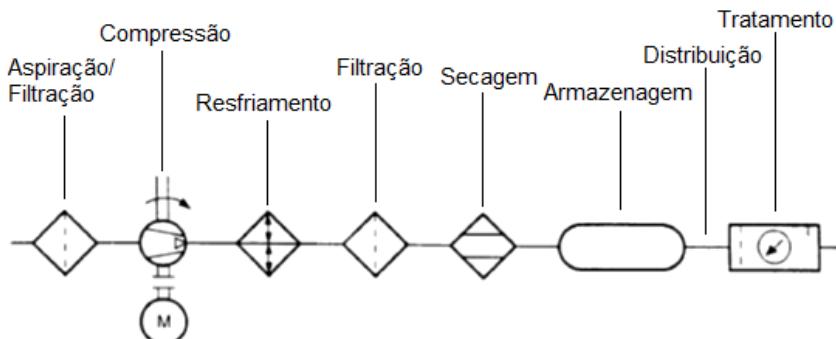
Compressor de Parafuso	25 a 75 ppm a 93°C (200°F)
Compressor de Pistão	5 a 50 ppm a 177°C (350°F)
Compressor Centrífugo	5 a 15 ppm a 145°C (300°F)

A uma concentração de 25 ppm, um compressor fornecendo 170 Nm³/h (100 SCFM) durante 35 horas introduzirá 224 gramas de óleo no circuito pneumático. Mesmo utilizando-se um compressor de funcionamento a seco (sem óleo), a contaminação por óleo encontrada no fluxo de ar continua sendo um problema porque o ar ambiente pode conter de 20-30 ppm de hidrocarbonetos em suspensão originários de fontes industriais e da queima de combustíveis. Compressores a seco podem expelir aproximadamente 100 ppm de hidrocarbonetos durante o ciclo de compressão.

7.5) Sistema de Produção e Preparação do Ar Comprimido

A figura mostra as etapas que o ar comprimido passa desde a sua geração e tratamento até ser distribuído nas máquinas. Em geral, o ar comprimido é produzido de forma centralizada e distribuído na fábrica. Para atender às exigências de qualidade, o ar após ser comprimido sofre um tratamento que envolve:

- Filtração;
- Resfriamento;
- Secagem;
- Separação de impurezas sólida e líquidas inclusive vapor d'água.



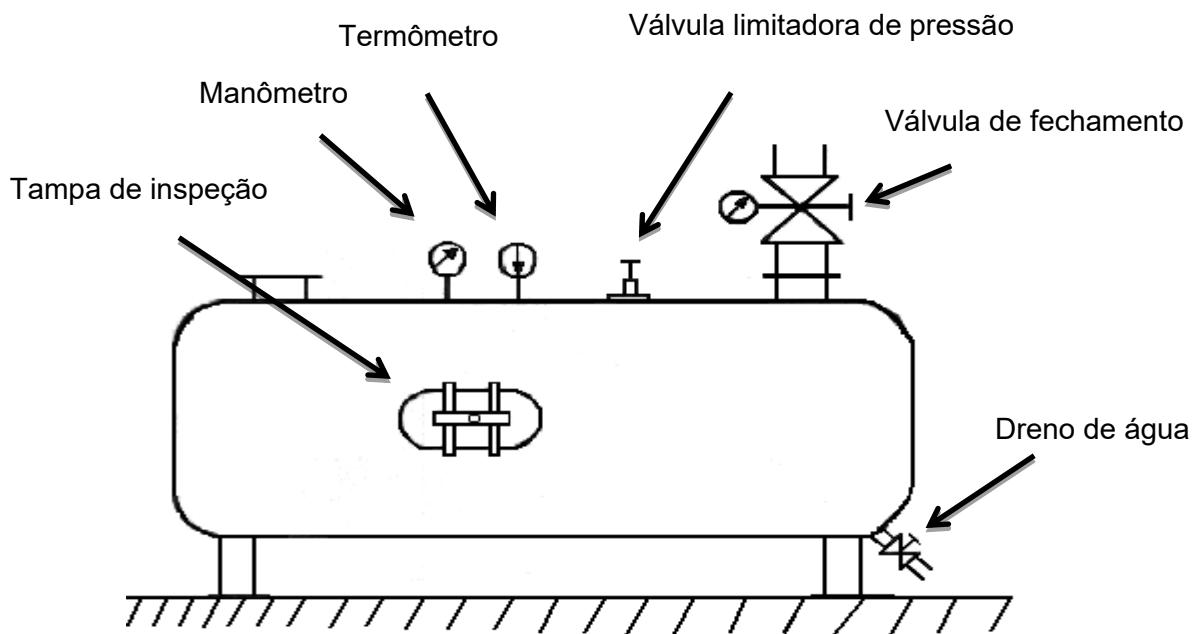
Geração, tratamento e distribuição do ar comprimido.

Nessa figura cada equipamento por onde o ar passa é representado, por um símbolo. Em pneumática existe uma simbologia para representar todos os equipamentos pneumáticos. Assim estão representados na figura, por exemplo, os símbolos do filtro, compressor, motor (elétrico ou de combustão), resfriador, secador e reservatório.

7.5.1) Função do Reservatório

O reservatório serve para a estabilização da distribuição do ar comprimido. Ele nivela as oscilações de pressão na rede distribuidora e quando há um momento alto consumo de ar, é uma garantia de reserva.

A grande superfície do reservatório refrigera o ar suplementar. Por isso se separa, diretamente no reservatório, uma parte da umidade do ar como água.



7.5.2 Dimensionamento de Um Reservatório

O tamanho de um reservatório de ar comprimido depende de:

- Volume fornecido;
- Consumo de ar;
- Rede distribuidora (volume suplementar);
- Tipo de regulagem;
- Diferença de pressão da rede desejada.

Impureza

Na prática, sempre se encontram exemplos em que se dá muito valor à boa qualidade do ar comprimido.

A impureza em forma de partículas de sujeira ou ferrugem, de restos de óleo e umidade provoca em muitos casos interrupção nas instalações pneumáticas, podendo ainda destruir os elementos pneumáticos.

A separação grossa da água condensada se faz através do separador, logo após o refrigerador.

A separação fina, filtragem e um possível outro tratamento do ar comprimido são feitos no lugar de trabalho.

É de grande importância dar a maior atenção à umidade eventualmente presente no ar comprimido.

A água (umidade) já entra na rede juntamente com o ar aspirado pelo compressor. O grau de umidade depende em primeiro lugar da umidade relativa do ar que está na dependência da temperatura do ar e da situação atmosférica.

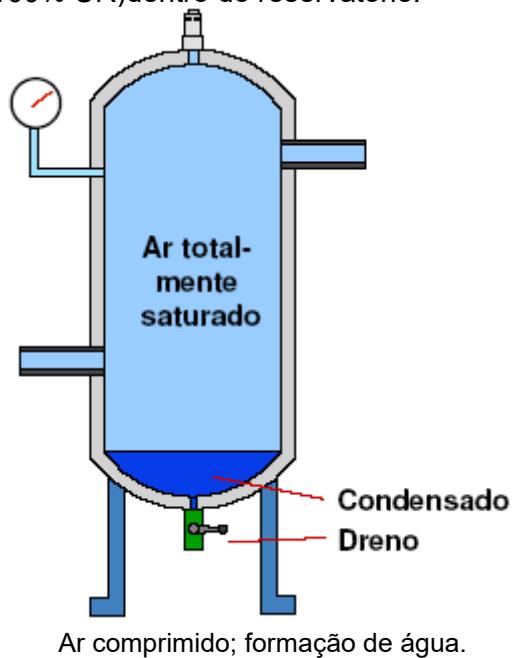
$$Umidade Relativa = 100 \cdot \frac{Umidade Absoluta}{Quantidade de Saturação}$$

A umidade absoluta é a quantidade de água encontrada em 1Nm³ de ar.

A quantidade de saturação é a quantidade de água admitida por 1Nm³ a uma certa temperatura.

7.6) Água no Ar Comprimido

Quando o ar é comprimido certa quantidade de água é formada. A mistura natural devapor d'água contida na atmosfera é comprimida como numa esponja. O ar ainda fica completamente saturado (100% UR) dentro do reservatório.



A quantidade de vapor d'água contida é uma porcentagem do ar atmosférico e é medida em Umidade Relativa (%UR). Esta porcentagem é a proporção máxima de água que pode ser mantida em forma de vapor à uma determinada temperatura.

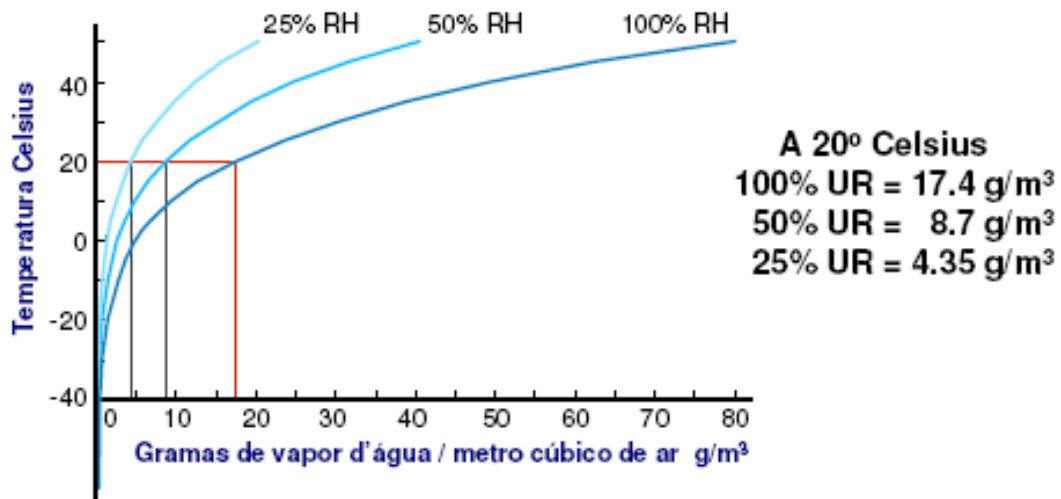
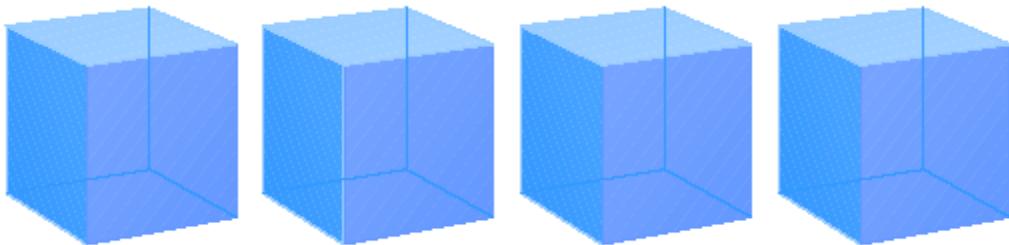


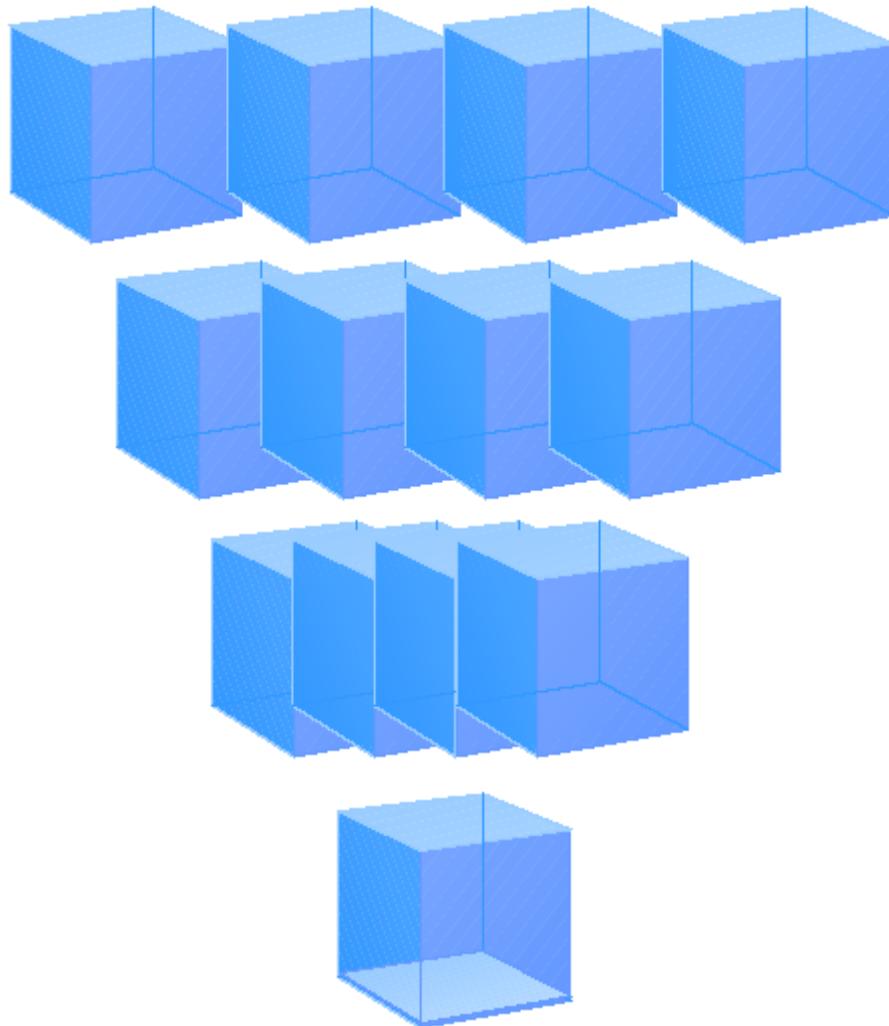
Gráfico “Temperatura x metro cúbico de ar” para diferentes UR.

A ilustração abaixo mostra 4 cubos. Cada um representando 1 metro cúbico de ar atmosférico à 20°C. Cada um destes volumes estão com uma umidade relativa de 50% (50%UR). Isto significa que eles contém 8,7 gramas de vapor d'água, ou seja metade do máximo possível (17,4 gramas).



Cubos de 1 m³ de ar atmosférico a 20°C e 50% UR.

Quando o compressor comprimir estes quatro metros cúbicos em 1 metro cúbico haverá 4 vezes 8,7 gramas, massomente 2 vezes 8,7 gramas ficarão em forma de vapor nonovo espaço de 1 m³. As outras 2 serão condensadas emgotas d'água.



Compressão dos cubos no volume de 1 m³.

- 4 metros cúbicos de ar à 1 bar de pressão atmosférica contidos em um espaço de 1 m³ produzem uma pressão de 3 mbar.

- 17,4 gramas de água permanecem como vapor produzindo 100% URe 17,4 gramas em forma de água condensada.
- Este é um processo contínuo de tal forma que cada vez que a pressão aumentar em 1 bar, um metro cúbico de ar é comprimido adicionando 8,7 gramas de água condensada.

7.6.1) Secagem do Ar

A presença de umidade no ar comprimido é sempre prejudicial para as automatizações pneumáticas, pois causa sérias consequências. É necessário eliminar ou reduzir ao máximo esta umidade. O ideal seria eliminá-la do ar comprimido de modo absoluto, o que é praticamente impossível. Ar seco industrial não é aquele totalmente isento de água; é o ar que, após um processo de desidratação, flui com um conteúdo de umidade residual de tal ordem que possa ser utilizado sem qualquer inconveniente. Com as devidas preparações, consegue-se a distribuição do ar com valor de umidade baixo e tolerável nas aplicações encontradas. A aquisição de um secador de ar comprimido pode figurar no orçamento de uma empresa como um alto investimento. Em alguns casos, verificou-se que um secador chegava a custar 25% do valor total da instalação de ar. Mas cálculos efetuados mostravam também os prejuízos causados pelo ar úmido:

- substituição de componentes pneumáticos,
- filtros,
- válvulas,
- cilindros danificados,
- impossibilidade de aplicar o ar em determinadas operações como pintura,
- pulverizações,
- os refugos causados na produção de produtos.

Concluiu-se que o emprego do secador tornou-se altamente lucrativo, sendo pago em pouco tempo de trabalho, considerando-se somente as peças que não eram mais refugadas pela produção.

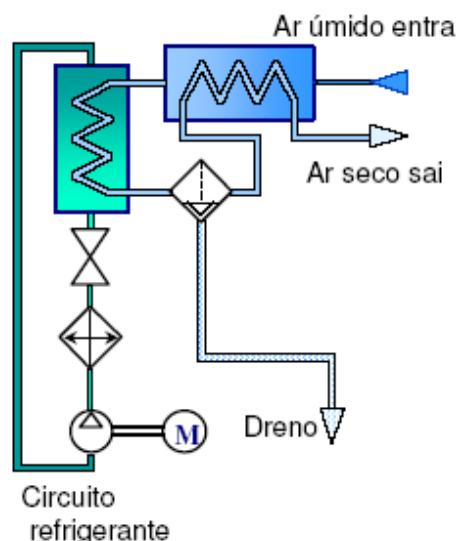
Os meios utilizados para secagem do ar são múltiplos. Vamos nos referir aos três mais importantes, tanto pelos resultados finais obtidos quanto por sua maior difusão.

Secagem por Refrigeração

O método de desumidificação do ar comprimido por refrigeração consiste em submeter o ar a uma temperatura suficientemente baixa, a fim de que a quantidade de água existente seja retirada em grande parte e não prejudique de modo algum o funcionamento dos equipamentos. Além de remover a água, provoca, no compartimento de resfriamento, uma emulsão com o óleo lubrificante do compressor, auxiliando na remoção de certa quantidade.

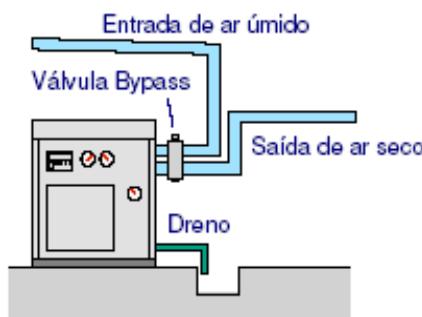
Funcionamento

- 1) O ar úmido entra no primeiro trocador onde é resfriado pelo ar seco que está saindo.
- 2) O ar entra no segundo trocador onde é resfriado.
- 3) O condensado é coletado e drenado.
- 4) Quando o ar resfriado sai, ele é aquecido pelo ar úmido que entra.



Esquema do funcionamento do Secador Refrigerante.

- Para aplicações que necessitam de ar seco
- Um secador de ar pode processar o ar para um ponto de orvalho um pouco acima do congelamento
- É um sistema simples e de baixo custo operacional



Secador Refrigerante.

Se 1 metro cúbico de ar comprimido completamente saturado (100%UR) é resfriado até próximo do ponto de congelamento (aprox. 3°C), 75% do vapor d'água contido no ar será condensado. Quando o ar for reaquecido para 20°C ele estará com aproximadamente 25%UR. (4,35g/ m³)

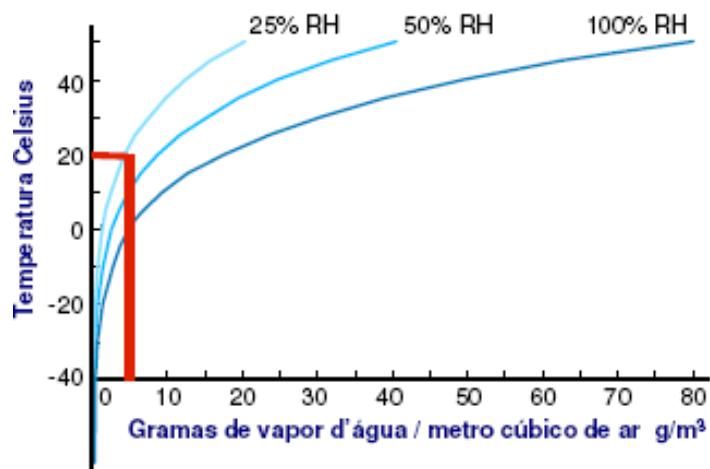
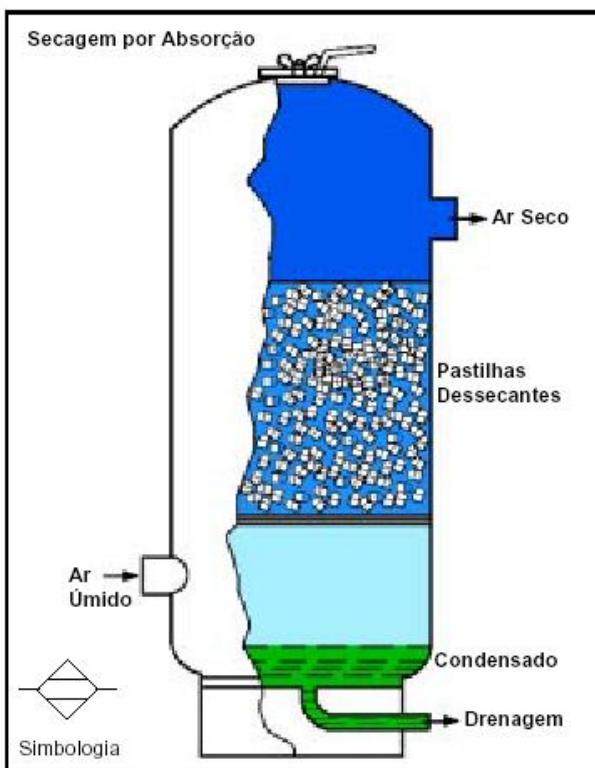


Gráfico “Temperatura x metro cúbico de ar” para diferentes UR.

Secagem Por Absorção

É a fixação de um absorto, geralmente líquido ou gasoso, no interior da massa de um absorto sólido, resultante de um conjunto de reações químicas. Em outras palavras, é o método que utiliza em um circuito uma substância sólida ou líquida, com capacidade de absorver outra substância líquida ou gasosa. Este processo é também chamado de Processo Químico de Secagem, pois o ar é conduzido no interior de um volume através de uma massa higroscópica, insolúvel ou deliquescente que absorve a umidade do ar, processando-se uma reação química. As substâncias higroscópicas são classificadas como insolúveis quando reagem quimicamente com o vapor d'água, sem se liquefazerem. São deliquescentes quando, ao absorver o vapor d'água, reagem e tornam-se líquidas.

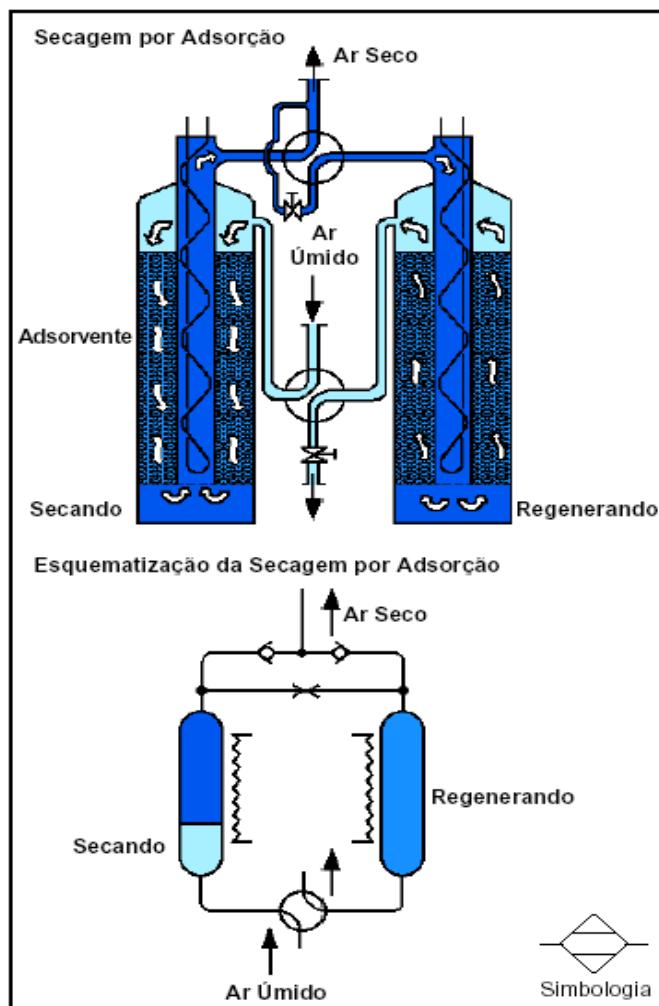


As principais substâncias utilizadas são:
Cloreto de Cálcio, Cloreto de Lítio, Dry-o-Lite.

Com a consequente diluição das substâncias, é necessária uma reposição regular, caso contrário o processo torna-se deficiente. A umidade retirada e a substância diluída são depositadas na parte inferior do invólucro, junto a um dreno, de onde são eliminadas para atmosfera.

Secagem Por Adsorção

É a fixação das moléculas de um adsorvato na superfície de um adsorvente geralmente poroso e granulado, ou seja, é o processo de depositar moléculas de uma substância (ex. água) na superfície de outra substância, geralmente sólida (ex. SiO₂). Este método também é conhecido por Processo Físico de Secagem. É admitido como teoria que na superfície dos corpos sólidos existem forças desbalanceadas, influenciando moléculas líquidas e gasosas através de sua força de atração, admite-se portanto, que as moléculas (adsorvato) são adsorvidas nas camadas mono ou multi-moleculares dos corpos sólidos, para efetuar um balanceamento semelhante à Lei dos Octetos dos átomos. O processo de adsorção é regenerativo; a substância adsorvente, após estar saturada de umidade, permite a liberação de água quando submetida a um aquecimento regenerativo.



7.7) Qualidade do ar

Qualidade do ar filtrado

- ISO 8573-1 Ar comprimido para uso geral.
- Parte 1 Contaminantes e classes de qualidade.
- O número da classe de qualidade indica o nível de contaminação permitida.
- Especifica o nível destes contaminantes:
 - partículas sólidas
 - água
 - óleo
- A classe de qualidade do ar é indicada por três números de qualidade de ar. Ex.: 1.7.1:
 - sólidos 0.1 µm max e 0.1 mg/m³ max.
 - água não especificada.
 - 0.01 mg/m³ max.
- Para obter um baixo ponto de orvalho pressurizado, deve-se usar secadores de ar.

Obs: Ponto de orvalho pressurizado é a temperatura na qual o ar comprimido pode ser resfriado antes do vapor de água no ar começar a condensar tornando-se partículas de água.

Qualidade do ar comprimido

ISO 8573-1

Classe	Sólido		Água	Óleo
	Partícula tamanho máx. μm	Concentração máxima mg/m^3	Pressão máxima Ponto de orvalho $^{\circ}\text{C}$	concentração mg/m^3 (ppm)
1	0.1	0.1	- 70	0.01 (0.0084)
2	1	1	- 40	0.1 (0.084)
3	5	5	- 20	1 (0.84)
4	15	8	+ 3	5 (4.2)
5	40	10	+ 7	25 (21)
6	-	-	+ 10	-
7	-	-	Não especificado	-

Especificações da qualidade do ar comprimido.

7.8) Equipamento de preparação de ar

Quando o ar é comprimido, sua temperatura aumenta consideravelmente. O vapor natural contido no ar (umidade relativa) é concentrado e carregado no processo de compressão. Quando o ar resfria na saída do compressor a água condensa deixando o ar com muita umidade. Partículas sólidas também estão presentes, e podem ser fragmentos do óleo queimado do compressor e poeira aspirada pelo mesmo.

A preparação de ar comprimido consiste em reduzir a temperatura, remover água e sólidos, controlando a pressão e em muitos casos acrescentar lubrificante.

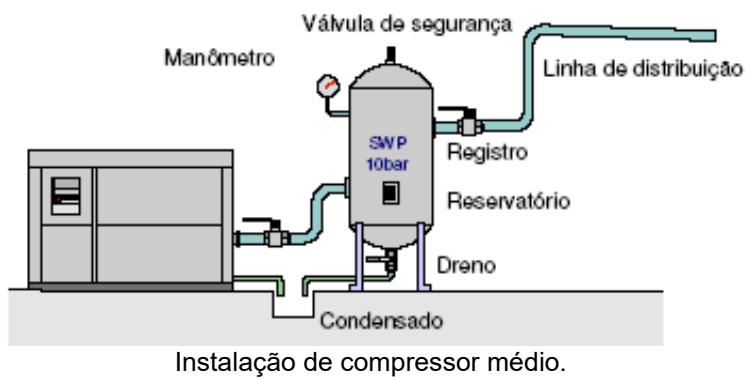
Neste caso, o beneficiamento do ar comprimido consiste no seguinte: **filtragem, regulagem da pressão e introdução de uma certa quantidade de óleo para a lubrificação** de todas as partes mecânicas dos componentes pneumáticos. A utilização desta unidade de serviço é indispensável em qualquer tipo de sistema pneumático, do mais simples ao mais complexo. Ao mesmo tempo em que permite aos componentes trabalharem em condições favoráveis, prolonga a sua vida útil.

Produção de Pressão

- Existem compressores desde menos de 1l/s, até compressores múltiplos gerando centenas de metros cúbicos por hora.
- Tamanhos são definidos como segue:
 - Pequenos compressores são até 40 litros por segundo e potência menor que 15 kW.
 - Compressores médios são entre 40 e 300 litros por segundo e potência entre 15 e 100 kW.
 - Compressores grandes são qualquer valor acima do limite médio.

Instalação de Compressor

A figura abaixo mostra uma instalação típica de um compressor médio. A instalação contém um reservatório para suavizar a pulsação e facilitar a retirada de condensado.



Instalação de compressor médio.

Localização do Compressor

Altas temperaturas são produzidas na compressão, por isso, um resfriador eficiente é importante. A casa do compressor deve ser bemventilada e localizada do lado externo. Deve haver um filtro de entrada para aspirar ar limpo e seco emanter fora:fumaça de veículos, solventes de pintura e outros contaminantes. É necessário evitar locais que tenham grande umidade como próximo a rios ou canais, como também locais onde o vento possa trazer poeira. A captação de ar deve ser protegida contrachaminés e não ficar exposta ao tempo.

7.8.1) Distribuição

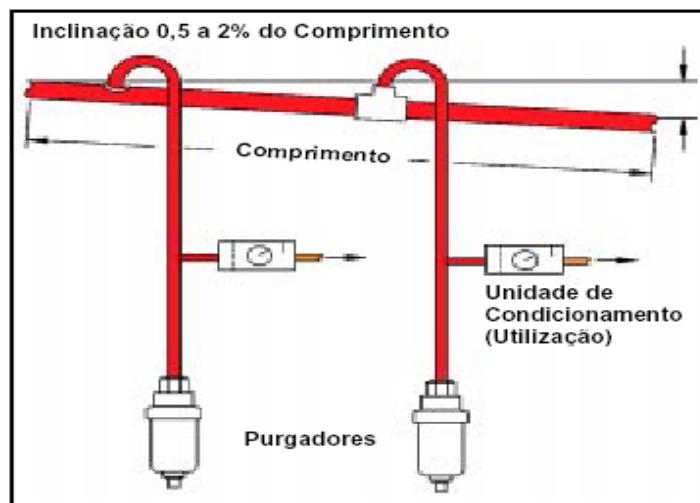
A instalação é feita em anel, havendo um purgador em cada canto para coletar e drenar a água, tubo com inclinação para os cantos, tomadas de ar por cima para evitar a descida da água e FRL (filtro, regulador e lubrificador) antes de cada aplicação.



Distribuição dos componentes na instalação.

Devem ser sempre feitas pela parte superior da tubulação principal, para evitar os problemas de condensado já expostos. Recomenda-se ainda que não se realize a utilização

direta do ar no ponto terminal do tubo de tomada. No terminal, deve-se colocar uma pequena válvula de drenagem e a utilização deve ser feita um pouco mais acima, onde o ar, antes de ir para a máquina, passa através da unidade de condicionamento



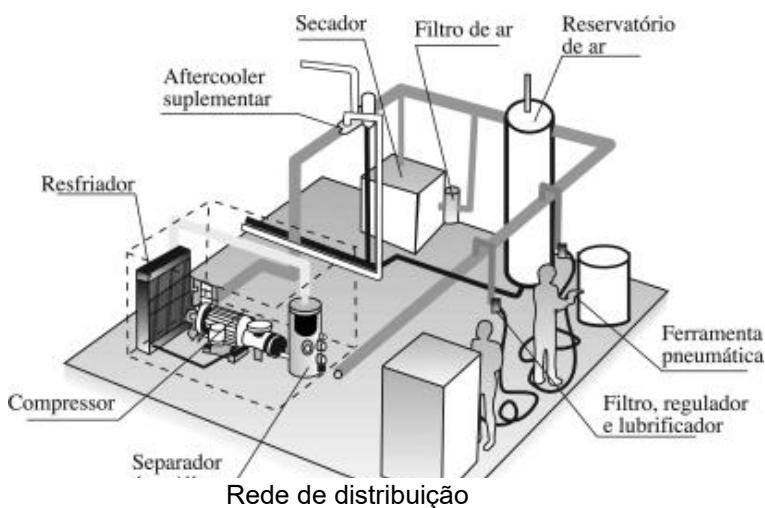
Rede de distribuição

A rede de distribuição de ar comprimido compreende todas as tubulações que saem do reservatório passando pelo secador e que unidas, orientam o ar comprimido até os pontos individuais de utilização. A rede possui duas funções básicas:

- Funcionar como um reservatório para atender as exigências locais.
- Comunicar a fonte com os equipamentos consumidores.

Numa rede distribuidora, para que haja eficiência, segurança e economia, são importantes três pontos:

- Baixa queda de pressão entre a instalação do compressor e os pontos de utilização;
- Apresentar o mínimo de vazamento;
- Boa capacidade de separação do condensado em todo o sistema.



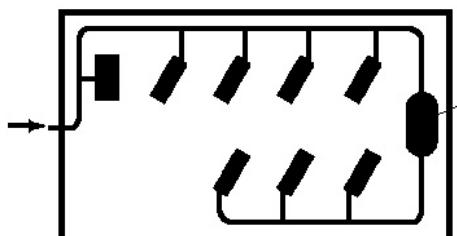
Layout

O posicionamento dos equipamentos e tomadas que receberão alimentação pneumática deverá estar definido, para que seja possível a confecção dos projetos e

desenhos. Estes trarão consigo comprimento das tubulações, diâmetros, ramificações, pontos de consumo, pressão destes pontos, posições das válvulas, curvaturas etc. Através dos projetos, pode-se então definir o melhor percurso da tubulação, acarretando menor perda de carga e proporcionando economia.

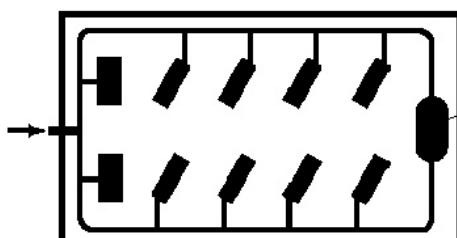
Rede de distribuição em Anel aberto

Assim chamada por não haver uma interligação na rede. Este tipo facilita a separação do condensado, pois ela é montada com certa inclinação, na direção do fluxo, permitindo o escoamento para um ponto de drenagem.



Rede de distribuição em Anel fechado

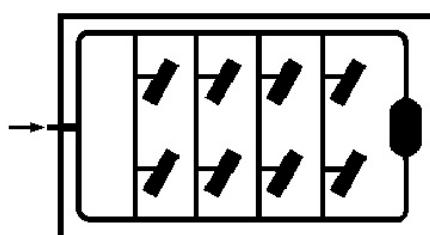
Geralmente as tubulações principais são montadas em circuito fechado. Este tipo auxilia na manutenção de uma pressão constante, proporciona uma distribuição mais uniforme do ar, pois o fluxo circula em duas direções.



Rede de distribuição Combinada

A rede combinada também é uma instalação em circuito fechado, a qual, por suas ligações longitudinais e transversais, oferece a possibilidade de trabalhar com ar em qualquer lugar.

Mediante válvulas de fechamento existe a possibilidade de fechar determinadas linhas de ar comprimido quando as mesmas não forem usadas ou quando for necessário pô-las fora de serviço por razões de reparação e manutenção. Também pode ser feito um controle de estanqueidade

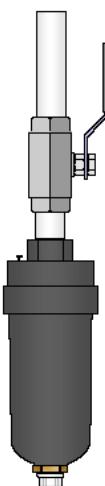


Purgador Automático

Deve haver um purgador automático em cada canto.

A água é drenada automaticamente quando a pressão está presente e também quando desligada.

O purgador deve ser montado com válvula de isolamento para manutenção. Ele incorpora uma tela para reter grandes partículas e inclui uma válvula de sangria para despressurizar o copo.



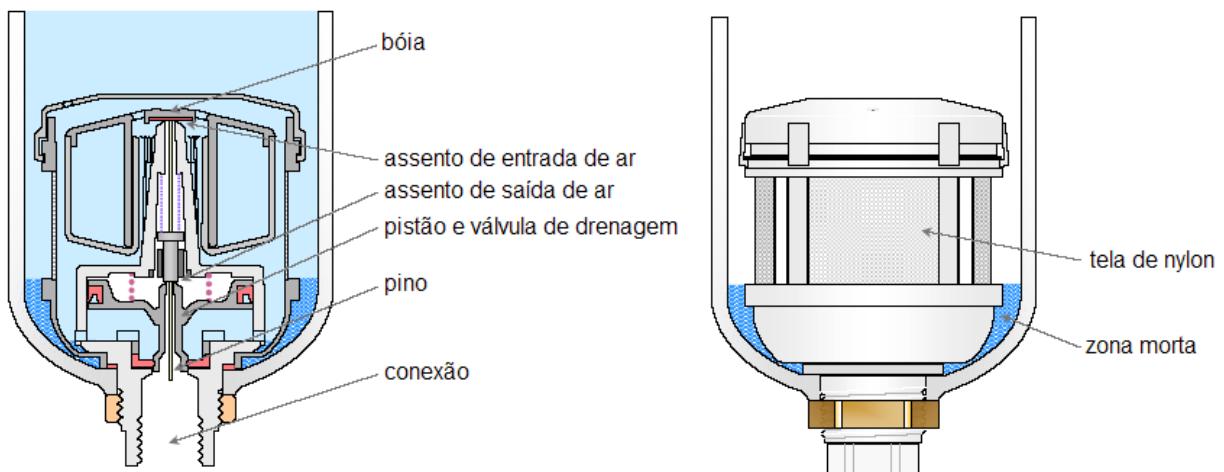
Purgador Automático.

Dreno Automático

Quando o nível de águasobe a válvula abre para drenar e fecha novamente. Quando não há pressão aválvula abre para drenar.

O dreno é montado nos filtros e purgadores e é constituído de:

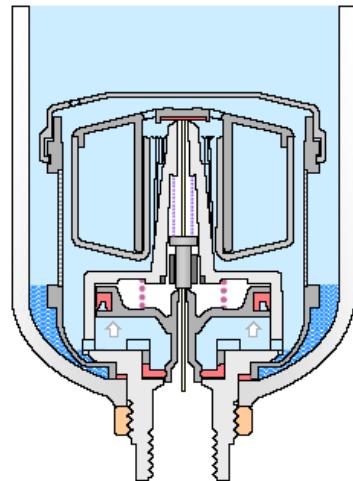
- Tela de nylon de 500 μ m para evitar o entupimento por partículas sólidas.
- "Zona morta" para depositar as partículas grandes.
- Bóia com válvula para equalizar as forças, com guia interna para evitar rotação.
- Assento de entrada de ar.
- Assento de saída de ar.
- Pistão e válvula de drenagem.
- Pino para acionamento manual do dreno.
- Conexão para tubo de drenagem.



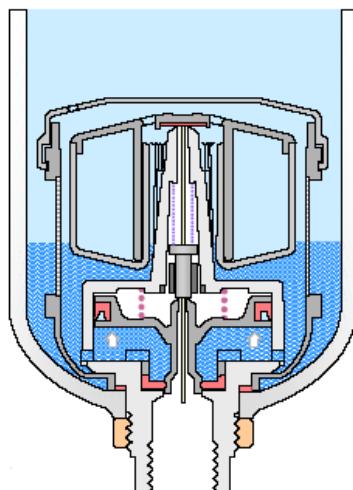
Componentes do dreno automático.

Funcionamento:

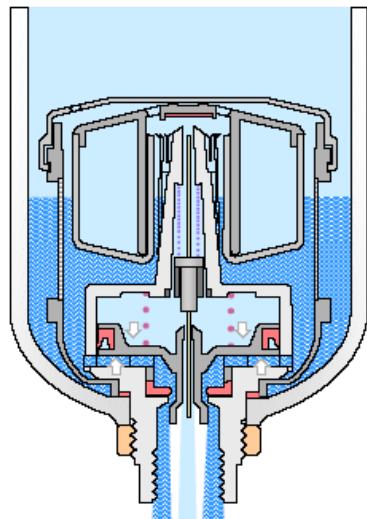
- Quando o ar entra no copo, a pressão sobe o pistão, que abre o assento de entrada para equalizar as forças e fechar a válvula de drenagem. A equalização ocorre com uma diferença de 5psig entre o lado superior e inferior do pistão, devido à força da mola.
- A bóia vedo o ar no topo do pistão.
- O assento de saída está fechado.



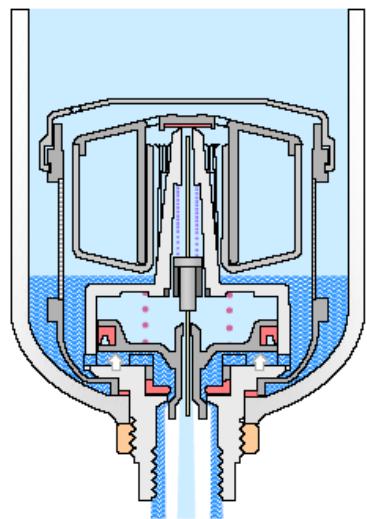
- O nível de água sobe, mas não é suficiente para levantar a bóia.
- A força que mantém a bóia para baixo é a pressão exercida na área do assento de entrada.
- A água assume a mesma pressão do ar.



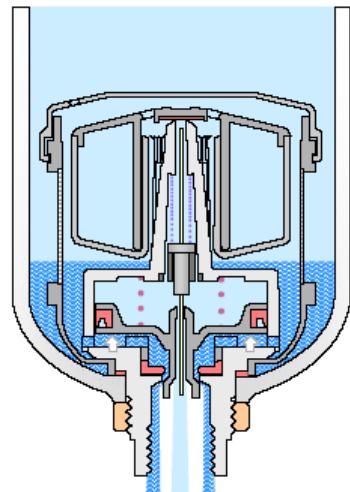
- A água sobe o suficiente para levantar a bóia.
- A pressão no topo do pistão é igualizada com o lado inferior.
- A força da mola empurra o pistão para baixo, abrindo o dreno.
- A água é drenada sob pressão.
- O assento de saída abre, mas a entrada de ar é mais rápida e mantém o pistão aberto.



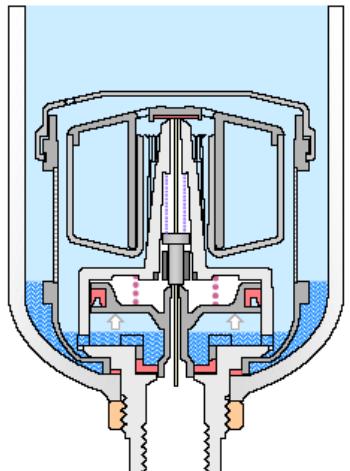
- A bóia desce e veda o assento de entrada de ar.
- A água ainda está sendojetada enquanto o drenofecha lentamente.
- O pistão é empurrado para cima lentamente contra a pressão do topo enquanto o ar interno sai pelo restrito assento desaída até a posição de equilíbrio.



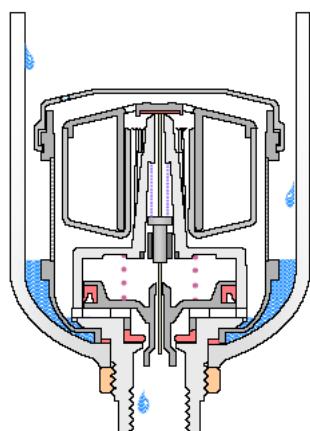
- O pistão na posição superior fecha o dreno.
- O ciclo é repetido toda vez que a água levantar a bóia.



- O pistão na posição superior fecha o dreno.
- O ciclo é repetido todavez que a água levantar abóia.



- Quando o sistema é despressurizado, a mola empurra o pistão para baixo abrindo o dreno.
- A água desce por gravidade e sai pelo dreno que fica aberto.



7.8.2) FRL's

FRL significa filtro, regulador e lubrificador. Dessa forma, quando dizemos FRL estamos nos referindo a estes três itens montados em conjunto. Eles formam a unidade que prepara o ar comprimido exatamente antes do equipamento pneumático.

O FRL proporciona ar limpo e seco, a pressão no nível correto e finas partículas de óleo para lubrificar válvulas, cilindros e ferramentas pneumáticas.

Um método conveniente de usar estes componentes é o sistema modular.

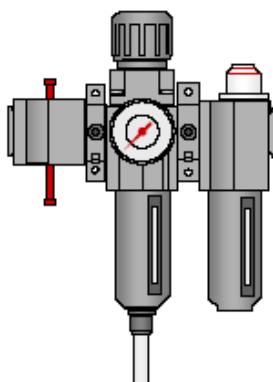
Unidade de Condicionamento

Constituem unidades indispensáveis para o correto funcionamento dos sistemas pneumáticos e para prolongar a vida útil dos componentes. São instalados na linha de alimentação de um circuito, fornecendo ar livre de umidade e impurezas, lubrificado e regulado na pressão necessária, ou seja, nas condições ótimas de utilização. Em resumo, os conjuntos FRL possuem todas as características funcionais e construtivas de cada um dos elementos que os constituem.

A unidade mostrada é composta de:

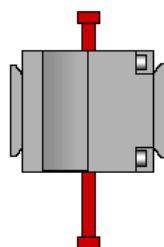
- Válvula de fechamento-bloqueia a entrada e dá exaustão na saída.
- Filtro-regulador combinado com manômetro.
- Lubrificador Micro-Fog.

Conectados por rosca ou sistema de engate rápido



Itens montados em sistema modular Excelon.

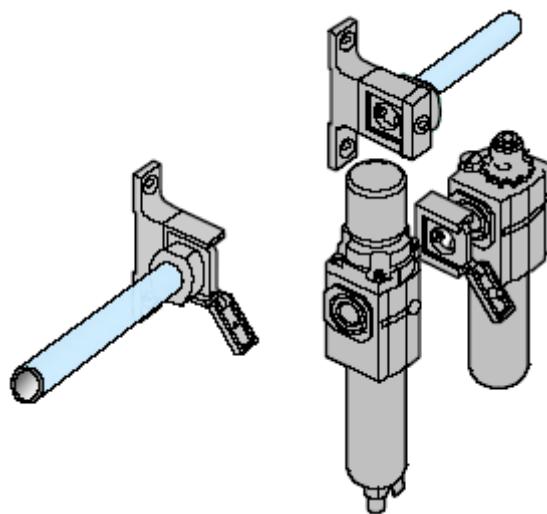
A figura abaixo mostra uma válvula "slide" ação abre/fecha 3/2 conectada através do Sistema Quikclamp paramontagem modular. Pode ser usada em linhas com roscas na entrada e saída e travada por cadeado na posição fechada.



Válvula "slide" ação abre/fecha 3/2.

Unidade Modular

Suportes de parede com Quikclamp e adaptadores para tubo fixam rigidamente o conjunto. As unidades podem ser encaixadas na tubulação pelo Quikclamp e também podem ser rapidamente removidas para manutenção sem mexer na tubulação.

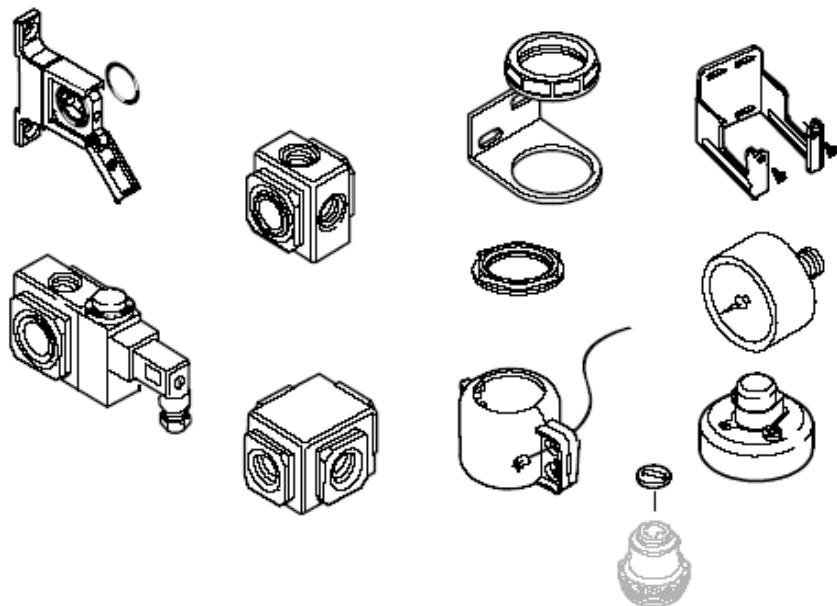


Unidade modular.

Acessórios

Este sistema é extremamente flexível qualquer acessório pode ser unido pelo Quikclamp. Acessórios incluem:

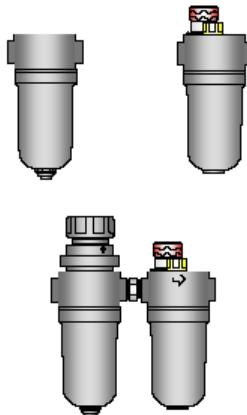
- Bloco de saídas
- Pressostato com saída
- Bloco Manifold
- Válvula de fechamento
- Montagem por pescoço
- Montagem de parede
- Porca para painel
- Manômetro
- Trava para reguladores eválvulas de alívio
- Indicador de vida útil
- Trava para lubrificadores



Acessórios unidos por Quikclamp.

7.8.3) Unidades Básicas com Rosca

Para conexão individual e combinações por nipes. Engloba grande faixa de tipos e bolas. As unidades ilustradas são de 1/4" com nipes.



Unidades com Rosca.

7.8.4) Filtros

Os sistemas pneumáticos são sistemas abertos: o ar, após ser utilizado, é exaurido para a atmosfera, enquanto que a alimentação aspira ar livre constantemente. Este ar, por sua vez, está sujeito à contaminação, umidade e às impurezas procedentes da rede de distribuição. A maioria destas impurezas é retida, como já observamos nos processos de preparação, mas partículas pequenas ficam suspensas e são arrastadas pelo fluxo de ar comprimido, agindo como abrasivos nas partes móveis dos elementos pneumáticos quando solicitada a sua utilização. A filtragem do ar consiste na aplicação de dispositivos capazes de reter as impurezas suspensas no fluxo de ar, e em suprimir ainda mais a umidade presente. É, portanto, necessário eliminar estes dois problemas ao mesmo tempo. O equipamento normalmente utilizado para este fim é o Filtro de Ar, que atua de duas formas distintas:

- Pela ação da força centrífuga.
- Pela passagem do ar através de um elemento filtrante, de bronze sinterizado ou malha de nylon.

Funcionamento do filtro de ar

Descrição -Alta eficiência na remoção de umidade. Devido ao sistema de defletores, a água e as partículas sólidas contidas no ar comprimido são totalmente separadas. A grande superfície do elemento filtrante garante baixa queda de pressão e aumento de sua vida útil.

Operação -O ar comprimido entra pelo orifício no corpo do filtro e flui através do defletor superior (A) causando uma ação de turbilhonamento no ar comprimido. A umidade e as partículas sólidas contidas no ar são jogadas contra a parede do copo (C) devido a uma ação centrífuga do ar comprimido turbilhonado pelo defletor. Tanto a umidade quanto as partículas sólidas escorrem pela parede do copo devido à força da gravidade. O anteparo (B) assegura que a ação de turbilhonamento ocorra sem que o ar passe diretamente através do elemento filtrante. O defletor inferior (E) separa a umidade e as partículas sólidas depositadas no fundo do copo, evitando assim a reentrada das mesmas no sistema de ar comprimido. Depois que a umidade e as maiores partículas sólidas foram removidas pelo processo de turbilhonamento, o ar comprimido flui através do elemento filtrante (D) onde as menores partículas são retidas.

O ar então retorna para o sistema, deixando a umidade e as partículas sólidas contidas no fundo do copo, que deve ser drenado antes que o nível atinja a altura onde possam retornar para o fluxo de ar. Esta drenagem pode ser executada por um “Dreno Manual (F)”, o qual é acionado por uma manopla (G) girando no sentido anti-horário, ou por um “Dreno Automático”, que libera o líquido assim que ele atinja um nível pré-determinado.

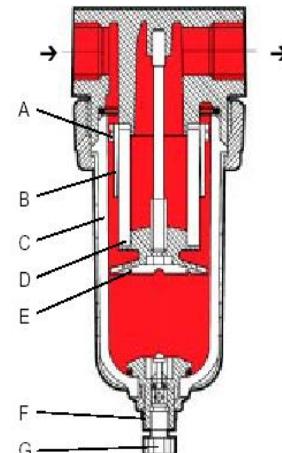
- A - Defletor Superior
B - Anteparo
C - Copo
D - Elemento Filtrante
E - Defletor Inferior
F - Dreno Manual
G - Manopla



Dreno Manual

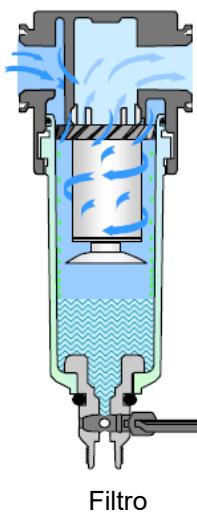


Dreno Automático



Princípio geral

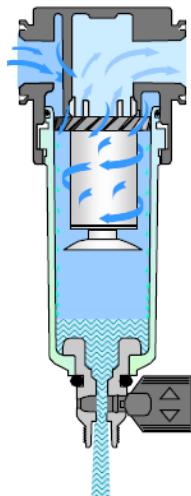
- Separa e coleta os contaminantes;
- Abertas em ângulo forçam o ar a entrar girando no copo, Gotas de água e grandes partículas são jogadas contra o copo e vão para o fundo;
- Um separador evita que a turbulência jogue a água contra elemento filtrante;
- O elemento filtrante retém as partículas finas.



Filtro

Filtro com dreno manual

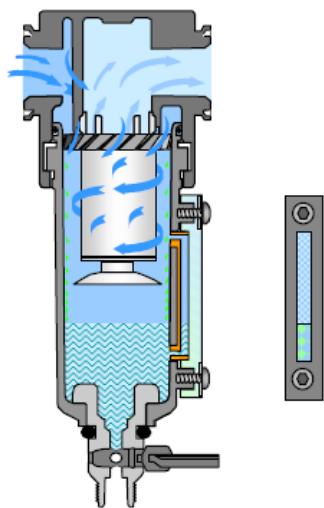
- Inspeção visual diária é requerida para evitar que o nível de água atinja o elemento filtrante;
- O exclusivo dreno de $\frac{1}{4}$ de volta permite ejetar os contaminantes sob pressão;
- A rosca no dreno permite conectar tubo para coletar os contaminantes.



Filtro com dreno manual

Filtro com copo de metal

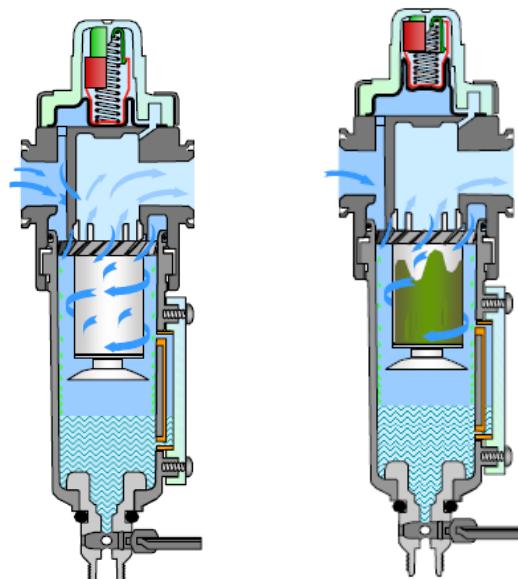
- Para usar em:
 - acima de 50°C
 - acima de 10bar
 - Solventes próximos
- A escolha recomendada para $G\frac{1}{2}$ (diâmetro da rosca) ou maior;
- Copo de metal com lentes prismáticas no visor;
- A refração indica claramente o nível de contaminantes.



Filtro com copo de metal

Filtro com indicador de vida

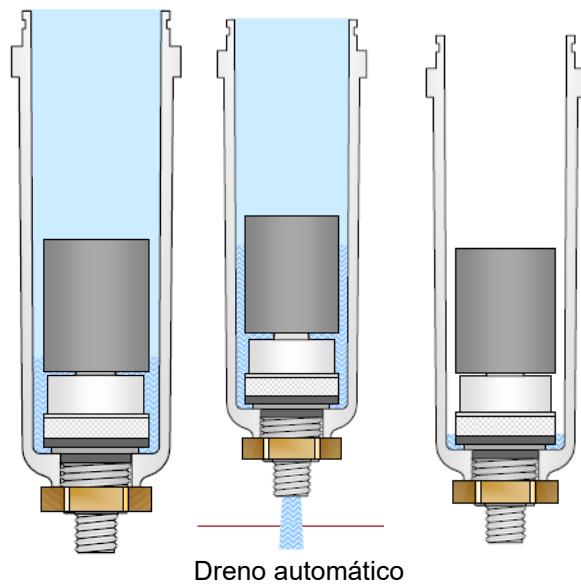
- Quando o elemento filtrante começa a entupir o fluxo decresce;
- A diferença de pressão age levantando o indicador vermelho;
- A primeira indicação aparece a 0,3bar e a total quando atinge 1bar;
- O elemento filtrante deve ser limpo ou trocado.



Filtro com indicador de vida

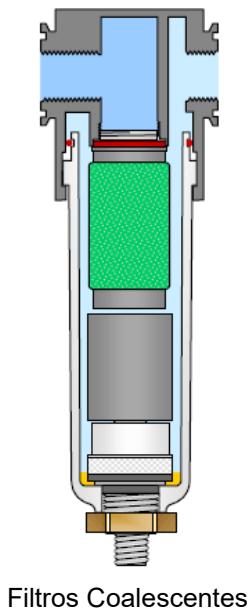
Dreno automático

- Sob pressão a bóia levanta quando o nível de água sobe;
- Isto causa a abertura do dreno e a água é ejetada;
- A bóia desce e o dreno fecha;
- Quando a pressão é desligada o dreno abre automaticamente e a água sai por gravidade.

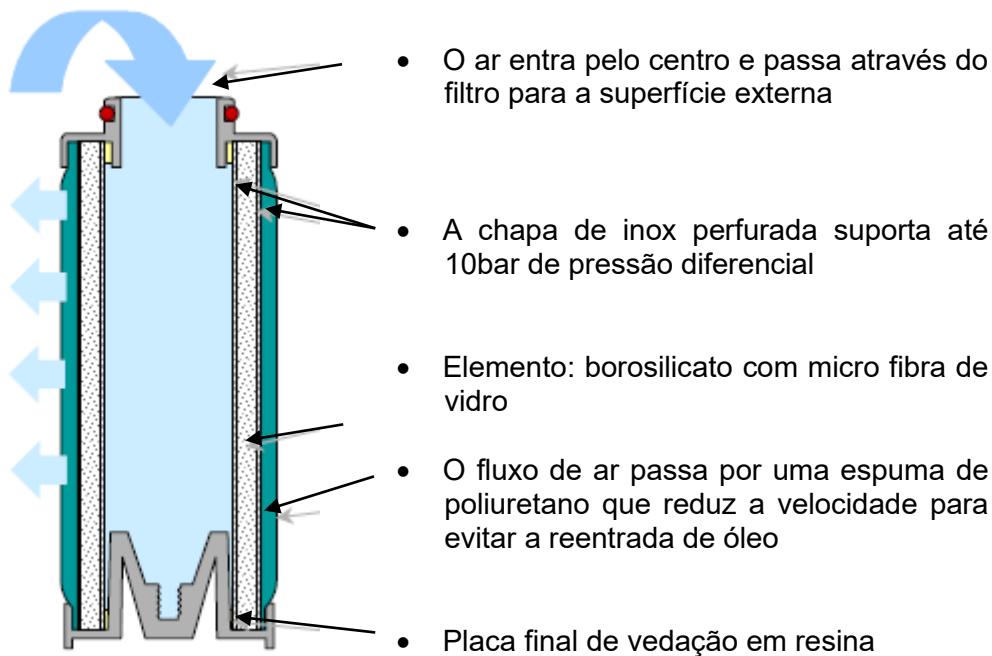


7.8.5) Filtros Coalescentes

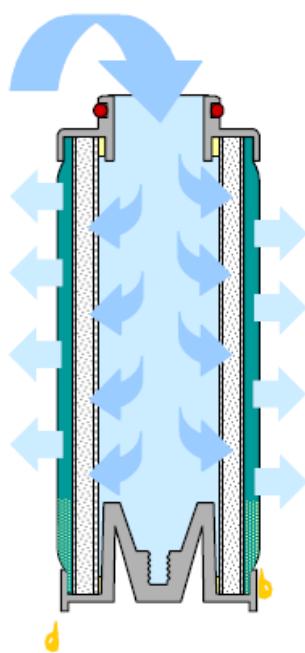
- Para aplicações onde o ar tem que ser excepcionalmente limpo e livre de óleo;
- Para uso em processamento de alimentos, mancais de ar, pinturas, etc;
- Remove partículas submicrométricas de até $0.01\mu\text{m}$;
- Deve ser usado um pré-filtro de $5\ \mu\text{m}$ para proteger o elemento filtrante e aumentar sua vida útil.



Filtros Coalescentes



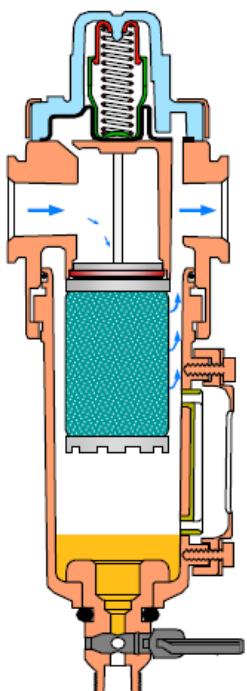
Partículas de óleo em aerossol coalescem (juntam) quando em contato com o filtro. Os caminhos através do filtro são tão finos e complexos que as partículas não podem passar sem contato. O óleo satura e desce para a base do filtro onde goteja para o fundo do copo.



Filtros Coalescentes

As taxas de fluxo são menores que no filtro de ar equivalente, ou seja:

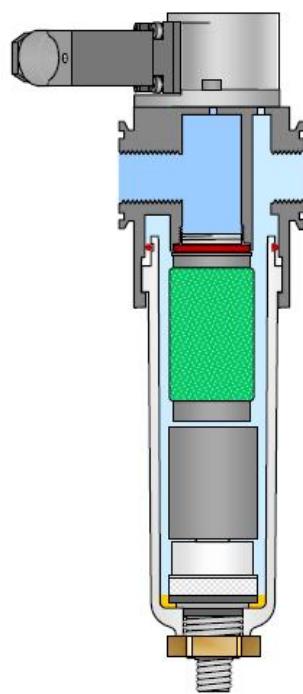
- 28 dm³/s comparado a 83 dm³/s para G¹/₂ a 63bar;
- Os filtros têm uma grande área para manter baixa a velocidade do ar e evitar a reentrada do óleo na linha;
- Indicadores de vida útil monitoram a queda de pressão mostrando quando o filtro deve ser trocado.



Filtros Coalescentes

Indicador de vida útil Elétrico

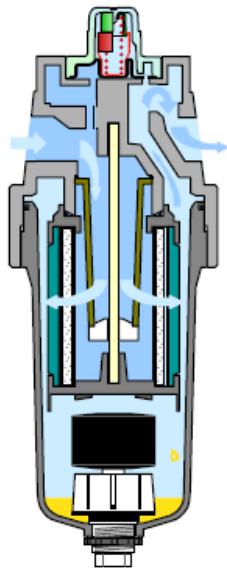
Ideal para indicação remota quando os elementos filtrantes requerem reposição. Pode ser usado para dar sinal remoto sonoro um ou visual. Para aplicações sensíveis podem desligar a máquina ou o processo quando a queda de pressão é excessiva.



Indicador de vida útil elétrico

Alta eficiência em Remoção de óleo

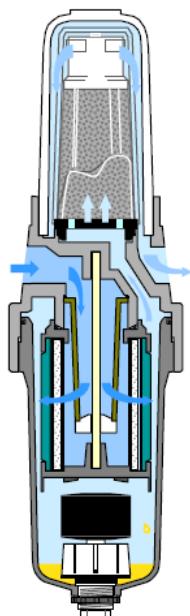
- Elemento coalescente de alta eficiência;
- Conteúdo de óleo remanescente 0.01 ppm máx a + 21°C;
- Remoção de partículas até 0.01 µm;
- Qualidade do ar ISO8573-1 Classe 1.7.2.



Alta eficiência em remoção de óleo

Ultra alta eficiência

- Carvão ativado para remoção de vapor e odor de óleo;
- Uma cor rosada é ativada se o elemento coalescente começar a falhar;
- Conteúdo de óleo remanescente 0.003 ppm máx a + 21°C;
- Remoção de partículas até 0.01 µm;
- Qualidade do ar ISO 8573-1 Classe 1.7.1.

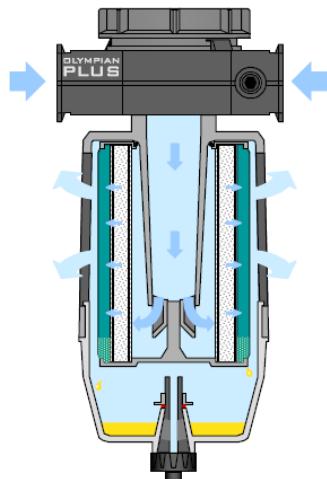


Ultra alta eficiência

Silenciadores coalescentes

- Para final de linha de sistemas pneumáticos;

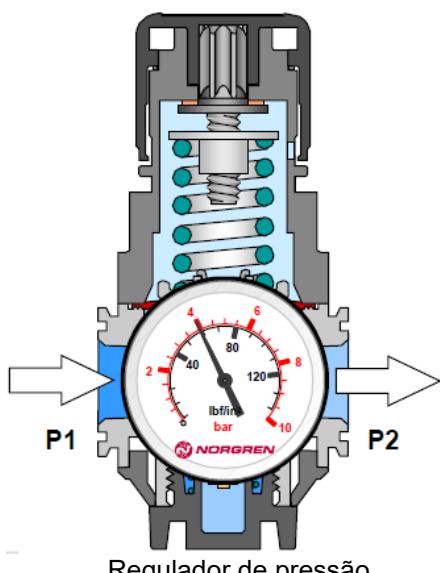
- Remove partículas de óleo que são carregadas para a exaustão;
- Filtro com área grande mantém a velocidade do ar baixa para diminuir os ruídos.



Silenciadores coalescentes

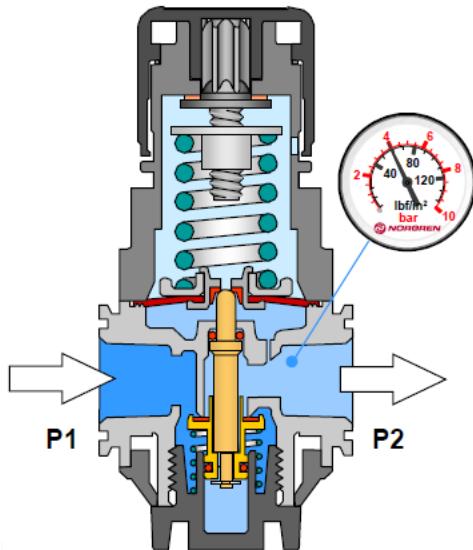
7.8.6) Reguladores de Pressão

Reduz a pressão primária P1 para uma adequada pressão de trabalho P2. Quando não há fluxo a válvula fecha mantendo a pressão P2. Quando há fluxo a válvula abre o suficiente para manter a pressão P2. P2 pode ser ajustada e monitorada pelo manômetro.



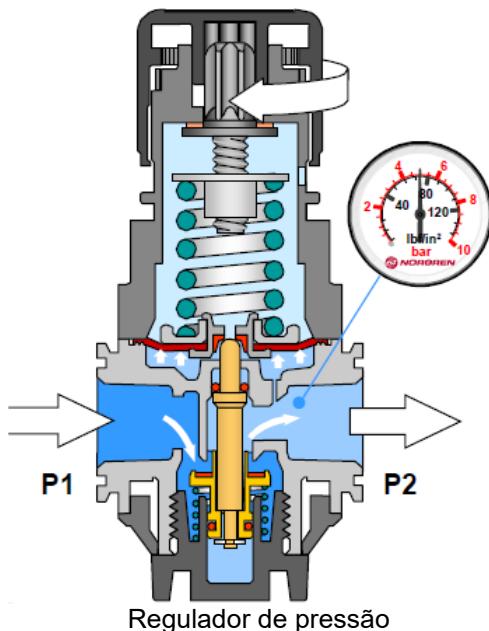
Regulador de pressão

Reduz a pressão primária P1 para uma adequada pressão de trabalho P2. Quando não há fluxo a válvula fecha mantendo a pressão P2. Quando há fluxo a válvula abre o suficiente para manter a pressão P2. A pressão P2 pode ser ajustada e monitorada pelo manômetro.



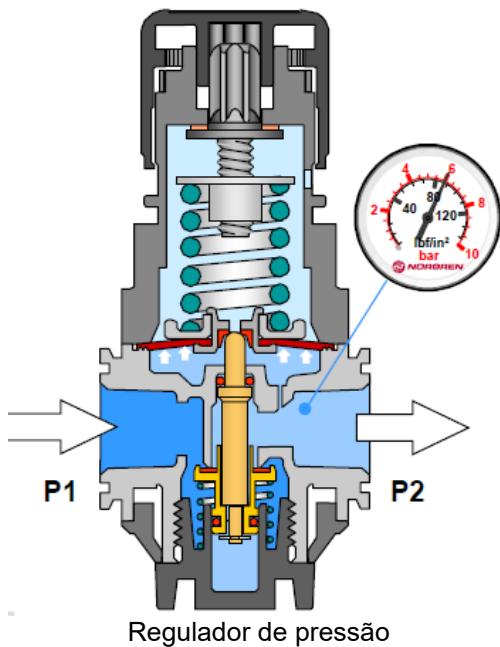
Regulador de pressão

Para aumentar a pressão P2, puxe o botão de ajuste até destravar. Gire no sentido horário até a pressão desejada. A força da mola abre a válvula. A pressão P2 age no diafragma para balancear com a mola e fechar a válvula. Pode ser aplicado em circuito fechado.



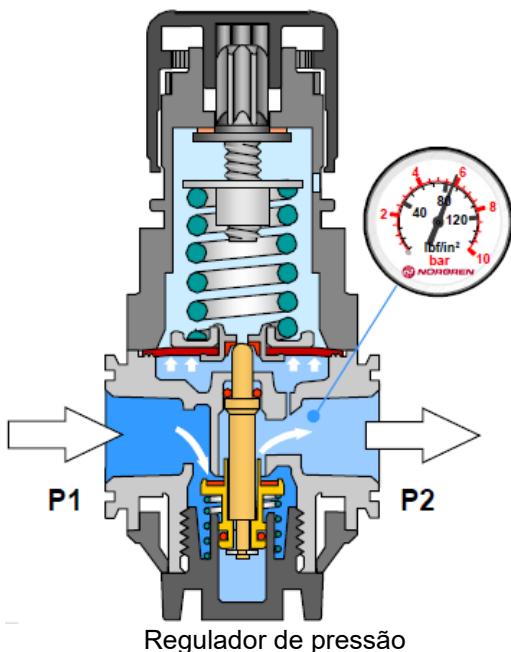
Regulador de pressão

Quando a pressão desejada é alcançada a força do diafragma equaliza com a mola e fecha a válvula. Circuito fechado é uma aplicação onde o consumo de ar não é contínuo. O fluxo de ar é intermitente tal que o sistema enche de ar e estabiliza uma pressão ex. (um cilindro de simples ação)



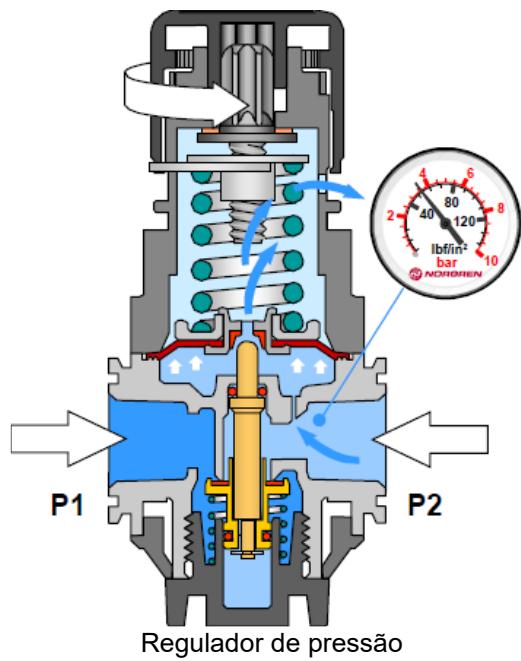
Regulador de pressão

Enquanto o ar está fluindo a válvula fica aberta o suficiente para manter a pressão ajustada à demanda de fluxo. Conforme o fluxo aumenta a pressão sob o diafragma decresce abrindo a válvula para manter o fluxo com a pressão próxima ao valor ajustado.

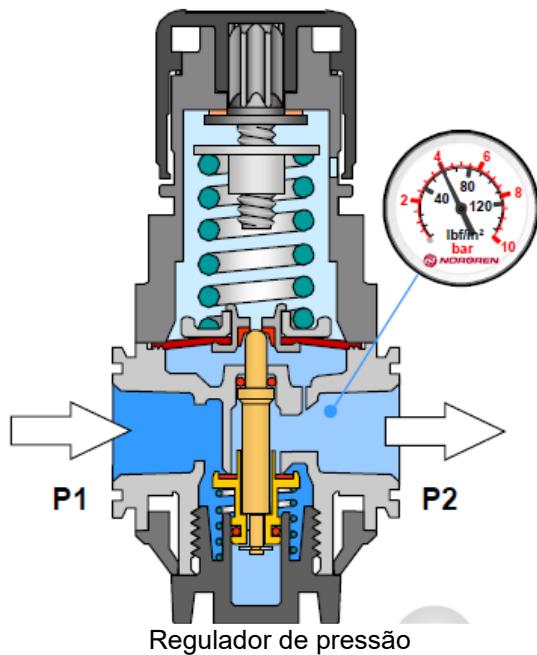


Regulador de pressão

Este é um regulador com alívio que permite reduzir a pressão ajustada. Girando o botão no sentido anti-horário reduz a força da mola. A força maior do diafragma empurra a mola e libera o eixo da válvula. P2 pode ir para a exaustão pelo orifício central do diafragma. Girar no sentido horário paraajustar uma nova pressão.



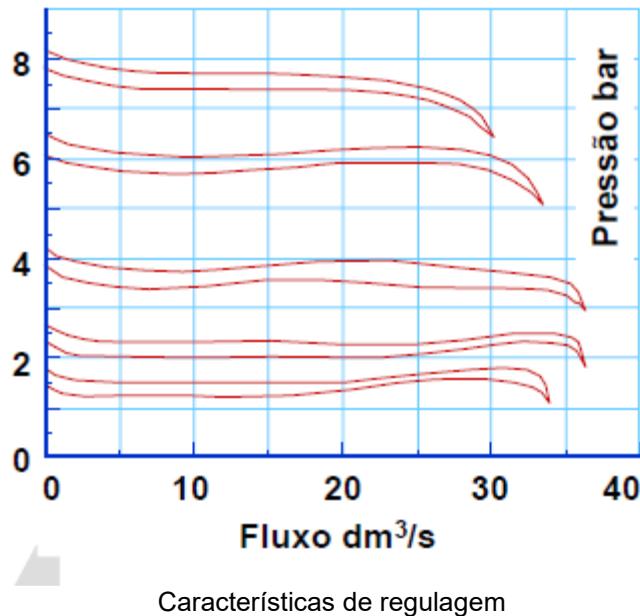
Após atingir a pressão desejada empurrar o botão para travar e evitar mudanças acidentais na regulagem.



Características de regulagem

As curvas mostram características e histerese de um valor ajustado para o aumento e diminuição de demanda. A transição de fluxo estático para um pequeno fluxo indica o início de uma queda de pressão. Quanto maior o fluxo utilizado maior a queda de pressão durante o fluxo.

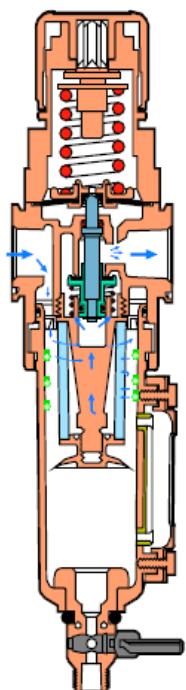
R72G com alívio G^{1/4}
Faixa 0-10 bar
Pressão primária 10 bar



Características de regulagem

Filtro Regulador

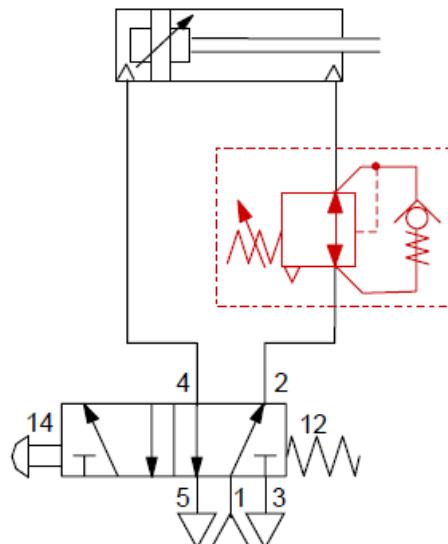
Filtro e regulador desenhados em uma única peça. O ar é filtrado e dirigido ao primário do regulador. A pressão é então reduzida ao valor de trabalho. Instalação mais compacta. Mais barato comparado as duas unidades convencionais.



Filtro Regulador

Regulador bi-direcional

Para aplicações onde o suprimento do regulador é ciclado. Para reverter o fluxo o regulador tem uma válvula de retenção incorporada. Tipos R72R, R74R. A ilustração mostra um regulador bi-direcional entre o cilindro e a válvula, isto permite a redução de pressão do lado frontal do cilindro.

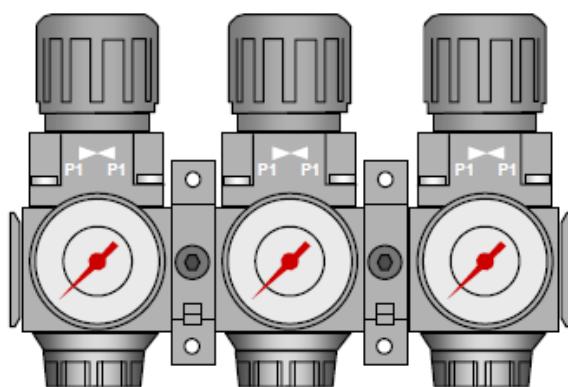


Regulador bi-direcional

Manifold regulador

Compacto- saída multipressão. Alimentação comum P1 pode ser:

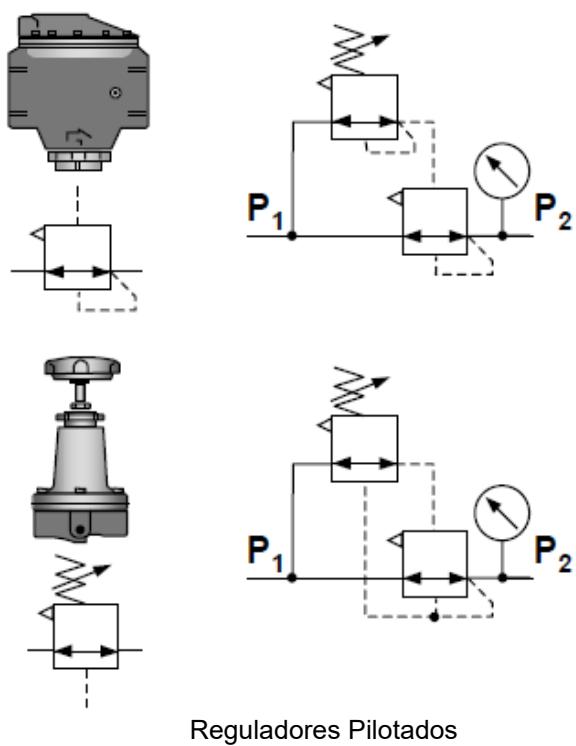
- de ambas direções(recomendado para grandes manifolds);
- de qualquer direção.



Manifold Regulador

Reguladores Pilotados

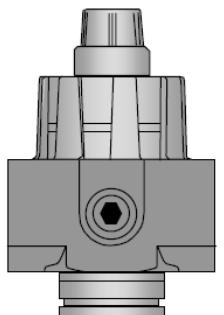
- Grandes reguladores exigem muita força para operar (inadequado para controle manual);
- Montados em locais remotos de difícil acesso;
- Um regulador piloto é fácil de operar e enviar sinal para o regulador pilotado;
- O regulador piloto pode ser independente ou com realimentação.



Reguladores Pilotados

Regulador Micro Trol

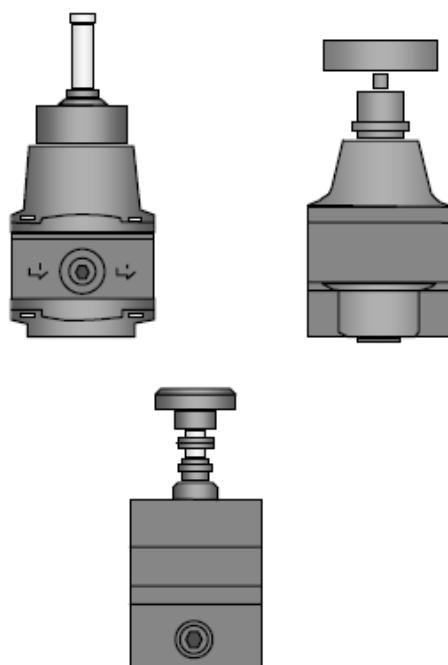
- Versão manual e pilotado;
- Alta vazão de operação e de alívio;
- Não necessita esforço para acionamento;
- Adequado para aplicações onde o ajuste da pressão secundária tem que subir e descer rapidamente.



Regulador micro Trol

Reguladores de Precisão

- Para ajuste e manutenção de pressão com precisão
- Adequado para controle de processos, medição por ar e instrumentação
- Faixas de pressão de 0.02 - 0.5 bar, 0.06-4 bar, 0.16-7bar etc...
- Manual, mecânico e pilotado



Reguladores de Precisão

7.8.7) Lubrificadores

Lubrificação

Para um eficiente funcionamento de equipamentos pneumáticos e uma longa vida útil das vedações e partes com atrito, uma lubrificação correta é essencial

Equipamentos que permitem trabalhar sem lubrificação são pré-lubrificados na montagem e têm uma expectativa de vida útil normal. Isto não impede, porém de usar o ar lubrificado o que provavelmente aumentaria sua vida útil

Para um melhor resultado uma fina lubrificação é continuamente aplicada por um lubrificador. Isto é particularmente relevante em aplicações adversas onde possam existir altas velocidades e altas temperaturas operando ou onde a qualidade do ar é baixa.

Válvulas, atuadores e acessórios em uma aplicação típicapodem operar a diferentes taxas e freqüências e requerem diferentes taxas de lubrificação. O lubrificador de ar proporciona um método conveniente de satisfazer estas demandas.

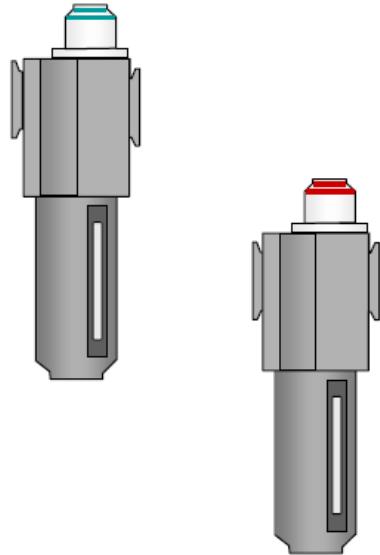
No lubrificador as gotas de óleo são atomizadas em minúsculas partículas que formam uma fina mistura ar/óleo para lubrificar o sistema.

A quantidade de óleo fornecida é ajustada automaticamente pelas mudanças de fluxo. O resultado é uma constante densidade de lubrificação. O ajuste de gotas por metro cúbico de ar terá a mesma eficiência em qualquer taxa de fluxo.

Especificamos dois tipos delubrificadores:

- Um é o convencional Oil-Fog (cúpula verde);
- O outro é o exclusivo Micro-Fog (cúpula vermelha).

Ambos são facilmente ajustados para uma determinada densidade delubrificação.



Lubrificadores

Lubrificadores Oil fog

Os lubrificadores Oil Fog são freqüentemente referidos como unidades de alta taxa de lubrificação.

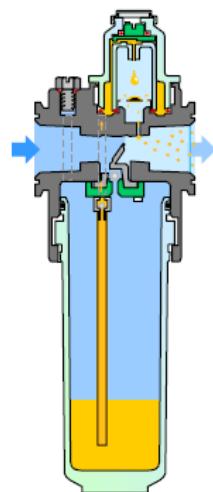
Todas as gotas vistas na cúpula visora (verde) entram na corrente de ar atomizadas.

O tamanho das partículas de óleo são adequadas para lubrificar pontos simples e próximos do lubrificador.

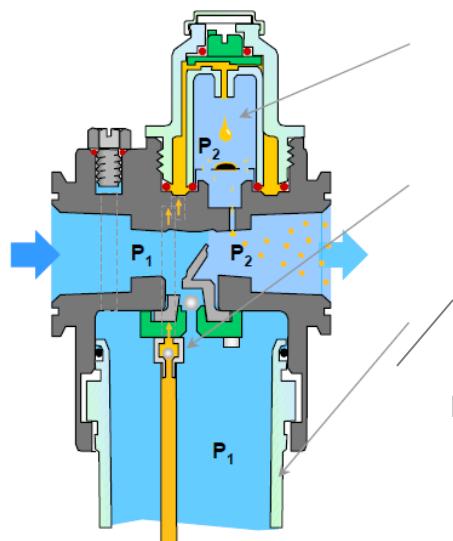
As partículas de óleo são arrastadas pelo fluxo de ar e gradualmente se condensam para proporcionar uma lubrificação para parafusadeiras, furadeiras e outros equipamentos que requerem uma lubrificação pesada.

Para lubrificar pequenas distâncias onde a condensação é requerida logo:

- Adequado para ferramentas a ar, motores pneumáticos, grandes cilindros etc.
- As gotas de óleo são “quebradas” na corrente de ar e todas as partículas são arrastadas pelo fluxo de ar.
- A taxa de gotejamento é ajustável.



Lubrificadores oil fog



- As gotas de óleo visíveis nacúpula são empurradas peladiferença de pressão entreP1 e P2.
- O tubo sifão com retençaoimpede que o óleo volte para o copo quando não há fluxo.
- Copo transparente parainspectar o nível.

Alternativa com copo demetal com visor de lentesprismáticas.

Lubrificadores oil fog

Lubrificadores Micro-fog

Os lubrificadores Micro-Fog são os mais utilizados e podem ser identificados pela cúpula vermelha.

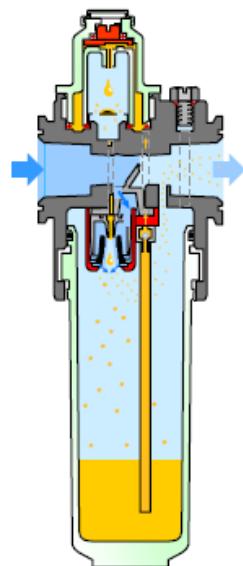
As gotas de óleo vistas na cúpula desta unidade são atomizadas dentro do copo, mas somente uma pequena porcentagem das partículas produzidas entram de fato na corrente de ar.

Cerca de 10% das gotas são muito pequenas, tão finas que podem ser comparadas a uma fumaça. A taxa de gotas é 10 vezes maior que a do Oil Fog para uma mesma quantidade de óleo fornecida. O ajuste de gotejamento é 10 vezes mais rápido também já que o intervalo entre as gotas é menor.

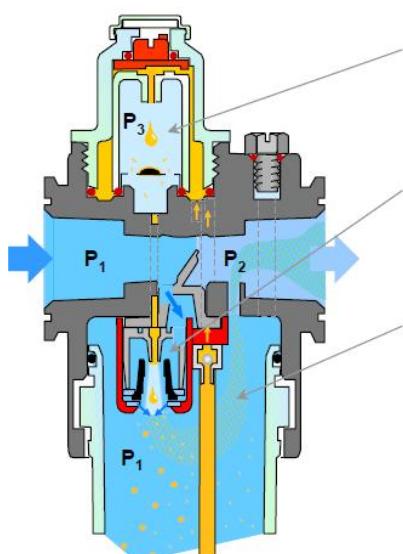
A condensação destas partículas ocorre gradualmente. Isto permite que sejam carregadas a grandes distâncias associadas a labirintos da tubulação, curvas e conexões que fazem parte de um típico sistema pneumático industrial.

Para lubrificação onde as partículas de óleo devem alcançar pontos distantes de um intrincado sistema, logo:

- Adequado para: controlar circuitos, múltiplas válvulas / atuadores e sistemas.
- As gotas de óleo são atomizadas no copo.
- Somente 10% do óleo atomizado deixa o copo.
- As gotas atomizadas permanecem em suspensão.



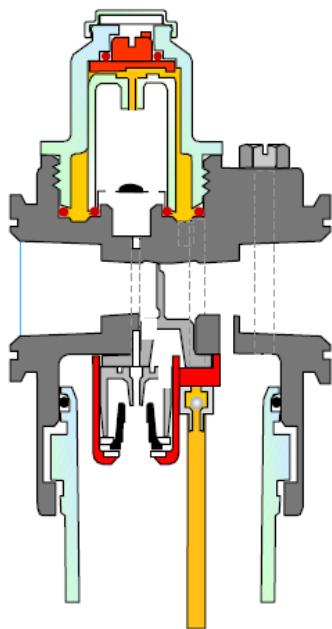
Lubrificadores Micro-fog



- As gotas de óleo visíveis na cúpula são empurradas pela diferença de pressão entre P1 e P3.
- Todas as gotas passam pelo gerador de neblina. A queda de pressão P3 é criada pelo venturi no gerador de neblina.
- Somente 10% das pequenas partículas de óleo (menores de 2 μm) deixam o copo pela diferença de pressão entre P1: P2

Lubrificadores Micro-fog

- Devido ao alto fluxo dentro do copo o Micro-Fog não pode ser recarregado sob pressão.
- Primeiro desligar o ar e abrir a exaustão.
- Remover o copo e recarregar.
- Recolocar o copo com segurança.
- Ligar o ar.
- Para recarregar sob pressão troque o plug pelo niple adaptador de enchimento.



Lubrificadores Micro-fog

7.9)Bibliografia

- Apostila de Pneumática, Sistemas Fluido-mecânicos. Escola Politécnica da USP
- Automação Pneumática Industrial. Cursos de Extensão, Universidade Tecnológica Federal do Paraná.
- Apostila de Pneumática aplicada, Clube da Eletrônica
- Livro: Automação Pneumática – Projeto, Dimensionamento e Análise de Circuitos. (2^a edição)
- Power Point em PDF da NORGREN
- Livro: Pneumatic Handbook (8^a edição) – Elsevier Advanced Technology

Capítulo 8 - Compressores

8.1) Introdução

Compressores são estruturas mecânicas industriais destinadas, essencialmente, a elevar a energia utilizável dos fluidos elásticos, pelo aumento de sua pressão. São utilizados para proporcionar a elevação da pressão de um gás ou escoamento gasoso. Nos processos industriais, a elevação de pressão requerida pode variar desde cerca de 1,0 atm até centenas ou milhares de atmosferas.

Há quem utilize ainda a denominação "sopradores" para designar as máquinas que operam com elevação de pressão muito pequena porém superior aos limites usuais dos ventiladores. Tais máquinas possuem características de funcionamento típicas dos compressores, mas incorporam simplificações de projeto compatíveis com a sua utilização.

8.2) Classificações

8.2.1) Classificação geral dos compressores

De acordo com a natureza do movimento principal apresentado por esse tipo de máquina, os compressores podem ser classificados, de uma maneira geral, em alternativos e rotativos.

Os compressores alternativos podem ser de:

- de êmbolo;
- de membrana.

Os compressores rotativos, por sua vez, podem ser:

- de engrenagens de fluxo tangencial;
- de engrenagens helicoidais ou de fluxo axial;
- de palhetas;
- de pêndulo;
- de anel de líquido;
- de pistão rotativo;
- centrífugos ou radiais;
- axiais.

8.2.2) Classificação quanto às aplicações

As características físicas dos compressores podem variar profundamente em função dos tipos de aplicações a que se destinam. Dessa forma, convém distinguir pelo menos as seguintes categorias de serviços:

- a. Compressores de ar para serviços ordinários;
- b. Compressores de ar para serviços industriais;
- c. Compressores de gás ou de processo;
- d. Compressores de refrigeração;
- e. Compressores para serviços de vácuo.

Os **compressores de ar para serviços ordinários** são fabricados em série, visando baixo custo inicial. Destinam-se normalmente a serviços de jateamento, limpeza, pintura, acionamento de pequenas máquinas pneumáticas, etc.

Os **compressores de ar para sistemas industriais** destinam-se às centrais encarregadas do suprimento de ar em unidades industriais. Embora possam chegar a ser máquinas de grande porte e custo aquisitivo e operacional elevados, são oferecidos em padrões básicos pelos fabricantes. Isso é possível porque as condições de operação dessas máquinas costumam variar pouco de um sistema para outro, há exceção talvez da vazão.

Os **compressores de gás ou de processo** podem ser requeridos para as mais variadas condições de operação, de modo que toda a sua sistemática de especificação, projeto, operação, manutenção, etc, depende fundamentalmente da aplicação. Incluem-se nessa categoria certos sistemas de compressão de ar com características anormais. Como exemplo, citamos o soprador de ar do forno de craqueamento catalítico das refinarias de petróleo ("blower do F.C.C."). Trata-se de uma máquina de enorme vazão e potência, que exige uma concepção análoga.

Os **compressores de refrigeração** são máquinas desenvolvidas por certos fabricantes com vistas a essa aplicação. Operam com fluidos bastante específicos e em condições de succão e descarga pouco variáveis, possibilitando a produção em série e até mesmo o fornecimento, incluindo todos os demais equipamentos do sistema de refrigeração.

Há casos, entretanto, em que um compressor de refrigeração é tratado como um compressor de processo. Isso ocorre nos sistemas de grande porte, em que cada um dos componentes é individualmente projetado. É o caso, por exemplo, dos sistemas de refrigeração a propano, comuns em refinarias.

Os **compressores para serviços de vácuo** (ou bombas de vácuo) são máquinas que trabalham em condições bem peculiares. A pressão de succão é subatmosférica, a pressão de descarga é quase sempre atmosférica e o fluido de trabalho normalmente é o ar. Face à anormalidade dessas condições de serviço, foi desenvolvida uma tecnologia toda própria, fazendo com que as máquinas pertencentes a essa categoria apresentem características bastante próprias. (Há mesmo alguns tipos de bombas de vácuo sem paralelo no campo dos compressores.)

Neste texto estaremos particularmente voltados para os compressores de processo que, além de representarem normalmente um investimento financeiro bem mais elevado que os demais, exigem um tratamento minucioso e individualizado em função de cada aplicação. Na indústria do petróleo e processamento petroquímico esses compressores são usados, por exemplo:

- a. No estabelecimento de pressões necessárias a certas reações químicas.
- b. No transporte de gases em pressões elevadas.
- c. No armazenamento sob pressão.
- d. No controle do ponto de vaporização (processos de separação, refrigeração, etc).
- e. Na conversão de energia mecânica em energia de escoamento (sistemas pneumáticos, fluidização, elevação artificial de óleo em campos de exploração, etc).

8.2.3) Classificação quanto ao princípio de concepção

Dois são os princípios conceptivos no qual se fundamentam todas as espécies de compressores de uso industrial:

- volumétrico
- dinâmico

Nos **compressores volumétricos** ou de deslocamento positivo, a elevação de pressão é conseguida através da redução do volume ocupado pelo gás.

Na operação dessas máquinas podem ser identificadas diversas fases, que constituem o ciclo de funcionamento: inicialmente, uma certa quantidade de gás é admitida no interior

de uma câmara de compressão, que então é cerrada e sofre redução de volume. Finalmente, a câmara é aberta e o gás liberado para consumo. Trata-se, pois, de um processo intermitente, no qual a compressão propriamente dita é efetuada em sistema fechado, isto é, sem qualquer contato com a sucção e a descarga. Conforme iremos constatar logo adiante, pode haver algumas diferenças entre os ciclos de funcionamento das máquinas dessa espécie, em função das características específicas de cada uma.

Os **compressores dinâmicos** ou turbocompressores possuem dois órgãos principais: impelidor e difusor.

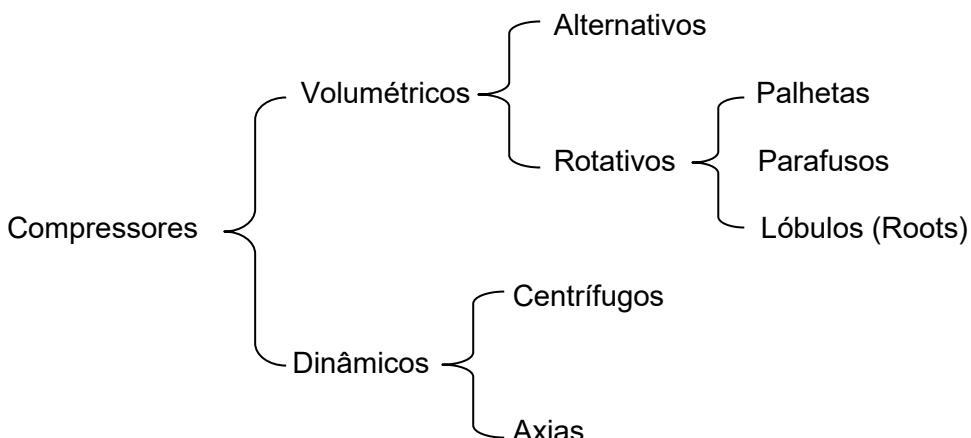
O impelidor é um órgão rotativo munido de pás que transfere ao gás a energia recebida de um acionador. Essa transferência de energia se faz em parte na forma cinética e em outra parte na forma de entalpia. Posteriormente, o escoamento estabelecido no impelidor é recebido por um órgão fixo denominado difusor, cuja função é promover a transformação da energia cinética do gás em entalpia, com consequente ganho de pressão.

Os compressores dinâmicos efetuam o processo de compressão de maneira contínua, e portanto correspondem exatamente ao que se denomina, em termodinâmica, um volume de controle.

Os compressores de maior uso na indústria são:

- os alternativos
- os de palhetas
- os de parafusos
- os de lóbulos
- os centrífugos
- os axiais

Num quadro geral, essas espécies podem ser assim classificadas, de acordo com o princípio conceitivo:



Esse texto limita-se a focalizar esses compressores, mesmo reconhecendo que outros podem ser eventualmente encontrados em aplicações industriais, como por exemplo os compressores de anel líquido e de diafragma.

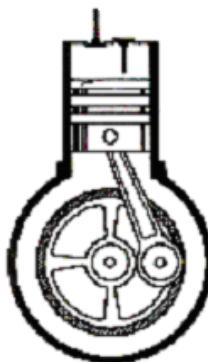
Especial atenção é dispensada aos compressores alternativos, centrífugos e axiais, que são, sem dúvida, os mais empregados em processamento industrial.

8.3) Princípios de funcionamento

Compressores alternativos

Esse tipo de máquina se utiliza de um sistema biela-manivela para converter o movimento rotativo de um eixo no movimento translacional de um pistão ou êmbolo, como mostra a figura abaixo. Dessa maneira, a cada rotação do acionador, o pistão efetua um

percurso de ida e outro de vinda na direção do cabeçote, estabelecendo um ciclo de operação.

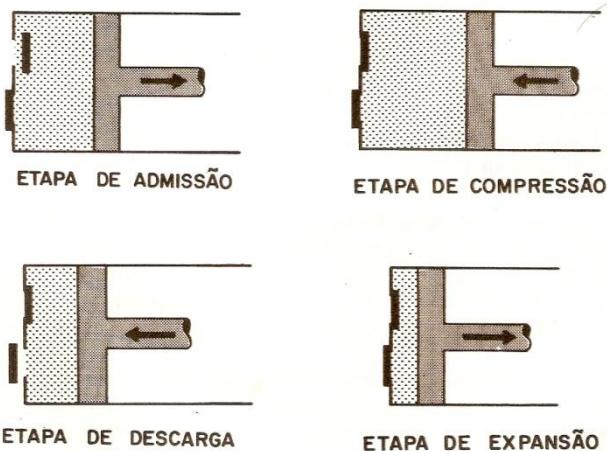


Compressor Alternativo.

O funcionamento de um compressor alternativo está intimamente associado ao comportamento das válvulas. Elas possuem um elemento móvel denominado obturador, que funciona como um diafragma, comparando as pressões interna e externa ao cilindro.

O obturador da válvula de sucção se abre **para dentro do cilindro** quando a pressão na tubulação de sucção supera a pressão interna do cilindro, e se mantém fechado em caso contrário.

O obturador da válvula de descarga se abre **para fora do cilindro** quando a pressão interna supera a pressão na tubulação de descarga, e se mantém fechado na situação inversa. Com isso, temos as etapas do ciclo de funcionamento do compressor mostradas na figura abaixo.



Etapas no funcionamento do compressor alternativo.

Na etapa de admissão o pistão se movimenta em sentido contrário ao cabeçote, fazendo com que haja uma tendência de depressão no interior do cilindro que propicia a abertura da válvula de sucção. O gás é então aspirado. Ao inverter-se o sentido de movimentação do pistão, a válvula de sucção se fecha e o gás é comprimido até que a pressão interna do cilindro seja suficiente para promover a abertura da válvula de descarga. Isso caracteriza a etapa de compressão. Quando a válvula de descarga se abre, a movimentação do pistão faz com que o gás seja expulso do interior do cilindro. Essa situação corresponde à etapa de descarga e dura até que o pistão encerre o seu movimento no sentido do cabeçote. Ocorre, porém, que nem todo o gás anteriormente comprimido é expulso do cilindro. A existência de um espaço morto ou volume morto, compreendido entre o cabeçote e o pistão no ponto final do deslocamento desse, faz com que a pressão no

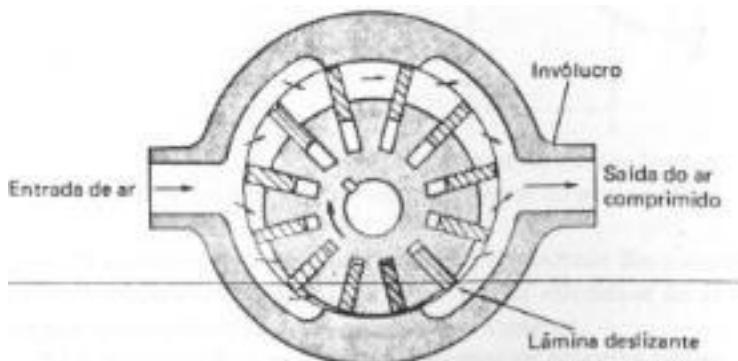
interior do cilindro não caia instantaneamente quando se inicia o curso de retorno. Nesse momento, a válvula de descarga se fecha, mas a de admissão só se abrirá quando a pressão interna cair o suficiente para o permitir. Essa etapa, em que as duas válvulas estão bloqueadas e o pistão se movimenta em sentido inverso ao do cabeçote, se denomina **etapa de expansão**, e precede a etapa de admissão de um novo ciclo.

Podemos concluir então que, devido ao funcionamento automático das válvulas, o compressor alternativo aspira e descarrega o gás respectivamente nas pressões instantaneamente reinantes na tubulação de sucção e na tubulação de descarga. Em termos reais, há naturalmente uma certa diferença entre as pressões interna e externa ao cilindro durante a aspiração e a descarga, em função da perda de carga no escoamento.

Compressores de palhetas

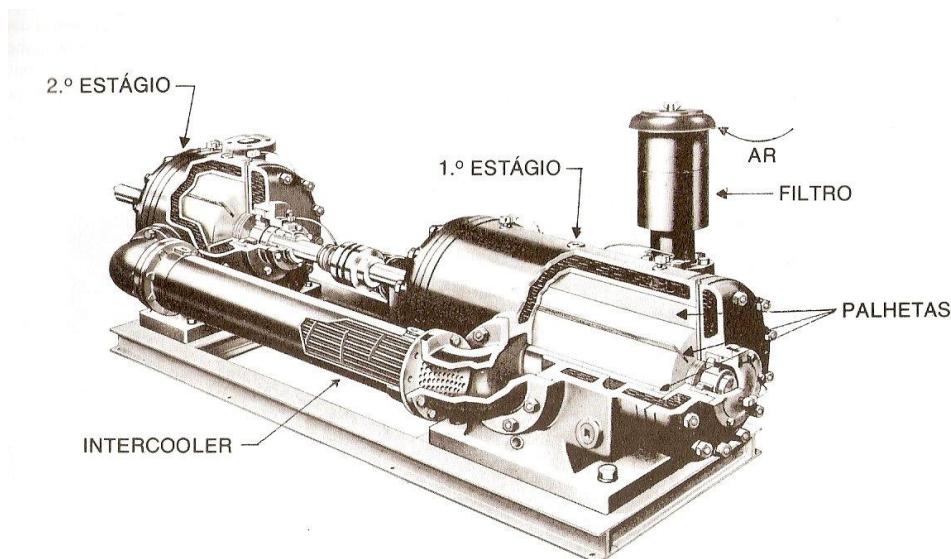
O compressor de palhetas possui um rotor ou tambor central que gira excentricamente em relação à carcaça, conforme mostra a figura abaixo. Esse tambor possui rasgos radiais que se prolongam por todo o seu comprimento e nos quais são inseridas palhetas retangulares.

A figura baixo nos mostra um compressor de palheta em detalhes.



Compressor de Palhetas – rotor Compressor de Palhetas – vista frontal.

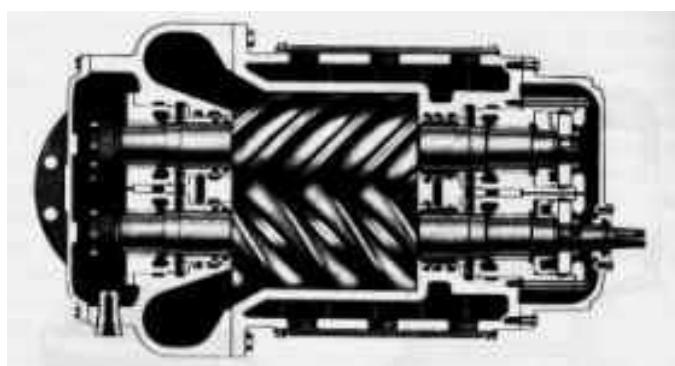
Quando o tambor gira, as palhetas deslocam-se radialmente sob a ação da força centrífuga e se mantêm em contato com a carcaça. O gás penetra pela abertura de sucção e ocupa os espaços definidos entre as palhetas. Novamente observando a figura acima, podemos notar que, devido à excentricidade do rotor e às posições das aberturas de sucção e descarga, os espaços constituídos entre as palhetas vão se reduzindo de modo a provocar a compressão progressiva do gás. A variação do volume contido entre duas palhetas vizinhas, desde o fim da admissão até o início da descarga, define, em função da natureza do gás e das trocas térmicas, uma relação de compressão interna fixa para a máquina. Assim, a pressão do gás no momento em que é aberta a comunicação com a descarga poderá ser diferente da pressão reinante nessa região. O equilíbrio é, no entanto, quase instantaneamente atingido e o gás descarregado.



Compressor rotativo de palhetas, de dois estágios (Allis Chalmers Manufacturing Company).

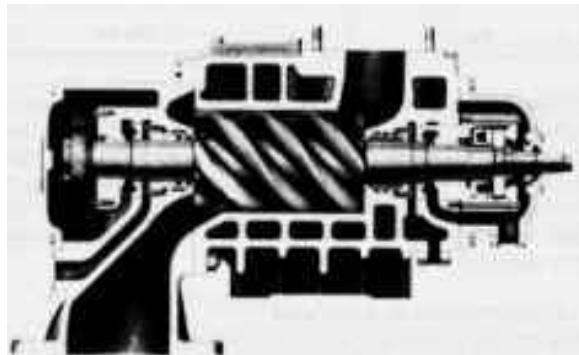
Compressores de parafusos

Esse tipo de compressor possui dois rotores em forma de parafusos que giram em sentido contrário, mantendo entre si uma condição de engrenamento, conforme mostra a figura abaixo.



Vista lateral indicando a movimentação do gás em um compressor de parafusos.

A conexão do compressor com o sistema se faz através das aberturas de sucção e descarga, diametralmente opostas, tal como indica a figura abaixo:



Vista lateral indicando a movimentação do gás em um compressor de parafusos.

O gás penetra pela abertura de sucção e ocupa os intervalos entre os filetes dos rotores. A partir do momento em que há o engrenamento de um determinado filete, o gás

nele contido fica encerrado entre o rotor e as paredes da carcaça. A rotação faz então com que o ponto de engrenamento vá se deslocando para a frente, reduzindo o espaço disponível para o gás e provocando a sua compressão. Finalmente, é alcançada a abertura de descarga, e o gás é liberado.

A relação de compressão interna do compressor de parafusos depende da geometria da máquina e da natureza do gás, podendo ser diferente da relação entre as pressões do sistema.

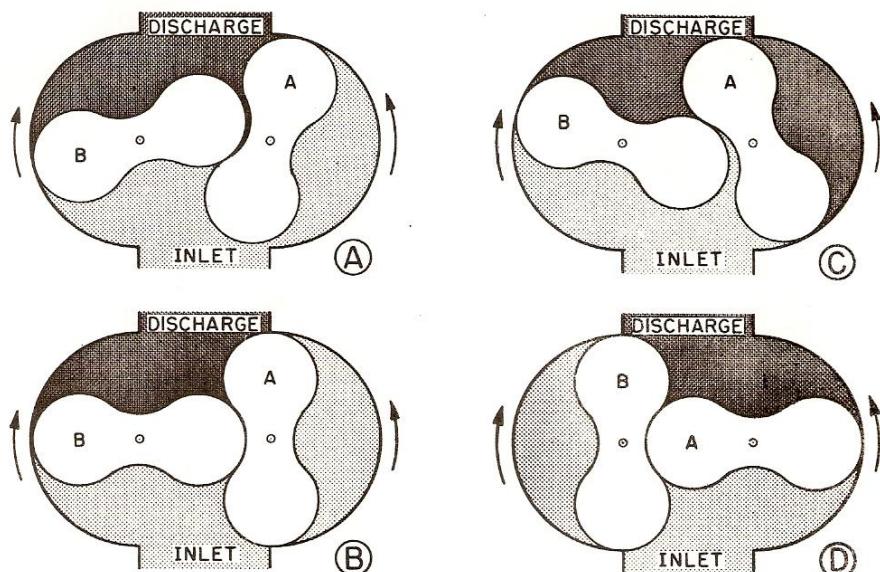
Compressores de lóbulos

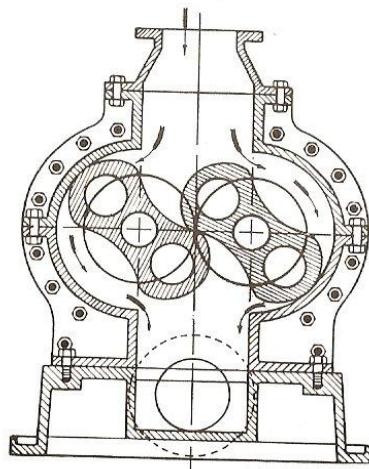
Esse compressor possui dois rotosres que giram em sentido contrário, mantendo uma folga muito pequena no ponto de tangência entre si e com relação à carcaça. O gás penetra pela abertura de sucção e ocupa a câmara de compressão, sendo conduzido até a abertura de descarga pelos rotosres.

O compressor de lóbulos, embora sendo classificado como volumétrico, não possui compressão interna. Os rotosres apenas deslocam o gás de uma região de baixa pressão para uma região de alta pressão.

Essa máquina, conhecida originalmente como soprador “ROOTS”, é um exemplo típico do que se pode caracterizar como um soprador, uma vez que é oferecida para elevações muito pequenas de pressão.

Raramente empregado com fins industriais, é, no entanto, um equipamento de baixo custo e que pode suportar longa duração de funcionamento sem cuidados de manutenção.





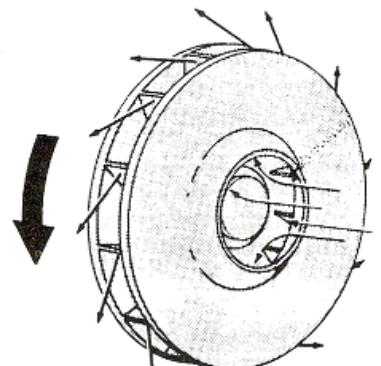
Funcionamento (a, b, c, d) e corte de um compressor de lóbulos (Roots).

Compressores Centrífugos

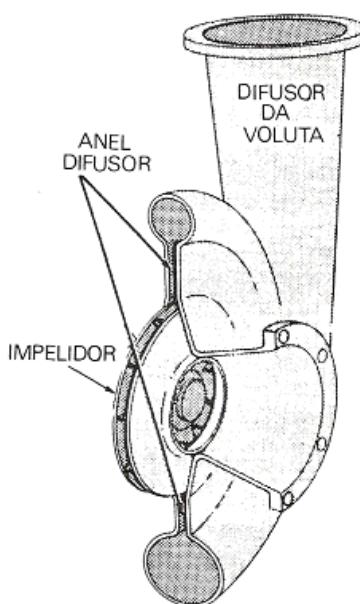
O gás é aspirado continuamente pela abertura central do impelidor e descarregado pela periferia do mesmo, num movimento provocado pela força centrífuga que surge devido à rotação, daí a denominação do compressor. O fluido descarregado passa então a descrever uma trajetória em forma espiral através do espaço anular que envolve o impelidor e que recebe o nome de difusor radial ou difusor em anel. Esse movimento leva à desaceleração do fluido e consequente elevação de pressão. Prosseguindo em seu deslocamento, o gás é recolhido em uma caixa espiral denominada voluta e conduzido à descarga do compressor. Nessa peça, as propriedades do escoamento mantém-se invariáveis, ou pelo menos é o que se pretende em termos de projeto. Antes de ser descarregado, o escoamento passa por um bocal divergente, o difusor da voluta, onde ocorre um processo de difusão. (Alguns compressores possuem um único difusor, radial ou na voluta.)

Operando em fluxo contínuo, os compressores centrífugos aspiram e descarregam o gás exatamente nas pressões externas, ou seja, há uma permanente coincidência entre a relação de compressão interna e a relação de compressão externa.

O tipo de máquina descrita aqui é incapaz de proporcionar grandes elevações de pressão, de modo que os compressores dessa espécie, normalmente utilizados em processos industriais, são de múltiplos estágios.



Impelidor centrífugo



Compressor centrífugo.

Compressores Axiais

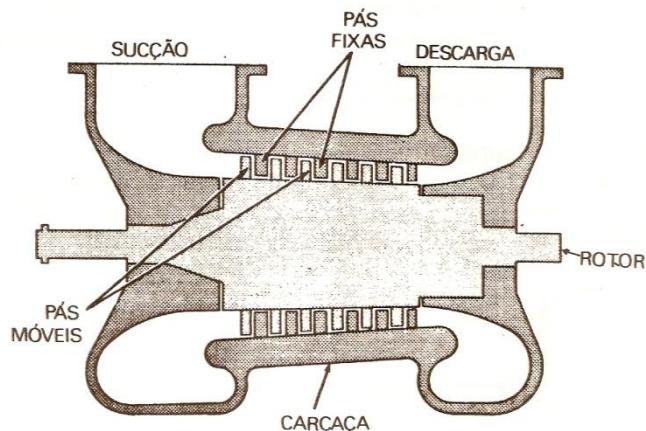
Esse é um tipo de turbo-compressor de projeto, construção e operação das mais sofisticadas que, no entanto, vem sendo utilizado vantajosamente em muitas aplicações de processamento industrial, notadamente nas plantas mais modernas.

Os compressores axiais são dotados de um tambor rotativo em cuja periferia são dispostas séries de palhetas em arranjos circulares igualmente. Quando o rotor é posicionado na máquina, essas rodas de palhetas ficam intercaladas por arranjos semelhantes fixados circumferencialmente ao longo da carcaça.

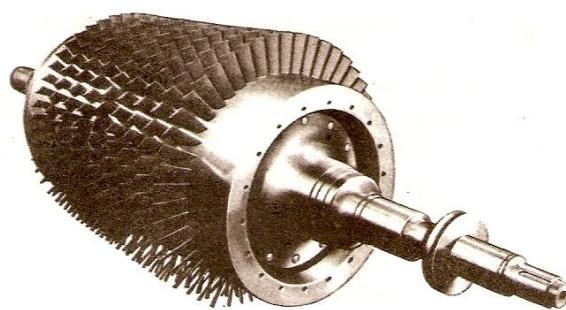
Cada par formado por um conjunto de palhetas móveis e outro de palhetas fixas se constitui num estágio de compressão. As palhetas móveis possuem uma conformação capaz de transmitir ao gás a energia proveniente do acionador, acarretando ganhos de velocidade e entalpia do escoamento. As palhetas fixas, por sua vez, são projetadas de modo a produzir uma deflexão no escoamento que forçará a ocorrência de um processo de difusão.

Como a elevação de pressão obtida num estágio axial, é bastante pequena, os compressores dessa espécie são sempre dotados de vários estágios. O escoamento

desenvolve-se segundo uma trajetória axial que envolve o tambor, daí o nome recebido por esse compressor.



Compressor Axial – arranjo geral.

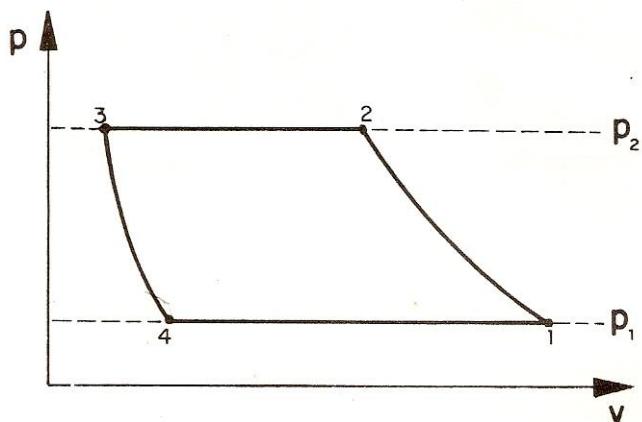


Rotor de compressor axial (Allis-Chalmers).

8.4) Representação gráfica do desempenho dos compressores

- Compressores alternativos

A figura abaixo mostra o ciclo teórico de funcionamento dos compressores alternativos, observadas as condições de pressão p_1 e p_2 reinantes, respectivamente, nos pontos de sucção e descarga da máquina.



Ciclo do compressor alternativo.

As etapas de admissão (4-1) e descarga (2-3) são isobáricas, enquanto a natureza das evoluções representativas da etapa de compressão (1-2) e expansão (3-4) depende da intensidade das trocas térmicas.

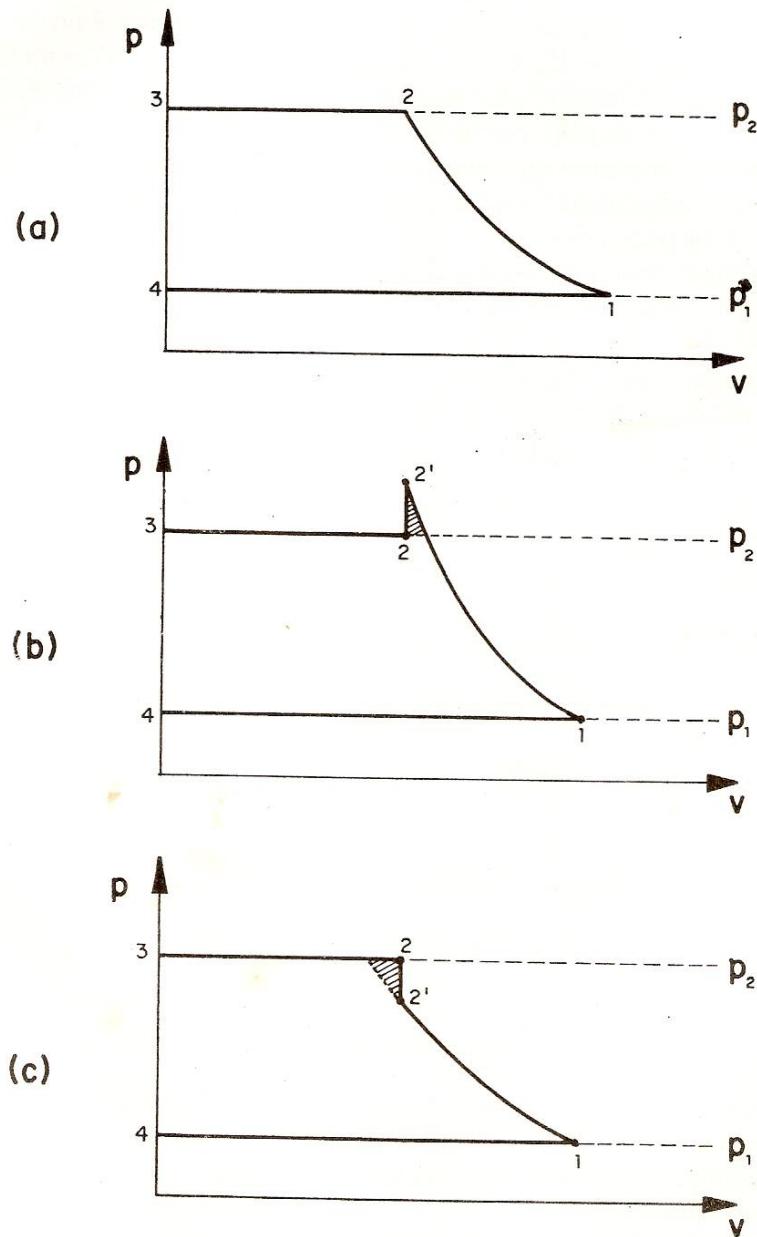
Não se trata de um ciclo termodinâmico, pois a massa contida no interior do sistema é variável.

- Compressores de palhetas e parafusos

Esses compressores, em termos de desempenho, diferem dos alternativos em dois aspectos básicos:

- Não possuem volume morto;
- Possuem uma relação de compressão interna definida.

Os gráficos abaixo mostram três situações possíveis de operação dessas espécies de compressores.



Ciclo do compressor de palheta e parafuso.

- Compressores de lóbulos

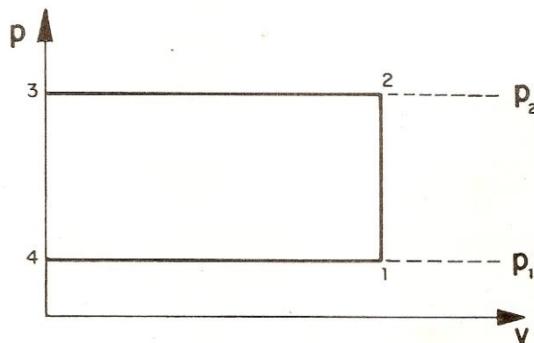
No compressor de lóbulos não há compressão interna, e tudo se passa como se o gás fosse comprimido isometricamente.

Na verdade ocorre que, ao ser aberta a comunicação da região de descarga com a câmara de compressão, há um refluxo para o interior dessa, fazendo com que a pressão suba até p_2 quase que instantaneamente.

Como se pode observar pela área do diagrama, tal processo é ineficiente em comparação com qualquer alternativa onde há compressão interna, especialmente se a relação de compressão é elevada.

A representação gráfica do desempenho mostra-se útil para focalizar a questão das eventuais diferenças entre as relações de compressão interna e externa durante a operação dos compressores volumétricos.

Evidentemente, trata-se de matéria que não diz respeito aos compressores dinâmicos, posto que nessas máquinas em nenhum momento o gás perde o contato com a sucção e a descarga.



Ciclo do compressor de lóbulo.

8.5) A escolha do compressor

A escolha do tipo de compressor a ser adotado precede a seleção propriamente dita da máquina e envolve aspectos diversos.

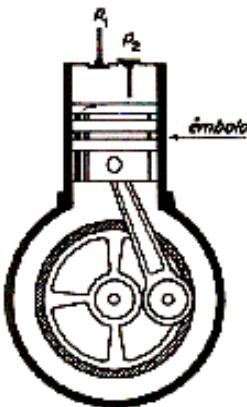
Fazendo uma análise em que se leve em conta apenas as características previstas para o processo de compressão é possível estabelecer faixas de operação para as quais cada tipo de compressor é mais adequado e pode, em consequência, ser encontrado nas linhas de produção dos fabricantes. Conforme ilustra a tabela, vazão volumétrica aspirada, pressão de descarga e relação de compressão são os parâmetros que traduzem as restrições impostas a cada tipo de compressor pelo seu próprio princípio conceptivo. Porém, essa tabela só pode ser utilizada com objetivos didáticos, porque focaliza valores médios, não se enquadrando rigidamente nos padrões de nenhum fabricante; e também porque a busca de maiores espaços de mercado gera ocasionalmente modificações apreciáveis nesse panorama.

COMPRESSOR	vazão aspirada (m ³ /min)	p ₂ máx (kPa)	p ₂ /p ₁ máx
Alternativo	até 250	250.000 ou mais	4,0 (por cilindro)
Palhetas	2 a 80	900	4,0 (por carcaça)
Parafusos	10 a 700	4.500	4,0 (por carcaça)
Centrífugos	50 a 2.800	70.000	10,0 (por carcaça de múltiplos estágios)
Axiais	1.500 a 25.000	1.000	6,0 (por carcaça de múltiplos estágios)

Relação de compressores.

8.6) Compressores de êmbolo

Os compressores de êmbolo são constituídos fundamentalmente de um receptor cilíndrico, em cujo interior se desloca, em movimento retilíneo alternativo, um êmbolo ou pistão, como podemos ver na figura abaixo :



Compressor de êmbolo.

A entrada e saída do fluido, no receptor, são comandadas por meio de válvulas, localizadas na tampa, no cilindro, ou por vezes no próprio êmbolo.

Um sistema de transmissão tipo biela - manivela, articulado diretamente ou por meio de haste e cruzeta com o pistão, permite a transformação do movimento rotativo do motor de acionamento em movimento alternativo do compressor.

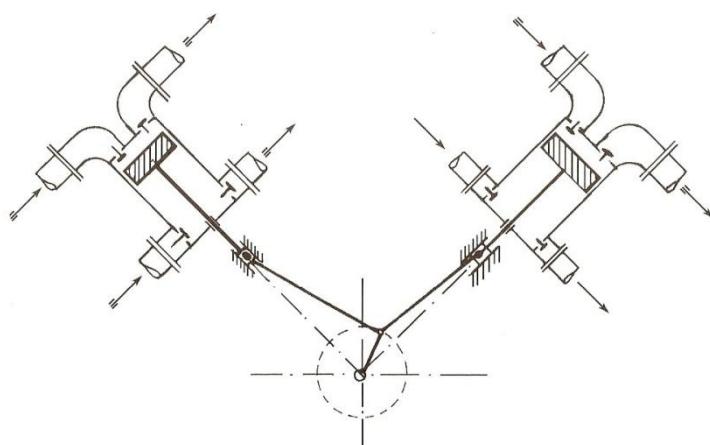
8.6.1) Classificação

Os compressores de êmbolo podem ser classificados, de acordo com suas principais características:

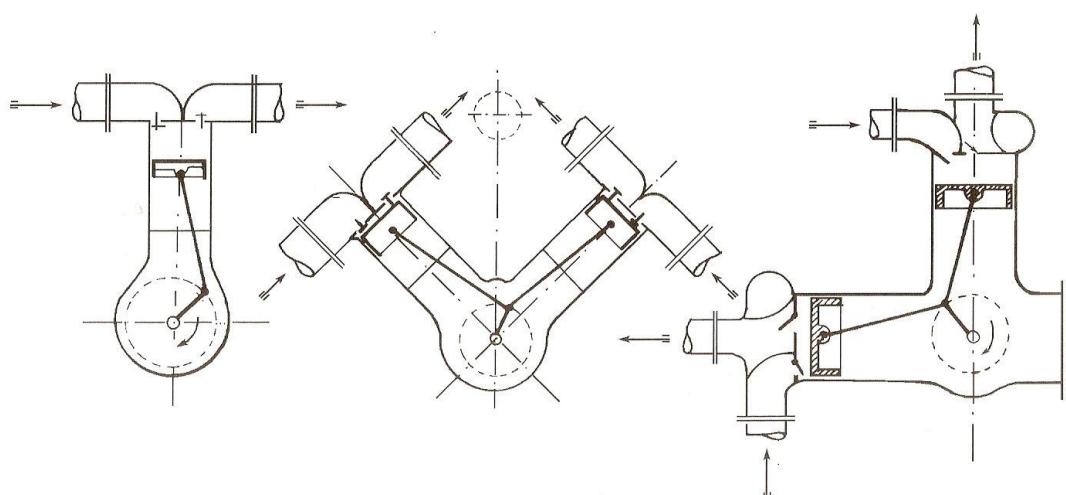
- De simples ou duplo efeito

Nos compressores de simples efeito, a compressão é efetuada de um lado apenas do êmbolo, de tal forma que há apenas uma compressão para cada rotação do eixo do compressor.

Nos compressores de duplo efeito, o cilindro dispõe de uma câmara de compressão em cada lado do pistão, de modo que são efetuadas duas compressões a cada rotação do eixo do compressor. Para tanto, a articulação do pistão, nesse tipo de compressores, é feita por meio de uma haste rígida que desliza numa graxeta de vedação especial, situada na tampa que fecha a parte do cilindro posterior ao pistão.



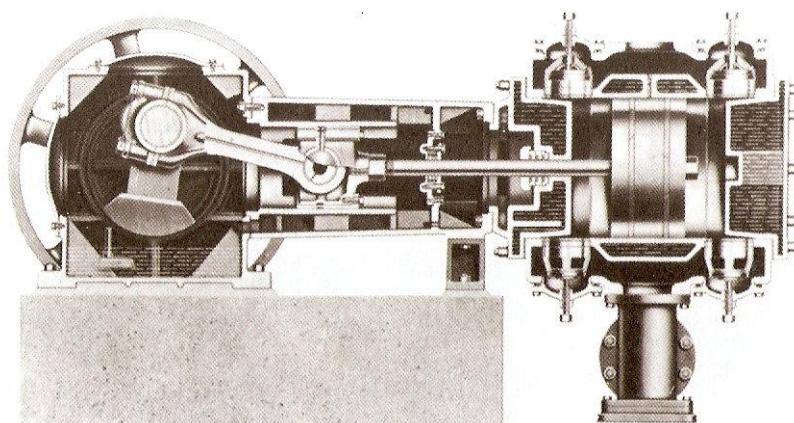
Arranjo dos cilindros nos compressores de dois cilindros de duplo efeito.



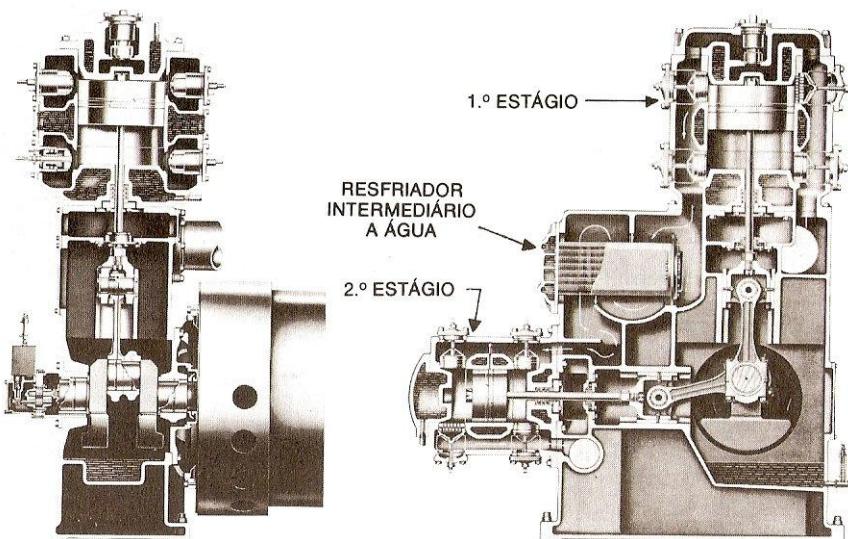
Arranjo dos cilindros nos compressores de simples efeito.

- De um ou mais estágios

O número de estágios se relaciona com o número de compressões sucessivas sofridas pela massa fluida que circula pelo compressor. Cada estágio de compressão é efetuado em cilindro à parte. Assim, um compressor de dois estágios terá, necessariamente, no mínimo, duas câmaras de compressão. Neste caso, o primeiro cilindro, de maior tamanho, é designado de *cilindro de baixa pressão*, enquanto que o segundo, menor, é designado de *cilindro de alta pressão*.



Compressor de um estágio, horizontal, duplo efeito resfriado a água (Ingersoll-Rand).



Compressor de dois estágios, manivelas em ângulo reto, duplo efeito, resfriado a água, modelo XLE da Ingersoll-Rand.

- De um ou mais cilindros

Os compressores de êmbolo, assim como os motores a combustão interna, são usualmente classificados de acordo com o número de cilindros e respectiva disposição. Assim podemos falar nos seguintes tipos de compressores:

- Verticais, de um cilindro ou com mais de um cilindro em linha;
- Horizontais, com um ou mais cilindros;
- Opostos, horizontais ou verticais; quando em número par de cilindros, estes são dispostos, uns em oposição aos outros;
- Em esquadro; quando de dois cilindros, um é vertical e outro horizontal;
- Em V;
- Em W;
- Em estrela;
- Etc.

- De baixa, de média e de alta pressão

Quanto à pressão efetiva atingida pelo fluido comprimido, os compressores alternativos são classificados de acordo com os seguintes limites:

- Baixa pressão, até 1 Kgf/cm²;
- Média pressão, de 1 a 10 Kgf/cm²;
- Alta pressão, para pressões superiores a 10 Kgf/cm².

- Refrigerados a ar ou a água

Para garantir um funcionamento eficiente, os compressores alternativos dispõem na maior parte dos casos, de elementos especiais para resfriamento.

O resfriamento a ar é feito por meio de aletas que, colocadas externamente nas paredes e na tampa dos cilindros, aumentam a superfície de contato das partes aquecidas do compressor com ar exterior.

O resfriamento a água consiste em fazer circular água em cavidades situadas nas paredes e na tampa dos cilindros.

8.6.2) Componentes de um compressor de êmbolo

Os principais componentes de um compressor de êmbolo, estão relacionados abaixo:

Cilindro

Executado em material resistente tanto à ruptura como ao desgaste, dispõe ou não de elementos especiais de arrefecimento.

Cabeçote ou tampa do cilindro

De construção igualmente reforçada, mantém, contra o cilindro, perfeita vedação.

Válvulas de sucção e de descarga

As válvulas podem ser de diversos tipos, como de guias, de disco, de canal, de palheta.

As de guia são semelhantes às usadas nos motores a explosão, e eram adotadas nos compressores antigos. Hoje em dia, seu uso é bastante restrito.

As de canal são bastante simples e opõem pequena resistência à passagem do fluido que circula pelo compressor.



Válvula de canais, fabricação Ingersoll-Rand.

As válvulas de palhetas são usadas normalmente com compressores de pequena potência.



válvulas de palheta.

Em quase todos os casos, o funcionamento das válvulas é provocado pelas diferenças de pressão que se verificam durante as fases de sucção e de descarga do compressor.

A localização das válvulas varia de acordo com o fabricante, sendo usual a sua colocação no cabeçote ou na parede dos cilindros, podendo ainda, estar a válvula de sucção instalada no êmbolo, o qual é vazado a fim de permitir a passagem do fluido aspirado, que é admitido pela parede do cilindro; é o que acontece com muitos compressores de amoníaco.

Pistão

Geralmente oco, para ter seu peso reduzido, de duralumínio ou de ferro, com ou sem anéis de segmento, a fim de evitar fuga de pressão e proporcionar, ao mesmo tempo, a lubrificação das superfícies em contato.



Pistão separado do compressor.

Biela

Serve de ligação entre o pistão e a manivela. Na extremidade superior, onde se aloja o pino do pistão, dispõe de uma bucha, geralmente de bronze; na extremidade inferior, dispõe de uma bucha bipartida, de metais antifricção, removível ou não.



Biela típica de lubrificação forçada e com pescador de óleo, pertencente ao compressor Worthington.

Eixo de manivelas

Tem como objetivo transformar o movimento rotativo do motor de acionamento no movimento alternativo do pistão.

As figuras abaixo mostram 2 tipos de eixos de manivelas, a primeira mostra o eixo de manivelas do compressor Worthington com seus respectivos mancais fixos de rolamento, enquanto que a segunda aparece o eixo de manivela de um compressor de dois cilindros dispostos em V, com mancais fixos de rolamentos duplos.



Eixo de manivelas do compressor Worthington com seus respectivos mancais fixos de rolamento.



Eixo de manivela de um compressor de dois cilindros dispostos em V, com mancais fixos de rolamentos duplos.

8.6.3) Fases de funcionamento

A fim de que a operação de elevação de pressão de uma massa apreciável de fluido possa ser levada a efeito de uma maneira contínua, por meio de um compressor alternativo, torna-se necessário retirá-la parceladamente do meio onde se acha p_1 , comprimi-la até a pressão desejada e, a seguir, introduzi-la em um meio à pressão p_2 . Assim, além da compressão propriamente dita, o compressor deve efetuar, durante uma revolução completa, as operações de aspiração e descarga.

A passagem de uma certa massa de fluido pelo compressor, que se dá durante uma rotação completa do mesmo, é portanto, realizada em três fases distintas. Num plano de Clapeyron, essas fases tomam teoricamente o aspecto que podemos ver na figura abaixo, e constituem o diagrama de funcionamento do compressor.

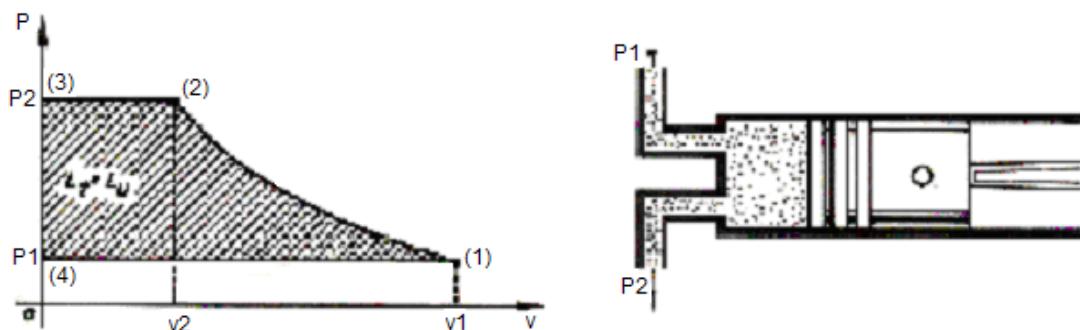


Diagrama de funcionamento do compressor.

- 1- A fase de aspiração (4-1), na qual o êmbolo, deslocando-se da esquerda para a direita, conforme figura acima, provoca uma depressão no interior do cilindro. Logo o fluido penetra através da válvula de sucção, sob uma pressão que chamaremos de p_1 .
- 2- A fase é de compressão propriamente dita (1-2), na qual, pela redução do volume ocupado pelo fluido no cilindro do compressor, a pressão do sistema eleva-se de p_1 para p_2 .
- 3- A fase de descarga (2-3), na qual, ao ser atingida a pressão desejada, o fluido é expulso do corpo do cilindro para um meio à pressão p_2 (reservatório de acumulação) através da válvula de descarga.

8.7) Compressores Centrífugos

Definimos compressores centrífugos como sendo máquinas rotativas geradoras, destinadas a aumentar a energia utilizável dos fluídos elásticos pelo aumento de sua pressão dinâmica ou cinética. Para isso, o fluido é impulsionado por meio de rotor provido de pás, do qual ele sai com pressão e velocidade elevadas, para, a seguir ser coletado por uma série de canais difusores ou caixa em forma de voluta, onde a energia cinética adquirida pelo mesmo é quase totalmente transformada também em pressão.

8.7.1) Classificação

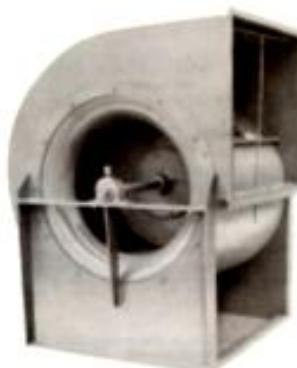
Os compressores centrífugos, de uma maneira geral, são usualmente classificados como apresentamos abaixo:

- Ventiladores Centrífugos

Quando têm um único estágio de compressão (rotor único); destinam-se a produzir diferenças de pressão inferiores a 700 Kg/m². Esses ventiladores centrífugos dividem-se em:

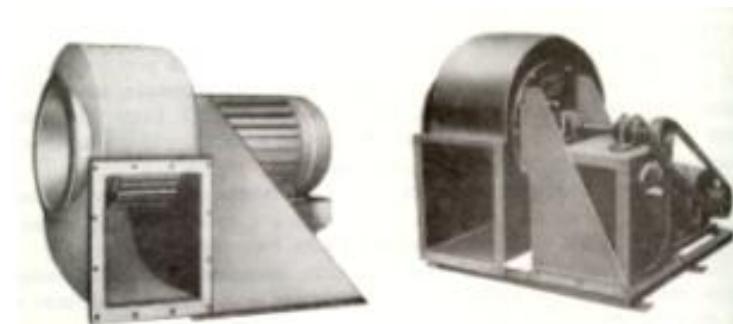
- de baixa
- de média
- de alta pressão

- **De baixa pressão** – quando funcionam com diferenças de pressão inferiores a 150 kgf/m², como o ventilador tipo Siroco, de dupla aspiração, utilizado em instalações de ventilação e ar condicionado, como podemos ver na figura abaixo.



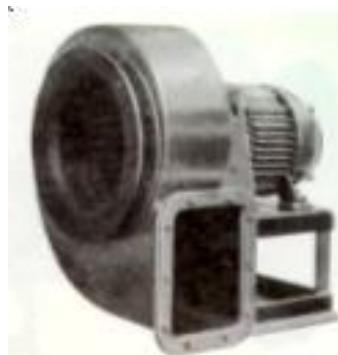
Ventilador Centrífugo de baixa pressão.

Esses ventiladores podem ser acoplados diretamente ao motor de acionamento ou através de transmissão por correias, como mostra a figura abaixo.



Ventilador Centrífugo de baixa pressão acoplado diretamente ao motor de acionamento ou de transmissão por correias.

- **De média pressão** - quando trabalham com diferenças de pressão compreendidas entre 150 e 250 kgf/m², como o ventilador mostrado abaixo, adotado nas mais diversas aplicações industriais.



Ventilador Centrífugo de média pressão.

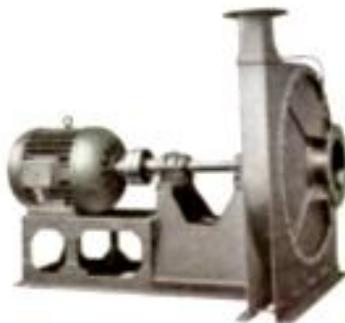
- **De alta pressão** – quando destinados a criar diferenças de pressão superiores a 250 kgf/m², como os ventiladores das figuras abaixo, destinados a forjas, fornos de fundição, queimadores, etc.



Ventiladores Centrífugos de alta pressão.

- Compressores centrífugos

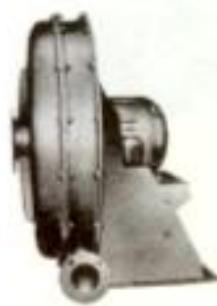
Quando têm um único estágio de compressão (rotor único); destinam-se a produzir diferenças de pressão, superiores a 700 Kg/m², como os ventiladores das figuras abaixo, destinados ao transporte pneumático ou à aspiração de gases quentes na indústria química.



Compressores Centrífugos.

- Turboventiladores

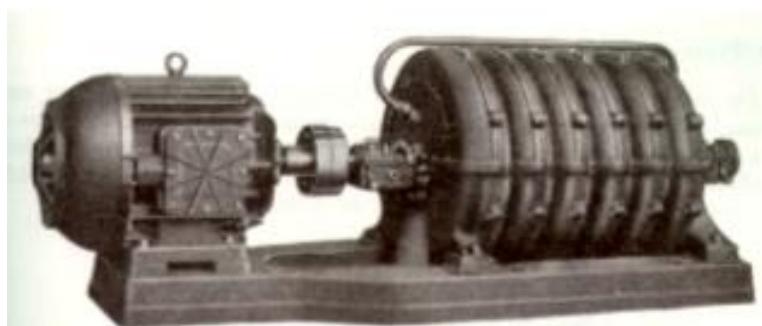
Quando de vários estágios de compressão, as diferenças de pressão criadas não são muito elevadas, como acontece com os ventiladores de dois estágios que podemos ver abaixo.



Turboventiladores.

- Turbocompressores

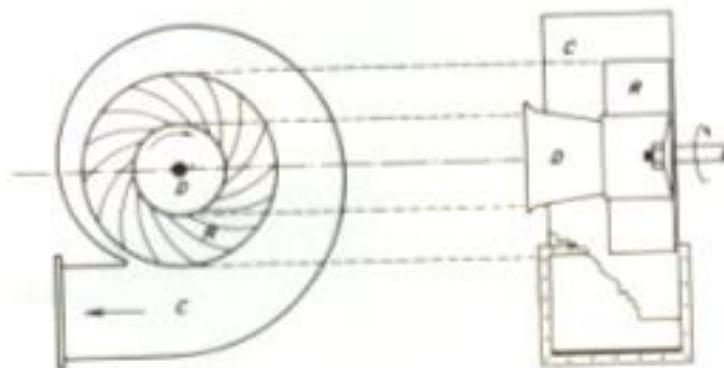
Quando de vários estágios de compressão, a pressão final atingida é superior a 3 kgf/cm², o que justifica o uso de refrigeração intermediária, simples ou mesmo múltipla, quando o número de estágios é elevado. Um exemplo desse tipo de compressor é o do desenho abaixo, que tem seis estágios de compressão.



Turbocompressor com seis estágios de compressão.

8.7.2) Componentes de um compressor centrífugo

Os compressores centrífugos são constituídos essencialmente de uma entrada, ou distribuidor, de um ou mais impulsores ou rotores, providos de pás e montados sobre um eixo comum, e de uma caixa coletora, amortecedora, ou difusor.



Ventilador centrífugo de rotor único.

Distribuidor

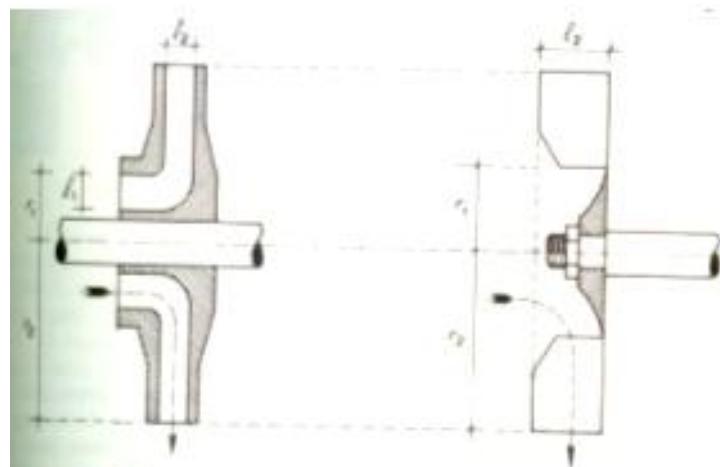
O distribuidor de um compressor centrífugo tem a finalidade de guiar o fluido de uma maneira uniforme para os canais móveis do rotor. Sua forma é troncônica, sendo o raio de base menor, igual ao raio interno do rotor. Com o objetivo de reduzir o atrito à entrada, aumentando, assim, o rendimento do conjunto, usa-se construir distribuidores com palhetas diretrizes.

Tais ventiladores, entretanto, apresentam uma curva de rendimento bastante crítica, o que restringe o seu campo de utilização econômica. A fim de contornar esse inconveniente, alguns fabricantes constroem distribuidores com palhetas diretrizes móveis.

Rotor

O rotor de um compressor centrífugo é constituído de uma série de canais fixos entre si que giram em torno de um eixo. Ao entrar no rotor, a velocidade absoluta do fluido é a resultante das velocidades tangencial e relativa, que se verificam ao longo dos canais rotativos.

As velocidades à entrada do rotor são caracterizadas pelo índice 1 e as de saída, pelo índice 2. O espaço compreendido entre os raios interno (r_1) e externo (r_2), que limitam os canais do rotor, é denominado de coroa. A sua construção pode ser efetuada em metal fundido, como acontece geralmente com os turbocompressores, ou simplesmente em chapa cravada ou soldada, como acontece com os ventiladores comuns de baixo custo, podemos evidenciar isso nas figuras abaixo.



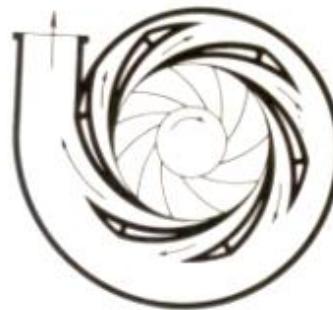
Esquema de um rotor.

Difusor

O difusor de um compressor centrífugo tem a finalidade de transformar a energia cinética atribuída ao fluido pelo rotor em entalpia, com o que se consegue redução de sua velocidade de saída e aumento de sua pressão dinâmica.

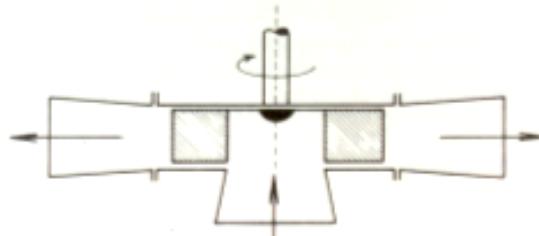
Os tipos de difusores usados atualmente na técnica dos ventiladores e compressores centrífugos são apresentados a seguir:

- Coroa de palhetas diretrizes - Constitui-se de uma série de palhetas formando canais divergentes.



Coroa de palhetas diretrizes.

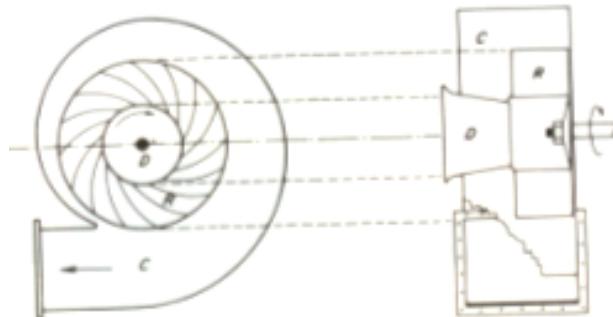
- Anel diretor liso – É formado por duas paredes divergentes, colocadas no prolongamento da periferia do rotor, conforme podemos ver na figura abaixo. Esse tipo de difusor, apesar de teoricamente perfeito, não tem dado resultados satisfatórios na prática, pelo menos quando usado isoladamente.



Anel diretor liso.

- Caixa coletora amortecedora – A caixa coletora do fluido que abandona o rotor pode fazer o papel de difusor, desde que, para isso, apresente forma e dimensões adequadas.

Segundo um corte longitudinal, a caixa coletora desenvolve-se em voluta, enquanto que a seção transversal, que é variável, pode ser retangular ou circular.



Caixa coletora amortecedora.

8.7.3) Trabalho de Compressão

Tratando-se de um compressor centrífugo, podemos, portanto, concluir que o trabalho mecânico realizado pelo rotor é consumido:

- em aumentar a pressão do sistema, que, ao passar pelo rotor, varia de p_1 para p_2 ;
- em aumentar a energia mecânica cinética do mesmo, em vista da variação de sua velocidade absoluta, que passa de c_1 à entrada para c_2 à saída do rotor;
- em aumentar a energia mecânica potencial apresentada pelo sistema, em vista da variação de sua posição no campo gravitacional;
- em vencer as resistências passivas devidas ao atrito que se verifica no rotor, onde o fluido escoa com uma velocidade relativa ω .

8.7.3) Rendimento adiabático

Podemos dar ao rendimento adiabático a seguinte expressão:

$$\eta = \frac{H_0}{H_0 + \Delta H} = \frac{c^2}{c^2 + \alpha \omega_2^2 + b c_2^2}$$

Que constitui o ponto de partida não só para o estudo analítico dos compressores centrífugos como também para a seleção algébrica inicial dos elementos necessários ao seu dimensionamento. Para isso, o melhor proceder consiste em expressar o rendimento adiabático em função do ângulo β_2 de inclinação das pás à saída do rotor e da relação característica c/u_2 .

8.7.5) Rendimento Volumétrico ou por Jogo Hidráulico

A relação entre os pesos do fluido comprimido que deixa o compressor e o fluido que passa pelo rotor recebe o nome de rendimento hidráulico:

$$\eta_h = \frac{G}{G + G'}$$

O rendimento hidráulico dos ventiladores e dos compressores centrífugos depende essencialmente de seu acabamento e limites de pressão.

8.7.4) Rendimento Mecânico

Além das perdas por atrito verificadas no trabalho mecânico executado pelo rotor, as quais determinam o rendimento adiabático e das perdas por jogo hidráulico, devemos considerar ainda, para os compressores centrífugos, as inevitáveis perdas mecânicas de atrito, que se verificam, como em todas as máquinas, entre seus componentes móveis (mancais, labirintos de vedação, retentores, gaxetas, etc).

Essas perdas determinam um rendimento orgânico ou mecânico. A tabela abaixo relaciona os valores considerados como normais para os diversos rendimentos dos compressores centrífugos aqui conceituados.

Rendimentos	Ventiladores		Compressores	
	pequenos	Grandes	pequenos	grandes
Adiabático	0,70	0,90	0,70	0,85
Mecânico	0,85	0,95	0,85	0,95
Hidráulico	0,70	0,90	0,70	0,90

Rendimentos dos compressores centrífugos.

8.8) Compressores Axiais

Existem relativamente poucos compressores axiais instalados em unidades industriais de processamento. Deve-se isso ao fato desses compressores destinarem-se a vazões extremamente elevadas que se manifestam apenas em alguns poucos processos. Acima de cerca de 300.000 m³/h, entretanto, o compressor axial mostra-se quase absoluto. Com custo de aquisição um pouco mais elevado do que o compressor centrífugo, seu único concorrente, o compressor axial opera no entanto com eficiências bem maiores, produzindo assim um rápido retorno em termos de custo operacional.

8.8.1) Classificação

Os compressores axiais podem ser classificados em:

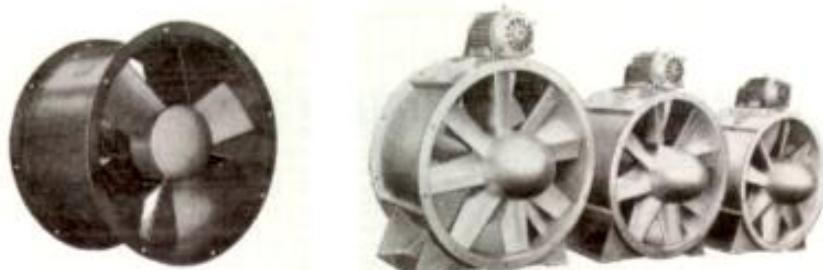
- Ventiladores Helicoidais
- Ventiladores Tubo – axiais
- Turbocompressores axiais

Os ventiladores helicoidais são constituídos por uma simples hélice, geralmente destinada a movimentar o ar ambiente.



Ventiladores helicoidais.

Os ventiladores tubo-axiais são providos de um envoltório que permite a canalização do fluido, tanto à entrada como à saída do rotor.

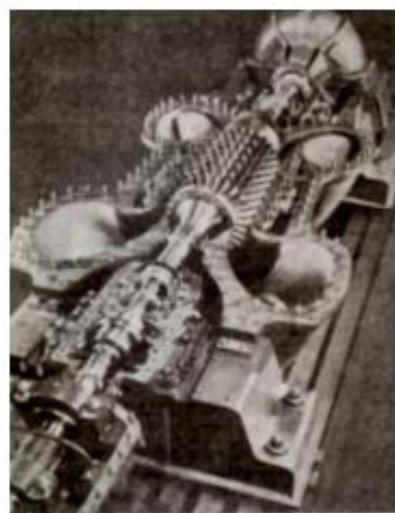


Ventiladores tubo-axiais.

Quando se deseja alto rendimento, são utilizados orientadores da veia fluida, tanto à entrada como à saída do rotor, para evitar a gираção. Esses ventiladores são normalmente projetados para baixa pressões e grandes vazões, e podem atingir rendimentos adiabáticos elevados (90%).

Os turbocompressores axiais funcionam como os ventiladores do mesmo tipo, mas são constituídos de vários estágios de compressão. Para isso, eles dispõem de uma série de pás móveis (rotor), intercaladas entre pás fixas, que servem de difusor para o rotor precedente e de distribuidor para o seguinte.

Os turbocompressores axiais são utilizados, atualmente, nas instalações de turbinas à gás, nos turborreatores de aviões, na injeção de ar nos alto-fornos.



Turbocompressor.

8.8.2) A teoria a cerca do funcionamento de um estágio axial

A transferência de energia:

A análise do funcionamento dos compressores axiais fundamentada nas condições puramente geométricas da teoria de Euler não fornece bons resultados. Ao contrário do que ocorre nos compressores centrífugos, a camada limite do escoamento nos compressores axiais, não estando “pressionada” por forças centrífugas, se mostra bastante espessa e com possibilidade de deslocamento, sobretudo quando o fluxo apresenta ângulo de incidência com relação às pás. Dessa maneira, não há preenchimento uniforme dos canais formados pelas pás, nem podemos considerar que o fluido escoa unidimensionalmente governado pelo formato desses canais.

Curva head-vazão de um compressor axial, a partir da teoria de Euler:

A teoria de Euler é uma ferramenta útil na escolha das condições de projeto de um compressor axial. Mostra-se, entretanto, insuficiente para avaliar o desempenho da máquina fora das condições de projeto, e por isso deve ser olhada com reservas a tentativa de se estabelecer, com base nessa teoria, uma correspondência “head”-vazão.

Por outro lado, há nesse procedimento um certo interesse acadêmico.

8.8.3) Peculiaridades do Compressor Axial Real

A idéia de usar uma turbina de reação girando em sentido inverso para produzir a compressão de um gás foi citada por Parsons em 1884.

Howell, entretanto, assegura que uma eficiência politrópica nunca superior a 40% seria, dessa maneira, obtida.

Mesmo os primeiros compressores axiais construídos, já com as pás especificamente projetadas com essa finalidade, apresentaram baixas eficiências, da ordem de 60%.

Com o desenvolvimento da indústria aeronáutica num passado mais recente, e a partir de uma infinidade de testes efetuados em túneis de vento, houve um grande avanço na qualidade do desempenho aerodinâmico desses compressores, tornando-os capazes de atingir hoje uma faixa de rendimento politrópico em torno de 90%.

Esse perfil evolutivo demonstra a grande sensibilidade do desempenho dos compressores axiais em relação ao projeto aerodinâmico, muito maior que a de qualquer outro compressor.

8.8.4) Performance de um Compressor Axial

Há uma grande semelhança no tratamento que é dado aos compressores centrífugos e axiais, quer em termos de especificação, projeto, fabricação, montagem, manutenção ou qualquer outro aspecto.

Tendo o desempenho afetado pelos mesmos fatores básicos, esses compressores encontram-se sujeitos aos mesmos tipos de problemas, e quase tudo o que foi dito anteriormente acerca dos compressores centrífugos pode ser estendido aos compressores axiais.

8.9) Bibliografia

- 1) Compressores – Costa, Ennio Cruz da – Editora Edgar Blücher LTDA – 1978.
- 2) Equipamentos Industriais e de Processo – Macintyre, Archibald Joseph – Editora LTC – 1997.
- 3) Compressores Industriais – Rodrigues, Paulo Sérgio B. – Editora EDC LTDA – 1991.

Capítulo 9 – Válvulas Pneumáticas

9.1) Introdução

A válvula é um componente do circuito pneumático que se destina a controlar a direção, pressão e/ou vazão do ar comprimido. Elas podem ser de controle direcional de 2, 3, 4 ou 5 vias, reguladores de vazão ou pressão e de bloqueio.

9.1.1) Coeficiente de vazão

A vazão de uma válvula é o volume de fluido que pode passar através dela em um determinado tempo. A maneira padronizada para especificar a vazão de uma válvula é através dos coeficientes Cv e Kv, os quais permitem a seleção de válvulas por um método prático, dimensionando-as corretamente para cada caso em particular. O Cv é definido como sendo o número de galões (USA) de água que passam pela válvula em um minuto, a temperatura de 68°F, provocando uma queda de pressão de 1 psig. Para o Kv a definição é a mesma, porém alteram-se as unidades, ou seja, vazão em L/min, pressão em bar e temperatura em °C. A vazão efetiva de uma válvula depende de vários fatores, entre os quais a pressão absoluta na saída, temperatura e queda de pressão admitida. A determinação dos fatores Cv e Kv obedece condições normalizadas como, por exemplo, o nível constante de água em relação a válvula, distância e posição dos instrumentos e detalhes sobre a tomada de pressão.

$$Kv = 0,8547 \text{ Cv}$$

Método Cv para gases:

$$Cv = \frac{Q}{22,48 \sqrt{\frac{\Delta P \cdot (P1 - \Delta P + Pa)}{T1 \cdot G}}}$$

Onde: No sistema internacional de unidades (S.I.)

- Cv = Coeficiente de vazão
- Q = Vazão em L/s a 760 mm Hg, 20°C, 36% umidade relativa
- ΔP = Queda de pressão admitida em bar
- Pa = Pressão atmosférica em bar (1,013 bar)
- P1 = Pressão de alimentação (pressão de trabalho) em bar
- T1 = Temperatura absoluta em K (Kelvin) $K = ^\circ C + 273$
- G = Gravidade específica do gás ($G_{ar} = 1$) = $\frac{\text{Peso molecular do gás}}{\text{Peso molecular do ar}}$

No sistema americano:

- Cv = Coeficiente de vazão
- Q = Vazão em SCFM a 14,7 psig, 68°F, 36% umidade relativa
- ΔP = Queda de pressão admitida em psig
- Pa = Pressão atmosférica em psig (14,7 psig)
- P1 = Pressão de alimentação (pressão de trabalho) em psig
- T1 = Temperatura absoluta em °R (Rankine) $^^\circ R = ^\circ F + 460$
- G = Gravidade específica do gás ($G_{ar} = 1$)

9.1.2) Gráfico para coeficiente de vazão:

As curvas de vazão mostradas no gráfico são para uma válvula teórica com $C_v = 1$ e para o ar nas condições normais de temperatura e pressão (20°C , 760 mm Hg e 36% umidade relativa). Para se calcular a vazão de uma válvula conhecendo-se a pressão inicial, devemos seguir a curva correspondente a esta pressão até o eixo vertical do gráfico e ler diretamente o valor. Multiplicar esse valor de vazão (para $C_v = 1$) pelo C_v da válvula escolhida para se obter a sua vazão real.

Exemplo:

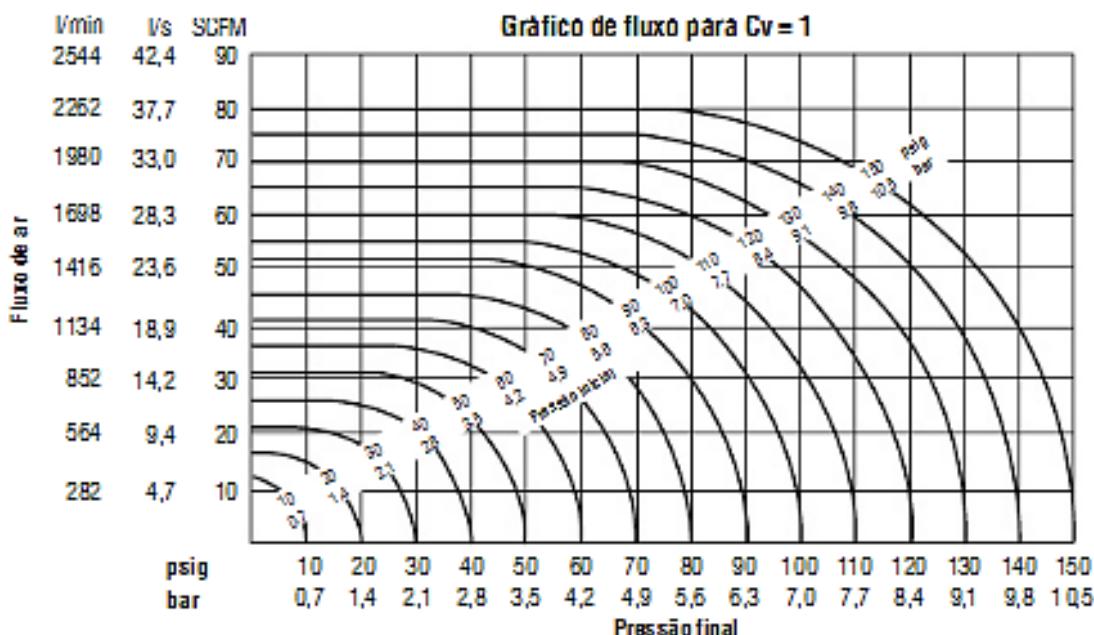
Pressão inicial = 7 bar.
Válvula escolhida $C_v = 1,8$.

Para $C_v = 1$, do gráfico obtemos $Q = 26,42 \text{ L/s}$.
Para $C_v = 1,8$ a vazão real será: $Q_r = 1,8 \times 26,42 \text{ L/s} = 47,56 \text{ L/s}$.

Para se conhecer a vazão de uma válvula a uma pressão final específica, selecionar o valor da pressão final desejada no eixo horizontal do gráfico, seguir a linha vertical até a intersecção com a curva de pressão inicial e, a partir deste ponto, seguir uma linha horizontal até o eixo vertical lendo-se diretamente a vazão. Multiplicar o valor obtido pelo C_v da válvula escolhida para se obter a vazão final.

Exemplo:
Pressão inicial = 6,3 bar (90 psig)
Pressão final = 5,6 bar (80 psig)
Válvula escolhida $C_v = 1,8$

Para $C_v = 1$, do gráfico, obtemos $Q = 14,2 \text{ L/s}$
Para $C_v = 1,8$ a vazão real será: $Q_r = 14,2 \times 1,8 = 25,6 \text{ L/s}$



9.1.3) Seleção de válvula através de fórmula simplificada:

Na fórmula do Cv, a vazão Q pode ser substituída pelo consumo de ar de um cilindro para executar o movimento de avanço ou retorno em um determinado tempo. O tempo escolhido é o crítico, ou seja, aquele que tem prioridade no trabalho a ser executado.

$$Cv = \frac{\frac{14,7+P}{14,7} \cdot a \cdot Ct \cdot 60}{22,48 \sqrt{\frac{\Delta P \cdot (P_1 - \Delta P + Pa)}{T_1 \cdot G}}} \quad Cv = \frac{a \cdot Ct \cdot A \cdot Fc}{tc \cdot 29}$$

Onde: a = Área interna do cilindro em polegadas quadradas (in^2)

Ct = Curso de trabalho em polegadas (in)

A = Constante conforme tabela ($P + 14,7$)

Fc = Fator de compressão: tabela ou $Fc = 14,7$

P = Pressão de entrada em psig

tc = Tempo para realização do curso (avanço ou retorno) em segundos (s)

Pressão de entrada bar	Fator de compressão	Constante "A" para várias quedas de pressão			
		Queda de pressão: Δp			
		0,14 bar	0,35 bar	0,70 bar	1,40 bar
0,70	1,7	0,156	0,103	-	-
1,40	2,4	0,126	0,084	0,065	-
2,00	3,0	0,111	0,073	0,055	0,046
2,76	3,7	0,100	0,065	0,048	0,039
3,45	4,4	0,091	0,059	0,044	0,034
4,14	5,1	0,085	0,055	0,040	0,031
4,83	5,8	0,079	0,051	0,037	0,028
5,52	6,4	0,075	0,048	0,035	0,026
6,20	7,1	0,071	0,046	0,033	0,025
6,90	7,8	0,068	0,044	0,032	0,023
7,60	8,5	0,065	0,042	0,030	0,023
8,30	9,2	0,063	0,040	0,029	0,021

Exemplo:

Um cilindro pneumático de diâmetro 4" e curso de 16" deve transportar uma peça num tempo máximo de 2 s, para que a produção seja atingida. A válvula direcional é alimentada com 80 psig e é admitida uma queda de pressão máxima de 10 psig para que a força do cilindro seja compatível com o trabalho.

Pede-se para determinar o Cv da válvula.

$$\varnothing = 4", \text{ ou seja, } a = 12,566 \text{ } in^2$$

$$Ct = 16" \cdot tc = 2s$$

$$P_1 = 80 \text{ psig} = 5,52 \text{ bar}$$

$$\Delta P = 10 \text{ psig} = 0,7 \text{ bar}$$

Da tabela: A = 0,035

$$Fc = 6,4$$

$$Cv = \frac{a \cdot Ct \cdot A \cdot Fc}{tc \cdot 29}$$

$$Cv = \frac{12,566 \cdot 16 \cdot 0,035 \cdot 6,4}{2,29}$$

$$Cv = 0,78$$

9.2) Válvula de Controle Direcional

Orientam a direção que o fluxo de ar deve seguir, a fim de realizar um trabalho proposto.

São representadas por um retângulo dividido em quadrados, onde o número de quadrados corresponde ao número de posições da válvula.



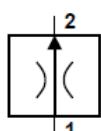
válvula
de duas
posições



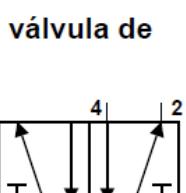
válvula
de três
posições

As setas indicam a ligação interna das conexões, mas não necessariamente o sentido do fluxo. Para o conhecimento aprimorado de uma válvula direcional, deve identificar o tipo de válvula e as conexões.

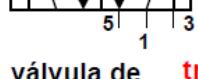
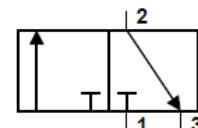
VIAS (ou conexões): é o número de entradas e saídas de ar de uma válvula.



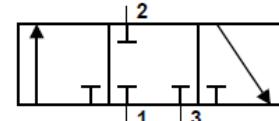
válvula de **duas** vias e **uma** posição



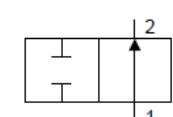
válvula de **três** vias e **duas** posições



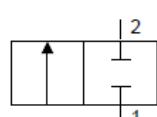
válvula de **cinco** vias e **duas** posições



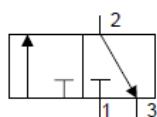
válvula de **três** vias e **três** posições



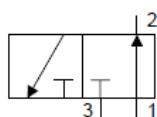
válvula **2/2** vias **NA**



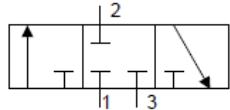
válvula **2/2** vias **NF**



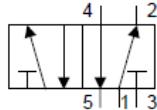
válvula **3/2** vias **NF**



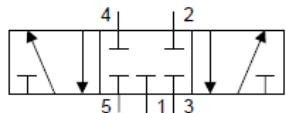
válvula **3/2** vias **NA**



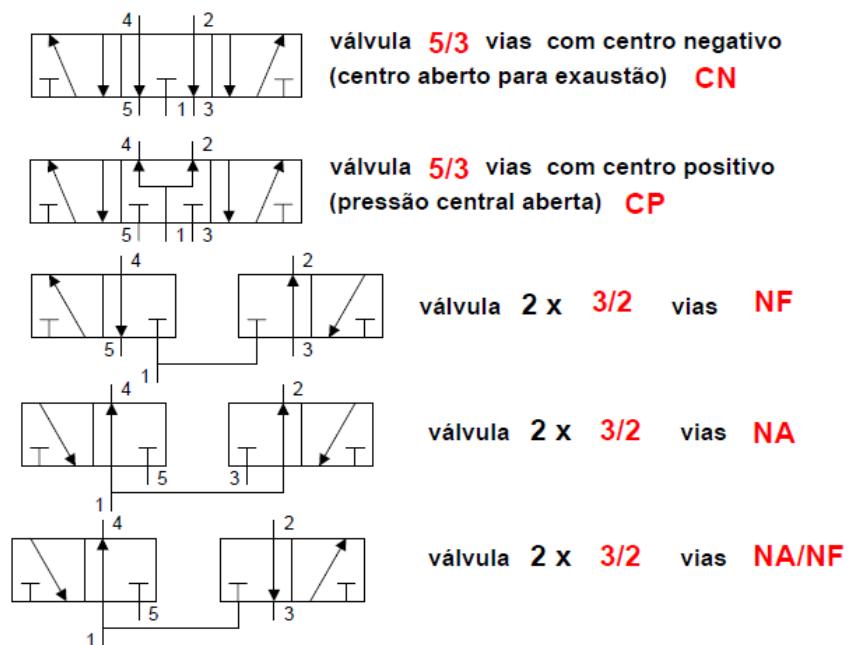
válvula **3/3** vias
com centro fechado



válvula **5/2** vias



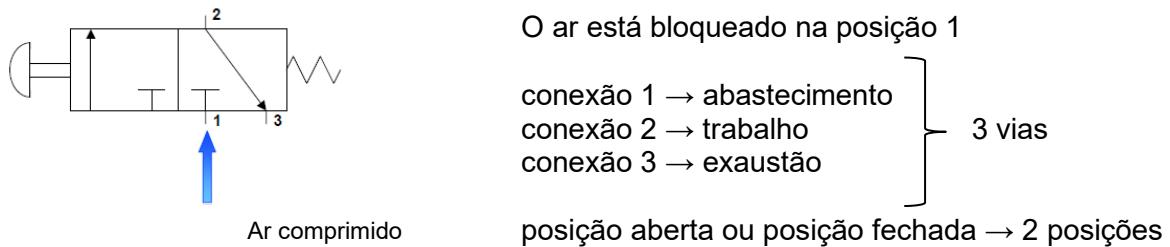
válvula **5/3** vias
com centro fechado
CF



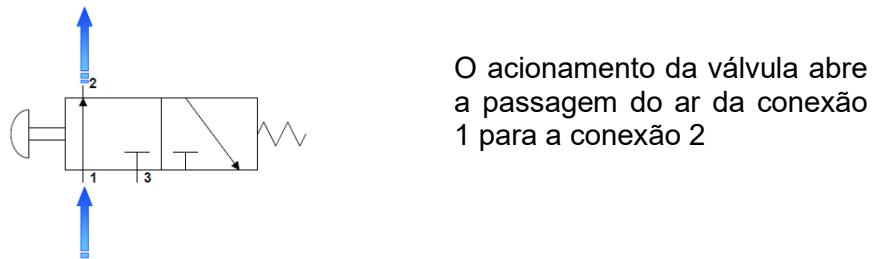
9.2.1) Válvula 3/2 Vias

Esta nomenclatura significa que a válvula possui 3 vias e 2 posições.

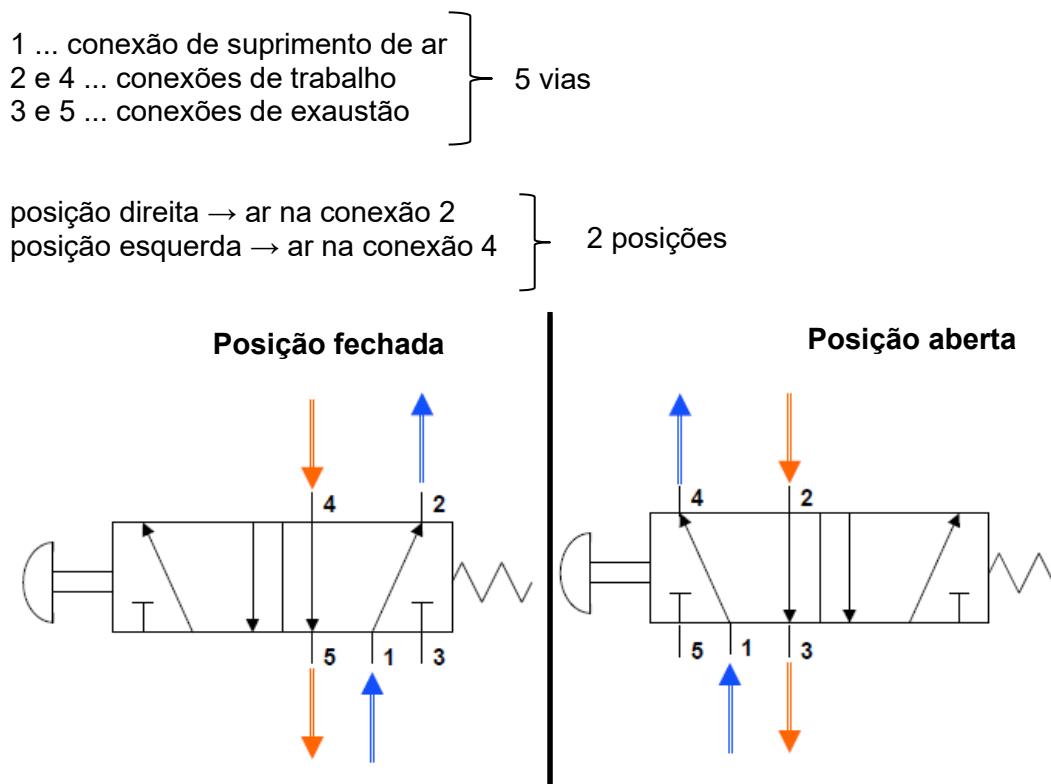
- 3 vias significa que a válvula tem 3 conexões (ou 3 orifícios de entrada ou de saída de ar)
- 2 posições significa que a válvula pode se apresentar de duas maneiras: (aberta ou fechada)



Válvula na posição aberta (acionada)

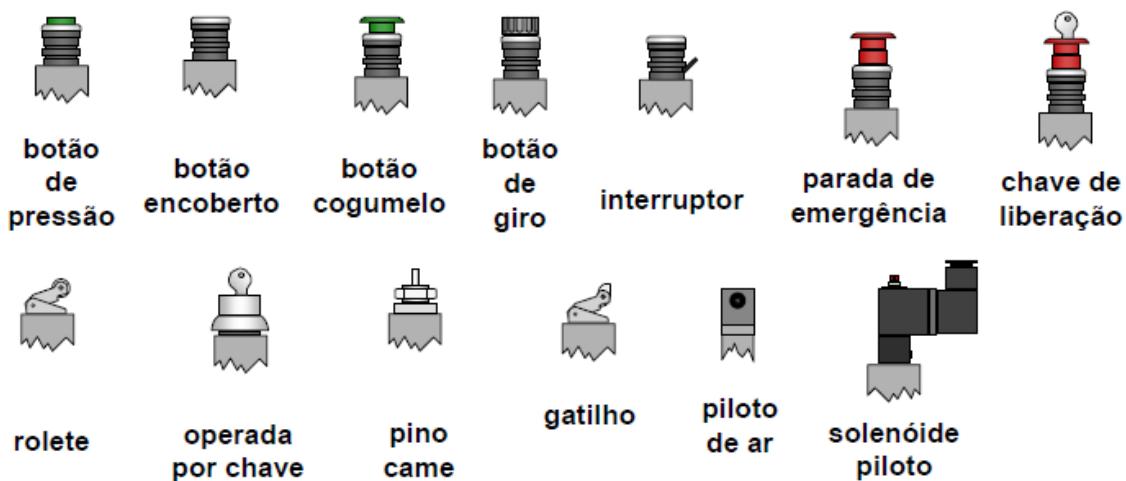


9.2.2) Válvula 5/2 vias



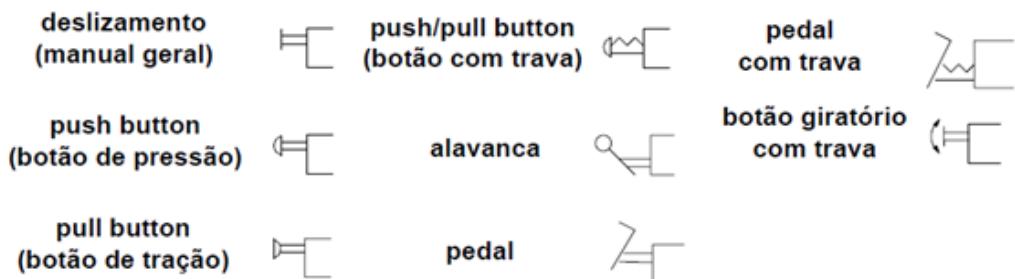
9.2.3) Operadores

As válvulas são acionadas por operadores que podem ser manuais, mecânicos, pneumáticos ou elétricos.

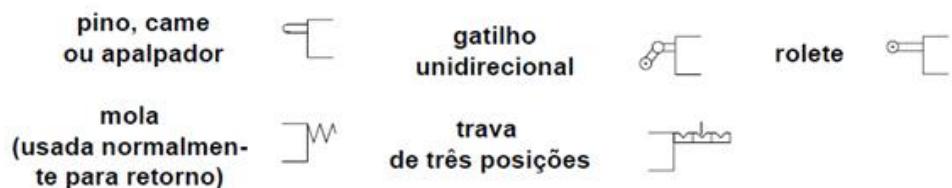


Os operadores também são representados por símbolos. Vejamos cada um deles.

Operadores manuais:



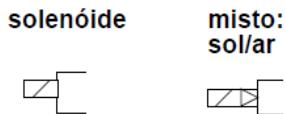
Operadores mecânicos:



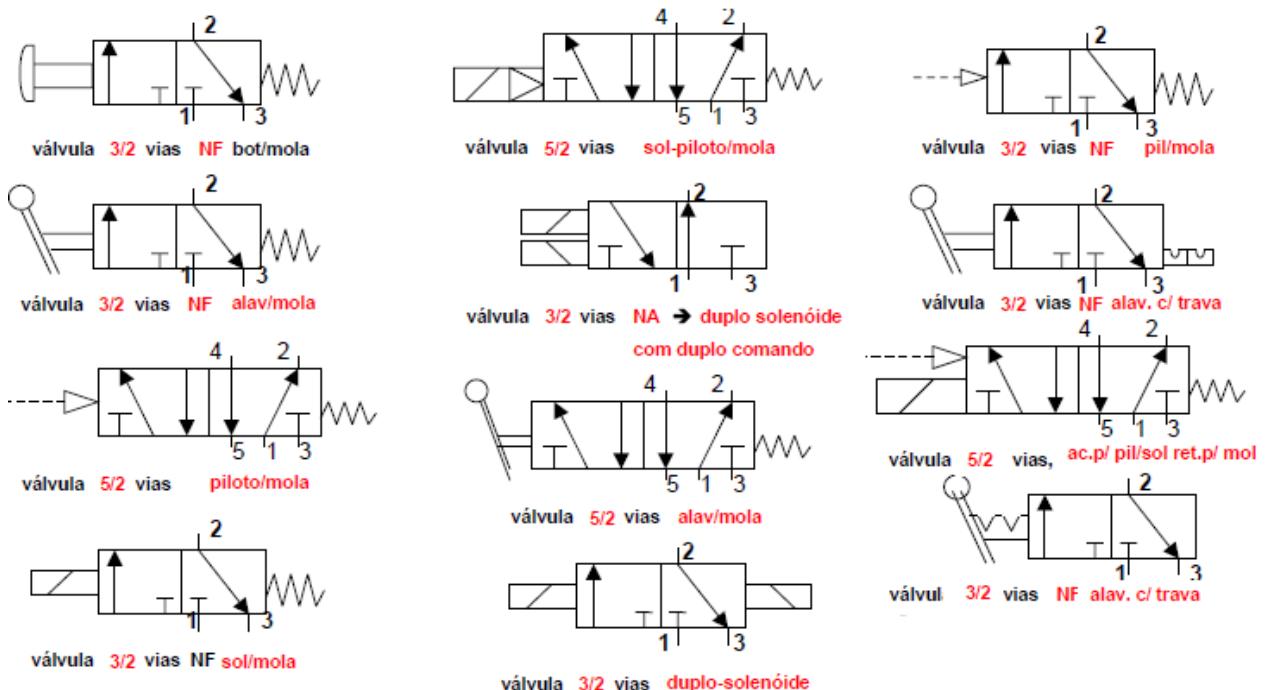
Operadores pneumáticos:



Operadores elétricos:



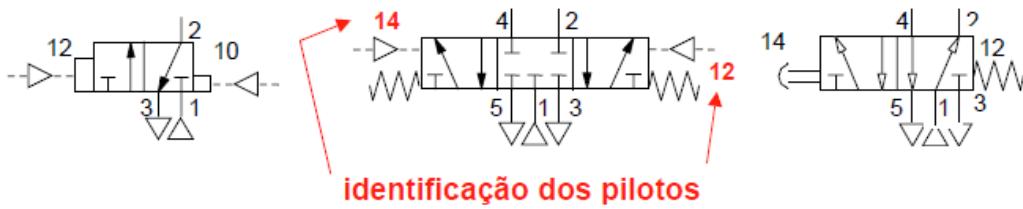
9.2.3) Exemplos de Válvulas Direcionais com Operadores



9.2.4) Símbolos de Válvulas

A numeração dos orifícios é normalizada pelo CETOP RP68P e mostra:

- 1 é o orifício de abastecimento, suprimento de ar comprimido
 - 2 ou 4 (algarismos pares) são os orifícios de trabalho , conexões por onde sai o ar para realizar um trabalho
 - 3 ou 5 (algarismos ímpares) são os orifícios de escape, exaustão , conexões por onde o ar sai para a atmosfera
 - 10, 12, 14 - são orifícios piloto (recebem ar de pilotagem) - estes algarismos podem ser também indicar apenas o “lado” da válvula.
- ✓ operada em 12 , o orifício 1 fica conectado com o 2
✓ operada em 10 , o orifício 1 fica bloqueado, conectado com nada, com 0



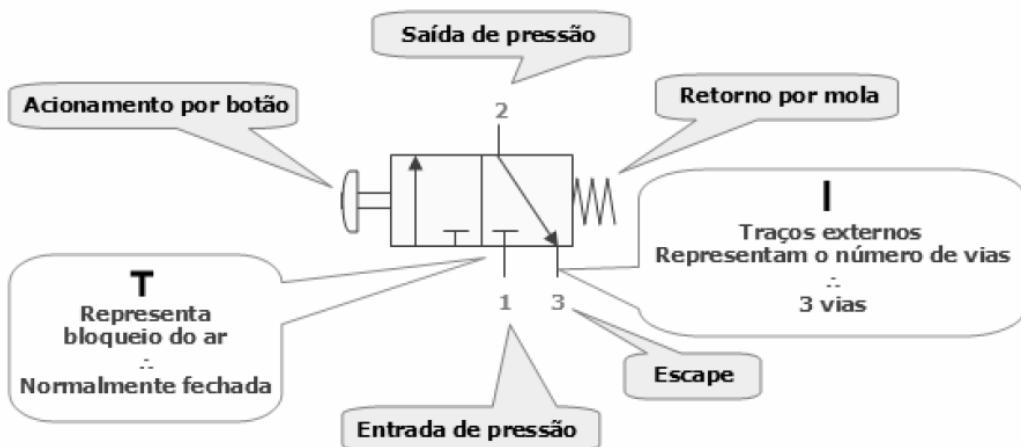
9.2.5) Nomenclatura dos orifícios

Os orifícios de entrada e de saída do ar são atualmente indicados por algarismos, mas ainda se encontram válvulas antigas utilizando letras nesta identificação dos orifícios.

Tabela 1 - ilustra diversos tipos de válvulas direcionais.

Identificação das válvulas		Identificação das conexões	
Nº de vias	Conexão	DIN ISO 5599	DIN ISO 1219
Nº de posições	Pressão/Abastecimento	1	P
Tipo de acionamento	Exaustão/Escape	3 e 5	R(3/2), R, S(5/2)
Tipo de retorno	Saída/Trabalho	2 e 4	B, A
Posição inicial	Piloto	10, 12 e 14	X, Y e Z

Exemplo: Válvula: 3 vias, 2 posições, acionamento por botão e retorno por mola e NF.

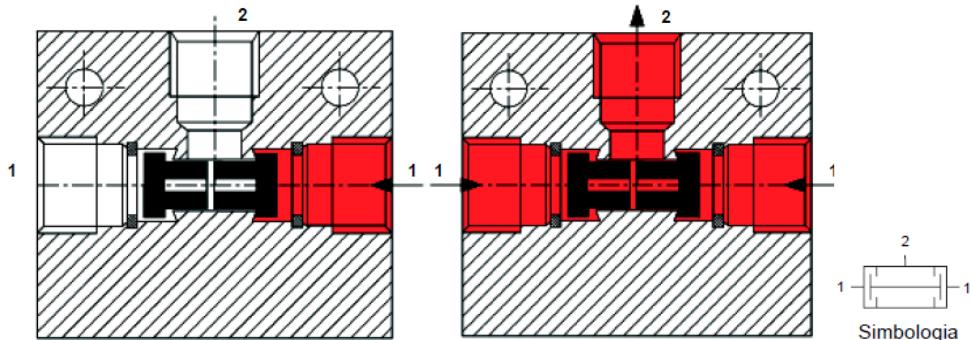


9.3) Válvulas de Bloqueio (Anti-Retorno)

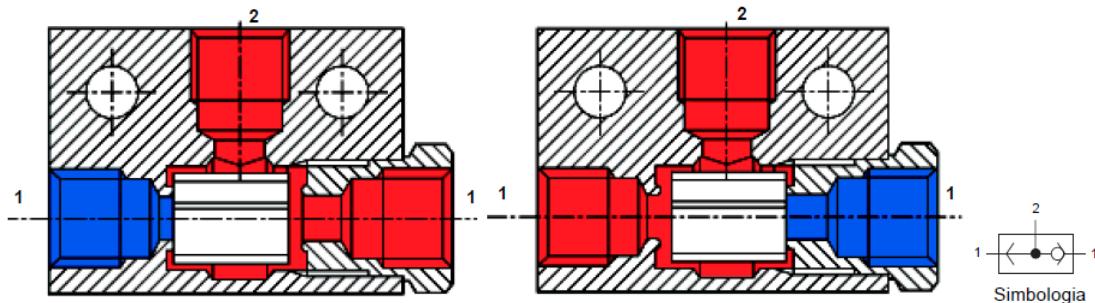
Bloqueiam o fluxo de ar preferencialmente num sentido e o liberam no sentido oposto. Estas podem ser:

- De Escape Rápido: Quando se necessita obter velocidade superior àquela desenvolvida por um pistão de cilindro, é utilizada esta válvula.
- De Retenção: Esta válvula impede completamente a passagem em uma direção; na direção contrária, o ar flui com a mínima queda de pressão.

- De Simultaneidade (Elemento E): Esta válvula possui duas entradas piloto (X, Y) e uma saída (A) e como o próprio nome diz, executa a função lógica E.



- De Isolamento (Elemento OU): Esta válvula possui duas entradas piloto (X, Y) e uma saída (A) e como o próprio nome diz, executa a função lógica OU.



9.4) Válvulas de Controle de Fluxo

Em alguns casos é necessária a diminuição da quantidade de ar que passa através de uma tubulação, o que é muito utilizado quando se necessita regular a velocidade de um cilindro ou formar condições de temporização pneumática. Quando se necessita influenciar o fluxo do ar comprimido, este tipo de válvula é a solução ideal, podendo ser fixa ou variável, unidirecional ou bilateral.

- Controle Bidirecional: Restringe a passagem em ambas as direções.
- Controle Unidirecional: Permite a passagem livre em uma direção e restringe na oposta.

9.4.1) Válvulas de Controle de Pressão

Influenciam ou são influenciadas pela intensidade de pressão de um sistema. Podem ser redutoras, limitadoras e de sequência.

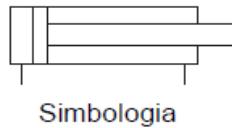
- Limitadora: Não permite um aumento de pressão no sistema, acima da pressão máxima ajustada.
- Reguladora ou Redutora com escape: Mantém a pressão de trabalho constante independente da pressão de entrada.
- De sequência: Quando a pressão de entrada vence a força opositora de mola, a válvula é aberta, permitindo o fluxo para o orifício de saída.

9.5)Bibliografia

- Apostila de Pneumática, Sistemas Fluido-mecânicos. Escola Politécnica da USP
- Automação Pneumática Industrial. Cursos de Extensão, Universidade Tecnológica Federal do Paraná.
- Apostila de Pneumática aplicada, Clube da Eletrônica
- Livro: Automação Pneumática – Projeto, Dimensionamento e Análise de Circuitos. (2^a edição)
- Power Point em PDF da NORGREN
- Livro: Pneumatic Handbook (8^a edição) – Elsevier Advanced Technology

Capítulo 10 – Atuadores Pneumáticos

10.1) Introdução



Um atuador pneumático é geralmente relacionado com movimento, aplicando uma força a um objeto. Dispositivos que atingem este objetivo são chamados atuadores. As principais características dos atuadores pneumáticos são:

- Apresentam baixa rigidez devido à compressibilidade do ar;
- Não há precisão na parada em posições intermediárias;
- Apresentam uma favorável relação peso/potência;
- Dimensões reduzidas;
- Segurança à sobrecarga;
- Facilidade de inversão;
- Proteção à explosão.

Os atuadores pneumáticos têm como função transformar a energia pneumática em força e movimento. Esses movimentos podem ser lineares, rotativos ou oscilantes.

Os conversores de energia são classificados em três grupos:

- **Lineares:** São constituídos de componentes que convertem a energia pneumática em movimento linear ou angular. São representados pelos cilindros pneumáticos. Dependendo da natureza dos movimentos, velocidade, força, curso, haverá um mais adequado para a função.
- **Rotativos:** Convertem energia pneumática em energia mecânica, através de momento torsor contínuo.
- **Oscilantes:** Convertem energia pneumática em energia mecânica, através de momento torsor limitado por um número de graus.

10.1.1) Controle da velocidade de deslocamento do êmbolo

Em função da aplicação do cilindro, pode-se desejar que a velocidade de deslocamento do êmbolo seja máxima. Neste caso, recomenda-se utilizar uma válvula de escape rápido (vide válvulas auxiliares) conectada através de um niple diretamente ao cabeçote do cilindro: no cabeçote dianteiro para velocidade máxima no avanço, e no cabeçote traseiro quando se deseja acelerar o movimento de recuo do êmbolo. Mas quando se deseja controlar a velocidade, com o intuito de reduzi-la, aplica-se então a válvula de controle de fluxo unidirecional (vide válvulas auxiliares), restringindo-se sempre o fluxo de ar que está saindo do cilindro. Conforme a necessidade deste ajuste existe um modelo de válvula adequado.

Se necessitarmos de maior sensibilidade, devemos empregar válvulas controladoras de fluxo, no caso oposto, um simples silenciador com controle de fluxo em cada orifício de escape da válvula direcional que comanda o cilindro pode resolver o problema. Quando o sistema requer velocidades baixas e com alta sensibilidade de controle, o que aparentemente é impossível devido à compressibilidade do ar, a solução está na aplicação do "Hydro-Check" - Controlador Hidráulico de Velocidade.

Danos em condições adversas são tolerados assim como:

- Umidade, ambientes secos e poeirentos e Limpeza por jatos de água.
- O diâmetro do cilindro determina a força máxima que ele pode exercer.
- O curso do cilindro determina o máximo movimento linear que ele pode produzir. A pressão máxima de trabalho depende do projeto do cilindro
- Cilindros padrão VDMA trabalham com até 16 bar.

A força é controlada através de um regulador de pressão.

10.1.2) Seleção de um cilindro (ou atuador) pneumático:

Para que possamos dimensionar um cilindro, partimos de algumas informações básicas, a saber:

- a) Qual a força que o cilindro deverá desenvolver?
- b) Qual a pressão de trabalho?
- c) Qual o curso de trabalho?

Naturalmente, esses dados são em função da aplicação que se deseja do cilindro. Recomenda-se que a pressão de trabalho não ultrapasse 80% do valor da pressão disponível na rede de ar.

Imagine-se, como exemplo, que se quer selecionar um cilindro para levantar uma carga frágil de aproximadamente 4900 N. O primeiro passo é a correção da força para que tenhamos a força real que o cilindro vai desenvolver (considerando-se atrito interno, inércia, etc.). Para isso, devemos multiplicar a força dada no projeto (4900 N) por um fator escolhido na tabela abaixo:

Fatores de correção da força

Velocidade de deslocamento da haste do cilindro	Exemplo	Fator de correção (Fc)
Lenta com carga aplicada somente no fim do curso	Operação de rebitagem	1,25 ou 25%
Lenta com carga aplicada em todo o desenvolvimento do curso	Talha pneumática	1,35 ou 35%
Rápida com carga aplicada somente no fim do curso	Operação de estampagem	1,35 ou 35%
Rápida com carga aplicada em todo o desenvolvimento do curso	Deslocamento de mesas	1,50 ou 50%

- Observação: A força de projeto é dada na direção e sentido do deslocamento do pistão. Assim, como a carga é frágil, deve-se ter velocidade baixa e a carga aplicada em todo o desenvolvimento do curso. $F_c = 1,35 \rightarrow F = 4900 \times 1,35 = 6615$

→ Fórmula para o cálculo da força:

$$F = P \cdot A$$

→ Fórmula para o cálculo da área:

$$A = \frac{(D^2 \cdot \pi)}{4}$$

F = força (kgf)

P = Pressão de trabalho (kgf/cm² ; bar)

A = Área do êmbolo (cm²)

D = Diâmetro do êmbolo (cm)

$\pi = 3,14$

→ Cálculo do consumo de ar de um cilindro pneumático:

O primeiro passo para se calcular o consumo de ar em um cilindro pneumático é determinar a velocidade através da fórmula:

$$V = \frac{L}{t}$$

Onde:

L = Curso do cilindro, em dm.

t = Tempo para realizar o curso (avanço ou retorno, vale o que for menor).

V = Velocidade de deslocamento (dm/s)

Ou

$$V = nc \cdot L \cdot 2$$

V = Velocidade de deslocamento (dm/s)

nc = Número de ciclos por segundo

L = Curso do cilindro em dm

Onde: Calculada a velocidade de deslocamento, determinamos o consumo de ar através da fórmula:

$$Q = V \cdot A \cdot Tc$$

Onde: Q = Consumo de ar (N.dm³/s ou N.l/s), onde N = normal (Newtons).

V = Velocidade de deslocamento (dm/s) – usar sempre a maior.

A = Área do cilindro (dm²)

$$Tc (\text{Taxa de compressão}) = \frac{1,013 + \text{Pressão de trabalho}}{1,013}$$

Ou

$$C = \frac{A \cdot 2L \cdot n_c \cdot (p_t + 1,013)}{1,013 \cdot 10^6}$$

Onde:

C = Consumo de ar (l/seg)

A = Área efetiva do pistão (mm²)

L = Curso (mm)

n_c = Número de ciclos por segundo

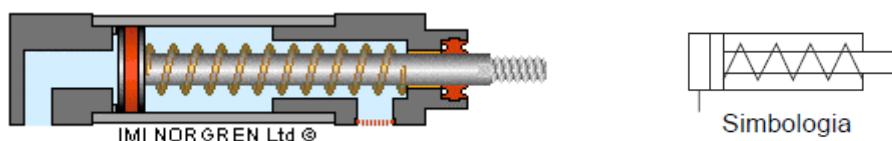
p_t = Pressão (bar)

10.2) Atuadores Lineares

São constituídos de componentes que convertem a energia pneumática em movimento linear e angular. São representados pelos cilindros pneumáticos. Dependendo da natureza dos movimentos, velocidade, força, curso, haverá um mais adequado para a função.

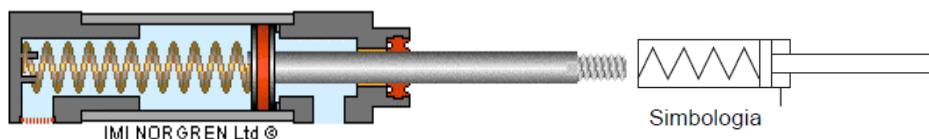
10.2.1) Cilindro de Simples Ação

Utiliza o ar comprimido para conduzir trabalho em um único sentido de movimento, seja para avanço ou retorno. Este tipo de cilindro possui somente um orifício por onde o ar entra e sai do seu interior, comandado por uma válvula. Na extremidade oposta à de entrada, é dotado de um pequeno orifício que serve de respiro, visando impedir a formação de contrapressão internamente, causada pelo ar residual de montagem. O retorno, em geral, é efetuado por ação de mola ou força externa. Quando o ar é exaurido, o pistão (haste + êmbolo) volta para a posição inicial.



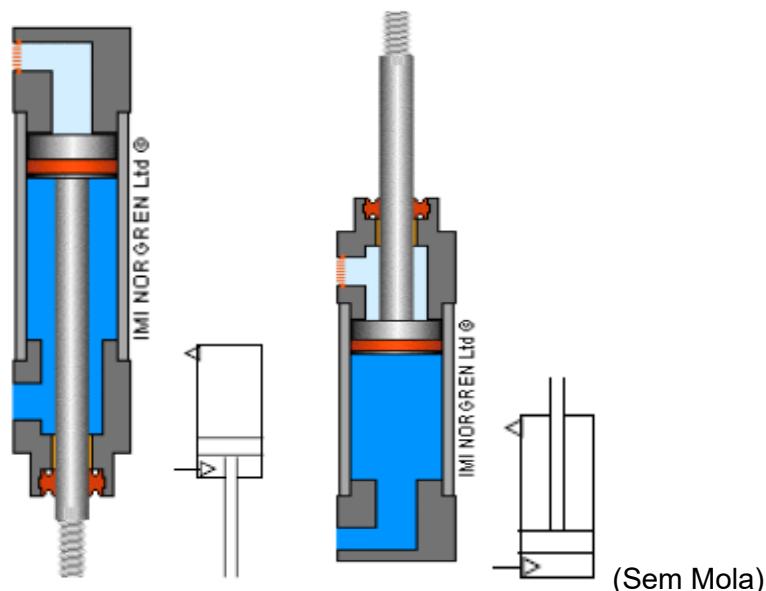
Avanço: Ar Comprimido

Retorno: por Mola



Avanço: por Mola

Retorno: Ar Comprimido



A gravidade ou outras forças externas retornam a haste.

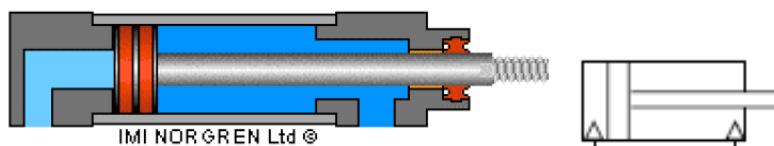
Os cilindros de simples ação têm várias aplicações, em especial em situações de segurança, como freios de caminhão, onde os freios ficam normalmente fechados sob ação da mola, abrindo apenas quando o motor do caminhão está funcionando e fornecendo pressão. Em caso de falha do motor os freios travam.

10.2.2) Cilindro de Dupla Ação

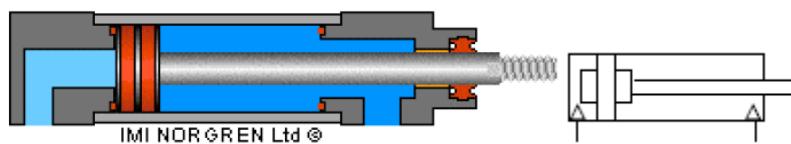
Utiliza ar comprimido para produzir trabalho em ambos os sentidos de movimento (avanço e retorno). É o tipo mais comum de utilização. Sua característica principal, pela definição, é o fato de se poder utilizar tanto o avanço quanto o retorno para desenvolvimento de trabalho. Existe, porém, uma diferença quanto ao esforço desenvolvido: as áreas efetivas de atuação da pressão são diferentes; a área da câmara traseira (avanço) é maior que a da câmara dianteira (retorno), pois nesta há que se levar em conta o diâmetro da haste, que impede a ação do ar sobre toda a área. O ar comprimido é admitido e liberado alternadamente por dois orifícios existentes nos cabeçotes, um no traseiro e outro no dianteiro que, agindo sobre o êmbolo, provocam os movimentos de avanço e retorno. Quando uma câmara está admitindo ar a outra está em comunicação com a atmosfera. Esta operação é mantida até o momento de inversão da válvula de comando; alternando a admissão do ar nas câmaras, o pistão se desloca em sentido contrário.

Alguns exemplos de cilindros de dupla ação:

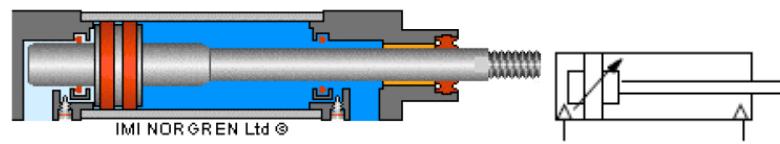
- Sem amortecedor: são adequados para cursos completos com baixa velocidade.



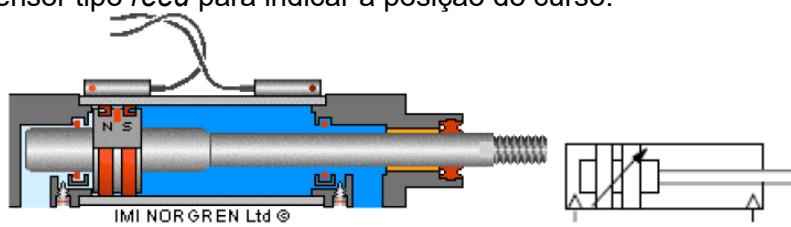
- Com amortecedor fixo: pequenos diâmetros para serviços leves têm amortecedor fixo.



- Com amortecedor ajustável: a haste desacelera progressivamente na parte final do curso.



- Com amortecedor magnético: uma cinta magnética em volta do êmbolo opera um sensor tipo *reed* para indicar a posição do curso.

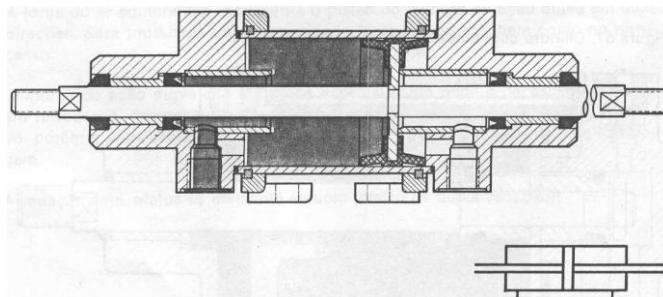


Os cilindros de dupla ação são os mais utilizados possuindo inúmeras aplicações, como prensas, fixadores, entre outros. O curso não pode ser muito grande, pois surgem problemas de flambagem. E possuem outros tipos de construção derivados, como:

- Cilindro de dupla ação com haste dupla;
- Cilindro duplex contínuo (tandem);
- Cilindro duplex germinado;
- Cilindro de impacto;
- Cilindro de tração por cabos.

10.2.3) Outros exemplos de atuadores lineares

- Cilindro de Dupla Ação com Haste Passante:

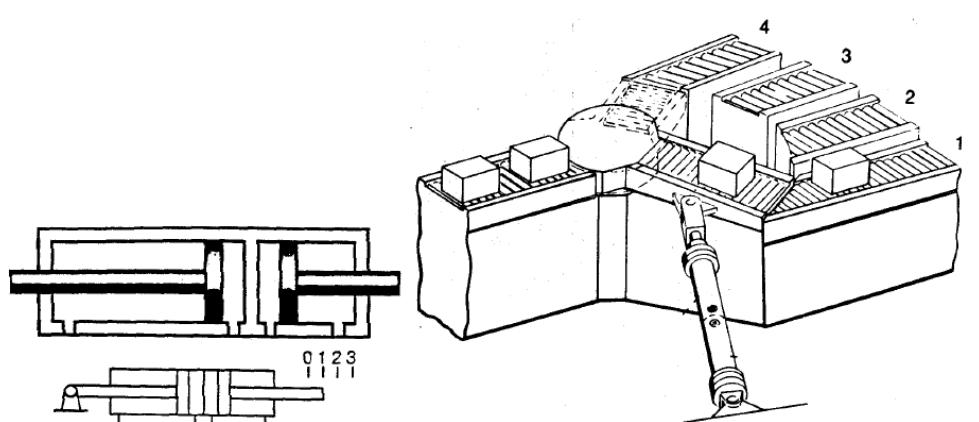


Consiste num cilindro de dupla ação com haste em ambos os lados, realizando trabalho nos dois sentidos. A força é igual nos dois sentidos.

- Cilindro Sem Haste:

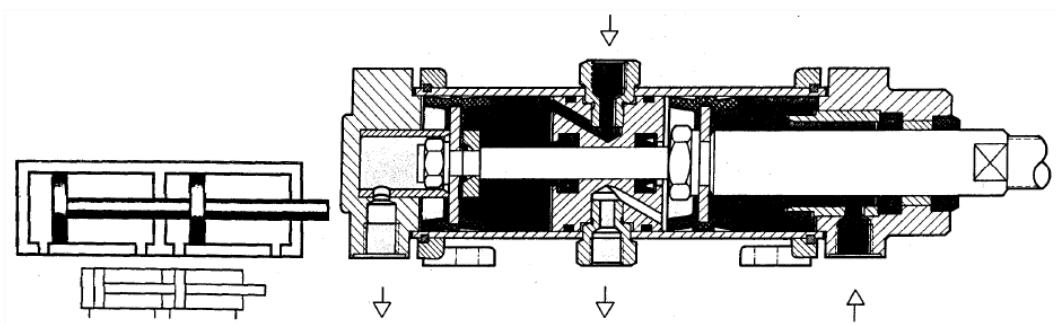
Estes cilindros são aplicados onde são necessários cursos muito grandes e surgem problemas de flambagem na haste de um cilindro comum. Apresentam a mesma área em ambos os lados e por isso mesma força de avanço e retorno. São aplicados em acionamento de portas, alimentador de peças, entre outros.

- Cilindro de Múltiplas Posições:



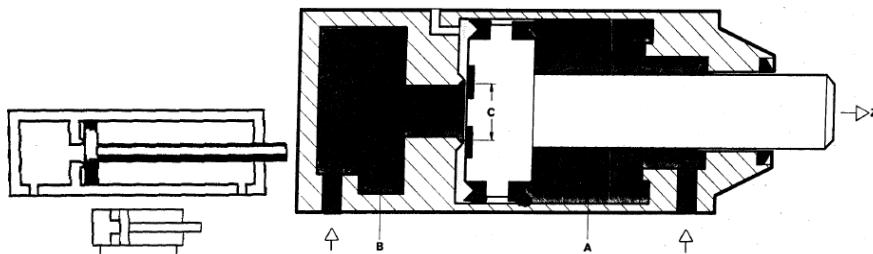
Consiste em dois ou mais cilindros montados em conjunto para alcançar várias posições. Com n cilindros de cursos desiguais, pode-se obter 2^n posições distintas. É aplicado em mudança de desvios, acionamento de válvulas, entre outros.

- Cilindro Tandem:



Consiste em dois cilindros acoplados mecanicamente em série. É aplicado principalmente em pregadores pneumáticos. Exerce grande força com pequeno diâmetro.

- Cilindro de Percussão:



É usado para gerar uma alta força de impacto em alta velocidade (7,5 a 10 m/s). Funciona da seguinte forma:

- Inicialmente é aplicada pressão nas câmaras A e B, e o valor da pressão é aumentado em ambos os lados;
- Num certo instante, a câmara A é exaurida (pressão atmosférica) e o pistão é empurrado pela pressão da câmara B;
- Ao se movimentar um pouco a área em que a pressão da câmara B atua tem seu diâmetro aumentado bruscamente como mostrado na figura, o que faz com que o pistão seja acelerado violentamente;
- A energia cinética do pistão é convertida em força de impacto.

Apresenta um pequeno curso. É aplicado em prensas pneumáticas para forjamento, britadeiras, rebitadeiras, entre outros.

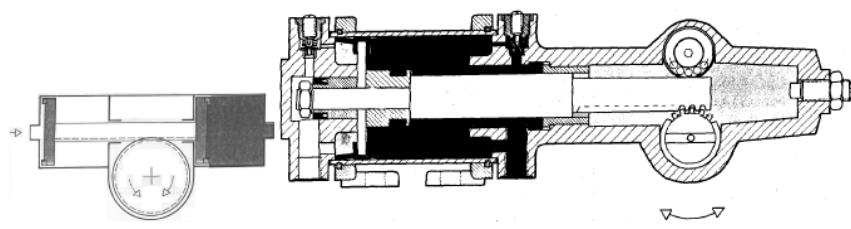
- Cilindro Telescópico:

É composto de vários cilindros montando em série um dentro do outro. Apresenta curso longo e dimensões reduzidas de comprimento, porém um diâmetro grande face à força gerada. É aplicado em máquinas que precisam de um longo curso e comprimento reduzido.

10.3 Atuadores Rotativos

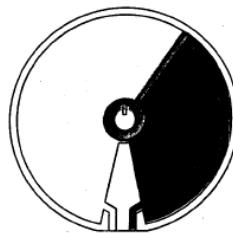
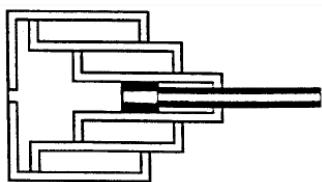
Transformam o movimento linear do cilindro de dupla ação num movimento rotativo com ângulo limitado de rotação. A figura descreve esse tipo de cilindro juntamente com o

seu símbolo e a sua característica construtiva. Nesse caso a conversão do movimento é feita utilizando-se um sistema pinhão-cremalheira. A rotação tem ângulo limitado podendo ser regulada de 45° até 720°.



Cilindro rotativo.

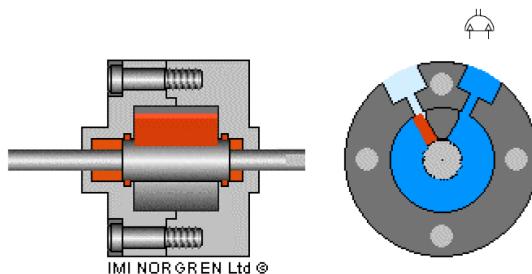
A figura ilustra outro tipo de cilindro chamado cilindro de aleta giratória. Seu ângulo é limitado em 300° e apresentam problemas de vedação. É aplicado para girar peças, curvar tubos, acionar válvulas, etc.



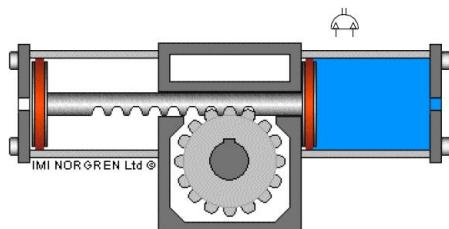
Cilindro de aleta giratória.

10.3.1) Atuador rotativo de palheta

- Dupla ação com 270° de rotação



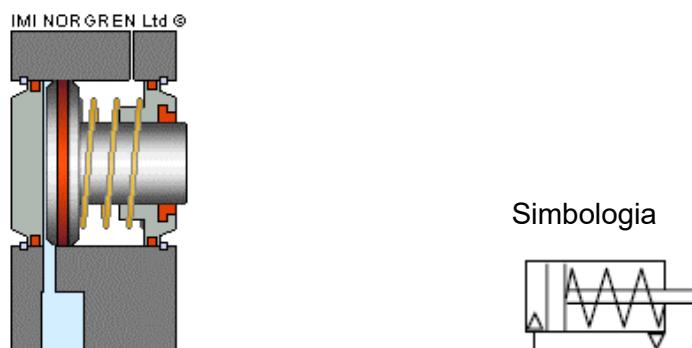
- Atuador rotativo - Pinhão e Cremalheira
Dupla ação tipo pinhão e cremalheira



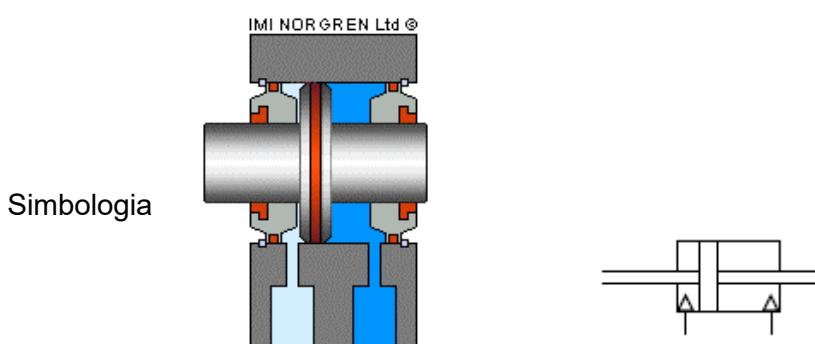
10.4) Cilindros de Fixação

São utilizados para uso em espaços confinados onde um pequeno curso é requerido. Possuem pequeno comprimento em relação ao diâmetro. É geralmente usado em leves aplicações. Sua versão de Simples ação é a mais usada, mas existe também a de Dupla ação com haste dupla.

Simples ação - Retorno por mola



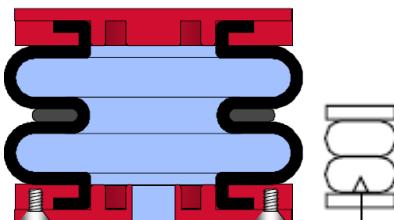
Dupla ação com haste dupla



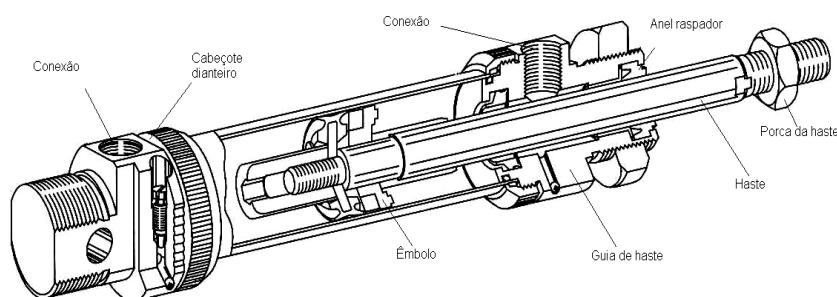
Fole

Foles são como “cilindros” de simples ação, que estendem quando inflados. Proporcionam grandes forças em cursos reduzidos. Seu projeto permite curvar em qualquer direção. Pode ser usado como mola de ar sendo ideal para isolar a vibração de cargas suportadas.

Atenção: A compressão e extensão máximas do fole devem ser limitadas externamente. O fole nunca deve ser pressurizado sem um limitador externo, pois a placa final pode se soltar e causar sérios danos. Quando o fole está em exaustão, a carga não deve esmagá-lo.

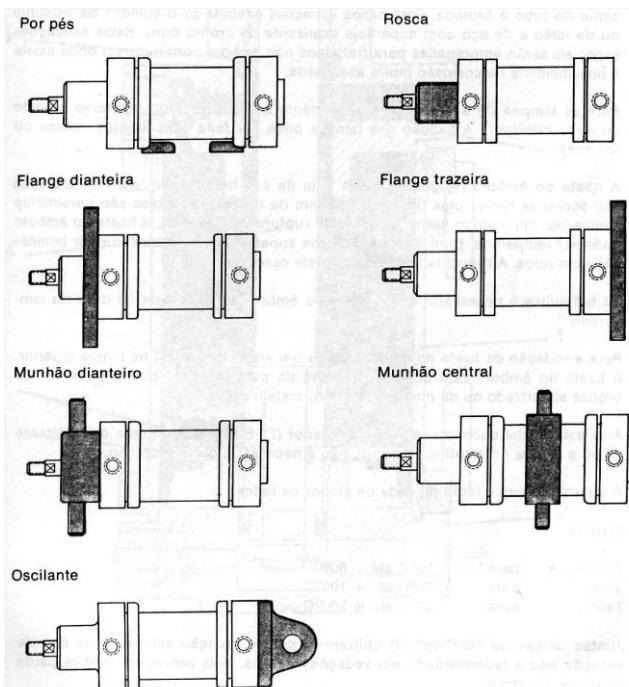


10.4.1) Elementos Construtivos



Componentes do atuador linear

A figura a baixo ilustra as diversas montagens de fixação dos cilindros nas máquinas.

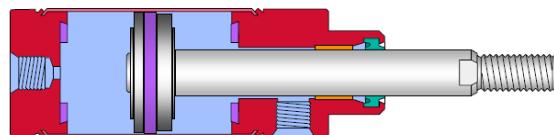


10.5) Amortecimento

O amortecimento protege o cilindro e a carga pela absorção da energia no final do curso. Este resulta numa desaceleração progressiva e em um contato suave entre o êmbolo e o cabeçote. Amortecimento fixo com disco é utilizado em pequenos cilindros para absorver o choque. Cilindros maiores tem amortecimento pneumático ajustável com função nos últimos 2cm do curso.

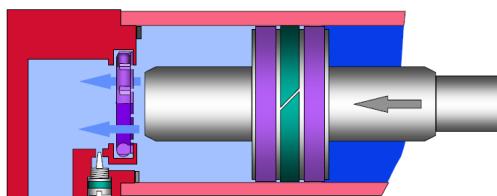
10.5.1) Amortecimento fixo

Discos de material macio montados nos cabeçotes absorvem o impacto do êmbolo

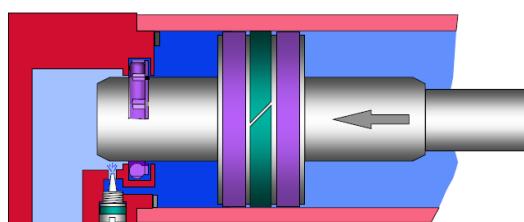


10.5.2) Amortecimento ajustável

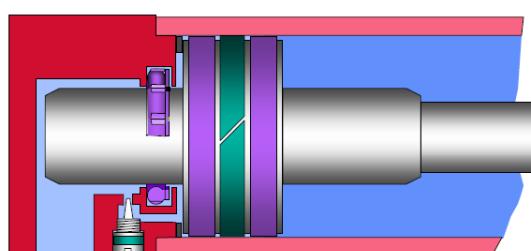
O êmbolo se move para a esquerda com alta velocidade. A exaustão do ar é dada pelo centro da vedação.



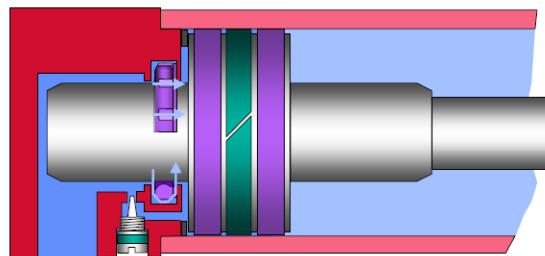
A vedação é empurrada para a esquerda vedando no fundo do alojamento e pelo diâmetro interno. O ar só pode escapar pelo parafuso de ajuste. A pressão cresce e amortece o êmbolo.



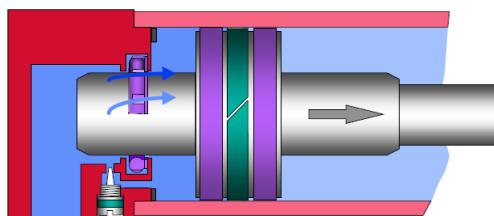
O parafuso é ajustado para proporcionar um contato suave do êmbolo e da carga com o cabeçote.



A válvula direcional é invertida para o cilindro avançar. A vedação do amortecedor é empurrada para a direita. Canais do lado direito e o lado externo da vedação permitem a livre passagem do ar.

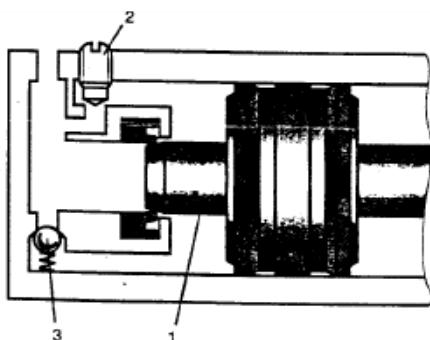


O êmbolo inicia o movimento para a direita sem a restrição do parafuso de ajuste



10.5.3) Amortecimento de Fim de Curso

A figura a baixo está representando um sistema de amortecimento que evita o impacto entre o êmbolo e a tampa.

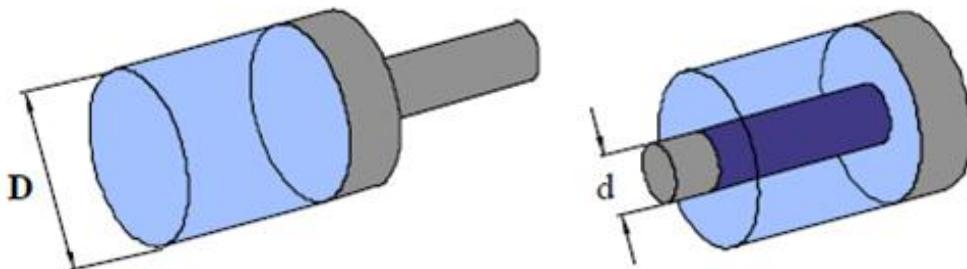


1. Espiga de amortecimento
2. Estrangulamento
3. Válvula de retenção

Essencialmente, ao chegar próximo do final do curso a haste (1) obstrui o canal principal de saída do ar que é obrigado a passar pelo estrangulamento (2) amortecendo assim o movimento do êmbolo. No sentido oposto, o ar passa pela válvula de retenção (3) exercendo pressão sobre toda a área do êmbolo e movendo-o.

10.6) Dimensionamento do cilindro

A força teórica de avanço ou retorno de um cilindro é calculada pela multiplicação da área efetiva do êmbolo pela pressão de trabalho. A área efetiva para o avanço é a área total do cilindro “D”. A área efetiva para o retorno é reduzida pela secção da área da haste “d”.



Na fórmula, P é dividido por 10 para converter bar para N/mm² (1 bar = 0.1 N/mm²)

$$Fa = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \frac{P}{10}$$

Onde:

D = Diâmetro do cilindro em milímetros

P = Pressão em bar

Fa = Força de avanço em Newtons

A força do retorno (Fr) é menor que a do avanço devido à redução da área causada pela haste.

$$Fr = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \frac{P}{10}$$

Onde:

D = Diâmetro do cilindro em milímetros

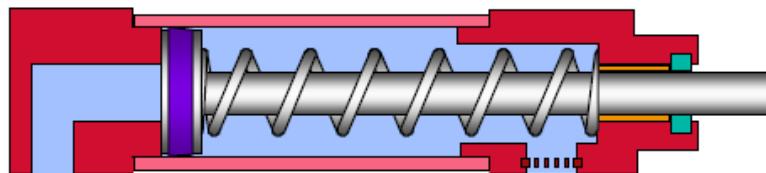
d = Diâmetro da haste em milímetros

P = Pressão em bar

Fr = Força do retorno em Newtons

10.5.1) Força de oposição da mola

O cálculo da força de avanço ou retorno de um cilindro de simples ação é um pouco mais complicado. A força de oposição da mola aumenta progressivamente na medida em que o cilindro vai alcançando o final do curso. Esta força tem que ser subtraída para encontrar o valor final.



10.5.2) Forças p/ cil. de Simples ação

Tabelas de força são normalmente encontradas nos catálogos.

Os valores mostrados aqui são para pressão de trabalho de 6 bar.

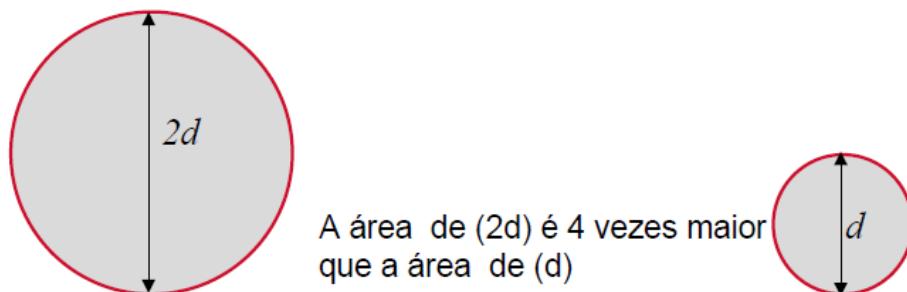
Para outras pressões em bar, multiplique o valor dado pela nova pressão e divida por 6.

Diam. cilindro mm	Força N a 6 bar	Carga min. da mola N
10	37	3
12	59	4
16	105	7
20	165	14
25	258	23
32	438	27
40	699	39
50	1102	48
63	1760	67
80	2892	86
100	4583	99

10.5.3) Forças p/ cil. de Dupla ação

- Força

Quando calculamos as forças de cilindros com diferentes diâmetros é útil lembrar que a força aumenta com o quadrado do diâmetro. Em outras palavras **se dobrar o diâmetro a força aumentará o quádruplo.**



- Força útil

Quando selecionamos um diâmetro de cilindro e uma pressão de operação adequada, um a estimativa da força real requerida deve ser feita.

Esta é tida como uma porcentagem da força teórica do cilindro.

A porcentagem escolhida dependerá se a aplicação requerida é estática ou dinâmica. Força estática no final do movimento para fixação.

Força dinâmica durante o movimento para levantamento.

Aplicações de fixação

Em aplicações de fixação a força é desenvolvida quando o cilindro pára. Isto é, quando a pressão diferencial no êmbolo alcança o máximo. A única perda da força teórica será aquela causada pelo atrito. Como regra geral deve-se descontar 10% pelo atrito. Este pode ser maior para cilindros de diâmetro pequeno e menor para cilindros de grande diâmetro.

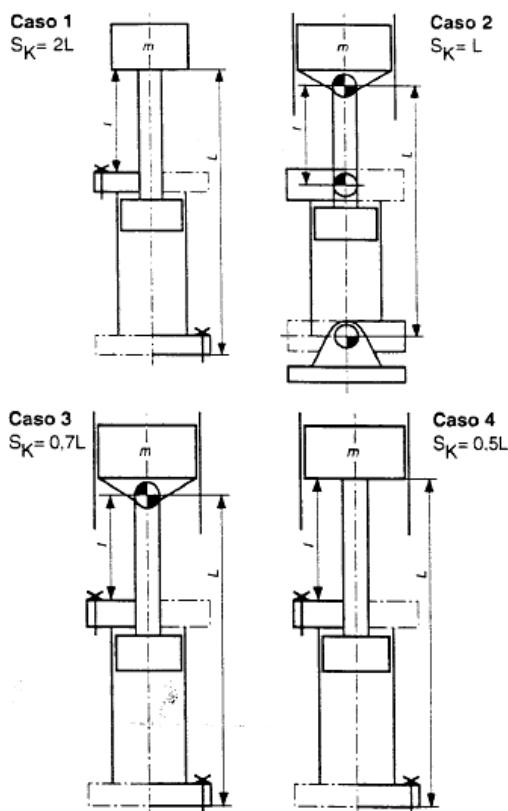
Aplicações dinâmicas

A força de avanço ou retorno em aplicações dinâmicas é dividida em dois componentes:

- Um para o movimento da carga.
- Um pela criação de uma contrapressão para expelir o ar de exaustão do outro lado do cilindro. Para um cilindro carregado levemente, a maior parte da força é usada para expelir a contrapressão.

Como regra geral a força estimada requerida deve ficar entre 50% e 75% da força teórica.

10.5.4) Flambagem da haste

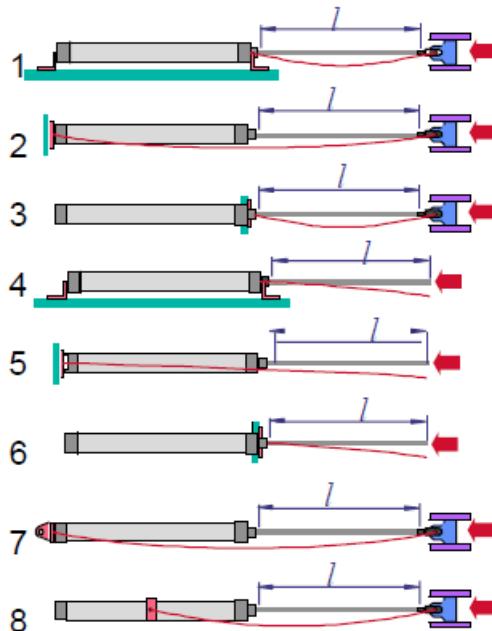


Outro ponto importante a se considerar no dimensionamento dos cilindros é a questão da flambagem da haste que é crítica para grandes cursos. A força crítica de flambagem (F_{crit}) é dada pela equação:

$$F_{crit} = \frac{\pi \cdot E \cdot J}{Sk \cdot C} \text{ onde, } J = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

onde (E) é o módulo de elasticidade, (J) o momento de inércia da haste, (d) o diâmetro da haste, (C) um coeficiente de segurança (2,5 a 5). (Sk) é o comprimento total livre definido na figura para diferentes montagens do pistão, e (L) é o comprimento real submetido a flambagem. Os fabricantes fornecem gráficos da carga crítica (em termos de pressão) em função do curso, e diâmetro do cilindro.

➤ caso especial $l/k < 1.5/l$



**Tabela para cursos
máximos em mm. Fator
de segurança "s" = 5**

**Carga no avanço
desenvolvida à pressão
dada.**

Cilindro	Bar	caso 1,2,3	caso 4,5,6	caso 7	caso 8
8032	2	1000	450	960	1100
	6	860	390	530	610
	10	650	290	390	450
	16	500	210	290	340
8040	2	1200	500	1370	1580
	6	1200	500	760	880
	10	950	430	570	660
	16	730	320	430	500

Cilindro	Bar	caso 1,2,3	caso 4,5,6	caso 7	caso 8
8050	2	1300	450	1740	1990
	6	1300	450	960	1110
	10	1100	450	720	840
	16	920	410	550	640
8063	2	1300	500	1360	1550
	6	1200	500	750	860
	10	920	410	560	640
	16	700	300	420	490
8080	2	1600	600	1680	1930
	6	1500	600	920	1060
	10	1100	510	690	800
	16	880	380	520	600
8100	2	1500	600	1320	1500
	6	1100	530	710	810
	10	890	380	520	600
	16	670	280	390	450

10.6) Controle de velocidade

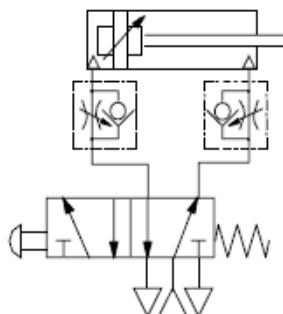
A velocidade natural máxima de um cilindro é determinada por:

- diâmetro do cilindro,
- orifício de entrada,
- fluxo de entrada e exaustão da válvula,
- pressão do ar,

- diâmetro e comprimento do tubo,
- carga contra a qual o cilindro está trabalhando.

A velocidade natural pode ser aumentada ou reduzida. Normalmente uma pequena válvula reduz a velocidade do cilindro e uma válvula grande aumenta a velocidade do cilindro. Um fator limitador pode ser a passagem nos orifícios de entrada dos cilindros.

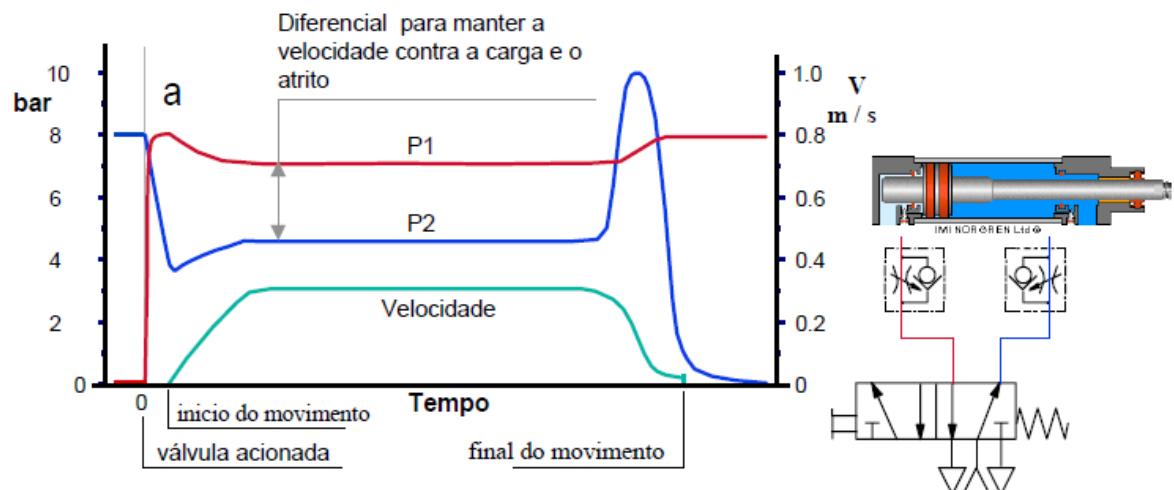
Selecionados válvula, cilindro, pressão e carga, o controle de velocidade ajustável é efetuado por válvulas controladoras de fluxo. A velocidade é regulada controlando o ar de exaustão. A válvula controladora no orifício frontal regula a velocidade de avanço e no orifício traseiro a velocidade de retorno.



Círculo com válvulas controladoras de fluxo.

10.7) Pressão/Velocidade

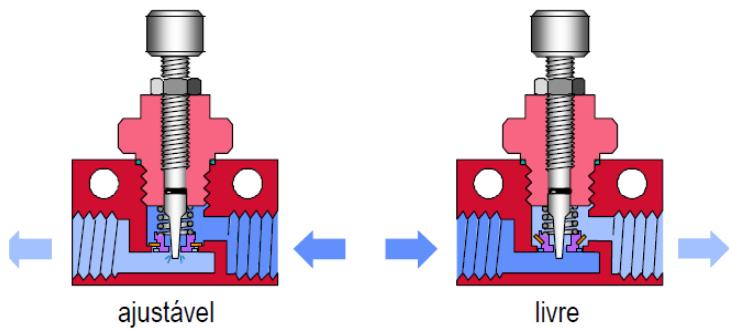
O comportamento da pressão e velocidade durante o curso do cilindro com amortecedor e controles de fluxo.



P1 pressão avançando o cilindro

P2 contra-pressão no lado oposto do cilindro

10.8) Controle de fluxo

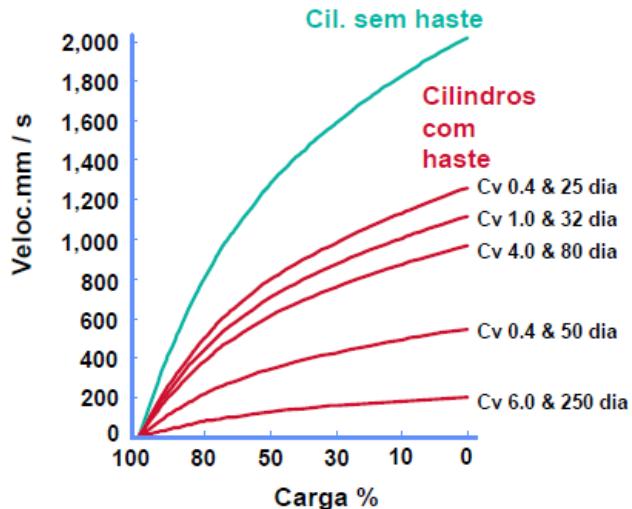


Válvula de controle de fluxo uni-direcional

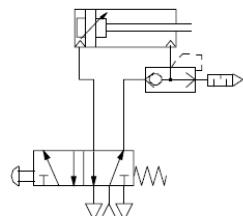
- Fluxo livre em uma direção
- Fluxo ajustável na outra direção

10.9) Guia para velocidades

Como um guia aproximado o gráfico mostra a velocidade máxima que um cilindro pode alcançar com a combinação típica de Cv, diâmetro e porcentagem de carga.



10.9.1) Aumentando a velocidade

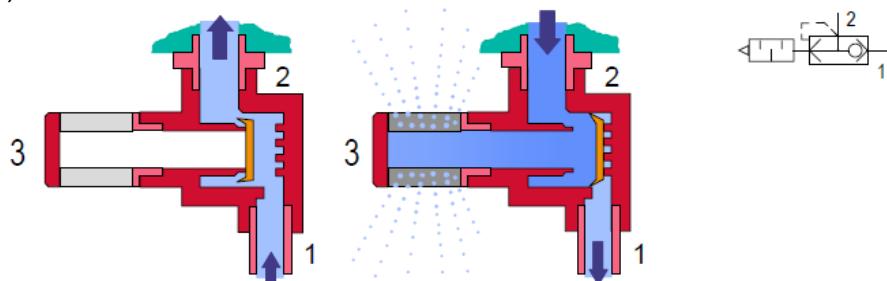


Em algumas aplicações a velocidade do cilindro pode ser aumentada até 50% pelo uso de uma válvula de escape rápido. Quando o cilindro é acionado, o ar da câmara frontal

é expelido diretamente através da válvula de escape rápido, eliminando rapidamente a contra-pressão. O amortecedor será menos efetivo.

10.10) Válvula de escape rápido

O ar flui da válvula direcional para o cilindro passando pela vedação poppet (1-2). Quando a válvula direcional é operada a queda de pressão em “1” permite que a vedação poppet abra. O ar do cilindro é expelido rapidamente pelo grande orifício de exaustão e silenciador (2-3).



Tempo de resposta

Tempo provável de um ciclo.

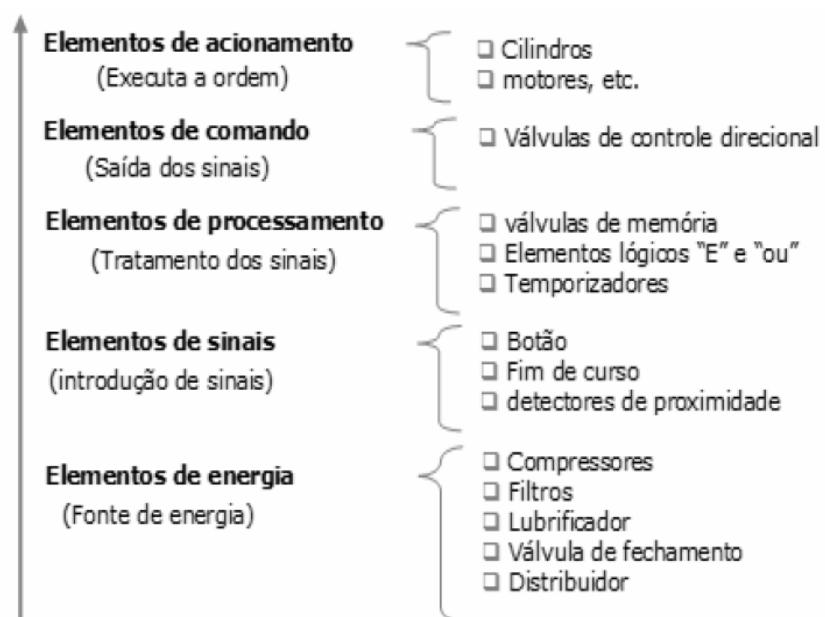
- Tempo de resposta total da válvula e cilindro

Tabela guia para cilindros de dupla ação.

- 150mm curso
- um ciclo- avanço e retorno
- válvula 5/2 solenóide/mola.
- pressão de 6 bar
- 1m de tubo entre a válvula e o cilindro

10.11) Cadeia de comando

Antes de iniciarmos os circuitos pneumáticos, devemos atentar à cadeia de comando, pois os circuitos pneumáticos não podem ser construídos de qualquer maneira. O fluxo de sinais é de baixo para cima, a alimentação é um fator importante e deve ser representado na parte inferior e, então distribuir a energia.



10.12) Padrões

ISO 6431 e 6432 padronizam as dimensões de cilindros pneumáticos com suas montagens acopladas. As montagens de um fabricante podem não servir para outras marcas. VDMA 24562 é um refinamento das normas acima onde as dimensões, particularmente o centro a centro dos tirantes são iguais permitindo a montagem em todas as marcas. ISO 6009 relaciona os códigos de letras usadas nas tabelas dimensionais. Existem montagens adicionais além das padronizadas.

10.12.1) Dimensões não padronizadas

Existe uma gama muito grande de cilindros não padronizados. Em geral estes cilindros incorporam modernas técnicas de fabricação que reduzem o seu peso e tamanho resultando em modelos bastante compactos em relação ao curso que proporcionam.

10.12.2) Tipos de construção

Os fatores que controlam o tipo de construção de um cilindro são:

-Tamanho, serviço, custo, padrão e compatibilidade de materiais

- Cilindros selados

Baixo custo, leve, pequeno a médio tamanho. Pré-lubrificado durante a montagem para longa vida útil pode operar com ar lubrificado ou não lubrificado.

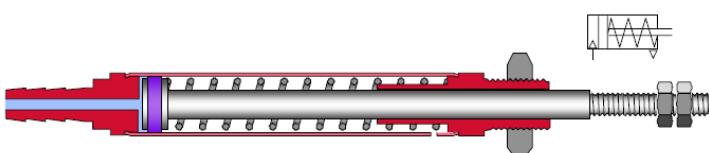
Tipos: cilindros micro, redondos, compactos de pequeno diâmetro.

- Cilindros com manutenção

São economicamente possíveis de estender a vida útil pela troca das vedações gastas. Podem também substituir peças danificadas por acidentes ou falhas.

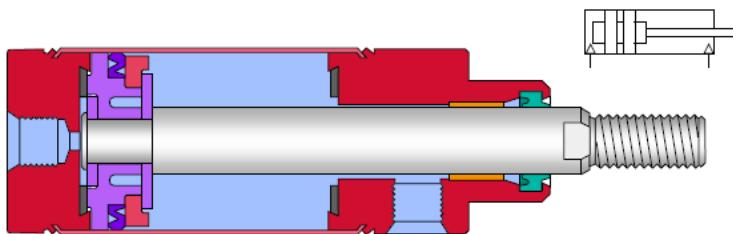
Tipos: ISO de 32 a 320mm, compactos com diâmetro maior.

- Micro cilindros



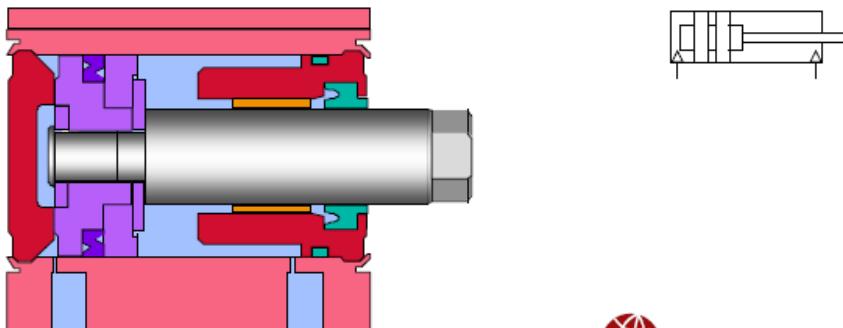
Diâmetros de 2,5 a 6mm, principalmente simples ação retorno por mola. Para uso em serviços leves. Faixa de pressão de 2,5 a 7bar. Cilindro selado.

- Cilindros redondos.



Baixo custo, serviço leve, pequenos diâmetros de 8 a 63mm e ISO 6432 de 10 a 25mm. Os cilindros são selados com a camisa retravada nos cabeçotes. Faixa de pressão de 1 a 10 bar

- Cilindros compactos 12 - 40 mm



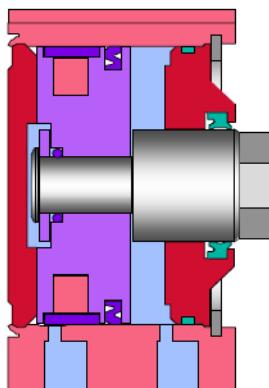
Dimensões reduzidas, têm aproximadamente um terço do comprimento de um cilindro ISO. Êmbolo magnético padrão. Faixa de pressão de 1 a 10 bar. Cilindro selado.

10.12.2) Cilindros com manutenção

Serviço leve e médio. Estes cilindros podem ser recondicionados pelo usuário com a troca do “kit” de reparos para aumentar sua vida útil. Construções típicas são:

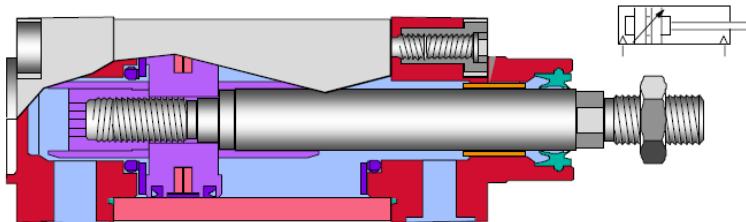
- Camisa roscadas nos cabeçotes
- Cabeçotes fixados com anéis elásticos
- Cabeçotes fixados por tirantes

- Cilindros compactos 50 - 63 mm



Tampa dianteira removível através de um anel elástico. Isto permite a reposição das vedações.

- Cilindros ISO / VDMA

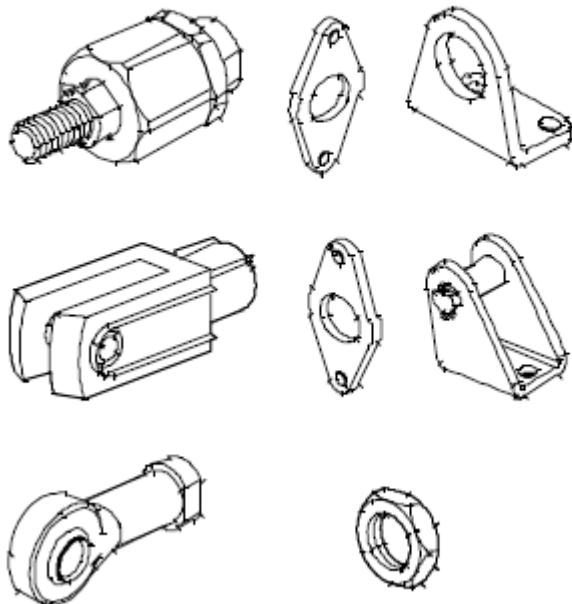


Dimensões conforme ISO/VDMA e uma ampla gama de montagens. Leves, dupla ação, construção por tirantes, versões com êmbolo magnético e não magnético. Diâmetros de 32 a 320mm. 1 a 16 bar (até 200 mm) ; 1 a 10 bar (250 a 320 mm)

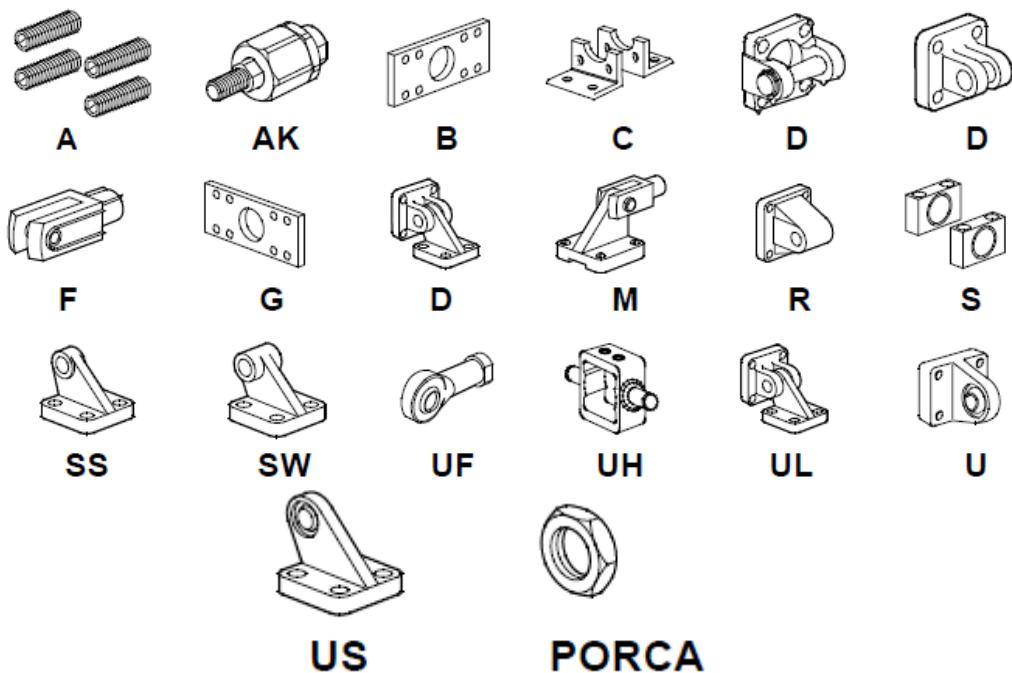
10.13) Montagens

Cilindro rigidamente fixado ou articulado para permitir junções em um ou mais planos. Os pontos de fixação podem ser no corpo do cilindro e/ou na ponta da haste

Montagens para pequenos diâmetros



Montagens para cilindros com tirantes



10.13.1) Montagens Rígidas



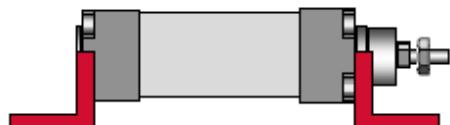
A- extensão dos tirantes



G- Flange dianteira



B- Flange traseira



C- Cantoneiras

10.13.2) Montagens Articuladas



D- Articulação traseira
fêmea



H- Munhão
central



R- Articulação traseira
macho



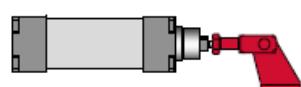
F- Garfo



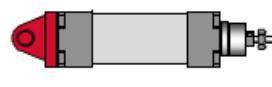
L-Articulação traseira
com suporte



UF- Universal (rótula)



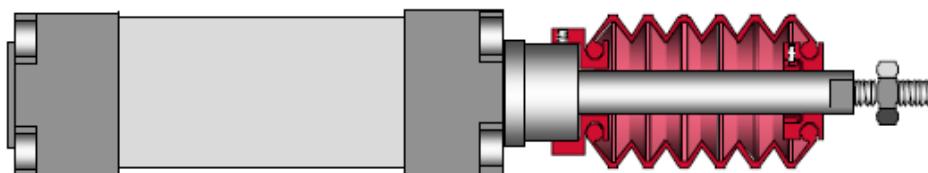
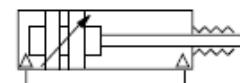
M- Articulação dianteira
com suporte



UR Articulação traseira
universal(rótula)

10.14) Proteção com sanfona

Uma alternativa para os limpadores de haste são as sanfonas de proteção. Especificadas como um equipamento original quando a haste requer uma proteção maior. Solução ideal onde a haste está sujeita a presença de abrasivos ou substâncias que possam riscar a mesma.

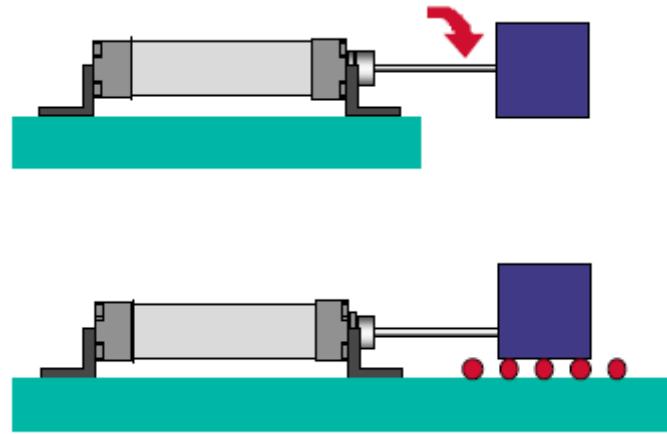


10.15) Instalação

Um cilindro deve ser instalado de tal forma que as cargas laterais sobre a haste sejam reduzidas ao máximo ou eliminado. Uma carga lateral é um componente de força agindo lateralmente sobre um eixo. Cinco instalações típicas que produzem uma carga lateral e suas possíveis soluções. As cargas laterais raramente podem ser eliminadas completamente, mas pela prática podem ser reduzidas a níveis aceitáveis

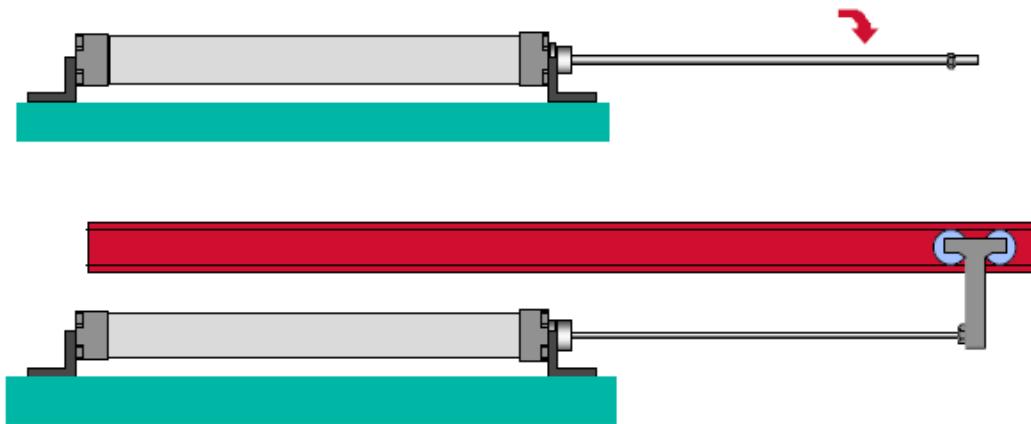
10.15.1) Primeira carga lateral

Evitar colocar uma carga sem suporte na haste. Quando for possível apoiar a carga em uma superfície lisa ou em roletes.



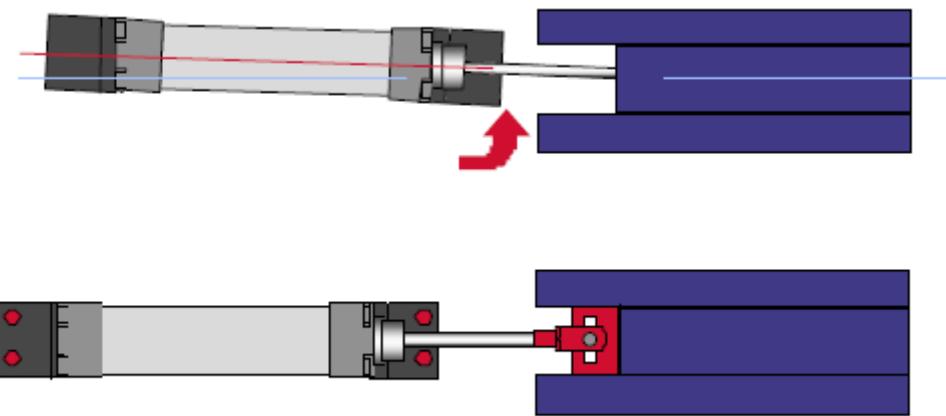
10.15.2) Segunda carga lateral

O peso de uma haste de curso muito grande pode produzir uma flambagem. É possível segurar a haste através de guias



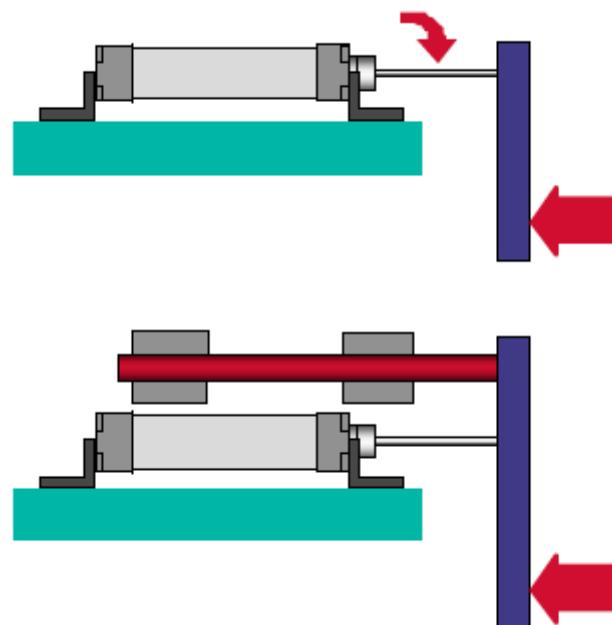
10.15.3) Terceira carga lateral

O desalinhamento de um cilindro em relação a uma carga guiada pode facilmente estragar o cilindro completamente. A instalação de um garfo dianteiro eliminará este tipo de carga lateral.



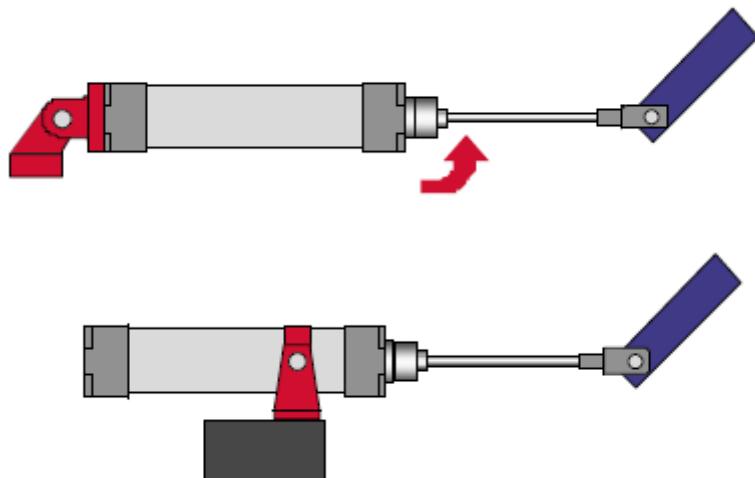
10.15.4) Quarta carga lateral

Uma carga fora de centro é um comum criador da flambagem da haste. Instalar uma guia externa para aliviar a carga lateral.



10.15.5) Quinta carga lateral

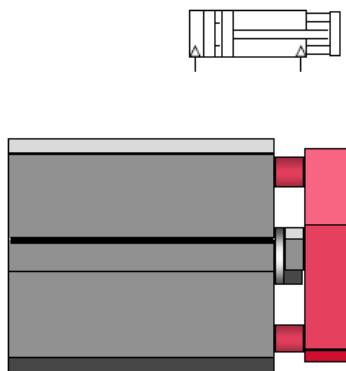
Uma montagem horizontal em um cilindro articulado terá o peso do cilindro criando a flambagem. Coloque um munhão central no ponto de equilíbrio.



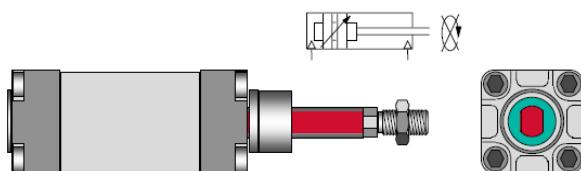
10.15.6) Modelos não padronizados

Cilindro anti-giro

Para aplicações onde a carga ligada ao cilindro precisa de guia para manter a orientação. Cilindros compactos incorporam duas barras guiadas no extrudado do corpo.



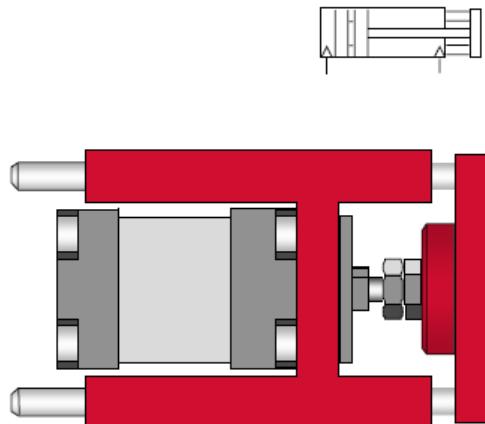
Cilindros ISO 32 a 100mm com haste anti-giro. Possuem duas faces planas ao longo da haste guiadas pelo mancal frontal (vedação e limpador) Para resistir a leves cargas de torsão. Pequenos giros podem ocorrer com altos torques.



Guia anti-giro

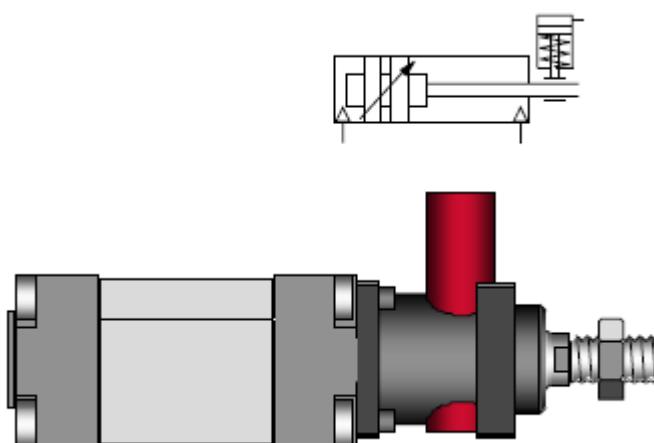
Conjunto anti-giro:

- Com mancais ou rolamento
Proporciona guia antigiro e suporta altas cargas de torsão.
- Para baixo atrito e altas cargas usar o modelo por rolamentos.
- Estas unidades podem ser montadas com os cartuchos de travamento.



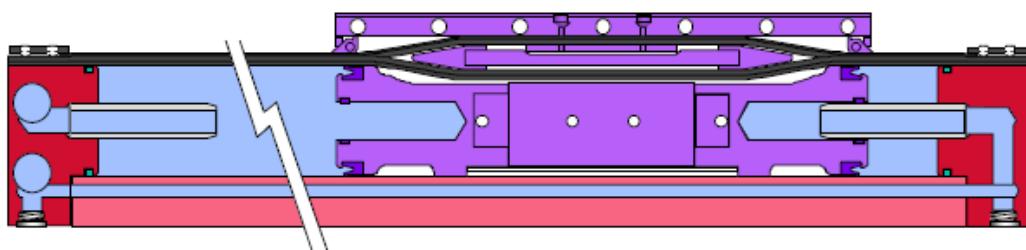
Unidade de travamento

Para aumentar a segurança no evento de uma falha do ar ou como parte de uma sequência da máquina. Pára e mantém uma carga em qualquer posição do curso. Unidade de ação passiva. Adequada para cilindros ISO de 32 a 125mm.

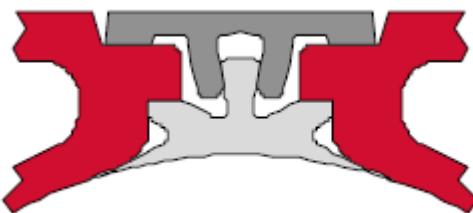


10.15.7) Cilindros sem haste

Contém o movimento produzido no mesmo espaço ocupado pelo corpo do cilindro. Para levantamento em áreas com espaço reduzido Para operações horizontais não convencionais. Diâmetros de 16mm a 80mm com cursos máximos de até 8.5 metros dependendo do diâmetro.

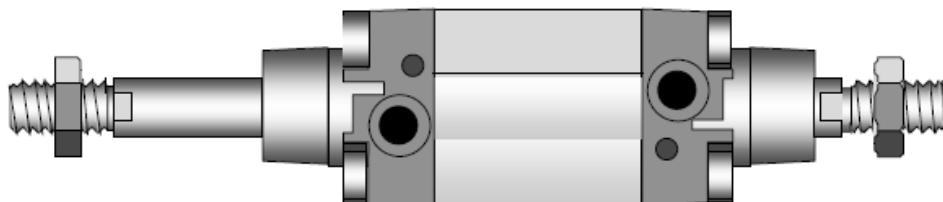


A camisa tem uma ranhura em toda a sua extensão que permite ao êmbolo movimentar o “carro” externo. A ranhura é selada contra pressão e sujeira com duas fitas(interna e externa). As fitas são continuamente abertas e fechadas pelo êmbolo. A ranhura só não é selada no espaço não pressurizado entre as vedações do êmbolo.

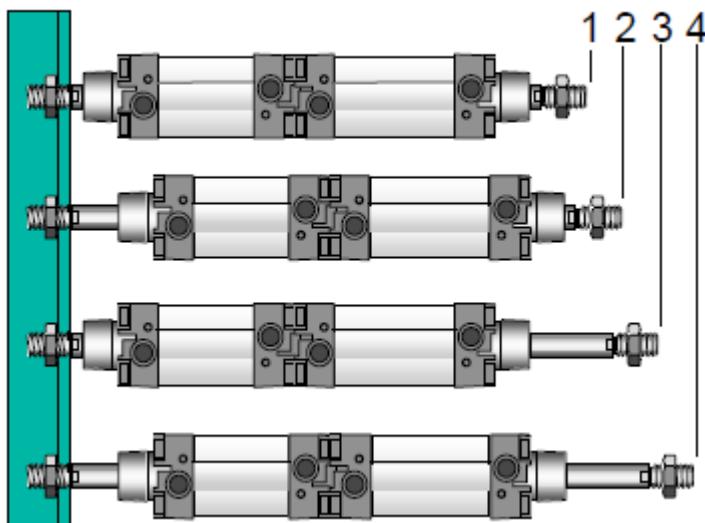


Variantes

- Haste dupla
 - Proporciona uma construção mais rígida e melhor estabilidade contra cargas laterais.
 - A área efetiva do êmbolo é a mesma de ambos os lados. Pressão equalizada cria um balanço de forças através do êmbolo.

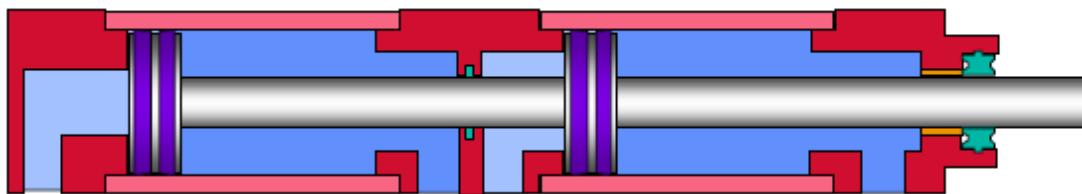


- Geminado Multi Posições
 - Pela fixação de dois ou mais cilindros pode-se obter diversas posições de parada de forma confiável.



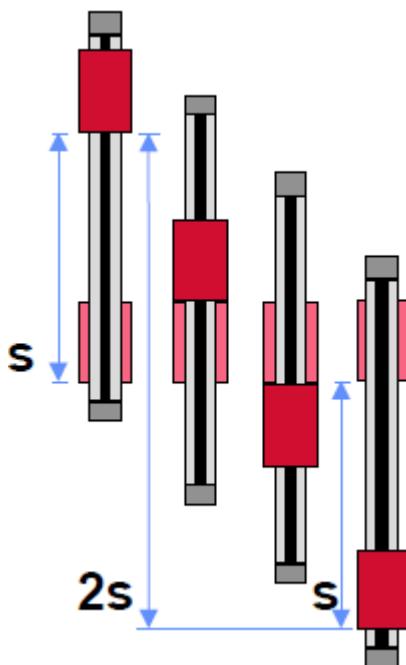
- Cilindro Tandem. Proporciona quase o dobro da força para um dado diâmetro.

- É indicado como alternativa a cilindros maiores onde o espaço disponível é grande no comprimento mas restrito na largura.
- Assegura a máxima força dentro dos limites de flambagem.



10.15.8) Cilindro sem haste com curso duplo

Para satisfazer aplicações onde um longo alcance ou movimento duplicado é requerido. O cilindro de curso duplo tem dois “carros” que se movem em direções opostas. O “carro” de potência é conectado por uma cinta ao “carro” livre. Se o “carro” livre for fixado a uma montagem externa o “carro” de potência avançará e através da cinta moverá o corpo do cilindro na direção oposta a do “carro” livre. Também é disponível uma versão com as conexões de ar no “carro”.



10.16) Mesa Pneumática

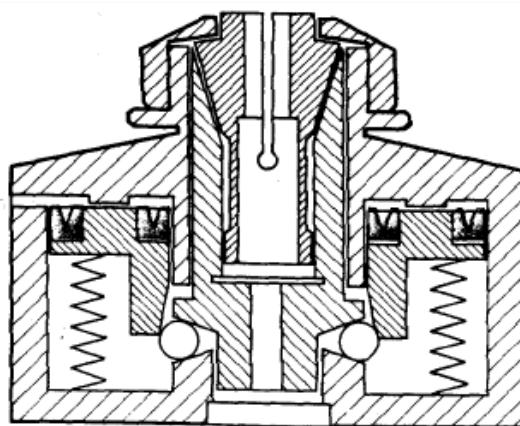
A figura ilustra uma mesa pneumática ou “almofada de ar”. Essencialmente, consiste numa chapa de metal com dutos no seu interior que direcionam o fluxo de ar para a região de contato entre a chapa e o solo. Muito útil para reduzir o atrito no transporte de altas cargas sendo também muito utilizada em máquinas de precisão (mesas de medição).



Mesa pneumática

10.17) Pinça Pneumática

A figura ilustra um dispositivo que atua como uma pinça em máquinas ferramentas para prender a ferramenta de usinagem. Trata-se essencialmente de um pistão de simples ação. Permite a fixação rápida e com grandes forças da ferramenta.



Pinça pneumática.

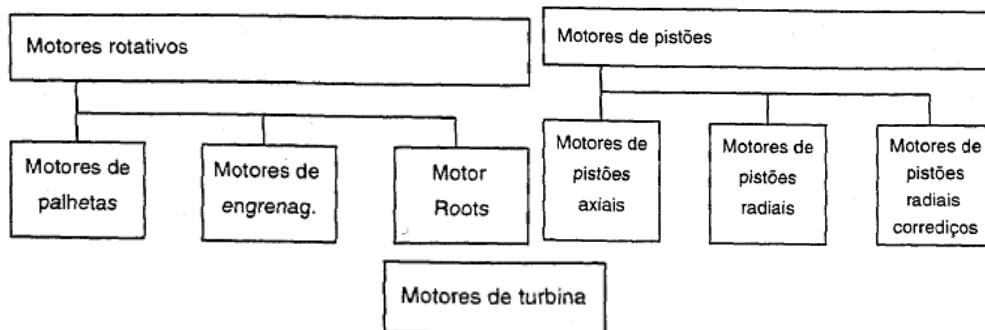
10.18) Bibliografia

- Apostila de Pneumática, Sistemas Fluido-mecânicos. Escola Politécnica da USP
- Automação Pneumática Industrial. Cursos de Extensão, Universidade Tecnológica Federal do Paraná.
- Apostila de Pneumática aplicada, Clube da Eletrônica
- Livro: Automação Pneumática – Projeto, Dimensionamento e Análise de Circuitos. (2ª edição)
- Power Point em PDF da NORGREN
- Livro: Pneumatic Handbook (8ª edição) – Elsevier Advanced Technology

Capítulo 11 – Motores Pneumáticos

11.1) Introdução

São responsáveis por transformar energia pneumática em trabalho mecânico realizando a operação inversa dos compressores. A figura ilustra a classificação dos motores pneumáticos.



11.1.1) Classificação dos motores pneumáticos.

Entre as características dos motores pneumáticos temos:

- Inversão simples e direta do sentido de rotação;
- Regulagem progressiva de rotação e torque.
- Alta relação peso/potência;
- Possibilidade de operação com outros fluidos.

Entre os critérios para a escolha de um motor pneumático temos:

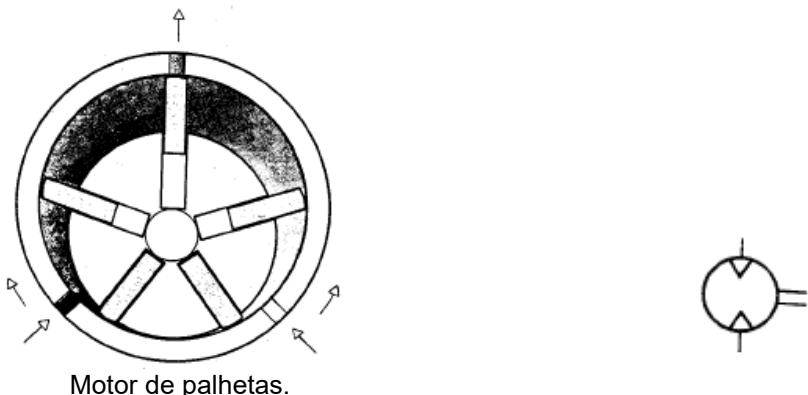
- Torque necessário sob carga e no arranque;
- Rotação com carga correspondente;
- Desvio admissível da rotação com variação de carga;
- Consumo de ar e rendimento.

A construção mecânica desses motores é similar a dos compressores pneumáticos. A seguir são descritos brevemente cada tipo de motor.

Motores Rotativos

- Motor de Palhetas

A figura ilustra um motor de palhetas. Seu funcionamento é exatamente o oposto do compressor de palhetas. A expansão do ar nas câmaras entre as palhetas também é aproveitada na realização de trabalho mecânico. A rotação é facilmente invertida dependendo da entrada do ar. A faixa de rotação de um motor de palheta varia de 200 r.p.m. até 10000 r.p.m. e a de potência varia de 50W até 20 kW. É muito usado em parafusadeiras pneumáticas.



Motor de palhetas.

- Motor de Engrenagens e Motor Roots

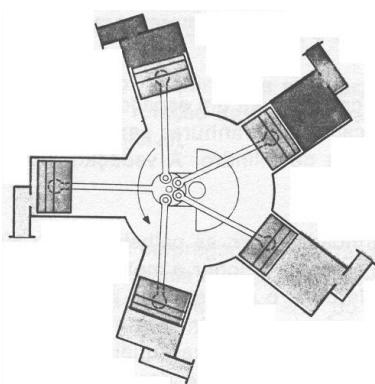
A geração do torque ocorre pela pressão do ar exercida nos flancos dos dentes de duas engrenagens acopladas. Uma engrenagem está fixa ao eixo e a outra livre. Podem ser fabricados com dentes retos, helicoidais ou em "V". Nos motores de dentes retos não há aproveitamento da expansão de volume de ar. A faixa de rotação varia de 1000 r.p.m. a 3000 r.p.m. e a faixa de potência vai até 70 kW. O motor roots apresenta o mesmo princípio sendo de igual construção ao compressor roots.

Motores de Pistões

Entre as características desse motor temos:

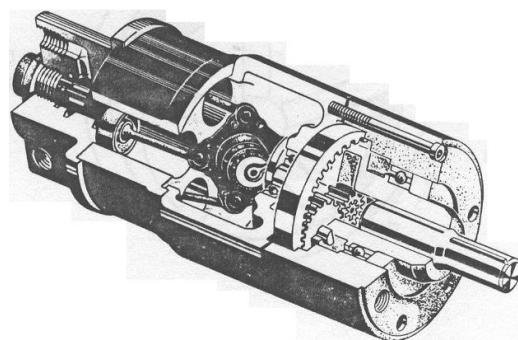
- Elevado torque de arranque e na faixa de rotação;
- Baixa rotação (até 5000 r.p.m.);
- Faixa de potência varia de 2W até 20 kW;
- Comando de fornecimento de ar por distribuidor rotativo.

A figura ilustra um motor de pistões radiais em execução estrela onde a transformação do movimento linear do pistão ocorre por um mecanismo biela-manivela (como no motor de automóvel). São utilizados em equipamentos de elevação.



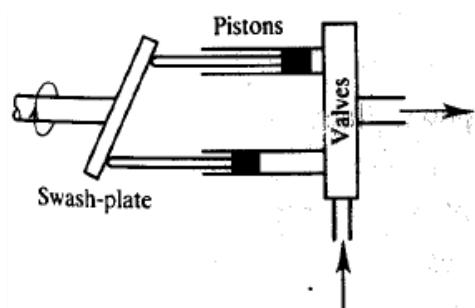
Motor de pistões radiais.

A figura abaixo ilustra um motor de pistões axiais onde a transformação ocorre por disco oscilante como ilustrado na figura abaixo da citada. Esse motor apresenta uniformidade no movimento de rotação com um funcionamento silencioso e sem vibrações, sendo utilizado em equipamentos de elevação.



Motor de pistões axiais.

Abaixo temos um exemplo de um esquema de funcionamento do motor de pistões axiais.



Motores de Turbina

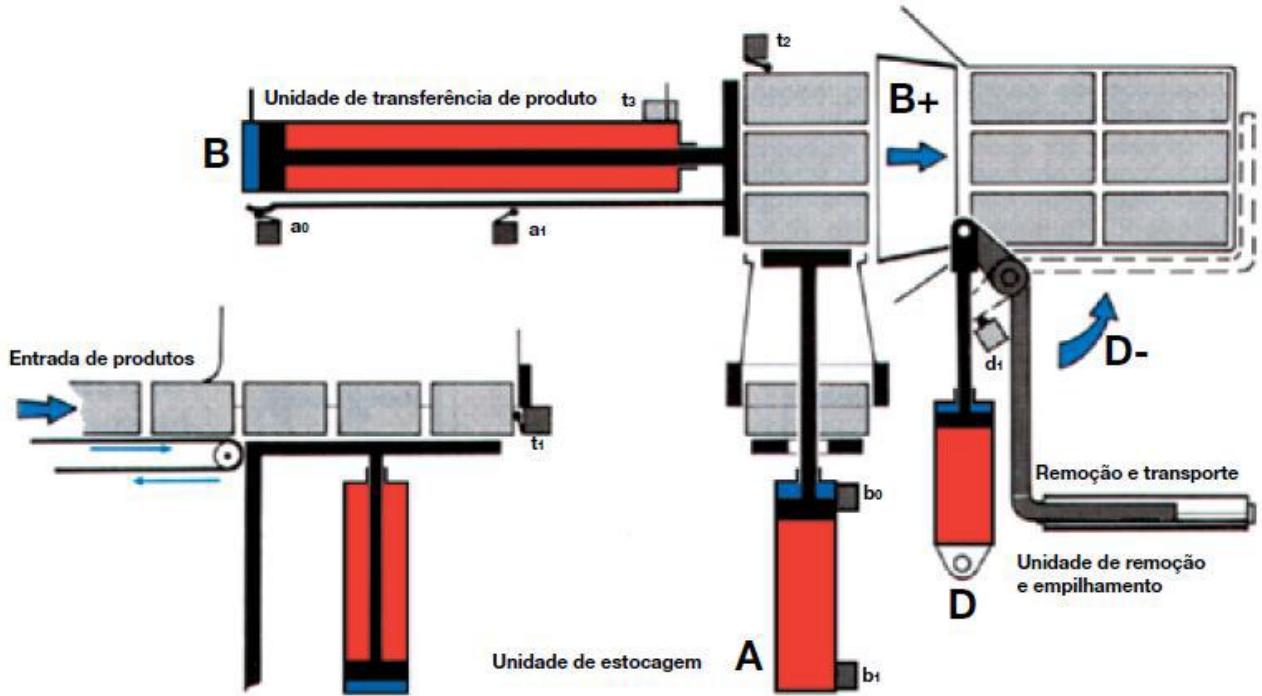
Opera de forma contrária ao turbo-compressor, ou seja, a energia cinética do ar é convertida em movimento rotativo. Apresentam péssimo rendimento devido às altas perdas de ar, sendo econômico apenas para baixas potências, no entanto são capazes de atingir rotações elevadíssimas com baixo torque que variam de 80.000 R.P.M. até 400.000 R.P.M. Para baixas rotações e altos torques não é vantajoso a sua utilização, pois necessita de ser acoplado a um redutor. Uma aplicação clássica é a "broca do dentista" que chega atingir 500.000 R.P.M.. Também usado em fresadoras e retificadoras de alta rotação.

11.2)Bibliografia

- Apostila de Pneumática, Sistemas Fluido-mecânicos. Escola Politécnica da USP
- Automação Pneumática Industrial. Cursos de Extensão, Universidade Tecnológica Federal do Paraná.
- Apostila de Pneumática aplicada, Clube da Eletrônica
- Livro: Automação Pneumática – Projeto, Dimensionamento e Análise de Circuitos. (2^a edição)
- Power Point em PDF da NORGREN
- Livro: Pneumatic Handbook (8^a edição) – Elsevier Advanced Technology

Capítulo 12 - Comandos Pneumáticos Sequenciais

12.1) Introdução



12.1.1) Representação dos movimentos

Quando os procedimentos de comando são um pouco mais complicados, e devem-se reparar instalações de certa envergadura, é de grande ajuda para o técnico de manutenção dispor dos esquemas de comando, e sequências, segundo o desenvolvimento de trabalho das máquinas.

A necessidade de representar as sequências dos movimentos de trabalho, e de comando, de maneira facilmente visível, não necessita de maiores esclarecimentos. Assim que existir um problema mais complexo, os movimentos serão reconhecidos rápida e seguramente, se for escolhida uma forma conveniente de representação dos movimentos. Além disso, uma representação clara possibilita uma compreensão bem melhor. Com auxílio de um exemplo, pretende-se apresentar as possibilidades de representação mais utilizadas.

Exemplo: Pacotes que chegam por uma esteira transportadora de rolos são levantados e empurrados pela haste de cilindros pneumáticos para outra esteira transportadora. Devido a condições de projeto, a haste do segundo cilindro só poderá retornar após a haste do primeiro ter retornado.

12.1.2) Formas de representação

Sequência cronológica

- A haste do cilindro A avança e eleva o pacote.
- A haste do cilindro B avança e empurra o pacote para a esteira II.
- A haste do cilindro A retorna à sua posição inicial.
- A haste do cilindro B retorna à sua posição inicial.

Anotação em forma de tabela

Movimento	Cilindro A	Cilindro B
1	Avança	Parado
2	Parado	Avança
3	Retoma	Parado
4	Parado	Retorna

Indicação vetorial

Avanço →
Retorno ←

Cilindro A →
Cilindro B →
Cilindro A ←
Cilindro B ←

Indicação algébrica

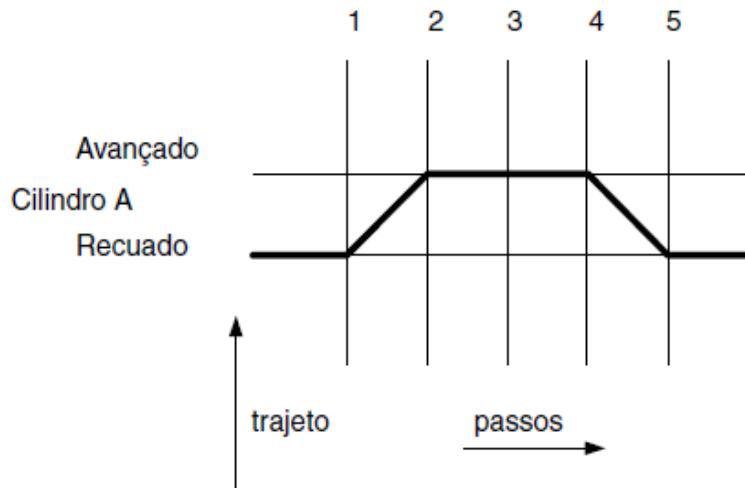
Avanço +
Retorno -

Cilindro A +
Cilindro B +
Cilindro A - ou A + B + A - B -
Cilindro B -

12.2) Diagrama de movimentos

12.2.1) Diagrama Trajeto-Passo

Neste caso se representa a sequência de movimentos de um elemento de trabalho; levando-se ao diagrama os movimentos e as condições operacionais dos elementos de trabalho. Isso é feito através de duas coordenadas, uma representa o trajeto dos elementos de trabalho, e a outra o passo (diagrama trajeto-passo).



Se existem diversos elementos de trabalho para um comando, estes serão representados da mesma forma e desenhados uns sob os outros. A ocorrência através de passos. Do primeiro passo até o passo 2 a haste de cilindro avança da posição final traseira para a posição final dianteira, sendo que esta é alcançada no passo 2. A partir do passo 4, a haste do cilindro retorna e alcança a posição final traseira no passo 5.

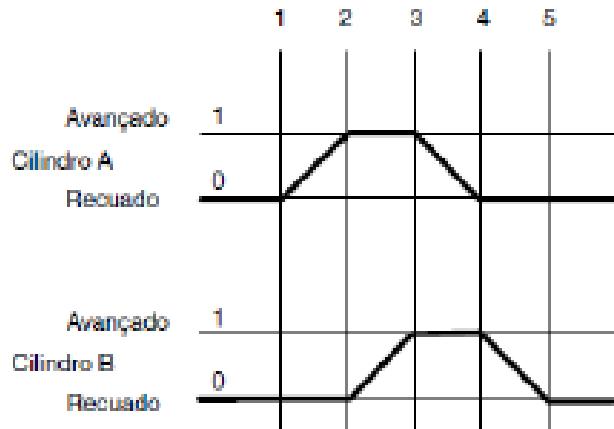
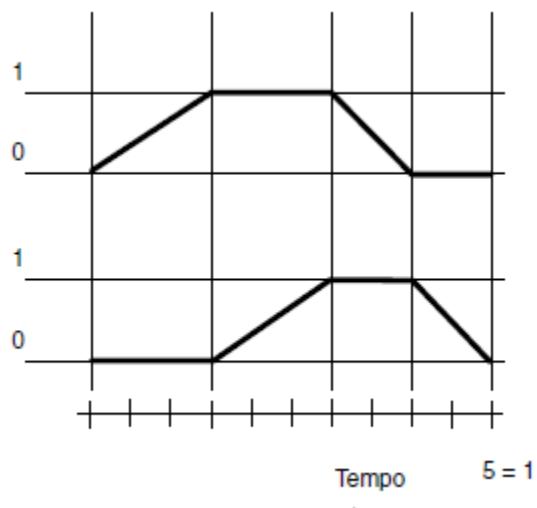


Diagrama Trajeto-Tempo

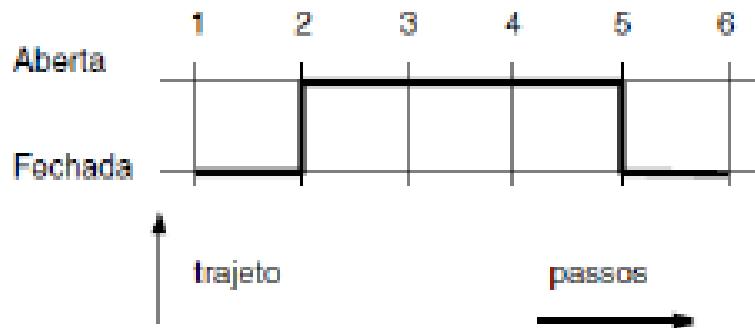
Neste diagrama, o trajeto de uma unidade construtiva é desenhado em função do tempo, contrariamente ao diagrama trajeto-passo. Nesse caso, o tempo é desenhado e representa a união cronológica na sequência, entre as distintas unidades.



Para representação gráfica, vale aproximadamente o mesmo que para o diagrama trajeto-passo, cuja relação está clara através das linhas de união (linha dos passos), sendo que as distâncias entre elas correspondem ao respectivo período de duração do trajeto na escala de tempo escolhida. Enquanto o diagrama trajeto-passo oferece uma melhor visão das trajetórias, e suas correlações, no diagrama trajeto-tempo pode-se representar com mais clareza as diferentes velocidades de trabalho.

Diagrama de Comando

No diagrama de comando, anotam-se os estados de comutação dos elementos de entrada de sinais e dos elementos de processamento de sinais, sobre os passos, não considerando os tempos de comutação, por exemplo, o estado das válvulas “a1”.

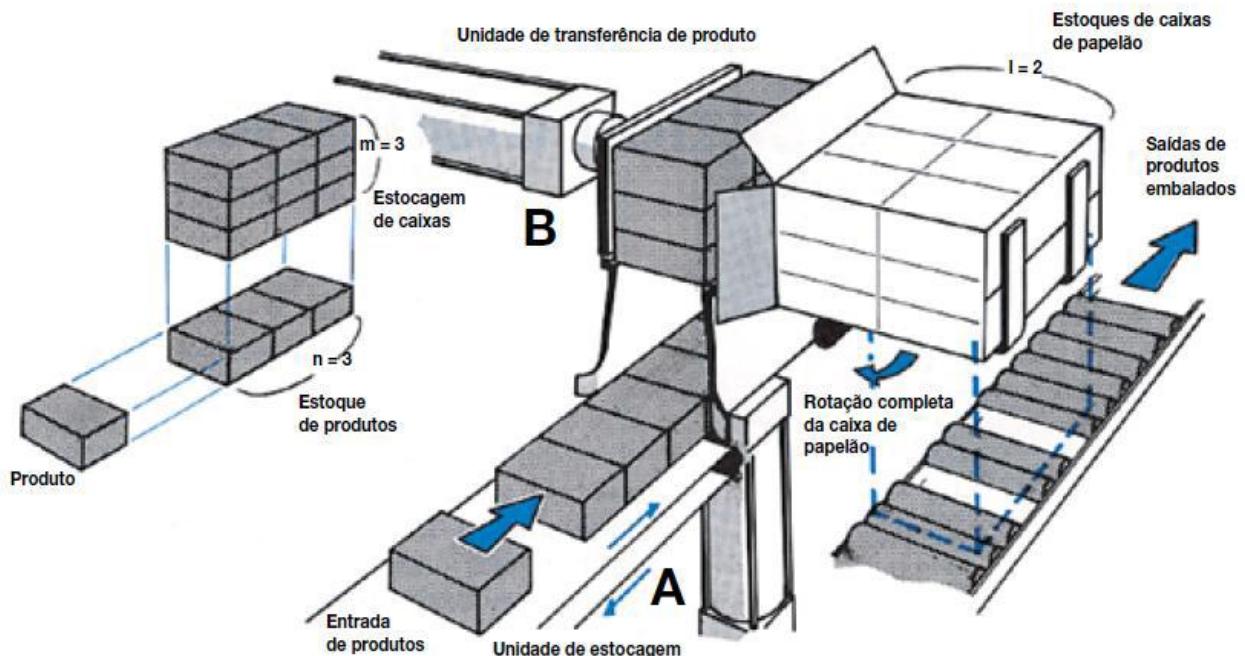


12.3) Método de construção de comandos pneumáticos

12.3.1) Método Intuitivo

Exemplo: transporte de produtos

Produtos que chegam por uma esteira transportadora de rolos são levantados e empurrados pela haste de cilindros pneumáticos para outra esteira transportadora. Devido a condições de projeto, a haste do segundo cilindro só poderá retornar após a haste do primeiro ter retornado.



Construção do circuito

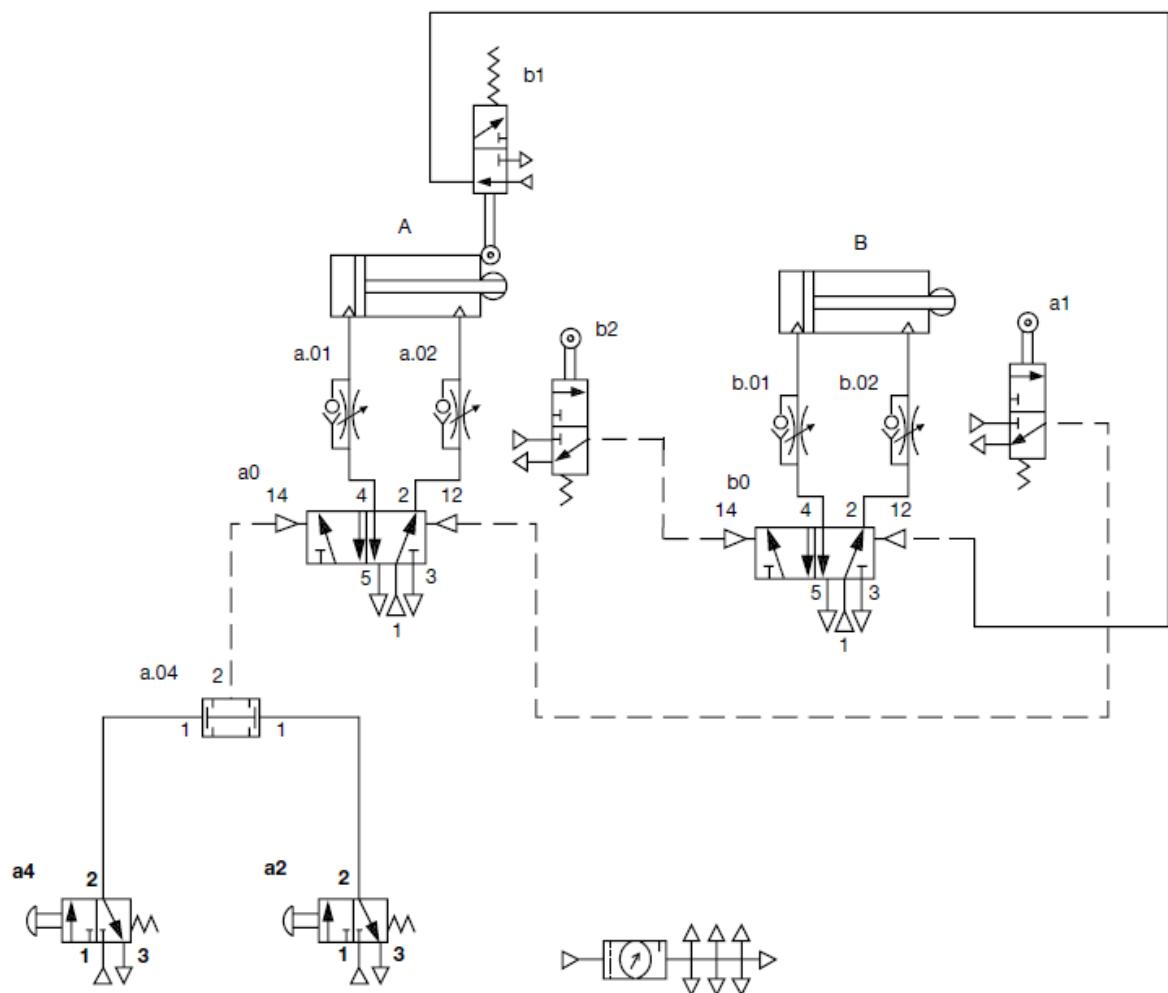
Como já foi mencionado, o procedimento para o traçado do esquema depende do desligamento do sinal. O traçado fica mais simples quando se escolhe um desligamento mediante a utilização de válvula gatilho, ou rolete escamoteável.

Para a confecção do projeto recomenda-se o seguinte:

- 1 - Determinar a sequência de trabalho;
- 2 - Elaborar o diagrama de trajeto-passo;
- 3 - Colocar no diagrama trajeto-passo os elementos fins de curso a serem utilizados;
- 4 - Desenhar os elementos de trabalho;

- 5 - Desenhar os elementos de comando correspondentes;
 - 6 - Desenhar os elementos de sinais;
 - 7 - Desenhar os elementos de abastecimento de energia;
 - 8 - Traçar as linhas dos condutores de sinais de comando e de trabalho;
 - 9 - Identificar os elementos;
 - 10 - Colocar no esquema a posição correta dos fins de curso, conforme o diagrama de trajeto e passo;
 - 11 - Verificar se é necessária alguma anulação de sinais permanentes (contrapressão) em função do diagrama de trajeto-passo;
 - 12 - Introduzir as condições marginais.

Exemplo de aplicação do método intuitivo para forma sequencial A + B + A - B -



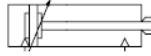
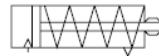
12.4)Bibliografia

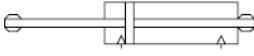
- Apostila de Pneumática, Sistemas Fluido-mecânicos. Escola Politécnica da USP
 - Automação Pneumática Industrial. Cursos de Extensão, Universidade Tecnológica Federal do Paraná.
 - Apostila de Pneumática aplicada, Clube da Eletrônica
 - Livro: Automação Pneumática – Projeto, Dimensionamento e Análise de Circuitos. (2^a edição)
 - Power Point em PDF da NORGREN
 - Livro: Pneumatic Handbook (8^a edição) – Elsevier Advanced Technology

Anexos

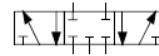
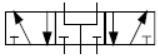
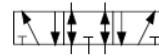
Simbologia

Atuadores

			
cilindro de dupla ação	cilindro de simples ação	cilindro tandem	cilindro sem haste (Lintra)

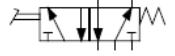
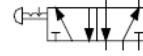
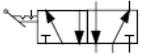
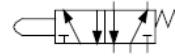
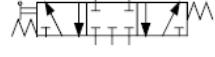
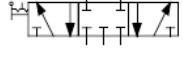
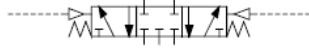
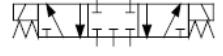
			
Motor pneumático	cilindro de duplo geminado	cilindro de dupla ação e haste dupla	atuador rotativo

Válvulas Direcionais

		
5/3 - 5 vias 3 posições centro fechado	5/3 - 5 vias 3 posições centro positivo	5/3 - 5 vias 3 posições centro negativo

				
2/2 NA - 2 vias 2 posições normalmente aberta	2/2 NF - 2 vias 2 posições normalmente fechada	3/2 NF - 3 vias 2 posições normalmente fechada	3/2 NA - 3 vias 2 posições normalmente aberta	5/2 - 5 vias 2 posições

Acionamentos

			
Botão / Mola	Alavanca / Mola	Pedal / Mola	Botão / Trava
			
Pedal / Trava	Alavanca / Trava	Rolete / Mola	Pino / Mola
			
Alavanca 3 posições Centrada por Mola	Alavanca / Trava	Simples Piloto	Duplo Piloto
			
Duplo Piloto Centrada por Mola	Simples Solenoíde	Duplo Solenoíde	Duplo Solenoíde Centrada por Mola

Acessórios

Filtro com dreno	Regulador de Pressão	Lubrificador	Manômetro	Unidade de Conservação	Filtro	Silenciador	Silenciador com Controle de Fluxo

Secador de Ar	Válvula de Alívio	Válvula de Retenção	Gerador de Vácuo	Controle de Fluxo Variável	Controle de Fluxo Uni-direcional	Válvula "E"	Válvula "OU"

Componentes Elétricos

Fonte L1	Fonte L2	Relé	Relé Set	Relé Reset	Solenóide	Botão NA
Botão NF	Interruptor NA trava	Interruptor NF trava	Contato NA	Contato NF	Fim de Curso NA	Fim de Curso NF
Sensor de Proximidade NA	Sensor de Proximidade NF	Fim de Curso	Pressostato	Pressostato NA	Pressostato NF	Sensor de Proximidade

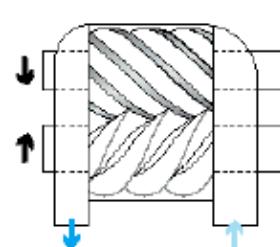
Tipos de Compressores

Tipos de compressores

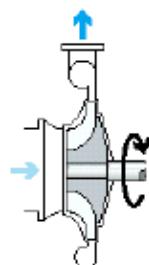
compressor de pistão, simples estágio, simples efeito



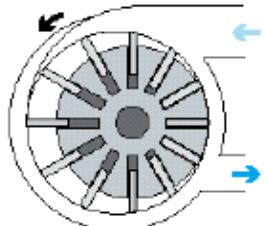
compressor de parafuso



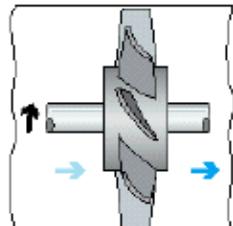
compressor radial



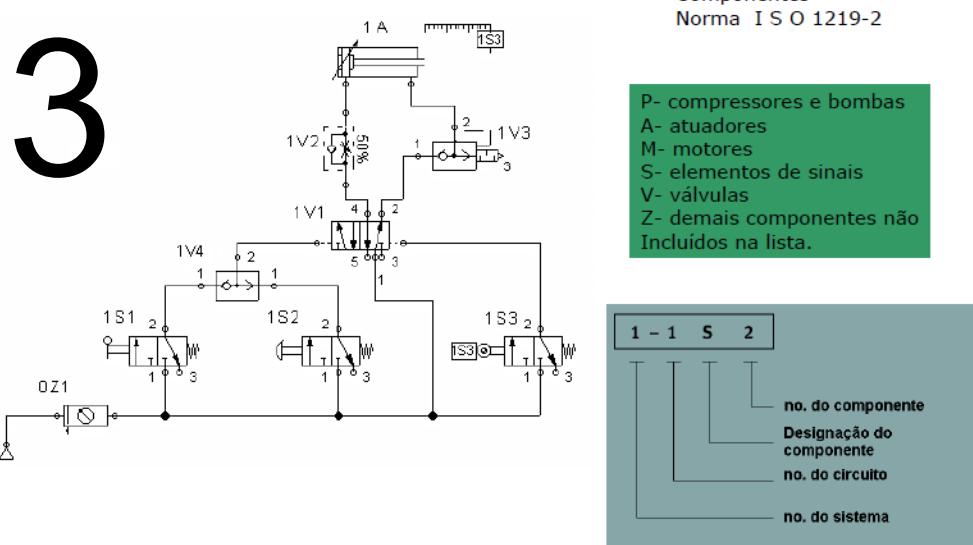
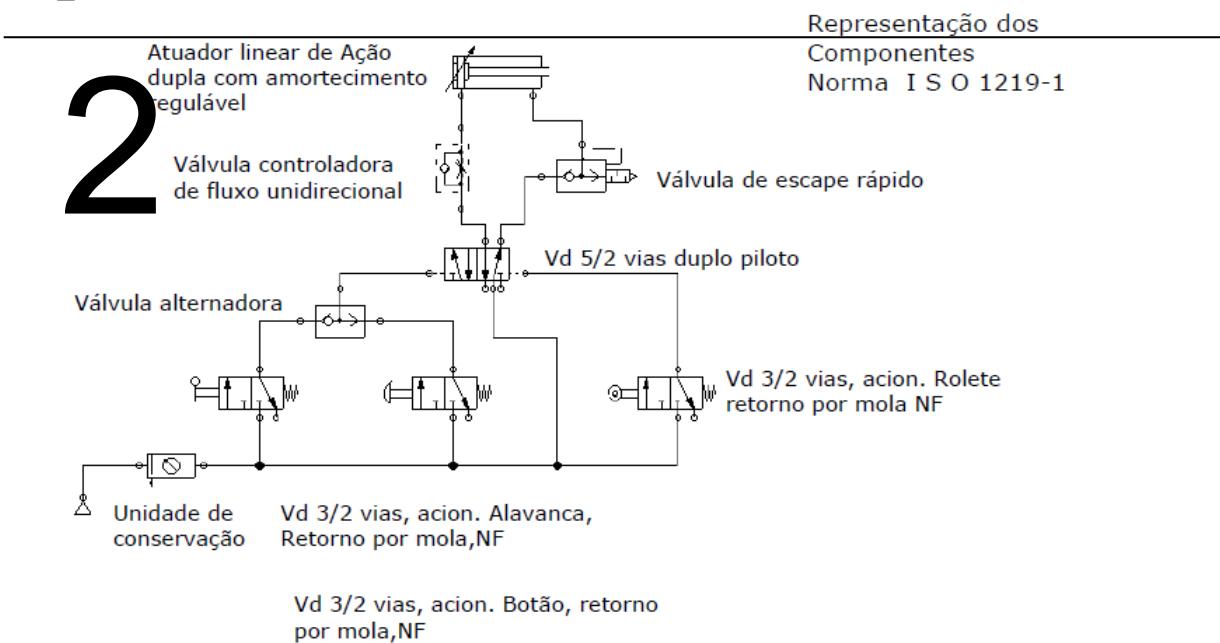
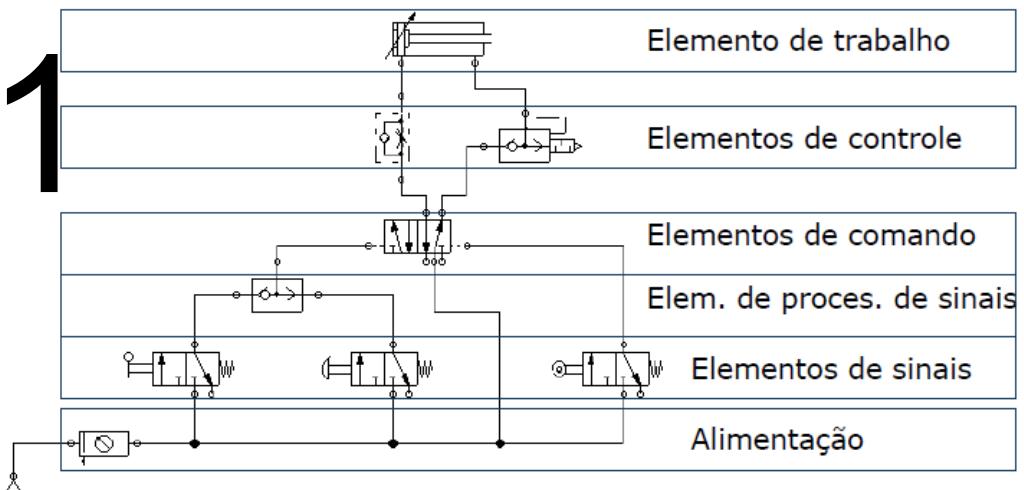
compressor de palhetas



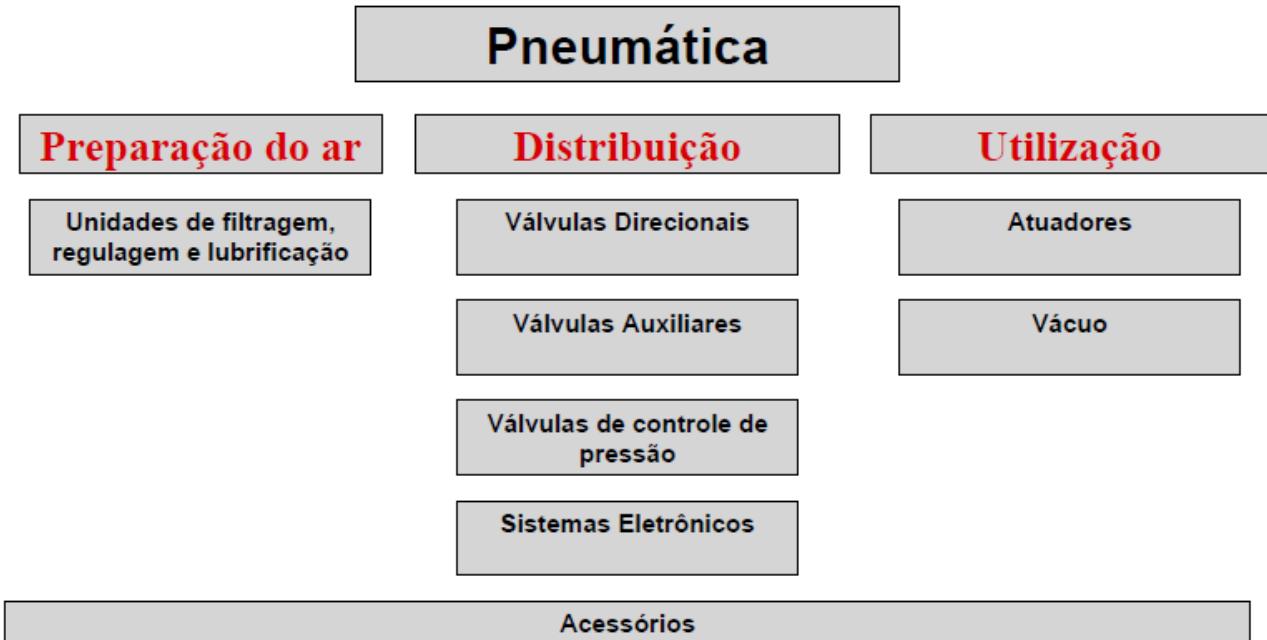
compressor axial



Sistemas Pneumáticos



Visão Geral



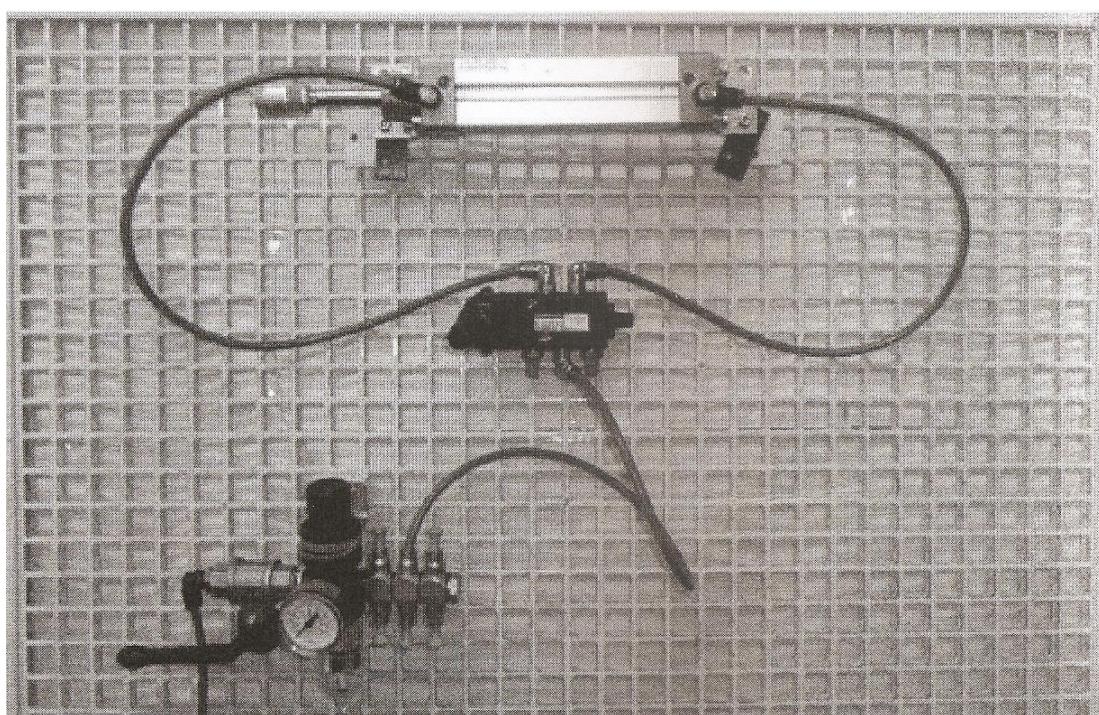
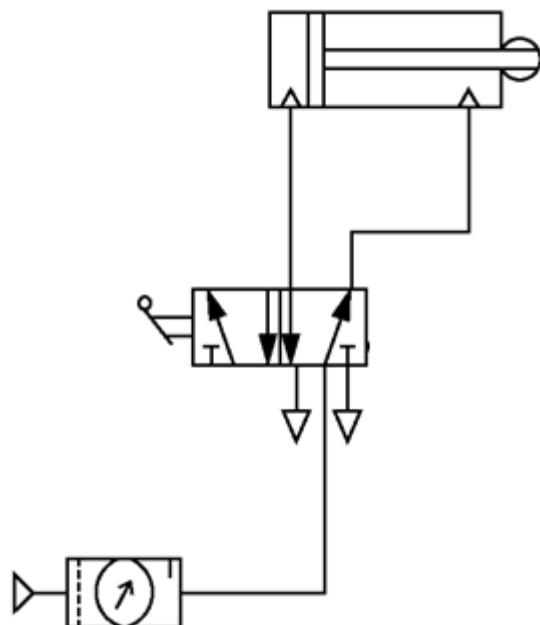
Anotações:

Exercícios Práticos

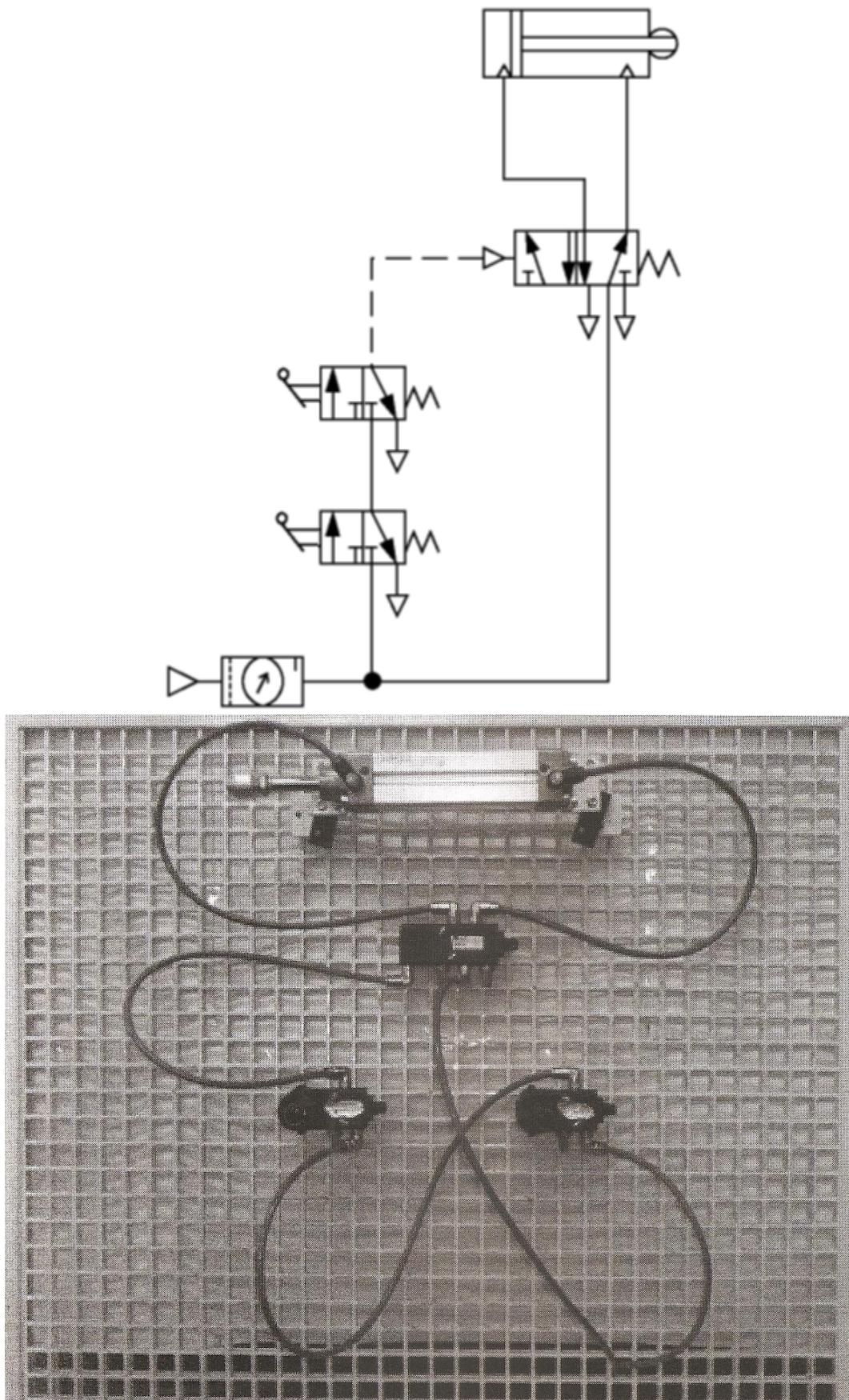
Pneumáticos

1. Circuito – 01

Comando direto de um cilindro de dupla ação.

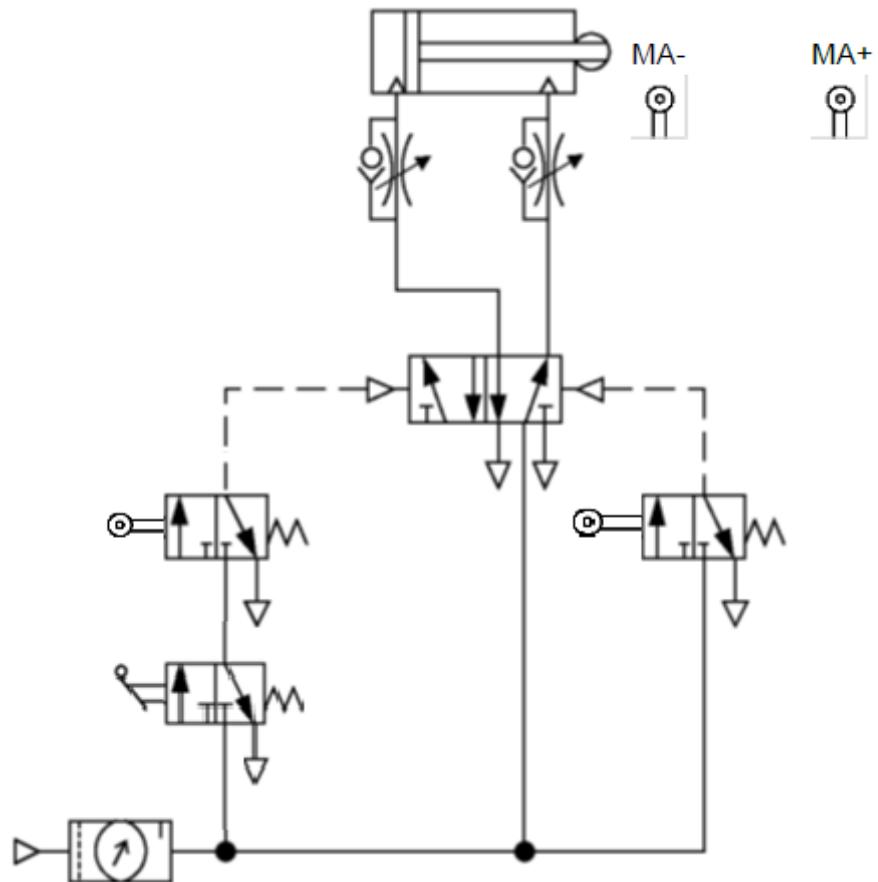


2. Circuito - 02
Comando direto de um cilindro de dupla ação.



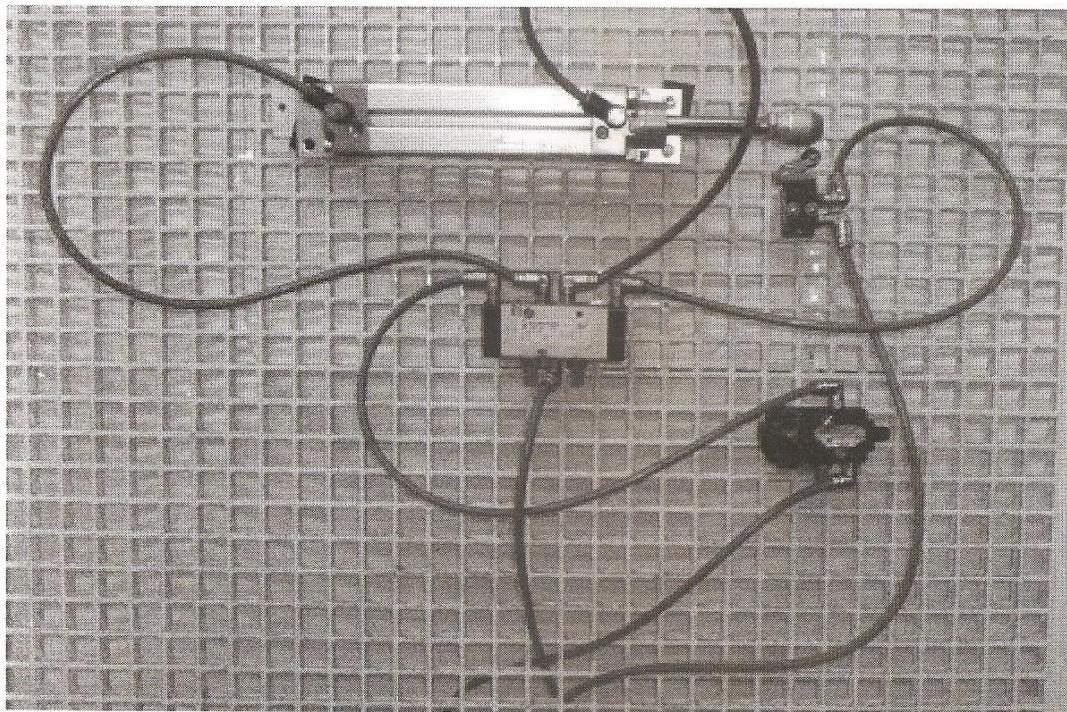
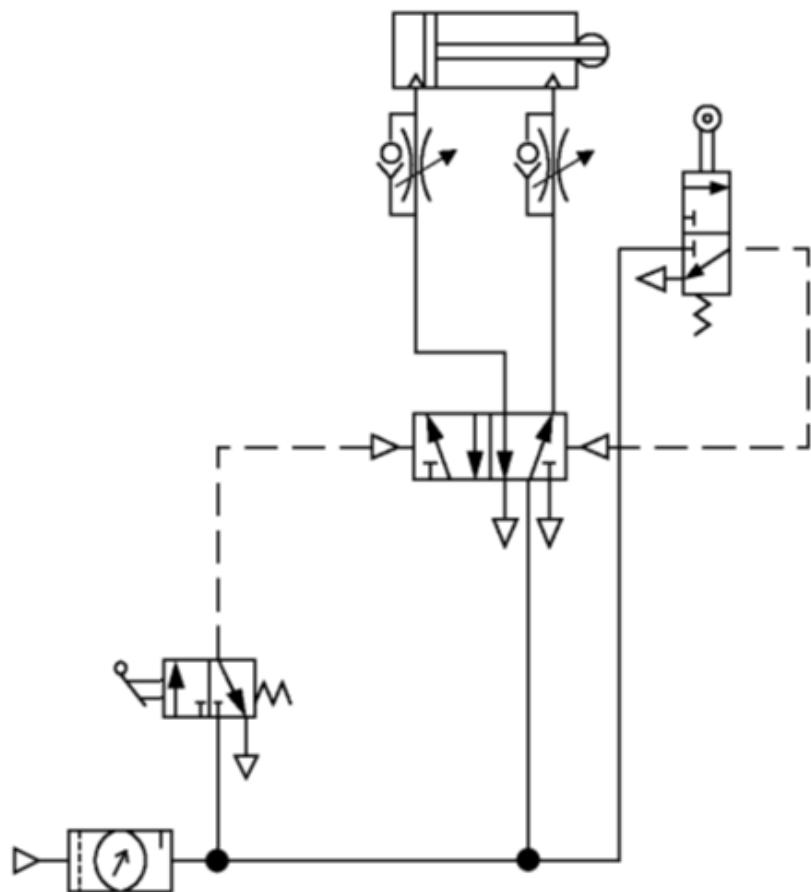
3. Circuito - 03

Comando indireto de um cilindro de dupla ação, utilizando uma válvula duplo piloto e com controle de velocidade do cilindro.



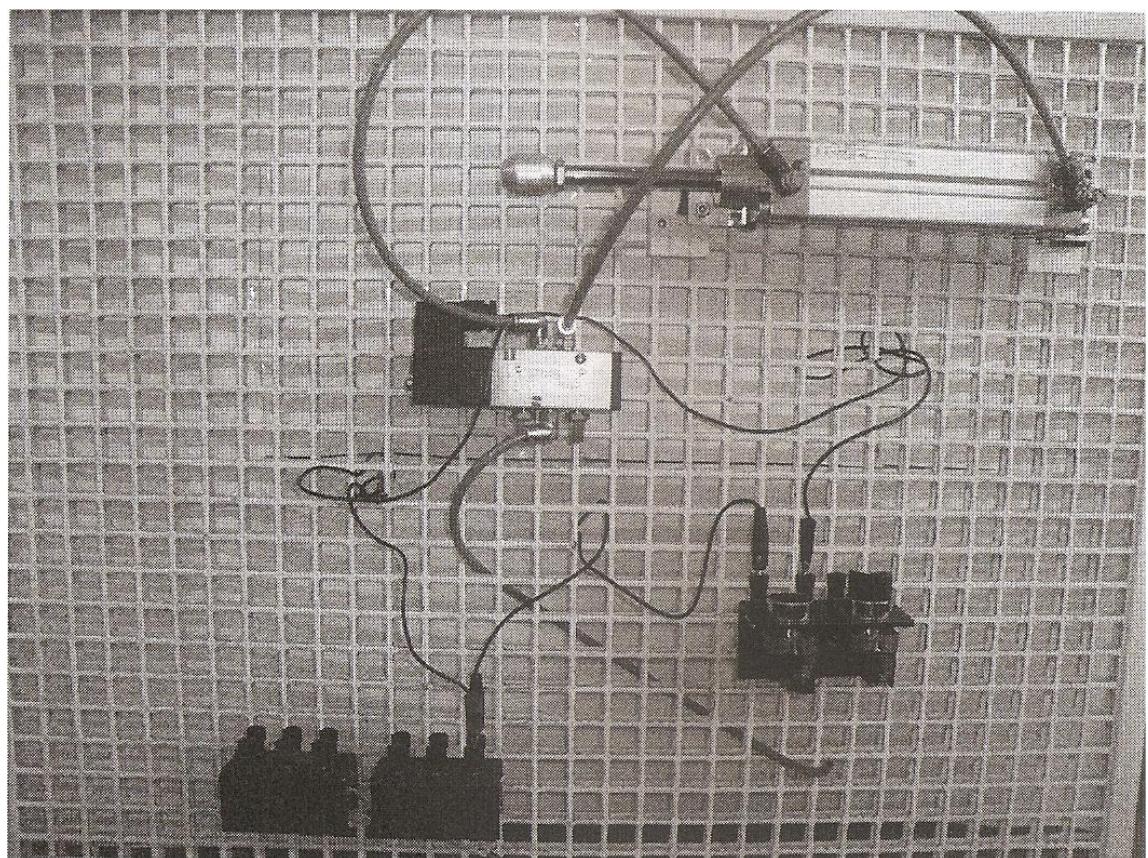
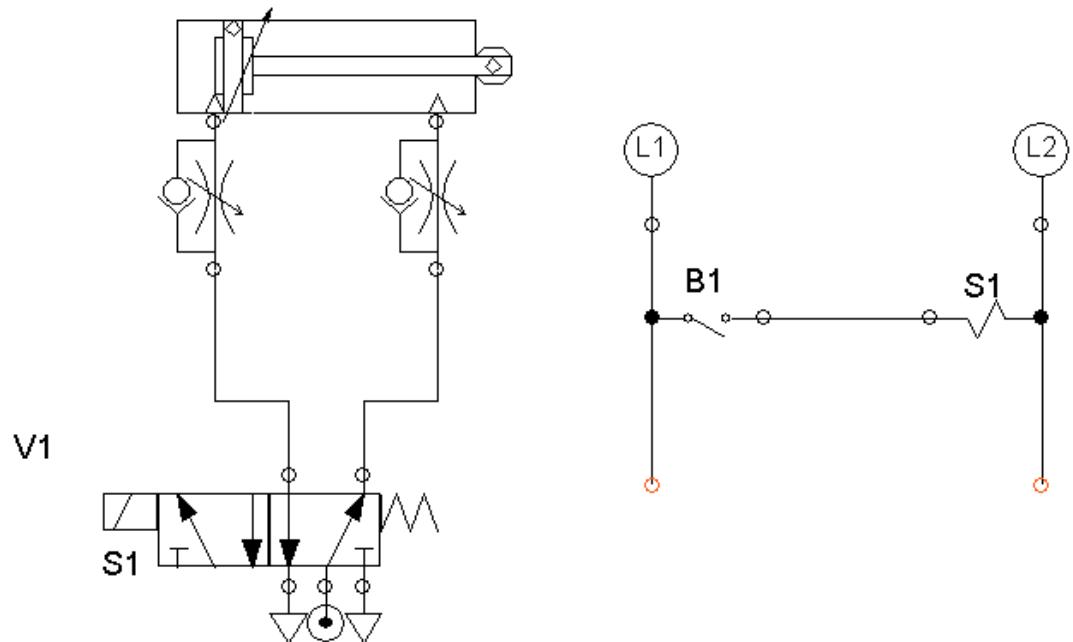
4. Circuito - 04

Avanço com retorno automático de um cilindro de dupla ação, com controle de velocidade para avanço e retorno (ciclo único).

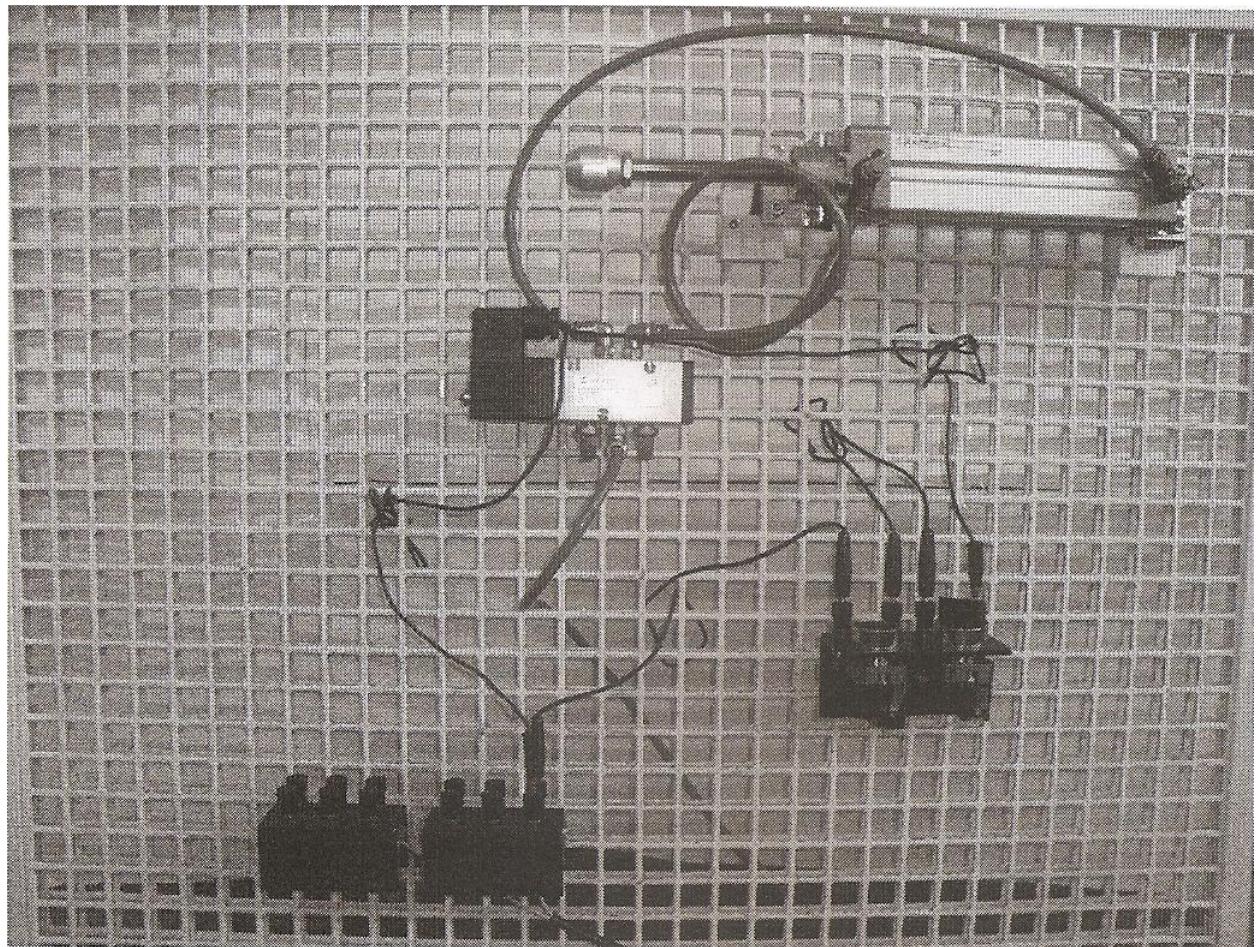
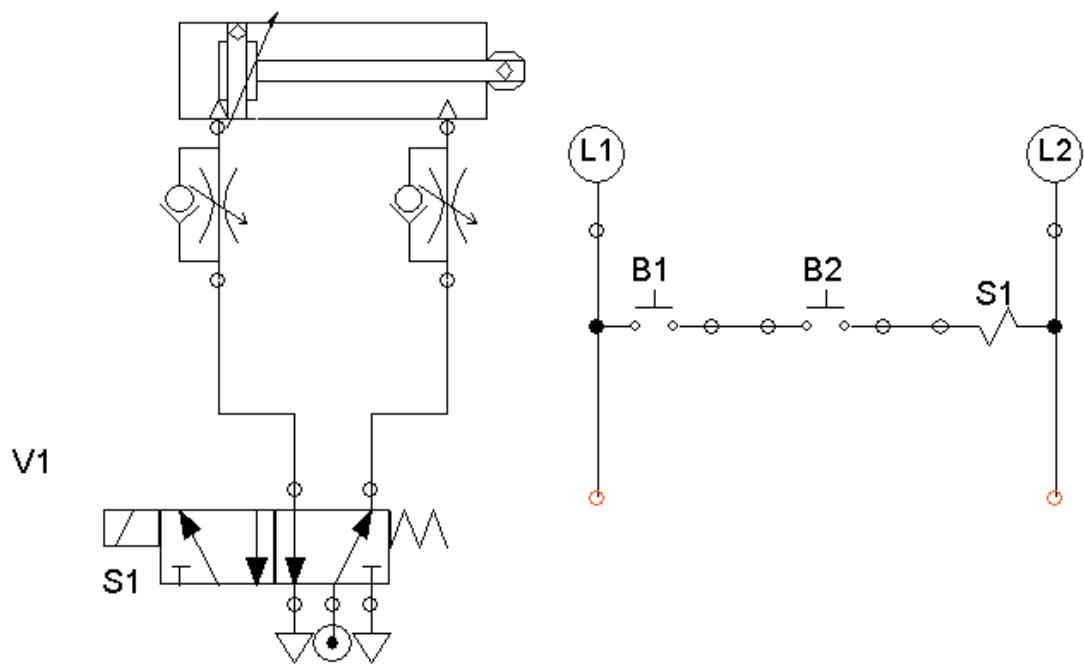


Eletropneumáticos

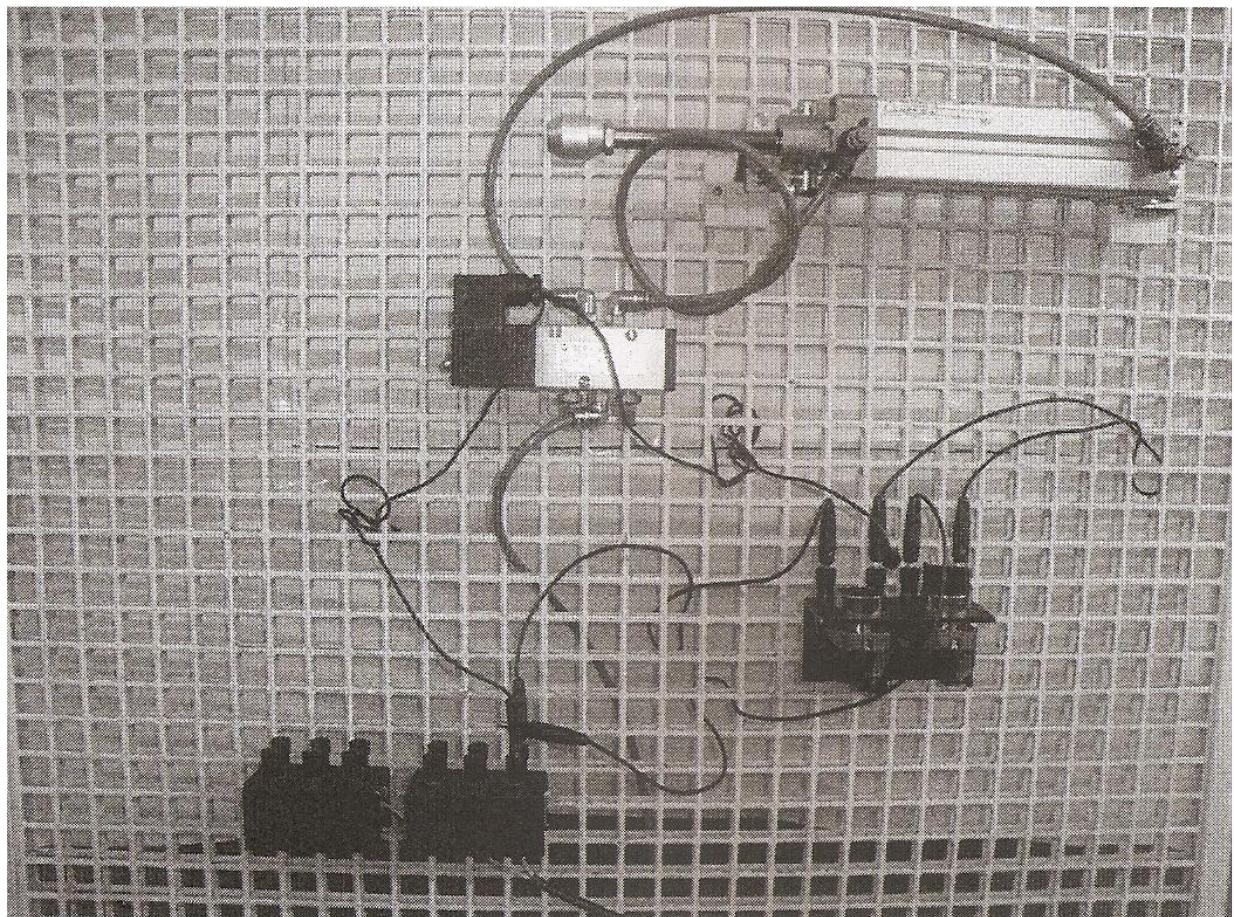
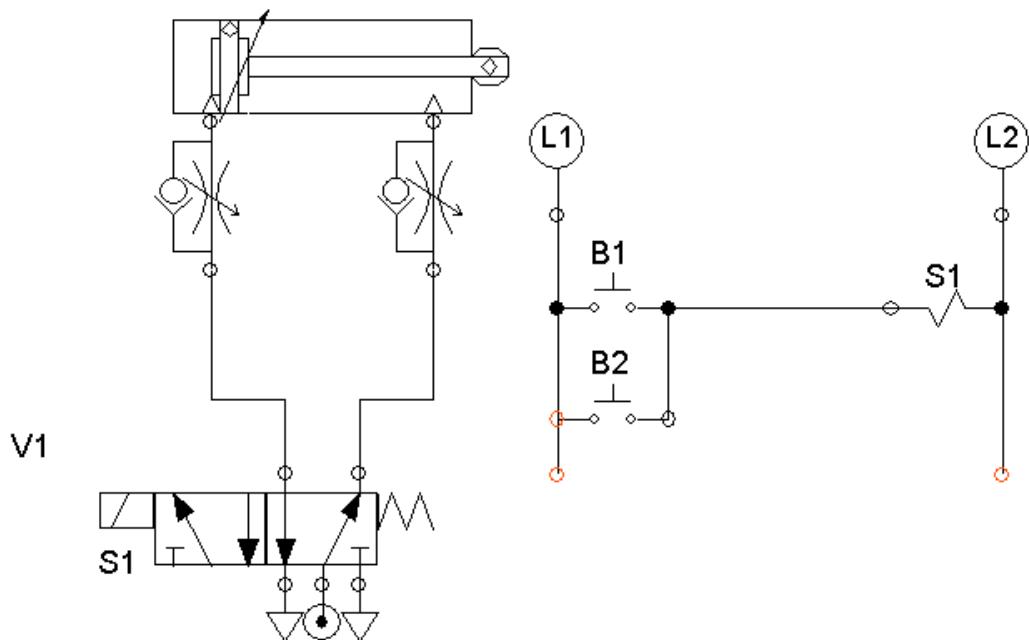
1. Circuito Básico



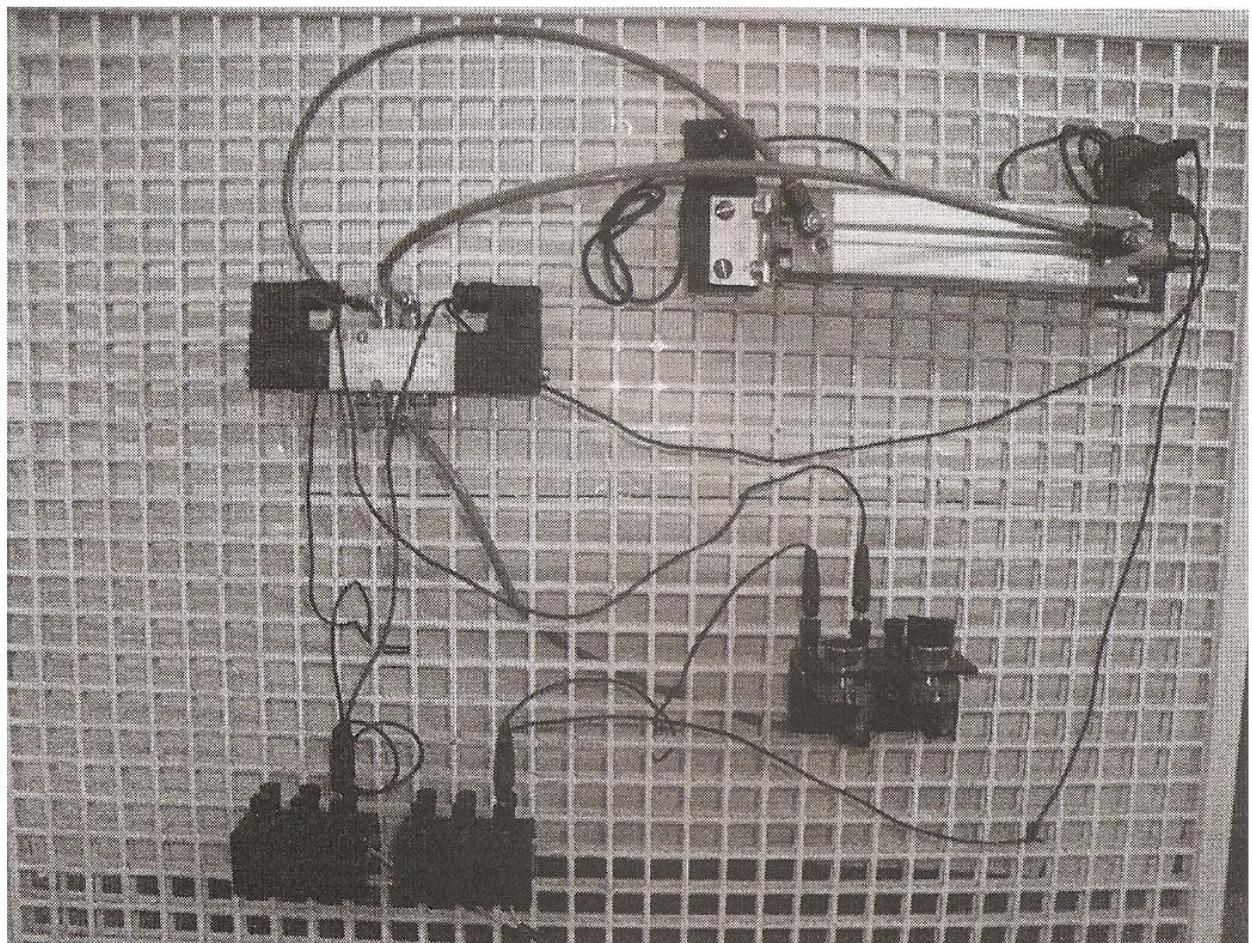
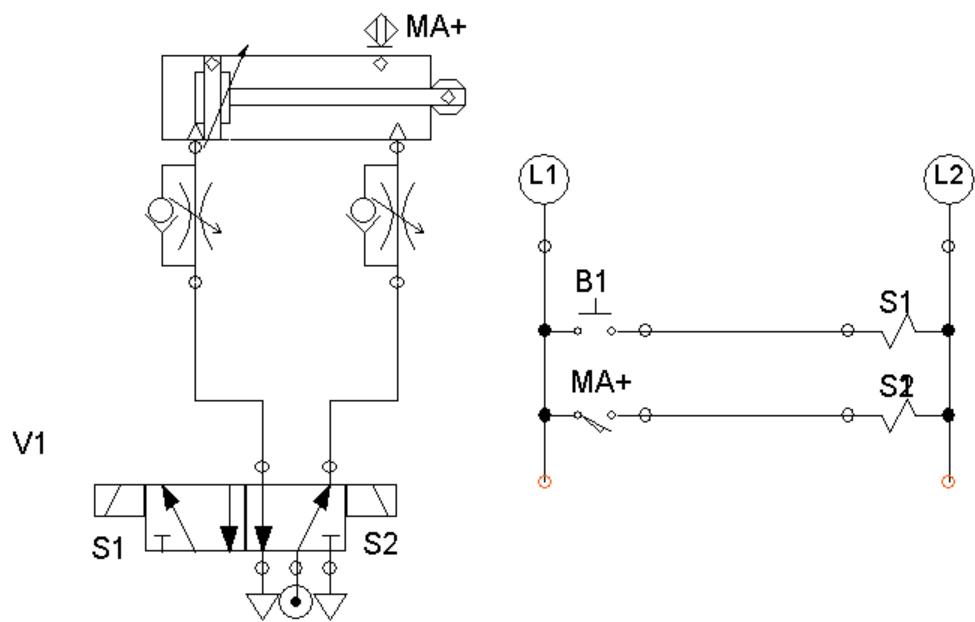
2. Circuito Série



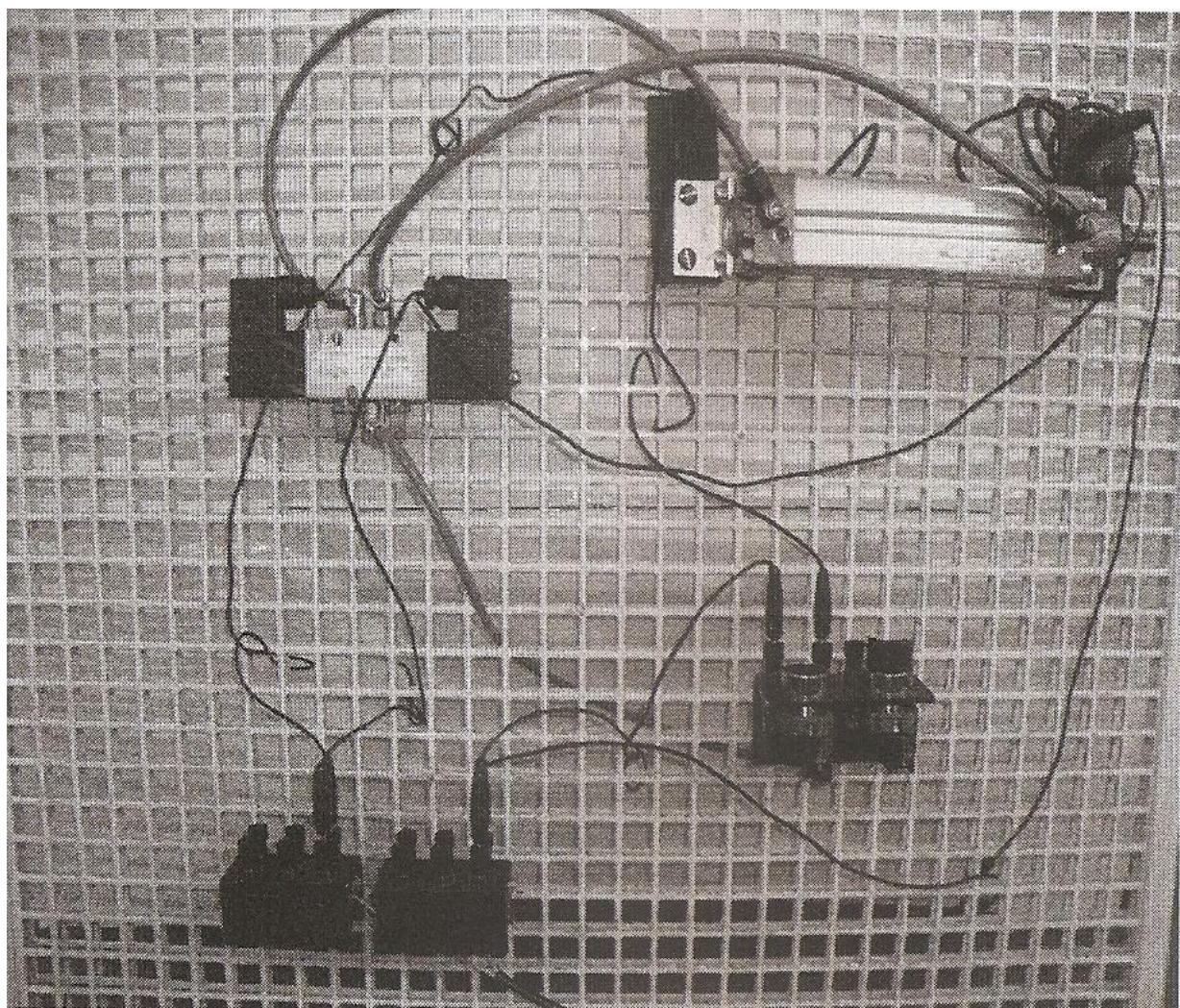
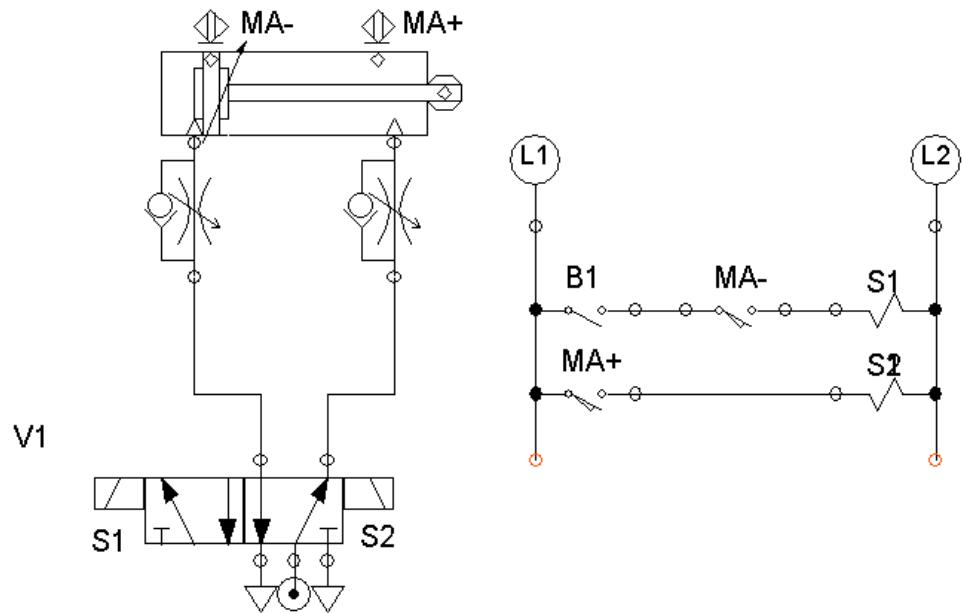
3. Circuito Paralelo



4. Circuito Ciclo Único (c/ Retorno Automático)



5. Circuito Ciclo Contínuo (c/ Parada no Retorno)

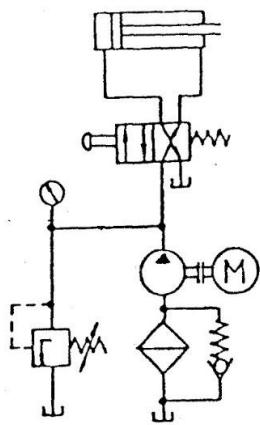


Bibliografia

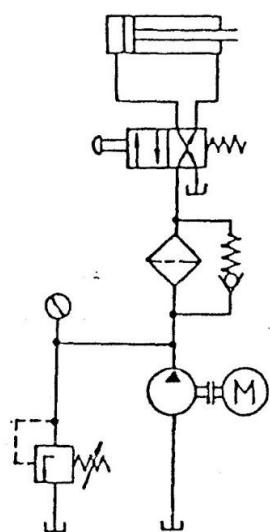
- Apostila de Pneumática, Sistemas Fluido-mecânicos. Escola Politécnica da USP
- Automação Pneumática Industrial. Cursos de Extensão, Universidade Tecnológica Federal do Paraná.
- Apostila de Pneumática aplicada, Clube da Eletrônica
- Livro: Automação Pneumática – Projeto, Dimensionamento e Análise de Circuitos. (2^a edição)
- Power Point em PDF da NORGREN
- Livro: Pneumatic Handbook (8^a edição) – Elsevier Advanced Technology

Apostila de Hidráulica

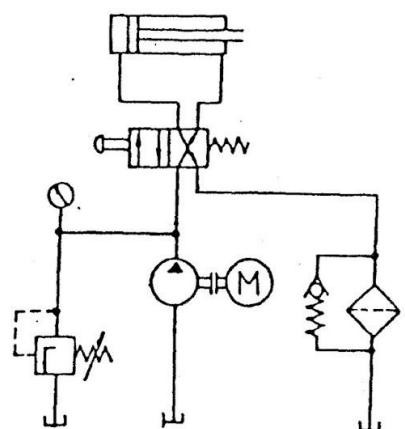
Linha de sucção



Linha de pressão



Linha de retorno



Revisão:
09/04/2014

Capítulo 13 – A Hidráulica no dia-a-dia

13.1) Introdução

O termo Hidráulica derivou-se da raiz grega *Hidro*, que tem o significado de água, por essa razão entendem-se por Hidráulica todas as leis e comportamentos relativos à água ou outro fluido, ou seja, Hidráulica é o estudo das características e uso dos fluidos sob pressão.

A hidráulica é essencial para a Indústria, sem ela não existiriam muitas das máquinas modernas de hoje em dia, e seus processos seriam bem mais demorados e difíceis.

Seus conceitos podem ser aplicados nas mais diversas áreas. Direção e freio de automóveis, acionamentos em máquinas, controles de aeronaves, alimentação de processos. Esses são alguns dos exemplos que demonstram que a hidráulica está muito mais presente no nosso cotidiano do que pensamos. De fato, é quase impossível encontrar um produto manufaturado que não tenha sido afetado por esta tecnologia em algum estágio de sua produção ou distribuição.

13.2) O que é a Hidráulica?

A hidráulica se dedica a estudar o comportamento e características dos fluidos em movimento e em repouso, ou seja, em escoamento e sob pressão.

Para certos trabalhos é necessária a utilização de muita força, em geral a energia requerida para a maioria dos trabalhos é fornecida por motores. Mas existem tipos de acionamentos em que este tipo de fornecimento de energia para realização do trabalho não é apropriado, por exemplo, em uma prensa, não é recomendado o acionamento através de um motor elétrico. Para estes tipos de acionamentos temos a hidráulica que é muito utilizada para transmissão de forças e movimentos, pois ela aproveita de uma série de propriedades físicas líquidos.

Uma das vantagens da hidráulica é que se podem transmitir grandes forças com precisão, além proporcionar mais flexibilidade aos sistemas, ter menos peso e tamanho, a capacidade de se autolumbrificar, e etc. Mas ela também tem suas desvantagens.

Vamos ver o que ela representa no nosso dia-a-dia.

13.2.1) Aplicações da Hidráulica

Nós vemos um pouco das aplicações dessa ciência em quase todo nosso cotidiano, podemos nota-lá nas torneiras de nossa casa, por exemplo, como também em maquinários, automóveis, ela está presente até na energia elétrica que chega a sua casa.

Temos alguns exemplos da sua grande influência em nossas vidas, como:

- Usinas hidrelétricas;
- Rios;
- Fornecimento de água;
- Aplicações industriais;
- Aplicações automotivas;
- Etc.

Podemos analisar melhor estes exemplos para entender pouco melhor sobre o que é a hidráulica.

Usinas Hidrelétricas

O princípio básico de funcionamento das Usinas Hidrelétricas é a utilização da força de uma queda d'água. Elas possuem turbinas enormes nas quais rodam impulsionadas pela pressão que a água exerce contra elas. Este movimento das turbinas aciona geradores que produzirão energia.



Rios

Exemplifica bem a intensidade que pode chegar a força de um líquido, em dias comuns bem tranqüilos, e dias chuvosos, com correntezas forte.

Fornecimento de Água

Se analisarmos temos que não é necessário que um caminhão venha até sua casa e lhe forneça água, normalmente a água é armazenada em reservatórios situados em pontos mais altos, existem também estações elevatórias, ou unidades de bombeamento. Pois água seguirá para os locais a serem abastecidos através dos encanamentos.

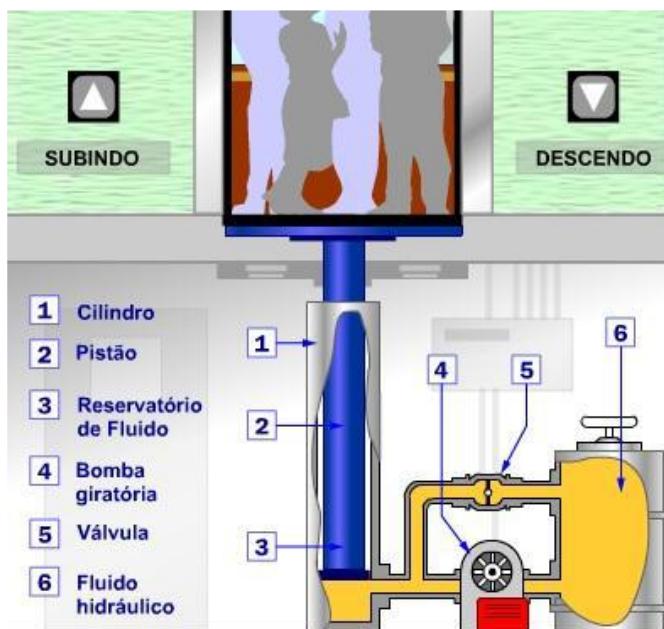


Aplicações Industriais

Nas áreas industriais, a hidráulica é muito utilizada em equipamentos, maquinários, pois ela é capaz de transmitir uma grande intensidade de força, com precisão, e diversos processos precisão de equipamentos que tenham esta capacidade, por exemplo, prensas, cilindros, plataformas elevatórias, elevadores, guinchos, e vários outros equipamentos.

Máquinas Hidráulicas - As máquinas hidráulicas são instrumentos capazes de multiplicar forças que estão presentes em nosso cotidiano. Elas estão nos shopping centers, nos veículos automotivos e nos postos de gasolina, por exemplo.

- Prensas hidráulicas – um dispositivo no qual uma força aplicada num êmbolo pequeno cria uma pressão que é transmitida através de um fluido até um êmbolo grande, originando uma grande força;
- Cilindros hidráulicos – é um atuador mecânico (elemento que produz movimento), utilizado para aplicar força através de um percurso linear.
- Bombas hidráulicas- são máquinas geratrizes, que transmitem um acréscimo da energia hidráulica ao líquido bombeado;
- Guindastes hidráulicos – possuem uma construção bem simples, mas podem executar tarefas difíceis que de outra forma pareceriam impossíveis;
- Elevadores Hidráulicos – movido por um pistão hidráulico dispensa o contrapeso, se destaca por ser mais suave e silencioso, porém, os modelos tradicionais são de até três andares. É um bom exemplo pois nele podemos verificar outros tipos de máquinas hidráulicas, como na figura abaixo:



Automóveis

Os princípios da hidráulica sempre estiveram presentes em design automotivo desde o primeiro sistema de freio de pressão distribuída a cada roda por meio de compressão de fluido ao invés de puxar cabos ou ligações mecânicas. Sistemas hidráulicos foram ainda utilizados de forma semelhante, como os mecanismos de funcionamento da embreagem e em novas formas, como amortecedores hidráulicos, direção assistida, e transmissões automáticas.

Podemos ver muito a utilização da hidráulica em automóveis, vejamos alguns exemplos:

- Embreagem hidráulica – utiliza óleo para acionar o sistema transmissão através de cilindros e atuadores, com isso deixa o pedal mais macio e traz maior durabilidade;

- Freio hidráulico – transmite a força exercida sobre o pedal para o cilindro mestre, e esse pressiona o fluido de freio para os pistões dos freios a disco ou a tambor.
- Direção hidráulica – Através da válvula rotativa que se abre ou fecha, quando se gira o volante. Ao abrir, ela permite que o óleo sob pressão seja aplicado a um pistão que, por sua vez, aciona a barra de direção.

13.3) Referências Bibliográficas

- Tom Harris. "HowStuffWorks - Como funcionam os elevadores". Publicado em 12 de fevereiro de 2002 (atualizado em 05 de agosto de 2008)
- <http://ciencia.hsw.uol.com.br/elevadores.htm> (13 de novembro de 2013)

Capítulo 14 – Conceitos Fundamentais

14.1) Introdução

A hidráulica possui conceitos que importantíssimos para melhor compreendê-la, neste capítulo veremos estes conceitos e algumas leis que são fundamentais para tal entendimento.

14.1.1) Densidade

É a razão entre a massa de um material e o volume por ele ocupado. Ela determina a quantidade de matéria que está presente em uma unidade de volume.

$$d = \frac{m}{V} \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

Onde: d = densidade [kg/m^3]

m = massa [kg]

V = volume [m^3]

14.1.2) Peso Específico

É o peso de uma unidade de volume desse líquido, ou seja, a razão entre o peso e o volume do corpo.

$$\rho = \frac{p}{V} = \frac{m \cdot g}{V} \text{ [N/m}^3\text{]}$$

Ou

$$\rho = d \cdot g$$

Onde: ρ = peso específico [N/m^3]

p = peso [N]

G = gravidade [m/s^2]

14.1.3) Pressão

A pressão de um fluido sobre uma superfície é a força que este fluido exerce sobre a unidade de área dessa superfície.

$$P = \frac{F}{A}$$

Onde: P = pressão

F = força

A = área

Quanto maior a pressão menor a área e vice versa. Podemos trabalhar com dois tipos de pressão que são:

- Pressão absoluta → é medida em relação à pressão do zero absoluto, a qual corresponde à pressão mais baixa possível no vácuo perfeito como sua base.
- Pressão relativa → é medida em relação à pressão atmosférica.

A pressão pode ser expressa em kgf/cm³, atm ou bar. O quadro abaixo mostra os valores de conversão das unidades de pressão mais usuais.



Manômetros, respectivamente, analógico e digital.

Pressão Atmosférica

É a pressão que o ar da atmosfera exerce sobre a superfície do planeta. Ela varia de acordo com a altitude. A pressão atmosférica normal ao nível do mar equivale a uma coluna de 760 mmHg (=1 atm).

Pressão Hidrostática

É a pressão exercida por uma coluna de fluido, e é dada pela seguinte expressão:

$$P = \rho \cdot g \cdot h$$

Onde: P = pressão

h = altura estática (profundidade)

ρ = peso específico [N/m³]

g = aceleração da gravidade

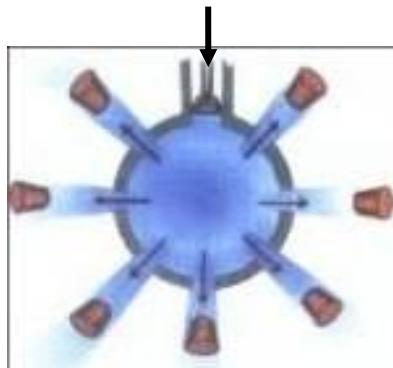
14.2) Hidrostática

Ciência que estuda os fluidos em repouso. Consideramos fluido como qualquer substância capaz de deforma-se e adquirir a forma do recipiente que a contém, ele pode ser líquido ou gasoso. Uma característica importante dos fluidos é que eles são incompressíveis. A hidrostática está apoiada em três leis:

- Lei de Pascal;
- Lei de Stevin;
- Lei de Arquimedes.

14.2.1) Lei de Pascal

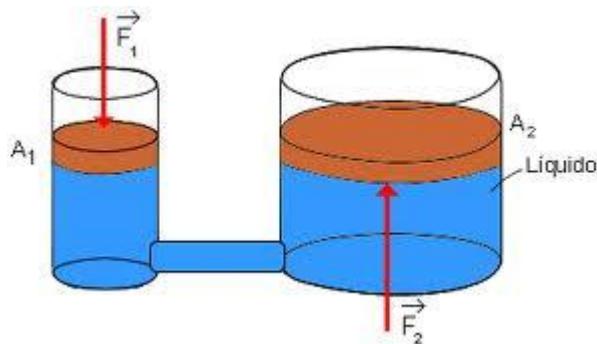
“A pressão exercida num ponto de um líquido se transmite em igual intensidade em todas as direções.”



Ao acionar o pistão, a água sai pelos orifícios formando esguichos perpendiculares ao recipiente e de mesma dimensão o que prova que as pressões são as mesmas em cada ponto.

Sabendo que a pressão avança igualmente para todos os lados, o formato do recipiente não tem importância.

Um exemplo de pressão hidrostática:



Quando a força F_1 , atua sobre a área A_1 , resulta a pressão:

$$P = \frac{F_1}{A_1}$$

A pressão P atua sobre cada ponto do sistema, portanto também sobre a área A_2 . A força F_2 atingível (comparável a um carga a ser erguida) será:

$$F_2 = P \cdot A_2$$

Temos:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

Ou:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{A_1}{A_2}$$

Portanto:

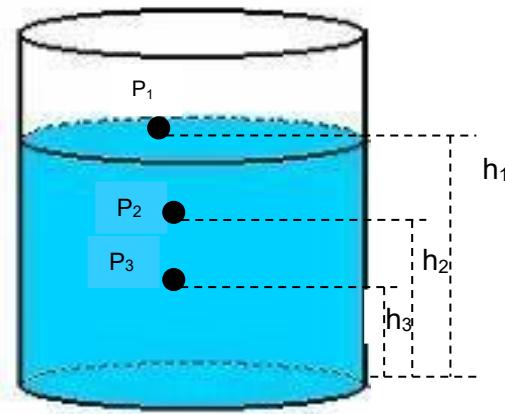
$$P_1 = P_2$$

O que nos faz lembrar da definição de pressão, “pressão é a força exercida pelo fluido em uma unidade de área da superfície (no caso recipiente)”

O que significa que a pressão é a mesma nas plataformas A_1 e A_2 , bem como em todo espaço interno entre ambas plataformas da alavancas hidráulica.

14.2.2) Lei de Stevin

“A diferença de pressão entre dois pontos da massa de um líquido é igual à diferença de profundidade desses pontos multiplicada pelo peso específico do líquido”



Sendo: P_1 = ponto 1

P_2 = ponto 2

P_3 = ponto 3

$$P_2 - P_1 = \rho \cdot (h_1 - h_2)$$

$$P_3 - P_1 = \rho \cdot (h_1 - h_3)$$

$$P_3 - P_2 = \rho \cdot (h_2 - h_3)$$

Se o p_1 estiver na superfície $p_1 = p_a$ (pressão atmosférica)

$$P_2 = P_a + \rho \cdot (h_1 - h_2)$$

$$P_3 = P_a + \rho \cdot (h_1 - h_3)$$

Sendo: $P_1 = P_2 = P_3$ = pressão nos respectivos pontos

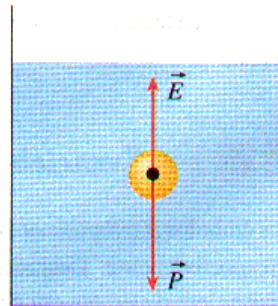
P_a = pressão atmosférica

ρ = peso específico

$h_1 = h_2 = h_3$ = altura nos respectivos pontos

14.2.3) Princípio de Arquimedes

“Todo corpo imerso em um fluido sofre ação de uma força (empuxo) verticalmente para cima, cuja intensidade é igual ao peso do fluido deslocado pelo corpo.”



Assim temos que a resultante será:

$$\vec{F} = \vec{E} - \vec{P}$$

Onde: \vec{F} = força [N]

\vec{E} = força empuxo [N]

\vec{P} = força peso [N]

E de acordo com que vimos na definição de empuxo podemos descrever a resultante também como:

$$F = \rho \cdot h \cdot A \cdot g$$

Ou

$$F = \rho \cdot V \cdot g$$

Sendo: F = Resultante

h = altura estática (profundidade)

A = área da superfície

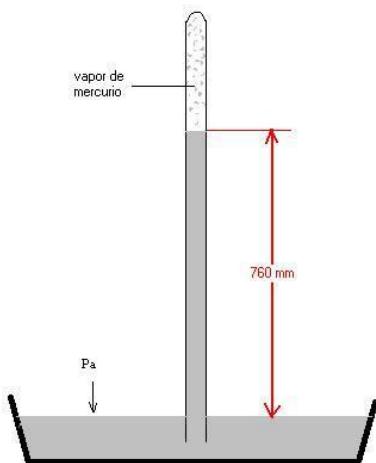
V = Volume do fluido

ρ = Peso específico

p = Peso do corpo

14.3) Medidores de Pressão

14.3.1) Barômetro



Aparelho constituído por um tubo comprido (1 metro) de vidro e uma cuba, também de vidro, que tenha contida nela mercúrio. O tubo de vidro é totalmente cheio de mercúrio, sendo que a superfície aberta do tudo de vidro é bloqueada pelo dedo polegar. A seguir o tubo é invertido na cuba e o dedo é retirado. O nível do mercúrio desce até se estabilizar em uma altura h , acima da superfície do mercúrio na cuba. A partir da altura h marcada podemos determinar a pressão:

$$P = \frac{h}{\rho}$$

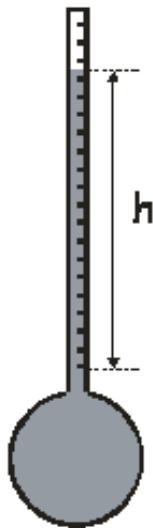
Sendo: P = pressão

H = altura

ρ = Peso específico [N/m³]

Este aparelho é utilizado para medir pressão atmosférica.

14.3.2) Piezômetro



Quando é necessário medir as pressões dentro de outros fluidos, em cisternas, recipientes ou no mar, o barômetro não pode ser usado porque o recipiente não é um sistema fechado e selado. Trata-se de uma ampola, que contém um fluido, e uma coluna de vidro graduada, aberta na extremidade superior, onde se lê a pressão a que está submetido o fluido colocado no seu interior. A ampola é construída com um material elástico que responde a alterações na pressão externa para transmiti-lo para o interior do fluido. Isto pode aumentar ou diminuir no interior do tubo de vidro para atingir o equilíbrio, medindo assim a pressão.

- A pressão na superfície livre do líquido será, obviamente, a pressão atmosférica;
- A altura do líquido no tubo será proporcional à pressão a que ele estiver submetido.

Sendo assim a pressão é dada por:

$$P = P_a + \rho \cdot h$$

Sendo: P = pressão

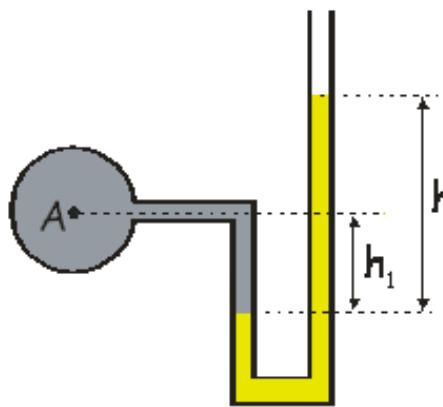
P_a = pressão atmosférica

ρ = Peso específico [N/m³]

h = altura

Uma das grandes limitações desse instrumento é que ele não consegue medir pressões abaixo da atmosférica, nem é conveniente para a medição de pressões muito elevadas. Além disso, ele não se presta à medida da pressão de gases.

14.3.3) Tubo em U



Consiste de um tubo em formato de "U" com certa quantidade de fluido dentro dele, provido de uma escala milimétrica. O fluido pode ser água, mercúrio, etc. Um dos extremos do tubo é ligado à instalação e o outro fica aberto para a atmosfera.

A pressão exercida no líquido faz com que a extremidade pressionada desça, causando um desnível. Conhecendo-se o peso específico e o desnível do líquido de referência, pode-se determinar a pressão na instalação, através da seguinte equação:

$$P = P_a + \rho_2 h_2 - \rho_1 h_1$$

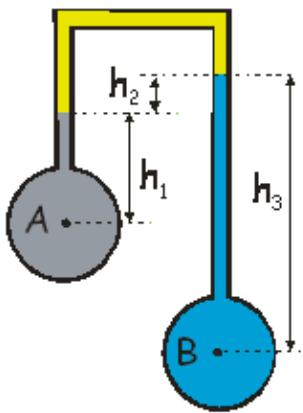
Sendo: P = pressão

P_a = pressão atmosférica

$\rho_1 = \rho_2$ = peso específico nos respectivos pontos

$h_1 = h_2$ = altura nos respectivos pontos

14.3.4) Manômetro Diferencial



Este determina a diferença de pressão entre dois pontos A e B, quando a pressão do sistema real não pode ser determinada diretamente. Consiste em um tubo curvo (dependendo do projeto) e duas ampolas, uma em cada extremidade do manômetro.

Nele calculamos da seguinte forma:

$$P_A - P_B = \rho_1 h_1 + \rho_2 h_2 - \rho_3 h_3$$

Sendo: $P_A = P_B$ = pressão nos respectivos pontos

$\rho_1 = \rho_2 = \rho_3$ = peso específico nos respectivos pontos

$h_1 = h_2 = h_3$ = altura nos respectivos pontos

14.4) Empuxo

Representa a força resultante exercida pelo fluido sobre um corpo. É igual ao produto da área dessa superfície pela pressão relativa ao seu centro de gravidade, portanto:

$$F = \rho \cdot h \cdot A \text{ [kg]}$$

Sendo: F = força resultante

h = altura estática (profundidade)

A = área da superfície

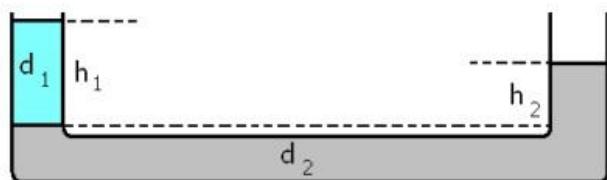
ρ = peso específico

14.5) Vasos Comunicantes

Vasos comunicantes é a ligação de dois ou mais recipientes através de um duto aberto, de modo que se houver um fluido em qualquer um desses recipientes ele se espalhará também pelos outros recipientes como na figura:



Na figura anterior podemos observar que o líquido ficou no mesmo nível em todos recipientes, independente da forma do vaso. Isto ocorre quando o fluido é homogêneo, e está em uma superfície plana horizontal.



Neste exemplo percebemos a diferença do nível, isto ocorre no caso de fluidos imiscíveis (que não se misturam) e de pesos específicos diferentes. Neste caso podemos calcular a altura ou o peso específico através do princípio de Pascal:

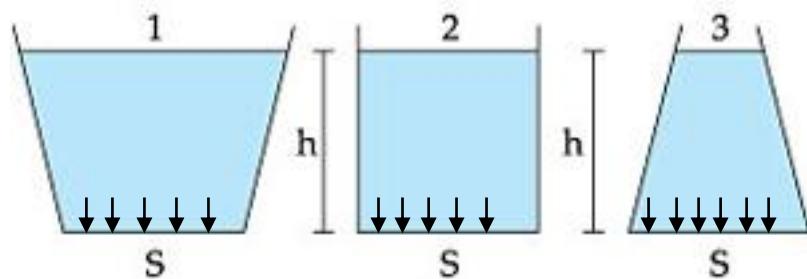
$$\rho_2 \cdot h_2 = \rho \cdot h_1$$

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1}$$

14.6) Relações de Pressão em Hidrostática

14.6.1) Pressão Contra o Fundo

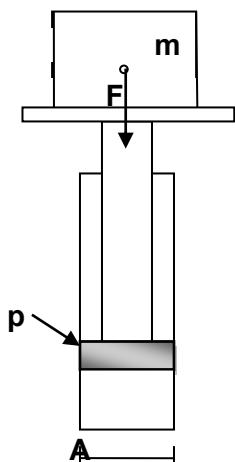
Quando colocamos um fluido em um recipiente, devemos saber se esse recipiente irá aguentar a quantidade de fluido colocada, para este cálculo, precisamos saber apenas o peso específico do fluido a ser colocado e da altura gerada.



Assim para determinar a força gerada ficará:

$$F = P \cdot S = \rho \cdot h \cdot S$$

14.6.2) Em um Cilindro Hidráulico



Assim temos:

$$P = \frac{F}{A} = \frac{m \cdot g}{A}$$

Em que: P = pressão na câmara $[N/m^2]$

F = força peso exercida pela massa m $[N]$

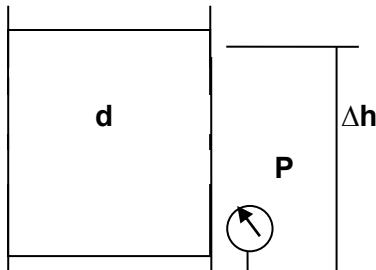
A = área do pistão $[m^2]$

m = massa $[g]$

g = gravidade

14.6.3) Em um reservatório cheio de fluido

Temos que:



$$P = d \cdot g \cdot \Delta h$$

Em que:

P = pressão manométrica

d = densidade do fluido [kg/m³]

g = aceleração da gravidade [m/s²]

Δh = altura do fluido [m]

14.7) Hidrodinâmica

A hidrodinâmica é a parte que estuda as propriedades dos fluidos em movimento. Ela se baseia no método de Euller.

14.7.1) Viscosidade

De todas as propriedades de um óleo lubrificante, a viscosidade é a característica mais importante, que em termos gerais é definida como sendo a resistência oferecida ao movimento relativo de suas moléculas (escoamento). A viscosidade é dada pela relação entre a tensão de cisalhamento e a taxa de cisalhamento do fluido.

A viscosidade altera-se em função da temperatura. No SI (sistema Internacional) a viscosidade é dada em mm²/s.

A viscosidade não caracteriza a Qualidade do fluido de pressão, mas define seu comportamento em uma determinada temperatura de referência. Para instalação hidráulica é muito importante considerar os valores de viscosidade mínimos e máximos nos catálogos dos fabricantes dos componentes hidráulicos.

A International Organization for Standardization (ISQ) elaborou um sistema de classificação para lubrificantes líquidos de uso industrial integrados na DIN 51519, em 1976, usada desde então para todos os óleos lubrificantes e adotada internacionalmente. A classificação define 18 categorias de viscosidade entre 2 a 1500 mm²/s(cSt) a 40°C.

Classificação dos Movimentos

Os movimentos dos fluidos podem ser classificados como:

- Permanente → A vazão é constante;
- Variado → as características variam de instante em instante para cada ponto do fluido, sendo assim em função do tempo;

Nesse caso teríamos:

$$Q_1 \neq Q_2$$

$$V_1 \neq V_2$$

$$S_1 \neq S_2$$

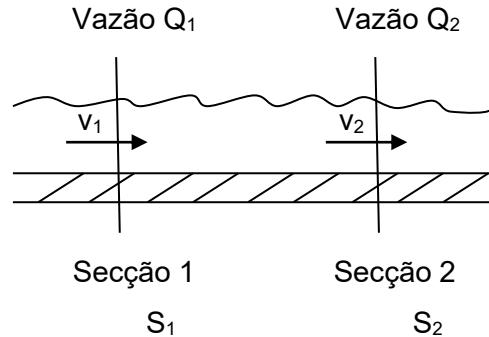
- Permanente uniforme → é quando a velocidade média permanece constante ao longo da corrente;

Nesse caso teríamos:

$$Q_1 = Q_2$$

$$V_1 = V_2$$

$$S_1 = S_2$$



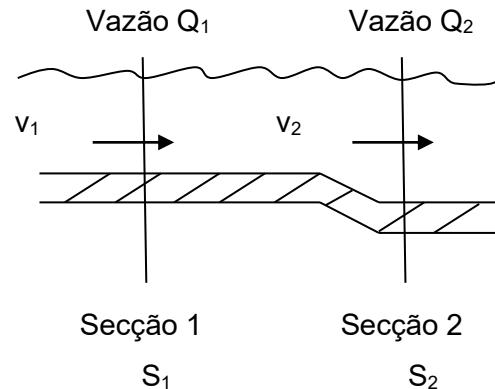
- Permanente não uniforme → os pontos podem ser acelerados (em que aumenta a velocidade) ou retardados (em que diminui a velocidade)

Nesse caso teríamos:

$$Q_1 = Q_2$$

$$V_1 \neq V_2$$

$$S_1 \neq S_2$$



Além destas classificações, os fluidos ainda são classificados em outros dois tipos de movimento, que levam em conta as trajetórias seguidas pelas partículas do líquido.

- Regime laminar: as trajetórias das partículas são bem definidas e não se cruzam.
- Regime turbulento: as partículas se movem desordenadamente.

14.7.2) Vazão

Em uma determinada secção, é o volume de fluido que escoa por esta secção em uma unidade de tempo. Assim podemos determiná-la pela razão entre o volume de fluido escoado e o tempo, ou também pelo produto da velocidade do fluido pela área da secção na qual o mesmo está escoando.

$$Q = \frac{V}{t}$$

$$Q = v \cdot A$$

Onde : Q = vazão

V = volume

t = tempo

v = velocidade do fluido

A = área da secção

A vazão pode ser expressa em: m³/s (unidade no S.I.), l/s, cu.ft/sec, Gal/min

Relações entre as unidades:

$$\text{m}^3/\text{s} = 3600 \text{ m}^3/\text{h} = 1000 \text{ l/s} = 3600000 \text{ l/h} = 35,31 \text{ cu.ft/sec} = 15852,8 \text{ gal/min}$$

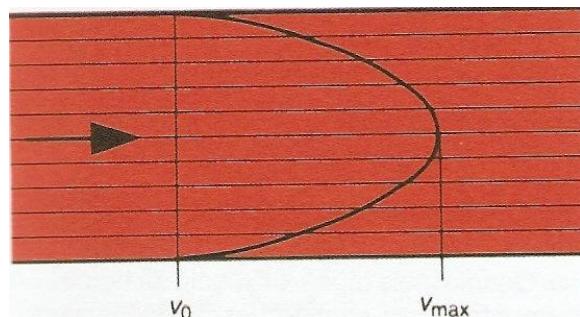
Tipos de Vazão

Define-se como sendo o volume de fluido descarregado pela bomba por unidade de tempo, ou ainda o produto entre velocidade com que o fluido se desloca em uma tubulação e a seção transversal desta.

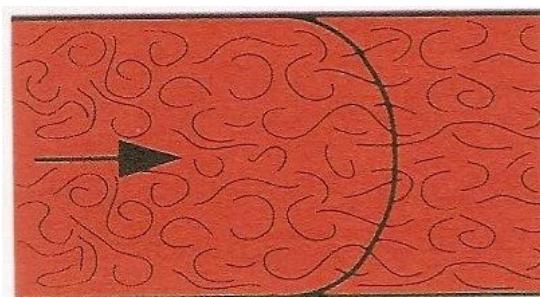
O tipo de fluxo é igualmente importante para a perda de energia em uma instalação hidráulica. Podemos distinguir dois tipos de fluxo:

- Fluxo laminar e
- Fluxo turbulento.

Até uma determinada velocidade os fluídos se movimentam em camadas (movimento laminar) através do tubo. Nesta altura a camada interna do fluido apresenta a maior velocidade. A camada mais externa está imóvel em contato com a parede do tubo.



Se aumentarmos a velocidade da vazão, é modificada a forma de fluxo da velocidade crítica, ela se torna giratória (turbulenta).



Com isto se eleva a resistência da vazão e as perdas hidráulicas. Por este motivo o fluxo turbulento geralmente não é desejado.

A velocidade crítica não é uma grandeza fixa. Ela depende da viscosidade do fluido e da secção transversal da vazão. A velocidade crítica pode ser calculada e não deveria ser ultrapassada em instalações hidráulicas

14.7.3) Número de Reynolds (Re)

Através do fator de Reynold é possível se determinar a grosso modo o tipo de fluxo.

$$Re = \frac{v \cdot d_h}{\nu}$$

Temos então: v = velocidade de vazão em m/s;

d_h = diâmetro hidráulico em m, no caso de seções transversais circulares é igual ao diâmetro interno do tubo, no mais temos $d_h=4xA/U$.

A = área da secção transversal;

U = perímetro

ν = Viscosidade Cinemática em m^2/s

Quando temos: $Re_{crit} = 2300$

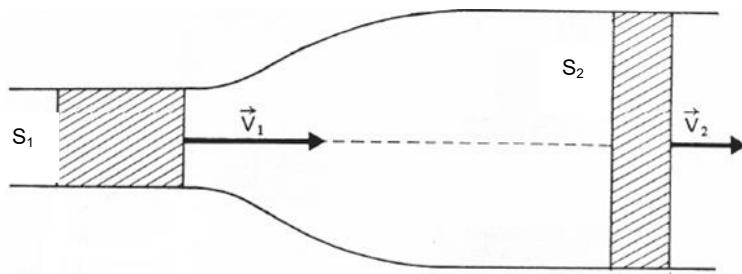
Este valor só é válido para tubos redondos, tecnicamente lisos e retos. No Re_{crit} a forma de fluxo muda de laminar para turbulento e vice-versa.

Fluxo laminar ocorre quando $Re < Re_{crit}$ e

Fluxo turbulento ocorre quando $Re > Re_{crit}$

14.7.4) Equação de Continuidade

A equação da continuidade parte do princípio a quantidade de fluido que entra na secção 1 do tubo é igual a quantidade que sai na secção 2. Sendo que o fluido é incompressível e o peso específico seja constante ao longo da passagem.



Portanto vazão nas secções é igual e seu valor é expresso por:

$$Q = S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2$$

Ou

$$Q = S \cdot v$$

Onde: Q = vazão [m^3/s]

S = área [m^2]

v = velocidade [m^2]

14.7.5) Teorema de Bernoulli

“Ao longo de qualquer linha de corrente é constante a soma das energias cinética, potencial, de pressão.”

O teorema de Bernoulli estabelece que a energia de um fluido em fluxo permanente, é constante ao longo do caminho descrito pelo fluido.

Este teorema é uma extensão do princípio da conservação da energia. Descrevemos estas energias da seguinte forma:

- Energia cinética = $\frac{v^2}{2 \cdot g}$

Em que: v = velocidade do fluido

g = aceleração da gravidade

- Energia de pressão = $\frac{P}{\rho}$

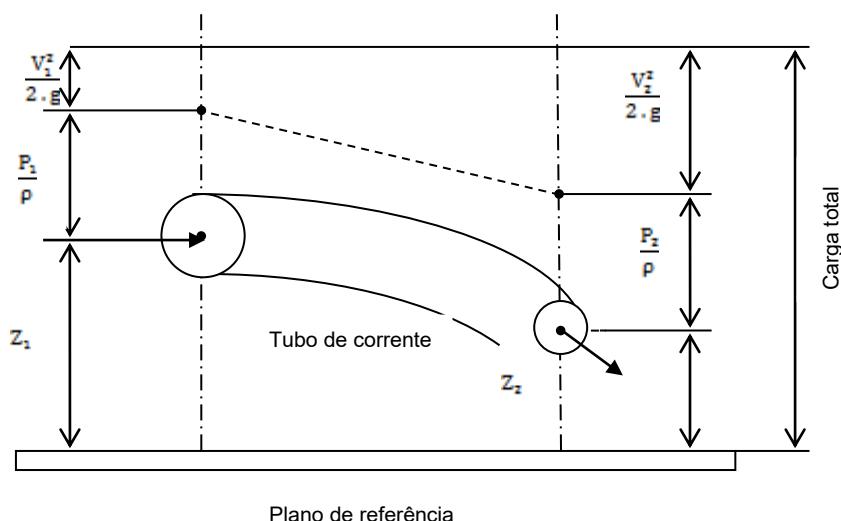
Em que: P = pressão no fluido

ρ = peso específico

- Energia potencial = z

Em que: z = altura em relação a um plano de referência

Considere o seguinte tubo de corrente:



$$\frac{V_1^2}{2 \cdot g} + \frac{P_1}{\rho} + Z_1 = \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + \frac{P_2}{\rho} + Z_2$$

Desse teorema podemos concluir que:

- Aumentando a energia cinética (pela diminuição de secção) a energia de pressão diminui (e vice-versa).
- Diminuindo a altura potencial z aumenta a energia de pressão (e vice-versa).

Na prática o teorema de Bernoulli não é verificado rigorosamente porque um líquido perde energia ao longo do tubo em consequência das forças de atrito e da viscosidade.

14.7.6) Escoamento em orifícios

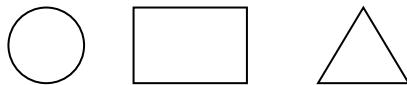
Orifícios

São aberturas ou perfurações, geralmente de formas geométricas, feitas abaixo da superfície livre do líquido, em paredes de reservatórios, tanques, canais ou canalizações. Tem como principal finalidade medir, controlar as vazões e o esvaziamento do recipiente. É o mais rudimentar dos aparelhos para medição de vazão.

Classificação dos escoamentos em orifícios

Existem várias classificações para os orifícios de acordo com suas características, são classificados quanto a:

- Forma geométrica:
 - Circulares (são os mais usuais devido à forma das tubulações);
 - Retangulares;
 - Triangulares;
 - etc.



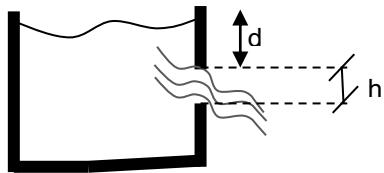
- Dimensão relativa:

- pequenos ($d \leq \frac{h}{3}$);

Se a dimensão for muito menor que a profundidade em que o orifício se encontra.

- grandes ($d > \frac{h}{3}$).

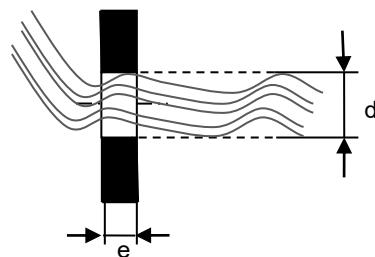
Se a dimensão for muito maior que a profundidade em que o orifício se encontra.



- Natureza das paredes:

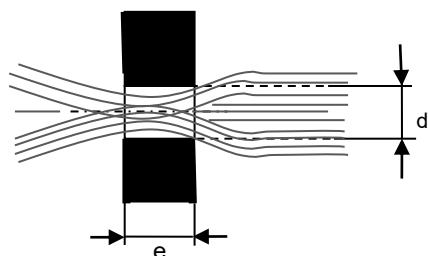
- parede delgada (*espessura < 1,5 de diâmetro*)

O líquido escoa tocando apenas a abertura do orifício, seguindo uma linha que constitui o perímetro do orifício.



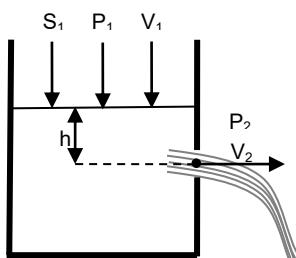
- parede espessa (*espessura ≥ 1,5 de diâmetro*)

O líquido escoa tocando quase toda superfície da abertura.



14.7.7) Fórmula de Torricelli

Uma das aplicações do teorema de Bernoulli é dada através do Teorema de Torricelli, ao aplicar no seguinte caso:



De acordo com o teorema de Bernoulli, partimos da seguinte equação:

$$\frac{V_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1}{\rho} + Z_1 = \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2}{\rho} + Z_2$$

Assim teremos:

$$V_2 = \sqrt{2 \cdot g \left(h + \frac{p_1 - p_2}{\rho} \right)}$$

Fazendo $p_1 = p_2$ (pressão atmosférica) temos:

$$V_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$$

14.7.8) Bocais e Tubos Curtos

Definição

São tubos de pequeno comprimento, que são adaptados aos orifícios e se comportam como o mesmo. Os bocais servem para dirigir o jato.

Classificação

Os bocais podem ser classificados em:

- Cilíndrico exterior;
- Cilíndrico interior;
- Cônico convergente;
- Cônico divergente.

Vazão em bocais

Podemos definir a vazão através da seguinte fórmula:

$$Q = \mu \cdot S \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$$

Sendo: μ = coeficiente de descarga (valor tabelado)

S = área do bocal

g = gravidade

h = distância até o bocal

14.7.9) Vertedores

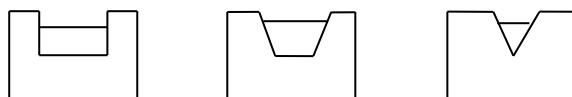
Definição

São aberturas simples em que se escoa o líquido. São como orifícios sem a borda superior. Comumente utilizado na medição de vazão de pequenos cursos, assim como no controle do escoamento de galerias e canais. O escoamento neles é semelhante ao de um orifício de grande dimensão.

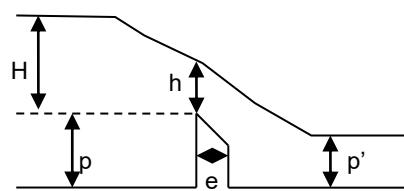
Classificação

Podem ser classificados:

- Quanto à forma:
 - Retangular;
 - Trapezoidal;
 - Triangular.

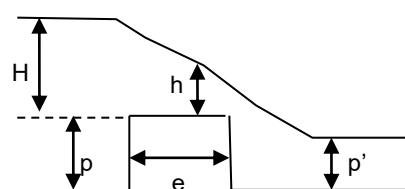


- Quanto à altura relativa da soleira:
 - Completos ou livres: ($p > p'$);
 - Incompletos ou afogados: ($p < p'$).



Vertedor completo com parede delgada

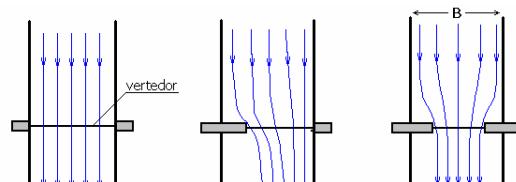
- Quanto à espessura da parede:
 - Parede delgada ou soleira fina: ($e \leq 2h/3$);
 - Parede espessa ou soleira espessa: ($e \geq 2h/3$).



Vertedor completo com parede espessa

Quanto à largura:

- Sem contrações: ($L=B$);
- Com uma contração: ($L < B$);
- Com duas contrações: ($L < B$).



(a) sem contração; (b) com uma contração;
(c) com duas contrações

Vazão em Vertedores

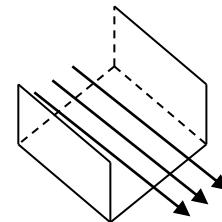
a) Para vertedores retangulares de paredes delgadas sem contração, calculamos a vazão através da seguinte fórmula:

$$Q = K \cdot L \cdot h^{3/2} [\text{m}^3/\text{s}]$$

Onde: K = constante do vertedor ($K = 1838$);

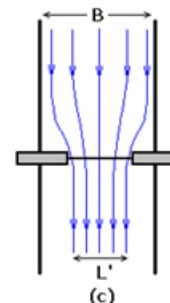
L = largura da soleira;

h = distância da superfície a soleira.



b) Para vertedores retangulares de paredes delgadas e com duas contrações, calculamos a vazão através da seguinte fórmula:

$$Q = K \cdot \left(L - \frac{2 \cdot H}{10} \right) H^{3/2} [\text{m}^3/\text{s}]$$



c) Para vertedores triangulares de parede delgada e lisa (fórmula de Thompson):

$$Q = 1,4 \cdot H^{3/2} [\text{m}^3/\text{s}]$$



14.7.10) Escoamento dos líquidos nos condutos

Classificação dos Escoamentos

a) **Escoamento Livre:** se o líquido estiver, em parte ou na sua totalidade em contato com a atmosfera (pressão atmosférica).

Exemplos: canaletas, calhas, aquedutos livres, galerias, túneis-canais, canais, cursos d'água, jatos provindos de orifícios.

b) **Escoamento forçado:** quando o líquido estiver em contato com as paredes do conduto, exercendo nelas, em consequência, uma certa pressão.

Exemplos: encanamentos, canalização sob pressão, tubulações de pressão, canalizações de recalque, canalizações de sucção, sifões verdadeiros, sifões invertidos, colunas ou “shafts”.

Definição de Condutos

Definimos como a via que escoa o fluido, por exemplo:

- Tubo: peça cilíndrica de diâmetro não muito pequeno.
Exemplos: tubo de concreto, tubo de ferro fundido.
- Tubulação: conduto constituído de tubos, conhecido também como canalização, encanamento, tubagem.
- Cano: peça cilíndrica de diâmetro pequeno.
- Encanamento: conjunto de canos, ou de tubos.

2.8) Referências Bibliográficas

- Rios, Jorge L. Paes - Curso de Hidráulica Aplicada - Univ. Católica de Petrópolis - Petrópolis, 1974.
- Neves, Eurico Trindade - Curso de Hidráulica - Editora Globo - Porto Alegre, 1974.
- Azevedo Netto et al. - Manual de Hidráulica - Editora Blucher - São Paulo, 2001.

Capítulo 15 – Fluidos Hidráulicos

15.1) Introdução

Fluido é qualquer substância capaz de deformar-se continuamente e assumir a forma do recipiente que a contém. O fluido hidráulico é o elemento vital de um sistema hidráulico industrial. Ele é um meio de transmissão de energia, um lubrificante, um vedador e um veículo de transferência de calor. Possui características e propriedades que são cruciais aos sistemas hidráulicos.

15.2) Fluidos Hidráulicos de Pressão

Em uma instalação hidráulica o fluido de pressão tem como função principal transmitir forças e movimentos. Dadas as múltiplas possibilidades de utilização e aplicação dos acionamentos hidráulicos, exigem-se dos fluidos de pressão outras funções e propriedades adicionais.

Como não há um fluido de pressão igualmente apropriado para todas as áreas de aplicação, na seleção do fluido de pressão precisam ser consideradas as particularidades da aplicação. Só assim é possível uma operação ampla, econômica e sem distúrbios.

15.2.1) Propriedades lubrificantes e proteção contra desgaste

O fluido de pressão deve estar em condições de envolver todas as peças móveis com uma película lubrificadora que não se rompa. A película lubrificadora pode romper-se em decorrência de:

- pressões altas,
- alimentação insuficiente de óleo,
- baixa viscosidade,
- movimentos deslizantes lentos ou muito rápidos.

A conseqüência é então desgaste por engripamento (a folga de ajuste padrão)

Campo de utilização	Fluido de pressão aplicáveis *)	Pressão máx. de trabalho	Temperatura ambiente	Localização da aplicação
Construção de veículos	1 • 2 • 3	250 bar	-40 até + 60 °C	interna e externa
Máquinas de trabalho mobil	1 • 2 • 3	315 bar	-40 até + 60 °C	interna e externa
Veículos especiais	1 • 2 • 3 • 4	250 bar	-40 até + 60 °C	interna e externa
Máquinas para agricultura e florestais	1 • 2 • 3	250 bar	-40 até + 50 °C	interna e externa
Construção naval	1 • 2 • 3	315 bar	-60 até + 60 °C	interna e externa
Construção de aviões	1 • 2 • 5	210 (280) bar	-65 até + 60 °C	interna e externa
Tecnologia de transporte	1 • 2 • 3 • 4	315 bar	-40 até + 60 °C	interna e externa
Máquinas operatrizes	1 • 2	200 bar	18 até 40 °C	interna
Prensas	1 • 2 • 3	630 bar	18 até 40 °C	prefer. interna
Aciarias e siderúrgicas, fundições	1 • 2 • 4	315 bar	10 até ??? °C	interna
Construção estrut. metál. em hidrovias	1 • 2 • 3	220 bar	-40 até + 60 °C	interna e externa
Construção de usinas de força	1 • 2 • 3 • 4	250 bar	-10 até + 60 °C	prefer. interna
Construção de teatros	1 • 2 • 3 • 4	160 bar	18 até 30 °C	prefer. interna
Tecnologia de simulação e teste	1 • 2 • 3 • 4	1000 bar	18 até 150 °C	prefer. interna
Mineração	1 • 2 • 3 • 4	1000 bar	até 60 °C	ext. e subterrânea
Tecnologias especiais	2 • 3 • 4 • 5	250 (630) bar	-65 até 150 °C	interna e externa

*) 1= Óleos minerais; 2= Fluidos de pressão sintéticos; 3= Fluidos de pressão biodegradáveis;

4= Água, HFA, HFB; 5= Fluidos especiais

Tab. Aplicação fluidos hidráulico

Além do desgaste por engripamento distingue-se ainda desgaste de abrasão, fadiga e corrosão.

O desgaste por abrasão se manifesta entre peças deslizantes entre si com fluidos de pressão contaminados, ou filtrados inadequadamente, contaminados por partículas sólidas (p.ex. abrasão por metais, carepa, areia, etc.). Do mesmo modo as partículas estranhas arrastadas podem, com as altas velocidades do fluido de pressão, causar abrasão nos componentes.

Através da cavitação pode-se alterar a estrutura nos componentes, levando-os ao desgaste por fadiga. Desgaste profundo poderá ocorrer nos mancais das bombas, através da contaminação do fluido de pressão com água.

Em caso de paradas prolongadas da instalação hidráulica e com a utilização de fluido de pressão inadequado, pode ocorrer desgaste por corrosão. Forma-se ferrugem pela ação da umidade sobre as superfícies deslizantes causando desgaste mais acentuado nos componentes.

15.3) Viscosidade em um fluido

Quando um fluido escoa, verifica-se um movimento entre as suas partículas, resultando um atrito entre as mesmas; atrito interno ou viscosidade é a propriedade dos fluidos responsáveis pela sua resistência à deformação.

Índice de Viscosidade

O fluido de pressão havendo variações de temperatura, mesmo numa ampla faixa, não deve apresentar grandes alterações em sua viscosidade, caso contrário os fluxos volumétricos em pontos de estrangulamento iriam variar (alteração da velocidade dos consumidores). Obtém-se o índice de viscosidade através da Norma DIN ISO 2909. No diagrama Viscosidade -Temperatura, o índice de viscosidade mais favorável do fluido de pressão se conhece por sua curva característica mais plana. Esses índices são necessários principalmente em aplicações sujeitas as altas variações de temperatura, como

a) Comportamento Viscosidade-Pressão

A viscosidade de fluidos de pressão altera-se também com aumento da pressão. Com pressões acima de 200 bar é preciso observar estas propriedades no planejamento de instalações hidráulicas. Com aproximadamente 400 bar já se atinge o dobro da viscosidade

b) Resistência contra cargas térmicas

O fluido de pressão pode aquecer-se durante a operação da instalação (se possível não acima de 80 °C). Durante o tempo de parada o fluido esfria novamente. Estes processos repetitivos influem sobre a vida útil do fluido de pressão. Por isso, em muitas instalações, a temperatura operacional do fluido de pressão é mantida constante com trocadores de calor (aquecimento e resfriamento).

A vantagem é uma curva característica de viscosidade estável e uma vida útil prolongada do fluido de pressão.

Como desvantagem deve-se citar os custos de aquisição e de operação mais caros (energia elétrica para aquecimento e resfriamento água/ ar).

c) Resistência contra solicitação oxidante

O processo de envelhecimento de óleos minerais é influenciado por oxigênio, calor, luz e catalisação. Um óleo mineral com alta resistência ao envelhecimento, possui inibidores de oxidação que evitam uma rápida absorção de oxigênio. Absorção mais elevada de oxigênio iria favorecer adicionalmente a corrosão de componentes construtivos. Cobre, chumbo, bronze, latão e aço têm um efeito catalítico especialmente alto e influenciam sobre a vida útil do fluido de pressão. Estes materiais ou combinações de materiais encontram-se nos elementos construtivos dos sistemas hidráulicos.

d) Baixa Compressibilidade

O ar dissolvido e transportado no fluido de pressão condiciona a compressão da coluna do fluido de pressão. Esta característica influencia na precisão de acionamentos hidráulicos. Nos processos de comando e regulação a compressibilidade influi nos tempos de reação. Por isso grandes volumes sob pressão são abertos rapidamente ocorrendo então golpes de descarga na instalação. A compressibilidade do fluido de pressão é definida por um fator que depende do fluido de pressão e aumenta com elevação da temperatura e diminui com aumento da pressão.

Como valor orientativo para óleo mineral, para considerações teóricas, pode-se calcular com um fator de compressibilidade de 0,7 até 0,8 % por 100 bar. Para o fluido “água” pode-se calcular com um fator de 0,45 % por 100 bar.

A compressibilidade aumenta consideravelmente quando ar não dissolvido é arrastado junto com o óleo (bolhas de ar). Devido falhas de projeto, tamanho e construção do reservatório bem como tubulação imprópria, o ar não dissolvido não consegue separar-se do fluido de pressão piorando com isto consideravelmente o fator de compressibilidade. Como outras consequências aparecem ruídos, movimentos aos trancos e forte aquecimento na instalação hidráulica (veja também efeito Diesel).

Sob o efeito Diesel entende-se a auto-ignição de uma mistura ar - gás. O óleo mineral contém muitas microbolhas de ar. Se o óleo mineral é submetido rapidamente a alta pressão - portanto é comprimido -então as microbolhas de ar são altamente aquecidas, de modo que pode ocorrer uma auto-ignição. Com isto ocorre um grande aumento de pressão e temperatura localizadas, podendo danificar as vedações dos componentes hidráulicos. Com isto a vida útil do fluido de pressão é igualmente prejudicada.

e) Baixa dilatação térmica

Se o fluido é aquecido sob pressão atmosférica, aumenta o seu volume. Nas instalações com grande volume de preenchimento, é preciso considerar a temperatura operacional futura da instalação.

Exemplo:

O volume do óleo mineral aumenta em 0,7% a cada 10 °C de aumento de temperatura.

f) Pouca formação de espuma

Pequenas bolhas de ar ascendentes podem formar espuma na superfície do reservatório. Através de correta disposição das tubulações de retorno no reservatório, e

através de correta construção do reservatório, por ex. com divisórias, pode-se minimizar a formação de espuma. Óleos minerais possuem aditivos químicos que reduzem a formação de espuma. A tendência do fluido de pressão formar espuma aumenta com o envelhecimento, contaminação e água condensada.

Se a bomba succionar óleo com espuma, poderão ocorrer falhas no sistema, e danos na bomba.

g) Baixa absorção de ar e boa eliminação de ar

O fluido de pressão não deve absorver e transportar ar, e ser capaz de eliminar rapidamente o ar eventualmente arrastado. Aditivos químicos adicionais favorecem positivamente esta exigência.

A saída do ar ou a capacidade de eliminação do ar (CEA) é determinada conforme DIN 51 381. O tempo que é necessário para a eliminação de bolhas de ar contidas no óleo mineral até 0,2% do volume, é medido em minutos. A capacidade de eliminação do ar diminui com um aumento de temperatura do fluido de pressão

h) Alto ponto de ebulação e baixa pressão de vapor

Quanto mais alto for o ponto de ebulação do fluido de pressão utilizado, tanto maior poderá ser a temperatura máxima de operação da instalação.

i) Alta densidade

Por densidade de um fluido de pressão entende-se a relação de sua massa para o seu volume. De preferência ela deveria ser a mais alta possível, para poder transmitir uma potência maior com o mesmo volume do fluido de pressão. Em acionamentos hidrostáticos esta consideração é menos importante do que nos acionamentos hidrodinâmicos. A densidade dos óleos minerais situa-se entre 0,86 e 0,9 g/cm³.

Na prática a temperatura de referência para a densidade é de 5°C.

j) Boa condutibilidade térmica

O calor gerado nas bombas, válvulas, motores, cilindros e tubulações deverá ser transportado pelo fluido de pressão para o reservatório. O reservatório irradia o calor gerado através de suas paredes para o ambiente. Se as superfícies de irradiação não forem

suficientes, precisam ser previstos trocadores de calor (resfriadores) adicionais na instalação, para evitar sobreaquecimento da instalação e do fluido de pressão.

k) Boas propriedades dielétricas (não condutoras de eletricidade)

O fluido de pressão não deve conduzir energia elétrica (por ex. em curto-círcito, ruptura de cabos, etc.), solenóides geralmente são banhados em óleo para eliminar o calor gerado e para obter um amortecimento no impacto do núcleo).

l) Não higroscópico (não atrair umidade)

Em instalações, que operam com óleos minerais, é preciso cuidar para que o óleo mineral permaneça livre de água, podendo, pois ocorrer falhas que levam à parada da instalação. A água pode penetrar através de vedações dos cilindros e eixos, através de resfriadores devido a vazamentos internos e umidade do ar condensada nas paredes do reservatório. Também no preenchimento do reservatório já pode estar contido água (água condensada) no tambor do novo fluido de pressão. Se o teor de água for maior que 0,2% do volume total, é preciso efetuar a troca do fluido de pressão. Uma separação da água do fluido de pressão pode ser realizada com auxílio de separadores ou centrifugas enquanto a instalação está em funcionamento (principalmente em grandes instalações). Em instalações que operam ao ar livre (maior umidade de ar e chuva), instala-se um secador de ar em série ao filtro de ar, o qual seca o ar necessário, devido as alterações de nível do volume do fluido de pressão no reservatório.

Como o peso específico da água é maior em relação ao do fluido de pressão, a água contida no fluido de pressão pode acumular-se no fundo do reservatório, durante os intervalos em que a instalação está parada (óleo mineral e água não reagem quimicamente e, portanto, podem ser novamente separados).

Se no reservatório tiver um indicador passante de nível, é possível visualizar claramente a existência da água. Abrindo-se o registro de dreno no reservatório com cuidado, a água sairá primeiro. Em instalações grandes, muitas vezes, é montado um sinalizador de água no ponto mais baixo do reservatório, que emite um sinal elétrico quando atingido um nível de água previamente ajustável

m) De difícil ignição — não inflamável

Instalações hidráulicas também são aplicadas em locais de produção que precisam operar com chama viva ou altas temperaturas. Para estas condições, utilizam-se fluidos de pressão com alto ponto de ignição, de difícil inflamação, ou fluidos resistentes ao fogo.

n) Não tóxico (Baixa Toxidade, quanto ao Vapor e após sua Decomposição).

Para evitar perigosidades à saúde e ao ambiente através dos fluidos de pressão, devem ser observadas as instruções específicas na documentação dos fabricantes de fluidos de pressão.

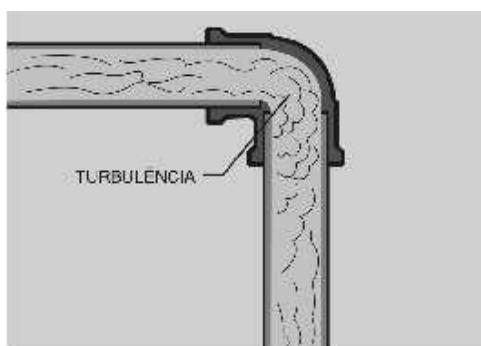
o) Boa proteção contra corrosão

Os fabricantes de bombas, válvulas, motores e cilindros testam os mesmos com óleos minerais que deixam nos componentes uma proteção anti-corrosão. A capacidade protetora anti-corrosiva de óleos minerais é obtida através de aditivos químicos, que formam uma película repelente à água sobre as superfícies metálicas, e quando do envelhecimento do óleo mineral, neutralizam os produtos corrosivos da decomposição.

A película de óleo mineral sobre os componentes protege-os contra corrosão até a colocação em operação. Em uma armazenagem mais prolongada dos componentes, é preciso tomar cuidados especiais contra a corrosão (por ex. através de óleos de conservação).

p) Sem formação de substâncias pegajosas

Durante os tempos de parada prolongada da instalação hidráulica, durante a operação, com aquecimento e resfriamento e pelo envelhecimento, o fluido de pressão não deve formar substâncias que levem à ‘adesão’ de peças móveis dos componentes hidráulicos.



q) Boa propriedade de filtração

O fluido de pressão de uma instalação hidráulica é permanentemente filtrado durante a operação no fluxo de ida, retorno ou em ambos, para retirar as partículas sólidas do fluido

de pressão. O fluido de pressão e sua viscosidade influenciam o tamanho do filtro e o material da malha filtrante.

Com um aumento da viscosidade aumenta também a pressão dinâmica (ΔP). Com isto é preciso prever um filtro maior. Para fluidos de pressão agressivos necessita-se de materiais especiais para o elemento filtrante.

Os aditivos contidos nos fluidos de pressão não devem sedimentar-se nos filtros. Se em equipamentos são aplicados filtros ultrafinos com $5 \mu m$ de abertura de malha ou menores, é preciso analisar o fluido de pressão quanto às suas características para estas condições de aplicação.

r) Compatibilidade e troca com outros fluidos hidráulicos de pressão (troca de fluido)

Por causa de reformas, modificações ou mudança da linha de produção, condições ambientais alteradas ou devido a novas leis, pode ser necessário efetuar uma troca do fluido de pressão. Nestes casos os fabricantes dos fluidos de pressão e dos componentes hidráulicos deverão ser consultados quanto à compatibilidade do fluido de pressão e dos componentes montados no equipamento hidráulico para as novas condições de aplicação.

Há casos em que todos os componentes, vedações e mangueiras precisam ser completamente desmontados e limpos do fluido de pressão antigo. Um procedimento incorreto pode em tais casos levar à falha total do equipamento hidráulico.

s) Formação de lodo

Os fluidos de pressão e seus aditivos durante todo o tempo de operação não devem decompor-se causando à formação de lodo (efeitos de adesão).

t) De fácil manutenção

Fluidos de pressão, necessitam de altos investimentos de manutenção, p.ex. após um longo período parados, precisam antes serem revolvidos e misturados ou os aditivos perdem rapidamente suas características ou se volatizam, precisam ser submetidos frequentemente a um controle químico e ou físico.

Este controle do fluido de pressão deve ser possível por processos simples. Em situações extremas os fabricantes de fluidos hidráulicos e de filtros podem analisar amostras e decidir sobre a permanência ou troca do mesmo

u) Não agressivo ao meio ambiente

A melhor conservação e defesa ao meio ambiente, quando da aplicação de instalações hidráulicas, obtém-se através de seu correto planejamento, construção, fabricação, operação e manutenção. A utilização de fluidos de pressão não agressivos ao meio ambiente não representa um substituto para tal. Fluidos de pressão não agressivos ao meio ambiente devem atender às seguintes exigências:

- boa degradabilidade biológica,
- de fácil remoção e descarte,
- não ser tóxico aos peixes,
- não ser tóxico bacteriologicamente,
- não oferecer perigo à água,
- não ser perigoso aos alimentos,
- não ser nocivo à alimentação, forragem animal,
- não provocar irritação à pele e à mucosa pelo fluido em todos os três estados (sólido, fluido, gasoso)
- inodoro, ou pelo menos cheiro agradável.

Até o presente momento não existem nem diretrizes legais, nem Normas que definem a propriedade “compatível ao meio ambiente (melhor preservação do ambiente)” para fluidos de pressão.

15.4) PERDA DE CARGA

Perda de carga pode ser definida como sendo a perda de energia que o fluido sofre durante o escoamento em uma tubulação. É o atrito entre o fluido (no nosso caso a água) e a tubulação, quando o fluido está em movimento. É a resistência ao escoamento devido ao atrito entre o fluido e a tubulação, mas que pode ser maior ou menor devido a outros fatores tais como o tipo de fluido (viscosidade do fluido), ao tipo de material do tubo (um tubo com paredes rugosas causa maior turbulência), o diâmetro do tubo e a quantidade de conexões, registros, etc existentes no trecho analisado.

Diversos engenheiros e cientistas da Hidráulica já estudaram as perdas de carga e portanto existem várias expressões que as definem. Mas qualquer que seja o autor e a expressão, podemos determinar quais são as variáveis hidráulicas.

15.4.1) Variáveis hidráulicas

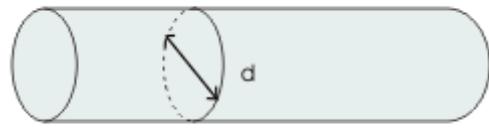
Comprimento da tubulação (l)

Quanto maior o comprimento da tubulação, maior a perda de carga. O comprimento é diretamente proporcional à perda de carga. O comprimento é identificado pela letra l (do inglês length, comprimento)



Diâmetro da tubulação (d)

Quanto maior o diâmetro, menor a perda de carga. O diâmetro é inversamente proporcional à perda de carga.



d - diâmetro da tubulação

Velocidade (v)

Quanto maior a velocidade do fluido, maior a perda de carga.



Outras variáveis : fator (f):

a. Rugosidade

A rugosidade depende do material do tubo. Existem tabelas onde encontramos esses valores em função da natureza do material do tubo.

b. Tempo de uso

O tempo de uso, ou seja, a idade do tubo também é uma variável a ser considerada, devido principalmente ao tipo de material que for utilizado (ferro fundido, aço galvanizado, aço soldado com revestimento, etc.). O envelhecimento de um tubo provoca incrustações ou corrosões que poderão alterar desde o fator de rugosidade ou até o diâmetro interno do tubo.



c. Viscosidade do fluido

A viscosidade, ou seja, o atrito intermolecular do fluido também influencia a perda de carga em um sistema. Líquidos com viscosidades diferentes vão possuir perdas de cargas distintas ao passar dentro de uma mesma tubulação.

15.4.2) Expressões da Perda de Carga (J)

Método Racional ou Moderno

Em função das variáveis hidráulicas apresentadas e utilizando o chamado método moderno ou racional, Darcy e Weisbach chegaram à expressão geral da perda de carga válida para qualquer líquido:

$$J = f \frac{l \cdot v^2}{d \cdot 2g}$$

Onde: J = Perda de Carga

l = comprimento

d = diâmetro

f = fator - viscosidade, rugosidade, idade do tubo, etc.

Método Empírico

Esse método consiste em aplicar uma fórmula empírica criada para água em uma tubulação feita com determinado material. Dentre as várias fórmulas criadas com esse método, vamos adotar a fórmula de Fair-Whipple-Hsiao (FWH), pois é a que melhor se adapta aos nossos projetos (tubulações em PVC de até 100 mm de diâmetro).

$$J = 8,69 \times 10^6 \times Q^{1,75} \times d^{4,75}$$

Entretanto o cálculo de perda de Carga (J) não será feito através da fórmula e sim através da leitura direta do ábaco de Fair-Whipple-Hsiao, onde se conhecermos os valores de duas grandezas encontraremos os valores das outras duas.

Reparem que a fórmula de Fair-Whipple-Hsiao leva em consideração o valor da Vazão (Q), que deve ser calculada.

15.4.3) Tipos de Perda de Carga

As perdas de carga podem ser de dois tipos:

- Normais

As perdas de cargas normais ocorrem ao longo de um trecho de tubulação retilíneo, com diâmetro constante. Se houver mudança de diâmetro, muda-se o valor da perda de carga



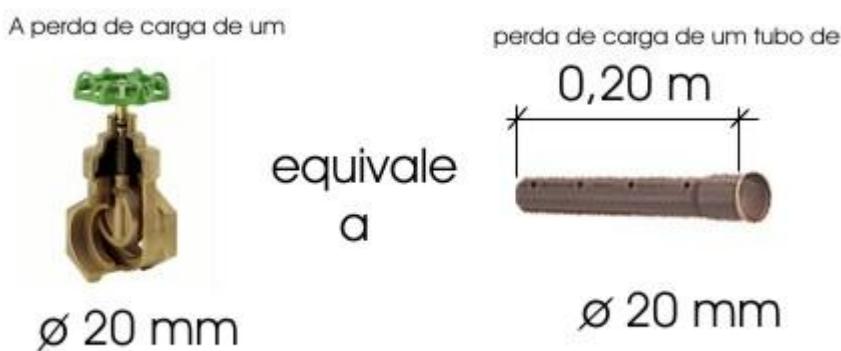
- Acidentais ou localizadas

As perdas de carga acidentais ou localizadas são as perdas que ocorrem nas conexões (curvas, derivações), válvulas (registros de gaveta, registros de pressão, válvulas de descarga) e nas saídas de reservatórios. Essas peças causam turbulência, alteram a velocidade da água, aumentam o atrito e provocam choques das partículas líquidas.



O método que será utilizado para calcular as perdas de carga localizadas é o método dos comprimentos equivalentes ou virtuais. Em uma tabela já existem todas as conexões e válvulas nos mais diversos diâmetros e a comparação com a perda de carga normal em uma tubulação de mesmos diâmetros.

Por exemplo: A perda de carga existente em um registro de gaveta aberto de 20 mm equivale à perda de carga existente em um tubo de PVC de 20 mm (mesmo diâmetro) com 0,20 m de comprimento:



Portanto podemos definir que:

A perda de carga total (h_f) é a soma das perdas normais e das perdas de cargas acidentais ou localizadas.

15.5) Bibliografia

- Ronaldo Takeshi Suzuki - <http://www.suzuki.arq.br/unidadeweb/aula3/aula3.htm>

Capítulo 16 - Dimensionamento

16.1) Introdução

Em circuitos hidráulicos e todos os outros tipos de circuitos, projetos, antes da prática devemos fazer os cálculos para saber se é possível, os riscos, o que será utilizado, como vai ser utilizado são perguntas essências que devem ser feitas antes de começar a parte concreta de um projeto, com isso temos que fazer os cálculos, o dimensionamento desse projeto para que tudo aconteça conforme planejado.

16.2) Diagrama Trajeto X Passo

Quando idealizamos um projeto hidráulico, é sempre conveniente de início elaborar o diagrama trajeto x passo, pois ele tem como objetivo representar graficamente a sequência de movimentos os quais pretendemos que nosso projeto execute, visualizando cada um dos movimentos executados, o momento em que eles ocorrem, sua função e tempo de duração.

Abaixo seguiremos o exemplo de um dispositivo idealizado para realizar uma operação de dobramento de uma chapa de aço. Essa operação é realizada em seis passos, que podem ser claramente vistos em seu diagrama trajeto x passo.

1. A chapa é posicionada manualmente sobre a mesa do dispositivo. Um encosto ao fundo e outro ao lado garantem o paralelismo e o perpendicularismo da dobra.
2. Um botão de partida EO é acionado para ativar o ciclo de dobra, que só pode ser iniciado se os amadores A, B e C estiverem recuados e pressionando os fins de curso EI, E3 e E5.
3. Há ainda um botão E7 que ativa a parada de emergência.

Passo 1 - Dada a partida, o atuador A se distende, fixando por pressão a chapa sobre a mesa.

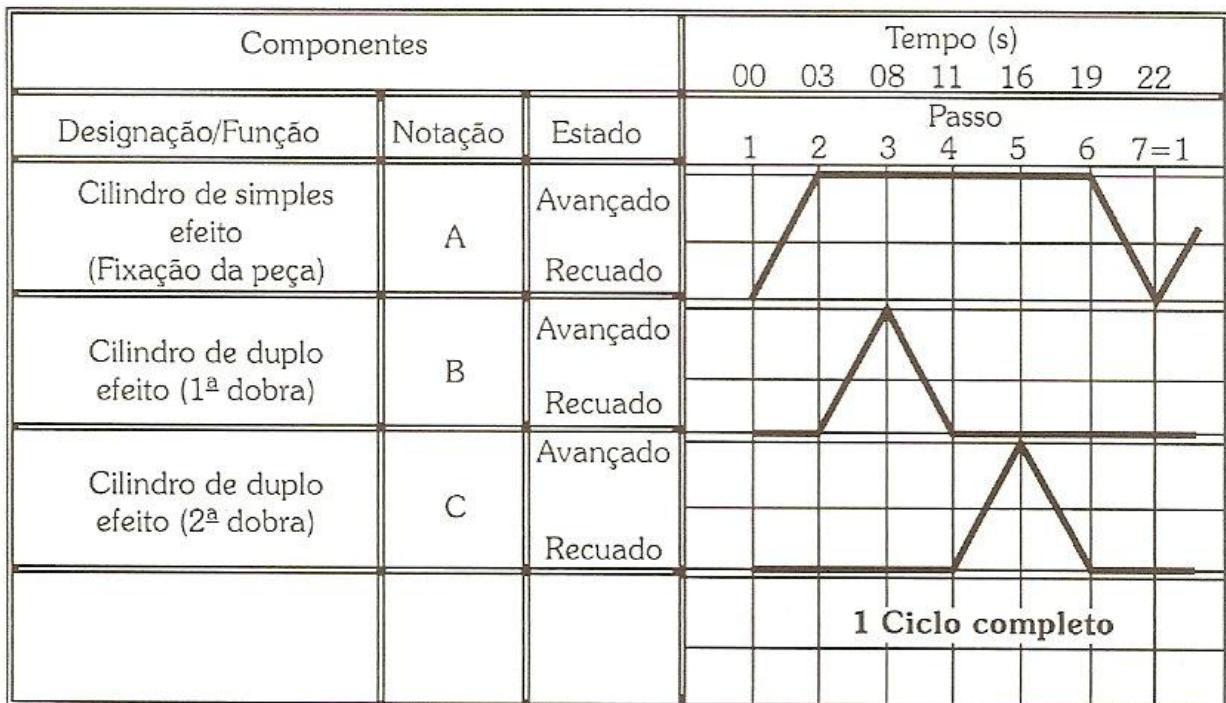
Passo 2 - Ao fixar a chapa, o amador A pressiona o fim de curso E2 que dispara o amador B para realizar a primeira dobra.

Passo 3 - Ao final da primeira dobra, o amador B pressiona o fim de curso E4 que provoca seu retorno, e ao pressionar E3, ativa o amador C.

Passo 4 - O amador C se distende e realiza a segunda dobra.

Passo 5 - O retorno do amador C será dado pelo fim de curso E6.

Passo 6 - Ao retomar, o amador C pressiona ES que provoca o retorno do amador A que, ao pressionar novamente EI, encerra o ciclo.



16.3) Dimensionamento dos Atuadores Hidráulicos

Pressão Nominal [PN] é obtida em função do tipo de aplicação, conforme tabela abaixo:

Pressão		Classificação
bar	psi	
0 a 14	0 a 203,10	Sistemas de baixa pressão
14 a 35	203,10 a 507,76	Sistemas de média pressão
35 a 84	507,76 a 1218,68	Sistemas de média-alta pressão
84 a 210	1218,68 a 3046,62	Sistemas alta pressão
Acima de 210	Acima de 3046,62	Sistemas de extra-alta pressão

16.3.1) Pressão de Trabalho Estimada e Perda de Carga Estimada

A partir da pressão nominal PN, deve-se obter a pressão de trabalho estimada [Pt_b], que é dada pela pressão nominal menos uma perda de carga estimada entre 10 a 15 por cento. Assim, adotando 15 %, teremos:

$$Pt_b = PN - 0,15 \cdot PN$$

16.3.2) Força de Avanço

É a força efetiva $[F_a]$ que o cilindro hidráulico deve desenvolver a fim de realizar o trabalho para o qual foi projetado. Pode ser obtida por uma variada gama de equações. Entre elas, Física estática, Resistência dos Materiais, Usinagem, entre outras

16.3.3) Diâmetro Comercial Necessário ao Pistão

Conhecidas a força de avanço F_a e a pressão de trabalho estimada P_{tb} , é possível determinar o diâmetro necessário ao pistão que será dado por:

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot P_{tb}}}$$

Entretanto, esse diâmetro calculado não é o definitivo do pistão. É apenas uma referência a qual utilizaremos para consultar o catálogo do fabricante e definir qual cilindro hidráulico possui diâmetro de pistão no mínimo igual ou ligeiramente maior que o calculado. Nesse caso o cilindro que será utilizado no projeto deve observar a seguinte relação:

$$D_p \text{ comercial} \geq D_p \text{ calculada}$$

16.3.4) Pressão de Trabalho

Definido o diâmetro D_p comercial, devemos recalcular a pressão de trabalho que será a regulada no sistema. Assim:

$$P_{Tb} = \left(\frac{F_a}{\pi \cdot D_p^2 / 4} \right)$$

16.3.5) Dimensionamento da Haste pelo Critério de “Euler” para deformação por flambagem

A configuração do cilindro hidráulico no projeto é de extrema importância no seu dimensionamento, pois é a partir dela que será dimensionado o diâmetro mínimo de haste, uma vez que os cilindros hidráulicos são projetados para suportar unicamente cargas de tração e compressão.

A análise de deformação por flambagem baseia-se normalmente na fórmula de “Euler”, uma vez que as hastes dos êmbolos têm um diâmetro pequeno em relação ao comprimento.

A carga de flambagem de acordo com Euler é obtida por:

$$K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{\lambda^2}$$

Isso significa que com essa carga ocorre flambagem da haste. A carga máxima de trabalho, ou máxima força F_a de avanço permitida, será dada por :

$$F_a = \frac{K}{S}$$

Sendo: λ = Comprimento livre de flambagem (cm);

E = Módulo de Elasticidade do aço (módulo de Young);

$2,1 \cdot 10^7$ N/ cm²;

S = Coeficiente de Segurança (3,5)

J = Momento de Inércia para seção circular (cm⁴)

$$J = \frac{dh^4 \cdot \pi}{64} \quad \text{Substituindo a equação ao lado na anterior apresentada, em}$$

função de “J”, teremos definido a diâmetro mínimo admissível da haste em cm, como segue:

$$dh = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot S \cdot \lambda^2 \cdot F_a}{\pi^3 \cdot E}}$$

Dp comercial ≥ Dp calculada

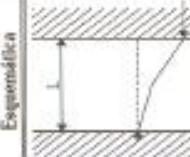
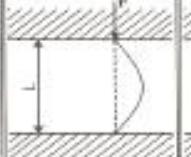
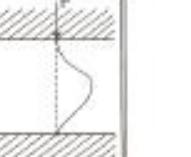
		Cargas de Euler			
Carga de Euler		Caso 1 Uma extremidade livre e a outra fixa	Caso 2 (Caso básico) As duas extre- midades articula- das	Caso 3 Uma extremidade articulada e a outra fixa	Caso 4 As duas extre- midades fixas
Representação Esquemática					
Comprimento Livre de Flambagem					
Situação de Montagem para Cilindros Hidráulicos		$\lambda = 2L$	$\lambda = L$	$\lambda = L \cdot (0,5)^{0,5}$	$\lambda = L/2$
Notas				Gular a carga com cuidado, porque há pos- ibilidade de travamento.	Inadequado, pro- vável ocorrência de travamento.

Tabela de Cilindros comerciais (Catálogo Rexroth)

Dp (mm)	dh (mm)	Pressão de Trabalho - PTb (bar)						
		50	75	100	125	150	175	210
40	18	225	160	120	95	75	60	45
	25	535	415	340	290	250	220	190
50	22	275	195	150	120	95	80	60
	36	965	760	635	555	490	445	390
63	28	380	280	220	180	150	130	105
	45	1215	960	810	705	630	570	505
80	36	510	380	305	255	215	185	150
	56	1485	1175	990	860	770	695	615
100	45	655	495	400	335	285	250	205
	70	1905	1495	1265	1105	990	900	800
125	56	840	640	525	440	380	335	285
	90	2550	2035	1730	1520	1365	1245	1115
150	70	1125	865	710	605	530	470	405
	100	2570	2045	1725	1510	1355	1230	1095
180	90	1635	1280	1065	920	815	730	640
	125	3425	2740	2325	2045	1840	1675	1500
200	90	1415	1095	905	770	675	600	520
	140	3870	3095	2630	2310	2080	1895	1700
Comprimento máximo fornecido Lh = 3900 mm Lh>3900, consultar fábrica.								

16.3.6) Velocidade dos Atuadores

A função velocidade pode ser relacionada com a variável vazão (Q), área (A), deslocamento (Δs) e tempo (Δt). Ao iniciarmos um projeto hidráulico, normalmente já definimos o processo e conhecemos então os deslocamentos e os tempos em que eles devem ocorrer, podemos determinar a velocidade dos atuadores.

O deslocamento (Δs) será igual ao comprimento da haste do cilindro (L_h).

Assim, temos que as velocidades de avanço e retomo dos atuadores, respectivamente, serão dadas por:

$$v = \frac{\Delta s}{\Delta t} = \frac{L_h}{\Delta t}$$

$$v_a = \frac{L_h}{\Delta t_a}$$

$$v_r = \frac{L_h}{\Delta t_r}$$

16.3.7) Vazão dos Atuadores

Uma vez conhecida a velocidade de avanço (v_a) e a de retomo (v_r), podemos determinar a vazão necessária de fluido hidráulico que possibilita essas velocidades.

- Vazão de Avanço (Q_a)

Vazão necessária para que o cilindro, ao distender-se, atinja a velocidade (v_a).

$$Q_a = v_a \cdot A_p$$

$$A_p = \pi \cdot \frac{D_p^2}{4}$$

- Vazão de Retorno (Q_r)

Vazão necessária para que o cilindro, ao retornar, atinja a velocidade (v_r).

$$Q_r = v_r \cdot A_c$$

$$A_c = \pi \cdot \frac{(D_p^2 - d_h^2)}{4}$$

16.3.8) Vazão Induzida

Após o dimensionamento das vazões necessárias para o avanço e retomo dos atuadores lineares, torna-se necessário fazer uma verificação quanto à possibilidade de ocorrência de vazão induzida (Q_i).

O fenômeno da vazão induzida ocorre pelo seguinte motivo:

Quando é fornecida uma vazão qualquer para um cilindro de duplo efeito, na tomada de saída do fluido haverá uma vazão que pode ser maior ou menor que a vazão de entrada.



Há duas formas de calcular a vazão induzida Q_i :

1º Método - A partir das velocidades de avanço e retorno;

2º Método - A partir da relação de áreas do pistão e coroa.

$$r = \frac{A_p}{A_c} = \frac{\pi \cdot \frac{D_p^2}{4}}{\pi \cdot \frac{(D_p^2 - dh^2)}{4}} = \frac{D_p^2}{(D_p^2 - dh^2)}$$

	Vazão Induzida no avanço (Q_{ia})	Condição
1º Método	$Q_{ia} = v_a \cdot A_c$ $Q_{ia} = \frac{Q_B}{r}$	$Q_{ia} < Q_B$ $Q_B = \text{Vazão da Bomba}$
2º Método	Vazão Induzida no retorno (Q_{ir}) $Q_{ir} = v_r \cdot A_p$ $Q_{ir} = Q_B \cdot r$	Condição $Q_{ir} \geq Q_B$ $Q_B = \text{Vazão da Bomba}$

Exemplo 1

Suponha uma bomba que forneça 32,6 l/min a um cilindro de 80 mm de diâmetro de pistão e 36 mm de diâmetro de haste. Pede-se calcular a vazão induzida no avanço e no retorno do cilindro.

- Pressão Induzida

A pressão induzida é originada da resistência à passagem do fluxo do fluido.

Assim, um duto ou filtro de retomo mal dimensionado, ou qualquer outra resistência à saída de fluido do cilindro, pode criar uma pressão induzida.

A pressão induzida, assim como a vazão induzida, pode ser maior ou menor que a pressão fornecida ao cilindro. Existem também duas formas de calcular a pressão induzida (P_i):

- 1º Método - A partir das Forças de avanço e retorno
- 2º Método - A partir da relação entre as áreas do pistão e da coroa.

	Pressão Induzida no avanço (P_{ia})	Condição
1º Método	$P_{ia} = \frac{F_a}{A_c}$ $P_{ia} = P_B \cdot r$	$P_{ia} > P_B$ $P_B = \text{Pressão da Bomba}$
2º Método	Pressão Induzida no retorno (P_{ir}) $P_{ir} = \frac{F_r}{A_p}$ $P_{ir} = \frac{P_B}{r}$	Condição $P_{ir} < P_B$ $P_B = \text{Pressão da Bomba}$

Exemplo 2

Suponha que a pressão máxima da bomba que aciona o atuador do exemplo 1 seja de 100 bar. Determine a pressão induzida no avanço e no retorno do cilindro, supondo ainda que exista alguma resistência à passagem do fluxo de fluido para o reservatório a fim de que seja possível a geração de pressão induzida.

16.4) Dimensionamento das Bombas Hidráulicas

Após o término do dimensionamento dos atuadores e verificação da vazão induzida, devemos então tomar como referência para a vazão da bomba, a maior vazão induzida calculada, que normalmente será a vazão induzida de retomo (Q_{ir}).

Nesse caso, assume-se que:

$$Q_{ir} \geq Q_B > Q_{ia}$$

Portanto, para o exemplo anterior, a vazão da bomba que deve ser utilizada como referência de projeto no catálogo do fornecedor deverá ser de 41 l/min.

Sintetizando então, para dimensionar a bomba de um sistema hidráulico, basta que utilizemos as equações abaixo a fim de determinar os limites máximo e mínimo de vazão e buscar no catálogo do fornecedor a bomba que satisfaça nossas necessidades, tendo uma vazão que seja no máximo igual ou menor que a maior vazão induzida calculada.

$$Q_a = \pi \cdot \frac{Lh \cdot Dp^2}{4 \cdot \Delta ta} \quad Q_r = \pi \cdot \frac{Lh \cdot (Dp^2 - dh^2)}{4 \cdot \Delta tr}$$

Se no projeto houver a necessidade de utilização de atuadores sincronizados, ou seja, dois ou mais atuadores sendo acionados simultaneamente no avanço e/ou retomo, as suas vazões induzidas de retomo devem ser somadas, bem como as de avanço. A vazão da bomba será então no máximo igual ou menor que a soma das vazões induzidas no retomo e maior que a soma das vazões induzidas no avanço.

$$\sum_1^n Q_{ir} \geq Q_B > \sum_1^n Q_{ia}$$

Havendo a necessidade de utilização de um ou mais motores hidráulicos no projeto, nesse caso, sendo a vazão requisitada por eles maior que a dos atuadores, deve a bomba ser dimensionada pela vazão dos motores.

Entretanto, não podemos esquecer a questão da pressão da bomba. Ao selecionarmos uma bomba para nosso projeto, devemos considerar que ela forneça e

suporte no mínimo a pressão de trabalho necessária ao atuador de maior solicitação quanto à pressão (cilindro hidráulico ou motor), mais a perda de carga da linha de pressão do sistema (tema a ser estudado). Assim:

Concluímos então, que a escolha da bomba é a última etapa a ser feita no dimensionamento de nosso projeto, uma vez que necessitamos conhecer ainda a perda de carga gerada na linha de pressão.

$$P_B \geq P_{Tb} + \text{Perda de carga na linha de pressão}$$

16.4.1) Escolha da Bomba

Outros dados ainda podem auxiliar quando da escolha da bomba nos catálogos dos fabricantes, e esses dados são obtidos pelo cálculo do tamanho nominal.

Cálculo do Tamanho Nominal

- Volume de absorção (cilindrada)

$$V_g = \frac{1000 \cdot Q_B}{n \cdot \eta_v}$$

- Momento de torção absorvido

$$M_t = \frac{Q_B \cdot \Delta P}{100 \cdot \eta_{mh}}$$

$$M_t = \frac{9549 \cdot N}{n}$$

- Potência Absorvida

$$N = \frac{M_t \cdot n}{9549}$$

$$N = \frac{Q_B \cdot \Delta P}{600 \cdot \eta_t}$$

Onde: V_g = Volume de absorção [cm³/rotação]

M_t = Torque absorvido [N.m]

n = Rotação [900 a 1800 RPM]

η_v = Rendimento volumétrico [0,91 — 0,93]

η_{mh} = Rendimento mecânico — hidráulico [0,82 — 0,97]

η_t = Rendimento total [0,75 — 0,90] = ($\eta_v \times \eta_{mh}$)

QB = Vazão da Bomba [l/min]

N = Potência absorvida [kW]

Exercício Exemplo

Para a bomba de $QB = 32,6$ l/min, supondo que esteja acoplada a um motor elétrico com $n = 1750$ rpm, calcule o deslocamento (Vg), a potência (N) e o momento de torção (Mt). Considere $\Delta P = 100$ bar, $\eta_v = 0,92$ e $\eta_{mh} = 0,87$

$$Vg = \frac{1000 \cdot QB}{n \cdot \eta_v} = \frac{1000 \cdot (32,6 \text{ l/min})}{1750 \text{ rpm} \cdot 0,92} = 20,24 \frac{\text{cm}^3}{\text{rotação}}$$

$$Mt = \frac{QB \cdot \Delta P}{100 \cdot \eta_{mh}} = \frac{(32,6 \text{ l/min}) \cdot 100 \text{ bar}}{100 \cdot 0,87} \cong 37,5 \text{ N.m}$$

$$N = \frac{Mt \cdot n}{9549} = \frac{(37,5 \text{ N.m}) \cdot (1750 \text{ rpm})}{9549} \cong 6,87 \text{ KW}$$

A seguir é apresentado um exemplo de tabela de seleção de bombas comerciais (REXROTH).

Concluindo o exercício, de acordo com essa tabela, a bomba a ser utilizada poderia ser do tipo G2 – Tamanho Nominal 022, cujas características são:

- ✓ $Vg = 22,4 \text{ cm}^3/\text{rotação}$
- ✓ $P = 100 \text{ bar}$
- ✓ $Qef = 38,4 \text{ l/min}$
- ✓ $N = 8,16 \text{ KW}$

Bomba de Engrenagens do Tipo G2										
Capacidade de vazão e potência										
Tamanho Nominal	$V_g \left(\frac{cm^3}{rot} \right)$	Vazão efetiva Qef e potência de acionamento necessária N, com n=1750 rpm, v = 36 cSt (mm²/s) e t = 50°C								
		P(bar)	10	50	100	150	175	200	210	250
002	2,5	Qef(l/min)	4,10	4,10	4,00	3,90	3,70	3,60	3,60	3,50
		N (kW)	0,24	0,73	1,12	1,56	1,83	2,08	2,20	2,60
003	3,5	Qef(l/min)	5,80	5,80	5,60	5,40	5,30	5,20	5,10	4,70
		N (kW)	0,40	0,80	1,57	2,18	2,55	2,92	3,06	3,65
004	4,5	Qef(l/min)	7,20	7,10	7,00	6,70	6,90	6,60	6,50	6,50
		N (kW)	0,45	1,31	2,02	2,81	3,28	3,75	3,94	4,68
005	5,5	Qef(l/min)	9,00	8,90	8,80	8,70	8,60	8,50	8,40	8,30
		N (kW)	0,40	1,33	2,28	3,43	4,00	4,60	4,80	5,73
008	8,6	Qef(l/min)	14,80	14,70	14,60	14,60	14,50	14,20	14,20	14,10
		N (kW)	0,62	1,82	3,13	4,68	5,47	6,25	6,56	7,81
011	11,3	Qef(l/min)	19,50	19,40	19,20	19,20	19,10	18,90	18,90	18,70
		N (kW)	0,75	1,86	3,73	5,60	6,53	7,46	7,83	9,320
016	16,2	Qef(l/min)	28,00	27,90	27,80	27,80	27,60	27,40	27,40	27,30
		N (kW)	1,18	2,95	5,90	8,85	10,33	11,81	12,40	14,76
019	19,3	Qef(l/min)	32,70	32,70	32,60	32,60	32,50	32,20	32,20	---
		N (kW)	1,38	3,46	6,93	10,40	12,12	13,88	14,58	---
022	22,4	Qef(l/min)	38,60	35,50	38,40	38,4	38,30	---	---	---
		N (kW)	1,630	4,10	8,16	12,25	14,30	---	---	---

16.5 Dimensionamento de Motores Hidráulicos

Momento de Torção aplicado

$$Mt = F \cdot R$$

$$Mt = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta P \cdot \eta_{mh}}{100}$$

Número de RPM

$$n = \frac{v}{2\pi \cdot R}$$

Potência de Saída

$$N = \frac{MT \cdot n}{9549} = \frac{Q \cdot \Delta P}{600}$$

Ou ainda

$$N = \frac{W}{t} [\text{watt}]$$

$$W = F \cdot S \cdot \cos \theta$$

Vazão Absorvida

$$Q = \frac{Vg \cdot n}{1000 \cdot \eta_v}$$

$$Q = \frac{600 \cdot N}{\Delta P \cdot \eta_t}$$

Pressão

$$\Delta P = \frac{20 \cdot \pi \cdot Mt}{Vg \cdot \eta_{mh}}$$

Onde: W – trabalho [N·m]

F – força necessária para mover a massa [N]

N – potência [KW]

Vg – volume de absorção [cm³/rotação]

S – deslocamento [m]

t – tempo [s]

θ – ângulo entre a força F e o plano em que ocorre o deslocamento S

Mt – momento de torção aplicado

v – velocidade de deslocamento linear da carga [m/min]

η_v – rendimento volumétrico [0,8 – 0,9]

η_{mh} – rendimento mecânico-hidráulico [0,8 – 0,95]

η_t – rendimento total [0,7 – 0,85] η_t = η_{mh} · η_v

Q – vazão da bomba [m³/s]

R – raio da polia [m]

ΔP – diferencial de pressão entre a entrada e a saída [bar]

n – rotação [rpm]

Exercício Exemplo

Dimensionar o seguinte motor hidráulico:

- ✓ carga: 500 Kg
- ✓ diâmetro da polia: 20 cm
- ✓ deslocamento da carga: $S = 15 \text{ m}$
- ✓ tempo para o deslocamento: $t = 10 \text{ seg}$
- ✓ constante de gravidade: $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
- ✓ rendimento mecânico-hidráulico: $\eta_{mh} = 0,92$
- ✓ rendimento volumétrico: $\eta_v = 0,95$

Solução

- Momento de Torção

$$Mt = F \cdot R$$

$$Mt = 500 \text{ Kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,1 \text{ m} = 490,5 \text{ N}$$

- Número de RPM

$$n = \frac{V}{2\pi \cdot R}$$
$$n = \frac{\left(\frac{15 \text{ m}}{10 \text{ s} / 60 \text{ s} \cdot \text{min}} \right)}{2\pi \cdot 0,1 \text{ m}} = 143 \text{ rpm}$$

- Potência

$$N = \frac{MT \cdot n}{9549}$$
$$N = \frac{(490 \text{ N} \cdot \text{m}) \cdot (143 \text{ rpm})}{9549} = 7,34 \text{ KW}$$

- Para o cálculo da **vazão** é necessário consultar o catálogo do fabricante (próximas duas tabelas apresentadas).

Devemos procurar um motor que possibilite o torque calculado. Encontraremos o motor tamanho nominal 90, em que a pressão de 350 bar oferece um torque de 501 N·m, já a pressão de 400 bar, um torque de 572 N·m. O volume de absorção será **Vg = 90 cm³/rotação**.

$$Q = \frac{Vg \cdot n}{1000 \cdot \eta_v}$$

$$Q = \frac{(90 \frac{\text{cm}^3}{\text{rot}}) \cdot (143 \text{rpm})}{1000 \cdot 0,85} \cong 15 \frac{1}{\text{min}}$$

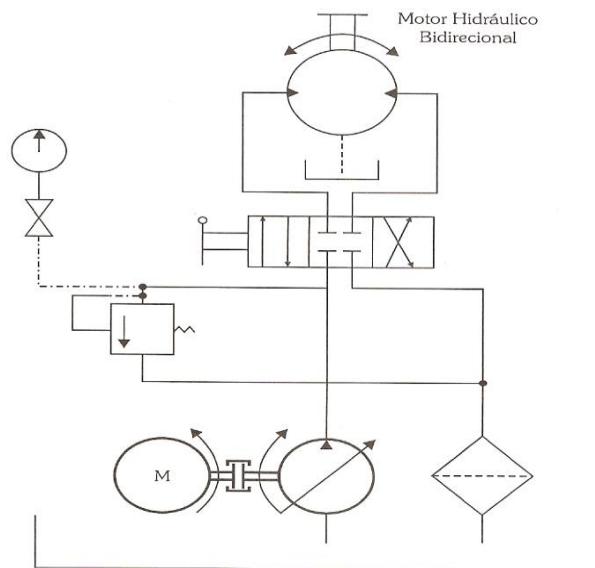
Tamanho Nominal	45	56	63	80	90	107	125
Vol. Absorção Vg (cm ³ /rot)	45,6	56,1	63,0	80,4	90,0	106,7	125,0
Rotação Máx. nº (RPM)	5600	5000	5000	4500	4000	4000	4000
Vazão Máx. Q (L/min)	255	280	315	360	405	427	500
Const. torque Mk (N.m/bar)	0,725	0,892	1,002	1,278	0,073	0,086	1,99
Torque a P = 350 bar Mt (N.m)	254	312	350	445	501	595	697
Torque a P = 400 bar Mt (N.m)	290	356	400	508	572	680	796
Potência Máx. a P = 350 bar N (kW)	148,9	163,4	183,3	209,7	209,9	249,2	292,0
Potência Máx. a P = 400 bar N (kW)	170,1	186,4	209,4	239,4	239,6	284,8	333,4
Momento de Inércia (eixo) J (Kg.m ²)	24E-4	42E-4	42E-4	72E-4	72E-4	116E-4	116E-4
Peso m (kg)	13,5	18	18	23	23	32	32

- Pressão

$$\Delta P = \frac{20 \cdot \pi \cdot Mt}{Vg \cdot \eta_{mh}}$$

$$\Delta P = \frac{20 \cdot \pi \cdot (490,5 \text{N} \cdot \text{m})}{(90 \frac{\text{cm}^3}{\text{rot}}) \cdot 0,92} \cong 372 \text{bar}$$

A seguir é mostrada uma possibilidade de circuito para essa aplicação



16.6) Dimensionamento de Tubulações

16.6.1) Número de Reynolds

Para condutos de seções circulares, a relação é dada pela seguinte expressão:

$$Re = \frac{v \cdot dt}{\nu}$$

Onde: v = velocidade do fluido para a tubulação em questão [cm/s]

dt = diâmetro interno da tubulação [cm]

ν = viscosidade do fluido em Stokes [St]

Re = número de Reynolds (adimensional)

Escoamento Laminar: linhas de fluxo apresentam-se uniformes, representadas por números Re menores, correspondendo a uma influência maior da viscosidade do fluido.

Escoamento Turbulento: linhas de fluxo apresentam-se desordenadas, correspondendo a números Re elevados, portanto indicando a preponderância das forças de inércia e também, indicativo de maior perda de carga.

Escoamento Indeterminado: limite crítico de escoamento, representa um intervalo numérico em que é impossível determinar o comportamento do fluido, pois ele se comporta tanto como laminar, quanto turbulento.

Limites de Escoamento	
Escoamento Laminar	$Re \leq 2000$
Escoamento Indeterminado	$2000 < Re < 2300$
Escoamento Turbulento	$Re \geq 2300$

16.6.2) Velocidades Recomendadas

A fim de obter a menor perda de carga possível e garantir um regime laminar no escoamento do fluido, são aplicados alguns critérios empíricos amplamente indicados. Um desses critérios é o da velocidade que supõe as seguintes condições:

- ✓ Comprimento da tubulação não superior a uma dezena de metros;
- ✓ Vazões compreendidas entre os limites de 20 a 200 l/min;
- ✓ Variações moderadas de temperatura.

Cumpridas essas condições, podem ser utilizadas no projeto e dimensionamento dessas tubulações as velocidades recomendadas na tabela seguinte:

Tubulação	Pressão (bar)				Velocidade (cm/s)
	20	50	100	>200	
Tubulação de Pressão	300	400	500	600	
Tubulação de Retorno	300				
Tubulação de Sucção	100				

Velocidades Recomendadas

Pressões que não constam na tabela, mas estão no intervalo [20 – 200 bar], são calculadas por interpolação ou pela fórmula:

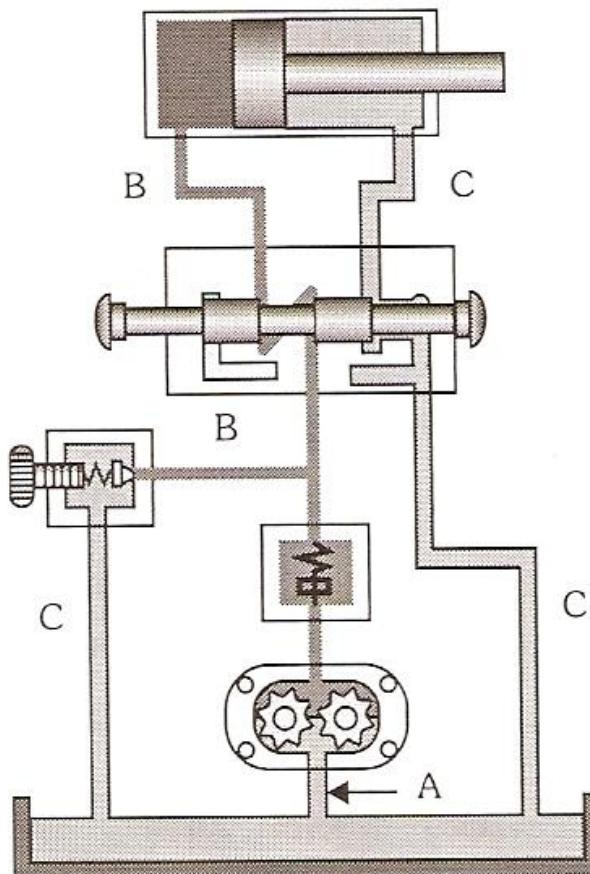
$$Veloc = 121,65 \cdot P^{(1/3,3)}$$

OBS: sendo a pressão P em bar, a velocidade será em cm/s.

Linha de Sucção: tubulação pela qual o fluido é succionado do tanque. Compreende o comprimento de tubulação que vai do filtro de sucção que fica submerso no tanque até a entrada da bomba hidráulica.

Linha de Pressão: tubulação que se inicia logo após a saída da bomba, alimentando o sistema com as pressões necessárias ao funcionamento de seus diversos componentes.

Linha de Retorno: tubulação pela qual o fluido é redirecionado ao tanque com a finalidade de ter sua temperatura retornada ao normal a partir da circulação entre as chicanas (aletas) existentes no interior do tanque.



Círcuito Hidráulico:

- A – Linha de Sucção
- B – Linha de Pressão
- C – Linha de Retorno

16.6.3) Diâmetro mínimo necessário à tubulação

$$dt = \sqrt{\frac{Q}{0,015 \cdot \pi \cdot v}}$$

Onde: Q = Vazão máxima do sistema [l/min].

v = Velocidade recomendada para a tubulação [cm/s]

dt = Diâmetro interno do tubo [cm].

0,015 = Fator de conversão.

Esse diâmetro dt obtido é apenas de referência. Existem tabelas com diâmetros comerciais de tubos em catálogos de fabricantes.

$dt_{comercial} \geq dt_{calculado}$

Diâmetro Externo		Espessura da Parede (cm)	Diâmetro Interno (cm)	Pressão Máxima (bar)	Peso por 100m (kg)
cm	in				
0,40		0,10	0,20	601,35	7,0
0,50		0,10	0,30	400,24	10,0
0,60		0,10	0,40	300,18	12,0
0,60		0,15	0,30	601,35	17,0
0,64	1/4	0,11	0,42	294,30	12,0
0,64	1/4	0,15	0,34	588,60	17,0
0,80	5/16	0,10	0,60	294,30	15,0
0,80	5/16	0,15	0,50	412,02	24,0
0,95	3/8	0,16	0,63	319,81	28,0
0,95	3/8	0,20	0,55	490,50	37,0
1,00		0,15	0,70	294,30	31,0
1,00		0,20	0,60	458,13	40,0
1,20		0,15	0,90	228,57	39,0
1,20		0,20	0,80	343,35	49,0
1,27	1/2	0,20	0,87	343,35	52,0
1,27	1/2	0,15	0,97	228,57	41,0
1,40		0,15	1,10	209,93	46,0
1,40		0,20	1,00	306,01	59,0
1,50		0,20	1,10	280,57	64,0
1,60	5/8	0,15	1,30	177,56	54,0
1,60	5/8	0,25	1,10	331,58	83,0
1,80		0,15	1,50	154,02	61,0
1,80		0,25	1,30	280,57	96,0

1,90	3/4	0,15	1,60	137,34	64,0
1,60	5/8	0,15	1,30	177,56	54,0
1,90	3/4	0,25	1,40	264,87	100,0
2,00		0,20	1,60	193,26	86,0
2,00		0,30	1,40	312,94	126,0
2,20		0,20	1,80	171,67	99,0
2,20		0,25	1,70	214,84	120,0
2,50		0,20	2,10	147,15	113,0
2,50		0,30	1,90	230,53	163,0
2,54	1	0,20	2,14	147,15	114,0
2,54	1	0,30	1,94	230,53	164,0
2,80		0,20	2,40	128,51	128,0
2,80		0,30	2,20	199,14	185,0
3,00		0,25	2,50	146,17	170,0
3,00		0,30	2,40	182,47	200,0
3,20	1 1/4	0,25	2,70	132,43	185,0
3,20	1 1/4	0,40	2,40	245,25	270,0
3,50		0,25	3,00	129,49	173,0
3,50		0,40	2,70	215,82	300,0
3,80	1 1/2	0,30	3,20	136,36	359,0
3,80	1 1/2	0,40	3,00	194,24	435,0
4,20		0,20	3,80	81,42	197,0
4,20		0,40	3,40	156,96	300,0

OBS: Nunca esquecer de, quando proceder ao cálculo da tubulação de pressão, verificar na referida tabela se o tubo selecionado suporta a pressão à qual será submetido.

Também pode ser utilizada a tabela de classificação Schedule de tubos, segundo a norma ASTM A 120, também muito utilizada na indústria, e mostrada logo abaixo.

Norma ASTM A 120 (Tubos de aço sem costura para condução de fluidos)							
Schedule 40				Schedule 80			
Diâmetro		Espessura de Parede	Pressão de Ensaio (bar)	Diâmetro		Espessura de Parede	Pressão de Ensaio (bar)
Nom.	Ext.			Nom.	Ext.		
In	mm			In.	mm		
1/4	13.7	2.24	50	1/4	13.7	3.02	60
3/8	17.8	2.31	50	3/8	17.2	3.20	60
1/2	21.3	2.77	50	1/2	21.3	3.73	60
3/4	26.7	2.87	50	3/4	26.7	3.91	60
1	33.4	3.38	50	1	33.4	4.55	60
1.1/4	42.2	3.56	70	1.1/4	42.2	4.85	105
1.1/2	48.3	3.68	70	1.1/2	48.3	5.08	105
2	60.3	3.91	70	2	60.3	5.54	105
2.1/2	73.0	5.16	70	2.1/2	73.0	7.01	105
3	88.9	5.49	70	3	88.9	7.62	105
3.1/2	101.6	5.74	85	3.1/2	101.6	8.08	120
4	114.3	6.02	85	4	114.6	8.56	120
5	141.3	6.55	85	5	141.3	9.53	120
6	168.3	7.11	85	6	168.3	10.97	120
8	219.1	8.18	85	8	219.1	12.70	120
10	273.0	9.27	85	10	273.0	15.09	-

Importante:

Uma vez selecionado o diâmetro comercial mais adequado, deve-se averiguar se o escoamento por esse tubo será laminar ou não.

Supondo que na averiguação fique constatado um regime não laminar, deve-se então ajustar o diâmetro comercial para o valor imediatamente menor, e que satisfaça a condição de regime laminar.

Exemplo

Dimensionar as tubulações de sucção, pressão e retorno de um sistema hidráulico que terá uma vazão máxima de 60 l/min e pressão de 120 bar. Adote a viscosidade do óleo como sendo $\nu = 0,45 \text{ St}$.

Solução

1 - Tubulação de Sucção

$$dt = \sqrt{\frac{Q}{0,015 \cdot \pi \cdot v}}$$
$$dt = \sqrt{\frac{60[\text{l/min}]}{0,015 \cdot \pi \cdot 100[\text{cm/s}]}} = 3,57\text{cm}$$

Diâmetro Comercial (tabela slides 28 e 27) $\rightarrow dt = 3,80\text{ cm}$

Verificação do Escoamento

$$Re = \frac{v \cdot dt}{v}$$
$$Re = \frac{100[\text{cm/s}] \cdot 3,80[\text{cm}]}{0,45[\text{St}]} = 844,4 \rightarrow \text{Laminar}$$

2 - Tubulação de Pressão

$$Veloc = 121,65 \cdot P^{(1/3,3)}$$
$$Veloc = 121,65 \cdot 120[\text{bar}]^{(1/3,3)} = 519\text{cm/s}$$

$$dt = \sqrt{\frac{Q}{0,015 \cdot \pi \cdot v}}$$
$$dt = \sqrt{\frac{60[\text{l/min}]}{0,015 \cdot \pi \cdot 519[\text{cm/s}]}} = 1,57\text{cm}$$

Diâmetro Comercial (tabela slides 27 e 28) $\rightarrow dt = 1,60\text{ cm}$

Verificação do Escoamento

$$Re = \frac{v \cdot dt}{\nu}$$

$$Re = (519 \text{ (cm/seg)} \cdot 1,60 \text{ (cm)}) / 0,45 \text{ (st)}$$

Re = 1845 - laminar

3 - Tubulação de Retorno

$$dt = \sqrt{\frac{Q}{0,015 \cdot \pi \cdot v}}$$

$$dt = \sqrt{\frac{60[\text{l/min}]}{0,015 \cdot \pi \cdot 300[\text{cm/s}]}} = 2,06\text{cm}$$

Diâmetro Comercial (tabela slides 27 e 28) $\rightarrow dt = 2,14 \text{ cm}$

Verificação do Escoamento

$$Re = \frac{v \cdot dt}{\nu}$$

$$Re = \frac{300[\text{cm/s}] \cdot 2,14[\text{cm}]}{0,45[\text{St}]} = 1426,7 \rightarrow \text{Laminar}$$

16.6.4) Perda de Carga na Linha de Pressão de um Circuito Hidráulico

Perda de Carga Distribuída

No regime laminar o fluido tem seu perfil de velocidades representado por camadas que se deslocam umas sobre as outras como se fossem cilindros concêntricos. A primeira camada adere à superfície interna do tubo, tendo velocidade nula. As camadas seguintes têm um deslocamento relativo e progressivo, de modo que a velocidade máxima coincide com o centro do tubo. O atrito resultante desse deslizamento de camadas umas sobre as outras produz uma perda de carga em forma de calor, pois parte da energia cinética será dissipada em forma de calor devido ao atrito entre as camadas.

Perda de Carga Localizada

Gerada por singularidades (luvas, joelhos, curvas, registros, reduções, etc) que possam aparecer em determinados pontos de uma tubulação. A maioria das tabelas de fabricantes de conexões fornece essa perda de carga em comprimento equivalente de tubulação.

Abaixo é apresentada uma tabela de comprimentos equivalentes para perdas de carga localizada.

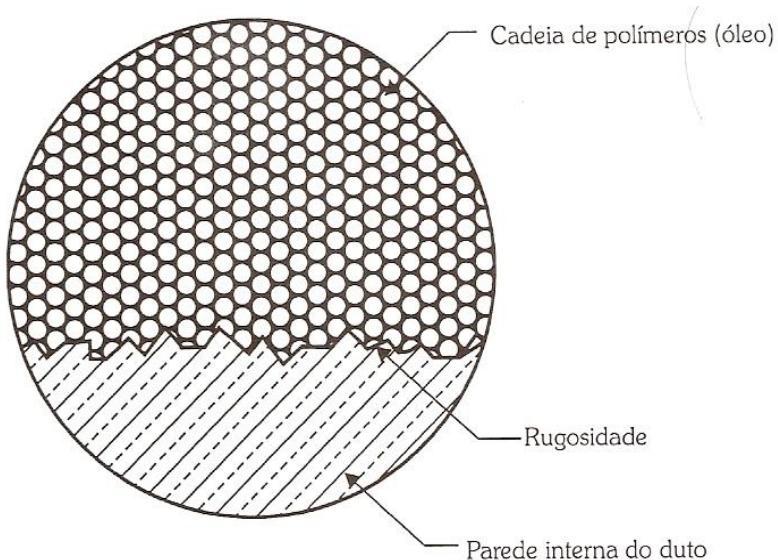
Diâmetro		Cotovelo 90° R. Longo	Cotovelo 90° R. Médio	Cotovelo 90° R. Curto	Cotovelo 45°	Curva 90° R. Longo	Curva 90° R. Curto	Curva 45°
Cm	Pol.	Comprimento equivalente - L ₂ (Cm)						
0,32	1/8	10,01	10,01	10,01	10,01	10,01	10,01	10,01
0,64	1/4	19,99	20,24	30,00	10,01	10,01	19,99	10,01
0,95	3/8	19,99	30,00	40,01	19,99	19,99	19,99	19,99
1,27	1/2	30,00	40,01	50,01	19,99	19,99	30,00	19,99
1,59	5/8	30,00	50,01	59,99	19,99	19,99	30,00	19,99
1,91	3/4	40,01	59,99	70,00	30,00	30,00	40,01	19,99
2,22	7/8	40,01	59,99	70,00	30,00	30,00	40,01	40,01
2,54	1	50,01	70,00	80,01	40,01	30,00	50,01	19,99
2,86	1.1/8	60,02	80,01	100,00	50,01	40,01	59,99	30,00
3,18	1.1/4	70,00	89,99	110,01	50,01	40,01	59,99	30,00
3,49	1.3/8	80,01	100,00	119,99	59,99	50,01	69,85	30,00
3,81	1.1/2	88,58	110,01	181,18	59,99	50,01	69,85	30,00
4,13	1.5/8	100,00	119,99	140,00	70,00	50,01	80,01	30,00
4,45	1.3/4	108,28	130,00	150,01	70,00	59,99	80,01	40,01
4,76	1.7/8	110,01	130,00	159,99	83,16	59,99	89,99	40,01
5,08	2	108,28	140,00	170,00	83,16	59,99	84,91	40,01
0,32	1/8	10,01	30,00	30,00	10,01	80,01	70,00	89,99
0,64	1/4	10,01	50,01	50,01	10,01	240,00	130,00	180,01
0,95	3/8	19,99	80,01	80,01	10,01	370,00	200,00	270,00
1,27	1/2	30,00	100,00	100,00	10,01	489,99	259,99	359,99
1,59	5/8	30,00	119,99	119,99	10,01	580,01	310,01	459,99
1,91	3/4	40,01	140,00	140,00	10,01	670,00	436,19	559,99

Diâmetro		Tê de Passagem Direta	Tê de Saída Lado	Tê de Saída Bilateral	Registro de Gaveta	Registro de Globo	Registro de Ângulo	Válvula de Pé e Crivo
Cm	Pol.	Comprimento equivalente - L_2 (Cm)						
2,22	7/8	40,01	152,97	150,01	10,01	740,00	410,01	640,00
2,54	1	50,01	170,00	170,00	23,14	819,48	459,99	730,00
2,86	1 1/8	60,02	200,00	200,00	23,14	980,01	559,99	870,00
3,18	1 1/4	70,00	230,00	230,00	23,14	1130,00	559,99	1000,00
3,49	1 3/8	80,01	270,15	270,15	30,00	1240,00	670,00	1080,01
3,81	1 1/2	89,99	280,01	280,01	30,00	1340,00	719,99	1159,99
4,13	1 5/8	100,00	300,00	300,00	30,00	1440,00	759,99	1219,99
4,45	1 3/4	100,00	319,99	319,99	40,01	1540,00	810,01	1250,14
4,76	1 7/8	110,01	330,00	330,00	40,01	1640,00	850,01	1300,00
5,08	2	110,01	350,01	350,01	40,01	1740,00	930,00	1300,00

Fator de Atrito

Existe devido à temperatura do fluido e rugosidade interna do tubo. Quanto mais rugoso for internamente o duto, maior dificuldade terá o óleo para escoar.

A figura mostra um detalhe ampliado microscopicamente da parede interna de um duto de cobre. Os picos (rugosidade), na superfície interna da parede do tubo, geram uma dificuldade (atraito) ao deslizamento do fluido. A velocidade nessa interface é quase nula. O atrito gerado nessa interface e na interface das várias camadas concêntricas de fluido durante o deslizamento, irá produzir a perda de carga distribuída.



Existem três expressões possíveis para obtenção do fator de atrito:

$\Psi =$	$\frac{64}{Re}$	Para tubos rígidos e temperatura constante.
	$\frac{75}{Re}$	Para tubos rígidos e temperatura variável ou para tubos flexíveis e temperatura constante.
	$\frac{90}{Re}$	Para tubos flexíveis e temperatura variável.

A equação para obtenção das perdas de carga distribuída e localizada em uma tubulação com conexões (singularidades) é dada por:

$$\Delta P = \Psi \cdot \frac{5 \cdot Lt \cdot \rho \cdot v^2}{dt \cdot 10^{10}}$$

Onde: Ψ = Fator de atrito (adimensional)

ρ = Massa específica do fluido em [kg/m³]

v = Velocidade de escoamento do fluido recomendada [cm/s]

dt = Diâmetro interno do tubo comercial [cm]

$Lt = L_1 + L_2 =$ Comprimento total da tubulação [cm]

L_1 = Comprimento da tubulação retilínea [cm]

L_2 = Comprimento equivalente das singularidades [cm]

ΔP = Perda de carga na tubulação (distribuída + localizada) [bar]

$(5/10^{10})$ = Fator de conversão

16.6.5) Perda de Carga nas Válvulas da Linha de Pressão

Perda de carga localizada, existente na linha de pressão, com valores relativamente altos, que não podem ser desprezados, originada pelas válvulas hidráulicas: **válvula controladora direcional, válvula de seqüência, válvula controladora de vazão e válvula de retenção**.

Normalmente é encontrada no catálogo do fabricante na forma de um gráfico (perda de carga x vazão).

Procedimento Organizado

Para fins de organização e **registro de memória de cálculo** do projeto, é conveniente organizar os dados em tabelas, como exemplificado em seguida.

Perda de Carga por Singularidades na Linha de Pressão			
Singularidade	Qtde.	Comprimento por Unidade (cm)	Comprimento Equivalente Total (cm)
Total		$L_2 =$	

$$L_t = L_1 + L_2$$

Onde: L_1 = Comprimento da tubulação retilínea [cm]

L_2 = Comprimento equivalente das singularidades [cm]

Perda de Carga nas Válvulas da Linha de Pressão			
Válvula	Qtde.	Perda de Carga por Unidade (bar)	Perda de Carga Total (bar)
Total		$dP =$	

Perda de Carga Total

$$\Delta P_T = \Delta P + dP$$

Onde: ΔP = Perda de carga na tubulação (distribuída + localizada)

dP = Perda de carga nas válvulas da linha de pressão (tabelado)

A finalização do cálculo acontece se a seguinte condição for satisfeita:

$$PN > PTb + \Delta PT$$

Onde: PN = Pressão Nominal (pressão disponível a qual estabelecemos no início do projeto)

PTb = Pressão de Trabalho

ΔPT = Perda de carga total

Não havendo vazamentos que ocasionem perda de pressão nas junções das válvulas e conexões do circuito hidráulico, é possível dizer que o circuito funcionará satisfatoriamente. Entretanto, na prática, os procedimentos são divididos na quantidade de atuadores, obtendo a perda até cada atuador, verificando se a pressão que chega nele é suficiente.

Perda Térmica

Caracteriza-se pela perda de potência que pode ser vista em termos de taxa de calor, gerada devido às perdas de carga. Essa taxa de calor propaga-se pelas tubulações por meio do sistema, elevando a temperatura do fluido em movimento. Daí a necessidade das chicanas (aletas) no interior do reservatório. Porém, se a magnitude dessa taxa de calor atinge valores relativamente grandes e não consegue ser dissipada na recirculação pelo tanque, tornar-se-á necessário o uso de um trocador de calor, que pode ser dimensionado a partir dessa taxa de calor conhecida.

Assim:

$$q = 1,434 \cdot \Delta P T \cdot Q_B$$

Onde: $\Delta P T$ = Perda de carga total [bar]

Q_B = Vazão fornecida pela bomba hidráulica [l/min]

q = Perda térmica [Kcal/h]

1,434 = Fator de conversão

Exercício Exemplo

Determinar a perda de carga total e perda térmica para o cilindro B do seguinte circuito, verificando sua viabilidade quanto à condição final de funcionalidade. Considere os dados listados em seguida:

Dados:

Válvula de controle direcional tipo J

(Tem por função orientar a direção que o fluxo deve seguir, a fim de realizar um trabalho proposto).

- Válvula de seqüência tipo DZ 10 P

(A válvula do tipo DZ 10 DP é uma válvula de seqüência diretamente operada. Ela é utilizada para ligar em seqüência um segundo sistema em função da pressão ajustada).

Válvula de retenção tipo SV TN 10

(Estas válvulas são utilizadas para o bloqueio de circuitos operacionais que estejam sob pressão, como segurança contra a descida de uma carga no caso de ruptura na tubulação ou contra movimentos descontínuos de consumidores tensionados hidráulicamente).

Válvula controladora de fluxo tipo DRV 8

(Estas válvulas permitem o controle com alta precisão do fluxo em um sentido. Também permitem fechar completamente o fluxo em um sentido e, ao mesmo tempo, liberar o fluxo do sentido oposto).

L1 = 5 m lineares com diâmetro externo de 5/8"

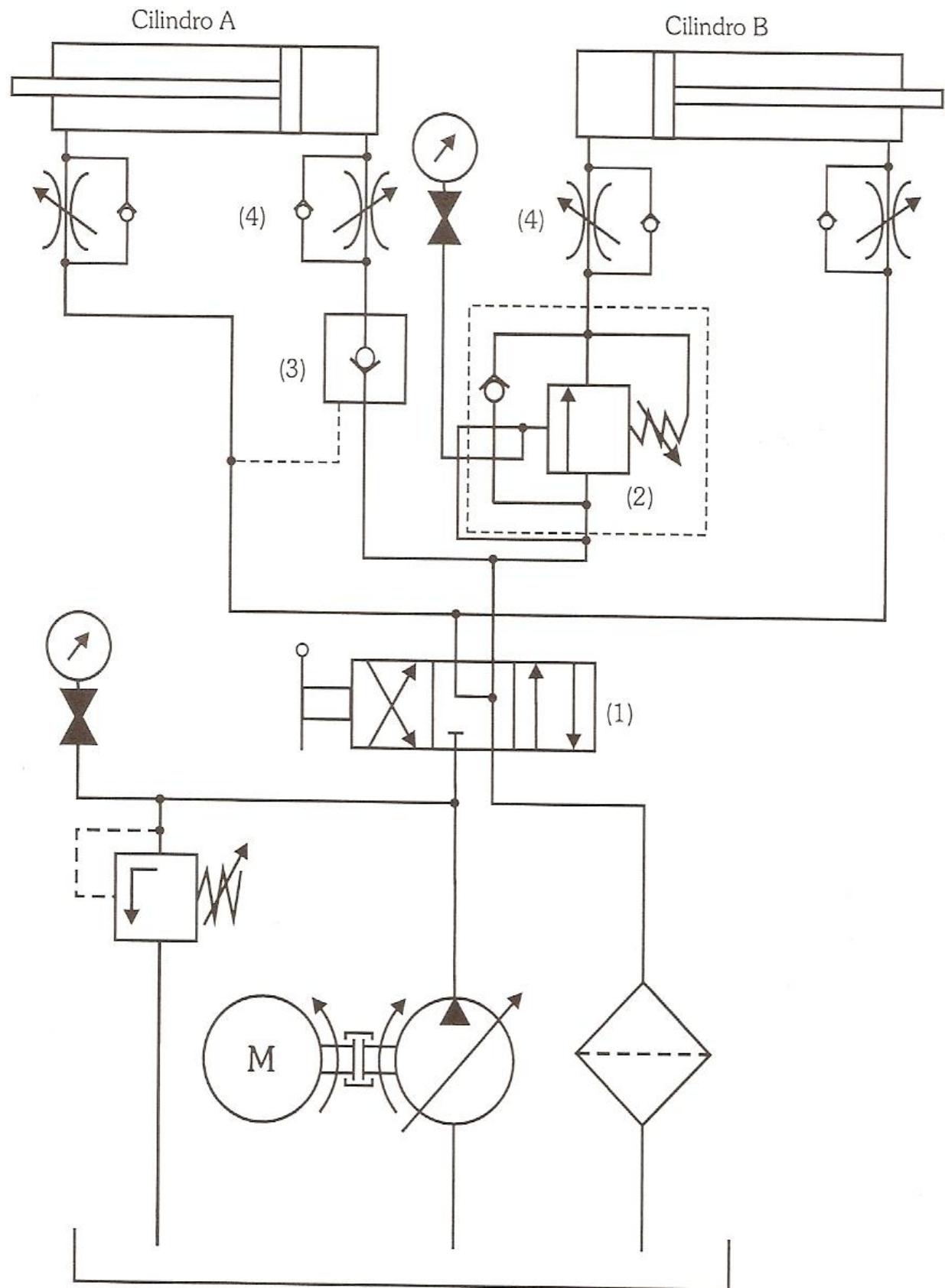
L2 = (1 tê de saída bilateral, 2 tês de passagem direta, 2 curvas 90º de raio longo, 2 cotovelo 90º de raio médio)

- Vazão máxima do sistema = 45 l/m

- Tubos rígidos e temperatura variável

PN = 150 bar

PTB = 60 bar



Solução

1º Passo

Listar as perdas de carga por singularidades de conexões:

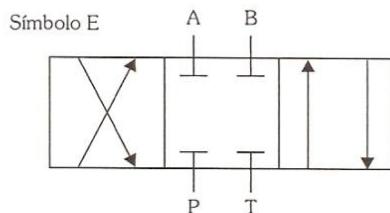
Perda de Carga por Singularidade na linha de Pressão			
Singularidade	Qtde.	Comprimento por Unidade (cm)	Comprimento Equivalente Total (cm)
Tê de saída bilateral	01	100	100
Tê de passagem direta	02	30	60
Curva 90° de raio longo	02	30	60
Cotovelo 90° de raio médio	02	40	80
	TOTAL	L ₂ =	300

2º Passo

Listar as perdas de carga por singularidades de válvulas:

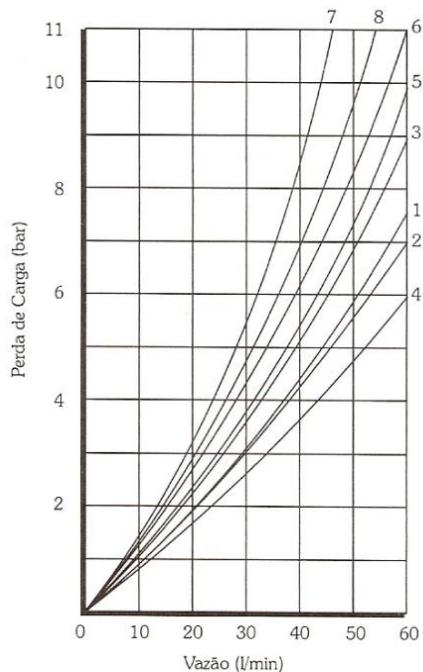
Perda de Carga nas Válvulas da Linha de Pressão (para o Cilindro B)			
Válvula	Qtde.	Perda de Carga por Unidade (bar)	Perda de Carga Total (bar)
Válvula de Controle Direcional Tipo J	01	4,8	4,8
Válvula de Seqüência Tipo DZ 10 P	01	4,2	4,2
Válvula Controladora de Fluxo Tipo DRV 8	01	55	55
	TOTAL	dP =	64

- Válvula controladora direcional (catálogo REXROTH).



Direção do Fluxo

P → A
P → B
A → T
B → T

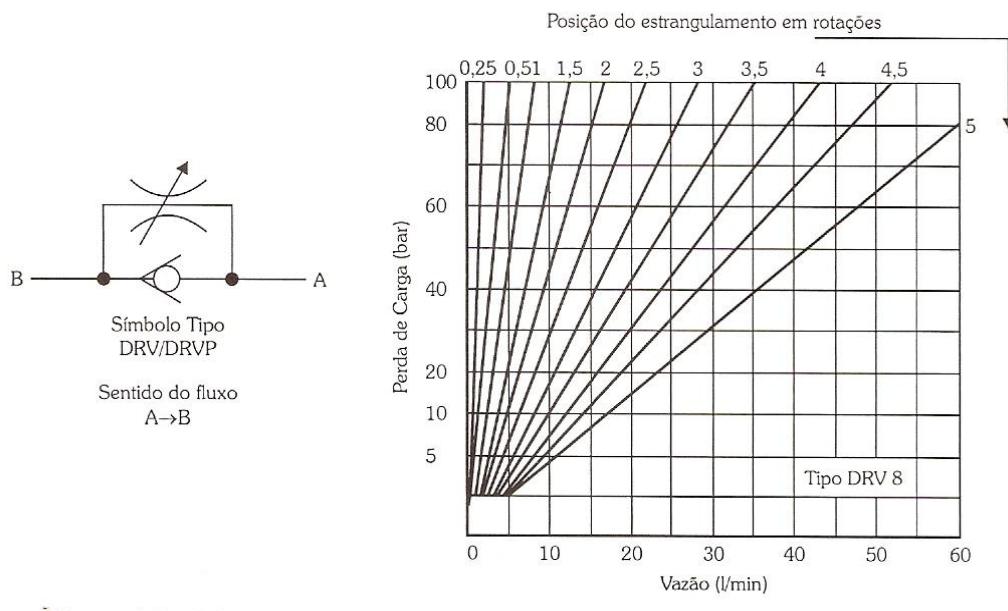


Fluxo	Símbolo	A	F	M	U
P→A	Curva	3	2	2	3
P→B		3	3	4	1
A→T		-	3	3	3
B→T		-	5	3	3
Fluxo	Símbolo	C	H	Q	W
P→A	Curva	1	2	1	1
P→B		1	4	1	1
A→T		3	2	2	2
B→T		1	2	1	2
Fluxo	Símbolo	E	L	T	
P→A	Curva	3	1	5	
P→B		3	1	3	
A→T		1	2	6	
B→T		1	2	6	

Fluxo	Símbolo	B	G	P	V
P→A	Curva	3	5	2	1
P→B		3	3	3	2
A→T		-	6	3	1
B→T		-	6	5	1
Fluxo	Símbolo	D	J	R	Y
P→A	Curva	5	1	5	5
P→B		5	1	5	5
A→T		3	2	4	3
B→T		3	1	-	3

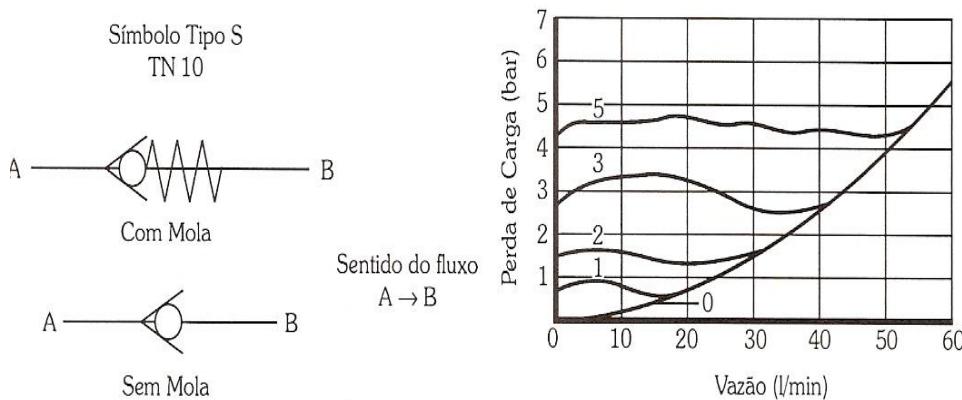
Já a figura abaixo (10.7) apresenta um gráfico de perda de carga para uma **válvula controladora de vazão** com retenção no sentido A para B, e retorno livre (sentido de B para A).

– Válvula controladora de vazão com retenção (catálogo REXROTH).

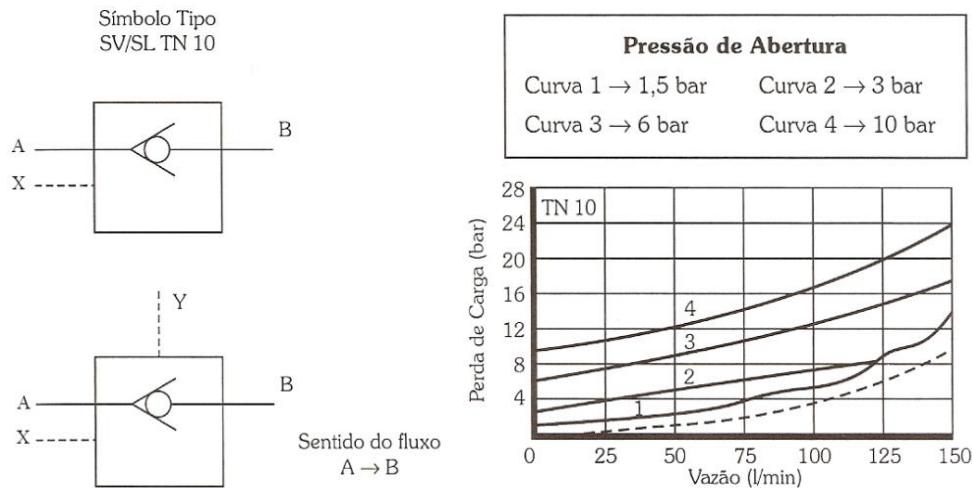


As próximas figuras (10.8 e 10.9) apresentam dois tipos de **válvula de retenção**, sendo uma simples e outra com desbloqueio hidráulico.

– Válvula de retenção simples (catálogo REXROTH).

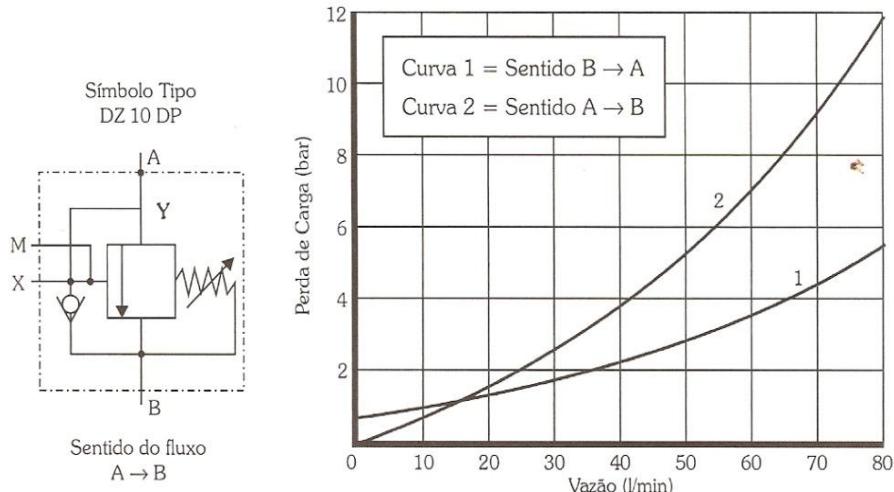


– Válvula de retenção com desbloqueio hidráulico (catálogo REXROTH).



A figura abaixo (10.10), apresentada em seguida, mostra o gráfico de perda de carga para uma **válvula de seqüênci**a com comando direto.

– Válvula de seqüênci(a) (catálogo REXROTH).



3º Passo

$$\text{Achar } Lt: \quad Lt = L_1 + L_2 = 500 + 300 = 800 \text{ cm}$$

4º Passo

Determinar a perda de carga na linha de pressão.

$$\Delta P = \Psi \cdot \frac{5 \cdot L \cdot \rho \cdot v^2}{d \cdot 10^{10}}$$

Determinar o **fator de atrito**

- Diâmetro externo da tubulação = $5/8 \approx 1,6$ cm → Diâmetro interno = 1,3 cm
(tabela de diâmetros de tubos comerciais)

- Velocidade recomendada para o fluido:

$$Veloc = 121,65 \cdot P^{(1/3,3)} = 121,65 \cdot (150[\text{bar}])^{(0,30303)} = 555,307 \text{ cm/s}$$

- Número de Reynolds:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{555,307[\text{cm/s}] \cdot 1,3[\text{cm}]}{0,45[\text{St}]} = 1604,22$$

- Fator de atrito – tubos ríjos e temperatura variável:

$$\Psi = \frac{75}{Re} = \frac{75}{1604,22} = 0,04675$$

Determinar a **Perda de carga**

- Determinar a perda de carga distribuída + localizada

$$\Delta P = \Psi \cdot \frac{5 \cdot L \cdot \rho \cdot v^2}{d \cdot 10^{10}} = \Psi \cdot \frac{5 \cdot 800 [\text{cm}] \cdot 881,1[\text{kg/m}^3] \cdot (555,307[\text{cm/s}])^2}{1,3[\text{cm}] \cdot 10^{10}} = 4 \text{ bar}$$

5º Passo

Determinação da **Perda de carga total do sistema**

$$\Delta PT = \Delta P + dP = 4 + 64 = 68 \text{ bar}$$

6º Passo

Verificação da Condição funcional do sistema

$$PN > PTb + \Delta PT$$

$$150 [\text{bar}] > 60 [\text{bar}] + 68 [\text{bar}]$$

$$150 [\text{bar}] > 128 [\text{bar}]$$

7º Passo

Cálculo da Dissipação térmica (perda de potência)

$$q = 1,434 \cdot \Delta PT \cdot QB = 1,434 \cdot 68 [\text{bar}] \cdot 45 [\text{l/min}] = 4388,04 \text{ Kcal/h}$$

Comentários sobre este problema

A observação atenta da solução final do circuito apresentado demonstra com clareza a importância do conhecimento da perda de carga em um projeto hidráulico. Note que, das válvulas envolvidas no projeto, a que maior perda de carga apresenta é a válvula controladora de fluxo (55 bar para uma vazão de 45 l/min), sendo de grande importância na funcionalidade do sistema, pois é a responsável pelo controle da velocidade com a qual o atuador se desloca, o que vem justificar perfeitamente a magnitude da pressão nominal PN diante da pressão de trabalho PTB (150% a mais).

Outro ponto importante a ser observado é o processo de solução, o qual deve ser repetido para cada um dos atuadores pertencentes ao sistema. No caso do problema proposto, deveríamos repeti-lo para o cilindro A, e quantos mais houvesse.

16.7) Dimensionamento de Reservatórios

O reservatório parece ser o elemento mais trivial de um circuito hidráulico, porém, na realidade, por não estar sujeito a nenhum critério prévio de unificação pode causar ao projetista inexperiente algumas dificuldades quanto ao seu dimensionamento e posicionamento de elementos e acessórios.

Ele possui várias funções. A mais evidente delas é como depósito do fluido a ser utilizado no sistema. Outras funções importantes são a ajuda que ele fornece ao sistema no resfriamento do fluido e a precipitação das impurezas.

Nesse ponto, o projetista depara-se com duas situações a resolver:

- Volume mínimo necessário de fluido a ser armazenado no reservatório;

- Mínima superfície necessária para troca térmica, possibilitando que o fluido retorne a temperatura indicada à sua viscosidade ideal de trabalho;
- E limpeza do reservatório.

16.7.1) Regra Prática

A fim de solucionar a primeira questão, estabeleceu-se uma regra prática que determina o seguinte:

“O volume de fluido armazenado no reservatório deve ser o suficiente para suprir o sistema por um período de no mínimo três minutos antes que haja o seu retorno, completando um ciclo”.

Em outras palavras, isto quer dizer que o volume mínimo do reservatório em litros ou galões deve ser no mínimo igual a três vezes a vazão da bomba em l/min ou GP (conforme a seguinte equação).

$$\text{Vol. Reservatório} \geq 3 \cdot Q_B$$

Resta então ao projetista satisfazer a segunda condição, que é encontrar a mínima superfície que possibilite a troca térmica necessária ao fluido aquecido devido ao ciclo realizado.

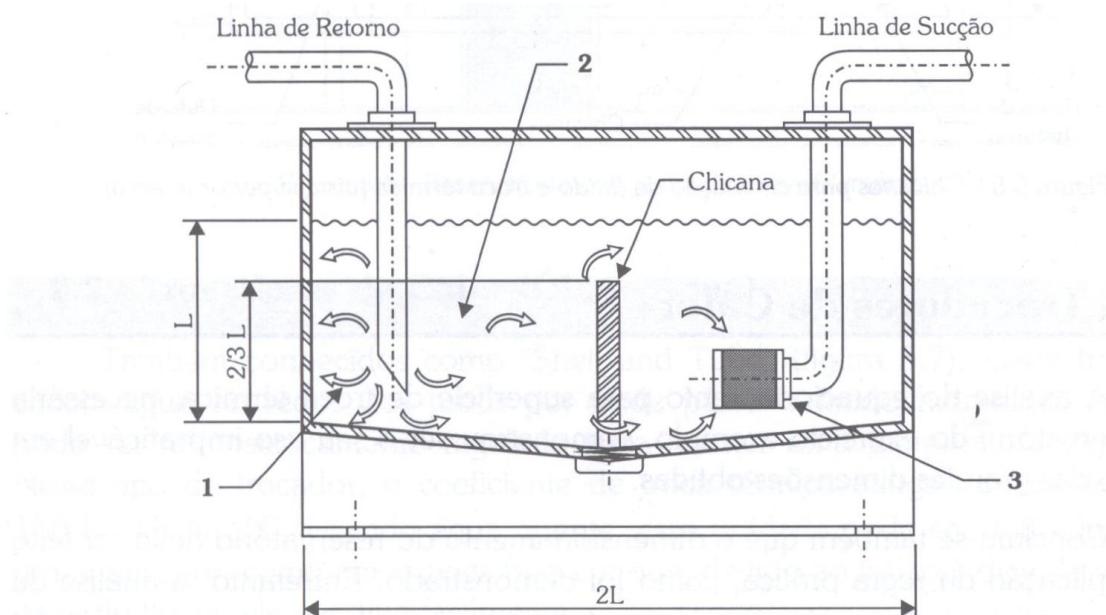
16.7.3) Chicana

É um dispositivo geralmente em forma de placa “aleta”, instalado no interior do reservatório para separar a sucção da bomba das linhas de retorno.

Seu objetivo principal é aumentar a área de troca térmica do reservatório sem que haja a necessidade da utilização de um trocador de calor. O uso da chicana possibilita que o fluido circule mais pelo interior do tanque, evitando que seja imediatamente succionado pela bomba tão logo é descarregado pelo tanque pela canalização de descarga.

Assim a chicana:

- Evita a turbulência no tanque;
- Permite o assentamento de materiais estranhos;
- Ajuda a separar o ar do fluido;
- Ajuda a dissipar o calor por meio das paredes do tanque.

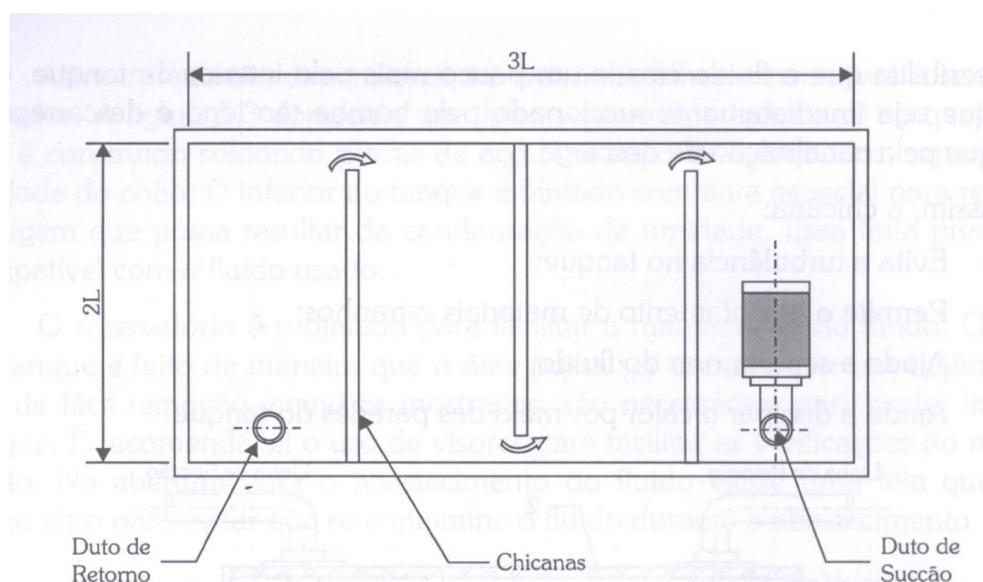


Legenda:

1. O fluxo retornado é direcionado às paredes do reservatório.
2. A turbulência que seria gerada no tanque é evitada, obrigando o fluido a tomar uma trajetória indireta para chegar à sucção da bomba.
3. Quando o fluido chega ao filtro de sucção, está refrigerado e livre de ar em suspensão.

Placa de separação (chicana) controlando a direção do fluxo no tanque.

Dependendo da necessidade, pode ser introduzido um maior número de chicanas verticais para forçar mais a circulação do fluido, aumentando a troca térmica por convecção. Entretanto, se ainda assim não houver uma boa troca térmica e consequente redução de temperatura do fluido, a fim de manter sua viscosidade dentro dos parâmetros aceitáveis, será necessário adotar a utilização de um trocador de calor.



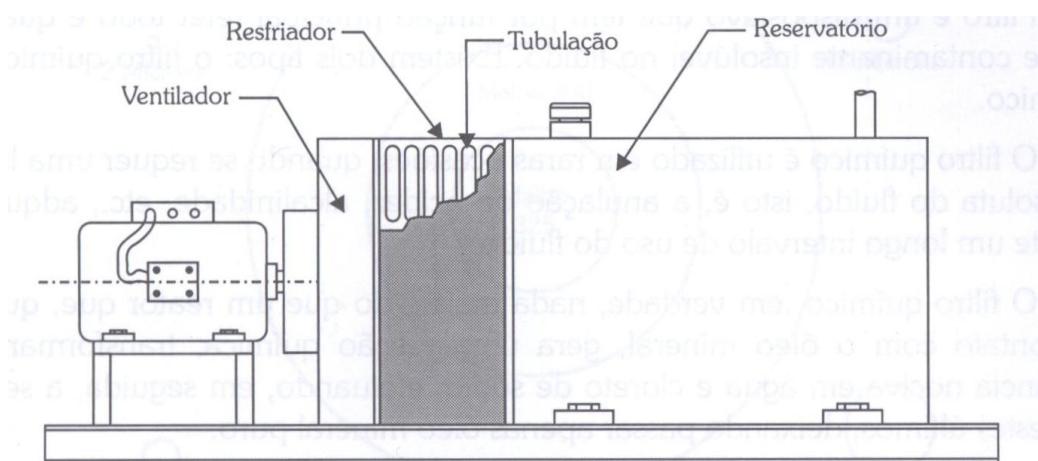
Chicanas para circulação do fluido e troca térmica (vista superior interna).

16.7.4) Trocadores de Calor

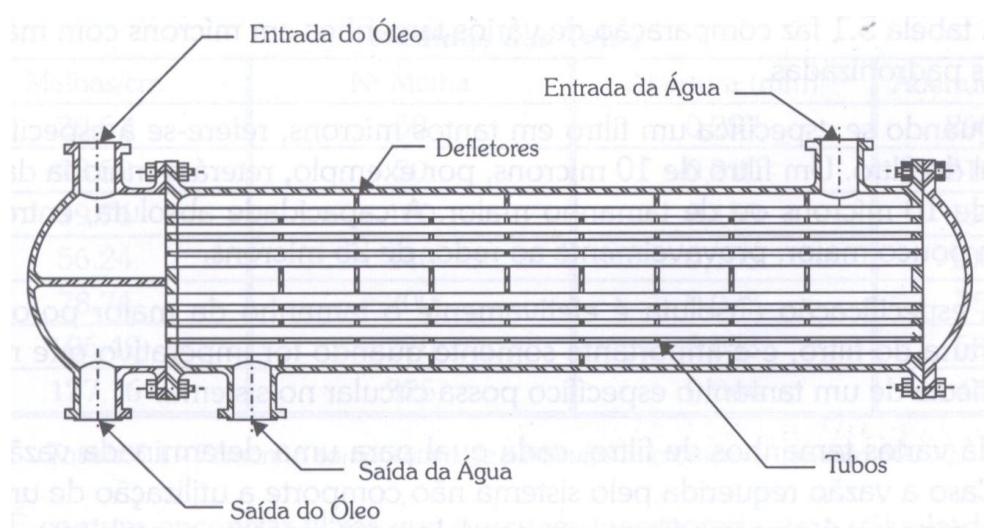
O trocador de calor é um equipamento com a finalidade de realizar o processo de troca térmica entre dois sistemas, fluido quente e fluido frio.

Os trocadores de calor dividem-se basicamente em dois tipos:

- Trocadores (óleo - ar) - também conhecidos como resfriadores a ar ou radiadores. O fluido passa através de tubos aletados, normalmente de alumínio ou latão, os quais transferem calor ao ar externo. O resfriador pode incorporar um ventilador para aumentar a transferência de calor



- Trocadores (óleo - água) - também conhecidos como “Shell and Tube”. nesse trocador circula água ao redor dos tubos por onde passa o fluido hidráulico. A água pode ser termostaticamente regulada para manter uma temperatura desejada.



16.7.5) Acessórios

Indicadores de Nível (Visores de Nível)

Geralmente em números de dois, devem estar localizados no reservatório de tal forma que indiquem os níveis máximo e mínimo permitidos de fluido (ver figura 5.3).

O traço indicador de mínimo deve estar a 75 mm da extremidade inferior do indicador de nível, e o traço de nível máximo a 75 mm da extremidade superior.

São recomendados medidores de nível com visor pirex, que resistem melhor a variações de temperatura e a pequenos impactos.

Magnets

São imãs utilizados para captação de limalhas contidas no fluido, provenientes do desgaste do equipamento hidráulico, ou mesmo de um ambiente contaminado com esse tipo de impureza.

16.7.6) Funções do Reservatório e Seus Acessórios

Armazenamento de óleo

O fluido utilizado em um sistema hidráulico deve ser armazenado de tal forma que ele nunca seja insuficiente ou excessivo. O reservatório, portanto, deve suprir tanto as necessidades mínimas como máximas do sistema.

Dimensionamento

Uma regra prática de reservatório é fazer-se com que o seu volume seja igual ou maior a três vezes a vazão da(s) bomba(s) que alimenta(m) o sistema.

Essa regra, entretanto, nem sempre pode ser aplicada, pois em sistemas mais complexos, com muitos cilindros e linhas de transmissões grandes, devemos estudá-los como se fossem um “caso particular”, levando sempre em consideração que não podemos ter nem fluido a menos ou a mais.

Regra da altura do filtro de sucção

Se o filtro de sucção não estiver completamente submerso no fluido, introduziremos uma grande quantidade de ar no sistema. Se, entretanto, o filtro estiver mergulhado a uma

altura muito pequena, poderemos ter a formação de vórtice (redemoinho) na sucção, o que também acarretará a entrada de ar.

Algumas normas recomendam que o filtro deve ficar no mínimo a 50mm do fundo do reservatório, a fim de que as impurezas precipitadas no fundo do reservatório, não venham a entupir a parte inferior do filtro de sucção, e a uma distância de 1,5 x diâmetro do duto de sucção do nível máximo do reservatório.

Outra maneira para melhor alocação do filtro é introduzindo uma chicana horizontal um pouco abaixo do nível do fluido, pois dessa forma, mesmo que ocorra formação de vórtice, o mesmo se extinguirá antes de chegar ao filtro.

Resfriamento do fluido

A geração de calor em um sistema hidráulico pode ser devida a vários fatores: perdas mecânicas, restrições na linha, fricção nas vedações internas dos cilindros, etc.

Grande parte deste calor gerado pelo sistema é levado para o reservatório. Dependendo da complexidade do circuito hidráulico, esse calor pode ser dissipado ao longo do sistema através das paredes das tubulações, cilindros e principalmente do reservatório, através da troca de calor com por condução e radiação com o ambiente externo.

Um fator muito importante a ser levado em consideração é de nunca se colocar o duto de retorno próximo ao duto de sucção, pois o fluido que retorna ao reservatório volta imediatamente para o circuito hidráulico, sem efetuar a troca de calor. Como consequência, teremos um sistema superaquecido e em pouco tempo o equipamento entrará em pane. Um artifício muito usado neste caso é a introdução de uma chicana vertical que obriga a circulação do fluido, assim dissipando o calor. Dependendo da necessidade introduzimos mais chicanas verticais para força uma maior circulação do fluido, para aumentar a dissipação do calor.

Em caso de grande elevação da temperatura do fluido utilizamos trocadores de calor.

Precipitação de impurezas

Devemos retirar estas impurezas regularmente para evitar danos maiores.

Para efetuarmos essa limpeza no momento da troca do fluido, devemos nos munir de um jato do mesmo fluido contido no reservatório a alta pressão e panos limpos.

Circulação interna de ar

Todo reservatório fechado deve possuir um respiro na base superior. Quando succionamos fluido para o sistema, o nível decresce e aquele espaço antes ocupado pelo

fluido, deve ser ocupado por alguma outra coisa, pois, do contrário, teríamos a formação de uma pressão negativa ($P_{int} < P_{atm}$) e não conseguiríamos succionar o fluido para o reservatório, como no retorno do fluido para o reservatório teria que ter uma saída para o ar (respiro) para que assim o fluido ocupasse o reservatório. Em outras palavras a pressão interna (P_{int}) do reservatório deve ser sempre igual à pressão atmosférica (P_{atm}).

16.8) Acumuladores

Diferentemente dos fluidos em estado gasoso, os fluidos usados nos sistemas hidráulicos não podem ser comprimidos e armazenados para posterior utilização numa hora ou local distinto. Entretanto, na busca de uma solução pelo menos aproximada, foram desenvolvidos os acumuladores, que são elementos capazes de armazenar fluidos incompressíveis sob pressão, para então serem utilizados durante o ciclo de operação do sistema.

Basicamente a principal função dos acumuladores seria a de acumular uma energia potencial (sob a forma de líquido sob pressão), para restituí-la no momento requerido e com a rapidez desejada.

16.8.1) Princípio de Funcionamento

É conseguido quando o fluido hidráulico, sob pressão, entra numa câmara do acumulador de três modos distintos: comprimindo uma mola, um gás ou então levantando um peso. Qualquer queda de pressão na abertura de entrada criará uma reação no elemento, a qual forçará o fluido a sair.

16.8.2) Tipos de Acumulador

Existem então três tipos básicos de acumulador normalmente utilizados em sistemas hidráulicos. São eles:

- Acumuladores com peso (age pela força da gravidade);
- Acumuladores de mola;
- Acumuladores com gás.

Os acumuladores que utilizam gás podem ser ainda divididos em dois tipos:

- Acumuladores com separação;

- Acumuladores sem separação.

Os acumuladores que utilizam gás e com separação podem ser dos seguintes tipos:

- Pistão;
- Diafragma;
- Bexiga.

Buscando uma abordagem mais objetiva e considerando que o acumulador tipo bexiga é o mais utilizado na grande maioria dos projetos, devido a uma série de vantagens das quais algumas serão citadas em seguida, não discorremos sobre os demais do tipos, deixando a critério do leitor a busca dessas informações nas referências bibliográficas apontadas ao final do livro.

16.8.3) Acumulador a Gás do tipo Bexiga

Ele oferece ao projetista de circuitos hidráulicos uma extensa gama de vantagens, que em certas aplicações é de fundamental importância. São algumas delas:

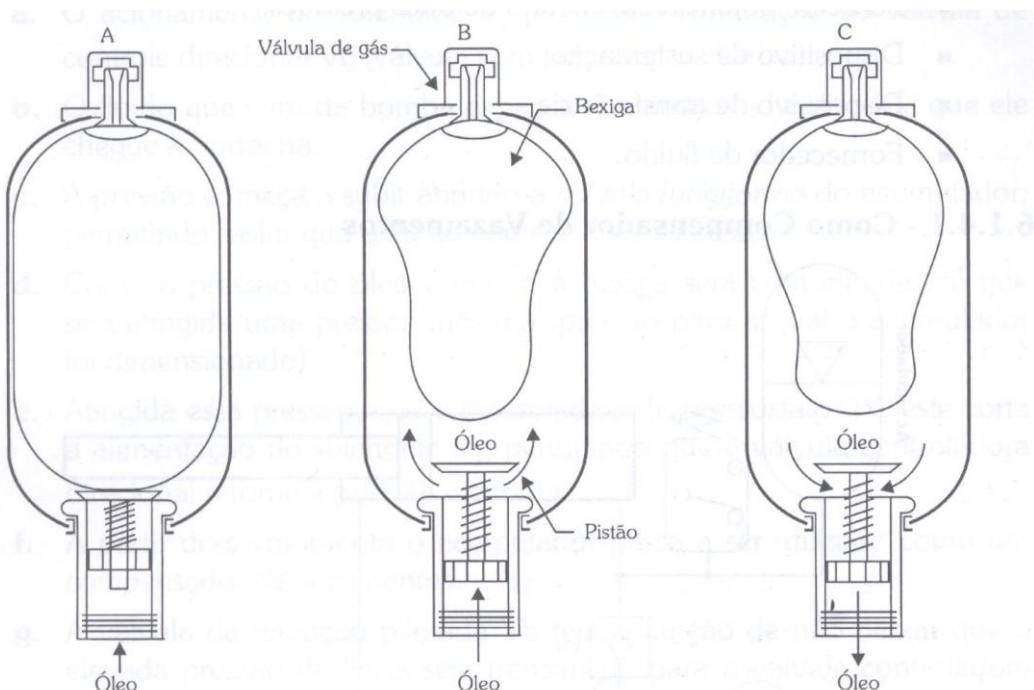
- Garantia de uma perfeita separação entre a câmara correspondente ao gás e a destinada ao líquido.
- O elemento separador (bexiga de borracha) não apresenta praticamente nenhuma.
- Por não existir nenhum deslizamento recíproco entre elementos metálicos, como nos tipos de mola, de peso e de pistão, não é necessário cuidado particular quanto ao mecanismo interno.
- Alta eficiência volumétrica, chegando a 75% do volume da garrafa.

A figura a seguir apresenta esquematicamente um acumulador da tipo bexiga durante sua fase de funcionamento.

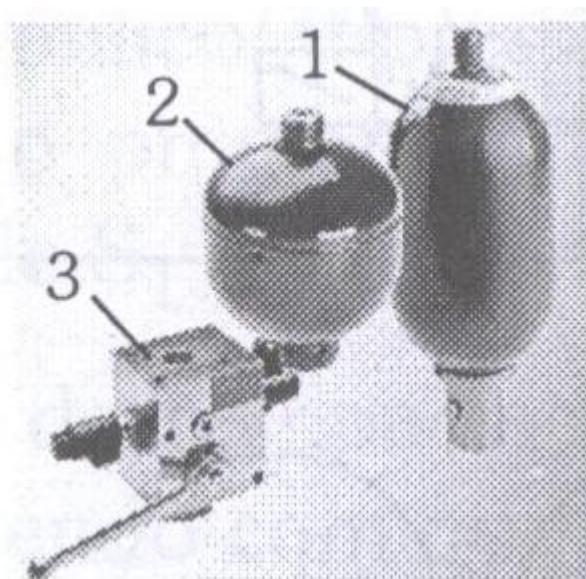
Na representação “A” da figura em que a bexiga está cheia (o gás utilizado é o nitrogênio), o pistão da válvula de conexão de entrada do óleo apresenta-se em posição retraída, pois sendo pressionado pela bexiga expandida em função do gás encerrado sob pressão em seu interior.

O recipiente, confeccionado sob a forma de uma peça única em aço forjado, suporta pressões altíssimas, e suas eventuais dilatações não provocam nenhum inconveniente de funcionamento.

Representação B, iniciado o ciclo, a válvula *fungiforme* (pistão em forma de cogumelo) abre- se e permite descarregar completamente para o interior do acumulador a pressão do circuito hidráulico, comprimindo assim a bexiga, sem com isso danificá-la. Passada a fase de carregamento e desligada a alimentação da bomba, como mostra o circuito representado na figura do item seguinte, o circuito se mantém pressurizado. Havendo, porém, qualquer queda de pressão no sistema, a válvula (pistão) do acumulador se abre, conforme representação em "C", e permite a saída do óleo pressurizado, fazendo uma compensação de pressão e de volume.



Acumulador do tipo bexiga em operação



(1) Acumulador do tipo bexiga em operação (2) Acumulador do tipo diafragma,
(3) Bloco de segurança. Fonte: Catálogo REXROTH.

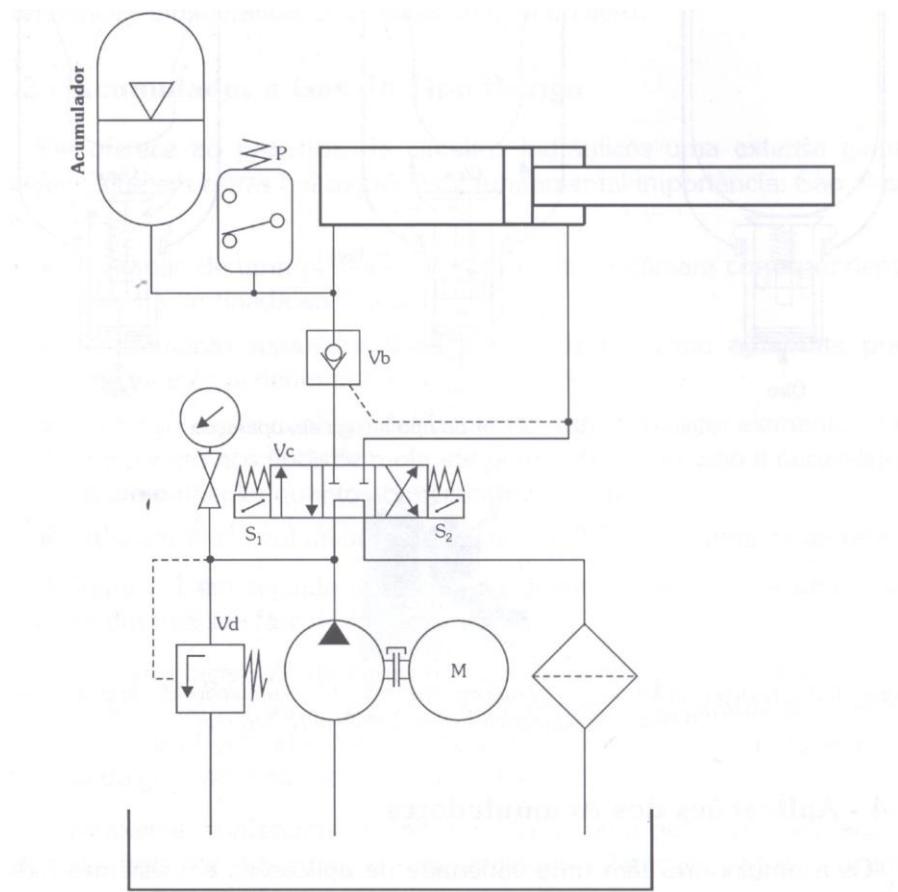
16.8.4) Aplicações dos Acumuladores

Como já vimos, o acumulador basicamente é um equipamento que nos acumula energia sob a forma de pressão, para mantê-la ou liberá-la rápida ou vagarosamente, conforme a necessidade.

Os acumuladores têm uma variedade de aplicações em sistemas hidráulicos. Eles são principalmente:

- Compensador de vazamentos;
- Fonte de potência auxiliar;
- Compensador de expansão térmica;
- Fonte de potência para emergência;
- Compensador de volume;
- Eliminador de pulsações e absorvedor de choques;
- Fonte de potência em circuito de duas pressões;
- Dispositivo de sustentação;
- Dispositivo de transferência;
- Fornecedor de fluido.

Como Compensador de Vazamentos



Círculo básico de uma prensa de vulcanizar borracha.

Explicação do circuito

O circuito da prensa de vulcanizar borracha pode ser explicado da seguinte forma:

- O acionamento do solenóide S_1 provoca a comutação da válvula de controle direcional V_c (válvula com comutação elétrica).
- O fluido que vem da bomba expande o cilindro hidráulico até que ele chegue à borracha.
- A pressão começa a subir abrindo a válvula fungiforme do acumulador, permitindo assim que o fluido comece a ser estocado.
- Como a pressão do óleo é maior, a bexiga será comprimida até que seja atingida uma pressão máxima (pressão para a qual o acumulador foi dimensionado).

- e. Atingida essa pressão, que é controlada pelo pressostato “P”, este corta a alimentação do solenóide S_1 permitindo que a válvula controladora direcional retorne a posição centrada.
- f. A partir desse momento o acumulador passa a ser como um *compensador de vazamentos*.
- g. A válvula de retenção pilotada V_b tem a função de não deixar que a elevada pressão da linha seja transmitida para a válvula controladora direcional, que o poderia danificá-la.
- h. Como é possível a ocorrência de vazamentos internos entre a camisa e o pistão do cilindro hidráulico, a pressão tende a cair. Quando ela chegar a um limite mínimo programado no pressostato, novamente ele permitirá que o solenóide S_1 seja acionado e o ciclo repetido.
- i. O término do processo de compactação é dado por um temporizador que atuará sobre S_2 fazendo com que o cilindro retorne.

Como Fonte de Potência Auxiliar

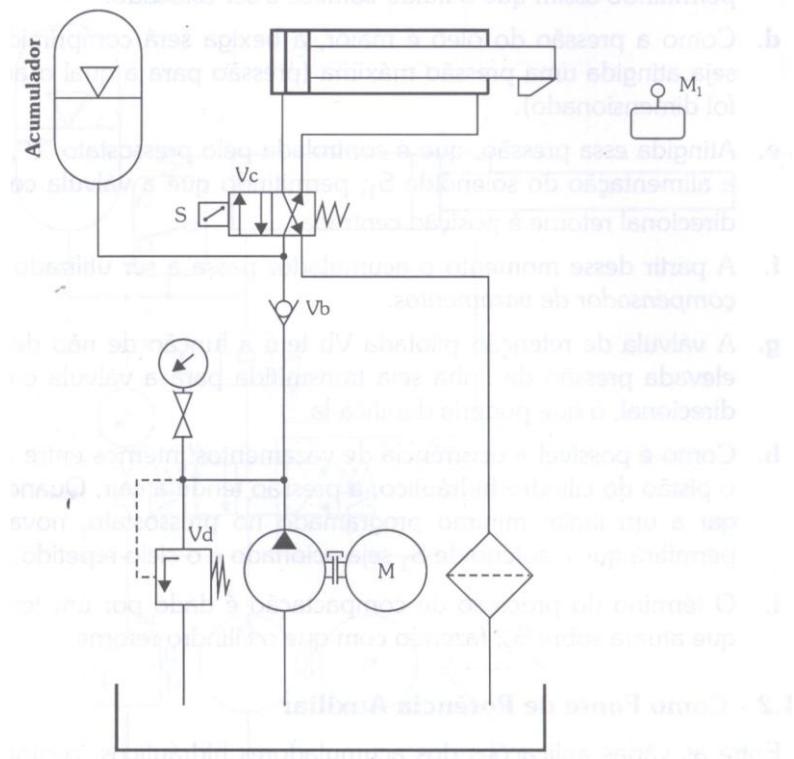
Entre as várias aplicações dos acumuladores hidráulicos, conforme citado anteriormente, é possível dizer que uma das maiores é a sua utilização como fonte de potência auxiliar. Nessa aplicação, o acumulador armazena o fluido carregado pela bomba durante uma porção do ciclo de trabalho e depois entrega esse fluido na quantidade suficiente para completá-lo, sendo assim uma fonte de potência secundária e auxiliando a bomba.

Num sistema hidráulico que deve executar operações intermitentes, o uso de acumulador reduzirá o tamanho da unidade hidráulica.

Explicação do circuito

O circuito apresentado na figura abaixo, composto por uma válvula controladora direcional 4/2 (quatro vias duas posições) com acionamento por solenóide e retorno por mola, um acumulador tipo bexiga, uma válvula de retenção, um micro-switch como válvula de fim de curso e demais componentes, atua no ciclo que desenvolve um movimento intermitente, como descrito em seguida:

- A bomba, quando inicialmente ligada, permite o fluxo do fluido em direção ascendente, que ao encontrar a válvula controladora direcional V_c desligada, direciona-se para o acumulador, carregando-o.

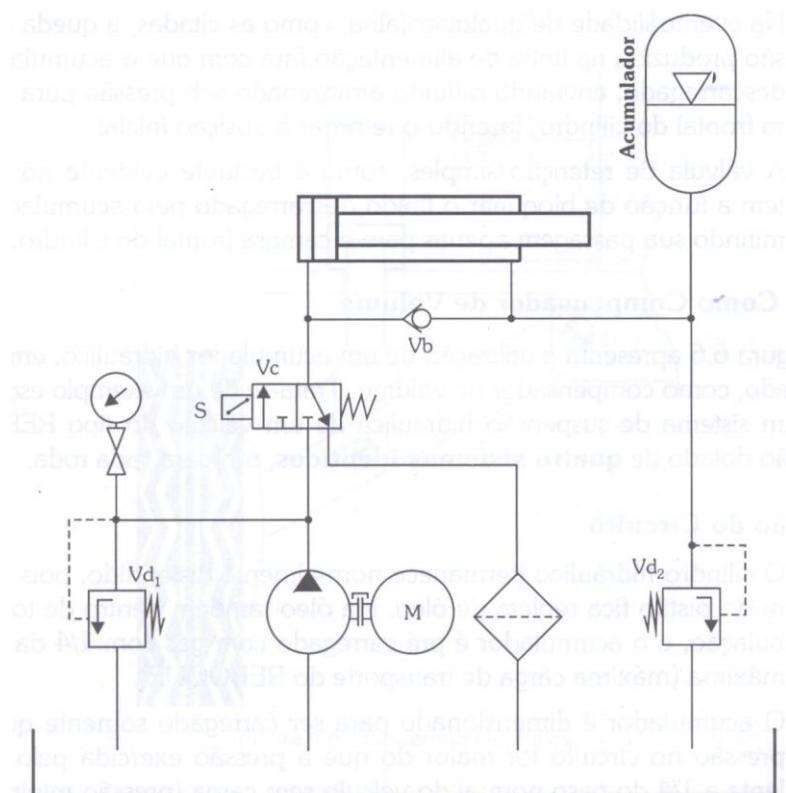


Círculo de operações intermitentes

- Em alguma parte do processo um sensor aciona o solenóide S , comutando a válvula controladora V_c , gerando assim uma queda de pressão que provocará a liberação do fluido armazenado sob pressão no acumulador, permitindo que o cilindro expanda-se desenvolvendo uma grande potência.
- Enquanto a operação está sendo feita, o acumulador está regado pela bomba.
- Ao final do curso, o micro-switch M_1 é acionado, provocando o desligamento do solenóide S e o consequente retorno da válvula controladora direcional e do cilindro.
- Uma nova atuação sobre o solenóide S reiniciará o ciclo.
- A válvula de retenção V_b tem o objetivo de impedir que a carga de fluido concentrada no acumulador seja direcionada para a bomba, o que poderia danificá-la.
- O tamanho do acumulador é selecionado, para fornecer uma quantidade de óleo durante capaz de realizar um ciclo, e ser carregado entre um ciclo e outro.

Como Fonte de Potência para Emergência

Por razões de segurança, nos casos em que há alguma falha no fornecimento da contínua pressão de óleo durante o processo de avanço do(s) atuador(es), como a falta de energia elétrica ou falha da bomba, é necessário retorná-lo(s) à posição inicial.



Círculo com retorno de emergência.

Em tais aplicações torna-se necessário o uso de um acumulador com capacidade adequada, como fonte de potência de emergência.

A figura mostra um circuito simples dotado de um acumulador do tipo bexiga, uma válvula de retenção simples, uma válvula controladora direcional 3/2 (três vias e duas posições), duas válvulas de descarga e um atuador linear (cilindro) de relação $r = 2:1$. Ou seja, a área do pistão é duas vezes maior que a área da coroa.

Explicação do circuito

O funcionamento do circuito pode ser descrito da seguinte forma:

- O solenóide S comuta a válvula controladora direcional Vc, direcionando o óleo para ambas as câmaras do atuador. Como a área do pistão é maior do

que a área da coroa, o atuador irá se expandir, porém com força mais reduzida.

- b. Permitirá também que o fluido seja direcionado até o acumulador, carregando-o à medida que o cilindro avança.
- c. Na eventualidade de qualquer falha, como as citadas, a queda de pressão produzida na linha de alimentação fará com que o acumulador seja descarregado, enviando o fluido armazenado sob pressão para a câmara frontal do cilindro, fazendo-o retornar à posição inicial.
- d. A válvula de retenção simples, como é bastante evidente no circuito, tem a função de bloquear o fluido descarregado pelo acumulador, permitindo sua passagem apenas para a câmara frontal do cilindro.

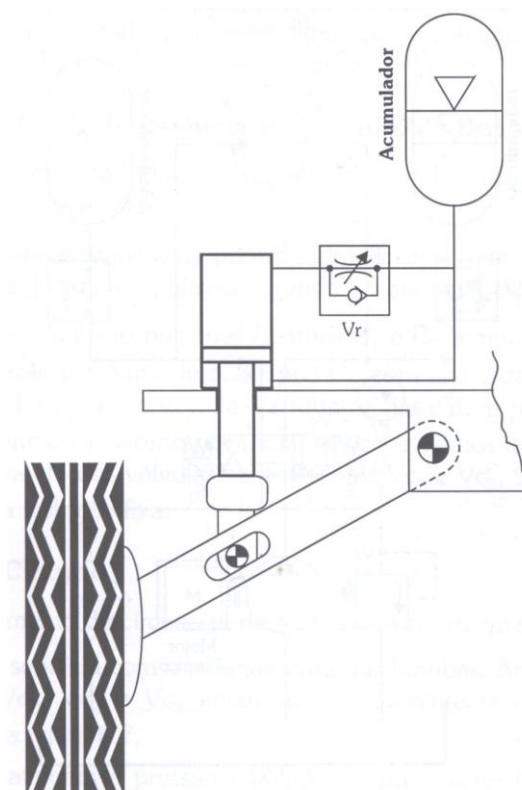
Como Compensador de Volume

A figura a seguir apresenta a utilização de um acumulador hidráulico, em um circuito fechado, como compensador de volume. Trata-se de um exemplo esquemático para um sistema de suspensão hidráulica de um veículo do tipo REBOQUE, sendo então dotado de **quatro sistemas idênticos**, um para cada roda.

Explicação do circuito

- a. O cilindro hidráulico permanece normalmente distendido, pois a câmara do pistão fica repleta de óleo. Há óleo também dentro de toda a tubulação, e o acumulador é pré-carregado com gás com 1/4 da pressão máxima (máxima carga de transporte do REBOQUE).
- b. O acumulador é dimensionado para ser carregado somente quando a pressão no circuito for maior do que a pressão exercida pelo equivalente a 1/4 do peso normal do veículo sem carga (pressão mínima). E o volume admitido nele deve ser pelo menos uns 20% menor do que a diferença entre os volumes das câmaras do pistão e da haste, impedindo assim uma retração total do cilindro.
- c. Havendo acréscimo de carga ao veículo, o fluido da câmara do pistão passa pela válvula reguladora de fluxo V_r em direção à câmara frontal.
- d. Como o volume de fluido da câmara frontal, devido ao volume ocupado pela haste, o fluido excedente é direcionado para o acumulador.
- e. Quando aliviada a carga carregada no veículo, o acumulador descarrega o fluido, deixando o cilindro totalmente distendido novamente.

- f. O objetivo da válvula redutora de vazão no circuito é impedir a possibilidade de um choque entre o pistão e a cabeça do fundo do cilindro, em função de um súbito carregamento do reboque.

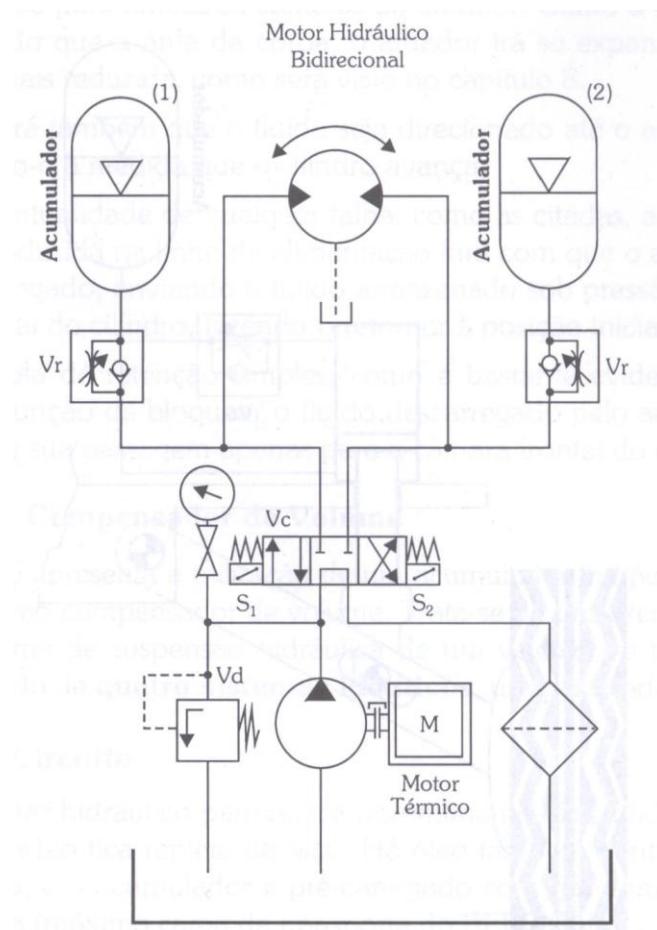


Suspensão hidráulica.

Como Eliminador de Pulsações e Absorvedor de Choques (Energia Cinética)

Uma das maiores aplicações industriais de acumuladores é a eliminação ou redução de pulsação ou choques hidráulicos das linhas.

Choque hidráulico (ou golpe de aríete) é normalmente causado pelo repentino corte ou desaceleração do fluido que corre em alta velocidade por uma linha (tubulação). O choque hidráulico gera uma onda de compressão ou descompressão junto a fonte (uma válvula de fechamento rápido), que se desloca a velocidade do som de volta (som propagando-se em um fluido hidráulico) a extremidade inicial da linha. Essa onda vai e volta em toda a extensão da linha até que seja eliminada pelos atritos internos.



Acumulador utilizado como absoverdor de choques e pulsações em uma escavadeira ou grua.

As rápidas pulsações ou altos picos da pressão podem causar quebra de bombas nas linhas, vazamentos externos e danos graves nas válvulas e nos instrumentos.

A figura mostra uma solução para absorção dos choques (energia cinética) em um sistema hidráulico em que a válvula controladora direcional é comutada rapidamente em função de um pulso elétrico em seu solenoíde.

Explicação do Circuito

No caso citado, os acumuladores 1 e 2 têm a função de absorver a energia cinética que o corpo giratório de uma escavadeira ou grua gera ao final de seu deslocamento. Essa energia, dada a magnitude das massas postas em rotação pode alcançar valores consideráveis, portanto deve ser absorvida no momento da frenagem com o propósito de evitar o choque hidráulico gerado e assegurar uma parada rápida. Esse resultado é possível, intercalando válvulas redutoras de fluxo V_r às linhas de carga e descarga dos acumuladores.

Como Fonte de Potência em Circuito de Duas Pressões

Esse tipo de circuito hidráulico é adotado quando se faz necessária a aplicação de elevada força e vazão.

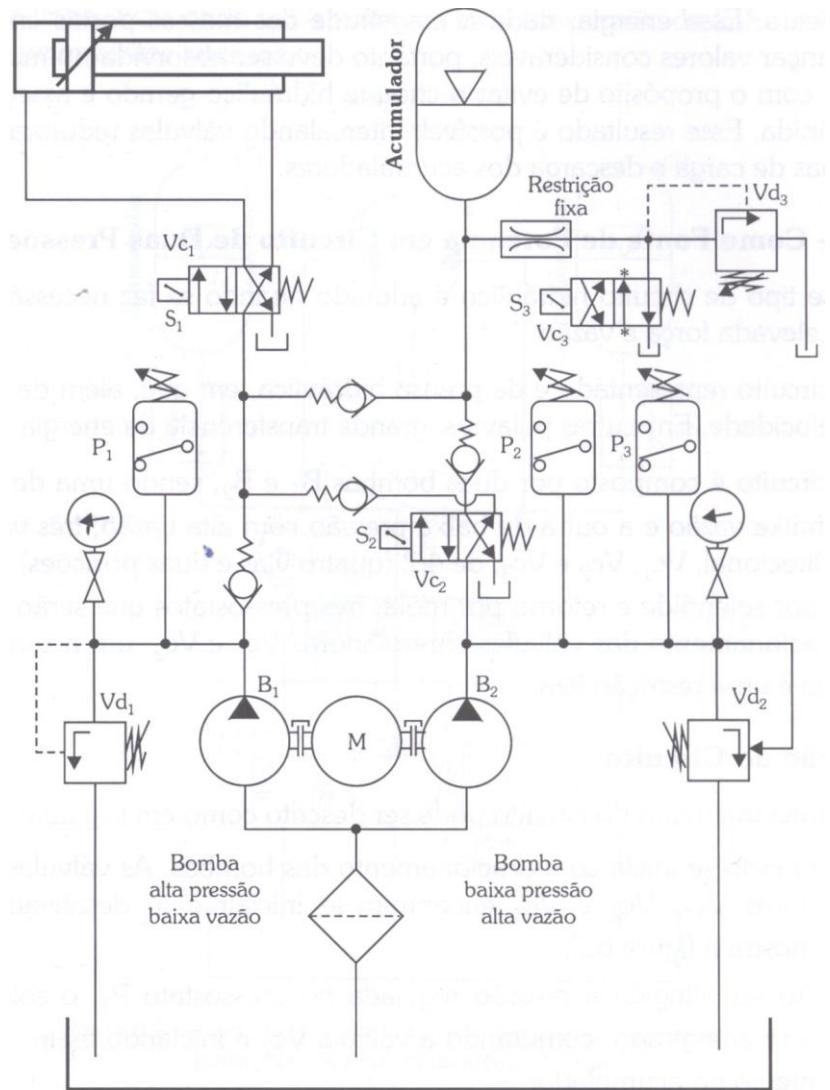
O circuito representado é de prensa hidráulica, em que além da força, deseja-se velocidade. Em outras palavras, grande transferência de energia cinética.

O circuito é composto por duas bombas B_1 e B_2 , sendo uma de alta pressão com baixa vazão e a outra de baixa pressão e alta vazão, três válvulas de controle direcional, V_{C1} , V_{C2} e V_{C3} , de 4/2 (quatro vias e duas posições) com acionamento por solenoíde e retorno por mola, três pressostatos que serão responsáveis pelo acionamento das válvulas controladoras V_{C1} e V_{C2} , um acumulador do tipo bexiga e uma restrição fixa.

Explicação do Circuito

O funcionamento do circuito pode ser descrito como em seguida:

- a. O ciclo se inicia com o acionamento das bombas. As válvulas controladoras V_{C1} , V_{C2} e V_{C3} encontram-se inicialmente desativadas, como mostra a figura.
- b. Ao ser atingida a pressão regulada no pressostato P_1 , o solenoíde S_2 será energizado, comutado a válvula V_{C2} e iniciando assim o carregamento do acumulador.
- c. O pressostato P_1 também armará um relé que comutará a válvula controladora V_{C3} , permanecendo comutada até o desligamento da força elétrica, quando a máquina encerra as atividades, pois a função de V_{C3} é manter o acumulador descarregado, visando à segurança. A restrição simples tem o objetivo de controlar a vazão de descarga do acumulador para o tanque.
- d. Atingida a pressão desejada no acumulador, o pressostato P_2 irá comutar um relé, que será responsável pela energização do solenoíde S_1 , que irá comutar a válvula controladora V_{C1} .



Círculo das duas pressões com fonte de energia auxiliar e descarga de segurança do acumulador.

- e. O pistão é então distendido com alta velocidade, pois será suprido com as vazões de ambas as bombas juntamente com o fluido com que fora abastecido o acumulador.
 - f. Durante essa fase de aproximação, a pressão no sistema sofre uma queda, fazendo com que os pressostatos P_1 e P_2 retornem à sua condição normal.
 - g. Vc_1 , entretanto, permanecerá comutada em função do efeito memória do relé.
 - h. Ao ser atingido o fim de curso do pistão (contato com a peça), a pressão na linha de alimentação volta a subir.
 - i. S_1 novamente comuta Vc_2 que dará recarga ao acumulador.
 - j. Quando for atingida a pressão programada em P_3 , ele corta a alimentação do relé, permitindo o retorno automático (por mola) de Vc_1 .

- k. A queda de pressão gerada fará com que as vazões do acumulador juntamente com as bombas retornem à posição inicial do pistão. Por esse motivo ele possui amortecedor de fim de curso.
- I. Retornada à posição inicial do pistão, a pressão na linha, voltará a subir, repetindo o ciclo que só pode ser parado com o corte da alimentação elétrica do sistema, o que desliga as bombas.

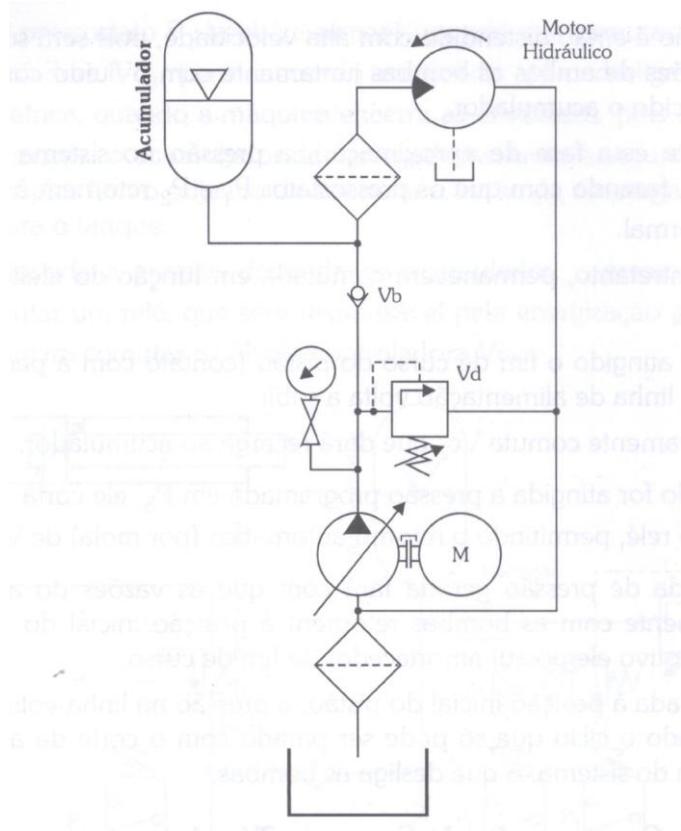
Como Compensador de Expansão Térmica

Em circuitos fechados, o fluxo de saída do atuador é redirecionado à sucção da bomba. A figura 6.9 mostra um circuito unidirecional. A velocidade do motor é determinada pela variação da vazão da bomba. O torque é relacionado ao deslocamento do motor e ao ajuste de pressão do sistema.

Devido ao intenso fluxo do fluido, haverá uma consequente expansão térmica dele, pois o seu coeficiente de dilatação térmica é maior do que o coeficiente de dilatação dos metais componentes do circuito. Assim, a fim de absorver o aumento de pressão gerado que poderia danificar componentes e mesmo aumentar os vazamentos internos, utiliza-se um acumulador pré-carregado para a pressão de trabalho.

O acumulador absorve esse volume "a mais" de fluido na expansão térmica, e assim como "devolve" esse volume se ocorrer uma contração devido ao resfriamento.

Em função dos vazamentos internos, o fluxo de retorno à sucção da bomba será sempre inferior ao da saída, o que iria produzir vácuo ou cavitação na bomba. Assim, uma conexão a um tanque permitirá que a bomba succione o fluido faltante e elimine assim o problema de cavitação.



Círculo fechado de acionamento unidirecional.

Como Fornecedor de Fluido Pressurizado

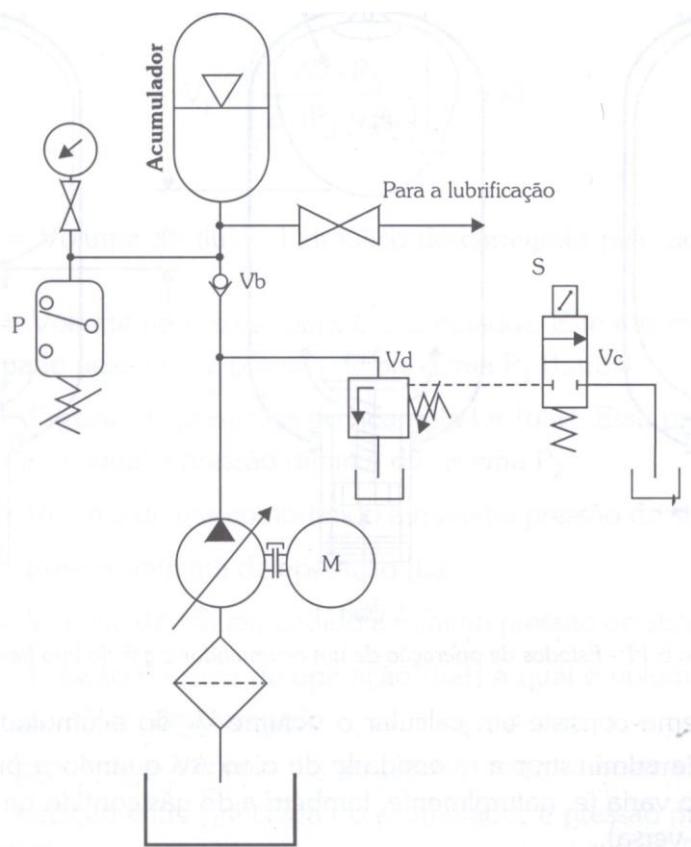
A figura a seguir apresenta uma utilização do acumulador hidráulico do tipo beixa como fornecedor de fluido pressurizado, aplicado como mantenedor de um sistema de lubrificação forçada.

O objetivo da utilização da válvula V_c acionada por solenóide e do pressostato P no circuito é aliviar a bomba quando o acumulador estiver com sua carga completa.

Explicação do circuito

O circuito elétrico cumpre as seguintes funções:

- Ativar o solenóide S comutando a válvula V_c quando o motor elétrico for ligado.
- Desativar V_c quando a pressão do sistema alcançar o ajuste superior do pressostato P .
- Ativar V_c quando a pressão do sistema alcançar o ajuste inferior do pressostato P .
- Desativar V_c quando o motor elétrico for desligado.
- A válvula controladora V_c bloqueia a ventagem da válvula de descarga V_d , permitindo seu funcionamento quando necessário.



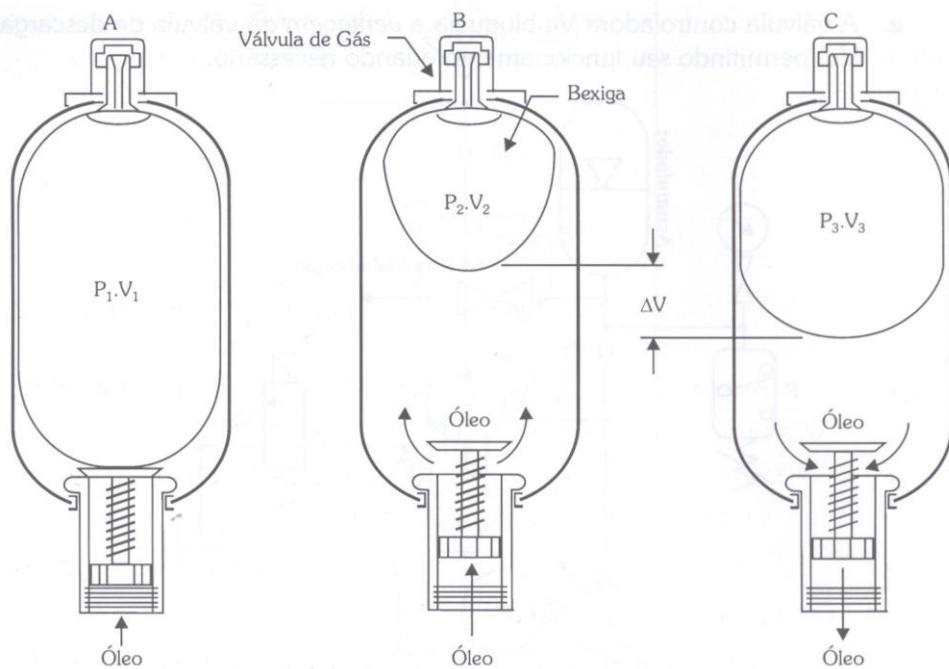
Círculo fornecedor de fluido para lubrificação forçada.

4.8.5) Dimensionamento de Acumuladores

O equacionamento para o dimensionamento dos acumuladores difere sensivelmente de um tipo para o outro, conforme sejam eles de mola, a gravidade ou a gás.

Uma vez que nos voltamos exclusivamente para os acumuladores a gás do tipo bexiga, pois são os de maior aplicação em sistemas hidráulicos, será desenvolvido aqui somente o equacionamento para esse tipo.

A figura mostra, por meio das representações A,B e C, os três estados de operação de um acumulador do tipo bexiga com suas relações de pressão e volume.



Estados de operação de um acumulador a gás do tipo bexiga.

O problema consiste em calcular o volume V_1 do acumulador necessário para absorver e administrar a quantidade de óleo ΔV quando a pressão do circuito hidráulico varia (e, naturalmente, também a do gás contido na bexiga) entre P_2 e P_3 (e vice-versa).

O fenômeno pode ser descrito com uma razoável aproximação pela Lei de Boyle, segundo a qual em todo gás perfeito a temperatura constante, o produto da pressão em que ele se encontra armazenado pelo seu volume resulta em uma constante. As pressões P_1 , P_2 e P_3 da bexiga ocuparão respectivamente, os volumes V_1 , V_2 e V_3 , sendo a diferença ΔV precisamente $V_2^n - V_3^n$.

Assim, de acordo com a Lei de Boyle, é possível escrever:

$$P_1 \cdot V_1^n = P_2 \cdot V_2^n = P_3 \cdot V_3^n = \text{const.}$$

Reorganizando separadamente V_2 e V_3 , obtém-se que:

$$\Delta V = V_2^n - V_3^n = \frac{V_1^n \cdot (P_3 - P_2)}{P_3} \cdot \frac{P_1}{P_2} [\text{Litros}]$$

Cuja relação $P_1/P_2 = Z$ define a pressão prévia do gás (Z deve estar compreendido, a título indicativo, entre 0,5 e 0,9). Da equação anterior deduz-se finalmente que:

$$V_1 = \left[\frac{\Delta V \cdot P_3}{Z \cdot (P_3 - P_2)} \right] [\text{Litros}]$$

Em que:

- ΔV = Volume do fluido hidráulico descarregado pelo acumulador [Litros]
- V_1 = Volume necessário para o acumulador. Este é o máximo volume ocupado pelo gás na pressão de pré-carga P_1 [Litros]
- P_1 = Pressão de pré-carga do acumulador [bar]. Essa pressão deve ser menor ou igual à pressão mínima do sistema P_2
- V_2 = Volume de gás comprimido à máxima pressão do sistema [Litros]
- P_2 = Pressão mínima de operação [bar]
- V_3 = Volume do gás expandido à mínima pressão do sistema [Litros]
- P_3 = Pressão máxima de operação [bar] à qual o volume do fluido hidráulico ΔV foi descarregado
- N = Exponente politrópico do gás (para nitrogênio isotérmico $n=1$)
- Z = Relação entre pré-carga do acumulador e pressão mínima de operação P_2

Entretanto, esta fórmula só pode ser considerada válida quando a variação de estados termodinâmicos do gás se realiza lentamente, de maneira que se cumpra a hipótese isotérmica da variação de estados, ou seja, o gás não sofre nenhuma variação de temperatura.

16.9) Exercícios Resolvidos

1) Um sistema hidráulico foi dimensionado e construído utilizando os seguintes diâmetros internos de tubulações: tubulação de sucção = 24 mm, tubulação de pressão = 12 mm e tubulação de retorno = 32 mm. Considerando que a pressão nominal do sistema seja 150 bar, verifique por Reynolds o escoamento e marque a alternativa correta. Considere a viscosidade com 0,5 st:

- a) Laminar, laminar e indeterminado;
- b) Laminar, laminar e laminar;
- c) Laminar, indeterminado e turbulento;
- d) Laminar, turbulento e laminar

Solução

Tubulação de sucção $\rightarrow d_t = 24 \text{ mm}$

$$Re = \frac{v \cdot dt}{w} = \frac{100 \text{ cm} \cdot 2,4}{0,5 \text{ st}} = Re = 480 \rightarrow \text{Laminar}$$

Tubulação de Pressão → $dt = 12\text{mm}$

$$\text{veloc} = 121,65 \cdot P^{1/3,3} = 121,65 \cdot [150]^{0,3030} \rightarrow \text{veloc} = 555 [\text{cm/seg}]$$

$$Re = \frac{v \cdot dt}{w} = \frac{555 \cdot 1,2}{0,5} = 1332,74 \rightarrow \text{Laminar}$$

Tubulação de Retorno → $dt = 32\text{ mm}$

$$Re = \frac{v \cdot dt}{w} = \frac{3000 \cdot 3,2}{0,5 \text{ st}} = 1920,5 \rightarrow \text{Laminar}$$

2) Qual é a pressão nominal de um sistema hidráulico, cujo duto de pressão tem diâmetro interno 15 mm e o número de Reynolds igual a 1950? (utilize a viscosidade como 0,45 st).

- a) PN = 178 bar.
- b) PN = 210 bar.
- c) PN = 250 bar.
- d) PN = 300 bar.

Solução

$$Re = \frac{v \cdot dt}{w} \rightarrow v = \frac{w \cdot Re}{dt} = \frac{0,45 \cdot 1950}{1,5} = 585 [\text{cm/seg}]$$

$$\text{veloc} = 121,65 \cdot P^{1/3,3} \rightarrow P = \sqrt[0,3030]{\frac{\text{veloc}}{121,65}} = \sqrt[0,3030]{\frac{585}{121,65}} = 178 \text{ bar}$$

3) Em um sistema hidráulico com dois cilindros, deseja-se disparar o segundo cilindro somente quando a pressão atingir um determinado valor. Supondo que a vazão do sistema seja 65 l/min, qual seria a perda de carga gerada por essa válvula?

- a) 10 bar.
- b) 7,5 bar.
- c) 8 bar.

d) 8,5 bar.

Solução

Consultar Gráfico

4) Determine a vazão de um sistema, cuja dissipação térmica é de 8000 kcal/h e a perda de carga total é 75 bar.

Solução

$$q = 1,434 \cdot \Delta P_T \cdot Q_b \rightarrow Q_b = \frac{q}{1,434 \cdot \Delta P_T}$$

$$Q_b = \frac{8000 \text{ (kcal/l)}}{1,434 \cdot 75 \text{ bar}} = 74,38 \text{ [l/min]}$$

5) Determine a velocidade do fluido em uma tubulação cujas variáveis assumem os seguintes valores: $l_t = 8\text{m}$; $d_t = 3,2\text{ cm}$; $\Delta p = 6\text{ bar}$, $Re = 1500$. Considere que o duto seja flexível e a temperatura ambiente variável.

Solução

$$\rho = 881,1 \text{ Kg/m}^3$$

$$\Psi = \frac{90}{Re} = \frac{90}{1500} = 0,06$$

$$\Delta P = \Psi \cdot \frac{5 \cdot L_t \cdot \rho \cdot v^2}{d_t \cdot 10^{10}} \rightarrow v = \sqrt{\frac{6(\text{bar}) \cdot 3,2(\text{cm}) \cdot 10^{10}}{0,006 \cdot 5 \cdot 800(\text{cm}) \cdot 881,1 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)}} = 952,87 \text{ [cm/seg]}$$

6) Refaça o exercício exemplo modificando, entretanto, as seguintes variáveis para os valores indicados: $p_n = 210\text{ bar}$, $p_{tb} = 75\text{ bar}$, válvula de controle direcional tipo g, $q_{max} = 60\text{ l/min}$. Marque em seguida a opção de resultado correta:

- a) $P_{Tb} + \Delta P_T = 148$ bar e $q = 6281$ kcal/h;
- b) $P_{Tb} + \Delta P_T = 145$ bar e $q = 6500$ kcal/h;
- c) $P_{Tb} + \Delta P_T = 100,5$ bar e $q = 6650$ kcal/h;
- d) $P_{Tb} + \Delta P_T = 147$ bar e $q = 6400$ kcal/h;

Solução

Considerando as perdas de carga por singularidade de conexões, permanecem as mesmas, temos $L_2 = 300$ cm as perdas de carga por singularidade das válvulas, temos:

Válvula	Quantidade	Perda de carga (unid)	Perda de carga total
Válvula cont. Direcional tipo G	01	9,0	9,0
Válvula de sequência DZ 10P	01	7,0	7,0
Válvula cont. de Fluxo D1V8	01	80,0	80,0

96,0 bar

$LT = 800$ cm

$$v = 121,65 \cdot P^{1/33} = 121,65 \cdot 210^{1/33} = 615 [cm/seg]$$

$$Re = \frac{v \cdot dt}{w} = \frac{615 \cdot 1,3}{0,45} = 1766,7$$

$$\Psi = \frac{75}{Re} = \frac{90}{1766,7} = 0,042452$$

$$\Delta P = \Psi \cdot \frac{5 \cdot Lt \cdot \rho \cdot v^2}{dt \cdot 10^{10}} = \Delta P = 0,042452 \cdot \frac{5 \cdot 800 \cdot 881 \cdot 615^2}{1,3 \cdot 10^{10}} = 4,5 \text{ bar}$$

- Determinação de Perda de carga do sistema – “Total”

$$\Delta P_T = \Delta P + dP \rightarrow 4,5 + 96,0 = 100,5 \text{ bar}$$

- Condição funcional do sistema

$$PN > PTb + \Delta P_T \rightarrow 210 \text{ bar} > 75 \text{ bar} + 100,5 \text{ bar}$$
$$210 \text{ bar} > 175,5 \text{ bar}$$

- Dissipação Térmica (Perda de Potência)

$$q = 1,434 \cdot \Delta P_T \cdot Q_b = 1,434 \cdot 100,5 \cdot 60 = 6647,02 \text{ kcal/L}$$

7) Calcular a força exercida no avanço e no retorno de em um cilindro de 7,62 cm (3") de diâmetro de pistão e 3,81 cm (1 ½") de diâmetro de haste, sabendo que a pressão fornecida é de 210 bar.

Solução

$$F_1 = ?$$

$$F_2 = ?$$

$$D_p = 7,62 \text{ cm}$$

$$D_h = 3,81 \text{ cm}$$

$$P = 210 \text{ bar} = 214 \text{ kgf/cm}^2$$

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = 45,60 \text{ cm}^2$$

$$A_h = \frac{\pi \cdot D_h^2}{4} = 11,40 \text{ cm}^2$$

$$A_c = A_p \cdot \Delta c = 34,20 \text{ cm}^2$$

$$F_1 = P \cdot A_p = 214,07 \cdot 45,60 = 9761,6 \text{ kgf}$$

$$F_2 = P \cdot A_c = 214,07 \cdot 34,20 = 7321,2 \text{ kgf}$$

- 8) Calcular a pressão necessária para se obter uma força de 15 toneladas de força de avanço de um cilindro de diâmetro de pistão igual a 10,16 cm (4").

Solução

$$F_a = 15 \text{ Ton} = 15000 \text{ kgf}$$

$$D_p = 10,16 \text{ cm}$$

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = 81,07 \text{ cm}^2$$

$$P = \frac{F}{A_p} = \frac{15000}{81,07} = 185,03 \text{ kgf/cm}^2 = 181,51 \text{ bar}$$

- 9) Para uma pressão de 210 bar, deseja-se obter uma força de avanço de 30 toneladas de força e outra de retorno de 23 toneladas de força. Calcule as áreas do pistão, haste e coroa e diâmetro de pistão e haste para isto ocorrer.

Solução

$$P = 210 \text{ bar}$$

$$F_a = 30 \text{ Ton}$$

$$F_r = 23 \text{ Ton}$$

$$A_p = ?$$

$$A_c = ?$$

$$A_h = ?$$

$$D_p = ?$$

$$D_h = ?$$

$$P = 214,07 \text{ kgf/cm}^2$$

$$A_p = \frac{F_1}{P} = \frac{30000}{214,07} = 140,14 \text{ cm}^2$$

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot A_p}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 140,14}{\pi}} = 13,36 \text{ cm}$$

$$Ac = \frac{F_2}{P} = \frac{23000}{214,07} = 107,44 \text{ cm}^2$$

$$Ah = Ap \cdot Ac = 32,7 \text{ cm}^2$$

$$Dh = \sqrt{\frac{4 \cdot Ah}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 32,7}{3,1416}} = 6,45 \text{ cm}$$

$$Dc = \sqrt{\frac{4 \cdot Ac}{\pi}} = \left(\frac{4 \cdot 107,44}{\pi} \right)^{1/2} = 11,69 \text{ cm}$$

10) Sabendo que para efetuar uma força de avanço de 6000 Kgf, precisamos de um cilindro de diâmetro de pistão igual a 10,16 cm e uma força de retorno de 2000 Kgf. O cálculo nos forneceu um diâmetro de haste igual a 3,81 cm. Calcular as vazões necessárias para o avanço e retorno do cilindro, sabendo que o curso do mesmo é de 500 mm e o tempo de ida é de 3 seg e retorno igual a 1,5 seg.

Solução

$$Dp = 10,16 \text{ cm}$$

$$Dh = 3,81 \text{ cm}$$

$$L = 500 \text{ mm}$$

$$t_1 = 3 \text{ seg}$$

$$t_2 = 1,5 \text{ seg}$$

$$v_1 = \frac{L}{t} = \frac{50}{3,0} = 16,67 \text{ cm/seg} = 1000 \text{ cm/min}$$

$$Ap = \frac{\pi \cdot Dp^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10,16^2}{4} = 81,07 \text{ cm}^2$$

$$Q_1 = v_1 \cdot Ap = 1000 \cdot 81,07 = 81073,20 \text{ cm}^3/\text{min} = 81,07 \text{ l/min}$$

$$v_2 = \frac{L}{t} = \frac{50}{1,5} = 33,33 \text{ cm/seg} = 2000 \text{ cm/min}$$

$$Ah = \frac{\pi \cdot Dh^2}{4} = \frac{\pi \cdot 3,81^2}{4} = 11,40 \text{ cm}^2$$

$$Ac = Ap - Ah = 81,07 - 11,40 = 69,67 \text{ cm}^2$$

$$Q_2 = v_2 \cdot Ac = 2000 \cdot 69,67 = 139340 \text{ cm}^3/\text{min} = 139 \text{ l/min}$$

- Outra forma

$$v_1 = Ap \cdot L = 8107 \cdot 50 = 4053,5 \text{ cm}^3$$

$$Q_1 = \frac{v_1}{t_1} = \frac{4053,5}{3,0} = 1351,17 \text{ cm}^3/\text{seg} = 81,07 \text{ l/min}$$

$$v_2 = Ac \cdot L = 69,97 \cdot 50 = 3483,5 \text{ cm}^3$$

$$Q_2 = \frac{v_2}{t_2} = \frac{3483,5}{1,5} = 2322,33 \text{ cm}^3/\text{seg} = 139340 \text{ cm}^3/\text{min} = 139,340 \text{ l/min}$$

11) Calcular a vazão necessária para que um cilindro de 12,7 cm de diâmetro de pistão e 7,62 cm de diâmetro de haste com um curso de 300 mm faça 3 peças por minuto.

Solução

$$D_p = 12,7 \text{ cm}$$

$$D_h = 7,62 \text{ cm}$$

$$L = 300 \text{ mm} = 30 \text{ cm}$$

$$\eta = 3 \text{ peças/min}$$

$$Q = v_t \cdot \eta \quad v_t = v_1 + v_2$$

$$v_1 = Ap \cdot L \quad v_2 = Ac \cdot L$$

$$Ap = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot (12,7)^2}{4} = 126,68 \text{ cm}^2$$

$$v_1 = Ap \cdot L = 126,68 \cdot 30 = 3800,31 \text{ cm}^3$$

$$Ah = \frac{\pi \cdot Dh^2}{4} = \frac{\pi \cdot (7,62)^2}{4} = 45,60 \text{ cm}^2$$

$$Ac = Ap - Ah = 126,68 - 45,60 = 81,08 \text{ cm}^2$$

$$v_2 = Ac \cdot L = 81,08 \cdot 30 = 2432,4 \text{ cm}^3$$

$$v_t = v_1 + v_2 = 3800,31 + 2432,4 = 6232,71 \text{ cm}^3$$

$$Q = v_t \cdot \eta = 6232,71 \cdot 3 = 18698,13 \text{ cm}^3/\text{min} = 18,698 \text{ l/min}$$

12) Sabendo que um cilindro de 17,78 cm de diâmetro de pistão e 8,89 cm de diâmetro de haste, recebe uma vazão de 113,55 l/min, calcular as velocidades e tempos de avanço e retorno. Dado o curso do cilindro igual a 400 mm.

Solução

$$D_p = 17,78 \text{ cm}$$

$$D_h = 8,89 \text{ cm}$$

$$Q = 113,55 \text{ l/min}$$

$$L = 400 \text{ mm}$$

$$v_1 = \frac{Q}{Ap} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D_p^2}{4}} = \frac{113550}{248,29} = 457,33 \text{ cm/min}$$

$$t_1 = \frac{L}{v_1} = \frac{40}{457,33} = 0,068 \text{ min} = 5,25 \text{ seg}$$

$$Ah = \frac{\pi \cdot Dh^2}{4} = \frac{\pi \cdot (8,89)^2}{4} = 62,04 \text{ cm}^2$$

$$Ac = Ap - Ah = 248,29 - 62,04 = 186,25 \text{ cm}^2$$

$$v_2 = \frac{Q}{Ac} = \frac{113550}{186,25} = 609,66 \text{ cm/min}$$

$$t_2 = \frac{L}{v_2} = \frac{40}{609,66} = 0,065 \text{ min} = 3,9 \text{ seg}$$

13) Sabendo que um cilindro de curso igual a 370 mm leva 3 seg para avançar e 2 segundos para retornar a partir de uma vazão fornecida de 102,20 l/min. Calcular as áreas de pistão, cilindro e haste assim como os respectivos diâmetros para que isso ocorra.

Solução

$$L = 370 \text{ mm} = 37 \text{ cm}$$

$$t_1 = 3 \text{ seg}$$

$$t_2 = 2 \text{ seg}$$

$$Q = 102,2 \text{ l/min} = 102200 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$A_p = ?$$

$$A_c = ?$$

$$A_h = ?$$

$$D_p = ?$$

$$D_h = ?$$

$$v_1 = \frac{L}{t_1} = \frac{37}{3} = 12,33 \text{ cm/seg} = 740 \text{ cm/min}$$

$$A_p = \frac{Q}{v_1} = \frac{102200}{740} = 138,11 \text{ cm}^2$$

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot A_p}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 138,11}{\pi}} = 13,26 \text{ cm}$$

$$v_2 = \frac{L}{t_2} = \frac{37}{2} = 18,5 \text{ cm/seg} = 1110 \text{ cm/min}$$

$$A_c = \frac{Q}{v_2} = \frac{102200}{1110} = 92,07 \text{ cm}^2$$

$$A_h = A_p - A_c = 138,11 - 92,07 = 46,04 \text{ cm}^2$$

$$D_h = \sqrt{\frac{4 \cdot A_h}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 46,04}{\pi}} = 7,66 \text{ cm}$$

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot A_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 92,07}{\pi}} = 10,81 \text{ cm}$$

- 14)** Calcular a vazão "necessária para que um cilindro de uma máquina injetora, de curso igual a 400 mm, "10, 16" cm de diâmetro e 6,35 cm de haste, efetue a injeção de cinco peças por minuto

Solução

$$D_p = 10,16 \text{ cm}$$

$$D_h = 6,35 \text{ cm}$$

$$L = 400 \text{ mm} = 40 \text{ cm}$$

$$\eta = 5 \text{ pc/min}$$

$$Q = ?$$

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot (10,16)^2}{4} = 81,07 \text{ cm}^2$$

$$v_1 = A_p \cdot L = 40 \cdot 81,07 = 3242,93 \text{ cm}^3$$

$$A_h = \frac{\pi \cdot D_h^2}{4} = \frac{\pi \cdot (6,35)^2}{4} = 31,67 \text{ cm}^2$$

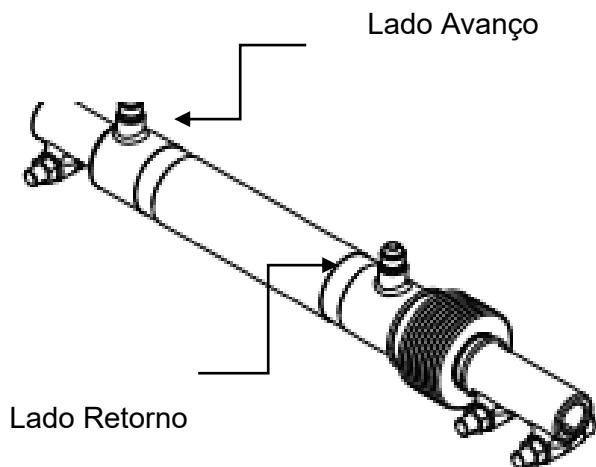
$$A_c = A_p - A_h = 81,07 - 31,67 = 49,40 \text{ cm}^2$$

$$v_2 = A_c \cdot L = 49,40 \cdot 40 = 1976,03 \text{ cm}^3$$

$$Q = v_t \cdot \eta = (3242,93 + 1976,03) \cdot 5 = 26094,8 \text{ cm}^3/\text{min} \therefore Q = 26,10 \text{ l/min}$$

17. Estudo de caso em Hidráulica de Alta Pressão:

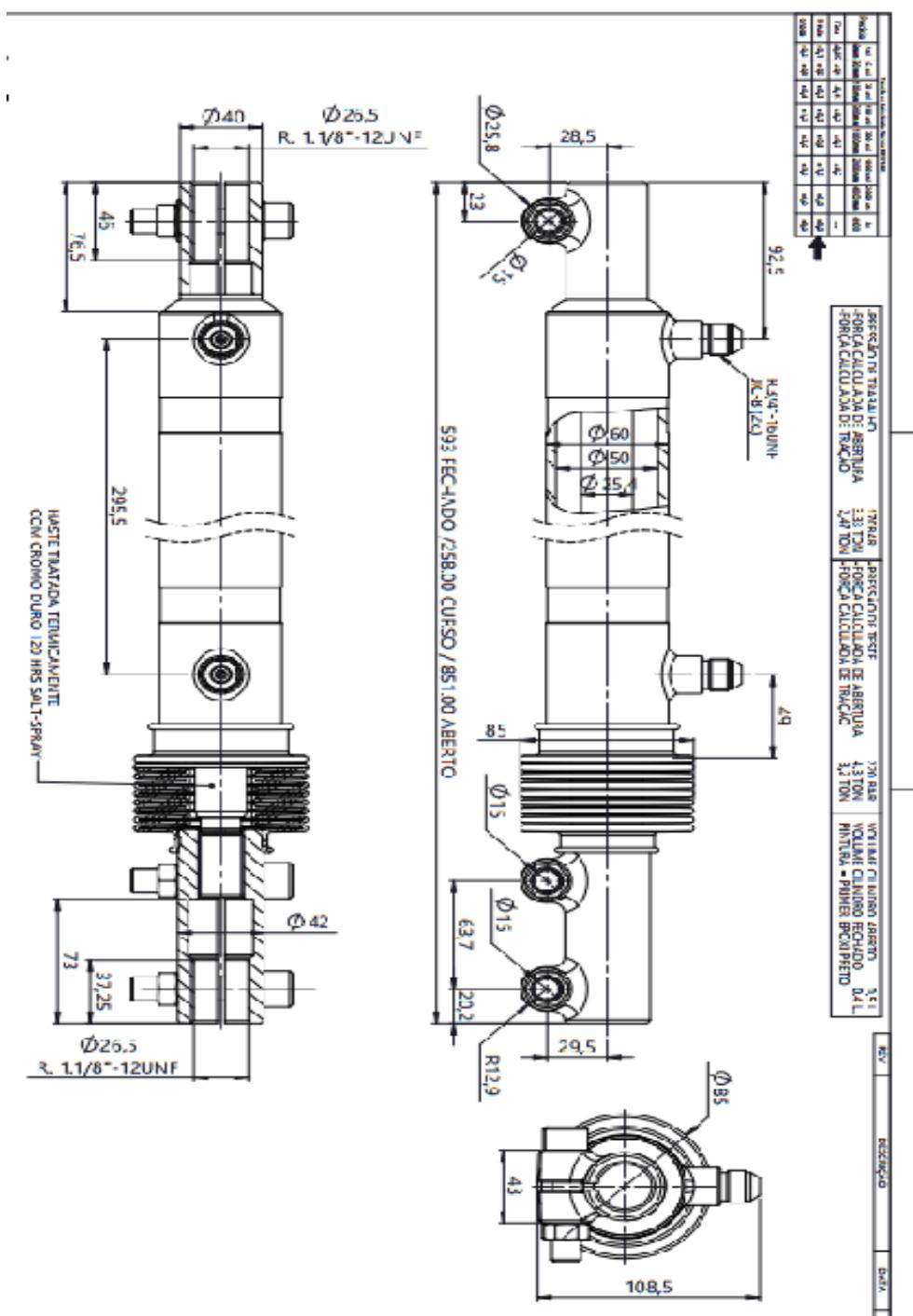
Com base nos dados abaixo fornecidos, verificar se as mangueiras hidráulicas de pressão e retorno estão sujeitas a falhar por ruptura devido a excesso de pressão.



Atuador duplo efeito, de uso embarcado em veículo para auxilio no extersamento do segundo eixo direcional em veículos 8x2 e 8x4



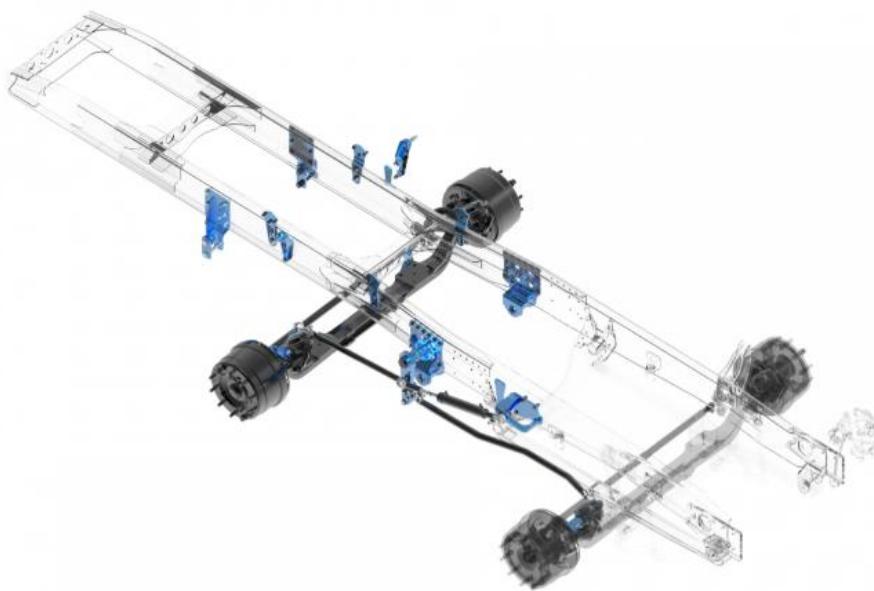
Fotos, com detalhes dos furos de alimentação e retorno do fluido hidráulico



Desenho do atuador hidráulico, contendo as dimensões e as forças de avanço e retorno

Conjunto 2º Eixo Direcional

Mercedes-Benz Axor





Mangueiras da linha de pressão, falharam por ruptura.

Especificações:

- Óleo Hidráulico:
Massa específica = 881,1 kg/m³
Viscosidade = 0,45 st
- Bomba de Óleo:
Vazão da bomba = 25 lpm
Pressão do Óleo = 160 bar
- Mangueira Hidráulica:
Diâmetro interno = 0,95 cm
Pressão de Ruptura = 220 bar
- Atuador Hidráulico:
Diâmetro do pistão = 5,00 cm
Diâmetro da haste = 2,54 cm
Curso do Pistão = 25,80 cm
Diâmetro do Furo de alimentação do cilindro = 0,39 cm
Diâmetro do Furo de retorno do cilindro = 0,39 cm

Solução da análise:

Como é preciso saber se aconteceu a ruptura por excesso de pressão, e como não sabemos as possíveis causas, faremos uma análise completa do atuador com base no que foi estudado até o momento.

1. Determinação da velocidade recomendada para o fluido, na linha de pressão:

$$v = 121,65 \cdot P \left(\frac{1}{3,3} \right)$$

Veloc = 566,77 cm/ seg

2. Cálculo do diâmetro da tubulação:

$$dt = \sqrt{\frac{Q}{0,015 \cdot \pi \cdot v}}$$

Q = 25 lpm

Dt = 0,97 mm

3. Verificação por Reynolds, se o diâmetro calculado está correto:

$$Re = \frac{v \cdot dt}{\nu}$$

Considerando o diâmetro de 0,95 cm

Re = 1195 – ok atende!

4. Área do Pistão:

$$Ap = \pi \cdot \frac{Dp^2}{4}$$

$$Ap = 3,1416 \cdot (5)^2 / 4 = 19,64 \text{ cm}^2$$

5. Área do Cilindro

$$Ac = \pi \cdot \frac{(Dp^2 - dh^2)}{4}$$

$$Ac = \pi \cdot (5^2 - 2,52^2) / 4 = 14,57 \text{ cm}^2$$

6. Força de Avanço:

$$F_a = P_{oleo} \cdot A_p \cdot g = 160.19,64.9,8 = 30787 \text{ N} - 3141,6 \text{ Kgf}$$

7. Força de Retorno:

$$F_r = P_{oleo} \cdot A_c \cdot g = 160.14,57.9,8 = 22842,49 \text{ N} - 2330,86 \text{ Kgf}$$

8. Velocidade de Avanço:

$$V_a = Q_{bomba} / A_p = (25/1000) / 0,001964 = 12,73 \text{ m/min}$$

9. Velocidade de Retorno:

$$V_r = Q_{bomba} / A_c = (25/1000) / 0,001457 = 17,161 \text{ m/min}$$

10. Vazão Induzida de Avanço:

$$Q_{ia} = v_a \cdot A_c = 1273,23(\text{cm/min}) \cdot 14,57 (\text{cm}^2) = 18548,4 \text{ cm}^3/\text{min} = 18,55 \text{ l/min}$$

11. Vazão Induzida de Retorno:

$$Q_{ir} = v_r \cdot A_p = 1716,1(\text{cm/min}) \cdot 19,64 (\text{cm}^2) = 33695,6 \text{ cm}^3/\text{min} = 33,70 \text{ l/min}$$

12. Pressão Induzida de Avanço:

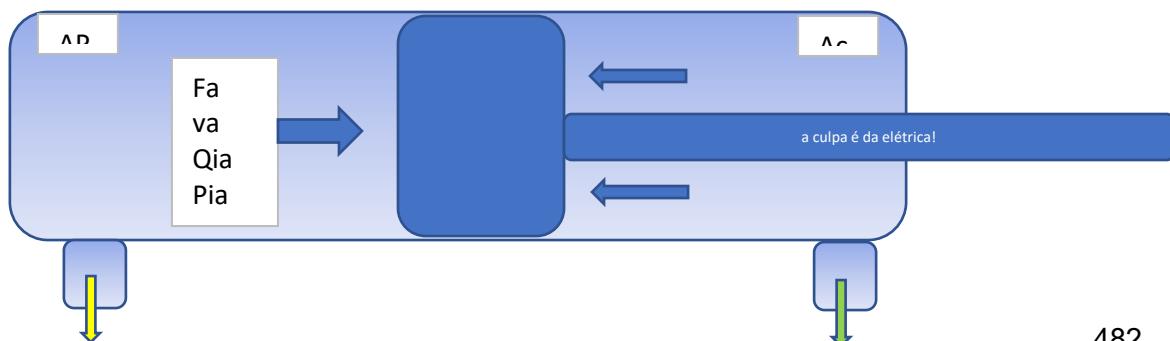
$$P_{ia} = F_{av} / A_c = 30787,68 / 14,57 = 2113,39 \text{ N/cm}^2 = 211,33 \text{ bar}$$

13. Pressão Induzida de Retorno:

$$P_{ir} = F_{ret} / A_p = 22842,49 / 14,64 = 1163,35 \text{ N/cm}^2 = 116 \text{ bar}$$

Com base nos valores acima, não foi observado pico de pressão suficiente para colapsar a mangueira.

Faremos agora uma avaliação, na influência do diâmetro do furo de alimentação e retorno do cilindro, em relação a pressão.



Analisando o Cilindro:

$$\text{Velocidade saída furo} = Q_{ir}/A_f = 0,000562 / 0,1194 \cdot 10^{-4} = 47,01 \text{ (m/seg)}$$

Q_{ir} = vazão induzida de retorno

A_f = área do furo

Analisando a pressão no furo de alimentação do cilindro – Lado Pistão

Aplicando Bernoulli, temos:

$$P_{ir} + [(1/2.\rho.v_r^2) - (1/2.\rho.v_{sf}^2)].g/1000$$

Onde:

v_r = velocidade de retorno

v_{sf} = velocidade de saída do furo

$$= 1163,36 + [(1/2.881,1.0,29^2) - (1/2.881,1.47,01^2)].9,8/1000$$

$$= 209,22 \text{ N/cm}^2$$

$$= 20,92 \text{ bar}$$

Analisando a pressão no furo de alimentação do cilindro – Lado Cilindro

$$\text{Velocidade saída no furo} = Q_{ia} / A_f = 0,000309 / 0,1195 = 25,87 \text{ (m/seg)}$$

$$= P_{ia} + [(1/2.\rho.v_a^2) - (1/2.\rho.v_{sf}^2)].g/1000$$

Onde:

v_a = velocidade de avanço

$$= 2113,39 + [(1/2.881,1.0,21^2) - (1/2.881,1.25,87^2)].9,8/1000$$

$$= 182,42 \text{ bar}$$

Conclusão:

- 1 – não existe riscos de ruptura, em função do funcionamento;
- 2 - a pressão induzida de avanço, é o maior pico de pressão;
- 3 – a pressão induzida de avanço se coloca como um indicador de risco, caso aconteça variações no diâmetro dos furos de alimentação do cilindro hidráulico;