

4P
prominas
Desde 1953



Versão em Português

Apostila

Perfuração de poços pelo sistema rotativo



PROMINAS BRASIL EQUIPAMENTOS LTDA.

Av. Morumbi nº 1600 - Vila Morumbi
CEP 13572-000 - SÃO CARLOS - SÃO PAULO - BRASIL
Fone +55 (16) 3375-9111 / Fax +55 (16) 3375-9110
e-mail: comercial@prominas.com.br / <http://www.prominas.com.br>

Reprodução Proibida

É proibida a duplicação ou reprodução do todo ou de qualquer parte desta obra, sob qualquer forma ou por qualquer meio (eletrônico, mecânico, fotográfico, outros) sem qualquer autorização expressa do detentor do copyright.

Todos os direitos reservados e protegidos pela lei nº 5988 de 14/12/1973 (Lei dos Direitos Autorais). Reservamos nos o direito de fazer alterações nesta obra sem aviso prévio.

© 2000 – 2015 Tapas Comunicação.

Índice

PERFURAÇÃO DE POÇOS PELO SISTEMA ROTATIVO.....	4
1. Definição do Sistema.....	4
2. Descrição do Sistema de Circulação Direta.....	5
2.1. Torre da Perfuratriz.....	5
2.2. Guincho da Perfuratriz.....	5
2.3. Mesa Rotativa.....	8
2.4. Coluna de Perfuração.....	9
2.4.1. O Kelly	10
2.4.2. A Haste de Perfuração.....	10
2.4.3. Comandos de Perfuração (Drill Collars).....	13
2.4.4. Subs.....	14
2.5. Brocas.....	14
2.5.1. Características Construtivas dos Elementos Cortantes....	15
2.5.2. Características Construtivas dos Rolamentos.....	17
2.5.2.1. Rolamento com roletes e esferas não selados.....	17
2.5.2.2. Rolamento com roletes e esferas selados.....	18
2.5.2.3. Rolamentos Journal (Fricção) e Esferas Selados.....	19
2.5.3. Características Construtivas do Corpo da Broca.....	19
2.5.3.1. Tipos de conexão.....	19
2.5.3.2. Pernas da Broca.....	19
2.5.3.3. Canais de Fluídos.....	19
2.5.4. Tipos de Broca em Função da Formação.....	21
2.6. Bombas de Lama.....	24
2.6.1. Bomba de Pistão.....	24
2.6.1.1. Associação de Bombas de Pistão.....	26
2.6.1.2. Potência das Bombas de Pistão.....	28
2.6.2. Bomba Centrífuga.....	29
2.7. Hidráulica do Poço.....	32
2.7.1. Determinação da Perda de Carga.....	33
2.7.2. Perda de Carga Total no Sistema Hidráulico.....	40
2.7.3. Velocidade de Saída da Lama.....	40
2.7.4. Potência Requerida Para Acionamento da Bomba de Lama.....	43
FLUÍDOS DE PERFURAÇÃO.....	44
1. Tipos de Fluidos.....	44
2. Principais propriedades dos Fluidos de Perfuração.....	44
2.1. Densidade.....	44
2.2. Viscosidade.....	45
2.3. Ph.....	46
2.4. Conteúdo de areia.....	47
2.5. Tratamento da água para o preparo da lama.....	47
2.6. Mistura de viscosificantes.....	47

Apostila

Perfuração de poços pelo sistema rotativo

PERFURAÇÃO DE POÇOS PELO SISTEMA ROTATIVO

1. Definição do Sistema

CIRCULAÇÃO DIRETA DE LAMA

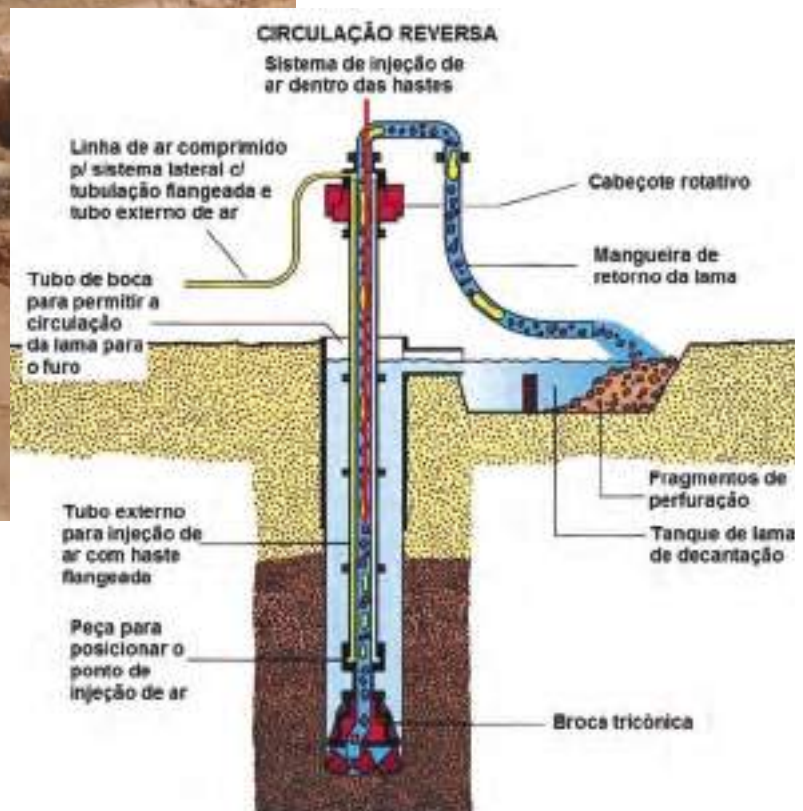


O sistema rotativo de perfuração combina o efeito cortante de uma broca que gira, com o de um fluido em circulação contínua que remove o material cortado e levanta-o até a superfície.

Existem dois variantes do sistema (figura 1):

- Chamado de circulação direta, em que o fluido de perfuração é injetado no poço pelo interior do ferramental, saindo através de furos na broca, e retornando à superfície pelo espaço anular entre o ferramental e as paredes do poço;
- Chamado de circulação reversa, onde o fluido circula no sentido contrário ao anteriormente descrito.

Fig. 1



2. Descrição do Sistema de Circulação Direta

Os componentes básicos do sistema de perfuração rotativa com circulação direta são, a torre, o guincho, a mesa rotativa (ou cabeçote rotativo), que transmite a potência do motor ao ferramental, fazendo-o girar, e uma bomba para injetar o fluido de circulação através do ferramental. A seguir trataremos em detalhe cada um destes componentes.

2.1. Torre da Perfuratriz

Todo e qualquer sistema de perfuração requer o uso de algum tipo de torre, com mastro, cuja finalidade é sustentar, com segurança, todas as cargas a ela imposta, decorrentes das operações no poço (figura 2).

A fim de que isto seja possível, o estudo de seu projeto de engenharia é orientado a partir de cargas teóricas conhecidas pelos nomes de “estática” e “dinâmica”.

A carga Estática é aquela considerada como equivalente ao peso do maior revestimento que pudesse ser descido no poço, na profundidade teórica admitida para o projeto. Como é sabido, o peso de uma coluna de revestimento é maior do que o peso de uma coluna de perfuração (hastes e comandos) utilizada para perfurar o poço teórico considerado.

A carga Dinâmica é equivalente à uma coluna de perfuração presa à profundidade teórica considerada, tracionada até o limite máximo de segurança do equipamento.



Fig. 2

2.2. Guincho da Perfuratriz

O guincho (figura 3) é o principal elemento do “sistema de suspensão” de uma perfuratriz de mesa rotativa, e tem como funções principais:

- Suportar a coluna de perfuração;
- Manobrar esta coluna, descendo-a ou retirando-a do poço, assim como qualquer coluna ou ferramenta especial;

c) Descer e manobrar a tubulação de revestimento (tubos e filtros), assim como quaisquer outras cargas impostas à torre.



Fig. 3

No caso das perfuratrizes de cabeçote rotativo, a função do guincho se limita praticamente ao item c) acima.

O guincho ou tambor, como já foi dito, transmite ao cabo de aço a força e o movimento necessários à suspensão e abaixamento das colunas de perfuração, revestimentos, etc., no poço.

Para o perfeito entendimento da importância de um tambor, é necessário estudá-lo sob dois aspectos: diâmetro e largura. Um tambor ideal seria aquele que possuísse o menor diâmetro possível e a maior largura possível.

Se relembrarmos a noção de torque, sendo este resultante do produto de uma força por uma distância, facilmente verificaremos que, para o mesmo esforço na linha móvel, o valor do torque sofrerá modificações se variarmos o raio do tambor. Tambores de raio mínimo reduzirão enormemente o torque, facilitando deste modo, o trabalho dos motores que o acionam.

O cabo de aço é o elemento utilizado quando se deseja efetuar um estudo relativo ao dimensionamento do tambor, no que se refere à sua largura, lembrando-se também a implicação direta que teria o diâmetro no torque ao desgaste sofrido pelo cabo.

Tambores de pequenos diâmetros, excelentes sob o ponto de vista de torque, danificariam o cabo de aço, pois provocariam maiores dobramentos. Tambores de maior largura, apesar de poderem armazenar uma maior metragem de cabo de aço, não poderiam suportar grandes torques devido aos problemas de flambagem no seu eixo.

Além do guincho, são partes integrantes do sistema de suspensão da perfuratriz, os seguintes elementos:

a) Bloco de Coroamento (figura 4)- Semelhantes aqueles usados na sonda de percussão, o bloco de coroamento nas sondas rotativas acha-se instalado no topo da torre de perfuração; deve ser capaz de suportar a carga máxima que for imposta ao sistema. Em combinação com a(s) catarina(s), oferece ao sistema vantagens mecânicas que variam com o número das suas polias;



Fig. 4

- b) Catarina (figura 5) - Servem para suportar a coluna durante a operação de perfuração e manobrá-la para dentro e para fora do poço; suporta também todas as demais cargas impostas ao mastro, inclusive a dos revestimentos; consiste de uma ou mais polias nas quais trabalha o cabo de aço que, vindo do guincho, vai ao bloco de coroamento e, em seguida, à catarina, passando depois, alternadamente, pelas demais polias do bloco e da catarina, para finalmente passar na última polia do bloco e descer para sua ancoragem situada no pé da torre;



Fig. 5

- c) Elevadores (figura 6) - Assim denominadas as peças do sistema usadas para manobras as tubulações de revestimento, hastes e comandos de perfuração. No caso dos elevadores utilizados para manobrar o ferramental de perfuração, podem ser do tipo rotativo ou fixo, com rosca macho ou fêmea. São conectados diretamente à catarina;

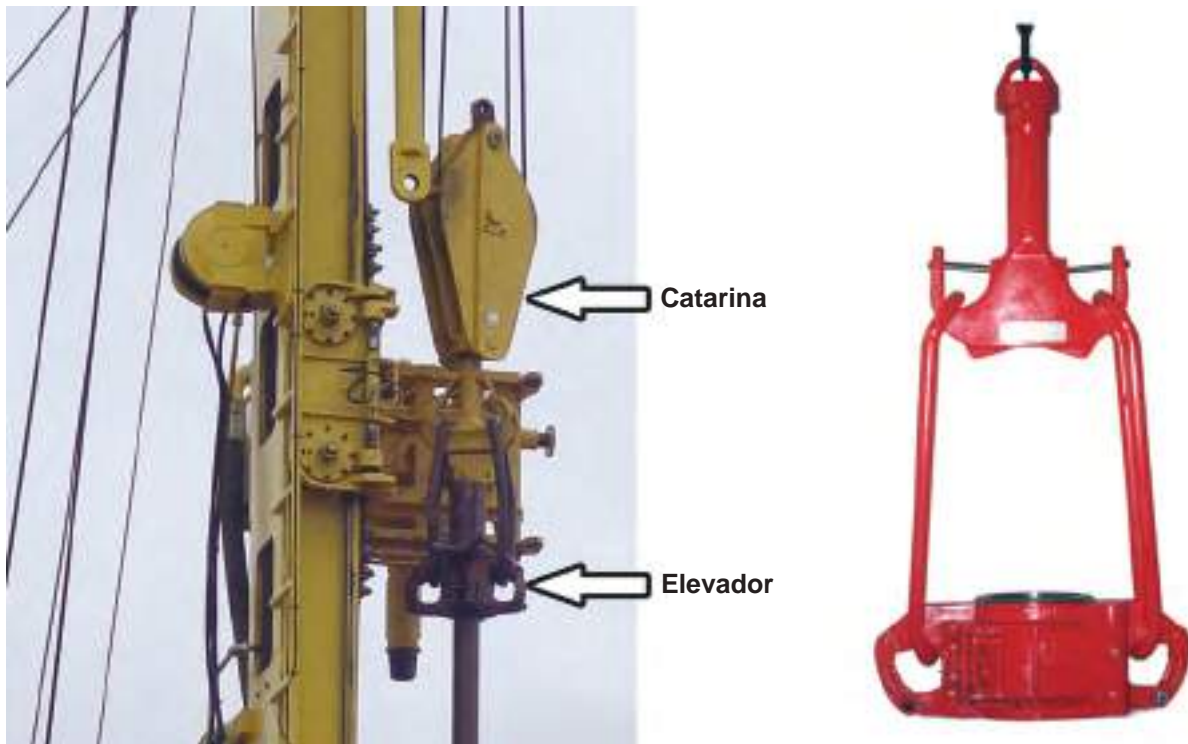


Fig. 6

- d) Cabo de Perfuração - Denominamos assim ao cabo de aço que, partindo do tambor, ou guincho, passa sucessivamente pelo bloco de coroamento e catarina e tem a sua última perna ancorada no pé da torre.

2.3. Mesa Rotativa

A mesa rotativa (figura 7), é o dispositivo que se destina, especialmente, a produzir a rotação da coluna de perfuração e, também, a suportar a referida coluna durante as manobras, ou os revestimentos durante as descidas, quando se utiliza a mesa para tal operação. Consistem, essencialmente, de uma coroa dentada, instalada numa carcaça pesada, de forma circular, vazada no centro para receber a haste quadrada (Kelly), e que repousa sobre rolamentos que absorvem as forças radiais e axiais.

Um pinhão diretamente ligado a um eixo, também montado sobre rolamentos, trabalhando sobre a coroa, promove a sua rotação.

As medidas de mesas mais usuais procedentes da norma API, ou seja, da indústria do Petróleo, são de 10", 14.3/4", 17.1/2", 20.1/2", 27.1/2", 37.1/2", e 49.1/2" de passagem livre. Existem mesas rotativas especiais, com até 2,0 metros de passagem interna livre que, com torques de até 40 mkp, são capazes de perfurar poços a 100 metros de profundidade com 08 metros de diâmetro. Os diâmetros usuais na perfuração de poços para água, pelo sistema rotativo de circulação direta, limitam-se a 1,0 metro, e profundidades não superiores a 1.500 metros.

A manobra com máquinas com mesa rotativa é lenta e trabalhosa em comparação com máquinas que operam com o chamado cabeçote rotativo, que surgiu na Europa no final da década de 50 (figura 8). Neste sistema, o dispositivo de rotação, no caso o cabeçote, se move para cima e para baixo ao longo da torre, impulsionado por um ou mais pistões hidráulicos (figura 9).



Fig. 7



Fig. 8

Pistão Empuxo



Fig. 9

Cabeçote Rotativo

O ferramental empregado diferencia-se do sistema de mesa rotativa pelo fato de não ser necessário o uso do Kelly, pois o sub do cabeçote é diretamente rosqueado à haste ou comando de perfuração.

Os cabeçotes rotativos são equipamentos de concepção mais moderna, com acionamento hidráulico ou pneumático, de muito maior precisão, originalmente desenvolvidos para a mineração, mas que estão tendo crescente aplicação na perfuração de poços para água e de petróleo. Sua principal vantagem é a rapidez do comando, o que permite aumentar a velocidade de manobra. Apresentam resultados excelentes, principalmente com o uso de ar comprimido, e mesmo com lama (fluido) até profundidades médias (1.000 metros). A partir de 1.000 metros, com lama, a exigência de grandes forças de tração acaba dificultando um pouco o uso dos equipamentos devido à complexidade dos circuitos hidráulicos.

Futuras inovações tecnológicas, entretanto, deverão levar esse tipo de equipamento a substituir totalmente as perfurações de mesa fixa. As perfuratrizes de cabeçote rotativo serão abordadas em maior detalhe no capítulo referente a perfuração com ar comprimido.

2.4. Coluna de Perfuração

Seja qual for o processo de perfuração, torna-se necessária a existência de um conjunto de ferramentas que ponha o elemento perfurador (a broca) em conexão direta com os meios propulsores na superfície. Este conjunto de ferramentas que se denomina coluna de perfuração (figura 10), constitui-se de Kelly (no caso de sondas com mesa rotativa), hastes de perfuração, comandos e subs. Possui duas funções principais: transmite o movimento de rotação à broca e serve de condutor para o fluido de circulação. As diversas partes da coluna são conectadas entre si por meio de luvas especiais denominadas “tod-joints”.

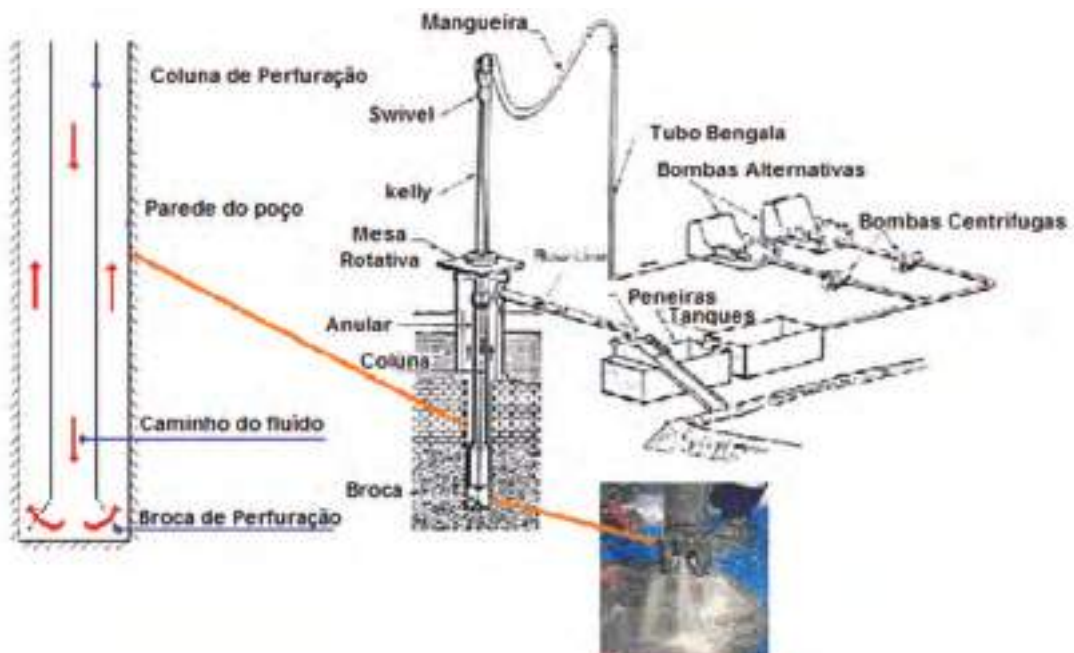


Fig. 10

2.4.1. O Kelly

SWIVEL



Fig. 11

O Kelly, que fica na parte superior da coluna de ferramentas, tem maior comprimento e maior espessura de parede que as hastes. A sua forma exterior usualmente é quadrada (às vezes hexagonal, octagonal ou sulcada) que encaixa em uma abertura de forma similar na mesa rotativa, de maneira que possa mover-se livremente para cima e para baixo pela abertura, durante a rotação. O Kelly é responsável pela transmissão à coluna de perfuração, do movimento de rotação da mesa.

Na parte superior do Kelly está encaixado o Swivel (figura 11), que transmite o fluido impulsionado pela bomba, ao ferramental. O swivel é suportado por meio do gancho da catarina, ligada ao guincho da máquina.

O Swivel pode ser considerado como elemento integrante do sistema de suspensão, se o considerarmos como elemento intermediário entre a coluna de perfuração e o gancho da catarina; poderá pertencer ao sistema rotativo se admitirmos que sua parte principal, o mandril, gira solidário com a coluna de perfuração; finalmente poderemos considerá-lo no sistema de circulação de fluido, se observarmos que ele nada mais é que uma junta giratória que serve de intermediária para passagem do fluido de circulação, da bomba para a coluna de perfuração.

2.4.2. A Haste de Perfuração

Constitui a parte mais longa da coluna de perfuração. Apresentam-se geralmente em dois tipos: reforçado internamente (internal upset) e externamente reforçados (external upset) (veja figura 12). Atualmente já são fabricados tubos com reforço interno e externo ao mesmo tempo.

A escolha de uma tubulação de perfuração (tabelas 1A, 1B e 2) depende de vários fatores a saber: profundidade do poço a ser perfurado, diâmetro da perfuração, peso ou carga imposta às hastes, capacidade do equipamento de bombeamento e experiência local. Pequenos diâmetros de poços requerem o uso de tubos de pequenos diâmetros e vice-versa. Por outro lado, tubulações de pequeno diâmetro impõem maior perda de carga e reduzem a eficiência hidráulica do sistema de injeção de lama. O estudo de uma haste de perfuração é dividido em duas partes distintas:

- Estudo do tubo propriamente dito
- Estudo do “tool joint”

a) Características do Tubo - O estudo do tubo das hastes de perfuração propriamente dito, nada tem a ver com o estudo das conexões (“tool joints”). Entretanto, sob o ponto de vista de hidráulica aplicada, a orientação tem que ser feita em conjunto. Tubos lisos sem nenhum processo de reforço, foram os primeiros a serem usados quando a perfuração ainda se encontrava em sua fase inicial de desenvolvimento. As constantes quebras, motivadas por torques que se desenvolviam nas roscas, foram a causa da maioria das pescarias. Necessitava-se portanto, de uma solução para o problema, solução essa conseguida com a idéia de se reforçar o tubo na zona de abertura das roscas.

O reforço interno aplicado aos tubos de perfuração e conseqüente criação dos tubos Internal Upset, foi o mais notável melhoramento aplicado à coluna que, até então, limitava as profundidades a alcançar em face da pouca resistência que apresentavam. Conforme se pode observar da figura 12 o reforço promove maior espessura da parede, justamente no ponto onde são torneadas as roscas. Este reforço continua por alguma extensão e, em seguida, vai gradativamente sendo reduzido até alcançar a espessura normal do tubo, quando então desaparece.

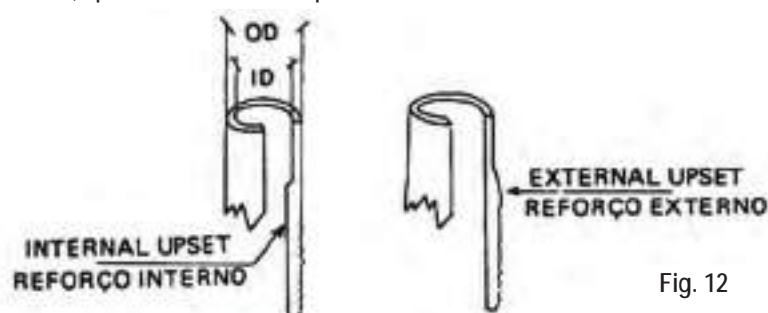


Fig. 12

Embora resolvessem o problema, sob o ponto de vista de ruptura, apresentavam os tubos de reforço interno uma desvantagem devido ao fato que a restrição do fluido circulante implicava em perda de pressão no sistema de circulação de lama.

A solução natural para o problema foi a criação de um novo tipo de reforço desta vez colocado externamente. Surgiram então os primeiros tubos denominados External Upset. Em face das novas técnicas de perfuração em que grandes volumes de fluido são necessários, as tubulações reforçadas externamente têm sido aplicadas com êxito mesmo quando perfurações profundas têm que ser executadas

TABELA 1A					
TRICÔNICAS	23.3/8"	17.3/8"	12.1/4"	8.1/2"	6.1/4" a 5.5/8"
HASTES	6.5/8"	6.5/8"	5.1/2"	5" - 4.1/2" - 4"	3.1/2" - 2.7/8" - 2.3/8"

TABELA 1B										
Tipo do Equipamento	Torre Capacidade em Kg.	Haste A.P.I				Profundidade (M)	Diâmetro Atingido Diretamente			
		2.3/8"	2.7/8"	3.1/2"	4.1/2"		2.3/8"	2.7/8"	3.1/2"	4.1/2"
Muito Pesados	>1000.000			X	X	>5.000	>5.000		6 a 8.1/2"	8.1/2" a 12.1/4"
Pesados	50-100.000			X	X	5.000	5.000		6 a 8.1/2"	8.1/2" a 12.1/4"
Médio	5-50.000		X	X		500-3.000	500-300		4" a 6"	6" a 8.1/2"
Ligeiros	5-25.000	X	X	X		300-1.000	300-1.000	4"	4" a 6"	6" a 8.1/2"

Diâmetro Do Furo (Pol.)	Diâmetro Revestimento (Pol.)	Diâmetro Recomendado para os Comandos
6.1/8	4.1/2	4.1/8, 4.3/4
6.1/4	4.1/2	4.1/8, 4.3/4
6.3/4	4.1/2	3.1/2, 4.1/8, 4.3/4, 5
7.1/8	4.1/2	3.1/8, 3.1/2, 4.1/8, 4.3/4, 5, 6
	5.1/2	4.3/4, 5, 6
8.3/8	5.1/2	4.1/8, 4.3/4, 5, 6, 6.1/4, 6.1/2
	6.5/8	6.1/2
8.1/2	6.5/8	6.1/2, 6.3/4
	7	6.3/4
8.3/4	6.5/8	6.1/4, 6.1/2, 6.3/4, 7
	7	6.3/4, 7
9.1/2	7	6, 6.1/4, 6.1/2, 7, 7.1/4, 7.3/4, 8
	7.5/8	7.1/4, 7.3/4, 8
10.5/8	7.5/8	6.1/2, 6.3/4, 7.1/4, 7.3/4, 8, 8.1/4
	8.5/8	8.1/4
11	8.5/8	8.1/4, 9, 9.1/2
12.1/4	9.5/8	9, 9.1/2, 9.3/4, 10
	10.3/4	10
13.3/4	10.3/4	9.3/4, 10, 11
14.3/4	11.3/4	9, 9.1/2, 9.3/4, 10, 11, 12+
17.1/2	13.3/8	12+
20	16	14+
24	18.5/8	16+
26	20	16+

b) Características do “Tool-Joint”- Nada mais são do que luvas especiais fabricadas para darem condições de interligação entre os tubos que compõem a coluna.

Quando do estudo dos tubos verificamos a preocupação da indústria petrolífera no sentido de solucionar os problemas relativos ao reforço de modo a não causarem influência no sistema de circulação do fluido. Embora os “Tool-Joints” constituam uma pequena porcentagem do comprimento total da coluna de perfuração, influem grandemente nas perdas de pressão que se desenvolvem quando da circulação do fluido pelo seu interior.

De início, os tubos de perfuração foram equipados com “Tool-Joints” denominados REGULAR cujo dimensionamento permitia uma maior resistência aos esforços de torque desenvolvidos ao longo da coluna de perfuração (figura 13). Como característica principal, apresentam os “Tool-Joints” Regular um diâmetro interno menor do que o próprio diâmetro interno do tubo, não sendo, deste modo, interessante a sua aplicação a tubos Internal Upset devido a restrição à passagem do fluido de perfuração.

Posteriormente, a fabricação de um novo tipo denominado “FULL HOLE”, veio em parte melhorar os problemas que surgiram relativos a restrição do fluxo. Como características apresentam os “tool-joints” Full Hole um diâmetro interno igual ao diâmetro interno do tubo que lhe corresponde, porém medida essa tomada no reforço do tubo. São usados em geral como conexões de tubos Internal Upset (figura 13).

A solução definitiva foi encontrada finalmente quando da criação do tipo “INTERNAL FLUSH” que, como o nome indica, significa fluxo pleno, sem restrições. O diâmetro interno desse “tool-joint” é igual ao diâmetro interno do tubo que lhe corresponde e é aplicado aos tubos que possuem reforço externo (external upset).

Para evitar turbulência do fluxo que ascende do fundo do poço entre a tubulação e as paredes deste, os Tool-Joints” não devem oferecer quinas vivas, isto é, bordos são arredondados e o diâmetro externo é mantido o menor possível.

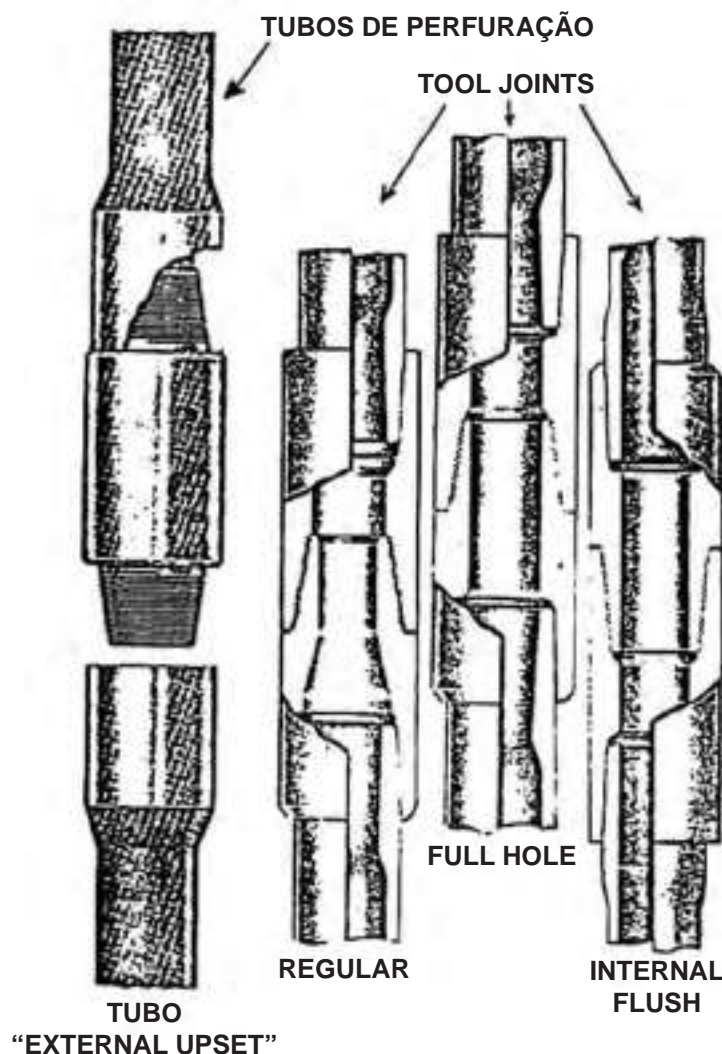


Fig. 13

2.4.3. Comandos de Perfuração (Drill Collars)

É a parte pela qual a coluna de perfuração se liga à broca. Do ponto de vista da eficiência de perfuração, é a parte mais importante da coluna.

Além de promover ligação à broca, e fornecer estabilidade à coluna, os comandos de perfuração também são usados para promoverem peso suficientes a fim de facilitar a penetração da broca na formação. Esta última propriedade é baseada na seguinte teoria: sendo as hastes de perfuração de material extremamente flexível, se a broca fosse a elas diretamente rosqueadas, e nestas condições perfurado o poço, ao ser aplicado peso sobre a coluna esta flexionaria-se em complicada curva espiral que, com o movimento de rotação poderia resultar em ruptura da coluna por fadiga. Esta flexão provocada pela compressão da coluna e que se repete em cada rotação da tubulação, além da inconveniência desastrosa, provocadora de fadiga, também concorreria para o desvio das perfurações.

A solução para se atenuar os efeitos acima descritos é a aplicação de apenas parte do peso efetivo dos comandos sobre a broca.

Quando, na engenharia da estabilidade das peças, estudamos o fenômeno da flambagem (dobramento), aprendemos que toda peça sujeita parcialmente à compressão apresenta duas partes distintas onde esforços diferentes são desenvolvidos: tração e compressão. Evidentemente, existe uma zona onde os pontos que a constituem não estão sujeitos a nenhum esforço. Por definição, ao lugar geométrico formado pelos pontos, denomina-se de LINHA NEUTRA.

Em uma coluna de perfuração que opera em determinado poço o fenômeno da peça parcialmente comprimida existe.

Logicamente, haverá zona de tração e zona de compressão. Como os tubos de perfuração jamais devem trabalhar à compressão, claro é que as peças que estão parcialmente comprimidas são os comandos. Neste caso, as noções de Linha Neutra são aplicadas apenas a esses elementos da coluna.

Estando os comandos parcialmente comprimidos, a linha neutra passa a uma determinada distância da broca, dividindo as zonas de tração e compressão acima referidas.

Acima da linha Neutra, haverá uma parte dos comandos sujeita a tração, assim como toda a tubulação de perfuração está submetida a este esforço.

O gancho da catarina ou pull-back são os elementos importantes na manutenção deste estado de equilíbrio, pois mantém os tubos de perfuração e parte dos comandos sob tração enquanto o restante dos comandos estará trabalhando à compressão (ver exemplo figura 14).

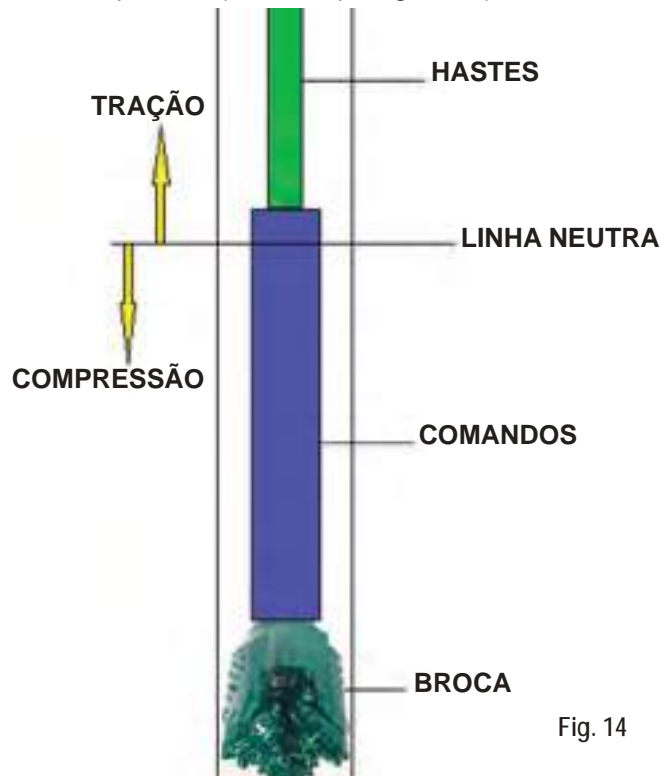


Fig. 14

Os diâmetros dos comandos estabelecidos pelas especificações API, são variáveis e dependendo do programa efetuado para o poço (tabela 2).

2.4.4. Subs

É a parte pela qual a coluna de perfuração se liga à broca. Do ponto de vista da eficiência de perfuração, é a parte mais importante da coluna.

Além de promover ligação à broca, e fornecer estabilidade à coluna, os comandos de perfuração também são usados para promoverem peso suficientes a fim de facilitar a penetração da broca na formação. Esta última propriedade é baseada na seguinte teoria: sendo as hastes de perfuração de material extremamente flexível, se a broca fosse a elas diretamente rosqueadas, e nestas condições

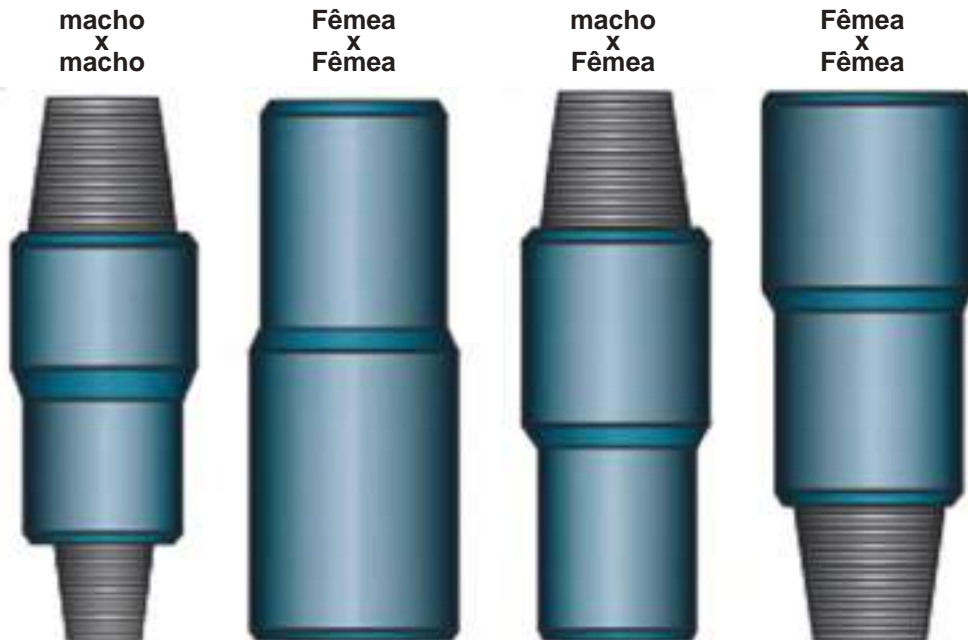


Fig. 15

2.5. Brocas

Desenvolveram-se vários tipos de brocas, cada qual tendo uma qualidade particular necessária para perfurar um tipo de formação (Fig.16).

TIPOS DE BROCAS UTILIZADAS NA PERFURAÇÃO COM LAMA



Fig. 16

Por exemplo, dentes longos, cones finos e rolamentos pouco robustos satisfazem para perfurar formações moles; dentes pequenos, cones espessos e rolamentos robustos são indispensáveis para suportar grandes pesos necessários para perfurar formações duras. Outras variáveis como geometria dos cones, ângulo de "offset", canais de passagem do fluido de perfuração, protetor de calibre dos cones e distribuição de metal duro sobre os dentes, que serão explicadas posteriormente, oferecem variações de projeto de

uma broca. A maioria destas variáveis está relacionada com o tipo de formação para o qual um desenho específico é apropriado.

A broca possui três componentes principais:

- Elementos cortantes
- Rolamentos
- Corpo

2.5.1. Características Construtivas dos Elementos Cortantes

Atualmente os elementos cortantes são fileiras circunferências de dentes entre as fileiras dos dentes dos cones adjacentes. Os dentes são de aço e fabricados como parte do cone ou insertos de carbureto de tungstênio prensados em orifícios na superfície dos cones.

Para que se possa entender de que maneira a geometria do cone pode afetar o modo pelo qual o dente da broca corta a rocha, considere a broca esquematizada na (figura 17). Este cone possui uma única superfície cônica; com seu vértice no centro de rotação da broca, ela rola no fundo do poço sem escorregar ou raspar.

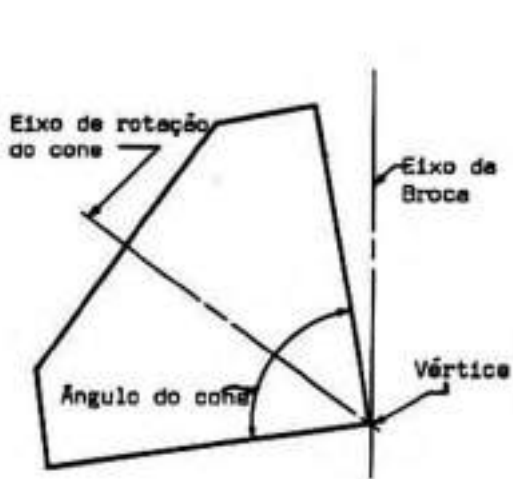


Fig. 17

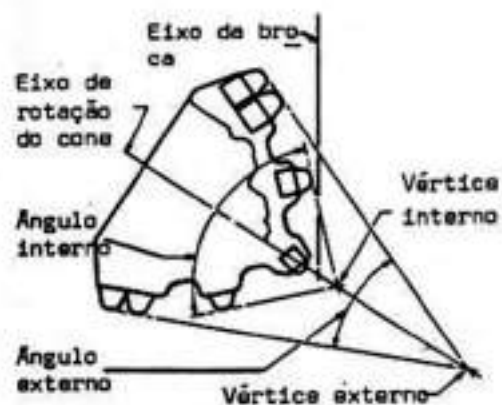
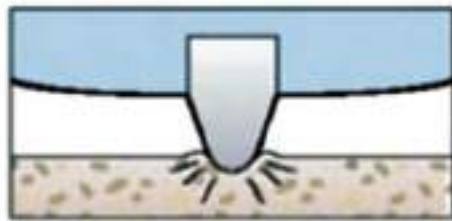


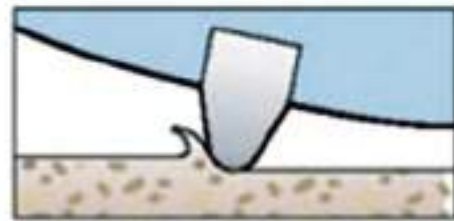
Fig. 18

Para uma formação mole, os cones irão diferir substancialmente do cone da (figura 17), pois eles deverão possuir dois ou mais ângulos de cone e não haveria a coincidência de seus vértices no centro de rotação da broca (Fig.18); logo as superfícies cônicas interna e externa tenderão a rolar sobre seus próprios eixos. Como eles são obrigados a girar em torno do eixo da broca, escorregam ao rolar, produzindo uma ação de raspagem e lascamento, que são extremamente eficazes na perfuração de formações moles. O maior responsável, porém, para se conseguir maior movimento deste tipo no fundo do poço, é uma descentralização chamada "offset" (Fig. 19) que é a não coincidência das linhas dos cones com a linha de centro da broca.

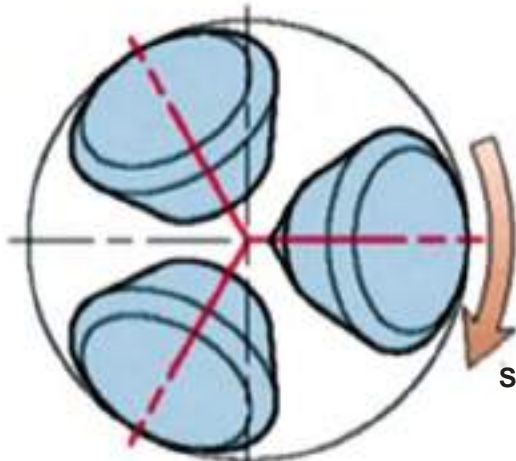
Quanto maior for esta descentralização, maior vai ser a tendência dos cones escorregarem ao rolar.



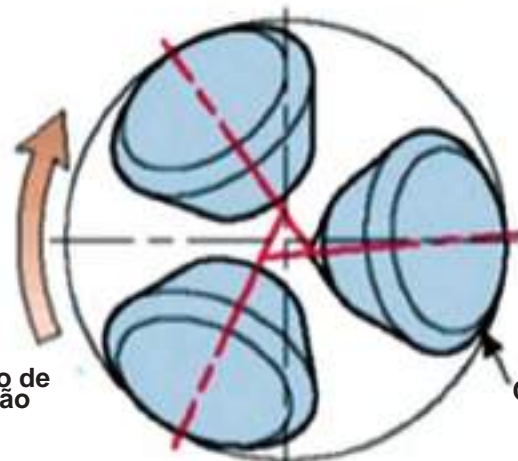
Trituração



Penetração e raspagem



Pequena inclinação (0°)



Alta inclinação (5°)

Sentido de rotação

Calibre

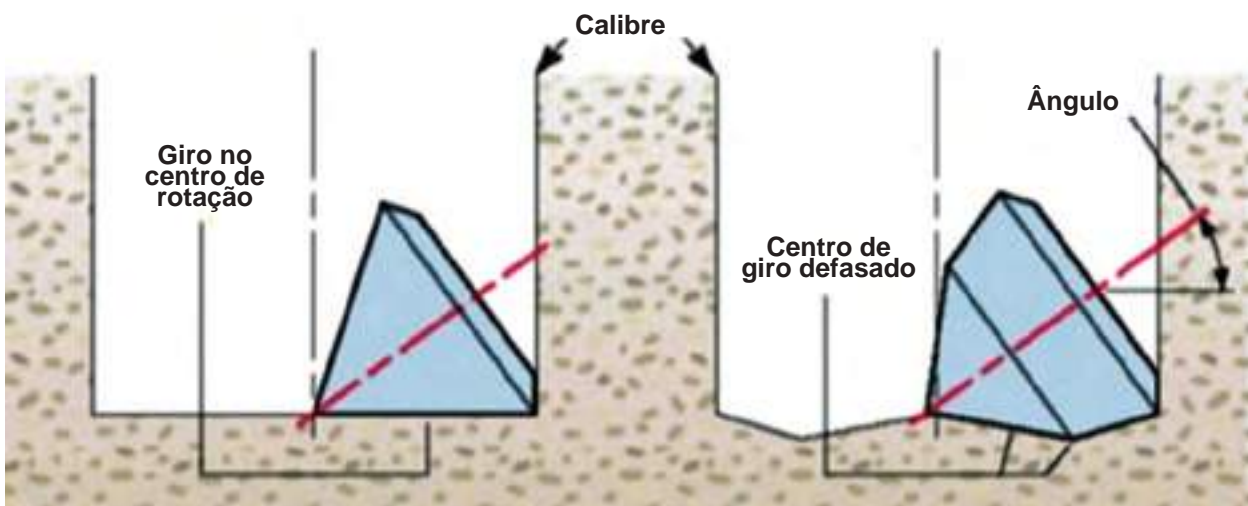


Fig. 20

Fig. 19



Fig. 21

Para formações duras, a broca deve possuir cones cujo desenho se aproxime do cone da figura 17, possuindo pouca ou nenhuma descentralização (off-set), onde deve se concluir que este tipo de broca gira quebrando e moendo as formações (Fig. 20).

Nas brocas de dente de aço temos alguns desenhos de dentes que são usados na fileira externa para reforçar o calibre das superfícies cortantes (Fig.21).

O tipo regular é o mais normal. Superfícies de calibres para rochas duras são com dentes do tipo “T”, “U” e “W”, usados respectivamente com o aumento da dureza da formação. O uso de insertos de tungstênio, na parte externa do calibre do cone, é necessário para perfuração de formações extremamente abrasivas. Na superfície do calibre do cone também é aplicada uma liga de metal duro.

Para as brocas que utilizam insertos ao invés de dentes de aço, existem vários formatos de insertos de carbureto de tungstênio, a saber:

OVAL - Projetado para lascas e trituração de formações muito duras.

OGIVA - Projetado para lascas e trituração com as propriedades combinadas de durabilidade do formato oval e a capacidade de penetração do formato cônico.

CONICO - Um formato de compacto muito forte que lasca, tritura e também arranha um pouco a formação. A projeção é maior que os formatos oval e ogiva.

CINZEL - Usado em brocas para formações médias e moles, onde é possível uma máxima penetração na formação e onde são necessários efeitos de raspagem e lascamento. São usados vários tipos de cinzel dependendo da formação e do projeto da broca. (ver fig. 22).

Fig. 22



- Diferentes geometrias de acordo com as aplicações
- Quanto maior for a ponta mas propenso a quebra
- Os insertos tipo CINZEL são mais agressivos
- Os insertos arredondados são mais duráveis

2.5.2. Características Construtivas dos Rolamentos

Atualmente existem três tipos de rolamentos nas brocas tricônicas:

- Rolamento com roletes e esferas não selados
- Rolamento com roletes e esferas selados
- Rolamento Journal (fricção) e esferas selados

2.5.2.1. Rolamento com roletes e esferas não selados



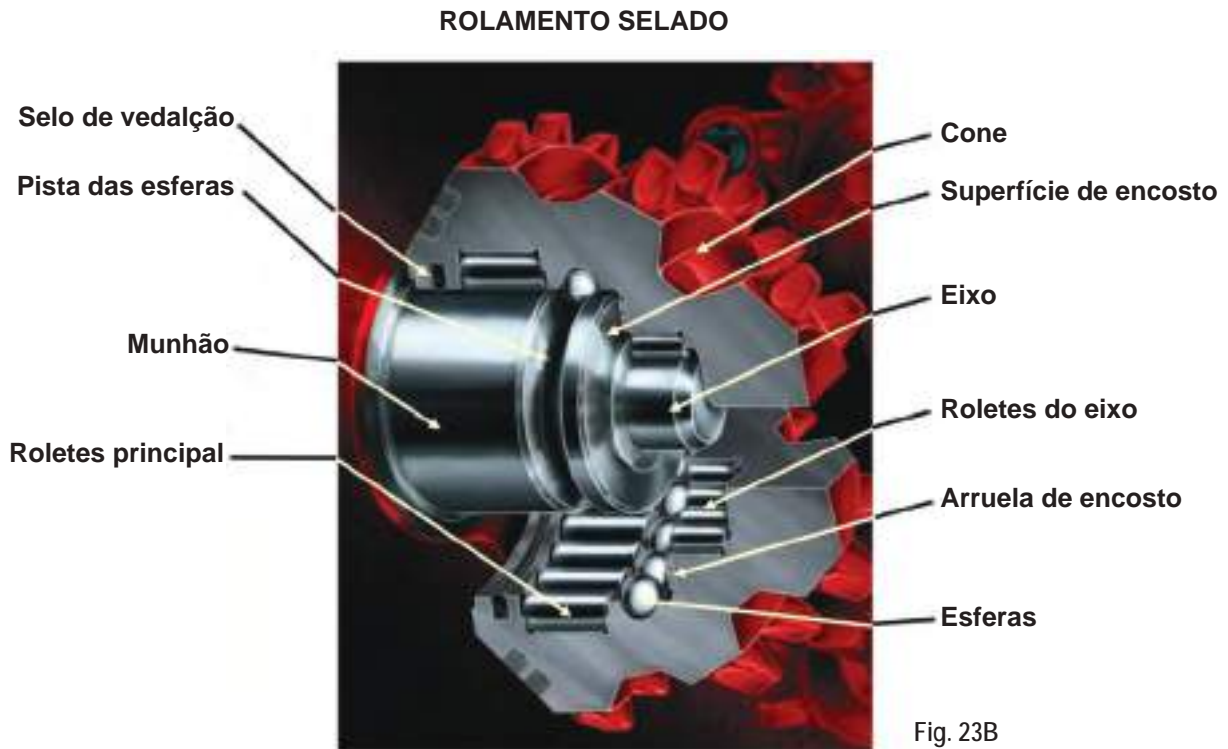
Fig. 23

Este tipo de rolamento foi introduzido para substituir o primeiro rolamento por fricção na época em que somente estruturas de corte de dente de aço eram disponíveis. O rolamento não selado (Fig. 23) opera em ambiente de lama e em alguns casos é compatível com a duração da estrutura cortante. Hoje em dia, esse rolamento é usado com estrutura de corte de dentes de aço para perfurar formações superficiais, onde o tempo de manobra é baixo e nos casos de uso de alta rotação.

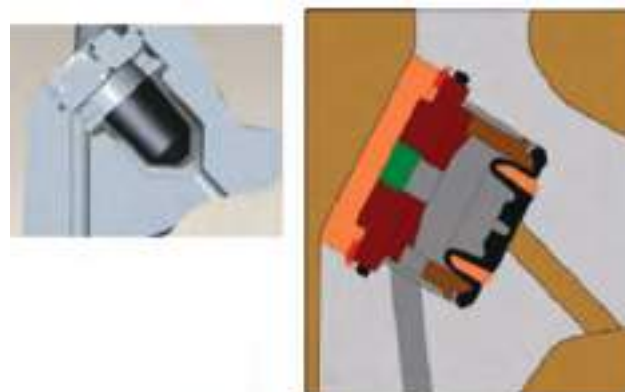
2.5.2.2. Rolamento com roletes e esferas selados

Embora este tipo de rolamento tenha sido introduzido em brocas com insertos de carbureto de tungstênio, hoje só é utilizado em brocas com dentes de aço, que possuem vida compatível com a deste tipo de rolamento.

Com a introdução dos rolamentos selados, foi possível estender a vida da broca uma vez que operam em ambiente de graxa limpa (Fig.23B).



As brocas com rolamento selado, tanto de roletes como Journal (fricção) possuem um sistema lubrificador e compensador em cada uma de suas pernas, consistindo de um reservatório de graxa, um compensador de borracha espessa, duplamente selado, uma passagem de conexão e selo. O sistema compensador de pressão equaliza a pressão do rolamento com a pressão do fluido de perfuração (Fig.24).



Um protetor especial é usado para impedir danos no compensador. Quando o compensador é forçado de fora para dentro pelo fluido de perfuração, o protetor o impede de ter contato com qualquer parte exceto com uma superfície lisa de metal. O reservatório de graxa é selado com uma capa sólida bastante espessa para melhorar a durabilidade e reduzir a possibilidade de entrada do fluido de perfuração para o interior do sistema de lubrificação. Existe um canal que permite a entrada do fluido de perfuração através do fundo do reservatório compensador de pressão. Por ser embaixo, elimina-se a possibilidade da entrada deste orifício ser bloqueada por cascalhos, que ocorria frequentemente quando a entrada do fluido se fazia por cima. Através deste canal, o fluido de perfuração pressiona o sistema, equalizando a pressão dentro da broca com o fluido de perfuração.

2.5.2.3. Rolamentos Journal (Fricção) e Esferas Selados

O rolamento de fricção Journal foi desenvolvido para compatibilizar a vida do rolamento com a vida da estrutura de corte com insertos. Este rolamento possui um mancal de fricção em lugar de roletes. Os cones ainda continuam sendo fixados através de esferas. Um anel de vedação (“o’ring”) é usado para proteger contra a intrusão de fluido de perfuração e contra a perda da graxa especial. Um metal duro é usado no lado pressionado do mancal numa extensão de 120 graus para resistir ao desgaste, enquanto uma liga especial de prata funciona como um lubrificante sólido, reduzindo o atrito.

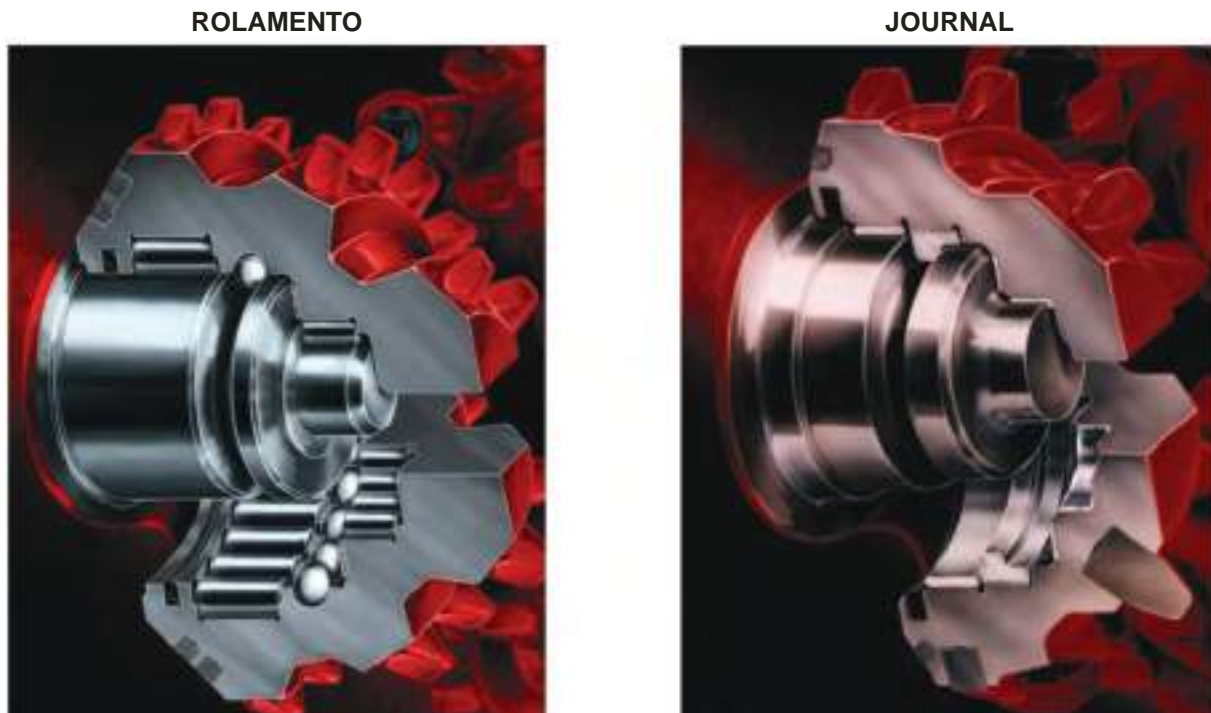


Fig. 25

2.5.3. Características Construtivas do Corpo da Broca

O corpo da broca, além do reservatório de graxa descrito anteriormente, é constituído dos seguintes elementos:

- Conexão
- Pernas da broca
- Canais de fluido

2.5.3.1. Tipos de conexão

- Para brocas de 8.1/2” de diâmetro tem-se a conexão 4.1/2” regular com 5 fios por polegada.
- Para brocas maiores que 8.1/2” e menores que 14.3/4” tem-se a conexão 6.5/8” regular com 4 fios por polegada.
- Para brocas maiores que 14.3/4” até 17.1/2” tem-se a conexão 7.5/8” regular com 4 fios por polegada.

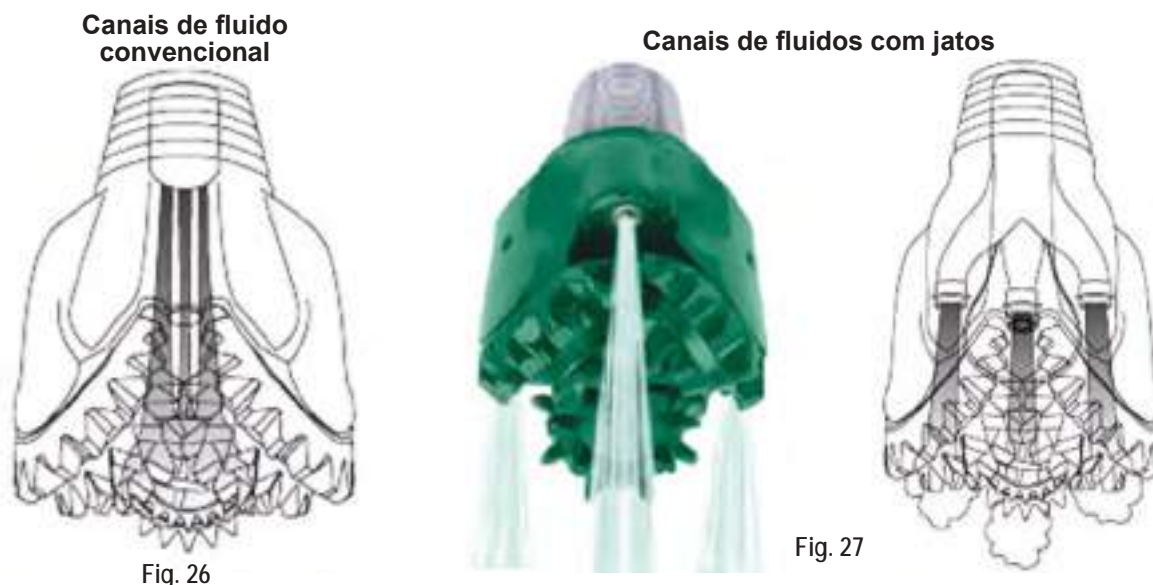
2.5.3.2. Pernas da Broca

Nas pernas da broca é colocado metal duro nas abas de calibre para torná-las resistentes ao desgaste por abrasividade.

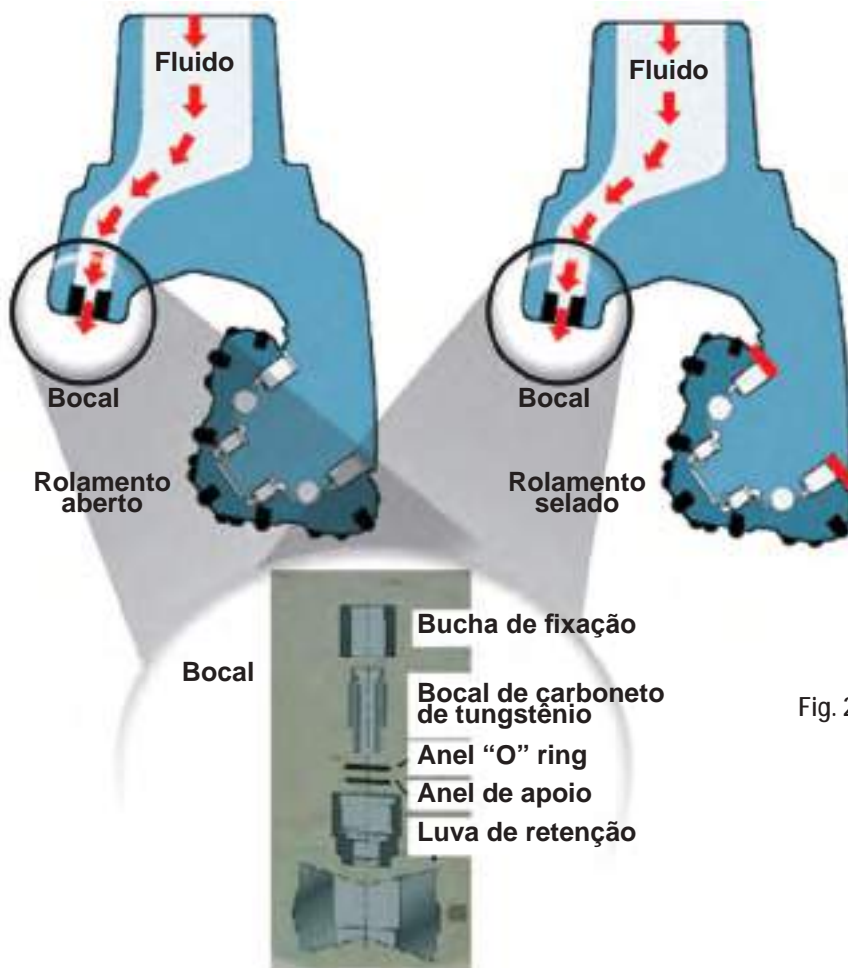
2.5.3.3. Canais de Fluidos

Os canais são os locais por onde passa o fluido de perfuração. Este fluido, entre outras funções, deve manter limpos os elementos da broca e carrear os cascalhos para a superfície, permitindo que a broca trabalhe sobre formação virgem todo o tempo.

Os canais de fluxo podem ser convencionais (Fig. 26), onde o fluido é dirigido diretamente sobre os dentes, ou podem ser a jato (Fig. 27) onde o fluido atinge diretamente a formação. Atualmente as brocas na sua maioria, são providas com jatos em vez do tipo convencional.



Os jatos são removíveis, portanto as aberturas podem ser compatibilizadas com a pressão e a vazão, requeridas para o fluido no fundo do poço. Os jatos são feitos com um material especial para resistir à erosão, devido à alta velocidade de fluxo do fluido. A velocidade do fluido através dos jatos geralmente excede 75 m por segundo, dependendo do diâmetro do jato. Tamanhos de jatos são descritos em 32 avos de polegada, por exemplo, um jato de 10 é 10/32 da polegada de diâmetro interno. A colocação dos jatos é feita, inicialmente introduzindo um "o'ring" no bocal do jato, a fim de vedar qualquer passagem entre a parede do bocal e o jato. Logo após, introduz-se o jato, prendendo-o com um anel retentivo. A retirada é feita de forma inversa (Fig. 28).



2.5.4. Tipos de Broca em Função da Formação

A maioria das brocas tricônicas podem fazer progressos na maior parte das formações. Todavia procura-se selecionar um tipo de broca para a formação a ser perfurada que leve a obter, dentro de um padrão de qualidade aceitável, custos mínimos por metro perfurado.

No que se refere ao elemento cortante, dois tipos básicos de broca são utilizados: a broca de dentes de aço e a de insertos de carbetto tungstênio.

A seguir é dada uma classificação dos tipos de brocas, com respeito ao formato, número e geometria de posicionamento de elementos cortantes, neste caso, dentes de aço. As mesmas regras são válidas para os insertos de carbetto de tungstênio. Assim sendo, teríamos:

A -Brocas Tricônicas para Formações Brandas

São caracterizadas por cones de dentes longos agudos, espaçados e resistentes para permitir uma penetração máxima na formação. São projetadas para terem uma máxima ação de raspagem (arrancar material) e mínima ação percussiva (fraturação a golpe).

Normalmente este tipo de broca deveria trabalhar com peso, variando entre 450 a 1360 Kg/polegada de diâmetro da broca e velocidade de rotação entre 100 a 85 rpm em relação inversa ao peso aplicado (Fig.28a).



Fig. 28A

B -Brocas Tricônicas para Formações Médias

São caracterizadas por cones de dentes mais curtos, não tão agudos, mais duros e menos espaçados entre si. Sua geometria proporciona um maior trabalho percussivo (fraturação) dos dentes em detrimento de um menor trabalho de raspagem. Para este tipo de broca o peso deveria variar entre 450 a 2270 Kg/polegada de diâmetro da broca e a velocidade de rotação entre 100 a 60 rpm Fig. 28b).



Fig. 28B

C - Brocas Tricônicas para Formações Duras

Geralmente para perfuração de poços tubulares profundos para água em formações duras, não se utiliza o sistema rotativo, por exigir grande peso sobre a broca para se obter um rendimento satisfatório de perfuração sendo que os equipamentos para água não são projetados para trabalharem com pesos elevados. Nestes casos o sistema roto-pneumático “down-the-hole” tem maior eficiência, porém em alguns casos, somente o tradicional sistema de percussão nos dará uma razoável taxa de penetração para um baixo custo operacional.

Nos casos de utilização do sistema rotativo, a broca deverá ter sua estrutura cortante com dentes duros, pouco espaçados pois a geometria dos dentes dará uma máxima ação percussiva, triturando e destruindo as rochas com mínima ação de raspagem. Neste caso o peso sobre a broca deverá ser entre 1800 a 3200 Kg por polegada de diâmetro da broca com rotação que decresce de 80 a 40 rpm à medida que aumenta o peso (Fig.28c).



Fig. 28C

D - Brocas de Asas (Rabo de Peixe e Dedo)

Esses tipos de brocas são utilizadas para perfuração em formações brandas e pouco abrasivas. Sua geometria faz com que haja um corte do material por arraste.

Proporcionam uma boa taxa de penetração, porém tem vida curta principalmente quando a formação é abrasiva. Hoje com a aplicação de carboneto de tungstênio sob forma de pastilhas distribuídas convenientemente sobre as bordas cortantes, aumentamos consideravelmente a vida dessas brocas. Para estes tipos de broca, geralmente utilizam-se pesos menores e velocidades de rotação variando de 70 a 30 rpm.(Fig. 28d)



Fig. 28D

E - Broca PDC

A broca PDC (Polycrystalline Diamond Compact) é uma avançada ferramenta para perfuração de poços que utiliza como matéria prima o diamante sintético. Seus cortadores são na forma de pastilhas, soldadas nas aletas da broca, sendo estas últimas de aço ou de matriz (material composto de Carboneto de Tungstênio) . A principal diferença desta ferramenta para as brocas de diamante natural e TSP (Thermally Stable Polycrystalline), é o sistema hidráulico, que funciona através de jatos, similar às brocas de cones.

O corpo das brocas PDC é projetado e fabricado em dois estilos estruturais diferenciados : matriz em carboneto de Tungstênio ou aço. Ambos proporcionam diferentes capacidades de corte e, como cada uma delas tem algumas vantagens características, a escolha entre elas deve acontecer conforme a necessidade de aplicação. Alguns modelos de broca PDC (Fig. 28e)



Fig. 28E

2.6. Bombas de Lama

Em um equipamento de perfuração rotativa, as bombas são os elementos que realizam função mais importante do sistema; devem fornecer um volume conveniente de fluido, seja qual for a pressão necessária para elevar até à superfície os detritos removidos pela broca, manter um equilíbrio de pressões dentro do poço, ou, no caso das brocas a jato, promover o efeito hidráulico para seu funcionamento e eficiência. É esta função que determina a capacidade do equipamento necessário para determinada operação.

2.6.1. Bomba de Pistão

Num equipamento normal de perfuração rotativa existem duas bombas, preferencialmente idênticas em marca e capacidade, que podem ser usadas em separado, em paralelo ou em série.

Antigamente, a razão de duas bombas explicava-se pela rapidez com que gastavam as válvulas e as camisas; assim, era possível a manutenção do bombeamento sem interrupções, uma vez que, enquanto uma bomba era reparada, a outra era mantida em serviço. Atualmente, os melhoramentos quer de material, que dos projetos, têm concorrido para fabricação de melhores bombas que requerem, comparativamente, menor manutenção que as primeiras, e como resultado, raramente acham-se afastadas de serviço. No entanto, a prática moderna de perfuração, com exigência de maiores pressões e maiores volumes, tem obrigado os operadores ao emprego de bombas em série e em paralelo, razão por que ainda se notam equipamentos com duas bombas.

Também a necessidade de preparo contínuo de lamas especiais e a possibilidade de uso em caso de emergência, tem concorrido para o emprego de mais de uma bomba no mesmo equipamento.

As bombas usadas na sondagem para circulação do fluido de perfuração são do tipo de pistão, de duplo efeito, podendo ser acionadas através de correias, engrenagens, ou correntes de transmissão e são propulsionadas por um motor que pode ser elétrico ou de combustão interna.

Segundo o número de pistões, as bombas podem ser duplex, se têm dois pistões, e triplex, no caso de três pistões. (Fig. 29).



Bomba de Lama Duplex



Bomba de Lama Triplex

O suprimento das bombas é feito dos tanques de lama, através das linhas de sucção, equipadas com válvulas de pé ou filtros telados. As sucções individuais devem ser de diâmetros suficientemente grandes, a fim de apresentarem a menor resistência possível ao fluxo.

As bombas descarregam o fluido, sugado dos tanques, na linha condutora que leva ao tubo bengala, através do qual chega até a mangueira de injeção, de onde vai ao poço, passando pela tubulação de perfuração. (Fig. 30).



Fig. 30

A vida do equipamento de bombeamento depende muito das instalações do sistema de lama na superfície uma vez que nele é feito todo o beneficiamento de que necessita a lama (remoção de areia).

Por outro lado condições hidráulicas de sucção e de descarga são responsáveis pela eficiência do equipamento e por isso devem ser examinadas cuidadosamente quando se projeta uma instalação de bombas.



Fig. 31

Se a sucção é inadequada a bomba tende a apresentar uma “batida” (cavitação) no “fluid-end” que gera dano à parte mecânica da unidade. Analogamente, podemos dizer o mesmo com referência a descargas inconvenientemente instaladas.

Existem na prática duas regras gerais para instalação de uma boa sucção: a sucção deve ser de grande diâmetro, curta em comprimento e se possível sem curvas (quando inevitáveis devem ter longos raios) e a bomba deve ser instalada o mais possível no nível do tanque que lhe abastece. Não é difícil em muitas instalações colocar-se a bomba bem próxima ao tanque e a sucção abaixo do nível do fluido no tanque (sucção inundada) e quando isso se consegue, grande parte dos problemas afetos às sucções são eliminados.

Todavia nem sempre é isto possível.

Em tais situações recomenda-se adicionar uma unidade de recalque na sucção ou instalar próximo ao flange um amortecedor de pulsação (Fig. 31). Como este, muitas vezes, não apresenta a eficiência desejada, é prática corrente a aplicação da primeira solução.

A aplicação de recalque melhora muito as condições de sucção e até mesmo a eficiência volumétrica do bombeio reduzindo a manutenção por eliminar a possibilidade de cavitação (choques secos que se ouvem durante o funcionamento indevido das bombas).

As mesmas regras se aplicam com referência às descargas: a descarga deve ser grande em diâmetro, tão curta quanto possível em comprimento e não conter curvas acentuadas. Se nada disso for observado durante a instalação, então teremos vibrações ou pulsações com conseqüente danificação de toda a instalação. Como solução empregam-se os amortecedores de pulsação, todavia se for possível evitar as imperfeições da construção isso é preferível. A posição de tais amortecedores depende do fabricante, contudo, na prática, são sempre instalados próximos o mais possível do flange de descarga das bombas.

Regulares inspeções com programa de substituições de partes gastas antes de completa danificação produzem maior economia do que aguardar até que o equipamento pare por defeito. Um bom equipamento de bombeio deve operar com máxima eficiência e sob as mais severas condições.

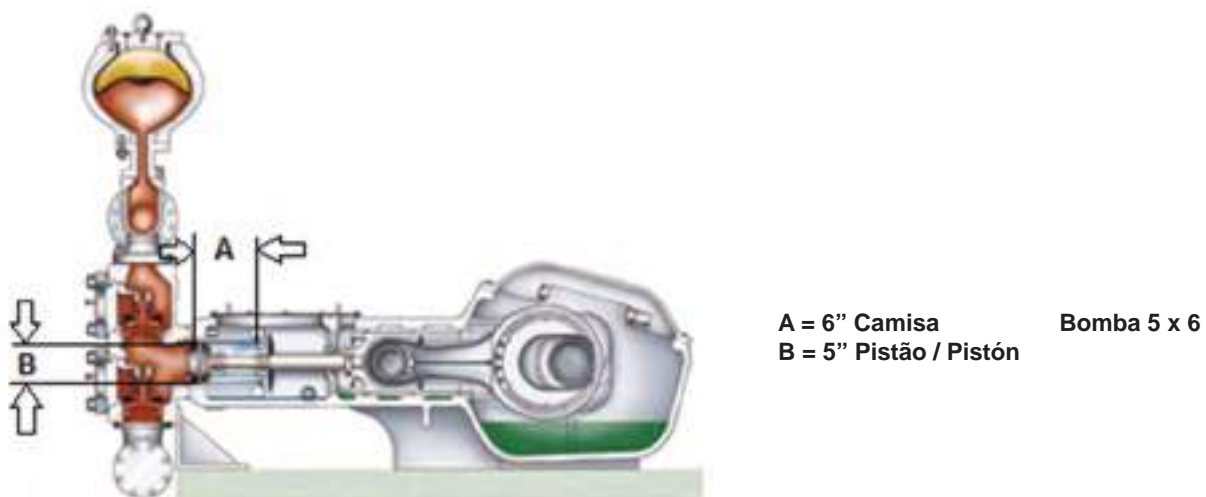
As bombas acionadas por motores de combustão interna, ou elétricos, nas suas características, tem dois números para a sua identificação:

- o primeiro número indica o diâmetro interno da maior camisa fabricada para a bomba,
- o segundo, representa o comprimento do curso do pistão.

Portanto, se uma bomba for caracterizada pelos números 5" x 6", terá:

- 5" de diâmetro interno para a sua maior camisa;
- 6" o comprimento do curso do seu pistão

Portanto, se uma bomba for caracterizada pelos números 5" x 6", terá:



2.6.1.1. Associação de Bombas de Pistão

Altas pressões e volumes são, de vez em quando, necessários durante as perfurações de poços. As soluções à vezes, implicam em operarmos com duas ou mais bombas ao mesmo tempo, existindo dois tipos de associação que devem ser empregados para se conseguir tal objetivo. (Fig. 33)

- em paralelo, quando queremos obter maior volume,
- em série, quando o problema é relativo a maiores pressões.

Fig. 32

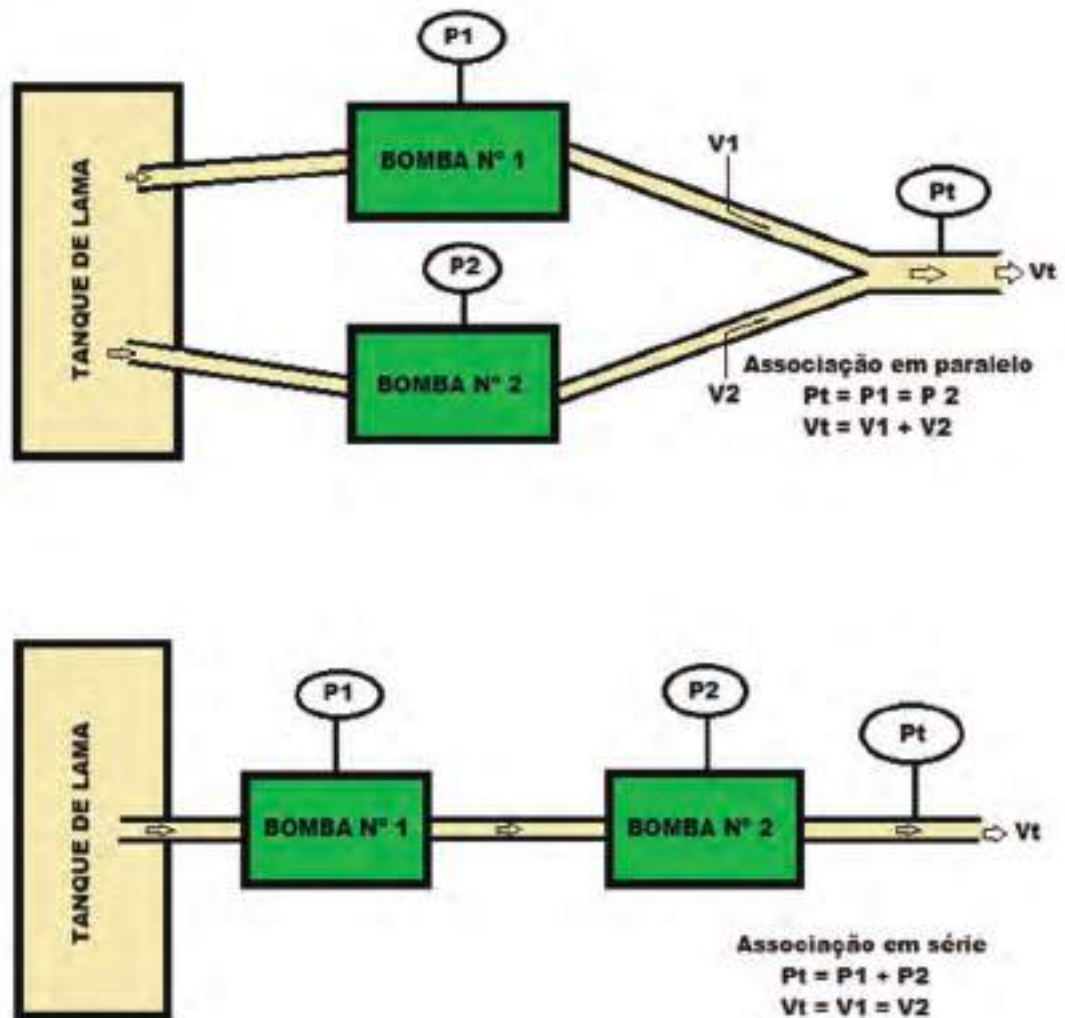


Fig. 33

No caso da associação em paralelo, duas ou mais bombas (geralmente duas) bombeiam o fluido de perfuração para a mesma linha. Já na associação em série uma das bombas é instalada de tal forma que succiona lama de uma outra, como, se esta outra, teoricamente, funcionasse como um tanque. A bomba principal entretanto é aquela que perfura o poço e logicamente, será conectada na linha de recalque do sistema. A figura mostra, em esquema, como se dão as associações, não importando, contudo, que a posição ideal seja aquela. Ligeiras modificações podem ser feitas no “lay-out” de tal forma que não prejudiquem a eficiência de funcionamento do sistema.

A fim de que o problema das associações fique bem esclarecido, analisemo-lo por partes.

A - Associação em Paralelo

Conforme já ficou estabelecido, a associação em paralelo é feita quando problemas de vazão precisam ser resolvidos. Vez por outra há necessidade de uma maior vazão a fim de se obter melhoria na limpeza do poço.

Neste tipo de associação, o volume total a ser injetado na linha de recalque é, obviamente, a soma dos volumes que se obtém como se cada bomba operasse individualmente. Por isso:

$$V_t = V_1 + V_2$$

Na prática, a experiência dos operadores vem demonstrando que o valor de V_1 , sempre que possível, deve ser igual a V_2 , não sendo entretanto uma condição obrigatória.

A análise das pressões obedece ao princípio de Pascal: “as pressões se distribuem nos líquidos com igual densidade, e em todas as direções”. Assim sendo, poderemos expressar matematicamente esta condição, escrevendo:

$$P_t = P_1 = P_2$$

Embora, às vezes, a condição de V_1 ser igual a V_2 não possa se verificar (casos em que as bombas estão injetando volumes diferentes por qualquer razão), as pressões ainda continuam se distribuindo equitativamente. Vale, de qualquer forma, o princípio de Pascal.

B - Associação em Série

Neste tipo de associação, o volume de fluido circulante não é fator preponderante na operação, desde que seja o suficiente para a limpeza do poço. Entretanto, problemas que se relacionem com a obtenção de pressões precisam ser resolvidos e, vez por outra, o equipamento de bombeio que se dispõe não é suficiente para vencer as perdas de carga que se desenvolvem ao longo do sistema de circulação. Considerando que, nem sempre é possível a obtenção de uma bomba de maior capacidade, a solução natural é a associação de duas, em série.

Inicialmente, estudemos o que ocorre com as pressões que se desenvolvem quando esse tipo de associação é empregado. Em princípio, a pressão total que se obtém quando se associa duas bombas em série, é igual à soma das pressões das bombas que estão associadas. O que implica em:

$$P_t = P_1 + P_2$$

Convém lembrar que as pressões que se desenvolvem em um sistema de circulação atuam, diretamente, na cabeça do pistão da bomba. Exceder, em pressão, a capacidade prevista pelo fabricante será transmitir o excesso através da haste e, conseqüentemente, ao intermediário, o que implicará em prejuízo para a parte motora (power-end).

Observada a distribuição de pressões nas camisas da bomba nº 1, verifica-se que parte do esforço necessário à circulação da lama é fornecido pela bomba da cauda, o que, de certo modo, auxilia o avanço do pistão sem perigo de dano para a parte motora. Como a bomba é de duplo efeito (comprime lama tanto no avançar como no recuo do pistão) a condição se verifica, na volta do mesmo.

No caso das duas bombas possuírem camisas de diâmetros internos iguais, o volume injetado na linha de recalque será:

$$V_t = V_1 = V_2$$

Se as bombas possuírem camisas de diâmetros internos diferentes (porém iguais para cada uma delas), considerando que a de menor diâmetro deve ser instalada na nº 1, é claro que o volume total injetado será igual àquele fornecido pela bomba nº 1. Isto equivale dizer: volume total na linha igual ao volume da bomba que possui a menor camisa.

Embora a associação em série não prejudique a parte motora da bomba nº 1, convém lembrar que um aumento excessivo de pressão poderá prejudicar os tampões das válvulas, advindo, daí, um acidente.

2.6.1.2. Potência das Bombas de Pistão

O estudo da potência das bombas de lama é feito tomando por base os dois tipos que se apresentam, no que se refere ao cálculo. A potência necessária ao sistema da circulação, essencialmente, a de entrada - “input Horse Power” - aquela que se necessita no eixo da bomba. Entretanto, a potência de saída - “Hydraulic Horse Power” – é realmente a responsável pela circulação do fluido.

As expressões empregadas para os cálculos podem ser assim apresentadas:

Potência de Entrada

$$\text{IHP} = \frac{P Q}{1714 N E} \quad (\text{I})$$

Potência de Saída

$$\text{HHP} = \frac{P Q}{1714} \quad (\text{II})$$

Em que as letras possuem os seguintes significados:

P = perda de carga total ao longo do sistema de circulação, em psi.

Q = vazão, em galões/minuto

N = eficiência volumétrica do “fluid-end”

E = eficiência mecânica do “power-end”

As eficiências aqui adquiridas são expressas em porcentagem, admitindo-se, para efeito de cálculo, 85% para a hidráulica e 90% para a mecânica.

2.6.2. Bomba Centrífuga

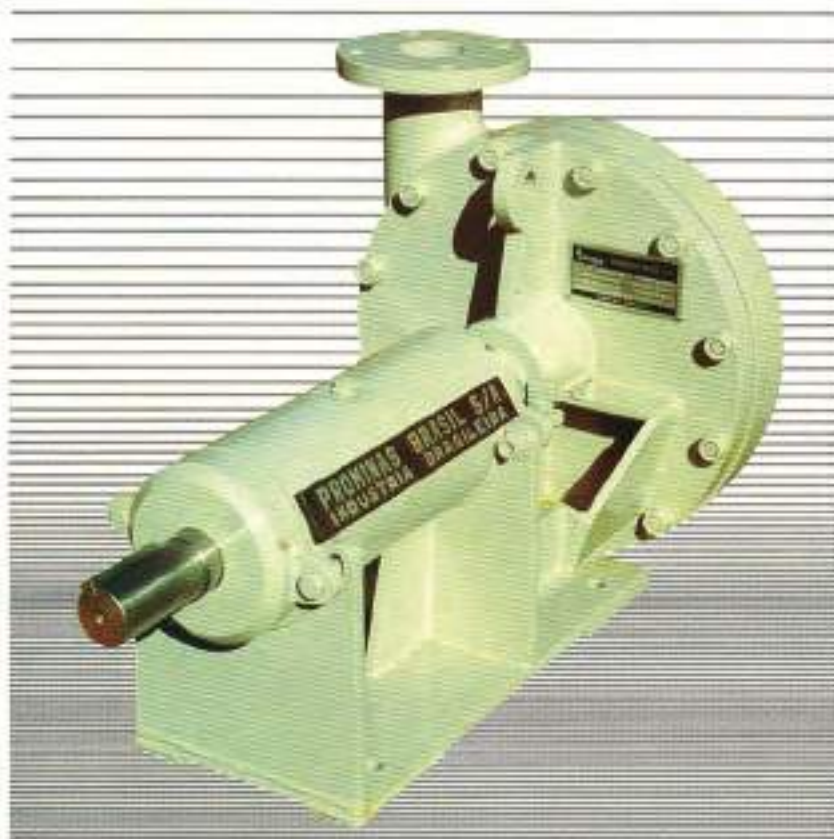
A utilização de bombas centrífugas para bombeamento de fluidos de perfuração, é de uso comum em sondas rotativas para poços de água, devido ao seu baixo custo em comparação às bombas de pistão, e ao fato de que na maioria dos casos atingem as pressões de recalque e as vazões necessárias aos trabalhos de perfuração.

As bombas centrífugas, ao contrário das bombas de pistão, caracteriza-se por serem bombas de alta vazão e baixa pressão de recalque.

Como na maioria dos poços para água, a profundidade limita-se aos 250 metros, as perdas de carga existentes no sistema são pequenas. Além disso, nesses poços o diâmetro de perfuração geralmente não ultrapassa as 15 polegadas.

Como o espaço anular é pequeno e a bomba centrífuga apresenta alta vazão, pode-se trabalhar com lamas de menor viscosidade e velocidades anulares de subida elevadas. O resultado é uma excelente limpeza do furo de perfuração e um aumento na taxa de penetração da broca.

As bombas centrífugas (Fig. 34) são fabricadas, geralmente, em ferro fundido, possuindo apenas o seu eixo motriz em aço inoxidável. Com isso obtêm-se uma bomba relativamente barata e eficiente.



A BOMBA CENTRÍFUGA BCP-1334-080 é uma bomba de rotor semi-aberto, sucção axial, simples estágio e eixo horizontal. Foi projetada para serviço pesado e de forma a ter baixa turbulência e cavitação. Pode bombear qualquer tipo de líquido, inclusive corrosivos, abrasivos, pastosos e com sólidos em suspensão.

La BOMBA CENTRÍFUGA modelo BCP-1334-080 es una bomba de rotor semi-abierto, succión axial, de simple acción y eje horizontal. Fue proyectada para servicios pesados y presentar baja turbulencia y cavitación. Puede bombear cualquier tipo de líquido, inclusive, corrosivos, abrasivos, pastosos y con sólidos en suspensión.

A BCP-1334-080 pode ser fornecida nos seguintes materiais:
 La BCP-1334-080 puede ser fabricada en los siguientes materiales:

PEÇAS / PIEZAS	MATERIAIS / MATERIALES				
CARCAÇA CARCASA	FERRO FUNDIDO HIERRO FUNDIDO	BRONZE	AÇO INOX ACERO INOXIDABLE	AÇO ACERO	FERRO FUNDIDO HIERRO FUNDIDO
ROTOR ROTOR	FERRO FUNDIDO HIERRO FUNDIDO	BRONZE	AÇO INOX ACERO INOXIDABLE	AÇO ACERO	AÇO ACERO
PLACA DE DESGASTE PLACA DE DESGASTE	FERRO FUNDIDO HIERRO FUNDIDO	BRONZE	AÇO INOX ACERO INOXIDABLE	AÇO ACERO	AÇO ACERO
EIXO EJE	AÇO ACERO	AÇO INOX ACERO INOXIDABLE	AÇO INOX ACERO INOXIDABLE	AÇO ACERO	AÇO ACERO
PEDESTAL PEDESTAL	FERRO FUNDIDO HIERRO FUNDIDO	FERRO FUNDIDO HIERRO FUNDIDO	FERRO FUNDIDO HIERRO FUNDIDO	FERRO FUNDIDO HIERRO FUNDIDO	FERRO FUNDIDO HIERRO FUNDIDO

Fig. 34

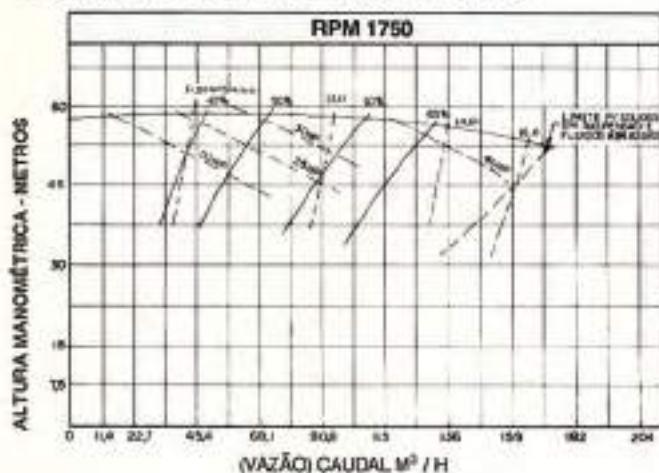
Na figura 35 apresentamos as curvas de desempenho da bomba ilustrada na figura 34. As curvas são válidas para bombeamento de água (peso específico de 1000 Kg/m³). A potência indicada, é a líquida necessária no eixo da bomba.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

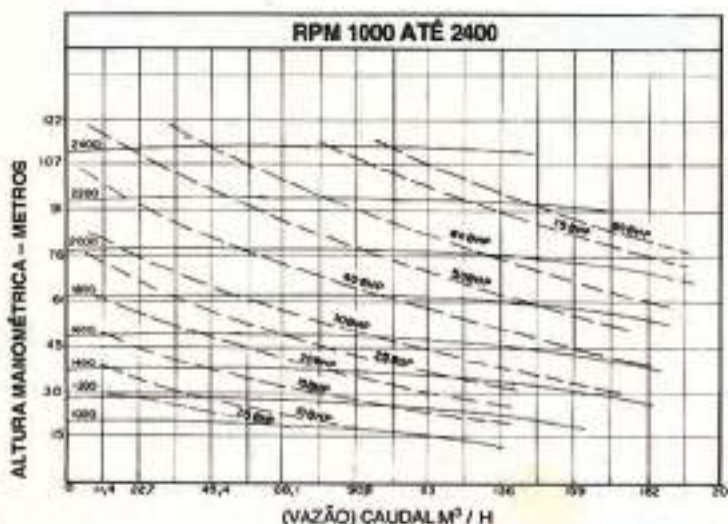
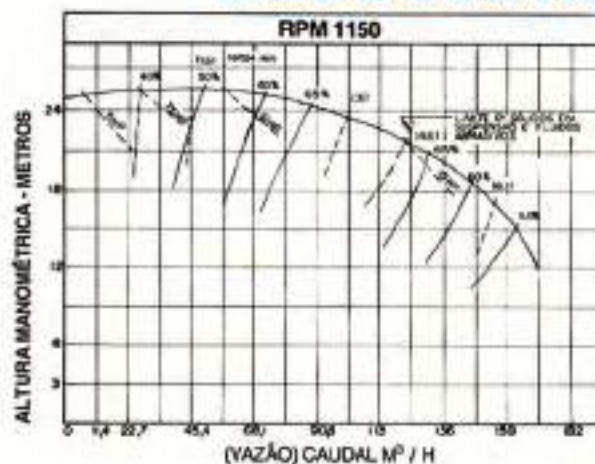
Conexões	Sucção Descarga	4" classe 150 RF 3" classe 150 RF
Eixo	Diâmetro Chaveta	1.7/8" 1/2" x 1/2"
Rotor	Diâmetro Máxima Esfera passante Rotação máxima	13" 1.5/16" 2.400 rpm

Conexiones	Succión Descarga	4" classe 150 RF 3" classe 150 RF
Eje	Diámetro Chaveta	1.7/8" 1/2" x 1/2"
Rotor	Diámetro Máxima esfera pasante Rotación máxima	13" 1.5/16" 2400 rpm

CURVAS DE DESEMPENHO



CURVAS DE DESEMPENO



As curvas são válidas para bombeamento de água (densidade relativa 1.0 ou peso específico 1000 kg/m³). A potência indicada, é líquida necessária no eixo da bomba. Para outros líquidos a potência no eixo deve ser corrigida pelo peso específico ou pela densidade.

Cálculo de potência no eixo da bomba.

$$N = \frac{W \cdot Q \cdot H}{75n}$$

N = Potência no eixo (C.V)
 W = Peso específico do líquido (kg/m³)
 Q = Vazão (m³/seg)
 H = Altura manométrica (M.C.A)
 n = Rendimento da bomba no ponto de operação (%)

Atenção: Para bombeamento de líquidos viscosos será necessário o uso de gráficos específicos para obter vazões e alturas manométricas equivalentes em água. Consulte a PROMINAS.

Las curvas son válidas para bombeamento de agua (Densidad relativa 1.0 e peso específico 1000 kg/m³). La potencia indicada es líquida necesaria en el eje de la bomba. Para otros líquidos la potencia en el eje deve ser corregida por el peso específico o por la densidad.

Cálculo de la potencia en el eje de la Bomba.

$$N = \frac{W \cdot Q \cdot H}{75n}$$

N = Potencia eje (C.V)
 W = Paso específico del líquido (kg/m³)
 Q = Caudal (m³/seg)
 H = Altura manométrica (M.C.A)
 n = Rendimento da Bomba en el punto de operación (%)

Atención: Para bombeamento de líquidos viscosos sera necesario el uso de gráficos específicos para obtener caudales y alturas manométricas equivalentes en agua. Consulte PROMINAS.

Fig. 35

Para outros líquidos, a potência no eixo deve ser corrigida pelo peso específico do novo fluido. O cálculo de potência no eixo da bomba é feito da seguinte forma:

$$N = \frac{W Q H}{75 \eta} \quad (\text{III})$$

onde,

N = potência no eixo (C.V.)

W = peso específico do líquido (kg/m³)

Q = vazão (m³/seg.)

H = altura manométrica (M.C.A.)

η = rendimento hidráulico (%)

As bombas centrífugas para fluido de perfuração apresentam geralmente sucção axial, rotor semi-aberto e eixo horizontal. A bomba é geralmente designada pelo diâmetro de recalque (ou saída), versus o diâmetro de sucção (ou entrada). Assim, a bomba da figura 34 é uma bomba centrífuga 3 x 4, ou seja, com 3" de diâmetro interno na flange de recalque e 4" de diâmetro interno na flange de sucção.

2.7. Hidráulica do Poço

O avanço obtido na perfuração de poços, com o passar dos anos, só foi possível graças a programas hidráulicos cuidadosos e bem elaborados. A escolha da bomba (ou bombas) responsável pelo recalque da lama para dentro do poço é de grande importância para que se possa trabalhar em condições as mais eficientes possíveis.

Teoricamente, uma perfuração é considerada eficiente, se 66% da pressão máxima fornecida pela bomba puder ser aplicada a broca. Isso significa que apenas 34% da pressão máxima pode se perder no restante de circulação. Essa perda de pressão é também chamada perda de carga e deve-se à perda da energia do fluido de perfuração absorvida pelo trabalho das forças de atrito no interior do fluido devido a sua viscosidade e ao atrito externo, devido ao contato do fluido em movimento contra as paredes da tubulação. Ela pode ser constatada medindo-se a pressão em dois pontos distintos da tubulação que conduz o fluido.

A análise de um equipamento de perfuração em operação mostra que o sistema de circulação compreende todo o circuito por onde circula o fluido de perfuração. As perdas de carga ocorrem em todo esse circuito e do seu conhecimento depende o dimensionamento das bombas e, de modo indireto, a determinação da potência necessária ao acionamento das mesmas.

A perda de carga P está relacionada de uma forma teórica às seguintes variáveis:

$$P = K I \frac{L Q^2}{D^5} \quad (\text{IV})$$

onde:

K = fator de proporcionalidade

I = densidade da lama

L = comprimento da tubulação

Q = vazão do fluido de perfuração

D = diâmetro da tubulação

Da expressão observa-se que a perda de carga aumenta proporcionalmente com o aumento da densidade da lama, com o comprimento da tubulação e com o quadrado da vazão de fluido, enquanto se reduz com a quinta potência do diâmetro da tubulação.

Exemplificando, se um sistema de condução de fluido tinha uma perda de carga de 50 Kg/cm² trabalhando com uma vazão de 2000 l/min, ao ser aumentada a vazão para 2600 l/min a nova perda de carga será:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 \quad (V)$$

Logo, um aumento de 30% na vazão resultou em um aumento de 69% na perda de carga se nada mais foi alterado no circuito.

Da mesma forma, se no circuito anterior a tubulação tiver o diâmetro alterado de 4.1/2" para 3.1/2" a nova perda de carga será:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 \quad (V)$$

A redução de 22% no diâmetro da tubulação resultou em um aumento de 251% na perda de carga se nada mais foi alterado no sistema.

2.7.1. Determinação da Perda de Carga

Para efeito de estudo, dividiremos a determinação da perda de carga nos seguintes itens:

- A - Perda de carga na superfície (Ps)
- B - Perda de carga nas hastes de perfuração (Ph)
- C - Perda de carga nos comandos de perfuração (Pc)
- D - Perda de carga na broca (Pb)
- E - Perda de carga no espaço anular (Pe)

A soma de todas as perdas, representa em determinado instante, a perda de carga total no sistema, ou seja, a leitura da pressão que se faria em um manômetro instalado no sistema (leitura manométrica).

Todos os valores de perda de carga determinadas nas tabelas e gráficos apresentados a seguir valem para densidade relativa do fluido

$$\left(\frac{\text{densidade do fluido}}{\text{densidade da água}} \right) = 1$$

Quando o fluido tiver densidade relativa diferente de 1 basta multiplicar a perda da carga encontrada pela densidade relativa real do fluido.

A - Perdas de Carga na Superfície (Ps)

A perda de carga na superfície representa a perda de carga que ocorre no trecho percorrido pela lama, desde a saída da bomba até a saída do cabeçote rotativo (se a máquina for do tipo com cabeçote rotativo) ou até a extremidade inferior do Kelly (se a máquina for do tipo com mesa rotativa).

Ao sair da bomba o fluido de perfuração percorre na superfície o seguinte Trajeto:

- a - mangote de saída
- b - linha de recalque
- c - tubo de elevação da torre (tubo bengala)
- d - mangueira de lama
- e - cabeçote rotativo (equivalente ao swivel e ao kelly no sistema de mesa rotativa).

A variedade de combinações que se poderia efetuar com esses equipamentos, quanto a comprimento, diâmetro e tipo de material, dificultaria sobremodo uma determinação rápida das perdas de carga para cada combinação. Entretanto a padronização que se observa nas perfuratrizes veio facilitar tal pesquisa permitindo enquadrá-las em um dos quatro tipos aqui apresentados.

Tabela 3 - Tipos de Perfuratrizes com cabeçote rotativo.

Especificação	I		II		III		IV	
	L (pés)	Di (pol)	L (pés)	Di (pol)	L (pés)	Di (pol)	L (pés)	Di (pol)
Linha de recalque incluindo tubo de elevação	40	2	40	2.1/2"	45	3	45	4
Mangueira de lama	45	2	55	2.1/2"	55	3	55	3
Cabeçote rotativo	8	2	13	3	13	3	18	4

L = comprimento Di = diâmetro interno

Tabela 4 - Tipos de Perfuratrizes com mesa rotativa.

Especificação	I		II		III		IV	
	L (pés)	Di (pol)	L (pés)	Di (pol)	L (pés)	Di (pol)	L (pés)	Di (pol)
Linha de recalque incluindo tubo bengala	40	3	40	3.1/2"	45	4	45	4
Mangueira de lama	45	2	55	2.1/2"	55	3	55	3
Swivel	4	2	5	2.1/2"	5	2.1/2"	6	3
Kelly	40	2.1/2"	40	3.1/4"	40	3.1/4"	40	4

L = comprimento Di = diâmetro interno

Depois de enquadrar a perfuratriz em um dos quatro tipos apresentados nas tabelas 3 e 4 é possível determinar a perda de carga na superfície em função do volume bombeado, pela figura 36.

PERDA DE CARGA NA SUPERFÍCIE (P_s) EM FUNÇÃO DA VAZÃO PARA DENSIDADE = 1
PÉRDIDAS DE CARGA EN LA SUPERFICIE (P_s) EN RELACIÓN CON EL CAUDAL PARA DENSIDAD = 1

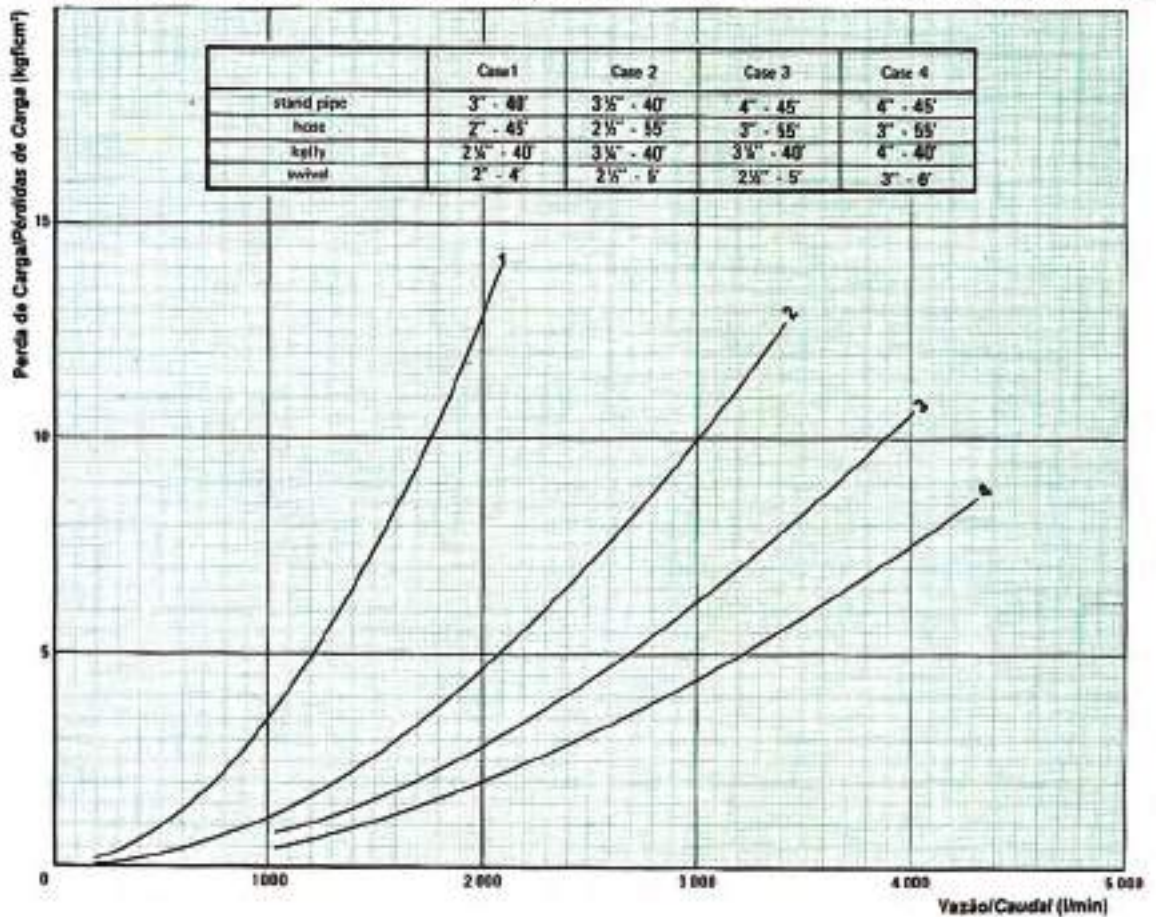


Fig. 36

As perfuratrizes com cabeçote rotativo, tem perda de carga na superfície, menor que aquelas com mesa rotativa, por terem o comprimento do circuito de superfície menor. Isso permite que trabalhe com diâmetros menores em certas partes do circuito, sem que haja aumento na perda de carga, com relação às perfuratrizes com mesa rotativa. Isso permite também que sejam usadas as mesmas curvas da figura 36 para o cálculo da perda de carga qualquer que seja a forma construtiva da perfuratriz.

B - Perdas de Carga nas Hastes de Perfuração (Ph)

A figura 37 dá a perda nas hastes de perfuração para perfuratrizes com cabeçote rotativo com as seguintes características:

Tabela 5. Características de hastes de perfuração para perfuratrizes com cabeçote rotativo.

Especificação	Diâmetro Externo (pol)	Rosca API (pol)
3.1/2 x 2.3/8 IF	3.1/2	2.3/8 IF
4.1/2 x 2.7/8 IF	4.1/2	2.7/8 IF
4.1/2 x 3.1/2 FH	4.1/2	3.1/2 FH

Os valores tirados da figura 37 valem para 100 metros de hastes. Para comprimentos diferentes aplicar a expressão:

$$Ph = Ph' \frac{L}{100} \quad (VI)$$

onde:

Ph = Perda de carga total nas hastes de perfuração.

Ph' = Perda de carga para 100 metros de hastes tiradas da figura 37.

L = Comprimento total das hastes em metros.

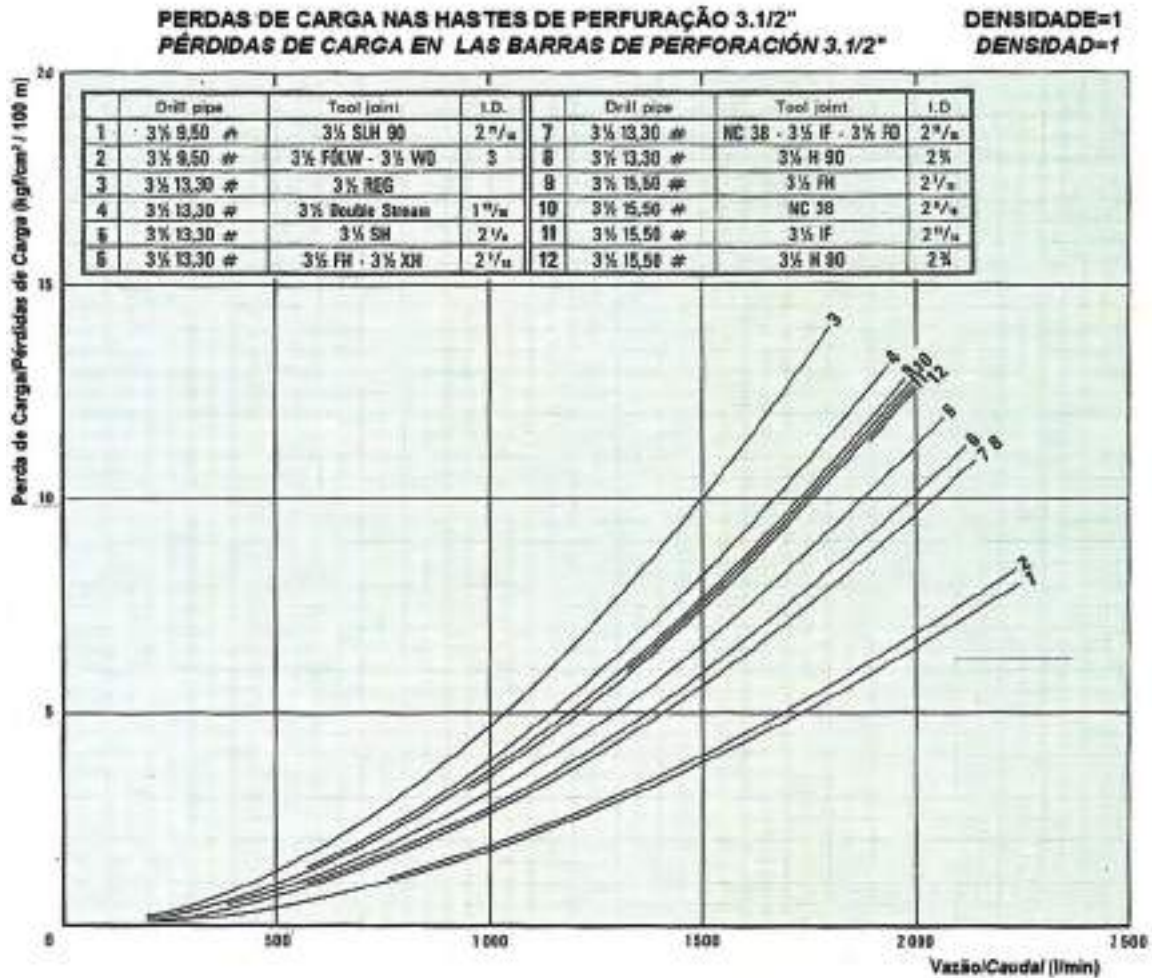


Fig. 37

C Perda de Carga nos Comandos (Pc)

- A figura 38 fornece a perda de carga nos comandos de perfuração de acordo com seu diâmetro interno, em função da vazão. Os valores encontrados nessa figura valem para 100 metros de comandos. Para comprimentos diferentes desse a correção pode ser feita aplicando-se a fórmula 0.5

$$P_c = P_c' \frac{L}{100} \quad (\text{VII})$$

onde:

Pc = Perda de carga total nos comandos.

Pc' = Perda de carga para 100 metros de comando tirada da figura 38.

L = Comprimento total dos comandos em metros.

PERDA DE CARGA ATRAVÉS DA HASTE 3.1/2" OD
PÉRDIDAS DE CARGA A TRAVÉS DE LAS BARRAS DE PERFORACIÓN 3.1/2" OD

SG=1

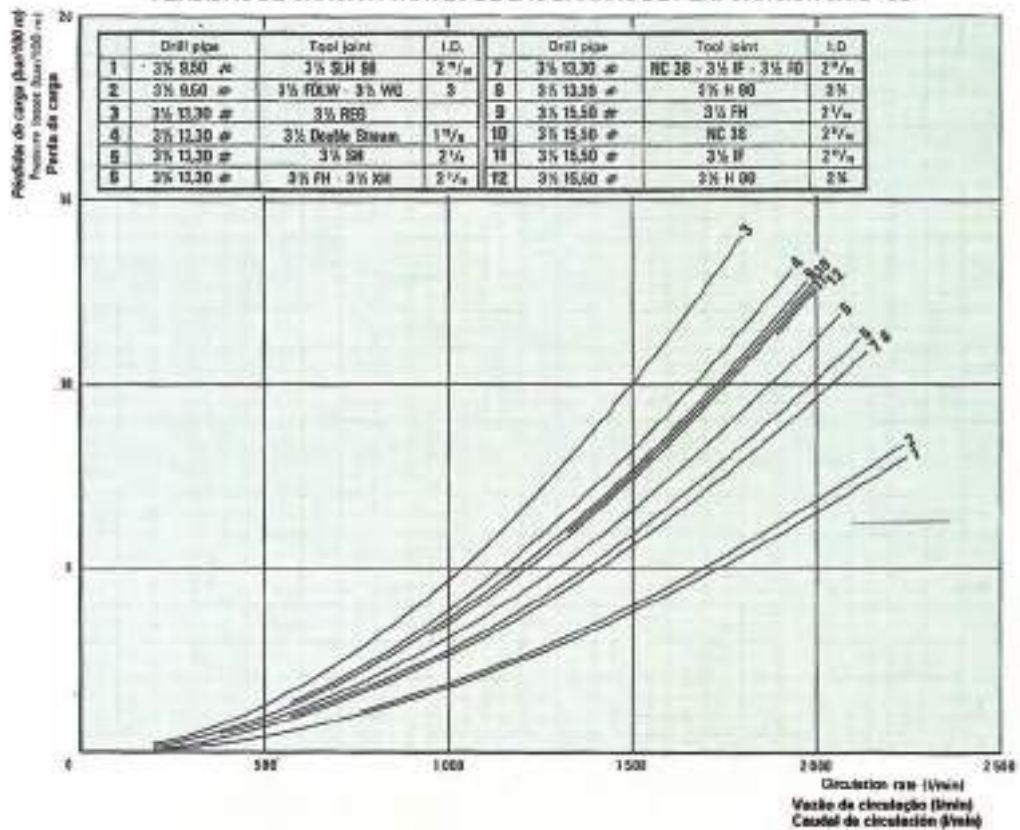


Fig. 38

D - Perda de Carga na Broca (Pb)

A perda de carga nos injetores da broca varia de acordo com o diâmetro do furo dos injetores que por sua vez dependem do diâmetro da broca. A tabela VI dá a relação existente entre o diâmetro da broca e o diâmetro do injetor. Observe que é possível para um mesmo diâmetro de broca vários diâmetros diferentes de injetores. Em função disso recomenda-se verificar qual é o diâmetro de injetor que realmente está sendo usado na broca que será utilizada.

As figuras 39 e 40 dão a perda de carga em função da vazão para as várias combinações de injetores. Os números que aparecem ao lado de cada curva são referentes ao código dos injetores de acordo com a tabela 6.

Quando nenhuma das combinações ou diâmetros de injetores das figuras 39 e 40 puderem ser usadas, a perda de carga na broca, pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$P_b = \frac{10 Q^2}{12031 A^2 C^2} \text{ psi} \quad (\text{VIII})$$

onde:

Pb = Perda de carga na broca em libras por polegada quadrada (psi)

Q = Vazão em galões/minuto (gpm)

A = Área total dos orifícios da broca em polegadas quadradas (pol 2)

C = Coeficiente de atrito

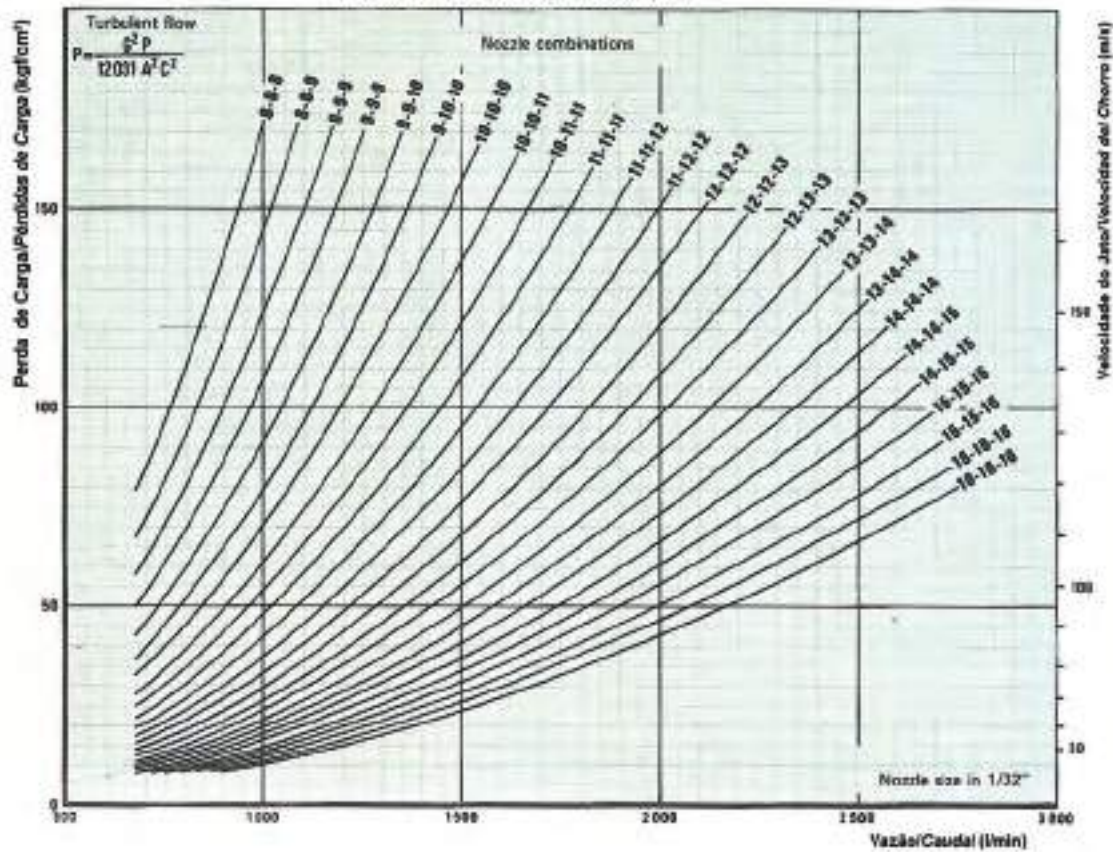
Para brocas convencionais C = 0,8

Para brocas a jato C = 0,95

PERDA DE CARGA NOS INJETORES DA BROCA TRICÓNICA
PÉRDIDAS DE CARGA EN LAS BOQUILLAS DE BARRENA TRICÓNICA
Flujo Turbulento/Flujo Turbulento

densidade = 1
 densidad = 1

296



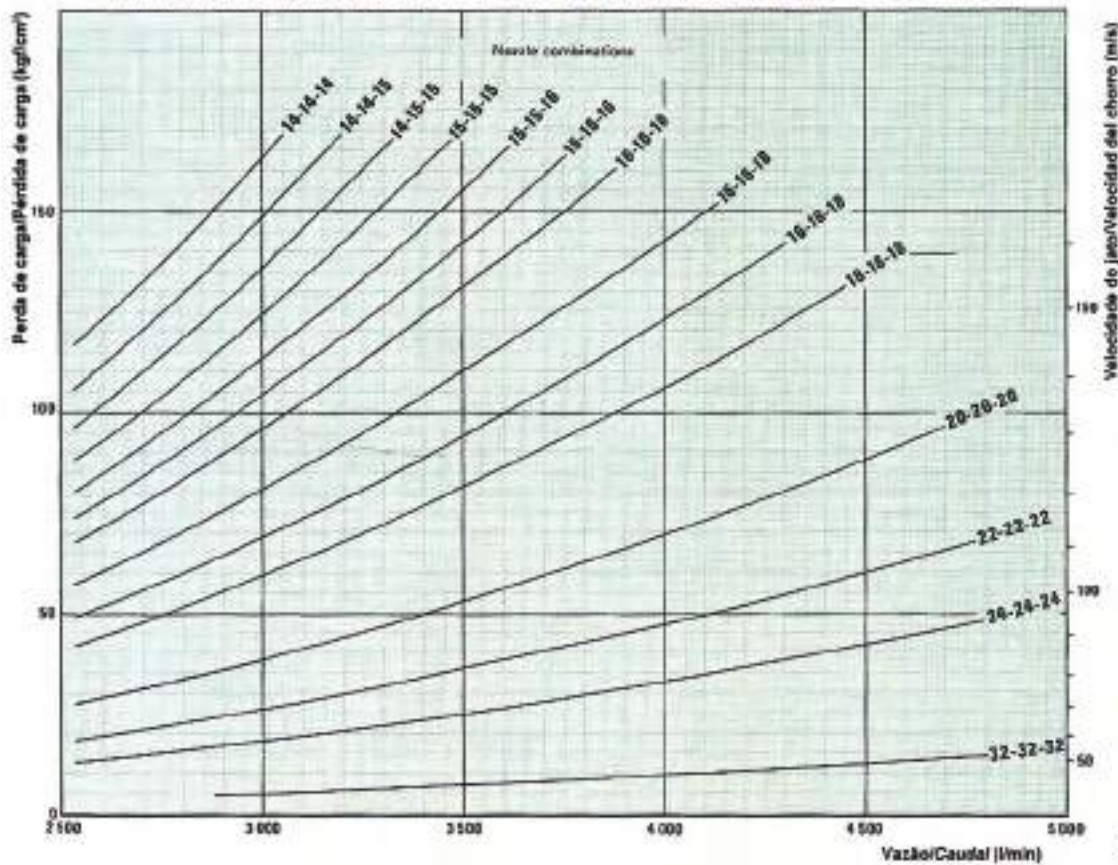
H 26

Fig. 39

PERDA DE CARGA NOS INJETORES DA BROCA TRICÓNICA
PÉRDIDAS DE CARGA EN LAS BOQUILLAS DE BARRENA TRICÓNICA

Densidade = 1
 Densidad = 1

H 27



297

Fig. 40

A expressão acima vale para lamas com densidade de 10 libras-força/galão com viscosidade 3 centipoise e fluxo turbulento.

Tabela 6 Código e diâmetro dos injetores para os vários diâmetros de brocas tricones.

Nº do Injetor	Diâmetro do Furo (int.)	Diâmetros da Broca (int.)				
		5.7/8 a 6.3/4	7.5/8 a 7.7/8	8.3/8 a 9	9.1/2 a 12.1/4	13.1/2 a 26
07	7/32		X	X		X
08	1/4	X	X	X	X	X
09	9/32	X	X	X	X	X
10	5/16	X	X	X	X	X
11	11/32	X	X	X	X	X
12	3/8	X	X	X	X	X
13	13/32	X	X	X	X	X
14	7/16	X	X	X	X	X
15	15/32	X	X	X	X	X
16	1/2	X	X	X	X	X
17	-	-	-	-	-	-
18	9/16	X	X	X	X	X
19	19/32				X	X
20	5/8	X	X	X	X	X
21	21/32				X	X
22	11/16		X	X		X
23	-	-	-	-	-	-
24	3/4		X	X	X	X
25	-	-	-	-	-	-
26	-	-	-	-	-	-
27	-	-	-	-	-	-
28	7/8				X	X

E - Perda de Carga no Espaço Anular (Pe)

A perda de carga na saída da lama pelo espaço anular compreendido entre a haste e a parede do furo pode ser encontrada aplicando-se a outra expressão, como segue:

$$Pe = \frac{0,086 Q^2}{(D2 - D1)(D2^2 - D1^2)^2} \text{ psi} \quad (\text{IX})$$

onde:

P = Perda de carga para 100 pés de furo em (psi)

Q = Vazão galões por minuto (gpm)

D2 = Diâmetro do poço em polegadas (pol)

D1 = Diâmetro externo dos tubos ou dos comandos em polegadas (pol)

A fórmula 07 deve ser aplicada duas vezes, se o diâmetro externo das hastes for diferente do diâmetro externo dos comandos. O valor da perda de carga total no espaço anular, será nesse caso a soma dos dois valores, ou seja, a perda de carga no espaço anular entre a parede do furo e o comando, e a perda de carga no espaço anular entre a parede e o furo e a haste.

Lembre-se que a fórmula 07 calcula a perda para cada 100 pés de comprimento. Para comprimentos diferentes de 100 pés aplique a expressão.

$$Pe = Pe' \left(\frac{L}{100} \right) \quad (\text{X})$$

onde:

Pe = Perda de carga total no espaço anular

Pe' = É a perda de descarga para 100 pés em psi

L = Comprimento total do furo em pés

A fórmula IX não é perfeitamente exata, porém, pode ser aplicada no campo para uma determinação bastante boa da perda de carga no espaço anular.

2.7.2. Perda de Carga Total no Sistema Hidráulico

A perda de carga total no sistema hidráulico da perfuratriz é a soma das perdas de carga em cada trecho do circuito . A expressão que dá seu valor é:

$$P_t = I (P_s + P_h + P_c + P_b + P_e) \quad (XI)$$

Nessa expressão I é a densidade relativa real da lama que estiver sendo usada. Por exemplo, se a lama tem 1,2 Kg/dm³ (10 lb/gal) então o valor de I será 1,2.

O procedimento para o cálculo de Pt é o seguinte:

A - Definidos os valores de Ps, Ph, Pc, Pb e Pe de acordo com os itens A a E faça a conversão de unidades para que todos os valores de perda de carga possam ser somados. Para tal conversão lembre-se que 1 kgf/cm² = 14,22 lbf/in² (psi).

B - Verifique qual a densidade real da lama que está sendo usada. Se a unidade da densidade da lama for lbf/gal divida esse valor por 8,35 lbf/gal (densidade da água) para achar I. Se a unidade da densidade for kgf/dm³ divida por 1 kgf/dm³ (densidade da água no sistema métrico) para achar I.

C - Aplique os valores encontrados na fórmula XI.

2.7.3. Velocidade de Saída da Lama

A perda de carga total no sistema hidráulico da perfuratriz é a soma das perdas de carga em cada trecho do circuito . A expressão que dá seu valor é:

$$P_t = I (P_s + P_h + P_c + P_b + P_e) \quad (XI)$$

Nessa expressão I é a densidade relativa real da lama que estiver sendo usada. Por exemplo, se a lama tem 1,2 Kg/dm³ (10 lb/gal) então o valor de I será 1,2.

O procedimento para o cálculo de Pt é o seguinte:

Tabela. 7 Vazões e velocidades usuais de lama em função do diâmetro do furo.

DIÂMETRO DO FURO (in)	VAZAO USUAL (l/min)	VELOCIDADE ANULAR (m/min)
17.1/2	3000 a 4000	21 a 28
15	2800 a 3500	28 a 35
12.1/4	2200 a 2600	35 a 41
9.7/8	1500 a 1900	41 a 52
8.1/2	1200 a 1600	50 a 67
7.7/8	1200 a 1600	51 a 69
6.3/4	800 a 1000	53 a 67
6	600 a 800	51 a 68

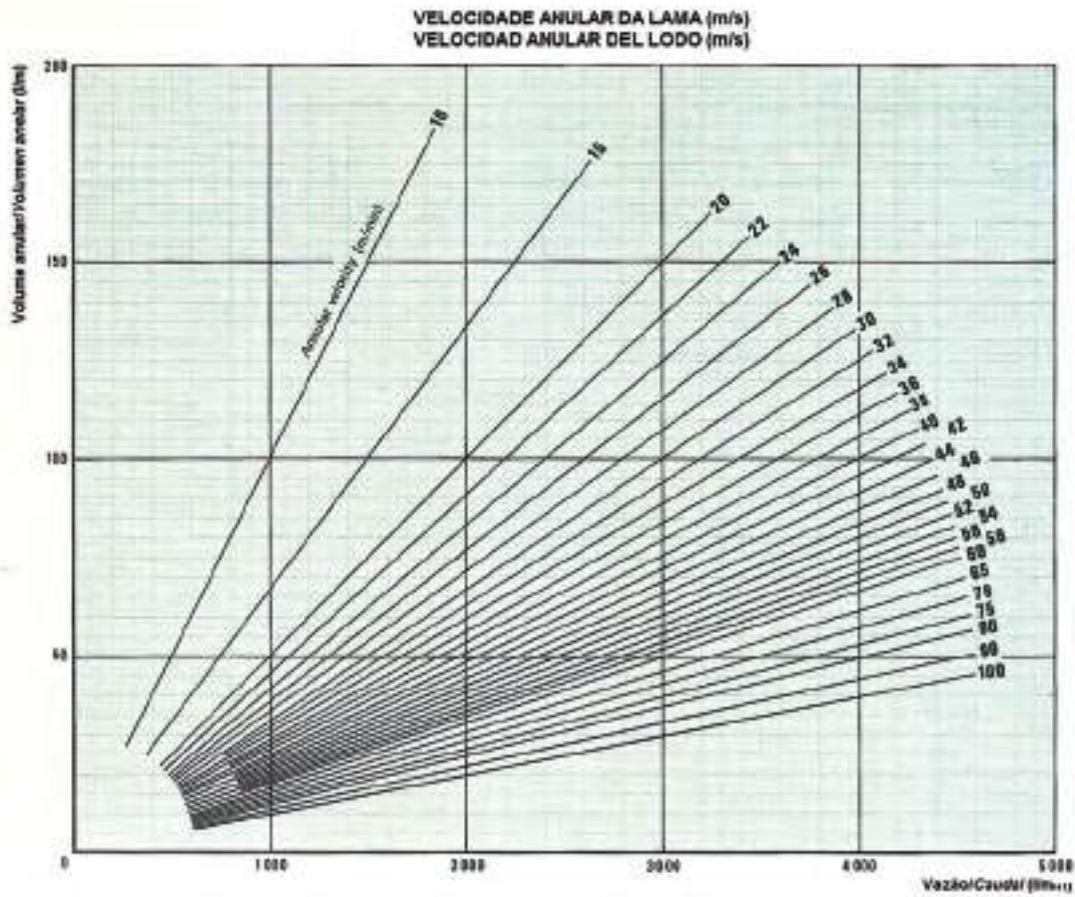
A tabela 8 dá o volume anular em (l/m) para vários diâmetros de furo e hastes. A coluna denotada com nº zero dá a capacidade do furo aberto em (l/m). A linha denotada com o nº zero dá o volume deslocado pela haste em (l/m).

Tabela. 8 Volume entre a parede do furo e a haste para vários diâmetros.

DIÂM. DO FURO	DIÂMETRO DA HASTE								
	0 (1)	2.3/8	2.7/8	3.1/2	4	4.1/2	5	5.1/2	6.5/8
0 (2)	l/m	3,0	4,4	6,5	8,6	11,0	13,3	16,1	22,9
5.7/8	17,5	14,5	13,1	11,0	8,9	X			
6	18,2	15,2	13,8	11,7	9,6	7,2	X		
6.1/8	19,0	16,0	14,6	12,5	10,4	8,0	X		
6.1/4	19,8	16,8	15,4	13,3	11,2	8,8	X		
6.5/8	22,2	19,2	17,8	15,7	13,6	11,2	8,9	X	
6.3/4	23,1	20,1	18,7	16,6	14,5	12,1	9,8	X	
7.3/8	27,6	24,6	23,2	21,1	19,0	16,6	14,3	11,5	4,7
7.7/8	31,4	28,4	27,0	24,9	22,8	20,4	18,1	15,3	8,5
8.3/8	35,5	32,5	31,1	29,0	26,9	24,5	22,2	19,4	12,6
8.1/2	36,6	33,6	32,2	30,1	28,0	25,6	23,3	20,5	13,7
8.5/8	37,7	34,7	33,3	31,2	29,1	26,7	24,4	21,6	14,8
8.3/4	38,8	35,8	34,4	32,3	30,2	27,8	25,5	22,7	15,9
9	41,0	38,0	36,6	34,5	32,4	30,0	27,7	24,9	18,1
9.5/8	46,9	43,9	42,5	40,4	38,3	35,9	33,6	30,8	24,0
9.7/8	49,4	46,4	45,0	42,9	40,8	38,4	36,1	33,3	26,5
10,5/8	57,2	54,2	52,8	50,7	48,6	46,2	43,9	41,1	34,3
12	73,0	70,0	68,6	66,5	64,4	62,0	59,7	56,9	50,1
12.1/4	76,0	73,0	71,6	69,5	67,4	65,0	62,7	59,9	53,1
14.3/4	110,2	107,2	105,8	103,7	101,6	99,2	96,9	94,1	87,3
15	114,0	111,0	109,6	107,5	105,4	103,0	100,7	97,9	91,1
17.1/2	155,2	152,2	150,8	148,7	146,6	144,2	141,9	139,1	132,3
20	202,7	199,7	198,3	196,2	194,1	191,7	189,4	186,6	179,8
24	291,9	288,9	287,5	285,4	283,3	280,9	278,6	275,8	269,0
26	342,4	339,4	338,0	335,9	333,8	331,4	329,1	326,3	319,5
36	656,4	653,4	652,0	649,9	647,8	645,4	643,1	640,3	633,5

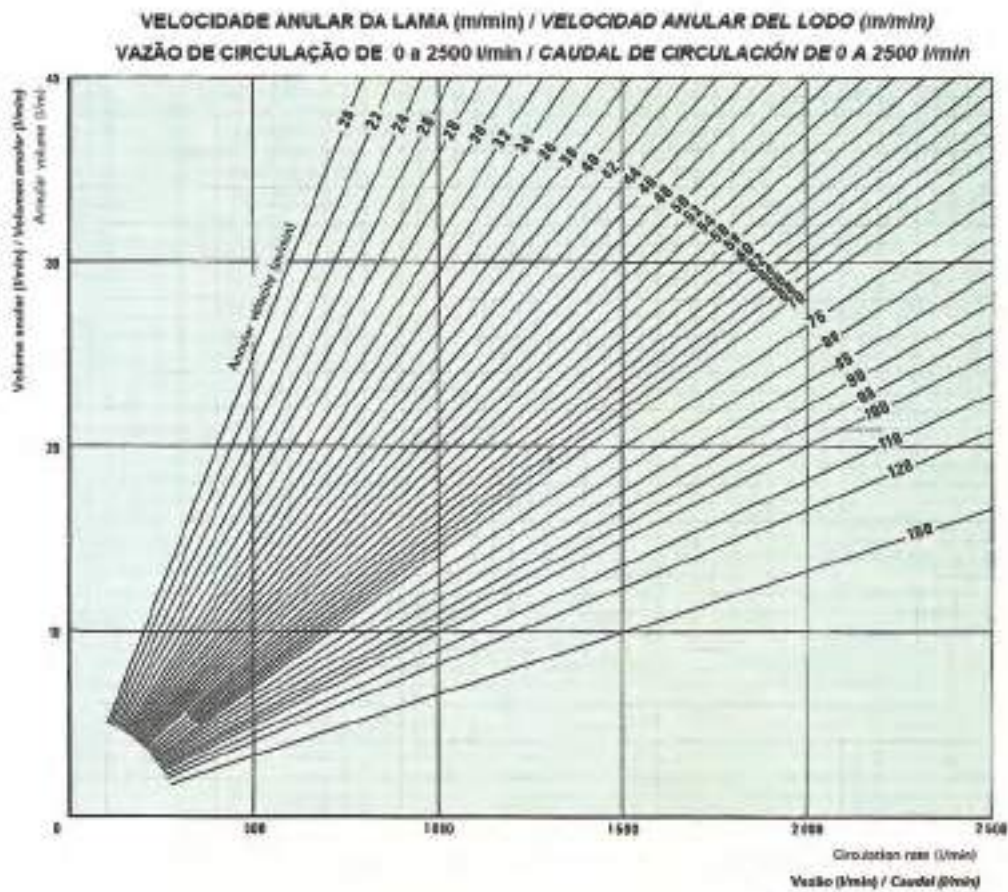
Volume anular em (l/m)

As figuras 41 e 42 dão a velocidade de saída da lama em função do volume anular e da vazão da bomba.



H 18

Fig. 41



287

Fig. 42

2.7.4. Potência Requerida Para Acionamento da Bomba de Lama

A potência necessária para o acionamento da bomba de lama pode ser determinada pela figura 43 em função da perda de carga total P_t em kgf/cm^2 e da vazão em l/min . A potência é dada em cavalos (c.v.) considerando um rendimento volumétrico da bomba de 0,85.

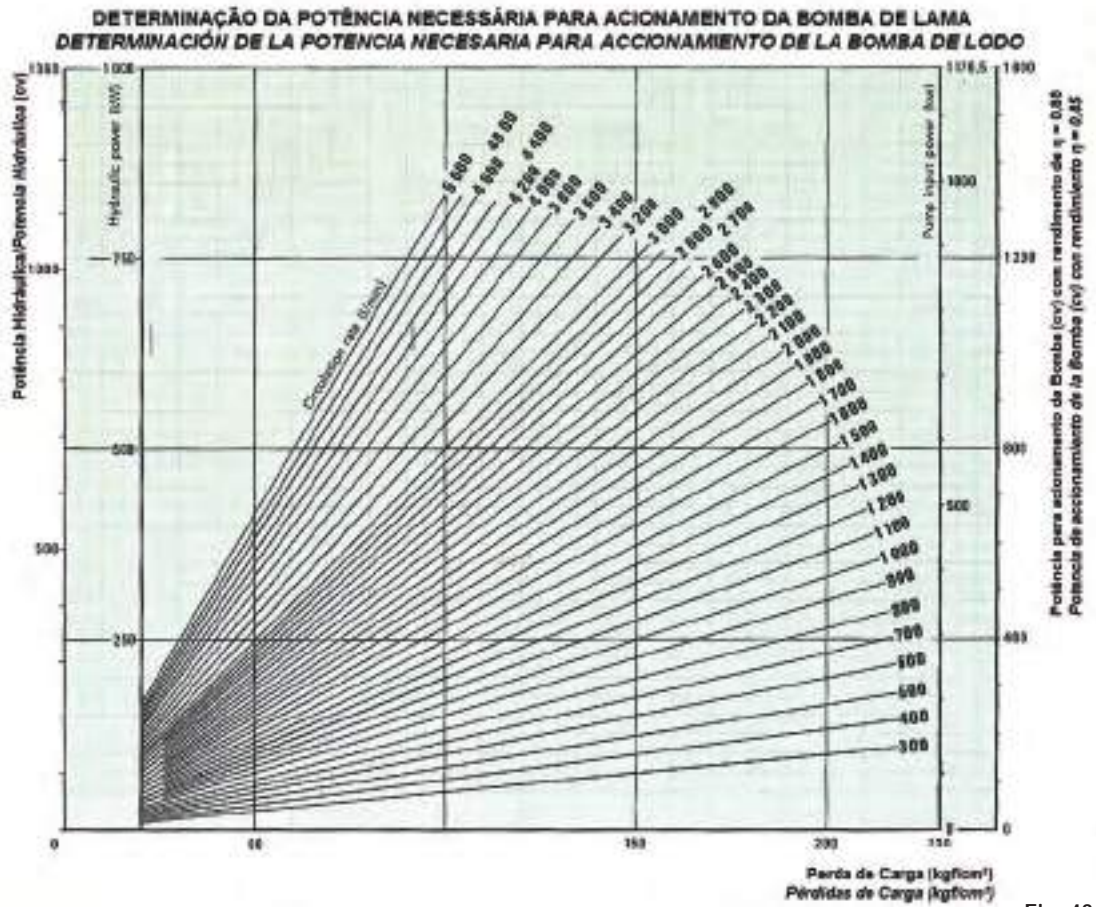
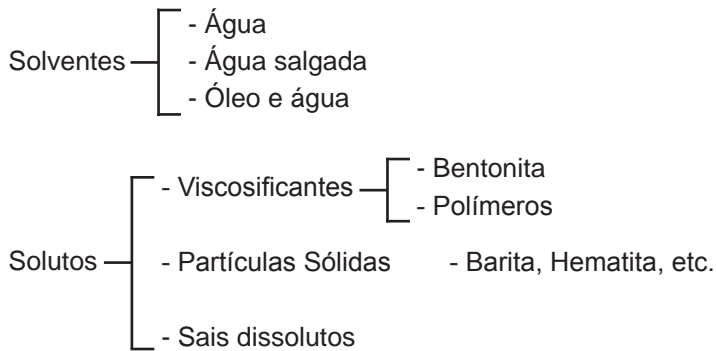


Fig. 43

FLUÍDOS DE PERFURAÇÃO

1. Tipos de Fluidos



2. Principais propriedades dos Fluidos de Perfuração

2.1. Densidade

Balança de lama (Fig. 44)

- 1b/gal e psi/1000 ft
- gravidade específica e peso



Fig. 44

Cálculos da densidade

I) Aquífero de água doce com nível estático na boca poço, profundidade 150 metros, aquífero livre.

- a pressão na formação é de 0.433 psi/ft
- 150 metros = 500 ft
- pressão total = 500 x 0.433 = 216.5 psi

Pressão Hidrostática (psi) = densidade do fluido (lb/gal) x altura da coluna de fluido (ft) x 0.052

- $216.5 = \text{densidade} \times 500 \text{ ft} \times 0.052$
densidade = 8,3269 lb/gal

II) Aquífero confinado de água doce, profundidade 150 metros, diferença de nível do poço 350 metros, diferença de nível piezométrico 378 metros.

- 28 metros = 2,8 Kg/cm² = 48 psi
- 150 metros de profundidade -----> 216,5 psi
- Pressão total = 264,5 psi
- densidade = $\frac{264,5}{500 \times 0,052} = 10,1731 \text{ lb/gal.}$

Aumento da Densidade

- por aumento do conteúdo de bentonita, até 11 lb/gal
- acima de 11 lb/gal, necessário adicionar barita, hematita, etc.

Problemas com o Aumento da Densidade

- redução da velocidade de penetração
- dificuldade na coleta de amostras. Não se decantam os detritos de perfuração nos tanques de lama
- gasto excessivo da bomba de lama devido à recirculação de sólidos. Extremamente necessário o uso de cones desarenadores
- aumento dos custos de perfuração e bombeamento

2.2. Viscosidade

Funil Marsh e Taza fig.45



Valores da viscosidade

Água	: 26 segundos
Areia fina	: 35 a 45 segundos
Areia média	: 45 a 55 segundos
Areia grossa	: 55 a 65 segundos
Cascalho	: 65 a 75 segundos
Cascalho grosso	: 75 a 85 segundos

Mecanismo de formação da viscosidade:

- Viscosidade da argila
- low yield = menor viscosidade / maior densidade
high yield = maior viscosidade / menor densidade

- Viscosidade de Polímeros orgânicos

Bentonita x Polímeros

- facilidade de limpar os rebocos (mud cake)
- Força gel = problemas com a pressão da coluna de perfuração; melhor decantação nos tanques.
- Menor quantidade de polímeros em comparação com a bentonita para uma mesma viscosidade.

Medida do filtrado e do reboco

- medidor de filtrado
- padrão API 30 min a 100 psi
- características de uma boa lama (fluido de perfuração)

filtrado :máximo 20 cc
ideal de 08 a 15 cc

reboco: de 04 a 04 mm
ideal que seja menor que 04 mm

2.3. Ph

Papel para medição do Ph

Bentonita de 7 a 9

Polímeros: REVERT 6,5 a 8,0 (médios ácidos)
POLY - PLUS 8,0 a 10,0 (médios alcalinos)
outros

2.4. Conteúdo de areia

Máximo de 2 a 3%

Maior que 3% - danos à bomba de lama
aumento da densidade da lama

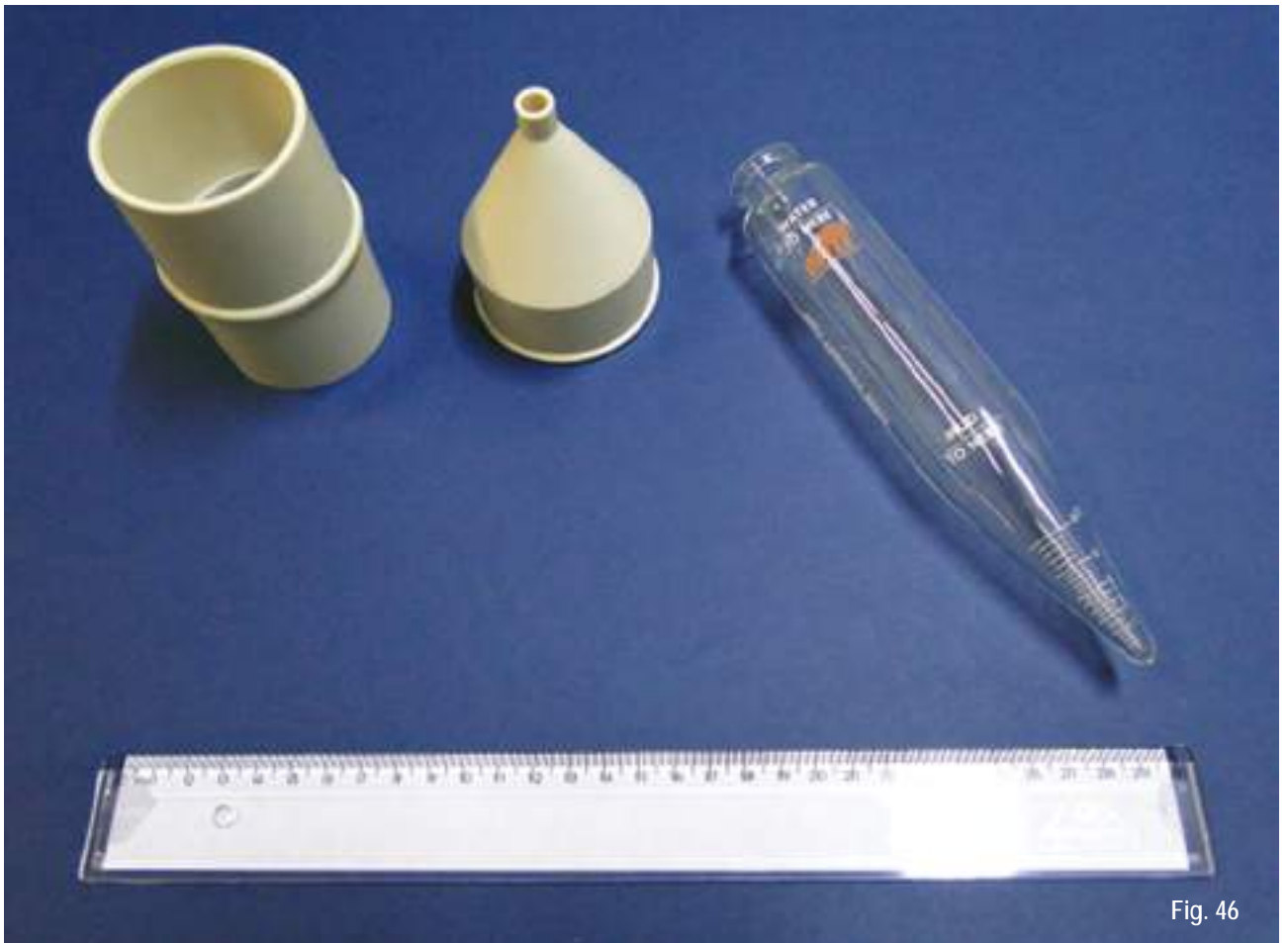


Fig. 46

Kit para determinar o teor de areia no fluido de perfuração

2.5. Tratamento da água para o preparo da lama

Abrandamento

Mudança de Ph

Descontaminação, no caso de polímeros

2.6. Mistura de viscosificantes

Exemplo: Aquífero Botucatú (Brasil)

- 1.000 kg de bentonita

- 120 kg de Poly - Plus

- 50 kg de CMC

Resultado: baixo filtrado

reboco pouco espesso

alta viscosidade

boa densidade



PROMINAS BRASIL EQUIPAMENTOS LTDA.

Av. Morumbi nº 1600 - Vila Morumbi

CEP 13572-000 - SÃO CARLOS - SÃO PAULO - BRASIL

Fone +55 (16) 3375-9111 / Fax +55 (16) 3375-9110

e-mail: comercial@prominas.com.br / <http://www.prominas.com.br>