

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PETRÓLEO

Dissertação Apresentada à
Faculdade de Engenharia Mecânica
como Requisito Parcial à Obtenção do
Título de Mestre em Engenharia de Petróleo

ESTUDO DO ESCOAMENTO HELICOIDAL EM ANULARES,
VISANDO A DETECÇÃO DE KICKS EM POÇOS DELGADOS

Esse exemplar corresponde a redação final
da Tese defendida pelo Eng. Jésus Jorge Pereira
e aprovada pela comissão julgadora em 22/11/91.

Eric Edgar Maidla
Prof. Dr. Eric Edgar Maidla
51191

Autor : Jésus Jorge Pereira 434
Orientador : Eric Edgar Maidla

Novembro, 1991

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PETRÓLEO

A dissertação "Estudo do escoamento helicoidal em anulares, visando a detecção de kicks em poços delgados", elaborada por Jésus Jorge Pereira e aprovada por todos os membros da Banca Examinadora foi aceita pela Sub-Comissão de Pós-Graduação em Engenharia de Petróleo como requisito parcial à obtenção do Título de Mestre em Engenharia de Petróleo.

Campinas, 22 de Novembro de 1991.

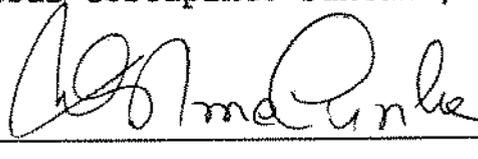
Banca Examinadora :



Eric Edgar Maidla, Ph.D.



Cesar Costapinto Santana, Ph.D.



Maria Cristina de Castro Cunha, Ph.D.

Este trabalho é dedicado a
minha esposa Márcia e aos meus
filhos Antonio e Marcos, pelo
carinho, amor e compreensão

AGRADECIMENTOS

À PETROBRÁS pela oportunidade, confiança e condições oferecidas.

Ao Prof. Dr. Eric Edgar Maidla pela sugestão e orientação deste trabalho.

Ao amigo José Carlos de Souza Cunha pelo estímulo inicial.

Ao Prof. Dr. Cesar Costapinto Santana e a Prof. Dra. Maria Cristina de Castro Cunha cujas sugestões foram essenciais.

Ao amigo e mestre João Cândido Baptista de Campos pela orientação em Mecânica das Rochas.

A todos os funcionários e professores da Unicamp pela dedicação profissional e agradável convívio.

A todos os colegas da Petrobrás e Unicamp pela amizade, apoio e estímulo.

A Sra. Beatriz Figueiredo pelo apoio e incentivo.

A meus pais pelo apoio de toda a vida.

E em especial, a minha esposa Márcia, por todo apoio, incentivo e ajuda, sem o qual este trabalho não seria possível.

RESUMO

A variação entre a vazão de entrada e a vazão de saída se constitui no melhor indicativo da ocorrência de kicks em poços delgados.

Entretanto, esta variação de vazão pode ser ocasionada por outros motivos, entre eles a variação da rotação da coluna de perfuração, gerando alarmes falsos.

Este trabalho apresenta uma solução numérica que relaciona perda de carga, vazão e rotação de coluna para fluidos de potência escoando em espaço anular delgado.

Através dos resultados desta solução numérica, pode-se distinguir um kick de um alarme falso.

ABSTRACT

The variation between input and output flow rates is the best indication to detect the occurrence of a kick in slim holes.

However, this flow rate variation might be caused by other reasons, such as change on rotary drilling speed. These reasons may generate false alarm conditions on the platform.

This dissertation presents a numerical solution for the problem, in which pressure drop, flow rate and drill string rotation for Power Law Model are closely related with the purpose to have the drilling fluids flowing across the slim annulus.

Based upon the results obtained from this numerical solution, a determination can be made as to the existence of a real kick situation or a false alarm.

ÍNDICE

	Página
LISTA DE FIGURAS.....	viii
LISTA DE TABELAS.....	xi
NOMENCLATURA.....	xii

Capítulo

I. REVISÃO DA LITERATURA EM POÇOS DELGADOS.....	1
Considerações Gerais	
Histórico	
II. DETECÇÃO DE KICKS EM POÇOS CONVENCIONAIS E POÇOS DELGADOS.....	29
Introdução	
Diferenças Físicas Entre Poços Delgados e Poços Convencionais	
Detecção de Kicks em Poços Convencionais	
Detecção de Kicks em Poços Delgados	
Sistema Especialista	
III. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA.....	40
Objetivo da Tese	
IV. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA ESCOAMENTO HELI- COIDAL EM ANULARES.....	48
Introdução	
Definições	
Modelos Reológicos	
Simplificações e Hipóteses Adotadas	
Modelagem	
Resolução Numérica	

Capítulo

V. RESULTADOS.....	79
Variação das Perdas de Carga com a Rotação da Coluna	
Variação das Perdas de Carga com a Variação da Vazão	
Variação das Perdas de Carga com a Geometria do Poço	
Variação das Perdas de Carga com a Reologia do Fluido	
VI. ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DE ROTAÇÃO NO VOLUME DE POÇOS DELGADOS.....	87
Introdução	
Considerações Iniciais	
Definições	
Apresentação das Equações	
Exemplo Numérico	
VII. COMENTÁRIOS FINAIS.....	95
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	97

LISTA DE FIGURAS

Figura	Página
I-1. Comparação de Poços	2
I-2. Motores de Fundo Para Poços Delgados	4
I-3. Sonda de Perfuração com Tubos Bobinados ...	5
I-4. Sonda da "Amoco" Para Testemunhagem Contínua	6
I-5. Sistema de Completação de Poço Delgado	8
I-6. Redução de Custo e de Tempo em Poços Delgados	11
I-7. Aprofundamento de Poços Utilizando Técnica de Poço Delgado	15
I-8. Exemplo de Poço Delgado Perfurado na Indonésia	16
I-9. Programa de Revestimento do Poço Perfurado pela "BP"	18
I-10. Recuperador de Barrilete a Cabo	21
I-11. Sistema Automatizado de Avaliação de Testemunho	23

Figura	Página
I-12. Peso de Lama Equivalente em Poços Delgados.	25
I-13. Kick em Poço Delgado e em Poço Convencional	25
I-14. Sistema de Poços Delgados Horizontais	27
I-15. Ferramenta Para Poço Delgado Horizontal ...	28
II-1. Medidas de Vazão em Poços Delgados	38
III-1. Comportamento de "AQ" Durante a Circulação e Perfuração	44
III-2. Comportamento de "AQ" Durante um Kick	44
III-3. Comportamento de "AQ" Quando Ocorre Movimento da Coluna Para Baixo	45
III-4. Comportamento de "AQ" Quando Ocorre Movimento da Coluna Para Cima	45
III-5. Comportamento de "AQ" Quando Ocorre Aumento da Vazão de Entrada	45
IV-1. Escoamento de um Fluido em Regime Laminar .	53
IV-2. Perfis de Velocidade de Escoamento em Tubos	54
IV-3. Deformação de um Fluido Pela Tensão de Cisalhamento	54
IV-4. Taxa de Deformação de um Fluido	55
IV-5. Curva de Fluxo de um Fluido Newtoniano	60

Figura	Página
IV-6. Curva de Fluxo de um Fluido Binghamiano ...	61
IV-7. Curvas de Fluxo de Fluidos de Potência	62
IV-8. Comparação de Curvas de Fluxo	64
IV-9. Escoamento Helicoidal em Anular	68
IV-10. Fluxograma	77
V-1. Variação das Perdas de Carga em Anular de Poços Delgados com a Variação da Rotação	82
V-2. Variação das Perdas de Carga em Anular de Poços Delgados com a Variação da Rotação	83
V-3. Variação das Perdas de Carga em Anular de Poços Delgados com a Variação da Vazão ..	83
V-4. Variação das Perdas de Carga em Anular de Poços Delgados com a Variação do Espaço Anular	84
V-5. Variação das Perdas de Carga em Anular de Poços Delgados com a Variação do Índice de Consistência	85
VI-1 Distribuição da Pressão de Poros Para Fluidos Não-Penetrantes	90
VI-1. Variação de Volume em Poços Delgados	93
VI-2. Variação de Vazão Devido a Variação de Rotação da Coluna	94

LISTA DE TABELAS

Tabela	Página
I-1. Comparação Entre Sondas e Poços	14
I-2. Comparação de Custos	14
I-3. Ferramentas de Perfilagem Disponíveis em Poços Delgados	20
I-4. Performance das Brocas Para Testemunhagem ..	22
I-5. Ferramentas de Perfilagem Testadas Pela "Amoco" Para Poços Delgados	24
I-6. Perda de Carga em Poços Delgados Devido a Variação da Vazão	24
IV-1. Percentual de Erro no Cálculo das Perdas de Carga Utilizando a Aproximação Entre Placas Paralelas.....	65

NOMENCLATURA

Alfabeto Romano

a = constante adimensional

A = área de contato do fluido

b = espaço anular

C = coeficiente de compressibilidade isotérmica

C_1 = constante de integração

C_2 = constante de integração

D = profundidade

d_1 = diâmetro externo da coluna

d_2 = diâmetro interno do revestimento ou do poço

dP/dL = perda de carga por unidade de comprimento

dv/dr = variação infinitesimal do vetor velocidade mássica em função do raio do conduto

$\text{div} \vec{\tau}$ = divergente do tensor de tensões

E = módulo de elasticidade linear

f = componente do vetor força gravitacional

F = vetor força

g = aceleração da gravidade

Grd_0 = gradiente de sobrecarga (overburden)

K = índice de consistência do fluido

L = comprimento

n = índice de comportamento de fluxo

Q = vazão volumétrica

Q_{in} = vazão de entrada de lama no poço

Q_{out} = vazão de saída de lama do poço

P = pressão

P_0 = pressão no ponto $z = 0$

P_L = pressão no ponto $z = L$

\mathcal{P} = pressão modificada

\mathcal{P}_0 = pressão modificada no ponto $z = 0$

\mathcal{P}_L = pressão modificada no ponto $z = L$

P_e = pressão estática do reservatório

P_p = pressão de poros

P_w = pressão dentro do poço

r = raio

r_w = raio do poço

R = raio externo do cilindro interno ou da coluna de perfuração

t = tempo

T = temperatura

V = volume

\mathbf{v} = vetor velocidade mássica

Alfabeto Grego

β = coeficiente de expansão térmica isobárica

ΔP = variação de pressão

ΔP = variação de pressão modificada

ΔQ = variação entre as vazões de saída e de entrada de lama do poço

ϵ_r = deformação radial

ϵ_θ = deformação tangencial

$\dot{\gamma}$ = taxa de deformação ou gradiente de velocidade

η = viscosidade não newtoniana

μ = viscosidade absoluta do fluido

μ_a = viscosidade aparente do fluido

μ_p = viscosidade plástica do fluido

ν = módulo de Poisson

ρ = massa específica

σ = tensão total

σ_e = tensão efetiva

σ_{he} = tensão horizontal efetiva

σ_{he1} = maior tensão horizontal efetiva

σ_{he2} = menor tensão horizontal efetiva

σ_r = tensão radial total

σ_{re} = tensão radial efetiva

σ_{θ} = tensão tangencial total

$\sigma_{\theta e}$ = tensão tangencial efetiva

σ_v = tensão vertical total

σ_{ve} = tensão vertical efetiva

τ = tensão de cisalhamento

$\dot{\tau}$ = tensor das tensões

τ_y = limite de escoamento

\mathbf{W} = vetor velocidade angular

CAPÍTULO I

REVISÃO DA LITERATURA EM POÇOS DELGADOS

Considerações Gerais

A tecnologia de poços delgados não é nova. A indústria de mineração vem utilizando esta tecnologia há bastante tempo, porém só recentemente foi despertado maior interesse em seu emprego na indústria do petróleo.

No final dos anos 50 e início dos anos 60, 131 companhias perfuraram acima de 3000 poços delgados em todo o mundo. Estes poços reduziram os custos de 25% a 75% em muitas áreas, devido principalmente, a redução dos custos de sonda e de tubulação. Apesar de significativa economia ter sido alcançada, os poços convencionais se tornaram comuns nos anos 70 e 80 devido: a) à vida curta das pequenas brocas tricônicas; b) ao alto preço do petróleo; e c) à concepção errada de que grandes diâmetros de poços eram necessários em toda a parte.

Devido a redução do preço do petróleo e a escalada dos custos de perfuração e de tubulações, algumas companhias, incluindo "Amoco" e "Shell", estão conduzindo a maioria dos projetos para a perfuração de poços delgados. Outras grandes companhias estão revendo a tecnologia destes poços e voltando

a considerá-los em projetos de perfuração iniciados e não concluídos.

Classificação dos Poços Delgados

Segundo Walker [38], uma boa definição para poço delgado seria aquele onde 90% ou mais de seu comprimento é perfurado com brocas menores do que 7 polegadas de diâmetro. A figura I.1 apresenta um esquema para comparação dos diâmetros entre um poço convencional e um poço delgado.

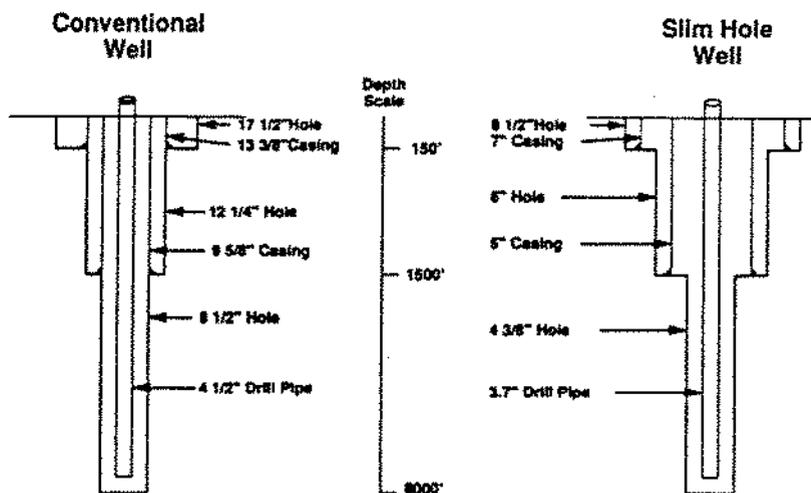


FIG. I-1. Comparação de poços [REF. 4].

Existem três tipos diferentes de sistemas de poços delgados que estão sendo desenvolvidos ou utilizados: a) sistema convencional de perfuração rotativa; b) sistema de perfuração utilizando motores de fundo; e c) sistema de perfuração rotativa com testemunhagem contínua.

Para cada um destes sistemas de perfuração de poços

delgados, existe uma determinada área na qual seu emprego seria mais recomendado, uma vez que cada um destes sistemas apresenta vantagens e desvantagens.

Sistema de Perfuração Rotativa

A companhia sueca "Micro-Drill" é a pioneira em sistemas de perfuração rotativa para poços delgados. As sondas desta companhia usam tubos de perfuração de pequeno diâmetro para girar brocas de diamantes a altas velocidades. Taxas de penetração de 20 pés/hora (6,1 m/h) são normalmente alcançadas. Um poço de 2 polegadas de diâmetro é testemunhado na zona de interesse e testado. Se a zona é produtora, o poço é alargado para 2,4 polegadas, revestido com 2,13 polegadas, acidificado e colocado em produção através de bombeio mecânico.

Sistema de Perfuração Utilizando Motores de Fundo

A companhia "SlimDrill International" é a pioneira no uso de pequenos motores de fundo (1,5 à 3,375 polegadas) para perfurar poços delgados (2 à 4,5 polegadas) a altas rotações. Este motores normalmente operam a velocidades de rotação de 500 à 1000 RPM e perfuram 3 à 5 vezes mais rápido do que as sondas de perfuração rotativa. A figura I.2 mostra duas composições típicas para motor de fundo em poços delgados.

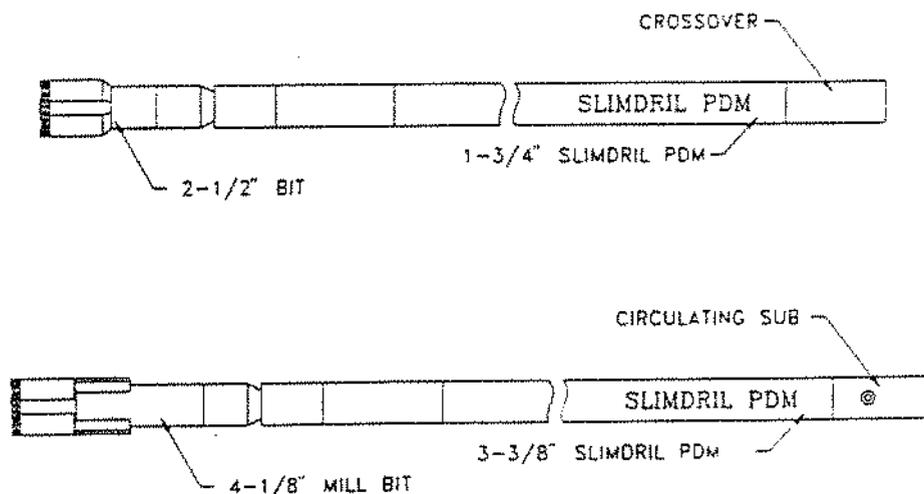


FIG. I-2. Motores de fundo para poços delgados [REF. 16].

Sistema "Coiled Tubing" ou de Tubos Bobinados

Os motores de fundo em poços delgados são utilizados freqüentemente em sondas de tubos bobinados (1,5 à 2 pol.) para aumentar a velocidade de manobra e permitir circulação contínua enquanto os motores são colocados e retirados do poço (figura I.3).

Em muitas áreas, os custos da perfuração são reduzidos de 50% à 75% com a utilização deste sistema em poços delgados.

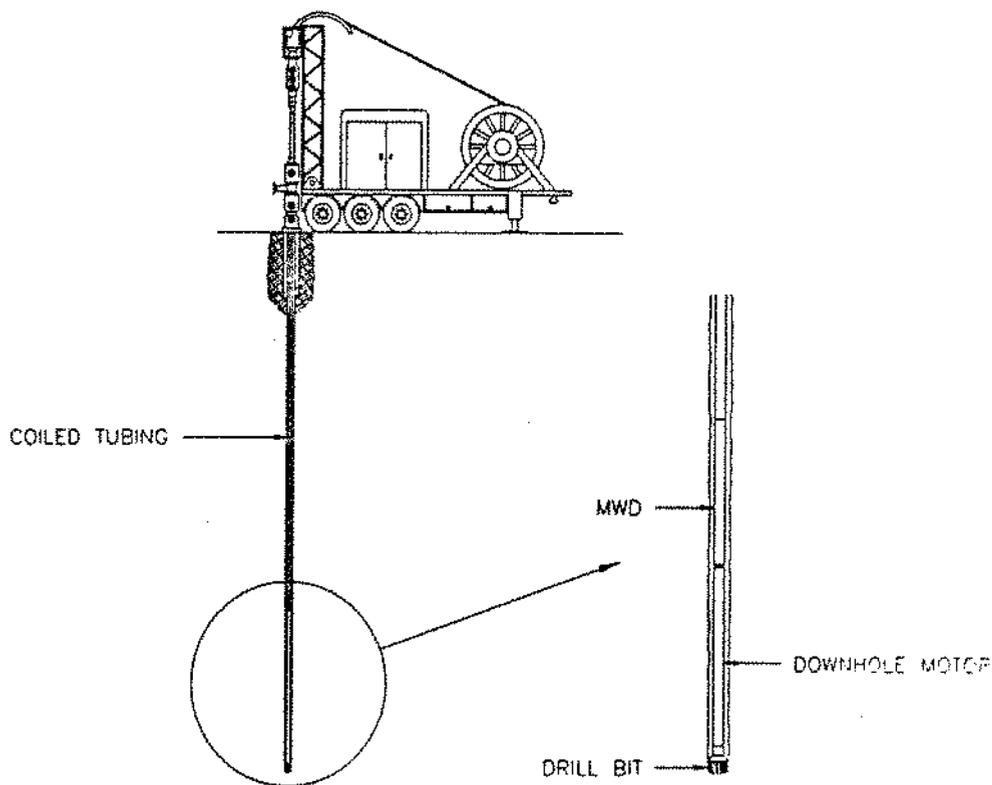


FIG. I-3. Sonda de perfuração com tubos bobinados [REF. 18].

Sistema de Testemunhagem Contínua

A companhia "Amoco" é a pioneira no uso de testemunhagem contínua em poços delgados. Estes poços utilizam tubos de perfuração com paredes delgadas e fazem, a cabo, a recuperação de barriletes para testemunhar continuamente todo o poço. A figura 1.4 mostra a sonda para testemunhagem de poços delgados utilizada pela "Amoco".

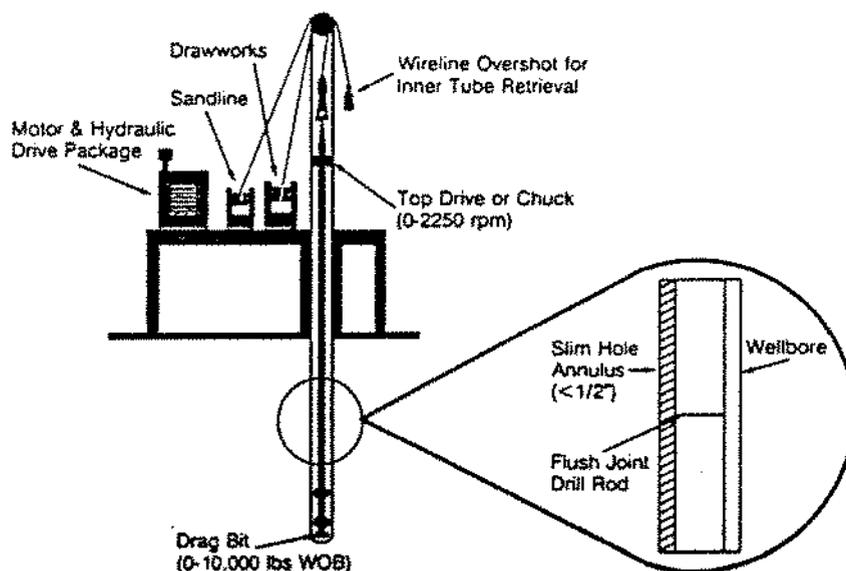


FIG. I-4. Sonda da "Amoco" para testemunhagem contínua [REF. 38]

Aplicações

A perfuração de poços delgados tem um grande potencial de uso nos campos de petróleo, como: a) poços exploratórios; b) poços de produção (produzindo menos de 200 bbl/dia); c) aprofundamento de poços existentes; d) perfuração horizontal; e) poços com múltiplas ramificações ("multibranch wells").

Recentes Avanços

Em 1961, oitenta por cento dos operadores de poços delgados identificaram os diâmetros de 6,125 e de 6,75 polegadas como tamanhos ótimos para tais poços. Isto porque as

brocas tricônicas menores que 6,125 polegadas falhavam rapidamente devido à pouca resistência dos rolamentos e/ou dos dentes. Atualmente, motores de pequenos diâmetros (2,875 à 3,375 polegadas) e brocas TSP e PDC (3,875 à 4,5 polegadas) perfuram normalmente poços horizontais em "Austin Chalk" a taxas de penetração de 20 a 40 pés/hora (6,1 a 12,2 m/h) mantendo uma longa vida para as brocas e demonstrando que a limitação de vida das brocas tricônicas dos anos 60 não existe mais.

Recentes experimentos de laboratório têm mostrado que as brocas TSP e PDC, aliadas com motores de pequenos diâmetros (2,375 à 3,375 polegadas) operando de 600 à 1000 RPM, podem perfurar a maioria das formações 3 à 5 vezes mais rápido do que as brocas tricônicas operando a 150 RPM. Além disso, as brocas TSP e PDC duram 3 à 5 vezes mais e eliminam os problemas de rolamento das brocas tricônicas. Em muitas áreas, a implementação destes motores avançados e destas brocas deve resultar numa economia ainda maior com o uso de poços delgados.

Além dos avanços dos motores de fundo e das brocas TSP e PDC, outros recentes desenvolvimentos devem ampliar ainda mais o uso da perfuração de poços delgados, tais como: a) ferramentas mais avançadas; b) maior quantidade de perfis; c) ferramentas MWD; e d) sondas de tubos bobinados de maior capacidade.

Histórico

De 1942 a 1959, a "Stekoll Petroleum" [19] completou acima de 1000 poços delgados com profundidades que variavam de 300 à 5000 pés (91 à 1524 m). Estes poços foram completados com revestimento de 2,875 polegadas e "tubing" de 1 polegada de diâmetro. Simultaneamente, o óleo era bombeado para cima, por dentro do "tubing" de 1 polegada, e, na superfície, através de uma mangueira de borracha flexível ligada ao "tubing" (figura I.5). A utilização desta técnica reduziu os custos de aproximadamente 17%.

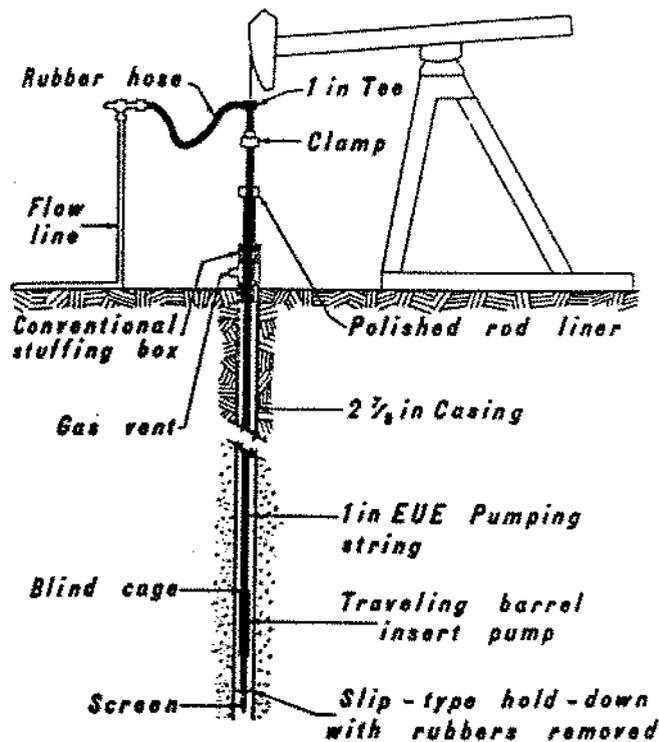


FIG. I-5. Sistema de completação de poço delgado [REF. 19]

A "Tapco Drilling" [40] desenvolveu uma sonda para poços delgados que usava tubos de perfuração de 1,25 polegadas para perfurar poços de 2,875 polegadas até profundidades de 6.000 pés. "Twistoffs" se constituíram num problema em tubos de pequeno diâmetros devido a altos torques das brocas dragas. Velocidades de rotação de até 50 RPM eram utilizadas em formações duras e, acima de 150 RPM, em formações moles. Foram usadas brocas dragas especiais de três lâminas, de formato cônico e com insertos de carborundo nas lâminas. Um barrilete de 2,75 polegadas foi usado para obter testemunhos de 1,625 polegadas de diâmetro. A sonda para poços delgados tendia a perfurar poços mais verticais que as sondas convencionais. Os autores atribuíram isto ao fato da coluna de perfuração estar melhor estabilizada em um menor espaço anular entre os comandos e o poço. Foram também usadas, nesta sonda, ferramentas de perfilagem elétrica de 1 polegada de diâmetro. Um recuperador de barrilete a cabo foi usado no tubo de perfuração de 1,25 polegadas para obter testemunhos do tamanho de um simples lápis. Foram efetuados "string shots" com sucesso, em tubos de perfuração de 1,25 polegadas.

Em 1955, a "Socony-Vacuum" [36] perfurou 10 poços delgados de 4,75 polegadas de diâmetro no Canadá. Estes poços delgados custaram mais do que poços de 9 polegadas de diâmetro, pelo fato das taxas de penetração serem 50% menores.

A "Wolfe and Majee" [2], em 1955, perfurou 34 poços delgados (4,75 e 6,125 polegadas) em Louisiana e Mississippi, totalizando 215.000 pés (65.532 m) perfurados, dos quais 52.000 pés (15.850 m) foram alargados para 6,125 ou 7,875

polegadas, pela existência de petróleo. Eles perceberam que as brocas tricônicas de 6,125 polegadas tinham taxas de penetração similares às brocas de 4,75 polegadas, mas duravam duas vezes mais pelo fato dos dentes e dos rolamentos serem mais resistentes. Os custos dos poços delgados eram 15% à 20% menores que os custos dos poços convencionais. Segundo Arnold, a redução de custos foi devida a: a) menores investimentos de capital; b) portabilidade da sonda; c) reduzidos custos com transporte; e d) reduzidas despesas diárias de operação.

Em 1956, a "Humble Oil and Refining Company" [20] citou uma redução de custos acima de 35% com a utilização de poços delgados de 5,625 polegadas de diâmetro, completados com revestimento de 4,5 polegadas e "tubing" de 1,5 polegadas.

McLaughlin [24], em 1959, fez um resumo das reduções de tempo e de custos na perfuração de poços delgados em campos de petróleo e encontrou resultados consideráveis, como os mostrados na figura I.6. Apesar dos custos estarem baixos em comparação com os dias de hoje, as reduções relativas de tempo e de custos são provavelmente ainda válidas.

Em 1960, a "Hudson's Bay Oil" [5] perfurou 36 poços delgados no Canadá a profundidades de 2600 à 6900 pés (792 a 2103 m). Colunas simples e duplas de 2,875 polegadas foram cimentadas em poços de 6,125 polegadas.

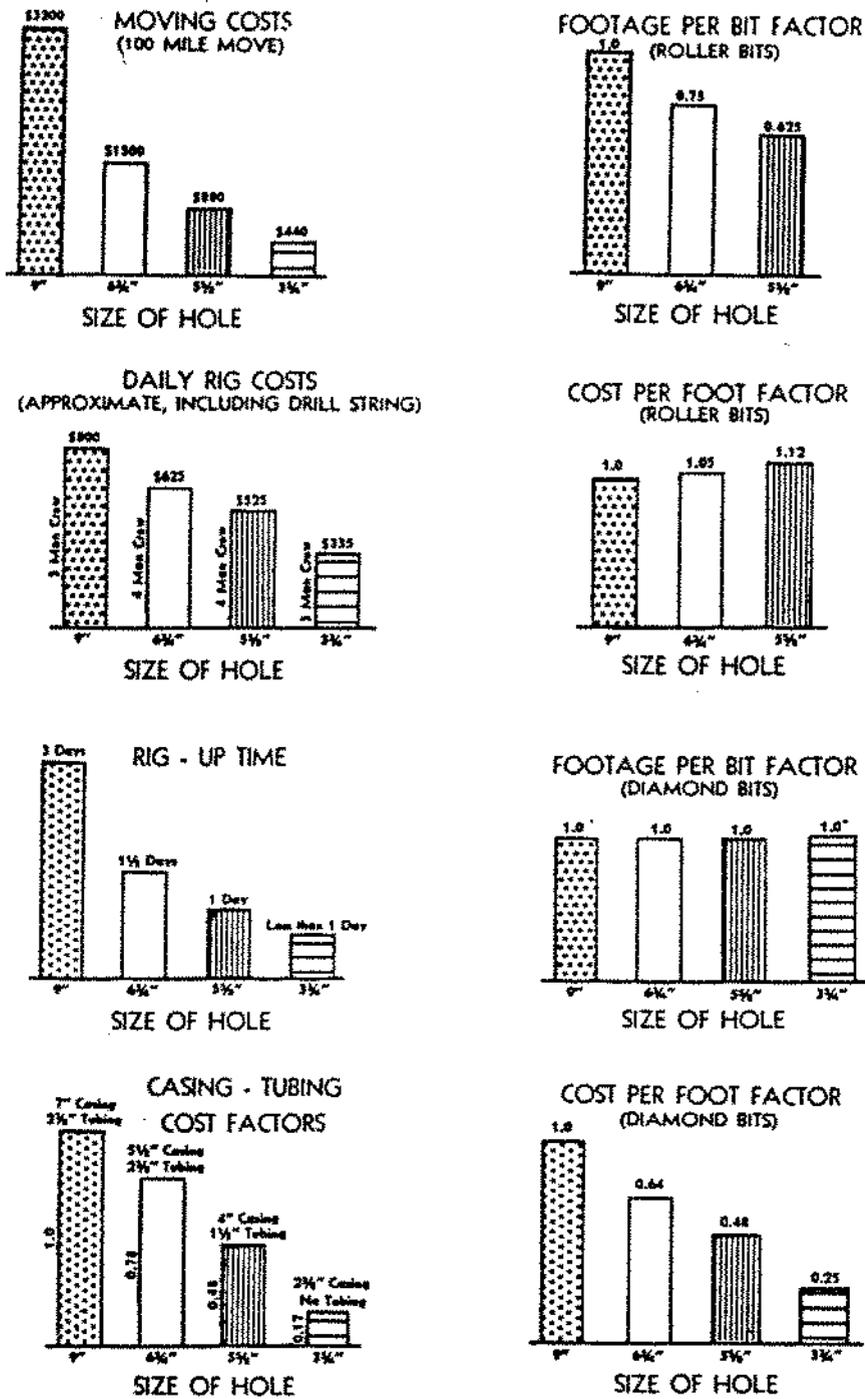


FIG. I-6. Redução de custo e de tempo em poços delgados [REF. 24].

Por volta de 1961, 131 companhias tinham perfurado 3.216 poços delgados com diâmetros iguais a 6,75 polegadas ou menores [31]. A profundidade média destes poços era de 4.515 pés (1376 m). Oitenta por cento destas companhias identificaram os diâmetros de 6,125 à 6,75 polegadas como sendo os de tamanho ideal. Somente 10% indicaram que o tamanho ótimo era menor que 6,125 polegadas. Isto, em parte, devido a um rápido desgaste dos dentes das brocas tricônicas de diâmetros menores. Em comparação, as brocas de 6,75 polegadas atingiram 344 pés (105 m) de vida, enquanto que as brocas de 6,25 polegadas atingiram 245 pés (75 m).

Em 1982, a "Western Mining" [30] usou uma sonda de mineração para testemunhar trapas estatigráficas na Austrália. Durante os anos de 1981 e 1982, a "Western Mining" testemunhou continuamente sete poços, desde próximo a superfície até profundidades de 2790 à 6090 pés (85 à 1857 m).

Nos primeiros poços, coroas de testemunhagem de 2,96 polegadas (76 mm) de diâmetro foram usadas para obter testemunhos de 1,72 polegadas (44 mm) de diâmetro. Nos últimos poços, foram usadas coroas de testemunhagem de 3,75 polegadas para permitir o uso de colunas de teste de formação para poços de 3,75 polegadas e aumentar a faixa de ferramentas de perfilagem disponíveis.

O uso de poços delgados reduziu os custos de perfuração da "Western Mining" de 35 a 50% sobre os custos de poços convencionais. O custo dos sete poços delgados variou de 0,39 à 0,69 milhões de dólares comparados a 1,5 milhões de dólares para um poço convencional.

O grupo sueco "OPAB" [9], em 1982, utilizou sondas para poços delgados fabricadas pela "TGB-Micro-Drill". Foram perfurados 207 poços delgados com profundidades que variavam de 650 à 8000 pés (200 à 2438 m). Estes poços delgados reduziram os custos de 75%.

A tabela I.1 faz uma comparação entre poços delgados de 2 polegadas (52 mm) de diâmetro perfurados pela Micro-Drill e poços de 6,2 polegadas (159 mm) de diâmetro perfurados por sondas convencionais. A tabela I.2 faz uma comparação entre os custos de perfuração utilizando sondas convencionais e a sonda Diamec-700 para poços delgados, onde os custos ficaram 75% menores.

As sondas da "Micro-Drill" utilizam um sistema hidráulico para fazer conexões, guiar e girar a coluna de perfuração. A sequência de perfuração é a seguinte: a) Um poço de 2 polegadas de diâmetro é perfurado até o topo da zona de interesse; b) A zona de interesse é então testemunhada e testada; c) Se uma produção econômica for encontrada, o poço é alargado até 2,4 polegadas de diâmetro; d) Um revestimento de 2,13 X 1,83 polegadas é descido até o topo da zona de interesse e cimentado; e) O cimento é cortado deixando-se de 7 a 65 pés (2 a 20 m) de espessura da zona de interesse em poço aberto; f) O poço é acidificado com 15% de HCl inibido, pistoneado e instalado equipamento de bombeio [14].

Uma versão maior desta sonda, Diametric-1000, foi usada para perfurar poços mais profundos que 3500 pés (1067 m) na Tunísia e na França.

TAB. I-1. Comparação entre sondas e poços [REF. 9].

	CONVENTIONAL RIG	DIAMEC-700
Weight, metric tons	36	5
Height in operation, m	30	6.5
Lifting capacity, metric tons	100	3.5
Hole diameter, mm	159	51-52
Pipe weight, kg/m	14	4.6
Drilling mud on surface, m ³	22	2.25
Crew size	4	2

TAB. I-2. Comparação de custos [REF. 9].

Rig	Hole	Result	Depth,m	Year	Cost'
Conventional Rig	Bonsarve-1	Producer	493	1974	817,570
	Hamra-8A	Producer	640	1975	875,640
	Grunnet-3	Dry	536	1975	329,825
Diamec-700	Austre-1	Dry	495	1978	115,00
	Nors-1	Dry	359	1979	105,938
	Fardume-1	Producer	243	1979	235,741
	Stengrinde-1	Producer	249	1980	156,859
	Ojnaremyr	Dry	267	1980	86,000

' In Swedish Krona.

Em 1984, McNally [25] narra que a "Micro-Drill" acrescentou "power-swivels" elétricos em algumas de suas sondas para poços delgados. Os "power-swivels" elétricos têm algumas vantagens: a) permitem o uso de seções de coluna de perfuração de 90 pés (27 m); b) permitem circulação enquanto manobrando; e c) permitem rotação durante as manobras.

A "Tri-State Well Service" [26], em 1985, usou uma sonda para poço delgado para aprofundar vinte poços de gás. Os poços existentes de 7,875 polegadas, contendo revestimento de produção de 4,5 polegadas, foram aprofundados usando brocas de 3,375 polegadas como mostrado na figura I.7.

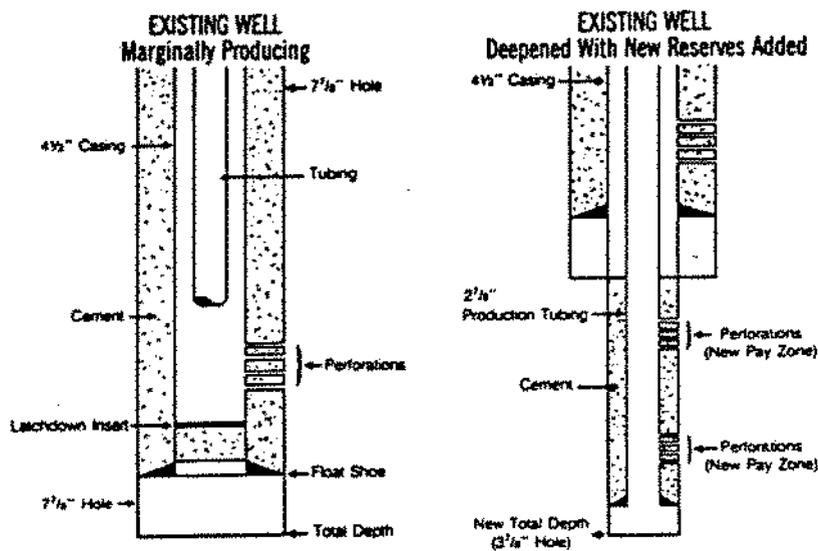


FIG. I-7. Aprofundamento de poços utilizando técnica de poço delgado [REF. 11].

Os poços foram aprofundados utilizando-se perfuração aerada, perfilados, revestidos com 2,875 polegadas e cimentados até a superfície.

Esta técnica de perfuração em poços delgados resultou em uma grande redução de custos. Por exemplo, um poço de 2260

pés (690 m) em West Virginia foi aprofundado até 4823 pés (1470 m) a um custo de 79.000 dólares comparado a 165.000 dólares para se perfurar um novo poço desde a superfície.

Em 1986, a "Conoco" [23] perfurou poços delgados na Indonésia utilizando sondas portáteis e transportáveis através de helicópteros. Um poço de 4,5 polegadas de diâmetro foi escolhido para permitir o uso de barriletes de 3,5 polegadas em frente às zonas de interesse (figura I.8). Foram usadas ferramentas de perfilagem de 2,75 polegadas na obtenção dos perfis de indução, sônico, densidade, neutrão, raios gama e caliper.

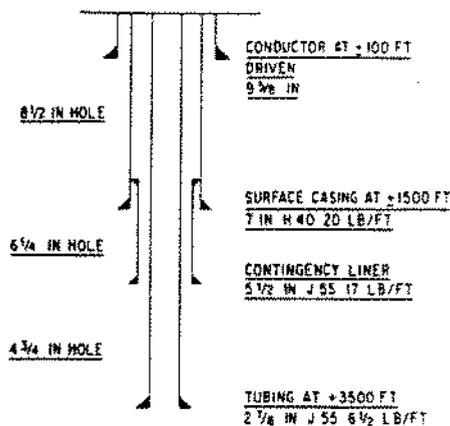


FIG. I-8. Exemplo de poço delgado perfurado na Indonésia [REF. 23].

Estes poços delgados perfurados, permitiram a "Conoco" usar sondas menores com "layouts" menores. Estas sondas foram transportadas em 5 dias através de helicópteros, ao passo que as sondas convencionais demoravam de 9 a 16 dias para serem transportadas.

Por volta de 1986, as sondas da "Micro-Drill" haviam perfurado acima de 200 poços delgados até profundidades de 5.000 pés (1524 m) na Europa, Tunísia e Turquia com vários graus de sucesso.

Ainda em 1986, a "Bristish Petroleum" ("BP") [27] usou a sonda "Micro-Drill MD3" para perfurar um poço delgado em Beckingham, Great Britain. A "BP" usou tubos de perfuração de 2 polegadas para perfurar poços de 3,4 e 3,8 polegadas de diâmetro. Foram usados comandos pesados na parte vertical do poço e tubos de perfuração convencionais mais leves na seção de mais alta inclinação para transmitir peso para a broca. Usou-se também, turbina na seção inferior do poço, e nos poços subseqüentes, considerou-se o uso de motores de deslocamentos positivos (PDM's) . Um motor "Navi-Drill" foi usado na sonda MD4 (semelhante à sonda MD3), na Suécia, com sucesso.

A "BP Exploration" [13], em 1987, perfurou seis poços delgados, com sucesso, utilizando a sonda "Micro-Drill MD3". A sonda MD3 pesa 13 toneladas e tem somente 36 pés de altura, sendo que uma sonda convencional tem 116 pés de altura. A sonda requer uma locação 20% menor que a locação de uma sonda convencional.

Foram descidos revestimentos de 2,91 polegadas de diâmetro nos poços de 3,375 polegadas, perfurados pela sonda MD3, ao passo que em poços convencionais de 8,5 polegadas de diâmetro são descidos revestimentos de 5,5 polegadas (figura I.9). Os tamanhos menores dos poços delgados resultaram em um decréscimo no volume de cascalhos e um correspondente decréscimo no volume de lama da ordem de seis vezes.

Dos seis poços delgados perfurados pela BP em 1986, quatro eram poços verticais com profundidades de até 3168 pés (966 m) e dois eram poços direcionais com inclinação máxima de 36 graus e profundidades medidas de até 3531 pés (1076 m).

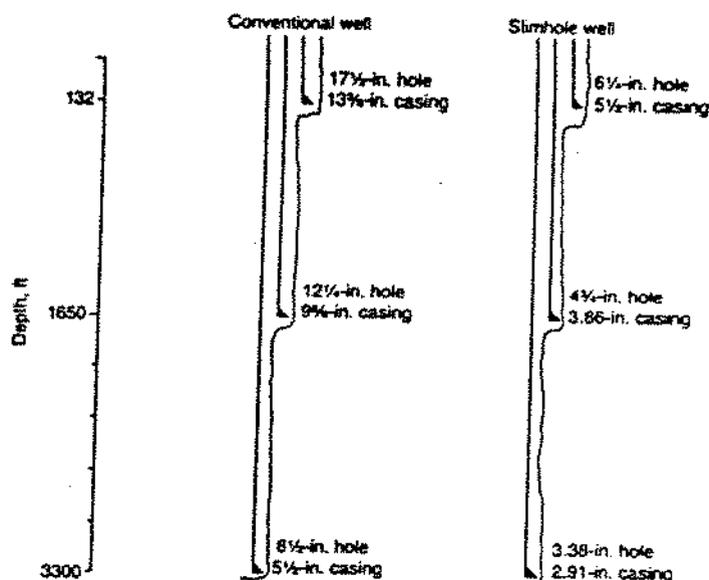


FIG. I-9. Programa de revestimento do poço perfurado pela "BP" [REF. 13].

Os poços delgados perfurados com brocas de 3,375 polegadas de diâmetro utilizaram tubos de perfuração de 1,97 polegadas e comandos de 2,17 polegadas. Foram usadas altas velocidades de rotação devido a uma limitação de peso sobre a broca de 4.500 libras (2.000 Kg). Esta alta velocidade de rotação resultou em altas forças dinâmicas e algumas falhas da coluna de perfuração. A pescaria foi complicada pelo pequeno espaço anular, resultando em uso de "taper taps" em adição a "overshots" convencionais e outras ferramentas de pescaria com garras.

As brocas "stratapax" provaram ser mais eficientes que as brocas tricônicas em poços intermediários de 4,75 polegadas, resultando em 890 pés (271 m) perfurados a uma taxa de penetração de 30 pés/hora (9,1 m/h) no último poço. As brocas "Stratapax" e diamante foram usadas em um poço de 3,375 polegadas com regular sucesso devido às limitações de hidráulica e de peso sobre a broca. A "BP" está considerando o

uso de comandos de 2,75 polegadas de diâmetro em vez de comandos de 2,17 polegadas para aumentar a hidráulica na broca e permitir aumento de peso sobre a broca. Uma velocidade de 150 pés/min, no espaço anular, pode ser alcançada com uma vazão de 24 gal/min, utilizando-se comandos de 2,75 polegadas, enquanto esta mesma velocidade é alcançada, com uma vazão de 41 gal/min, utilizando-se comandos de 2,17 polegadas.

A "BP" perfilou o poço de 3,375 polegadas com sucesso, mas um número maior de descidas de ferramenta foi necessário, porque era muito difícil combinar uma série de perfis em pequenos poços. A tabela I.3 lista diversos diâmetros de ferramentas de perfilagem a cabo e as respectivas folgas em diferentes diâmetros de poços. A tabela I.3 mostra, ainda, a grande variedade de perfis que podem ser corridos em poços de 4 polegadas.

Os poços de 3,375 polegadas tiveram os registros de inclinação efetuados a poço aberto porque não era possível efetuar leituras de inclinação através da coluna de perfuração de 1,97 polegadas, embora fosse possível efetuar leituras através de colunas de perfuração de 3,50 polegadas. A "BP" explicou que desenvolvimentos adicionais são necessários para se efetuar leituras de inclinação através de pequenas colunas de perfuração e deste modo evitar registros de inclinação em poços abertos.

Os custos de preparo da locação, a montagem e a desmontagem da sonda foram reduzidos em torno de 60 a 70%, principalmente devido ao menor tamanho das sondas. Os custos dos materiais de consumo tais como brocas, produtos químicos

da lama, cimento e óleos foram também consideravelmente reduzidos.

TAB. I-3. Ferramentas de perfilagem disponíveis em poços delgados [REF. 27].

	Tool Diameter (inches)	Hole Size (inches)			
		5.875	4.375	4.125	3.40
Dual Laterolog	3.375	2.50	1.00		
	2.750	3.12	1.62	1.38	0.65
Gamma Ray	3.375	2.50	1.00		
	2.750	3.12	1.62	1.38	0.65
	1.688	4.18	2.68	2.44	1.71
Induction	3.375	2.50	1.00		
	2.750	3.12	1.62	1.38	0.65
Density	3.50	2.38	0.86 ²		
	2.750	3.12	1.62	1.38	0.65
Neutron	3.375	2.50	1.00	0.75	
	2.750	3.12	1.62	1.38	0.65
	1.688	4.18	2.68	2.44	1.71
Sonic	2.750	3.12	1.62	1.38	0.65
	1.688	4.18	2.68	2.44	
Dielectric	4.750	1.12			
Formation Microscanner	3.625	2.25	0.75 ²		
Borehole Seismics	1.688	4.18	2.68	2.44	1.71

1. Clearance is difference between hole size and tool diameter.
2. Has been run successfully in 4.125-inch holes.

Em 1989, a "Amoco Production Co." [38] empreendeu um grande projeto sobre poços delgados onde os poços eram testemunhados desde a superfície até profundidades de 9600 pés (2926 m), utilizando pequenas sondas de mineração com testemunhagem contínua (figura I.10).

Os testemunhos contínuos foram obtidos com comprimentos de 40 pés (12 m) utilizando-se recuperadores de

barrilete à cabo (figura I.10). A recuperação média de testemunho foi de 98,3% em 37.000 pés (11.278 m) de formação que foram testemunhadas em vários campos.

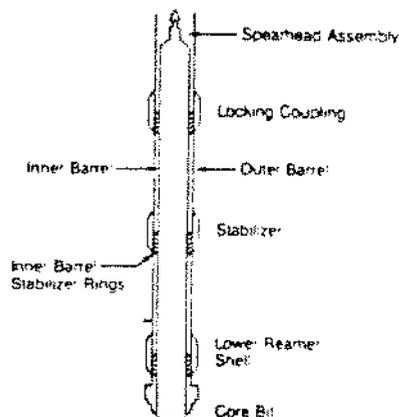


FIG. I-10. Recuperador de barrilete a cabo [REF. 38].

A sonda de mineração hidráulica usava um "top drive" para girar a coluna de perfuração, que continha tubos de perfuração do tipo "externally flush joint", a velocidades de 400 à 800 RPM. A faixa de pesos sobre a broca foi de 3.000 à 17.000 libras (1500 à 7700 Kg) durante os testes.

O espaço anular menor que 0,5 polegada estabilizava o tubo de perfuração de pequeno diâmetro usado com coroas de testemunhagem de 4,625 polegadas ou com coroas de diâmetros menores. As vazões de bombeio utilizadas estavam na faixa de 20 à 40 GPM para as hastes de perfuração HQ (3,5 polegadas) e de 8 à 15 GPM para as hastes de perfuração BQ (2,8125 polegadas).

Um fluido de perfuração a base de água, salgado, polímero catiônico, sem sólidos, foi usado durante os testes de campo. Lamas contendo sólidos não podiam ser usadas, desde que altas velocidades de rotação podiam causar um reboco nas

paredes internas dos tubos de perfuração, formando "mud rings" que impediriam a passagem dos recuperadores de barrilete à cabo. A viscosidade da lama era freqüentemente aumentada para evitar vibrações da coluna de perfuração.

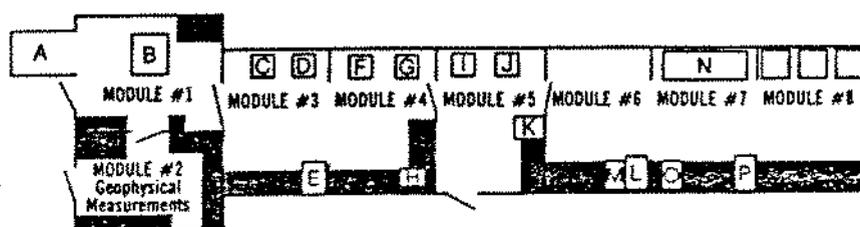
Um total de 73 brocas foi usada durante os cinco testes de campo, como mostrado na tabela I.4. Todas as brocas trabalharam bem, exceto as brocas impregnadas de diamante que testemunharam com cerca da metade da taxa de penetração das outras brocas, sendo que o tamanho de broca mais utilizado foi de 4,375 polegadas. Estas brocas foram extensivamente utilizadas na superfície e provaram ser muito consistentes. As brocas PDC e GeoSet alcançaram custos mais baixos por pé, mas tiveram performance irregular em algumas formações. As brocas impregnadas de diamante foram melhores para destruir aço, tais como pedaços de brocas ou de lâminas de estabilizadores. O mais comum tipo de falha observada nas brocas de diamante foi o desgaste de uma determinada fileira de diamantes, formando um anel e deixando de perfurar. Na maioria dos casos, os diamantes remanescentes estavam ainda em boas condições.

TAB. I-4. Performance das brocas de testemunhagem [REF. 38].

	Bit Type				Overall
	Diamond	PDC	Geoset	Impregnated	
Bits	40	7	19	7	73
Footage	17499	2830	7016	228	27573
Hours	1009	107	347	25	1488
Avg. ROP	17.3	26.4	20.2	9.1	18.5

O fluido de perfuração obteve uma boa performance, com o tamanho médio dos poços ficando somente 1,5 polegadas maior do que o diâmetro da broca. Não houve problemas de prisão de coluna ou "mud rings" associados com esse tipo de lama.

Por causa da grande quantidade de testemunhos gerados, a "Amoco" desenvolveu um sistema automatizado de análise e avaliação "on-site" como mostrado na figura I.11. Este sistema permitiu processar acima de 500 pés (152 m) por dia e foi usado para analisar acima de 15.000 pés (4572 m) de testemunho durante o projeto.



- | | |
|---|--|
| A. Washing and drying. | H. Computer for above. |
| B. Striping, labelling, cutting. | I-J. Macro and micro view video cameras. |
| C. Gamma scan. | K. Video monitors. |
| D. Magnetic susceptibility. | L. Core description computer. |
| E. Data storage and 'traffic cop' computer. | M. Video microscope. |
| F. Qualitative mineralogy. | N. Movable table. |
| G. Ultra-violet fluorescence scan. | O. Spare computer. |
| | P. Gas chromatograph. |

FIG. I-11. Sistema automatizado da avaliação de testemunho [REF. 38].

A "Amoco" usou uma sonda de mineração para perfurar um poço raso para testes em Catoosa, perto de Tulsa, Oklahoma. Um grande número de ferramentas de perfilagem foi testado com sucesso neste poço, demonstrando que a maioria dos perfis convencionais podem ser corridos em poços delgados (tabela I.5).

TAB. I-5. Ferramentas de perfilagem testadas pela "Amoco" para poços delgados [REF. 38].

	COMPANY A	COMPANY B	COMPANY C
GAMMA RAY	*	*	*
SONIC	*		*
DUAL INDUCTION	*	*	*
SHORT NORMAL			*
SPHERICAL FOCUSES	*		
LATERO-LOG			*
SHORT GUARD		*	
SP		*	*
FORMATION DENSITY	*	*	*
COMPENSATED NEUTRON	*	*	
CALIPER	*	*	*

(BHTV WAS RUN BY AMOCO GEOPHYSICAL LOGGING SERVICES)

A "Amoco" [4] descobriu que pequenos anulares com sistema de testemunhagem de mineração causavam sérios problemas de controle de poço.

Por causa da pequena área do anular, 90% das perdas de carga do sistema de circulação ocorre no espaço anular dos poços delgados, enquanto em poços convencionais 90% das perdas de carga do sistema de circulação ocorre nos tubos de perfuração e nos jatos da broca. Pequenas variações na vazão, portanto, produzem grande variações nas perdas de carga do anular (APL) e na densidade de lama equivalente, como mostrado na tabela I.6 e figura I.12.

TAB. I-6. Perda de carga em poços delgados devido a variação da vazão [REF. 4].

Flow Rate GPM	Pump Pressure PSI	Calculated APL PSI	ECD PPG
11	121	106	7.8
13	164	145	7.9
16	241	214	8.1
19	331	294	8.3
23	471	420	8.7
27	634	566	9.1
31	820	732	9.5
35.5	1055	947	10.1
40	1323	1176	10.7

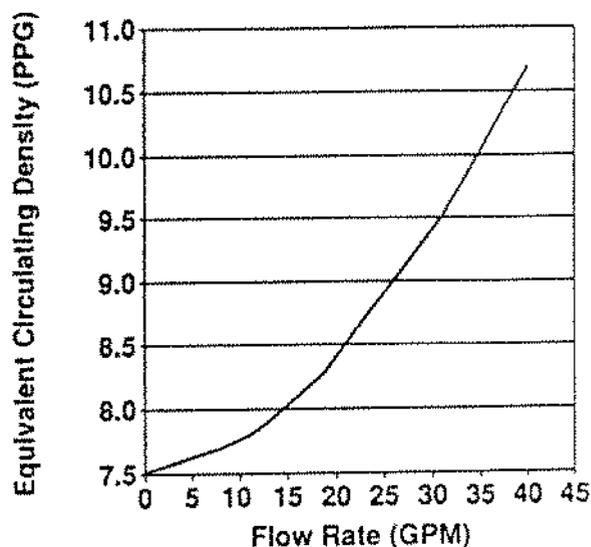


FIG I-12. Peso de lama equivalente em poços delgados [REF. 4].

A alta perda de carga no anular, associada com o sistema de testemunhagem contínua, torna difícil a manutenção da pressão de fundo de poço abaixo da pressão na qual a formação fratura, e acima da pressão do fluido da formação, necessária para evitar um "kick" no poço.

Um segundo problema causado pelo pequeno volume do anular é que o influxo de gás estende-se muito mais em poços delgados do que em poços convencionais, tendo deste modo um grande efeito nas pressões do poço (figura I.13).

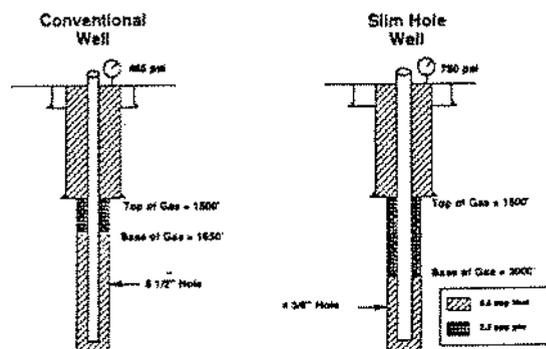


FIG. I-13. Kick em poço delgado e em poço convencional [REF. 4].

Devido ao pequeno anular, o sistema de detecção de kick deve ser capaz de detectar influxos menores do que um barril, ao passo que em sondas convencionais, o influxo de gás acima de 15 barris pode ser manuseado. A "Amoco" teve de usar medidores de vazão para detectar kicks, desde que os medidores de volume dos tanques ("pit volume") usados em sondas convencionais não eram adequados.

A "Amoco" descobriu que o curto tempo de resposta requerido pelo sistema de testemunhagem em poços delgados tornavam o controle do poço mais difícil. Conseqüentemente, foi desenvolvido um Sistema Especialista para uso em poços delgados.

A "Amoco" usa o procedimento dinâmico para matar o kick, em vez dos métodos do sondador ou do engenheiro nos poços delgados, porque este procedimento é mais rápido e minimiza as pressões na sapata do revestimento. Com esta técnica, a primeira atitude após detectar um kick é aumentar a vazão para aumentar as perdas de carga no anular e a pressão no fundo do poço.

Em 1990, a "Sandefer Offshore Operating Co." [16] 1990) usou motores PDM de 1,750 e 3,375 polegadas para cortar 800 pés (244 m) de cimento através de "liners" de 3,5 e 5 polegadas a 12.500 pés (3810 m) de profundidade.

A "Union Exploration", em 1990, usou motores PDM de 3,375 polegadas e brocas de 4,375 polegadas para aprofundar, com sucesso, um poço em Louisiana de 19.400 a 20.000 pés (5913 a 6096 m) com o propósito exploratório.

Este trabalho foi conduzido com uma lama abrasiva de

19 lb/gal e a uma temperatura de fundo de poço de 315^oF. A última broca de diamante natural perfurou 144 pés (44 m) em 22 horas, correspondendo a uma taxa de penetração média de 6,5 pés/hora (2 m/h).

Uma vez a perfuração terminada, foi descido e cimentado um "liner" de 3,50 polegadas. Foram cortados 1.000 pés (305 m) de cimento de dentro do liner em 10 horas, usando um motor PDM de 3,375 polegadas para girar 1.000 pés (305 m) de coluna de 1,25 polegadas com uma broca de 2,5 polegadas.

Atualmente, os motores de poços delgados [29] são normalmente usados para perfurar poços horizontais de pequeno diâmetro (3,50 a 4,50 polegadas) em "Austin Chalk" e outras áreas (figura I.14).

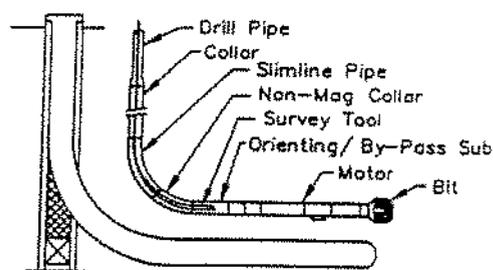


FIG. I-14. Sistema de poços delgados horizontais [REF. 29].

Estes sistemas de poços delgados normalmente usam tubos sem ressalto, "slick pipe" (para reduzir problemas de torque e drag), motores de poços delgados equipados com duas curvas, "bends", e um enchimento, "deflection pad", como mostrado na figura I.15.

Brocas especiais de perfuração tipo TSP ou PDC são normalmente usadas com motores de alta velocidade (300 à 800 RPM) uma vez que brocas tricônicas não duram por muito tempo

com altas velocidades de rotação.

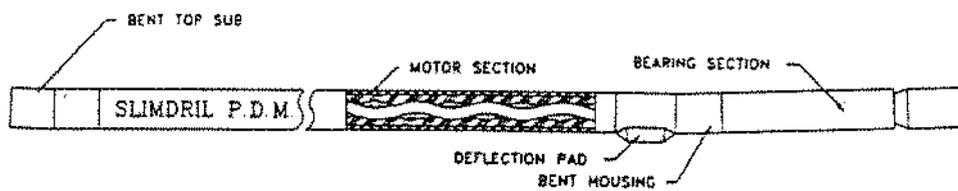


FIG. I-15. Ferramenta para poço delgado horizontal [REF. 29].

CAPÍTULO II

DETECÇÃO DE KICKS EM POÇOS CONVENCIONAIS E POÇOS DELGADOS

Introdução

Quando a pressão dos fluidos do reservatório portador de hidrocarbonetos (formação) é superior a pressão exercida pela coluna hidrostática do fluido de perfuração, ocorre um influxo destes fluidos da formação para dentro do poço, deslocando o fluido de perfuração. Este influxo da formação para dentro do poço é chamado de "kick".

Os fluidos da formação que entraram, devem ser removidos pela circulação do poço através de um choke ajustável na superfície. Quando não se consegue evitar a entrada do fluido da formação, diz-se que o poço está em "blowout", que é um fluxo descontrolado dos fluidos sendo expulsos do poço. Para evitar influxo adicional de fluidos da formação, a pressão de fundo de poço deve permanecer acima da pressão de poros da formação durante todo o tempo. Entretanto, um fator complicador é o perigo de fraturar uma camada mais fraca, o que freqüentemente causa um "underground blowout", isto é, um fluxo descontrolado dos fluidos da camada de mais alta pressão para a camada fraturada. Deste modo, a estratégia apropriada para controle de poço é ajustar o choke de tal modo

que a pressão no fundo do poço seja mantida ligeiramente acima da pressão da formação.

As chances de sucesso no combate ao kick dependem da rapidez de detecção, tornando imprescindível uma rigorosa observação do comportamento do fluido que está circulando. Quanto maior for o tempo decorrido entre o início de um kick e o início das providências necessárias para controle do poço, maior será o kick e mais difícil será o seu controle.

Resultados de um estudo estatístico [39] sobre os dados de 2.457 ocorrências de kick em 62.632 poços, sendo 18.947 exploratórios e 43.685 explotatórios, no período de 1979 a 1988, no estado de Alberta, constataram que, em média, ocorre um kick para cada grupo de: a) 18 poços exploratórios; e b) 32 poços explotatórios.

Foi constatado, ainda, que poços de maior profundidade apresentavam maior freqüência de kicks, ocorrendo, em média, um kick para cada grupo de:

- a) 56 poços a uma profundidade inferior a 1000 m;
- b) 43 poços a uma profundidade entre 1000 e 2000 m;
- c) 20 poços a uma profundidade entre 2000 e 3000 m;
- d) 9 poços a uma profundidade entre 3000 e 4000 m;
- e) 4 poços a uma profundidade superior a 4000 m.

Diferenças Físicas Entre Poços Delgados e Poços Convencionais

Um pequeno volume anular é a principal diferença entre um poço delgado e um poço convencional. Para se ter uma idéia, efetuando-se o cálculo do volume do anular para um poço

de 8.000 pés (2438 m), obtém-se, para um poço convencional de 8,5 polegadas, um volume do anular de 50 bbl/1000pés. Considerando um poço delgado, o volume do anular é de apenas 5,3 bbl/1000pés.

Do ponto de vista de controle de poço, quanto maior for a altura do influxo, mais sério se torna o problema. Por exemplo, dois barris de gás em um poço convencional de 8.000 pés ocupariam 40 pés (12 m) no anular e reduziriam a pressão no fundo do poço em 15 psi. Dois barris em um poço delgado ocupariam 375 pés (114 m) e reduziriam a pressão em 120 psi.

Outra diferença marcante entre poços delgados e poços convencionais é no que diz respeito ao sistema de perdas de carga. A perda de carga total do sistema é a soma das perdas de carga na superfície, na coluna de perfuração, na broca e no espaço anular. As perdas de carga na coluna, na superfície e na broca são pequenas para poços delgados. Dados de testes [4] mostram que a distribuição das perdas de carga em poços delgados é inversa a de um poço convencional. Enquanto as perdas de carga em um espaço anular de um poço delgado são maiores do que 90% da pressão de bombeio, as perdas de carga no anular de um poço convencional são aproximadamente iguais a 10% da pressão de bombeio. Assim, 90% das perdas de carga em um poço convencional estão na coluna de perfuração e na broca.

Detecção de Kicks em Poços Convencionais

Existem vários indicadores que dizem a um observador na sonda se um kick está ocorrendo. A monitoração dos equipamentos de detecção de kick, tal como o Sistema Totalizador de Volume dos Tanques (PVT), e a precaução por parte do pessoal da sonda, são necessárias para se reconhecer a ocorrência de um kick.

Mas, é possível, que outros fatores possam causar variações que façam parecer um kick. A suspeita de kick deve ser confirmada através da monitoração dos indícios de kick listados a seguir.

Aumento do Volume de Lama nos Tanques (Ganho de Lama)

Se houver um ganho de lama nos tanques durante a perfuração, sem que esteja havendo adição de materiais para tratamento da lama, é sinal de que um kick está ocorrendo. A existência e a funcionabilidade de equipamentos medidores de volume associados com alarmes, bem como a atenção do pessoal da sonda, são de importância fundamental para o reconhecimento deste ganho. Este é o principal indicador de ocorrência de kick em poços convencionais.

Fluxo com as Bombas Desligadas

Provavelmente esta é a mais definitiva indicação de kick. Observar o poço desta maneira é comumente chamado de

"checar o poço ao fluxo". Isto significa que as bombas estão desligadas e que o anular está sendo observado para determinar se há fluxo do poço ou se o nível estático do fluido está subindo. Se a lama está fluindo do poço, é certo que o kick está acontecendo.

Poço "Aceitando" ou "Devolvendo" Mais Lama nas Manobras

Quando se está efetuando uma manobra, isto é, quando a coluna de perfuração está sendo descida ou retirada do poço, é mais difícil a detecção do kick. Em ambos os casos, é necessário comparar o volume de aço introduzido ou retirado do poço ao correspondente volume de lama "devolvido" ou "aceito" pelo poço, a fim de detectar um kick o mais rápido possível.

No momento em que a coluna de perfuração está sendo descida no poço, um volume de lama igual ao volume de aço descido, deve ser expulso do poço. Se o volume de lama devolvido for maior tem-se um kick; se o volume de lama devolvido for menor tem-se uma perda de circulação.

Quando a coluna de perfuração está sendo retirada do poço, deve-se adicionar mais lama para ocupar o espaço deixado pelo volume de aço retirado e, desta forma, manter uma adequada pressão hidrostática no fundo do poço. O poço deve aceitar um volume de lama igual ao volume de aço retirado. Se aceitar menos, tem-se um kick; se aceitar mais, tem-se uma perda de circulação.

A retirada da coluna é uma operação mais crítica do que a operação de descida, devido aos efeitos de pistoneio e

ao fato da coluna estar cheia de lama.

Tanto o controle do volume aceito pelo poço quanto o controle do volume devolvido pelo poço devem ser feitos de preferência através de um tanque de manobra ("trip tank"). Caso não exista na sonda, podem ser feitos por medidores de vazão ou, em último caso, por medidores de nível nos tanques de lama da sonda. O contador de ciclos da bomba também pode ser usado para o controle de volume aceito pelo poço.

Aumento da Taxa de Penetração

Apesar de ser uma indicação menos direta que as outras, o aumento da taxa de penetração da broca pode ser considerado como um indício de kick. Como se sabe, a taxa de penetração depende do diferencial de pressão entre o poço e a formação. Se a pressão da formação for maior do que a pressão exercida pela lama dentro do poço, mais fácil será a perfuração pela broca e a remoção dos cascalhos, ou seja, maior será a taxa de penetração. Por outro lado, uma pressão de formação maior do que a pressão do poço irá provocar um kick. Deste modo, o aumento brusco da taxa de penetração pode ser um indício de kick. Porém, deve-se lembrar que tanto uma mudança de uma formação dura para uma formação mais mole, bem como uma variação dos parâmetros de perfuração, podem causar um aumento da taxa de penetração. Para se ter certeza da existência do kick, deve-se parar a perfuração, desligar as bombas e checar o poço. Se houver fluxo com as bombas desligadas é porque existe o kick.

Corte da Lama por Água

A detecção de água na lama é uma indicação que os fluidos da formação estão entrando no poço. Se durante a perfuração houver um aumento da salinidade da lama, isto pode indicar um influxo de água salgada da formação para dentro do poço. Se, por outro lado, houver uma redução da salinidade da lama, pode estar havendo um influxo de água doce da formação para o poço. Nos dois casos, pode-se estar diante de um kick.

Corte de Lama por Gás

O corte da lama por gás pode ocorrer devido a um kick ou quando se perfura uma formação portadora de gás. Para se certificar da existência ou não do kick, deve-se parar a perfuração e checar o poço. Devido à queda de pressão próximo a superfície, o gás se expande bastante, dando a falsa impressão de que está havendo um grande fluxo de gás da formação para o poço. Entretanto, além de checar o poço para o fluxo, devem ser tomados cuidados especiais, como: a) desviar o fluxo de lama para o separador de gás; b) reduzir a taxa de penetração, caso o gás esteja vindo da zona que se está perfurando; e c) circular a pequenos intervalos perfurados para se evitar grandes volumes de cascalhos impregnados de gás no espaço anular.

Redução na Pressão de Circulação e Aumento na Velocidade de Bombeio

Quando ocorre um kick durante a perfuração ou a circulação no fundo do poço, o fluido invasor está presente somente no anular. A presença do fluido invasor (tendo uma densidade menor do que a lama) causa uma pressão hidrostática no anular menor do que a pressão hidrostática no interior da coluna de perfuração. Esta diferença de pressão hidrostática facilita o escoamento da lama de dentro da coluna de perfuração para o espaço anular e determina um decréscimo na pressão de circulação. Conseqüentemente, este decréscimo na pressão pode ser uma indicação de kick. Entretanto, pode também ser causado por outros fatores como: redução da vazão de bombeio, perda de circulação, furo na coluna de perfuração ou variação nas propriedades da lama.

Normalmente, a redução na pressão de circulação provoca um ligeiro aumento na velocidade das bombas. Este sinal geralmente é o primeiro a chamar atenção do sondador quanto à possibilidade de estar ocorrendo um kick.

Aumento da Vazão de Lama no Retorno

Um aumento na vazão normal de retorno indica que fluidos da formação estão invadindo o poço, ou seja, está ocorrendo kick. Esta situação pode ser detectada pela simples observação do fluxo nas peneiras de lama ou, como é mais seguro e recomendável, através de medidores de fluxo [28].

Detecção de Kicks em Poços Delgados

A rápida detecção de kicks é de grande importância para o controle de poços delgados, uma vez que qualquer influxo ocupa uma grande extensão do poço, gerando altas pressões na sapata do último revestimento.

A literatura [22] mostra que a indicação da ocorrência de kick mais correta e confiável é a diferença entre as vazões de saída e de entrada de lama no poço (" ΔQ ").

Bode [4], fez uso de medidores quantitativos de vazão no poço de testes SHADS nº 7. Foram usados indicadores de vazão eletromagnéticos na linha de entrada do poço e na linha de saída. As leituras de vazão de entrada e de saída foram plotadas juntamente com o total de volume ganho nos tanques (PVT). A figura II.1 é um exemplo de tal diagrama.

Os medidores de vazão provaram ser detectores bem superiores em relação ao sistema PVT. Tanto apresentam maior acurácia, como também fornecem uma resposta imediata para influxos de fundo de poço. A resposta imediata pode não ser aparente quando observando os medidores, mas, pela superposição dos gráficos da vazão de entrada e de saída em tempo real, como ilustra a figura II.1, os influxos (e perdas) são indicados imediatamente. O uso de medidores de vazão pode não ser uma boa prática em sondas convencionais devido ao tamanho dos medidores de vazão necessários. O menor tamanho das linhas e as vazões mais baixas usadas em sondas perfurando poços delgados são bem apropriados para medidores eletrônicos de vazão.

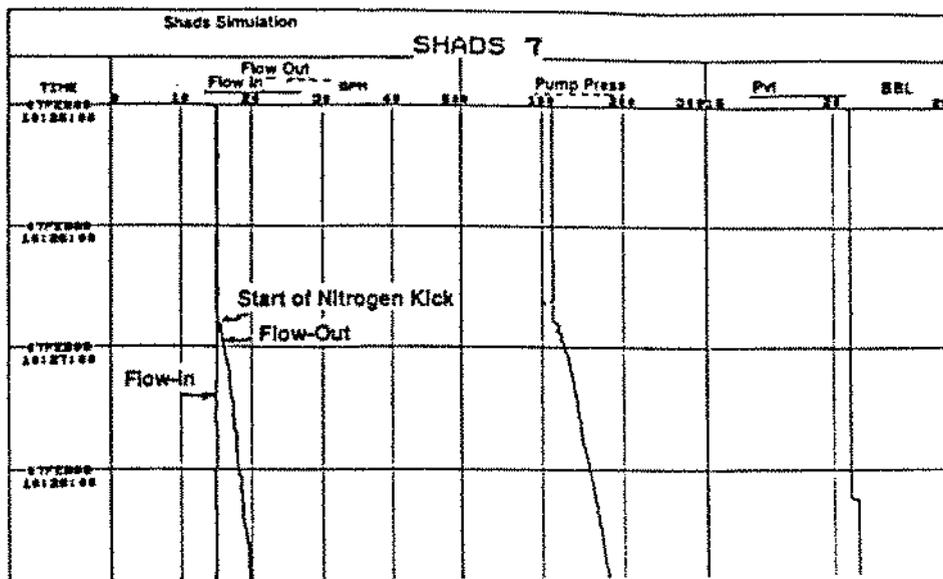


FIG. II-1. Medidas de vazão em poços delgados [REF. 4].

Bode [4] observou também que durante a manobra, os totalizadores de volume dos tanques (PVT's) e um pequeno tanque de manobra ("trip tank"), podiam fornecer adequada capacidade de monitoração. O deslocamento de 60 pés (18 m) de tubos de perfuração, usados no projeto SHADS [4], forneceu uma variação de volume de 0,3 bbl a 0,1 bbl. O tanque de manobra manteve-se com um volume menor que 10 bbl e permitiu a acurácia do PVT dentro de 0,2 bbl. Os medidores de fluxo forneceram uma resposta imediata para o deslocamento do tubo.

Outra indicador da ocorrência de um kick é o diferencial entre a vazão de entrada e de saída, obtido pela circulação através da cabeça do poço durante operação de manobra.

Sistema Especialista

Em áreas onde as pressões são conhecidas, os poços delgados podem ser perfurados utilizando-se lamas com até 19 lb/gal de peso sem alterar as características de baixo teor de sólidos necessárias para altas rotações da coluna de perfuração [4].

Em áreas pioneiras, onde as pressões são desconhecidas, a monitoração contínua dos parâmetros para detecção de kick é necessária. Embora a monitoração utilizando tecnologia usual e prática de operação seja possível, é mais apropriado o uso de um computador. Um sistema especialista para controle de kick pode ser desenvolvido pela incorporação dos parâmetros de detecção de kick, análise de tendências, pressões de correlação e dados de sensores da sonda (vazão, pressão de bombeio, propriedades da lama, etc) [22].

Este tipo de sistema poderia incorporar o conhecimento do engenheiro projetista e a técnica do pessoal de sonda dentro de um programa de regras básicas. Além disso, a monitoração contínua dos parâmetros de controle de poço permitiria ao pessoal da sonda se concentrar nas operações de perfuração. Tal sistema é possível com a atual tecnologia e melhoraria grandemente a capacidade de controle de poço em áreas pioneiras.

CAPITULO III

FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Durante as fases de exploração e exploração de um campo de petróleo, é necessário perfurar poços em pontos estratégicos do campo a fim de obter informações sobre a geologia, litologia e o potencial de óleo do reservatório.

Normalmente, a mesma sonda e os mesmos equipamentos que são usados em uma perfuração convencional de poços comerciais (explotatórios) são também usados para poços exploratórios, tornando a exploração extremamente onerosa, considerando seus riscos inerentes [38].

Por esta razão, as técnicas de perfuração para poços delgados, que são principalmente aplicadas em explorações de minerais, estão gradualmente sendo adaptadas para a indústria de petróleo. A perfuração de poços delgados está cada vez mais servindo como uma ferramenta exploratória. Esta técnica envolve sondas compactas de maior mobilidade e uso de altas velocidades de rotação para perfurar poços de pequeno diâmetro [4].

O principal motivo para se perfurar um poço delgado é a redução nos custos de perfuração. Esta vantagem pode ser observada: a) nas reduzidas dimensões dos tubos de perfuração e revestimento, o que determina sondas de menor porte, de

menor potência, mais leves e com maior mobilidade, gerando menor consumo de óleo; b) tempos menores de DTM (Desmontagem, Transporte e Montagem); c) turmas de trabalho menores; d) menores volumes de fluido de perfuração; e e) locações com menores dimensões. Estes dois últimos fatores diminuem também o risco de impacto ambiental, que é uma das principais preocupações da indústria de petróleo nos dias de hoje em todo o mundo.

Pode-se ainda citar como vantagem, a perfuração em áreas mais remotas, devido ao menor peso e a maior mobilidade das sondas, e a possibilidade de se testemunhar 90% ou mais do poço em áreas exploratórias, com índices de recuperação de testemunho acima de 95%. Isto significa obter uma seção estratigráfica quase que inteira de um determinado campo de petróleo [38].

Apesar destas vantagens, a utilização de poços delgados na indústria de petróleo tem sido pequena. Pode-se indicar os seguintes motivos para esta pequena utilização: a) limitações de produção devido ao pequeno diâmetro do poço; b) baixas taxas de penetração usando brocas tricônicas; c) risco de prisão e deficiência das ferramentas de perfilagem; e d) dificuldades no controle do poço.

A preocupação com o controle de poço em pequenos anulares, talvez seja o principal motivo que tem impedido um maior uso de poços delgados. Esta preocupação é justificada por duas razões: a) primeiro, porque o volume do anular é tão pequeno, em poços delgados, que um influxo deve ser detectado mais rápido do que em um poço convencional; b) segundo, porque

as práticas de controle de kicks para poços delgados não têm sido documentadas na literatura. O comportamento do sistema de perdas de carga, bem como um método mais adequado para detecção de kicks e um procedimento mais efetivo para matar um kick, são fatores desconhecidos para o pessoal de perfuração.

[4]

Sabe-se que, em poços convencionais, um dos principais indícios de kick é o aumento do volume de lama dos tanques ("pit gains"). A sensibilidade deste método de detecção de kick depende do tipo do equipamento totalizador de volume nos tanques (PVT), do tamanho dos tanques de lama e da precaução das turmas de trabalho. Kicks com ganhos de lama na faixa de 10 à 30 bbl não são incomuns e a depender da geometria do poço, provocam perdas da pressão hidrostática dentro de aceitáveis faixas de segurança.

Por outro lado, sondas perfurando poços delgados não podem confiar somente em "pit gains" para detecção de kicks. Devido a sensibilidade do pequeno anular, o sistema de detecção da sonda deve ser capaz de detectar um kick menor que 1 bbl. Um ganho de lama de apenas 1 bbl seria o valor máximo aceitável, dentro de uma certa faixa de segurança, devido às perdas de pressão hidrostática.

Vale salientar ainda que o aumento de apenas 1 bbl de lama nos tanques é imperceptível. Assim sendo, a detecção de kicks em poços delgados através da observação do aumento do volume de lama nos tanques é praticamente impossível.

Então, para se detectar um kick enquanto ele é ainda pequeno, de tal forma que as pressões na sapata do

revestimento não sejam colocadas em perigo durante o combate ao kick, deve ser utilizado um método que considere a diferença entre as vazões de entrada e de saída do poço. Deste modo, tem-se:

$$\Delta Q = Q_{out} - Q_{in} \quad (III.1)$$

onde " ΔQ " representa a variação de vazão ("delta flow"); " Q_{out} " a vazão de saída e " Q_{in} " a vazão de entrada do poço.

Mas, o comportamento de " ΔQ " não se mantém constante durante as operações de perfuração. Por exemplo, mantendo todos os parâmetros fixos e somente circulando, a resposta teórica esperada para a variação de vazão seria " $\Delta Q = 0$ "; por outro lado, somente perfurando, a resposta esperada seria " $\Delta Q = \text{constante}$ " (figura III.1).

Entretanto, o que aconteceria se ocorresse um kick durante a perfuração? A figura III.2 ilustra a resposta teórica, ou seja, haveria um decréscimo da pressão hidrostática pela invasão do gás, seguido de uma vazão crescente do mesmo. Isto levaria a um aumento da vazão de saída e, conseqüentemente, a um aumento da variação de vazão " ΔQ ". A área hachuriada abaixo da curva representa o ganho de lama nos tanques.

Porém, se uma rápida detecção de kick é possível, qual seria então o problema? Seriam os casos de "alarmes falsos". Alarmes falsos são respostas de sensores da sonda, que imitam um kick e resultam na discredibilidade do aviso, perdendo assim o propósito de uso para o qual foram

projetados.

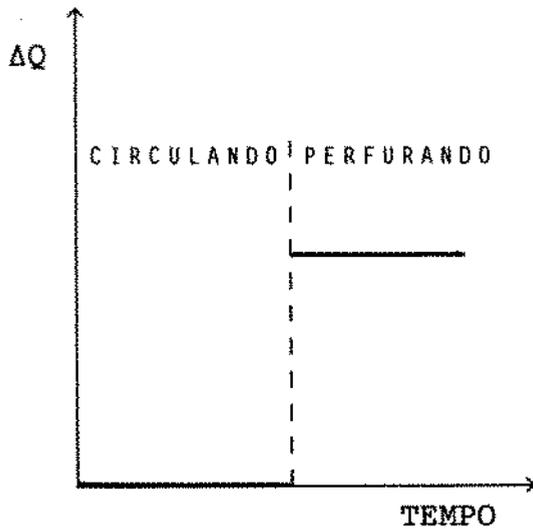


FIG. III.1- Comportamento de "ΔQ" durante a circulação e perfuração.

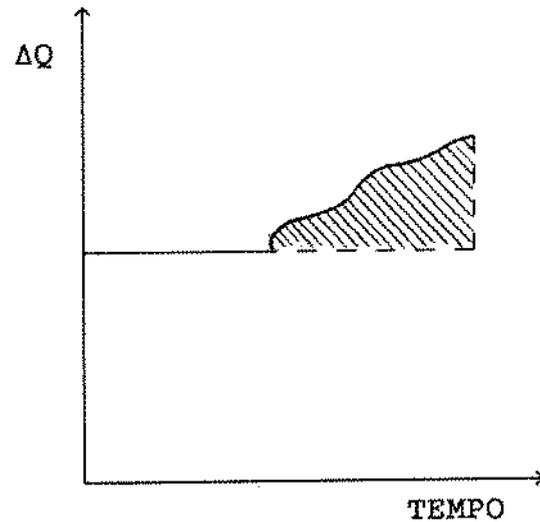


FIG. III.2- Comportamento de "ΔQ" durante um kick.

Mas, em que situações podem ocorrer alarmes falsos? Um alarme falso pode ocorrer, por exemplo, em um movimento não esperado da coluna de perfuração. Quando há um movimento inesperado da coluna para baixo, a vazão de saída aumenta por causa do volume adicional de aço descido no poço e, conseqüentemente, há um aumento da variação de vazão "ΔQ" (figura III.3). Por outro lado, se ocorre um movimento não esperado da coluna para cima, há uma diminuição da vazão de saída devido ao volume de aço que está sendo retirado do poço; logo, há um decréscimo da variação de vazão "ΔQ" (figura III.4).

Uma outra situação em que pode ocorrer um alarme falso é quando acontece um inesperado aumento da vazão de entrada de lama. Neste caso, ocorre uma variação de vazão

durante um determinado intervalo de tempo, estabilizando-se posteriormente (figura III.5).

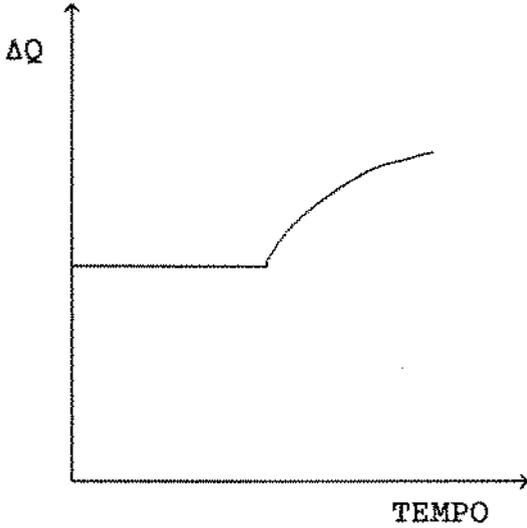


FIG. III.3- Comportamento de " ΔQ " quando ocorre movimento da coluna para baixo.

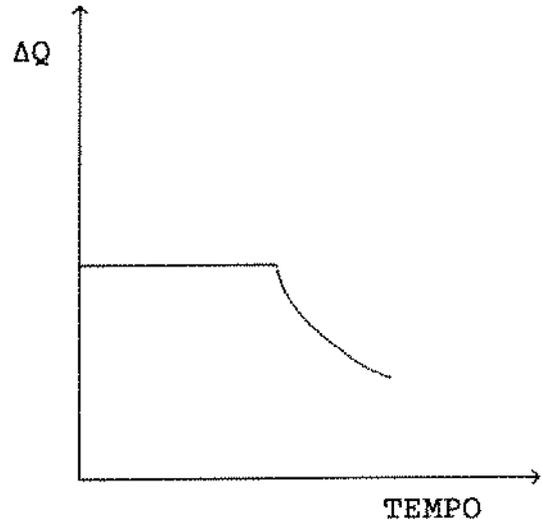


FIG. III.4- Comportamento de " ΔQ " quando ocorre movimento da coluna para cima.

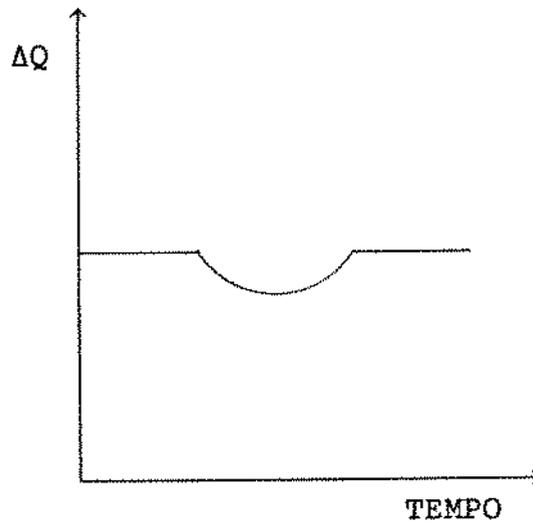


FIG. III.5- Comportamento de " ΔQ " quando ocorre aumento da vazão de entrada.

Outros alarmes falsos são ainda possíveis de ocorrer, como: a) perda de circulação, que diminui a vazão de saída; b) transição nas atividades da sonda, por exemplo, quando as bombas são desligadas; c) ar trapeado na haste quadrada quando da realização de uma conexão; e d) lama cortada por gás. Estes dois últimos itens aumentam a vazão de saída devido a expansão do ar e do gás.

Finalmente, entre os alarmes falsos mais comuns, está a variação repentina da rotação da coluna levando a uma variação da vazão. Neste caso, para se estar certo do comportamento desta variação de vazão, é necessário o estudo do escoamento helicoidal no anular. É de se esperar que uma variação de rotação acarrete em uma variação de pressão que, por sua vez, conduz a uma variação da geometria do poço. Assim, por um determinado intervalo de tempo, o volume do poço é alterado, como também a vazão de saída e a variação de vazão.

O escoamento helicoidal poderia ser definido como o escoamento em um espaço anular entre dois cilindros concêntricos, onde existe movimento de rotação de um dos cilindros ou ambos, além da imposição simultânea de um gradiente de pressão axial sobre o fluido. Este é o tipo de escoamento que ocorre com o fluido em uma sonda de perfuração rotativa. [10] [37]

Objetivo da Tese

O controle do poço depende do volume do influxo, isto é, quanto menor o volume do influxo, maiores são as chances de um controle seguro e efetivo. Qualquer gás presente no anular irá expandir assim que for circulado para a superfície ocupando uma grande extensão do poço e permitindo outros influxos. Em vista disto, há necessidade de se detectar um kick de uma forma rápida e confiável em poços delgados.

Os Sistemas Especialistas estão sendo aplicados em muitas áreas. A automação para a detecção e controle de kick na indústria de petróleo seria bastante apropriada, particularmente na perfuração de poços delgados. Nestes últimos, o tempo de reação entre a detecção do kick e a necessidade de se tomar uma ação reativa pode ser somente uma fração de minuto. Com o uso de Sistemas Especialistas, uma quantidade significativa de dados pode ser continuamente coletada e os dados podem ser processados e analisados em um curto período de tempo [22]. Estes sistemas podem reduzir significativamente os alarmes falsos bem como a possibilidade de um pequeno kick se transformar em um "blowout".

Assim sendo, o objetivo da tese é obter, através do estudo do escoamento helicoidal em anulares, uma solução numérica que relacione vazão, perda de carga e rotação da coluna de perfuração. Deste modo, pretende-se conseguir maior acurácia e rapidez na determinação da variação de " ΔQ " e, portanto, eliminar os alarmes falsos na detecção de kick.

CAPITULO IV

FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA ESCOAMENTO HELICOIDAL EM ANULARES

Introdução

Hidráulica de Perfuração

A ciência de mecânica dos fluidos é muito importante para a engenharia de perfuração. Grandes pressões de fluido são criadas ao longo do poço e da coluna de perfuração pela presença do fluido de perfuração e do cimento. As relações necessárias para determinar as pressões de subsuperfície dos fluidos são desenvolvidas por três condições comuns nos poços: a) uma condição estática, na qual tanto o fluido do poço e a coluna de perfuração centralizada estão em repouso; b) uma condição de circulação, na qual o fluido é bombeado para baixo através da coluna de perfuração e para cima através do espaço anular; e c) uma condição de rotação, na qual a coluna de perfuração é girada e o fluido de perfuração bombeado através desta coluna.

Condições Dinâmicas de Poço

A determinação da pressão em vários pontos no poço pode ser bastante complexa quando há um movimento do fluido de perfuração e/ou da coluna de perfuração, gerando forças de fricção. Forças de fricção no poço podem ser difíceis de serem descritas matematicamente. Entretanto, a despeito da complexidade do sistema, o efeito destas forças friccionais deve ser determinado para o cálculo de: a) pressões de fundo de poço ou densidade equivalente de lama durante operações de perfuração ou cimentação; b) pressões de fundo de poço ou densidade equivalente de lama durante as operações de manobra; c) otimização da pressão de bombeio, vazão e dimensionamento dos jatos da broca durante as operações de perfuração; d) capacidade de carregamento de cascalhos pela lama; e e) pressões de superfície e de fundo de poço que irão ocorrer na coluna de perfuração durante as operações de controle de poço para várias vazões do fluido de perfuração.

Reologia

Quase todas as operações na indústria de petróleo envolvem o movimento de fluidos através de tubos circulares. Como consequência, o engenheiro de petróleo deve estar apto a aplicar os princípios de mecânica dos fluidos a uma grande faixa de problemas de escoamento. Estes problemas irão incluir o escoamento de fluidos de perfuração, pastas de cimento e outros fluidos não Newtonianos, os quais a resistência à

deformação cizalhante é anômala em comparação com o comportamento de fluidos Newtonianos, tais como óleo, água e gás. Esta complicação requer alguma familiaridade com a ciência denominada reologia.

A reologia é a ciência que trata da deformação e do fluxo da matéria. A deformação de um corpo representa alteração de sua forma ou de seu tamanho por ação de um determinado sistema de forças. O fluxo de um corpo é caracterizado por uma variação contínua do grau de deformação com o tempo. Deste modo, a reologia procura determinar o sistema de forças correspondente a uma certa deformação ou fluxo de um corpo, ou de modo inverso, determinar a deformação ou fluxo de um corpo resultante da ação de um certo sistema de forças no corpo.

Normalmente, as leis físicas básicas aplicadas ao fluxo ou movimento dos fluidos são: a) conservação da massa; b) conservação da energia; e c) conservação da quantidade de movimento. Todas as equações que descrevem o fluxo de fluido são obtidas pela aplicação destas leis físicas e assumindo modelos reológicos e equações de estado. Exemplos de modelos reológicos usados pelos engenheiros e químicos de perfuração são os modelos Newtoniano, Binghamiano e de Potência. Exemplos de equações de estado são os modelos de fluido incompressível, fluido levemente incompressível, as equações de gás ideal e as equações de gás real.

Definições

O escoamento dos fluidos pode ser classificado de formas diferentes. Assim sendo, algumas definições serão aqui colocadas referentes às propriedades do fluido e do fluxo.

Fluido Incompressível

Um líquido ideal seria aquele cuja expansão térmica isobárica e a compressibilidade isotérmica fossem nulas. Logo, o líquido ideal não sofreria alteração de volume com a pressão e com a temperatura. A definição matemática seria dada por:

$$\left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P = 0 \quad \text{e} \quad \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T = 0 \quad (\text{IV.1})$$

Para o caso de um líquido real verifica-se que:

$$\left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_T = - C.V \quad \text{e} \quad \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P = \beta.V \quad (\text{IV.2})$$

onde "C" representa o coeficiente de compressibilidade isotérmica do fluido, cuja dimensão corresponde ao inverso da pressão, e "β" representa o coeficiente de expansão térmica isobárica do fluido, cuja dimensão corresponde ao inverso da temperatura.

Então, os coeficientes "C" e "β" dependem da temperatura, da pressão e da composição do líquido, mas para alguns intervalos de temperatura e pressão, podem permanecer

aproximadamente constantes.

Pode-se então considerar como incompressível, um líquido real que tenha um coeficiente de compressibilidade bem pequeno, dentro de determinados intervalos de pressão e temperatura.

Fluxo Permanente

Um fluxo é chamado de fluxo permanente quando num dado ponto as velocidades são independentes do tempo, ou seja:

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} = \frac{\partial v_y}{\partial t} = \frac{\partial v_z}{\partial t} = 0 \quad (\text{IV.3})$$

Assim, num fluxo permanente, a velocidade das partículas seria independente do tempo, isto é, $v_x = v_y = v_z =$ constante (para uma seção constante), onde v_x , v_y e v_z representam as velocidades do fluido em relação aos eixos cartesianos "x", "y" e "z".

Regimes de Fluxo

O escoamento de fluidos através de condutos ocorre de acôrdo com dois regimes de fluxo: o regime laminar e o regime turbulento.

Se o regime de fluxo é laminar, todas as partículas do fluido se movem segundo linhas retas, paralelas entre si e ao eixo do fluxo e, cada camada cilíndrica de fluido desliza

em relação à camada vizinha, como num tubo telescópico. A velocidade da camada de fluido imediatamente adjacente às paredes do tubo é igual a zero e a velocidade do fluido em uma região mais distante das paredes do tubo é máxima; a frente do fluxo é parabólica. Este tipo de fluxo é desejável no espaço anular, pois danifica em menor grau as paredes do poço. A figura IV.1 ilustra o fluxo permanente de um fluido em regime laminar.

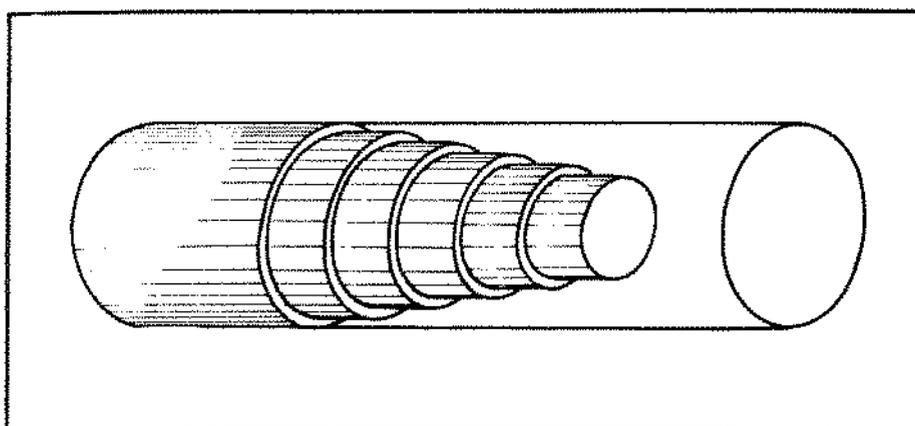


FIG. IV-1. Escoamento de um fluido em regime laminar [REF. 1].

O aspecto ordenado e paralelo ao eixo do conduto, inicialmente apresentado pelas trajetórias das partículas, desaparece a altas velocidades de fluxo, ocorrendo um movimento caótico no qual as partículas se movimentam irregularmente ao longo dos eixos longitudinal e transversal, caracterizando o regime turbulento. Este tipo de fluxo apresenta melhores condições de limpeza do poço, porém aumenta o perigo de erosão das paredes e conduz a perdas de carga maiores. A figura IV.2 mostra a diferença entre os perfis de velocidade dos regime laminar e turbulento.

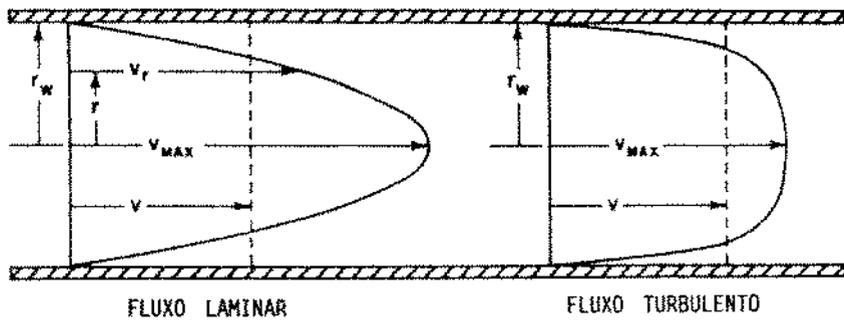


FIG. IV-2. Perfis de velocidade de escoamento em tubos [REF. 8].

Tensão de Cisalhamento

Um fluido ideal ou fluido perfeito seria aquele que pudesse escoar sem atrito, ou seja, não sustentando qualquer tensão de cisalhamento.

No fluxo laminar de fluidos reais, o deslizamento entre duas camadas de fluido paralelas, como mostrado na figura IV.3, corresponderia a uma força cisalhante "F" agindo sobre a área "A", produzindo uma tensão de cisalhamento definida por:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (IV.4)$$

onde a área "A" representa a área em contato com o fluido.

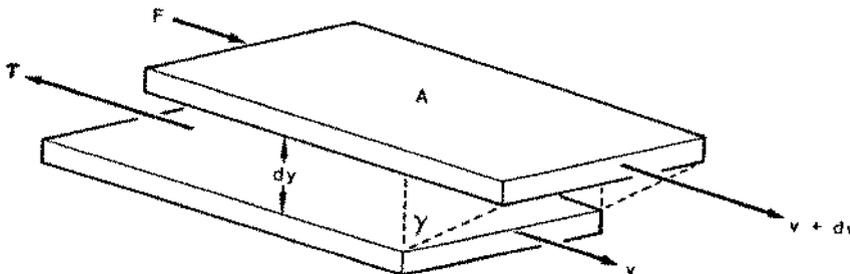


FIG. IV-3. Deformação de um fluido pela tensão de cisalhamento [REF. 12].

Taxa de Deformação

A taxa de deformação ou gradiente de velocidade representa o escorregamento relativo entre duas camadas vizinhas, supondo-se que estas camadas são cilíndricas e concêntricas, da mesma forma que no fluxo laminar em condutos (figura IV.4). Assim, a expressão da taxa de deformação é dada por:

$$\dot{\gamma} = \frac{dv}{dr} \quad (\text{IV.5})$$

O conceito de taxa de deformação só tem significado físico definido em regime laminar.

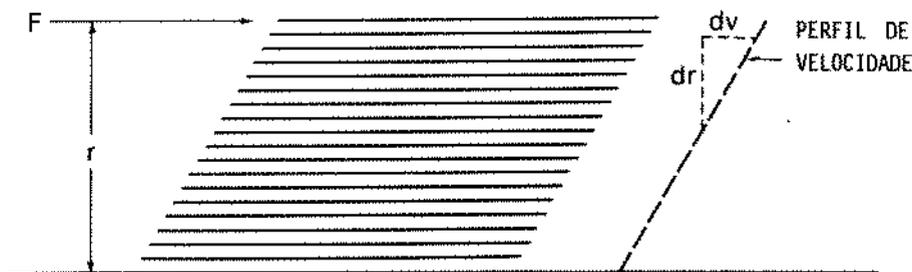


FIG. IV-4. Taxa de deformação de um fluido [REF. 17].

Viscosidade Aparente

A viscosidade aparente é a propriedade dos fluidos responsável pela resistência cizalhante que se desenvolve quando uma camada de fluido escorrega sobre a outra. Quantitativamente, a viscosidade aparente de um fluido

qualquer é definida como a relação entre a tensão de cisalhamento e a correspondente taxa de deformação, ou seja:

$$\mu_a = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad (\text{IV.6})$$

Levando-se em consideração que a taxa de deformação só tem significado físico claro em regime laminar, o conceito de viscosidade aparente também só tem validade em fluidos escoando em regime laminar.

Equações do Movimento

Em geral, é mais conveniente se trabalhar com a equação da primeira lei de Cauchy, que em termos do tensor de tensões " $\dot{\tau}$ ", é dada por: [32]

$$\rho \left[\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\nabla \mathbf{v}) \cdot \mathbf{v} \right] = - \nabla P + \text{div} \dot{\tau} + \rho \mathbf{f} \quad (\text{IV.7})$$

No presente trabalho, será conveniente expressar a equação da primeira lei de Cauchy em coordenadas cartesianas retangulares através de suas componentes "x", "y" e "z".

Componente "x":

$$\rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} +$$

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + \rho f_x \quad (\text{IV.8})$$

Componente "y":

$$\rho \left(\frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} +$$

$$+ \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + \rho f_y \quad (\text{IV.9})$$

Componente "z":

$$\rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} +$$

$$+ \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (\text{IV.10})$$

Para fluidos incompressíveis pode-se combinar os termos de pressão e de gravidade, no lado direito da equação IV.7, da seguinte forma: $\nabla \mathcal{P} = \nabla P - \rho f$, onde "P" é denominada de "pressão modificada". A nomenclatura "pressão modificada" foi sugerida por G. K. Batchelor, "An Introduction to Fluid Dynamics", Cambridge University Press, Cambridge (1967). [3]

Deste modo, as equações IV.7, IV.8, IV.9 e IV.10 passariam a ter a seguinte forma:

$$\rho \left[\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\nabla \mathbf{v}) \cdot \mathbf{v} \right] = - \nabla \mathcal{P} + \text{div} \dot{\boldsymbol{\tau}} \quad (\text{IV.7a})$$

Componente "x":

$$\rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \mathcal{P}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \quad (\text{IV.8a})$$

Componente "y":

$$\rho \left(\frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \mathcal{P}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \quad (\text{IV.9a})$$

Componente "z":

$$\rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \mathcal{P}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \quad (\text{IV.10a})$$

Modelos Reológicos

A determinação das perdas de carga por fricção devidas ao escoamento de diversos fluidos através de tubulações é de grande importância para a engenharia de perfuração, uma vez que forças de viscosidade devem ser superadas para permitir o movimento do fluido através de extensos condutos usados na perfuração rotativa. Faz-se necessário então, uma descrição matemática das forças de viscosidade presentes no fluido para o desenvolvimento das equações de perdas de carga por fricção.

Os modelos reológicos geralmente utilizados na engenharia de perfuração para aproximar o comportamento dos fluidos de perfuração são: a) modelo Newtoniano e b) modelos não Newtonianos (Binghamiano e de Potência).

Modelo Newtoniano

Um fluido é dito Newtoniano quando a tensão de cisalhamento é diretamente proporcional à taxa de deformação, ou seja:

$$\tau = \mu \dot{\gamma} \quad (\text{IV.11})$$

onde a constante de proporcionalidade " μ " é a viscosidade absoluta do fluido (figura IV.5).

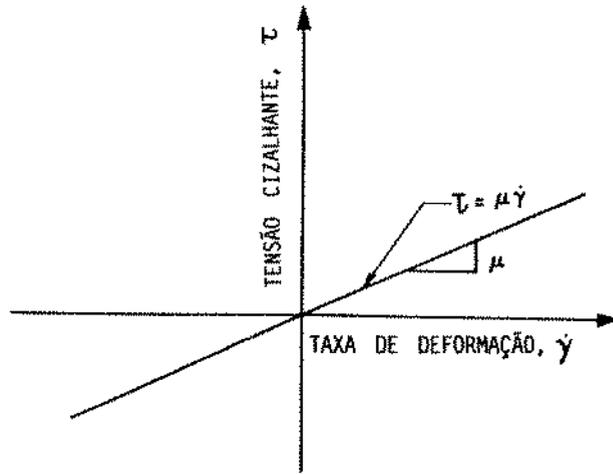


FIG. IV-5. Curva de fluxo de um fluido newtoniano [REF. 6].

Modelos não-Newtonianos

Todos os fluidos que não mostram uma proporcionalidade direta entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação são classificados como fluidos não-Newtonianos.

Os fluidos não-Newtonianos na qual a viscosidade diminui com o aumento da taxa de deformação são chamados de fluidos pseudo-plásticos e os fluidos na qual a viscosidade aumenta com o aumento da taxa de deformação são chamados fluidos dilatantes. Os fluidos de perfuração e as pastas de cimento são geralmente, em essência, fluidos pseudo-plásticos.

Modelo Binghamiano

O modelo de Bingham é definido por:

$$\tau = \mu_p \dot{\gamma} + \tau_y \quad \text{para } \tau > \tau_y \quad (\text{IV.12a})$$

$$\dot{\gamma} = 0 \quad \text{para } -\tau_y \leq \tau \leq \tau_y \quad (\text{IV.12b})$$

$$\tau = \mu_p \dot{\gamma} - \tau_y \quad \text{para } \tau < -\tau_y \quad (\text{IV.12c})$$

Neste modelo, o fluxo só se iniciaria quando a tensão de cisalhamento " τ " atingisse um certo valor mínimo " τ_y ", denominado limite de escoamento. Após alcançado o limite de escoamento, as variações na tensão de cisalhamento são proporcionais às variações na taxa de deformação e a constante de proporcionalidade é chamada de viscosidade plástica, " μ_p " (figura IV.6).

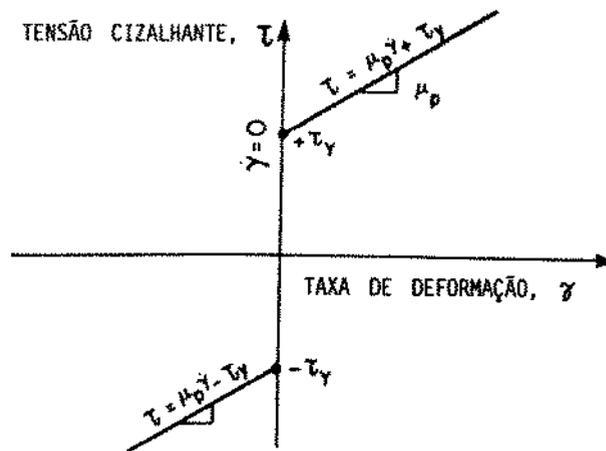


FIG. IV-6. Curva de fluxo de um fluido binghamiano [REF. 6].

Modelo de Potência

O modelo de Potência é definido por:

$$\tau = K |\dot{\gamma}|^{n-1} \dot{\gamma} \quad (\text{IV.13})$$

Assim como o modelo de Bingham, o modelo de Potência necessita de dois parâmetros para caracterizar o fluido. O parâmetro "K" é chamado de índice de consistência do fluido e está relacionado com a viscosidade aparente, isto é, quanto maior for o valor de "K" maior será a viscosidade aparente do fluido. O parâmetro "n" é normalmente chamado de índice de comportamento de fluxo e representa o quanto o comportamento de fluxo de um fluido se afasta do comportamento Newtoniano, ou seja, quanto maior for a diferença entre "n" e a unidade, em qualquer direção, maior será a característica não-Newtoniana de um dado fluido.

O modelo de Potência pode ser usado para representar um fluido pseudo-plástico, quando os valores de "n" se situarem entre zero e a unidade; um fluido dilatante, quando os valores de "n" se situarem acima da unidade; e, um fluido Newtoniano, quando o valor de "n" for igual a unidade e o valor de "K" igual à viscosidade (figura IV.7).

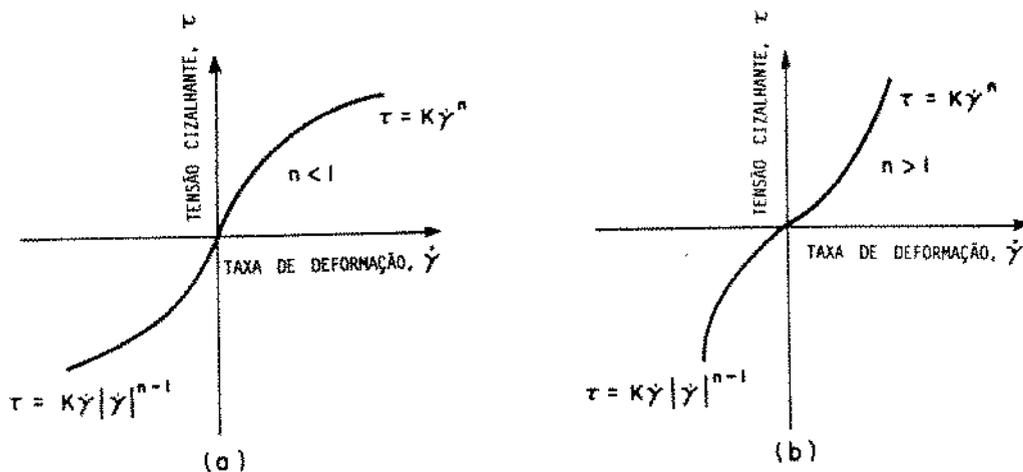


FIG. IV-7. Curvas de fluxo de fluidos de potência: (a) fluido pseudo-plástico e (b) fluido dilatante [REF. 6].

Simplificações e Hipóteses Adotadas

O problema costumeiro da perfuração é encontrar a variação de pressão " ΔP " para um conhecido valor da vazão " Q ". Mas, muitas vezes, não há como expressar analiticamente determinados modelos de fluido na obtenção de " ΔP " em função de " Q ". Assim sendo, algumas aproximações, bem como métodos aproximados, devem ser empregados.

Modelo Reológico

O modelo de Potência será adotado para o cálculo das características reológicas do fluido de perfuração, ou seja, o fluido será considerado como completamente descrito pelo modelo de Potência. Esta consideração deve-se ao fato do modelo de Potência ser um modelo simples, de apenas 2 parâmetros, que apresenta praticamente os mesmos resultados que modelos de 3 parâmetros, tais como os de Casson e de Herschel e Bulkley, que são bem mais complexos.

Além disso, outros motivos podem ser citados: a) ele é particularmente apropriado para técnicas gráficas, uma vez que se obtém linhas retas em papel log-log; e b) ele demonstra, mais corretamente, o comportamento de um fluido de perfuração à baixas taxas de deformação, apesar de não incluir o limite de escoamento, e portanto, podendo dar piores resultados a taxas de deformação extremamente baixas. [12]

Por isto, atualmente, o modelo de Potência está sendo usado largamente na indústria do petróleo e tem substituído,

dentro de certos limites, o modelo Binghamiano.

O fluido será considerado, ainda, pseudo-plástico, haja visto que o decréscimo da viscosidade com o aumento da taxa de deformação ser uma propriedade desejável para os fluidos de perfuração.

A figura IV.8 compara a curva de fluxo de um fluido de perfuração típico com curvas de fluxo de fluidos de Potência, Newtoniano e Binghamiano. A altas taxas de deformação, todos os modelos representam razoavelmente bem um fluido de perfuração típico. As diferenças entre os modelos de fluidos são mais pronunciadas a baixas taxas de deformação. Observa-se, ainda, que um fluido de perfuração típico exibe comportamento intermediário entre o modelo Binghamiano e o modelo de Potência. [12]

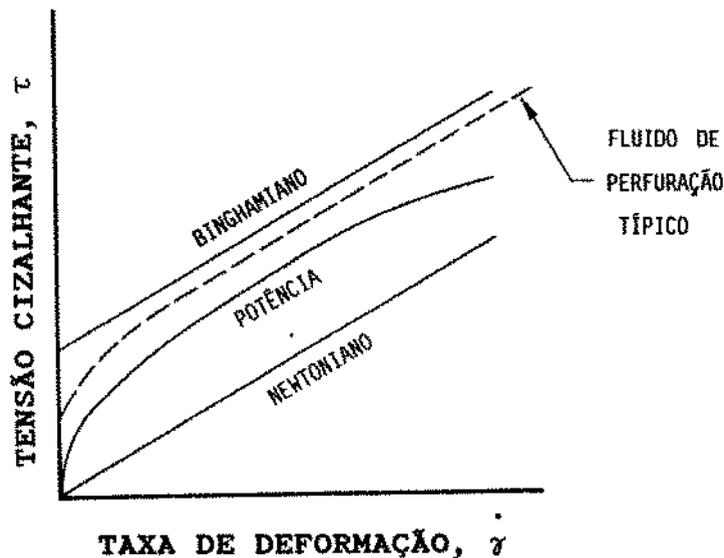


FIG. IV-8. Comparação de curvas de fluxo [REF. 12]

Regime de Fluxo

O regime de fluxo será considerado laminar uma vez que não há evidências de turbulência no sistema.

Aproximação "Slot"

A aproximação "slot" ou aproximação entre placas paralelas é um dos métodos aproximados mais úteis no estudo do escoamento de fluidos. Ele consiste da representação do espaço anular como uma geometria entre um par de placas planas e paralelas.

O erro introduzido pela aproximação "slot" depende da relação " α " entre o diâmetro externo do tubo de perfuração e o diâmetro interno do revestimento ou do poço, e, do grau pelo qual o fluido afasta-se do comportamento Newtoniano, caracterizado pelo índice de comportamento de fluxo " n ". O percentual de erro em cálculos de perdas de carga utilizando a aproximação "slot" é mostrado na tabela IV.1.

TAB. IV-1. Percentual de erro no cálculo das perdas de carga utilizando a aproximação "slot" [REF. 12].

Razão de Diâmetro \rightarrow	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$n +$											
1.0	50.00	7.42	3.95	2.30	1.36	0.79	0.43	0.21	0.08	0.02	0.00
0.5	26.49	6.77	3.64	2.14	1.27	0.74	0.40	0.19	0.08	0.02	0.00
0.333	18.56	5.98	3.29	1.92	1.16	0.67	0.34	0.18	0.08	0.02	0.00
0.25	14.42	5.27	2.93	1.75	1.04	0.61	0.33	0.15	0.07	0.02	0.00
0.2	11.84	4.71	2.65	1.58	0.96	0.56	0.32	0.16	0.07	0.02	0.00

Da tabela IV.1, pode-se perceber dois aspectos interessantes: a) para valores da relação de diâmetros " α " maiores do que 0,20 (como quase sempre é o caso dos poços de petróleo), o erro é menor que 4%, sendo perfeitamente aceitável, uma vez que ele é menor do que a precisão pela qual são tomadas as leituras no viscosímetro rotativo; b) o aumento do comportamento não Newtoniano (pseudo-plástico), na verdade, reduz o erro nos cálculos.

Poços Verticais e Concêntricos

Todo o poço será considerado vertical e concêntrico, já que normalmente a inclinação em poços verticais é baixa, não influenciando nas equações que descrevem o escoamento dos fluidos.

Outras Aproximações

O fluido de perfuração será considerado um fluido incompressível, escoando em regime permanente, em condições isotérmicas e sem sofrer influência da força centrífuga.

Modelagem

Considerações Gerais

A consideração do escoamento helicoidal de um fluido de Potência em anular, foi estudado por Bird [3].

Em sua modelagem, ele considera o escoamento axial em um espaço anular muito delgado, onde a dimensão do cilindro interno é "R" e a dimensão do espaço anular é "b", que é muito menor que "R". O escoamento é obtido por um gradiente de pressão. Ele quer investigar a maneira pelo qual a vazão varia à medida que o cilindro interno é girado com uma rotação "W". O sistema é esboçado na figura IV.9a.

Para este problema, Bird apresentou uma solução analítica aproximada para o caso particular de um fluido com índice de comportamento de fluxo "n = 1/3", pequenos valores de rotação e grandes perdas de carga, obtendo um aumento do fluxo axial no anular pela rotação do cilindro interno.

A expressão final a que Bird chegou é dada por:

$$Q = \frac{\pi R b^2}{40} \left(\frac{b \Delta \mathcal{P}}{KL} \right)^3 \left[1 + 960 \left(\frac{WR}{b} \right)^2 \left(\frac{KL}{b \Delta \mathcal{P}} \right) + \dots \right] \quad (\text{IV.14})$$

onde $\Delta \mathcal{P} = \mathcal{P}_0 - \mathcal{P}_L$

Bird apresenta outra fórmula, não explícita, para o caso particular de um fluido com índice de comportamento de fluxo "n = 1/3", que se aplica a quaisquer valores de rotação e de perda de carga, e, que será vista no Capítulo V.

Partindo, então, do estudo de Bird e com o intuito de estudar o comportamento das perdas de carga no espaço anular de um poço delgado, devido a rotação da coluna de perfuração, procurou-se desenvolver uma solução numérica que apresentasse solução para qualquer valor do índice de comportamento de fluxo "n", de um fluido de Potência.

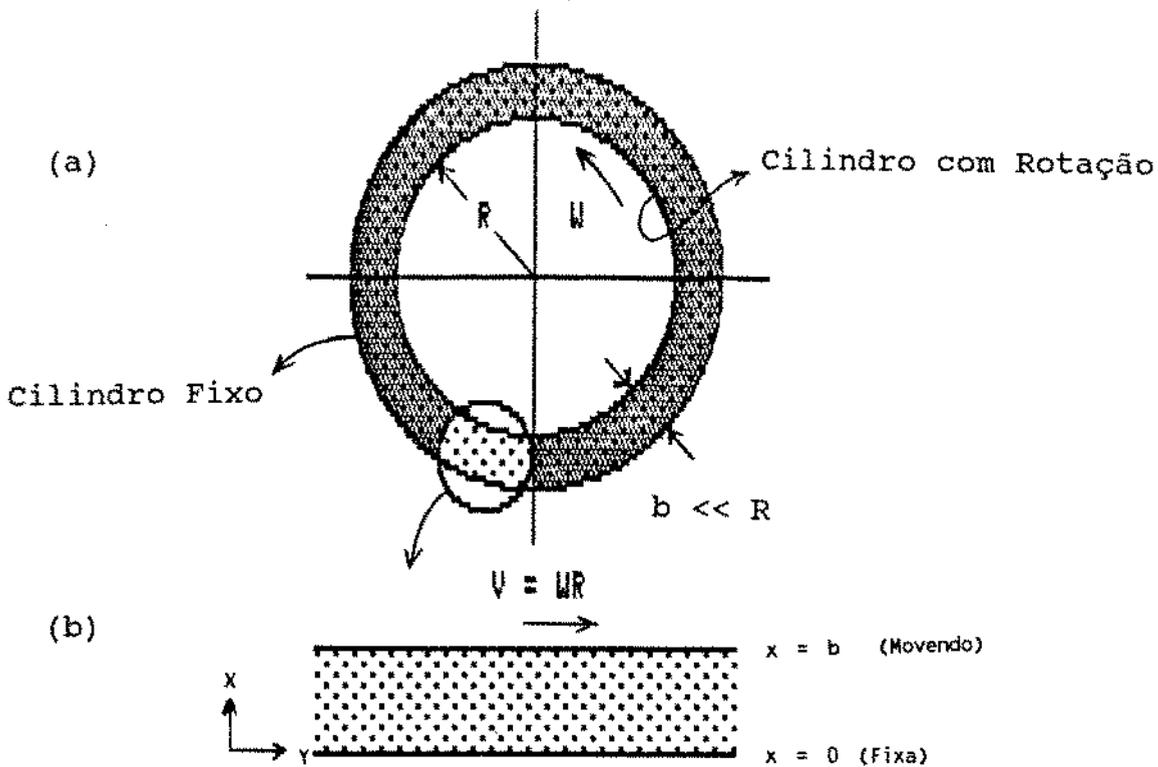


FIG. IV-9. (a) Escoamento helicoidal em anular em função do gradiente de pressão e da rotação do cilindro interno e b) aproximação "slot" [REF. 3].

Desenvolvimento das Equações

Por causa da pequena dimensão do espaço anular, a curvatura pode ser desprezada e o problema passa a ser um problema plano tipo "slot", como mostrado na figura IV.9b, que também mostra o sistema de eixos coordenados usado.

Faz-se necessário, ainda, postular que: $v_z = v_z(x)$, $v_y = v_y(x)$, $v_x = 0$ e $\mathcal{P} = \mathcal{P}(z)$, onde "P" é a pressão modificada. Logo,

$$\text{para } v_x = 0 \quad \implies \quad \frac{\partial v_x}{\partial x} = \frac{\partial v_x}{\partial y} = \frac{\partial v_x}{\partial z} = 0 \quad (\text{IV.15})$$

$$\text{para } v_y = v_y(x) \quad \implies \quad \frac{\partial v_y}{\partial y} = \frac{\partial v_y}{\partial z} = 0 \quad (\text{IV.16})$$

$$\text{para } v_z = v_z(x) \quad \implies \quad \frac{\partial v_z}{\partial y} = \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (\text{IV.17})$$

$$\text{para } \mathcal{P} = \mathcal{P}(z) \quad \implies \quad \frac{\partial \mathcal{P}}{\partial x} = \frac{\partial \mathcal{P}}{\partial y} = 0 \quad (\text{IV.18})$$

Substituindo as equações IV.15, IV.16, IV.17 e IV.18 nas equações IV.8a, IV.9a e IV.10a, e considerando ainda, que somente as tensões cizalhantes " $\tau_{xy} = \tau_{xy}(x)$ " e " $\tau_{xz} = \tau_{xz}(x)$ " são diferentes de zero, as equações do movimento passam a ser:

$$\text{Componente "y"} \quad - \frac{d\tau_{xy}}{dx} = 0 \quad (\text{IV.19})$$

$$\text{Componente "z"} \quad \frac{\mathcal{P}_0 - \mathcal{P}_L}{L} - \frac{d\tau_{xz}}{dx} = 0 \quad (\text{IV.20})$$

onde " $\mathcal{P}_0 - \mathcal{P}_L$ " representa a diferença de pressão modificada entre $z = 0$ e $z = L$.

As componentes do tensor das tensões para um fluido de Potência são

$$\tau_{xy} = -\eta(\dot{\gamma})\dot{\gamma}_{xy} = -K\dot{\gamma}^{n-1}\dot{\gamma}_{xy} \quad (\text{IV.21})$$

$$\tau_{xz} = -\eta(\dot{\gamma})\dot{\gamma}_{xz} = -K\dot{\gamma}^{n-1}\dot{\gamma}_{xz} \quad (\text{IV.22})$$

onde a magnitude do tensor taxa de deformação é dada por

$$\dot{\gamma} = \sqrt{\left(\frac{dv_y}{dx}\right)^2 + \left(\frac{dv_z}{dx}\right)^2} \quad (\text{IV.23})$$

Usando, convenientemente, quantidades adimensionais, tem-se:

$$\bar{x} = \frac{x}{b} \quad \text{e} \quad \bar{v}_i = \frac{v_i}{v} \quad (\text{IV.24})$$

onde $\mathbf{v} = \mathbf{W R}$ (IV.25)

Da equação IV.24, pode-se obter as seguintes relações

$$d\bar{x} = \frac{dx}{b}; \quad d\bar{v}_y = \frac{1}{v}dv_y; \quad d\bar{v}_z = \frac{1}{v}dv_z \quad (\text{IV.26})$$

$$\frac{d\bar{v}_y}{d\bar{x}} = \frac{b}{v} \frac{dv_y}{dx} \quad \text{e} \quad \frac{d\bar{v}_z}{d\bar{x}} = \frac{b}{v} \frac{dv_z}{dx} \quad (\text{IV.27})$$

$$\dot{\gamma}_{xy} = \frac{dv_y}{dx} = \frac{v}{b} \frac{d\bar{v}_y}{d\bar{x}} \quad (\text{IV.28})$$

$$\dot{\gamma}_{xz} = \frac{dv_z}{dx} = \frac{v}{b} \frac{d\bar{v}_z}{d\bar{x}} \quad (\text{IV.29})$$

Levando-se as expressões das equações IV.28 e IV.29 na equação IV.23, tem-se,

$$\dot{\gamma} = \frac{v}{b} \sqrt{\left(\frac{d\bar{v}_y}{d\bar{x}}\right)^2 + \left(\frac{d\bar{v}_z}{d\bar{x}}\right)^2} \quad (\text{IV.30})$$

Chamando " $d\bar{v}_y/d\bar{x}$ " por "Y" e " $d\bar{v}_z/d\bar{x}$ " por "Z", tem-se:

$$\dot{\gamma} = \frac{v}{b} \left(Y^2 + Z^2 \right)^{1/2} \quad (\text{IV.31})$$

Substituindo os valores das equações IV.21 e IV.22 nas equações IV.19 e IV.20, respectivamente, obtém-se:

$$\frac{d}{d\bar{x}} \left(-K\dot{\gamma}^n - 1\dot{\gamma}_{xy} \right) = 0 \quad (\text{IV.32})$$

$$\frac{d}{d\bar{x}} \left(-K\dot{\gamma}^n - 1\dot{\gamma}_{xz} \right) = \frac{P_0 - P_L}{L} \quad (\text{IV.33})$$

Substituindo as equações IV.26, IV.28, IV.29 e IV.31 nas equações IV.32 e IV.33, obtem-se, respectivamente:

$$\frac{d}{dx} \left[\left(Y^2 + Z^2 \right)^{(n-1)/2} Y \right] = 0 \quad (\text{IV.34})$$

$$\frac{d}{dx} \left[\left(Y^2 + Z^2 \right)^{(n-1)/2} Z \right] = -a \quad (\text{IV.35})$$

sendo "a" uma quantidade adimensional dada por:

$$a = - \frac{P_0 - P_L}{KL} \frac{b^{n+1}}{v^n} \quad (\text{IV.36})$$

Integrando as equações IV.34 e IV.35, chamando de C_1 e C_2 as constantes de integração, tem-se:

$$\left(Y^2 + Z^2 \right)^{(n-1)/2} Y = C_1 \quad (\text{IV.37})$$

$$\left(Y^2 + Z^2 \right)^{(n-1)/2} Z = -a\bar{x} + C_2 \quad (\text{IV.38})$$

Resolvendo o sistema de equações representado por IV.37 e IV.38, para "Y" e "Z", obtem-se:

$$Y = \frac{d\bar{v}_y}{d\bar{x}} = C_1 \left[C_1^2 + \left(C_2 - a\bar{x} \right)^2 \right]^{(1-n)/2n} \quad (\text{IV.39})$$

$$z = \frac{d\bar{v}_z}{d\bar{x}} = (C_2 - a\bar{x}) \left[C_1^2 + (C_2 - a\bar{x})^2 \right]^{(1-n)/2n} \quad (\text{IV.40})$$

Integrando, respectivamente, as equações IV.39 e IV.40, obtém-se

$$\bar{v}_y = \int_0^{\bar{x}} C_1 \left[C_1^2 + (C_2 - a\bar{x})^2 \right]^{(1-n)/2n} d\bar{x} \quad (\text{IV.41})$$

$$\bar{v}_z = \int_0^{\bar{x}} (C_2 - a\bar{x}) \left[C_1^2 + (C_2 - a\bar{x})^2 \right]^{(1-n)/2n} d\bar{x} \quad (\text{IV.42})$$

Usando a condição de contorno $d\bar{v}_z/d\bar{x} = 0$ para $\bar{x} = 1/2$ na equação IV.40, tem-se

$$C_2 = \frac{a}{2} \quad (\text{IV.43})$$

Para a condição de contorno $\bar{v}_y = 1$ para $\bar{x} = 1$, na equação IV.41, obtém-se:

$$C_1 \int_0^1 \left[C_1^2 + (C_2 - a\bar{x})^2 \right]^{(1-n)/2n} d\bar{x} = 1 \quad (\text{IV.44})$$

Por outro lado, a vazão volumétrica através do espaço anular é dada por:

$$Q = 2 \pi R \int_0^b v_z dx \quad (IV.45)$$

Aplicando as equações IV.24, IV.25 e IV.26 na equação IV.45 e trocando convenientemente os limites de integração, tem-se:

$$Q = 2 \pi R^2 b W \int_0^1 \bar{v}_z d\bar{x} \quad (IV.46)$$

Substituindo a equação IV.42 na equação IV.46, obtem-se:

$$Q = 2\pi R^2 b W \int_0^1 \left\{ \int_0^{\bar{x}} (C_2 - a\bar{z}) [C_1^2 + (C_2 - a\bar{z})^2]^{(1-n)/2n} d\bar{z} \right\} d\bar{x} \quad (IV.47)$$

Observa-se, então, que para a maioria dos valores de "n" as equações IV.41, IV.42, IV.44 e IV.47 não apresentam solução analítica e que a equação IV.47 representa, de uma forma mais abrangente, o modelo do escoamento helicoidal de qualquer fluido de potência em espaços anulares delgados, uma vez que relaciona a vazão "Q", a rotação "W" e, implicitamente, a variação de pressão modificada " $\mathcal{P}_0 - \mathcal{P}_L$ ", por intermédio da quantidade adimensional "a".

Procurou-se, então, resolver numericamente as referidas equações, para qualquer valor do índice de comportamento de fluxo "n", inclusive com o desenvolvimento de uma subrotina para microcomputadores, feita em linguagem Fortran.

Assim sendo, após a determinação de "a", o valor da variação da pressão modificada " $\Delta P = P_0 - P_L$ " pode ser obtida através da expressão:

$$\Delta P = \frac{a K L v^n}{b^{n+1}} \quad (\text{IV.48})$$

Por outro lado, como o interesse deste estudo é a obtenção da variação das perdas de carga no anular, considera-se o escoamento do fluido sem a influência de campos externos, ou seja, a componente da gravidade na equação IV.7 é desprezada e a equação IV.48 seria dada por:

$$\Delta P = \frac{a K L v^n}{b^{n+1}} \quad (\text{IV.49})$$

onde " $\Delta P = P_0 - P_L$ " representa a perda de carga entre " $z = 0$ " e " $z = L$ ".

Resolução Numérica

Pela observação da equação IV.44, pode-se dizer, por exemplo, que ela é uma equação do tipo " $F(C_1) = 0$ ", ou ainda, " $f(C_1) - 1 = 0$ ". Do mesmo modo, poderia se dizer que a equação IV.46 é do tipo " $G(a) = 0$ " ou " $g(a) - Q = 0$ ".

Logo, para a determinação das incógnitas " C_1 " e "a", foi adotado o método numérico de Newton-Raphson por ser um método bem conhecido e de rápida iteração.

Por outro lado, observa-se, ainda, nas equações IV.44 e IV.47 que se faz necessário a utilização de um outro método numérico para o cálculo das integrais das funções existentes para cada iteração do método de Newton-Raphson. O método de Runge-Kutta foi então escolhido. A figura IV.10 mostra o fluxograma utilizado para resolução numérica das equações IV.44 e IV.47.

Ainda, com relação às equações IV.44 e IV.47, poderia se perguntar quantas raízes cada equação teria para cada valor de "n".

A equação IV.44 poderia ser escrita da seguinte forma:

$$F(C_1) = \int_0^1 \left[C_1^2 + (C_2 - a\bar{x})^2 \right]^{(1-n)/2n} d\bar{x} - \frac{1}{C_1} \quad (\text{IV.49})$$

Tomando a primeira derivada da função "F(C₁)", dada pela equação IV.49, tem-se:

$$F'(C_1) = \frac{1-n}{n} C_1 \int_0^1 \left[C_1^2 + (C_2 - a\bar{x})^2 \right]^{(1-3n)/2n} d\bar{x} + \frac{1}{C_1^2} \quad (\text{IV.50})$$

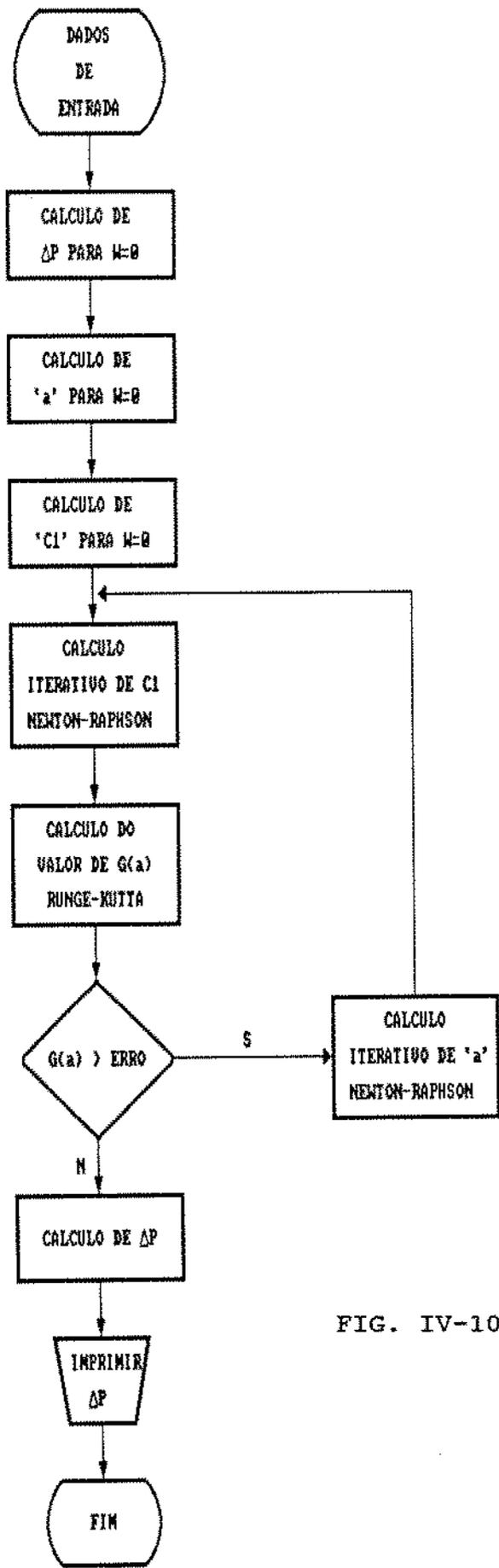


FIG. IV-10. Fluxograma

Observando a equação IV.50, pode-se dizer que para qualquer valor de " C_1 " a função " $F'(C_1)$ " é sempre maior do que zero; logo, a função " $F(C_1)$ " é monótona crescente, existindo um único valor de " C_1 " tal que a função " $F(C_1)$ " seja igual a zero. Conseqüentemente, a equação IV.44 só admite uma raiz.

A equação IV.47 poderia ser escrita do seguinte modo:

$$G(a) = 2\pi R^2 bW \int_0^1 \left\{ \int_0^{\bar{x}} \left[C_2 - a\bar{z} \right] \left[C_1^2 + \left(C_2 - a\bar{z} \right)^2 \right]^{(1-n)/2n} d\bar{z} \right\} d\bar{x} - Q \quad \dots (IV.51)$$

Utilizando a primeira derivada da função " $G(a)$ ", dada pela equação IV.51, obtem-se:

$$G'(a) = 2\pi R^2 bW \int_0^1 \int_0^{\bar{x}} \left\{ -\bar{z} \left[C_1^2 + \left(C_2 - a\bar{z} \right)^2 \right]^{(1-n)/2n} + \frac{1-n}{n} \left(C_2 - a\bar{z} \right)^2 \left(-\bar{z} \right) \left[C_1^2 + \left(C_2 - a\bar{x} \right)^2 \right]^{(1-3n)/2n} \right\} d\bar{z} d\bar{x} \quad (IV.52)$$

Na equação IV.52, para qualquer valor de " a " a função " $G'(a)$ " é sempre menor do que zero; logo, a função " $G(a)$ " é dita monótona decrescente, existindo um único valor de " a " tal que o valor da função " $G(a)$ " seja igual a zero. Como consequência, a equação IV.47 possui apenas uma raiz.

CAPÍTULO V

RESULTADOS

A comparação da solução numérica descrita neste trabalho, com dados experimentais de perdas de carga no anular de poços delgados, bem como a coleta de dados experimentais, não foi possível, devido à inexistência no Brasil, até o presente momento, de poços para este estudo.

Bird [3], como mencionado anteriormente, apresenta uma solução analítica aproximada para o caso particular de índice de comportamento de fluxo igual a 1/3 e que se aplica somente para pequenos valores de rotação e grandes perdas de carga, ou seja, para grandes valores da quantidade adimensional "a". Logo, a princípio, esta comparação não seria conveniente, pois na perfuração de poços delgados aplica-se altas rotações na coluna de perfuração, além do fato da influência da rotação só ser notória para rotações acima de 100 RPM, como se verá mais adiante. Por outro lado, Bird apresenta em seu estudo uma outra fórmula, não explícita, mas que se aplica a qualquer valor de "a". Esta fórmula é dada por:

$$Q = \frac{\pi R^2 b \omega a^3}{40} \left[1 + \frac{20}{3} \left(\frac{C_1}{a} \right)^2 \right] \quad (V.1)$$

onde " C_1 " é a solução única da equação dada por:

$$C_1^3 + \frac{a^2}{12} C_1 - 1 = 0 \quad (V.2)$$

e " ΔP " seria calculado pela equação IV.49.

Bourgoyne [6] apresenta uma fórmula analítica para cálculo de perdas de carga no anular, adotando a aproximação "slot", sem considerar a influência da rotação da coluna de perfuração. A fórmula de Bourgoyne é dada por:

$$\frac{dP}{dL} = \frac{Kv^n}{144.000(d_2 - d_1)^{1+n}} \left(\frac{2 + 1/n}{0.0208} \right)^n \quad (V.3)$$

Assim sendo, com a finalidade de se testar a validade da solução numérica proposta, foi elaborado um exemplo para se efetuar uma comparação com as soluções analíticas de Bird [3] e de Bourgoyne [6].

Os dados do exemplo comparativo tanto para o modelo de Bird quanto para o modelo de Bourgoyne são os mesmos, com exceção da rotação da coluna de perfuração, que para o modelo de Bourgoyne é igual a zero. Logo, os dados de entrada para a subrotina do programa são:

Profundidade: 3000 m (9842,52 pés)

Diâmetro interno do poço: 0,111 m (4,375 pol)

Diâmetro da tubulação interna: 0,094 (3,7 pol)

Índice de consistência: 1,52 Pa(s^{1/3}) (1520 eq cp) [37]

Índice de comportamento de fluxo: 1/3 [37]

Vazão volumétrica: 1,893E-03 m³/s (30 gal/min)

Número de Reynolds: 508

Rotação da coluna: 62,832 rad/s (600 RPM) - Bird

0,001 rad/s (0,01 RPM) - Bourgoyne

Entrando com estes mesmos valores nas equações V.1, V.2, IV.49 e V.3, obtem-se os seguintes resultados:

Solução analítica (Bird) - $\Delta P = 1141,62$ psi

Solução numérica proposta - $\Delta P = 1143,43$ psi

Solução analítica (Bourgoyne) - $\Delta P = 1428,95$ psi

Solução numérica proposta - $\Delta P = 1428,95$ psi

Observa-se, deste modo, que os resultados são praticamente idênticos. Este resultado já era esperado, uma vez que a solução numérica partiu do equacionamento feito por Bird e que as considerações feitas por Bourgoyne são as mesmas para o caso sem rotação.

A variação das perdas de carga no anular com a variação da rotação da coluna, bem como a variação das perdas de carga com a variação da vazão, da geometria do poço e da reologia do fluido para uma determinada rotação da coluna, foram estudadas.

Variação das perdas de carga devido a rotação da coluna

A variação das perdas de carga devido a variação da rotação da coluna de perfuração é um dos principais objetivos deste trabalho. Assim, com o intuito de estudar melhor este fenômeno, variou-se a rotação, no exemplo anterior, mantendo-se os outros parâmetros constantes, sendo que os resultados foram plotados em um gráfico "semi-log" como

mostrado na figura V.1.

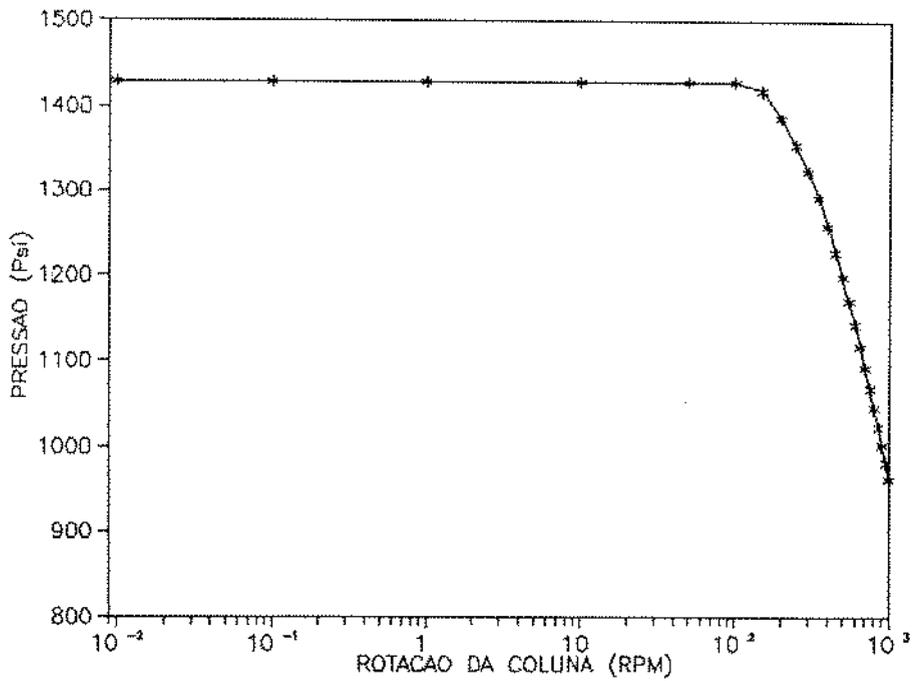


FIG. V-1. Variação das perdas de carga com a rotação da coluna, em anular de poços delgados.

Observa-se, neste gráfico, que a influência da rotação da coluna sobre as perdas de carga só se inicia a partir de 100 RPM e que, a partir deste valor de rotação, há um decréscimo de pressão com o aumento de rotação da coluna. Então, para melhor visualizar esta variação de pressão, foi elaborado um gráfico em escala linear (figura V.2).

Esta diminuição das perdas de carga com o aumento da rotação da coluna, pode ser explicada pelo fato de ocorrer, neste caso, um aumento do módulo da taxa de deformação, o que faz com que a viscosidade aparente do fluido seja diminuída e conseqüentemente haja diminuição das perdas de carga.

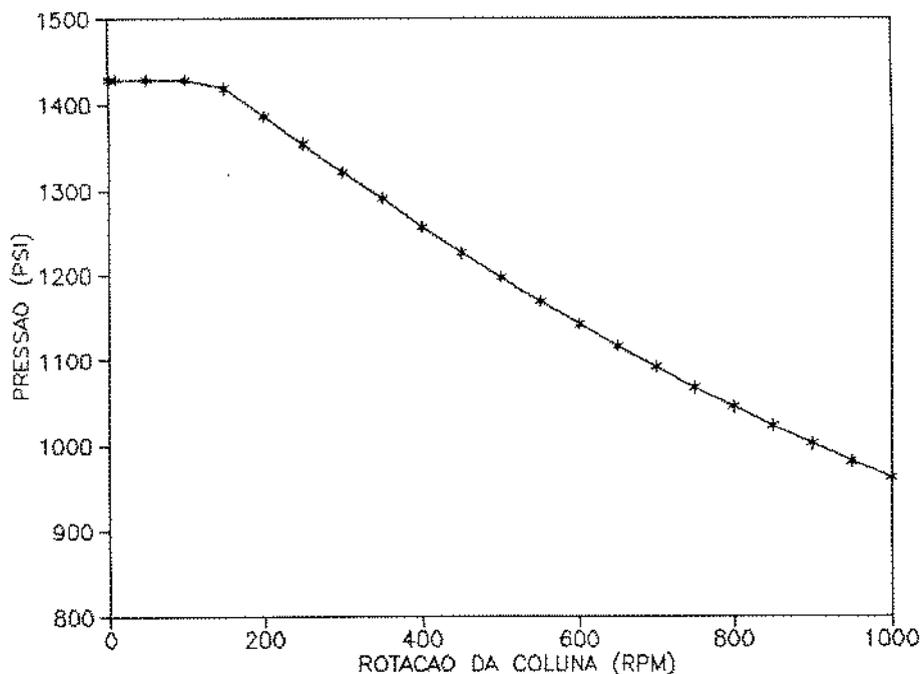


FIG. V-2. Variação das perdas de carga com a rotação da coluna, em anular de poços delgados.

Variação das perdas de carga com a variação da vazão

Mantendo-se a rotação constante e igual a 600 RPM, variando-se a vazão e mantendo os demais parâmetros constantes, obtém-se o gráfico mostrado na figura V.3.

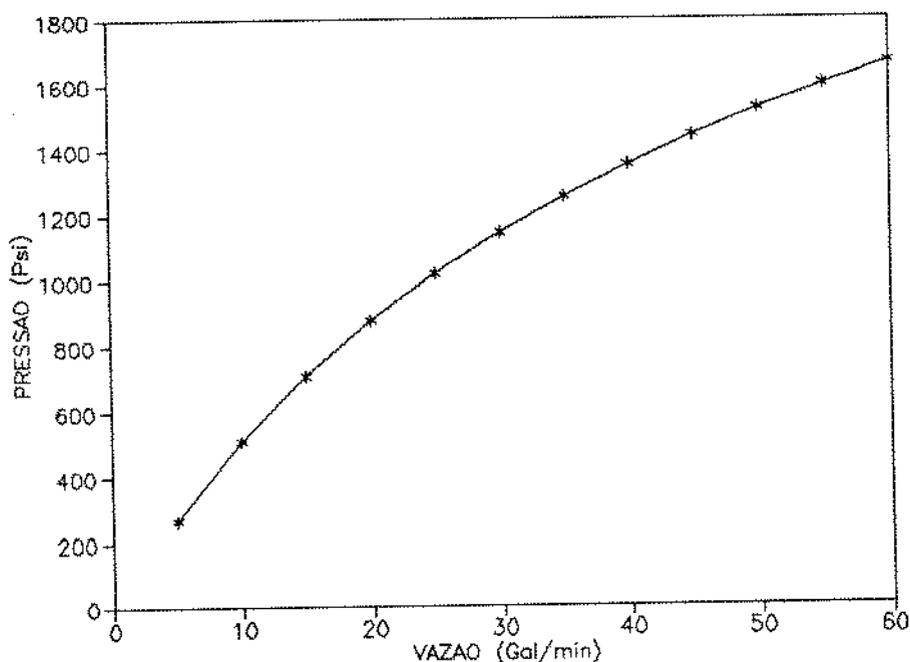


FIG. V-3. Variação das perdas de carga com a variação da vazão, em anular de poços delgados.

Pode-se observar neste gráfico que as perdas de carga aumentam com o aumento de vazão. Este resultado é semelhante aos resultados obtidos por soluções analíticas, que não consideram a rotação da coluna, mostrando a coerência da solução numérica proposta.

Variação das perdas de carga com a geometria do poço

Variando-se as dimensões do espaço anular, mantendo os demais parâmetros constantes e a rotação da coluna igual a 600 RPM, obtém-se o gráfico da figura V.4.

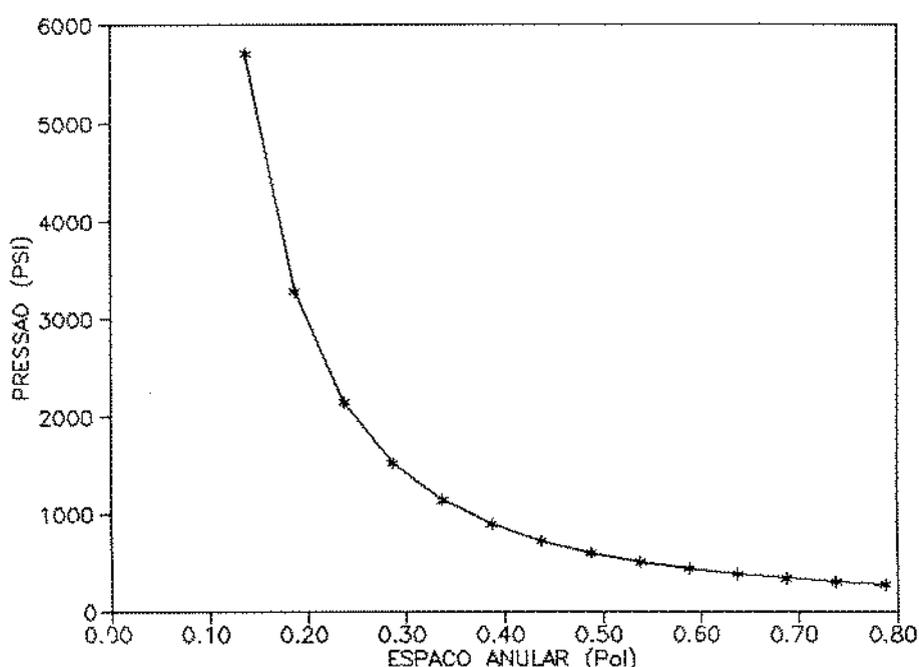


FIG. V-4. Variação das perdas de carga com a geometria do poço, em anular de poços delgados.

Neste gráfico, observa-se um aumento das perdas de carga com a diminuição das dimensões do espaço anular. Mais uma vez, o modelo mostra ser coerente, correlacionando-se com outros modelos que apresentam resultado semelhante, sem

rotação da coluna.

Variação das perdas de carga com a reologia do fluido

Mantendo-se todos os parâmetros constantes e variando apenas o índice de consistência do fluido de perfuração, obtém-se o gráfico mostrado na figura V.5.

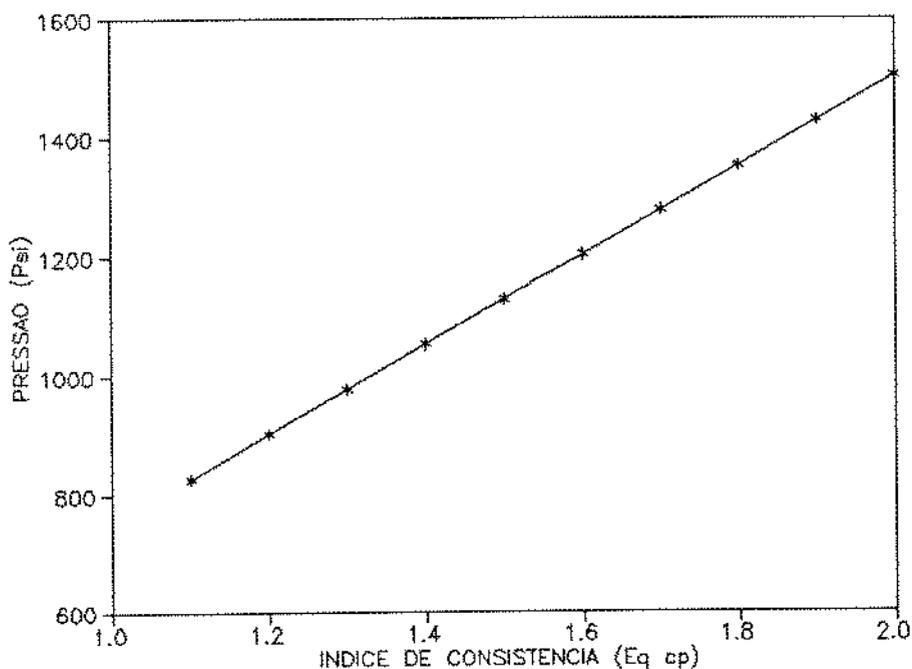


FIG. V-5. Variação das perdas de carga com a reologia do fluido, em anular de poços delgados.

Este gráfico mostra que as perdas de carga aumentam com o aumento do índice de consistência. Este também é um resultado lógico, uma vez que a viscosidade aparente do fluido é função do índice de consistência, ou seja:

$$\mu_a = K \dot{\gamma}^{n-1} \quad (V.4)$$

Deste modo, quanto maior for o valor do índice de consistência, maior será a viscosidade aparente do fluido, e conseqüentemente, maior o valor das perdas de carga.

CAPITULO VI

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DE ROTAÇÃO NO VOLUME DE POÇOS DELGADOS

Introdução

Como visto anteriormente, a variação de rotação da coluna de perfuração implica em variação de pressão em poços delgados. Esta variação de pressão, por sua vez, vai implicar em variação do volume do poço que é de particular interesse deste estudo, uma vez que esta variação pode influenciar na detecção de kicks em poços delgados.

O objetivo deste capítulo será, então, mostrar, através de um exemplo, esta variação de volume do poço devido a variação da rotação da coluna de perfuração. Inicialmente, porém, seria interessante relembrar o cálculo de tensões na parede de poços circulares.

Campos [7] apresenta um estudo de tensões na parede de um poço circular de uma maneira bastante didática e dirigida para poços de petróleo. Deste modo, parte do estudo de Campos será aqui apresentado de forma resumida e particularizada para as considerações a serem feitas a seguir, servindo de base para o exemplo a ser estudado.

Considerações Iniciais

Para o cálculo das tensões na parede do poço devem ser feitas as seguintes considerações: a) a formação é isotrópica e homogênea; b) a formação é linearmente elástica; c) não há interação entre o fluido de dentro do poço e a formação e/ou os fluidos contidos na formação; d) não há fenômenos tectônicos ou outros fenômenos geológicos; e) o fluido de dentro do poço é não penetrante; f) as tensões de compressão são positivas e as tensões de tração são negativas; e g) a teoria da elasticidade se aplica.

Definições

Tensão Total e Tensão Efetiva:

A tensão total em um meio poroso é igual a relação entre a força e a área em que esta atua, ao passo que a tensão efetiva é igual à tensão total menos a pressão do fluido existente nos poros, logo:

$$\sigma_e = \sigma - P_p \quad (\text{VI.1})$$

Tensões Subsuperficiais

Tensão vertical: representa o peso das camadas situadas acima do ponto considerado e é dada por:

$$\sigma_{ve} = \rho g D = \text{Grd}_0 D \quad (\text{VI.2})$$

onde "Grd₀" representa o gradiente de sobrecarga (overburden).

Tensões horizontais: são originadas pela sobrecarga e por movimentos tectônicos e/ou outros fenômenos geológicos. Os módulos das tensões horizontais normalmente são diferentes, sendo iguais quando originadas apenas pela sobrecarga. Elas podem ser relacionadas com a tensão vertical através da lei de Hooke [7],[35]. Considerando, unicamente, a ocorrência da compactação, ou seja, não havendo deformações horizontais, e considerando ainda o caso particular de não haver movimentos tectônicos e/ou outros fenômenos geológicos, as duas tensões horizontais são iguais e dadas por:

$$\sigma_{he1} = \sigma_{he2} = \sigma_{he} = \frac{\nu}{1 - \nu} \sigma_{ve} \quad (VI.3)$$

ou ainda:

$$\sigma_{he} = \frac{\nu}{1 - \nu} (\sigma_v - P_p) \quad (VI.4)$$

Fluido Não Penetrante

Um fluido é dito não penetrante quando não existe fluxo do fluido do poço para a formação ou vice-versa. Um fluido de perfuração após a formação do reboco ou um fluido qualquer na presença de uma formação não permeável são exemplos de fluidos não penetrantes.

A figura VI.1 mostra a distribuição da pressão de poros. Quando o raio é igual ao raio do poço ($r = r_w$), existe uma descontinuidade, ou seja, a pressão dentro do poço é igual a P_w e nos poros da formação é igual a P_e para qualquer valor de r , isto é, para $r > r_w$ tem-se:

$$P_p = P_e \quad (\text{VI.5})$$

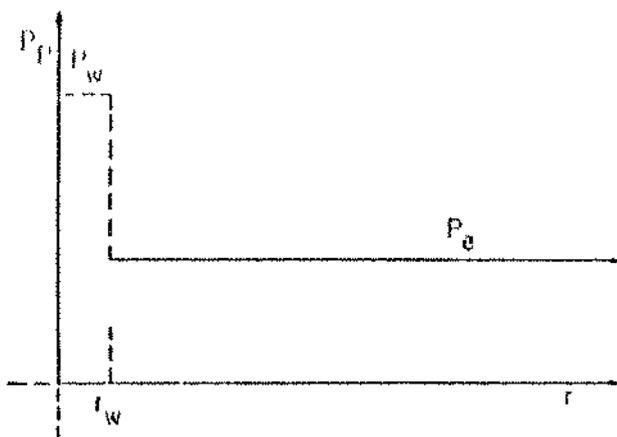


FIG. VI-1. Distribuição da pressão de poros para fluidos não penetrantes [REF. 7].

Apresentação das Equações

Tensões na Parede de um Poço

As tensões na parede de um poço podem sofrer alterações causadas por três fatores: a) o poço propriamente dito; b) a pressão dentro do poço; e c) o fluxo de fluidos no meio poroso. Como se está considerando o fluido como não penetrante, somente os dois primeiros fatores poderão alterar as tensões.

Convém salientar que um sistema de eixos cartesianos

com a origem no centro do poço e o eixo vertical coincidente com o eixo do mesmo foi adotado. Logo, o uso do sistema de coordenadas polares é mais conveniente, uma vez que a distribuição de esforços é simétrica.

A seguir, serão apresentadas as equações a serem utilizadas para o cálculo das deformações do poço e conseqüentemente do volume do poço, para cada variação de rotação da coluna.

Tensões na Parede do Poço Devido a Influência do Furo

$$\sigma_r = P_e \quad (\text{VI.6})$$

$$\sigma_\theta = 2\sigma_{he} + P_e \quad (\text{VI.7})$$

Tensões na Parede do Poço Devido a Influência da Pressão

$$\sigma_r = P_w - P_e \quad (\text{VI.8})$$

$$\sigma_\theta = - (P_w - P_e) \quad (\text{VI.9})$$

Tensões Resultantes

Somando as equações VI.6 e VI.7 com as equações VI.8 e VI.9, respectivamente, e substituindo as equações VI.1 e VI.5 no resultado, obtém-se o valor das tensões efetivas mínimas na parede do poço, para um fluido não penetrante, dado por:

$$\sigma_{re} = P_w - P_e \quad (\text{VI.10})$$

$$\sigma_{\theta e} = 2\sigma_{he} - P_w + P_e \quad (\text{VI.11})$$

Considerando ainda a equação VI.4, tem-se para a equação VI.11:

$$\sigma_{\theta e} = \frac{2\nu}{1 - \nu} (\sigma_v - P_e) - P_w + P_e \quad (\text{VI.12})$$

Deformações [32]

$$\epsilon_r = \frac{1 + \nu}{E} \left[(1 - \nu)\sigma_r - \nu\sigma_{\theta} \right] \quad (\text{VI.13})$$

$$\epsilon_{\theta} = \frac{1 + \nu}{E} \left[(1 - \nu)\sigma_{\theta} - \nu\sigma_r \right] \quad (\text{VI.14})$$

Exemplo Numérico

Como mencionado anteriormente, o objetivo deste exemplo é analisar o comportamento da variação de volume e conseqüentemente da variação da vazão de saída de lama de um poço delgado, quando há uma variação de velocidade de rotação da coluna de perfuração.

Os dados referentes ao exemplo são:

Profundidade do poço: 3000 m (9842,52 pés)

Diâmetro do poço: 0,111 m (4,375 pol)

Diâmetro da coluna: 0,094 m (3,7 pol)

Peso específico do fluido: 1557,74 Kg/m³ (131lb/gal)

Índice de consistência : 1,52 Pa(s^{1/3}) (1520 eq cp)

Índice de comportamento de fluxo: 1/3

Vazão volumétrica: 1,893E-03 m³/s (30 gal/min)

Rotação inicial da coluna: 5,24 rad/s (50 RPM)

Rotação final da coluna: 5,24 a 104,72 rad/s (50 a 1000 RPM)

Módulo de elasticidade da formação: 5,5848E+10 Pa (8,1E+6 psi)

Módulo de Poisson: 0,11 [21]

A figura VI.2 mostra o resultado obtido, onde inicialmente observa-se, pela inclinação da curva, uma diminuição do volume do poço com o aumento da rotação da coluna de perfuração, bem como um aumento da variação de volume do poço com o aumento da variação de rotação da coluna.

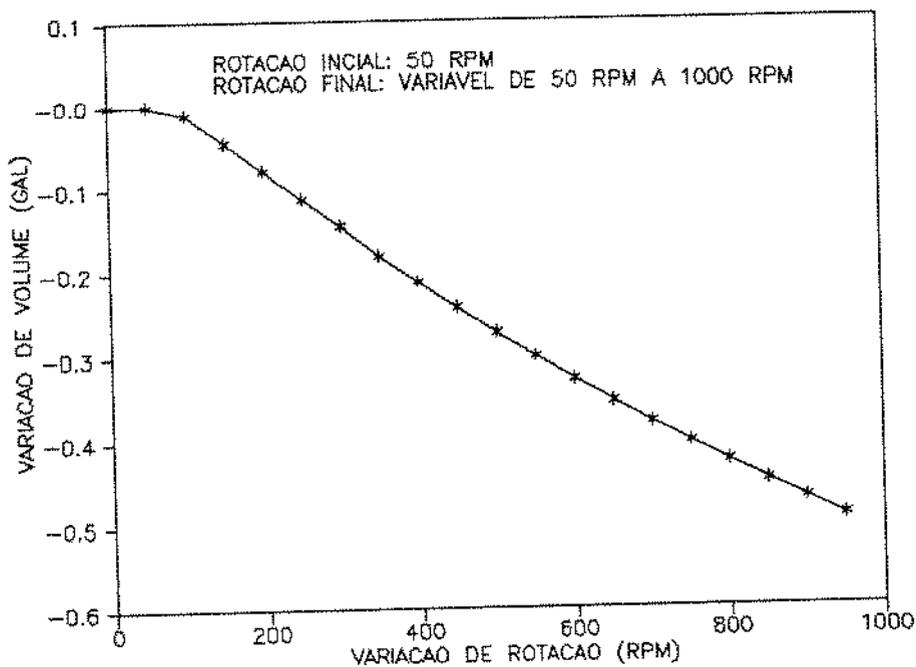


FIG. VI-2. Variação de volume em poços delgados.

Analisando ainda a figura VI.2 e considerando uma variação de rotação de 50 RPM para 500 RPM, haverá uma variação no volume do poço igual a 0,24 gal. Se esta variação de rotação ocorrer, por exemplo, em um intervalo de tempo igual a 5 segundos, pode-se dizer que houve uma variação média de vazão de 2,9 gal/min, conforme mostra a figura VI.3.

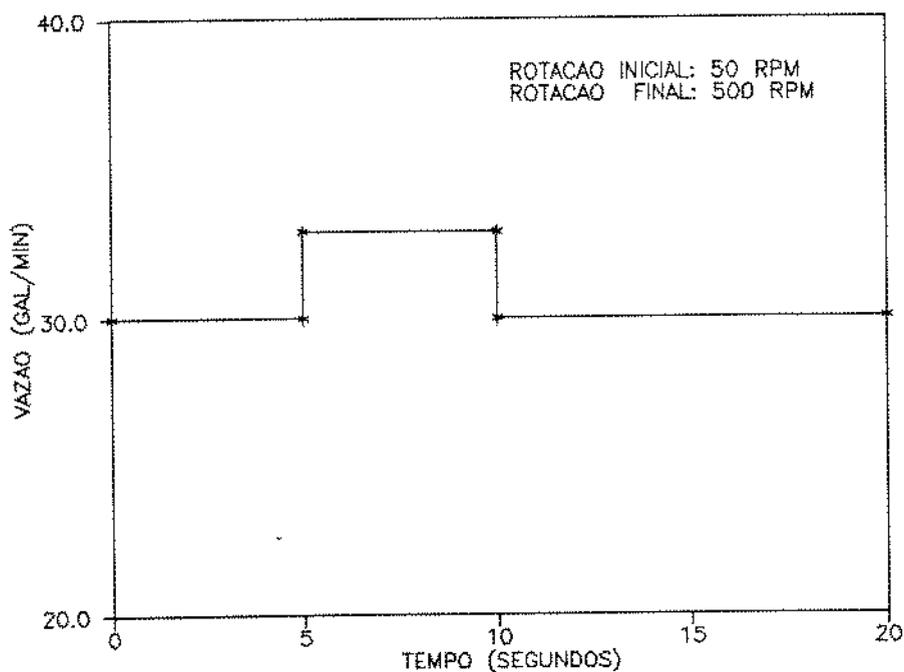


FIG. VI-3. Variação da vazão devido a variação da rotação da coluna.

Para uma análise mais apurada, faz-se necessário a obtenção de dados de campo que forneçam valores de variação de rotação, variação de vazão, bem como os respectivos intervalos de tempo de ocorrência, proporcionando assim condições de comparação com este estudo teórico.

CAPÍTULO VII

COMENTÁRIOS FINAIS

A solução numérica apresentada neste trabalho conseguiu relacionar a vazão, a perda de carga e a rotação de coluna, quando se considera um fluido de Potência escoando em espaço anular delgado.

Além disso, esta solução numérica mostrou ser capaz de calcular a variação de " ΔQ " em função da variação de rotação da coluna de perfuração e, conseqüentemente, ser útil para se distinguir um kick de um alarme falso.

Da mesma forma, bons resultados foram obtidos quando comparada com as soluções analíticas apresentadas por Bird [3] e por Bourgoyne [6].

Por outro lado, não há como comparar os resultados apresentados pela solução numérica (exemplos teóricos), com resultados práticos (de campo), devido à indisponibilidade destes dados.

Deve-se observar, conforme visto nos capítulos IV e VI, que a solução numérica foi obtida supondo-se várias aproximações e os resultados podem estar bem longe daqueles reais de campo.

Para aprimoramento desta solução numérica deve-se considerar os seguintes fatores: a) o efeito da temperatura

que o fluido é submetido durante o escoamento; b) a excentricidade do poço; c) a revisão do regime de fluxo adotado; d) a extensão deste estudo a fluidos dilatantes; e e) a revisão dos métodos numéricos utilizados.

A inserção destes fatores exige conhecimento dos resultados de campo e deve ser feita de tal forma que a solução numérica se aproxime ao máximo destes resultados, a fim de que sejam adotados coeficientes de ajustes adequados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. AMUI, S.: REOLOGIA. Petrobrás, Salvador, 1979.
2. ARNOLD, J. W.: Slim Holes Compete With Big Rigs. Oil & Gas Journal, vol. 26, Setembro, 1955.
3. BIRD, R. B.; ARMSTRONG, R. C.; HASSAGER, O.: Dynamics of Polymeric Liquids. 2.ed., vol. 2, 1987.
4. BODE, D. J.; NOFFKE, R. B.; NICKENS, H. V.: Well Control Methods and Practices in Small-Diameter Wellbores. SPE 19526, 64th Annual SPE Technical Conference and Exhibition, San Antonio, TX, Outubro, 1989.
5. BONSALL, J. G.: Slim Hole Completions Cut Development Costs. World Oil, Maio, 1960.
6. BOURGOYNE, A. T. et alii.: Applied Drilling Engineering. SPE Textbook Series, Vol. 2, Richardson, 1986.
7. CAMPOS, J. C. B.: Tensões na Parede de um Poço Circular Segundo a Teoria da Elasticidade. B. Téc. Petrobrás, vol. 26(3): 209-16, 1983.
8. CRAFT, B. C.; HOLDEN, W. R.; GRAVES, E. D.: Well Design: Drilling and Production. New Jersey, Prentice-Hall, Inc., 1962.
9. DAHL, T.: Swedish Group's Small-Hole Shallow-Drilling Technique Cuts Costs. Oil & Gas Journal, vol. 19, Abril, 1982.

10. DIERCKES, Jr., A. C. & SCHOWALTER, W. R.: Helical Flow of a Non-Newtonian Polyisobutylene Solution. Industrial & Engineering Chemical Fundamentals, vol. 5, nº 2, Maio, 1966.
11. DRILLING CONTRACTOR STAFF: Slimhole Technique Lowers Deepening Costs. Drilling Contractor, Outubro, 1985.
12. EXLOG STAFF: Theory and Application of Drilling Fluid Hydraulics. Boston, D. Reidel Publishing Company, 1985.
13. FLOYD, K.: Slim Holes Haul in Savings. Drilling, Julho/Agosto, 1987.
14. FRANCO, A.: Mining Drill Taps Swedish Oil. Drilling Contractor, Agosto, 1982.
15. FULTZ, J. D. & PITTARD, F. J.: SlimDril Horizontal Workover System. The American Society of Mechanical Engineers, Drilling Technology Symposium, vol.27, 1990.
16. FULTZ, J. D. & PITTARD, F. J.: Openhole Drilling Using Coiled Tubing and Positive Displacement Mud Motor. SPE 20459, 65th Annual Technical Conference and Exhibition of Society of Petroleum Engineers. New Orleans, LA, Setembro, 1990.
17. GRAY, G. R. & DARLEY, H. C. H.: Composition and Properties of Oil Well Drilling Fluids. 4.ed. Texas, Gulf Publishing Company, 1980.
18. HERBEN, W. C. & MAURER, W. C.: Coring To 50,000 Feet With Coiled Tubing. Drilling Technology Symposium, 14th Annual Energy-Sources Technology Conference and Exhibition, Janeiro, 1991.

19. HINCKLEY, J.: The Application of Slim-Hole Completions to Secondary Recovery. Journal of Petroleum Technology, Setembro, 1960.
20. HUBER, T. A.: Development of Services and Equipment for Small Holes. Journal of Petroleum Technology, 1956.
21. JAEGER, J. C. & COOK, N. G. W.: Fundamentals of Rock Mechanics. 3.ed., New York, Chapman and Hall, 1979.
22. LOYD, G. M.; BODE, D. J.; NICKENS, H. V.: Pratical Application of Real-Time Expert System for Automatic Well Control. IADC/SPE 19919, 1990.
23. MACFADYEN, M. E.; JOHNSTON, K. A.; BOYINGTON, W. H.: Slim-hole Exploration Drilling Program: Irian Jaya, Indonesia. IADC/SPE 14733, IADC/SPE Drilling Conference, TX, Fevereiro, 1986.
24. McLAUGHLIN, P. L.: Reassessing the Merit of Small-Diameter Drill Holes. Ninth Annual Drilling Symposium, Pennsylvania State University, PA, Outubro, 1959.
25. McNALLY, R.: No Slowdown Seen in Drilling Technology. Petroleum Engineer International, Setembro, 1984.
26. OIL & GAS JOURNAL STAFF: Slim-hole Drilling Cuts Deepening Costs in Appalachian Area, Agosto, 1985.
27. OILMAN STAFF: A New Angle for Microdrill. Julho, 1986.
28. OLIVEIRA, P. C. P. et alii.: Kicks: Prevenção e Controle. Petrobrás, Salvador, 1987.
29. PITTARD, F. J. & FULTZ, J. D.: The SlimDril Horizontal Drilling System. The American Society of Mechanical Engineers, Drilling Technology Symposium, vol. 27, 1990.

30. PORTER, C. & EGA, H.: The Application of Mineral Drilling Techniques in Oil Exploration. Pesa Journal, vol. 3, 1982.
31. SCOTT, R. W.: Small Diameter Well Completions, Parte 1: Economics and Applications. World Oil, Agosto, 1961.
32. STEWART, W. E; BIRD, R. B.; LIGHTFOOT, E. N.: Transport Phenomena, 7.ed., New York, 1960.
33. STEFAN P.: Manual de Fluidos de Perfuração, Petrobrás, Salvador, 1982.
34. STEKOLL, M. H. & HODGES, W. L.: Use of Small Diameter Casing Reduces Well Costs. World Oil, Fevereiro, 1959.
35. UGURAL, A. C. & FENSTER, S. K.: Advanced Strength and Applied Elasticity. New York, Elsevier, 1984.
36. VALINT, F. M. J.: Slim Hole Drilling in Saskatchewan More Costly Than 9-Inch Conventional. World Oil, Setembro, 1955.
37. VILLAS BOAS, M. B.: Escoamento Helicoidal: Influência da Rotação Sobre Perda de Carga. X Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, Dezembro, 1989
38. WALKER, S. H. & MILLHEIM, K. K.: An Innovative Approach to Exploration and Exploitation Drilling: The Slim-Hole High-Speed Drilling System. SPE 19525, 64th Annual SPE Technical Conference and Exhibition, San Antonio, TX, Outubro, 1989.
39. WILIE, W. W. & VISRAM, A. S.: Drilling Kick Statistics. IADC/SPE 19914, 1990.
40. WILSON, G. M.: Ultra-Slim Hole Rig Uses 1-1/4 Inch Drill Pipe. World Oil, Julho, 1954.