

Referências bibliográficas

1. JOHANCSIK, C.A.; FRIESEN, D.B.; DAWSON, R. Torque and Drag in Directional Wells – Prediction and Measurement. SPE 11380. New Orleans: IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition, 1983.
2. MASON, C. J.; CHEN, D. C-K. Step Changes Needed to Modernize T&D Software. IADC/SPE 104609. Amsterdam: IADC/SPE Drilling Conference, 2007.
3. GANDELMAN, R.A.; MARTINS, A.L.; TEIXEIRA, G.T.; WALDMANN, A. T. A.; MARI, A. D.; REZENDE, M. S. C.; ARAGÃO, A. F. L. A Comprehensive Methodology to Avoid and Remediate Drilling Problems by Real Time PWD Data Interpretation. SPE 124116. New Orleans: SPE annual Technical Conference and Exhibition, 2009.
4. GANDELMAN, R.A.; MARTINS, A.L.; TEIXEIRA, G.T.; WALDMANN, A.T.A.; MARI, A.D.; REZENDE, M.S.C.; ARAGÃO, A.F.L.; STRUGATA, V.A. Real Time Drilling Data Analysis: Building Blocks for the Definition of a Problem Anticipation Methodology. IADC/SPE 128871. New Orleans: IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition, 2010.
5. VOGEL, S.; ASKER, J. Real Time Data Management and Information Transfer as an Effective Drilling Technique. IADC/SPE 136296. Vietnam: Asia Pacific Drilling Technology Conference and Exhibition, 2010.
6. GANDELMAN, R.; WALDMANN, A.; MARTINS, A. L.; TEIXEIRA, G.; ARAGÃO, A.; REZENDE, M.; MARI, A. Field Implementation of a Real Time Drilling Problem Diagnostic for Deepwater Exploratory Wells. OTC 20652. Houston: Offshore Technology Conference, 2010.
7. MOCHIZUKI, S.; SAPUTELLI, L.A.; KABIR, C.S.; CRAMER, R.; LOCHMANN, M.J.; REESE, R.D.; HARMS, L.K.; SISK, C.D.; HITE, J.R.; ESCORCIA, A. Real-Time Optimization: Classification and Assessment. SPE 90213. Houston: SPE Annual Technical Conference, 2004.
8. ROCHA, L.A.S.; AZEVEDO, C.T. Projeto de Poços de Petróleo: Geopressões e Assentamento de Colunas de Revestimentos. Rio de Janeiro: Interciência: Petrobras, 2007.
9. ROCHA, L.A.S.; AZUAGA, D.; ANDRADE, R.; VIEIRA, J.L.B.; SANTOS, O.L.A. Perfuração Direcional – 2.ed. Rio de Janeiro: Interciência: Petrobras: IBP, 2008.

10. MISKA, S. Fundamentals: Drill String Composition, Properties and Design. Tulsa, Oklahoma: The University of Tulsa: Department of Petroleum Engineering, 1993.
11. COSTA, S.S. Modelagem para o Escoamento Transiente Horizontal e Quase Horizontal na Perfuração de Poços de Petróleo. 2006. 145 f. Tese de Doutorado – Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro, 2006.
12. MIMS, M.; KREPP, T. Drilling Design and Implementation for Extended Reach and Complex Wells. Houston – 3.ed. Texas: K&M Techonology Group, LLC, 2003.
13. LANDMARK GRAPHICS CORPORATIONS. Wellplan Training Manual. 552 p. Houston, Texas. 2003.
14. LANDMARK GRAPHICS CORPORATIONS. Wellplan Training Course. Rio de Janeiro, 2003.
15. SAMUEL, R. Friction Factors: What are They for Torque, Drag, Vibration, Bottom Hole Assembly and Transient Surge/Swab Analyses?. IADC/SPE 128059. New Orleans: IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition, 2010.
16. MCDONALD, S.; FELDERHOFF, F.; FISHER, K. Practical Drilling Technology New Bits, Motors Improve Economics of Slim Hole Horizontal Wells. USA: Oil and Gas Journal, March 1996.
17. PESSIER, R.C.; FEAR, M.J. Quantifying Common Drilling Problems with Mechanical Specific Energy and a Bit-Specific Coefficient of Sliding. SPE 24584. Washington: 87th Annual Technical Conference & Exhibition of the SPE, 1992.
18. WARREN, T.M. Factors Affeting Torque for a Roller Cone Bit. SPE 11994. Journal of Petroleum Technology, September 1984.
19. FAZAEELIZADEH, MOHAMMAD.; HARELAND, GEIR.; AADNOY, B.S. Application of New 3-D Analytical Model for Directional Wellbore Friction. Modern Applied Science. Vol.4, N.2, February 2010.
20. ZAMORA, M.; ROY, S.; CAICEDO, H.Y.; FROITLAND, T.S.; TING, S. T. Major Advancements in True Real- Time Hydraulics. SPE 62960. Dallas: Annual Technical Conference and Exhibition, 2000.
21. MASON, C.J.; WILLIANS, L.G.; MURRAY, G.N. Reinventing the Wheel- Reducing Friction in High- Angle Wells. SPE 63270. Dallas: SPE Annual Technical Conference and Exhibition, 2000.

22. IVERSEN, F.P.; CAYEUX, E.; DVERGSNES, E.W.; GRAVDAL, J.E.; VEFRING, E.H.; MYKLETUN, B.; TORSVOLL, A.; OMDAL, S.; MERLO, A. Monitoring and Control of Drilling Utilizing Continuously Updated Process Models. IADC/SPE 99207. Miami: IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition, 2006.
23. VOS, B.E.; REIBER, F.; HUGHES, B. The Benefits of Monitoring Torque & Drag in Real Time. IADC/ SPE 62784. Kuala Lumpur: IADC/SPE Asia Pacific Drilling Technology, 2000.
24. KELESSIDIS, V.C.; DALAMIRINIS, P. Monitoring Drilling Bit Parameters Allows Optimization of Drilling Rates. Bulgária: Internacional Multidiciplinary Scientific Geo-Conference & Expo, 2009.
25. ROMMETVEIT, R.; BJORKEVOLL, S.; HALSEY, G.W.; LARSEN, H.F.; MERLO, A.; NOSSAMAN, L.N.; SWEEP, M.N.; SILSETH, K.M.; ODEGAARD, S.I. Drilltronics: An Integrated System for Real-Time Optimization of the Drilling Process. IADC/SPE 87124. Dallas: IADC/SPE Drilling Conference, 2004.
26. ROMMETVEIT, R.; ODEGAARD, S.I.; NORDSTRAND, C.; BJORKEVOLL, P.C.; HELSET, H.M.; FJELDHEIM, M.; HAVARDSTEIN, S. Drilling a Challenging HPHT Well Utilizing an Advanced ECD Management System with Decision Support and Real Time Simulations. IADC/SPE 128648. New Orleans: IADC;SPE Drilling Conference and Exhibition, 2010.
27. SHEPPARD, M.C.; WICK, C.; BURGESS, T. Designing Well Paths To Reduce Drag and Torque. SPE 15463. New Orleans: SPE Annual Technical Conference and Exhibition, 1986.
28. BRETT, J.F.; BECKETT, A.D.; HOLT, C.A.; SMITH, D.L. Uses and Limitations of Drillstring Tension and Torque Models for Monitoring Hole Conditions. SPE 16664. Dallas: SPE Annual Technical Conference and Exhibition, 1987.
29. CHARLEZ, A.; EASTON, M.; MORRICE, G.; TARDY, P. Validation of Advanced Hydraulic Modeling using PWD Data. OTC 8804. Houston: Offshore Technology Conference, 1998.
30. REINHOLD, W.B.; CLOSE, D.A. Drilling Optimization: The Driller's Role. SPE Drilling and Completion, 1998.
31. THONHAUSER, G.; WALLNOEFER, G.; MATHIS, W.; ETTL, J. Use of Real-Time Rig Sensor Data to Improve Daily Drilling Reporting, Benchmarking and Planning – A Case Study. SPE 99880. Amsterdam: SPE Intelligent Energy Conference and Exhibition, 2006.

32. MATHIS, W.; THONHAUSER, G. mastering Real-Time data Quality Control – How to Measure and Manage the Quality of (Rig) Sensor Data. SPE 107567. Cairo: SPE/IADC Middle East Drilling Technology Conference and Exhibition, 2007.
33. REIBER, F. *et al.* Online Torque & Drag: A Real-Time Drilling Performance Optimization Tool. SPE 52836. Amsterdam: SPE/IADC Drilling Conference, 1999.
34. COELHO, B.S.; COUTO, P.; GANDELMAN, R.A.; MARTINS, A.L.; Análise de Torque em Colunas para Perfuração de Poços Direcionais e Sua Influência no Monitoramento da Limpeza dos Poços. Campos do Jordão: 3º Encontro Nacional de Hidráulica de Poços, 2009.
35. COSTA, S.S.; FONTOURA, A.B. Aspectos Importantes de Limpeza de Poços de Petróleo. Salvador: 3º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás, 2005.
36. THOROGOOD, J.; ALDRED, W.; FLORENCE, F.; IVERSEN, F. Drilling Automation: Technologies, Terminology, and Parallels With Other Industries. SPE 119884. Amsterdam: SPE/ IADC Drilling Conference and Exhibition, 2009.
37. MARTINS, A.L.; SANTANA, M.L.; GONÇALVES, C.J.C.; GASPARI, E.; CAMPOS, W.; PEREZ, J.C.L.V. Evaluating the Transport of Solids Generated by Shale Instabilities in ERW Drilling – Part II: Case Studies. SPE 56560. Houston: SPE Annual Technical Conference and Exhibition, 1999.
38. COSTA, S.S.; FREIRE, H.; PASTOR, J.; FONTOURA, S.A.B.; MARTINS, A. L. Análise de Sensibilidade dos Parâmetros na Limpeza de Poços de Petróleo. Rio de Janeiro: 2º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo & Gás, 2004.
39. MITCHELL, R.F.; SAMUEL, R. How Good is the Torque/Drag Model?. SPE 105068. Amsterdam: SPE/IADC Drilling Conference, 2007.
40. MARTINS, A.L.; SANTANA, M.; GASPARI, E.; CAMPOS, W. Evaluating the Transport of Solids Generated by Shale Instabilities in ERW Drilling. SPE 59729. Calgary: SPE International Conference on Horizontal Well Technology, 1998.
41. MACHADO, J.C.V. Reologia e Escoamento de Fluidos: Ênfase na Indústria do Petróleo. Rio de Janeiro: Interciência: Petrobras, 2002.
42. TRIGGIA, A.A.; CORREIA, C.A.; FILHO, C.V.; XAVIER, J.A.D.; MACHADO, J.C.V.; THOMAS, J.E.; FILHO, J.E.S.; PAULA, J.L.; ROSSI, N.C.M.; PITOMBO, N.E.S.; GOUVEA, P.C.V.M; CARVALHO, R.S.; BARRAGEN, R.V. Fundamentos de Engenharia de Petróleo – 2.ed. Rio de Janeiro: Interciência: Petrobras, 2004.

43. MARTINS, D.Q.; STUCKENBRUCK, S.; ALMEIDA, D.W.F.; FONTOURA, S.A.B.; MARTINS, A.L.; VILELA, G.C. Análise Comparativa entre os Regimes Permanente e Transiente para o Carreamento de Cascalho em Poços de Petróleo. Campos do Jordão: 3º Encontro Nacional de Hidráulica de Poços, 2009.
44. FOUNARGIOTAKIS, K.; KELESSIDIS, V.C.; MAGLIONE, R. Laminar, Transitional and Turbulent Flow of Herschel-Bulkley Fluids in Concentric Annulus. Canada: The Canadian Journal of Chemical Engineering, V.86, August 2008.
45. MARKEN, C.D.; HE, X.; SAASEN, A. The Influence of Drilling Conditions on Annular Pressure Losses. SPE 24598. Washington: SPE Annual technical Conference and Exhibition, 1992.
46. AARRESTAD, T.V.; BLIKRA, H. Torque and Drag: Two Factors in Extended-Reach Drilling. Journal of Petroleum Technology, September 1994.
47. SWANSON, B.W.; THOROGOOD, J.L.; GARDNER, A. The Design and Field Implementation of a Drilling Hydraulics Application for Drilling Optimization. SPE 27548. Aberdeen: European petroleum Computer Conference, 1994.
48. OORT, E.V.; ROY, S.; ZAMORA, M.; TOUPS, B. Real-Time ECD Simulation and Management Using a Remote Operations Center. SPE/IADC 92605. Amsterdam: IADC/SPE Drilling Conference, 2005.
49. MITCHELL, R.F. Comprehensive Analysis of Buckling With Friction. SPE 29457. Oklahoma City: SPE production Operations Symposium, 1995.
50. MAGLIONE, R.; SPA, A.; ROBOTTI, G. Field Rheological Parameters Improve Stand Pipe Pressure Prediction While Drilling. Port of Spain: 4th Latin American and Caribbean Petroleum Engineering Conference, 1996.
51. SANCHEZ, R.A.; AZAR, J.J.; BASSAL, A.A.; MARTINS, A.L. The Effect of Drillpipe Rotation on Hole Cleaning During Directional Well Drilling. SPE/IADC 37626. Amsterdam: SPE/IADC Drilling Conference, 1997.
52. ADEWUYA, O.A.; PHAM, S.V. A Robust Torque and Drag Analysis Approach for Well Planning and Drillstring Design. IADC/SPE 39321. Dallas: SPE/IADC Drilling Conference, 1998.
53. HUTCHINSON, M.; REZMER-COOPER, I. Using Downhole Annular Pressure Measurements to Anticipate Drilling Problems. SPE 49114. New Orleans: SPE annual technical Conference and Exhibition, 1998.

54. KAMP, A.M.; RIVERO, M. Layer Modeling for Cuttings Transport in Highly Inclined Wellbores. SPE 53942. Caracas: SPE Latin American and Caribbean Petroleum Engineering Conference, 1999.
55. PILEHVARI, A.A.; AZAR, J.J.; SHIRAZI, S.A. State-of-the-Art Cuttings Transport in Horizontal Wellbores. SPE 57716. Calgary: SPE International Conference on Horizontal Well Technology, 1996.
56. HEMPHILL, A.T.; POGUE, T. Field Applications of ERD Hole Cleaning Modeling. SPE 59731. Amsterdam: IADC/SPE Drilling Conference, 1997.
57. HEMPHILL, T.; MURPHY, B. Optimization of Rates of Penetration in Deepwater Drilling: Identifying the Limits. SPE 71362. New Orleans: SPE Annual Technical Conference and Exhibition, 2001.
58. MARTINS, A.L.; VILLAS-BOAS, M.B.; TAIRA, H.S.; ARAGÃO, A. F.; AMORIM, R. A. F.; GALEANO, T. D.; BOVE, A.; WALDMANN, A. T. A. Real Time Monitoring of Hole Cleaning on a Deepwater Extend Well. SPE/IADC 79812. Amsterdam: IADC/SPE Drilling Conference, 2003.
59. CHEN, D. C-K.; SMITH, M.; LAPIERRE, S. Advanced Drillstring Dynamics System Integrates Real-Time Modeling and Measurements. SPE 81093. Port of Spain: SPE Latin American and Caribbean Petroleum Engineering Conference, 2003.
60. SAPUTELLI, L.; ECONOMIDES, M.; NIKOLAOU, M.; KELESSIDIS, V. Real-Time Decision-making for Value Creation while Drilling. SPE/IADC 85314. Abu Dhabi: IADC/SPE Midden East Drilling Technology Conference and Exhibition, 2003.
61. HEMPHILL, T.; RAVI, K. Calculation of Drillpipe Rotation Effects on Fluids in Axial Flow. SPE 97158. Dallas: SPE Annual Technical Conference and Exhibition, 2005.
62. AADNOY, B.S.; KAARSTAD, E. Theory and Application of Buoyancy in Wells. IADC/SPE 101795. Bangkok: IADC/SPE Asia Pacific Drilling Technology Conference and Exhibition, 2006.
63. KUCS, R.; SPOKER, H.F.; THONHAUSER, G.; ZOELLNER, P. Automated Real- Time Hookload and Torque Monitoring. IADC/ SPE 112565. Orlando: IADC/SPE Drilling Conference, 2008.
64. JOURNAL PETROLEUM TECHNOLOGY. Pressure While Drilling Data Improve Drilling Performance. February, 1997.
65. MCDONALD, S.; FELDERHOFF, F.; FISHER, K. Practical Drilling Technology New Bits, Motors Improve Economics of Slim Hole Horizontal Wells. Oil & Gas Journal, volume 94, issue 11, 1996.

Apêndice A

Modelagem de Torque & Arraste

O modelo mais comumente utilizado é o modelo *soft-string*, exatamente o que o aplicativo Wellplan considera como base de seus cálculos para as análises de torque & arraste (vale ressaltar que o aplicativo tem a possibilidade de considerar o modelo *stiff-string*, porém o módulo utilizado neste trabalho tem seus cálculos baseados no *soft-string*).

Este modelo possui as seguintes considerações:

- A coluna de perfuração é modelada baseada no modelo de cabo de Dawson, ou seja, a mesma é considerada como um cabo flexível ignorando qualquer efeito de rigidez à flexão nos elementos tubulares.
- Quando submetida a carregamentos compressivos, seus elementos tubulares adotam o formato do poço;
- A força de contato é calculada assumindo que a coluna de perfuração segue a linha central do poço e o contato entre a mesma e a parede do poço ocorre no ponto central de cada segmento da coluna;
- A coluna é dividida em segmentos e a análise se inicia na base da coluna (segmento 1). Depois de finalizado o estudo do primeiro segmento, analisa-se o seguinte que está logo acima. Este procedimento se repete até que a coluna inteira esteja analisada;
- Como mencionado no item anterior, os cálculos são realizados de baixo para cima e, portanto, as cargas na base da coluna são conhecidas e as no topo serão calculadas;
- Os carregamentos na coluna são resultantes somente da combinação dos efeitos de gravidade e arraste friccional, devido ao contato entre a coluna e o poço.

Para cada segmento estabelecido da coluna de perfuração as seguintes etapas de cálculos são realizadas:

1. Interpolação dos dados de *survey*

Os dados de *survey* são interpolados no ponto inicial e final do segmento. Calcula-se então a taxa de ganho de ângulo, o *dogleg severity* e a taxa de giro. Para o cálculo do *survey* o aplicativo utiliza o método da mínima curvatura.

2. Aplicação do desgaste da espessura da parede do tubo

Aplica-se uma modificação na espessura da parede do tubo de perfuração de acordo com a classe do tubo selecionada durante a entrada de dados no aplicativo. A classe especificada indica uma alteração percentual na espessura da parede do tubo de perfuração em relação ao diâmetro externo, como segue detalhado na tabela 6, abaixo.

Tabela 6: Classe dos tubos e o intervalo de desgaste considerado

Classe do Tubo de Perfuração	Redução da Espessura da Parede
Novo	0%
Premium	Até 20%
Classe 2	20 a 30%
Classe 3	30 a 40%

Fonte: Plácido (2008)

3. Cálculo do peso flutuado

Calcula-se o peso por comprimento do segmento no fluido e na inclinação do poço usando o peso flutuado.

O peso flutuado (W_{buoy}) determina o peso resultante do segmento da coluna de perfuração levando em consideração que o mesmo está apoiado sobre a parede do poço e imerso num ambiente com fluido, tendo forças de pressão hidrostática agindo em sua superfície externa e em seu interior.

$$W_{buoy} = W_{ar} - MW_f \quad (7)$$

Tem-se que o peso por metro de fluido deslocado, MW_f , é dado por:

$$MW_f = (\rho_{an} \cdot A_{ext}) - (\rho_{int} \cdot A_{int}) \quad (8)$$

Para os segmentos com conexões, tem-se:

$$A_{ext} = \frac{\pi}{4} \cdot [0,95 \cdot (D_c)^2 + 0,05 \cdot (D_{ij})^2] \quad (9)$$

$$A_{int} = \frac{\pi}{4} \cdot [0,95 \cdot (d_c)^2 + 0,05 \cdot (d_{ij})^2] \quad (10)$$

As fórmulas assumem que 95% do comprimento do segmento é composto por tubo e 5% por conexão.

Para os segmentos sem conexões, tem-se:

$$A_{ext} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_c)^2 \quad (11)$$

$$A_{int} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_c)^2 \quad (12)$$

Onde,

A_{ext} = área externa do tubo, pol²

A_{int} = área interna do tubo, pol²

ρ_{an} = peso do fluido no anular, lb

ρ_{int} = peso do fluido no interior do tubo, lb

W_{ar} = peso do segmento no ar, lb/pé

D_c = diâmetro externo do corpo do tubo, pol

D_{ij} = diâmetro externo da conexão, pol

d_c = diâmetro interno do corpo do tubo, pol

d_{ij} = diâmetro interno da conexão, pol

4. Cálculo da força crítica de flambagem

A força crítica de flambagem é a máxima força axial que pode ser aplicada na coluna de perfuração sem que ocorra a flambagem. A flambagem vai ocorrer quando forças axiais compressivas (calculadas pelo Método de *Buoyancy*) excederem este valor crítico.

Esta força crítica varia dependendo do tipo de flambagem, senoidal ou helicoidal. Seu cálculo também varia de acordo com o modelo de análise selecionado pelo usuário.

- Modelo Reto

Este modelo divide a coluna em segmentos de 9m. Considera-se que a inclinação e o azimute destes segmentos variam ao longo do poço, porém cada segmento é adotado como sendo um trecho de inclinação constante.

A inclinação crítica, θ_c , para a escolha da força crítica de flambagem é calculada da seguinte maneira:

$$\theta_c = \text{sen}^{-1} \left[\left(\frac{1,94}{2} \right)^2 \cdot r \cdot \left(\frac{W_{buoy}}{E \cdot I} \right)^{1/3} \right] \quad (13)$$

Se a inclinação do poço for maior que a inclinação crítica ($\theta > \theta_c$), tem-se a seguinte força crítica de flambagem senoidal, F_s , desenvolvida por Dawson & Paslay (Landmark):

$$F_s = 2 \cdot \left[\frac{\sin(\theta) \cdot E \cdot I \cdot W_{buoy}}{r} \right]^{1/2} \quad (14)$$

Se a inclinação do poço for menor que a inclinação crítica ($\theta < \theta_c$), tem-se a seguinte força crítica de flambagem senoidal, F_s , desenvolvida por Lubinski (Landmark):

$$F_s = 1,94 \cdot \left(E \cdot I \cdot W_{buoy}^2 \right)^{1/3} \quad (15)$$

- Modelo Curvilíneo

Neste modelo a coluna é também dividida em segmentos de 9m, considerando que ocorre uma variação da inclinação ao longo de cada segmento.

Em poços em que ocorre mudança na inclinação, a compressão na coluna nos trechos de ganho de ângulo gera esforços laterais extras que

agem para estabilizar a coluna contra a flambagem. Porém, no trecho de perda de ângulo, o mesmo não ocorre.

Para o trecho de ganho de ângulo, a força crítica de flambagem senoidal, F_s , é dada por: (Landmark)

$$F_s = \left(\frac{2 \cdot E \cdot I \cdot \kappa}{r} \right) + 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{E \cdot I \cdot \kappa}{r} \right)^2 + \frac{E \cdot I \cdot W_{buoy} \cdot \text{sen}(\theta)}{r}} \quad (16)$$

Para o trecho de perda de ângulo, tem-se:

$$\kappa_t = \sqrt{\frac{r \cdot W_{buoy} \cdot \text{sen}(\theta)}{E \cdot I}} \quad (17)$$

Para $\kappa \geq \kappa_t$, tem-se a seguinte força crítica de flambagem senoidal,

F_s :

$$F_s = \left(\frac{2 \cdot E \cdot I \cdot \kappa}{r} \right) - 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{E \cdot I \cdot \kappa}{r} \right)^2 - \frac{E \cdot I \cdot W_{buoy} \cdot \text{sen}(\theta)}{r}} \quad (18)$$

Para $\kappa \leq \kappa_t$, tem-se a seguinte força crítica de flambagem senoidal,

F_s :

$$F_s = -\left(\frac{2 \cdot E \cdot I \cdot \kappa}{r} \right) + 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{E \cdot I \cdot \kappa}{r} \right)^2 + \frac{E \cdot I \cdot W_{buoy} \cdot \text{sen}(\theta)}{r}} \quad (19)$$

Onde,

W_{buoy} = peso do segmento imerso no fluido, lb/pé

E = módulo de Young, pascal

I = momento de inércia, kg.m²

r = folga entre a parede do poço e o diâmetro externo da coluna, pol

κ = curvatura no plano vertical (*build* ou *drop*), graus

θ = inclinação do poço, graus

De acordo com Mitchell (SPE 36761), o método de carregamento informa que para cargas compressivas axiais nos valores entre 1,4 e 2,8 vezes a força de flambagem senoidal, a coluna tem suficiente energia de deformação para mantê-la em flambagem helicoidal. No entanto, quando o valor da compressão axial atingir o limite do intervalo de 2,8 vezes a força de flambagem senoidal, ocorre uma transição para o modo de flambagem helicoidal conhecido como cenário de carregamento (*loading scenario*).

Uma vez a coluna em flambagem helicoidal, a força axial pode ser reduzida até 1,4 vezes o valor da flambagem senoidal que a flambagem helicoidal se mantém. Caso este valor caia abaixo de 1,4 vezes a força da flambagem senoidal, a coluna deixa de apresentar flambagem helicoidal e retorna para o modo de flambagem senoidal, conhecido como cenário de descarregamento (*unloading scenario*).

A figura 45, abaixo representa ambos os cenários mencionados.

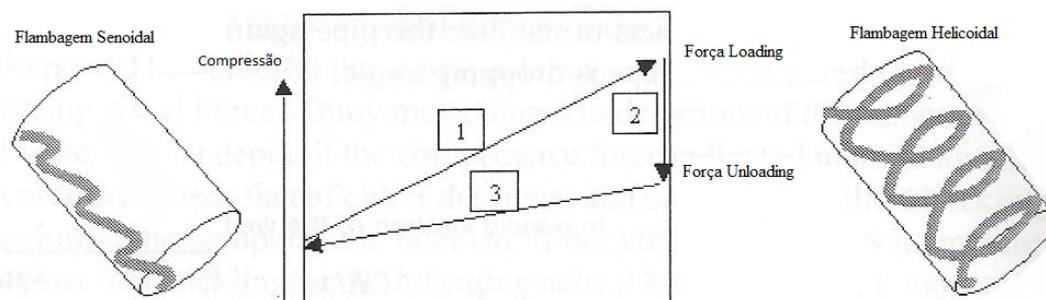


Figura 45: Cenários *loading* x *unloading*

Fonte: Landmark (2003)

Por fim, para o *Loading Scenario*, a força crítica de flambagem helicoidal é dada por:

$$F_h = 2,828427 \cdot F_s \quad (20)$$

Para o *Unloading Scenario*, a força crítica de flambagem helicoidal é dada por:

$$F_h = 1,414 \cdot F_s \quad (21)$$

5. Cálculo da força normal ou lateral

A força normal, como mencionado anteriormente, é a resultante da força exercida pela parede do poço sobre a coluna de perfuração. Este componente pode ser calculado a partir da seguinte equação (Landmark):

$$F_n = \sqrt{(F_{ab} \cdot \Delta\alpha \cdot \text{sen}\phi)^2 + (F_{ab} \cdot \Delta\theta + W_{buoy} \cdot L \cdot \text{sen}\phi)^2} \quad (22)$$

Onde,

F_n = força lateral ou normal, lb

F_{ab} = força axial no fundo da seção calculada pelo Método de *Buoyancy*, lb

$\Delta\alpha$ = variação do azimute ao longo do segmento, graus

ϕ = Inclinação média ao longo do segmento, graus

$\Delta\theta$ = variação da inclinação ao longo do segmento, graus

L = comprimento do segmento, pé

W_{buoy} = peso flutuado do segmento, lb/pé

6. Cálculo da força de arraste

A força de arraste age na direção contrária ao movimento, sendo governada pelo tipo de operação que se está analisando. Por exemplo, numa operação de manobra de descida da coluna de perfuração a força de arraste atua para cima, enquanto na manobra de retirada da coluna de perfuração esta força atua para baixo. Já para a operação de rotação da coluna de perfuração, a força de arraste atua na seção circunferencial. A figura 46, a seguir, mostra com mais clareza a direção das forças de arraste de acordo com a operação.

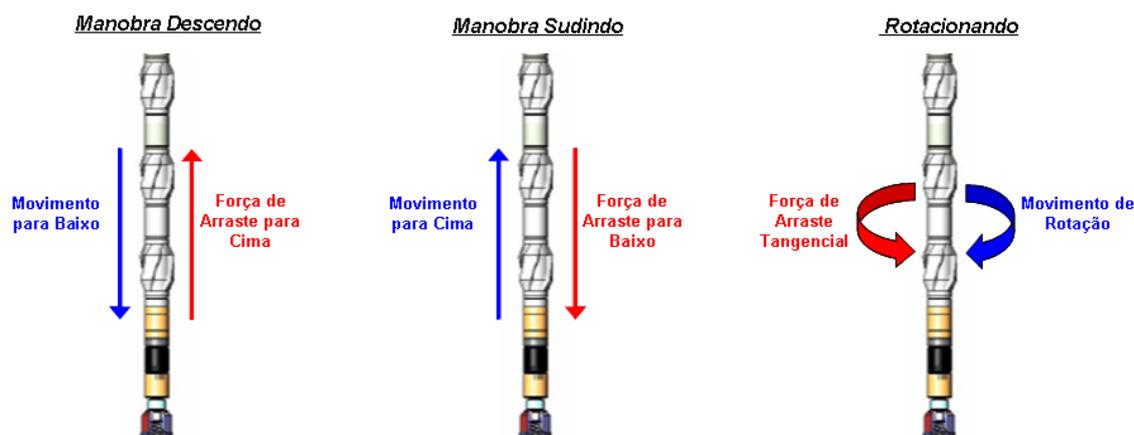


Figura 46: Direção das forças de arraste para cada operação

Fonte: Landmark (2003)

A força de arraste, F_d é calculada a partir da seguinte equação:

$$F_d = F_n \cdot \mu \cdot \frac{|V_m|}{|V|} \quad (23)$$

A resultante de velocidade, V , é dada por:

$$|V| = \sqrt{(V_m^2 + V_a^2)} \quad (24)$$

A velocidade angular, V_a , é dada por:

$$|V_a| = D_c \cdot \pi \cdot \frac{RPM}{60} \quad (25)$$

Onde,

V_m = velocidade de manobra, pé/min

F_n = força normal ou lateral, lb

μ = coeficiente de fricção, adimensional

D_c = diâmetro externo do tubo, pol

RPM = rotação do segmento da coluna

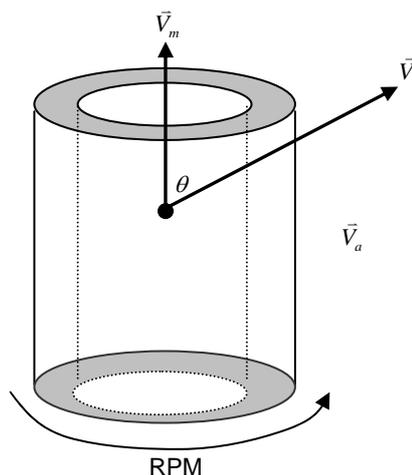


Figura 47: Vetores de velocidade do segmento de coluna de perfuração

Fonte: Landmark (2003)

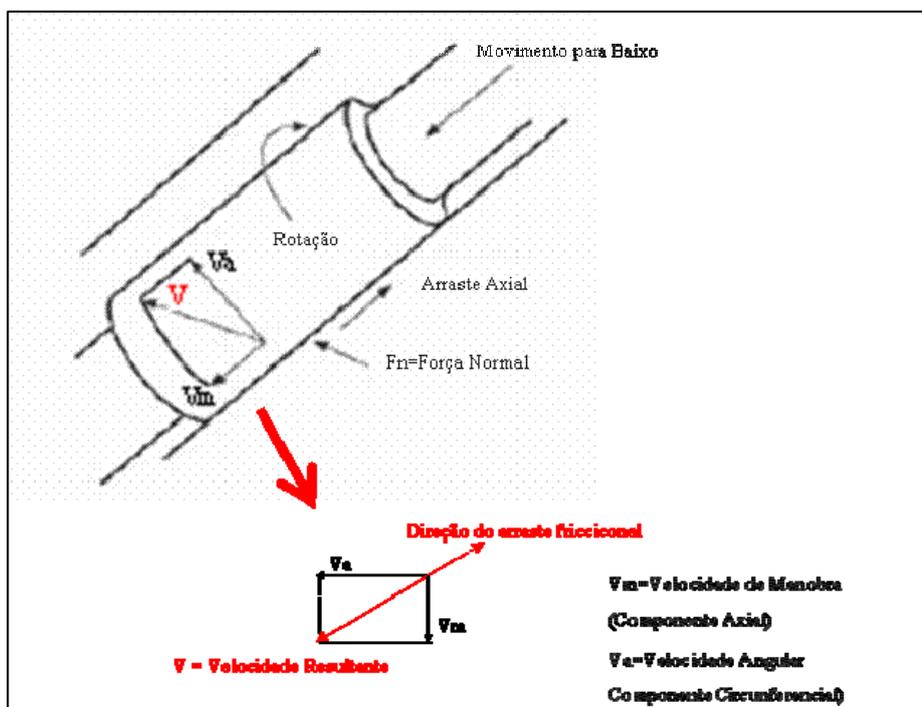


Figura 48: Componentes de velocidade do segmento da coluna de perfuração

Fonte: Landmark (2003)

A figura 48, acima, ilustra os componentes da velocidade nas direções axial e circunferencial, além de ressaltar que a força de arraste age no sentido contrário à resultante da velocidade V .

7. Cálculo da força axial

As forças axiais agem ao longo do eixo da coluna de perfuração e podem ser calculadas através de dois métodos: *Buoyancy* distribuído e pressão-área. Ambos calculam seu próprio ponto neutro e resultam no mesmo valor de peso medido na superfície, uma vez que não há força hidrostática atuando neste ponto. Já abaixo da superfície, a força axial calculada para ambos os métodos gerará resultados distintos de peso medido.

Com a coluna pendurada no ar, uma parte de seu peso é suportada no fundo por uma força (peso sobre a broca) e, com isto, a parte superior da coluna está sob tração axial, enquanto a parte inferior da coluna está sob compressão axial. Existe um ponto onde a força axial troca de tração para compressão (tensão axial é nula) e a este ponto denominamos ponto neutro.

A distância da base da coluna até o ponto neutro pode ser calculada pela divisão da força suportada na base da mesma (peso sobre a broca) pelo peso da coluna por unidade de comprimento.

Em contrapartida, durante a operação de perfuração, a coluna está imersa em um fluido que cria pressões hidrostáticas agindo na mesma. Logo, devido à existência de dois métodos diferentes de cálculo, com relação à consideração da pressão hidrostática, dois pontos neutros distintos serão calculados.

- Método de *Buoyancy* Distribuído

Método utilizado para o cálculo da flambagem, pois as forças críticas de flambagem são calculadas baseadas nesta mesma premissa em relação à pressão hidrostática.

Neste método a força axial (de tração) é igual à pressão hidrostática na profundidade do ponto neutro (a força axial não é zero). Como a pressão hidrostática por si só nunca causará flambagem na coluna de perfuração, este método é utilizado para determinar se a flambagem ocorre.

A força axial (F_{ab}) calculada pelo método de *Buoyancy* distribuído é dada por:

$$F_{ab} = \Sigma \left[L_p W_{ar} \cos(\theta) + F_d + \Delta F_{area} \right] - F_{fundo} - WOB + F_{BS} \quad (26)$$

- Método da Pressão-Área

Método utilizado para o cálculo de tensões na coluna. O cálculo da força axial na coluna de perfuração é gerado através do cálculo de todas as forças agindo na mesma e no ponto neutro usando o princípio do equilíbrio das forças. Logo, neste ponto a força axial (de tração) é nula.

A força axial (F_{ab}) calculada pelo método de pressão-área é dada por:

$$F_{axial} = \Sigma [L_p W_{ar} \cos(\theta) + F_d + \Delta F_{area}] - F_{fundo} - WOB \quad (27)$$

Onde,

W_{ar} = peso por unidade de comprimento do segmento no ar, lb/pé

L_p = comprimento do segmento abaixo do ponto, pé

θ = inclinação do segmento, graus

F_d = força de arraste, lb

F_{fundo} = força de pressão atuando na base do segmento (força de compressão devido à pressão do fluido aplicada na seção de área transversal na base do cilindro), lb

WOB = peso sobre a broca (zero para manobra de subida e descida), lb

ΔF_{area} = variação na força em função de uma mudança na área da junção entre dois componentes de diferentes áreas de seção transversal. Se a área do componente de baixo for maior, a força é de tração e se a área do componente de cima for maior, a força é de compressão (por exemplo, junção do tubo de perfuração e tubo pesado ou tubo pesado e comando), lb

F_{BS} = força de estabilidade de flambagem = Pressão externa x Área externa – Pressão interna x área interna, lb

8. Cálculo da força lateral adicional devido à flambagem

Uma vez ocorrida flambagem na coluna de perfuração, uma força adicional é gerada devido ao aumento do contato entre a coluna e a parede do poço.

Para flambagem senoidal, nenhuma força adicional é gerada. Enquanto para a flambagem helicoidal, a seguinte força adicional é gerada:

$$F_{adf} = \frac{r \cdot F_a^2}{4 \cdot E \cdot I} \quad (28)$$

Onde,

F_{adf} = força adicional devido à flambagem helicoidal, lb

F_{ab} = força axial de compressão calculada pelo Método de *Buoyancy*, lb

E = Módulo de Young, pascal

I = Momento de Inércia, kg.m²

r = folga (*clearance*) radial entre o poço e a coluna de perfuração, pol

O Módulo de Young é obtido pela fórmula:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{F/A}{\Delta L/L_i} = \frac{F \cdot L_i}{A \cdot \Delta L} \quad (29)$$

Onde,

σ = tensão aplicada, pascal

ε = deformação elástica longitudinal do segmento, adimensional

F = força aplicada, Newton

L_i = comprimento inicial do segmento, m

ΔL = variação no comprimento do segmento, m

A = área da seção transversal na qual se exerce a tensão, m²

O momento de inércia é obtido pela seguinte fórmula:

$$I = mr_c^2 \quad (30)$$

Onde,

m = massa do segmento, kg

r_c = raio do segmento da coluna, m

9. Cálculo do torque na coluna

O torque é calculado através da seguinte equação:

$$TQ = F_n \cdot r_m \cdot \mu \cdot \frac{|V_a|}{|V|} \quad (31)$$

Onde,

r_m = raio máximo do corpo do segmento, pol

Por exemplo, para os comandos o raio é calculado a partir do diâmetro externo do comando, para o tubo de perfuração, *heavy weight* e revestimentos, o raio é calculado a partir do diâmetro externo das conexões e para os estabilizadores, o raio é calculado a partir do diâmetro da lâmina.

V_a = velocidade angular, rad/seg

V = velocidade resultante, pé/min

F_n = força normal ou lateral, lb

μ = coeficiente de fricção, adimensional

O torque na broca é gerado pela ação da broca cortando a formação. Porém, o módulo de torque & arraste do aplicativo Wellplan, não modela o torque na broca diretamente, sendo este um dado de entrada. O mesmo adicionado ao torque na coluna fornece o torque total em qualquer profundidade ao longo da coluna.

Logo,

$$\text{Torque Total} = \text{Torque na coluna} + \text{Torque na broca} \quad (32)$$

Apêndice B

Modelagem de Hidráulica

A análise de hidráulica pode ser utilizada para simular as perdas de cargas dinâmicas no sistema de circulação da sonda e fornecer ferramentas analíticas que permitam otimizar este sistema para a perfuração.

O módulo de hidráulica do Wellplan tem a finalidade de auxiliar o engenheiro na elaboração de análises hidráulicas para as fases do poço e pode ser utilizado para otimizar a hidráulica na broca, determinar a vazão mínima necessária para limpar o poço e a vazão máxima para evitar o fluxo turbulento, analisar a hidráulica para pressões de *surge* e *swab* e avaliar a capacidade hidráulica da sonda.

No presente trabalho serão abordados somente os cálculos referentes as perdas de cargas no sistema e limpeza de poço.

Cálculo de Perdas de Cargas no Sistema

O sistema de circulação convencional (figura 1) é composto de diversas partes, tais como: equipamentos de superfície, tubos de perfuração, comandos, ferramentas de fundo de poço (BHA), broca e anular (BHA-poço, tubo-poço e tubo-revestimento).

Dentre as principais variáveis que devem ser conhecidas para o cálculo da hidráulica, tem-se (ROCHA, *et al.*,2006):

- Vazão de bombeio;
- Área de fluxo dos diversos tubos (tubo de perfuração, comando, etc.), por onde o fluido irá circular;
- Comprimento dos elementos;
- Propriedades do fluido em deslocamento no sistema.

A perda de carga no sistema é calculada baseada no modelo reológico escolhido para a análise e seu valor é obtido a partir da seguinte fórmula:

$$P_{sp} = P_{sup} + P_{dp} + P_{dc} + P_{dt} + P_b + P_{an} \quad (33)$$

Onde,

P_{sp} = Pressão de bombeio (no *standpipe*)

P_{sup} = pressão nos equipamentos de superfície

P_{dp} = pressão no tubo de perfuração

P_{dc} = pressão nos comandos

P_{dt} = pressão nas ferramentas de fundo de poço

P_b = pressão na broca

P_{an} = pressão no anular

O cálculo da perda de carga, P, nos elementos tubulares (tubo de perfuração e comando), anulares e equipamentos de superfície pode ser obtido a partir da seguinte equação (Landmark):

$$P = 0,00001 \cdot L_{dp} \cdot C \cdot (\mu_p)^{0,14} \cdot \rho_f^{0,86} \cdot Q^{1,86} \quad (34)$$

Onde,

P = perda de carga nos equipamentos tubulares, anulares e equipamentos de superfície, psi

L_{dp} = comprimento do tubo de perfuração, m

ρ_f = densidade do fluido de perfuração, ppg

Q = vazão de bombeio, gpm

μ_p = viscosidade plástica, cp

C = correção a ser feita de acordo com o tipo de elemento e tipo de anular

- Cálculo do fator de correção para o interior do tubo de perfuração (considera o efeito da existência de conexão na coluna)

$$C_{dp} = \frac{18,636}{d_{dp}^{4,86}} + \frac{1,345}{d_{jdp}^{4,86}} \quad (35)$$

Onde,

C_{dp} = fator de correção das diferenças de diâmetro devido a existência da conexão

d_{dp} = diâmetro interno do tubo de perfuração, pol

d_{idp} = diâmetro interno da conexão do tubo de perfuração, pol

- Cálculo do fator de correção para o interior do comando (considera a maior rugosidade existente no interior do comando)

$$C_{dc} = \frac{23,623}{d_{dc}^{4,86}} \quad (36)$$

Onde,

C_{dc} = fator de correção da maior rugosidade existente no interior do comando

d_{dp} = diâmetro interno do comando, pol

- Cálculo do fator de correção para o anular dos tubos de perfuração e conexões (considera a existência de anulares com diferentes diâmetros devido a presença de conexões)

$$C_{anp} = \frac{28,806 \cdot B}{(D_{OH} - D_{dp}) \cdot (D_{OH}^2 - D_{dp}^2)^2} + \frac{1,411 \cdot B}{(D_{OH} - D_{ij}) \cdot (D_{OH}^2 - D_{ij}^2)^2} \quad (37)$$

Onde,

C_{anp} = fator de correção para o anular do tubo de perfuração

D_{OH} = diâmetro do poço, pol

D_{dp} = diâmetro externo do tubo de perfuração, pol

D_{ij} = diâmetro externo da conexão, pol

B= constante

- Cálculo do fator de correção para o anular dos comandos

$$C_{anc} = \frac{28,217 \cdot B}{(D_{OH} - D_{dc}) \cdot (D_{OH}^2 - D_{dc}^2)^2} \quad (38)$$

Onde,

C_{anc} = fator de correção para o anular do comando

D_{OH} = diâmetro do poço, pol

D_{dc} = diâmetro externo do comando, pol

B= constante

Tabela 7: Valores da constante B de acordo com o diâmetro do poço

Diâmetro do poço	B
4-3/4" – 6-3/4"	2,0
5-7/8" – 6-3/4"	2,2
7-3/8" – 7-3/4"	2,3
7-7/8" – 11"	2,4
≥ 12"	2,5

Fonte: Landmark (2003)

- Valores dos fatores de correção para os equipamentos de superfície

Tabela 8: Fatores de correção para os equipamentos de superfície

Caso	Standpipe		Mangueira		Swivel		Kelly		C_{sup}
	L	d_{sup}	L	d_{sup}	L	d_{sup}	L	d_{sup}	
1	40	3	45	2	4	2	40	2,25	22
2	40	3,5	55	2,5	5	2,5	40	3,5	8
3	45	4	55	3	5	2,5	40	3,25	5
4	45	4	55	3	6	3	40	4	4

Fonte: Landmark (2003)

Por fim, tem-se que a perda de carga na coluna, P, é obtida a partir da seguinte fórmula:

$$P = 0,00001 \cdot [C_{sup} + L_{dp} \cdot (C_{dp} + C_{anp}) + L_{dc} \cdot (C_{dc} + C_{anc})] \cdot (\mu_p)^{0,14} \cdot \rho_f^{0,86} \cdot Q^{1,86} \quad (39)$$

Além disso, é necessário calcular a perda de carga na broca:

$$\Delta P_b = \frac{\rho_f \cdot V_f^2}{2 \cdot C_j^2 \cdot g_c} \quad (40)$$

Onde,

P_b = pressão na broca, psi

ρ_f = densidade do fluido de perfuração, ppg

V_f = velocidade do fluido, pé/min

C_j = coeficiente dos jatos (0,95)

$g_c = 32,17 \text{ pé/seg}^2$

Para o cálculo do ECD, considera-se:

$$ECD = \frac{P_h + P_f}{0,052 \cdot (TVD)} \quad (41)$$

Em que,

$$P_h = \rho_f \cdot TVD \cdot 0,052 \quad (42)$$

$$P_f = \sum \frac{\Delta P}{\Delta L} \cdot (\Delta L_{ma}) \quad (43)$$

Onde,

P_h = variação na pressão hidrostática no ponto de cálculo do ECD, psi

P_f = variação na perda de carga no ponto de cálculo do ECD, psi

ρ_f = densidade do fluido de perfuração, ppg

TVD = profundidade vertical do ponto de interesse, pé

0,052 = constante de conversão de ppg.pé para psi

$\frac{\Delta P}{\Delta L}$ = variação na pressão por comprimento ao longo da seção o anular, psi/pé

L_{ma} = comprimento medido da seção do anular, pé

Cálculo de Limpeza do Poço

Este cálculo utiliza um modelo matemático, baseado na análise das forças agindo nos cascalhos, que prevê a velocidade crítica anular e as vazões necessárias para remover ou prevenir a formação de leito de cascalhos durante a perfuração direcional.

O modelo pode também ser utilizado para prever a vazão mínima necessária para remover ou prevenir a formação de cascalhos estacionários e foi validado com inúmeros dados experimentais e de campo.

Dentre as variáveis que o modelo considera na análise de limpeza de poço, tem-se:

- Densidade, forma e tamanho dos cascalhos;
- Taxa de penetração,
- Inclinação do poço;
- Rotação e diâmetro da coluna de perfuração;
- Regime de fluxo de fluido;
- Diâmetro do poço;
- Densidade, reologia e vazão de fluido de perfuração;
- Excentricidade do poço.

A vazão de bombeio ótima pode ser calculada a partir de dois métodos de otimização: a máxima potência e a máxima força de impacto. No entanto, esta vazão possui alguns fatores limitantes e as seguintes situações devem ser verificadas: se as bombas de lama são capazes de fornecer esta vazão, se ela está dentro do intervalo de trabalho dos equipamentos de fundo de poço e o definido pela mínima e máxima vazão anular.

O primeiro passo é definir a velocidade de fluido no anular, fator este que oferece certa restrição ao sistema, pois seu valor deve ser alto o suficiente para carrear os cascalhos, mas não tão alto a ponto de promover a erosão do espaço anular.

A velocidade de fluido no anular para remover de forma adequada os cascalhos é afetada pelos seguintes fatores: taxa de penetração, capacidade de carregamento do fluido de perfuração e natureza da formação que está sendo

perfurada e das que foram perfuradas anteriormente, acima da broca. Seu cálculo pode ser obtido a partir da seguinte fórmula:

$$V_{fan} = \frac{24,5 \cdot Q}{D_{OH}^2 - D_{dp}^2} \quad (44)$$

Onde,

D_{OH} = diâmetro do poço, pol

D_{dp} = diâmetro externo do tubo de perfuração, pol

Q = vazão de bombeio, gpm

Velocidade crítica é aquela acima da qual existirá fluxo turbulento no espaço anular dos tubos de perfuração gerado pela vazão crítica. No entanto, a identificação do regime de fluxo no anular varia de acordo com o modelo reológico selecionado, ou seja, para o uso de *Herschel Bulkley* a vazão crítica é a necessária para exceder o número Ga correspondente ao escoamento laminar. Já para o uso dos modelos reológicos de *Bingham* e de potencia a vazão crítica é a necessária para produzir um número de Reynolds maior que o correspondente ao fluxo laminar.

Ambos os números, Ga e Reynolds, dependem das propriedades do fluido de perfuração, da velocidade de escoamento do fluido no anular e no efetivo diâmetro da coluna de perfuração.

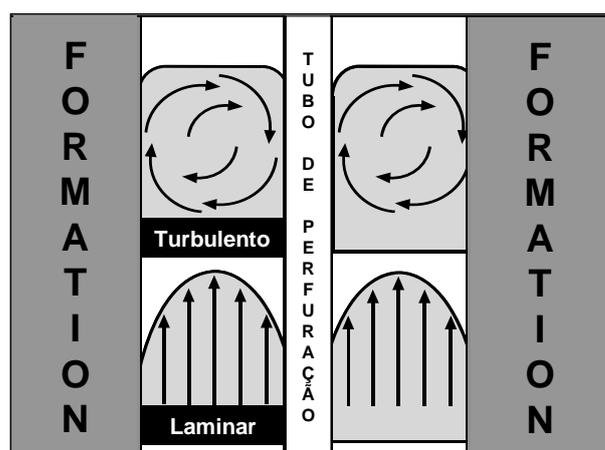


Figura 49: Fluxo laminar x turbulento no anular

Fonte: Landmark (2003)

O número de Reynolds pode ser calculado da seguinte maneira:

$$R = \frac{\rho_f \cdot V_{fan}^{(2-n)} \cdot (D_{OH} - D_{dp})^n}{\left(\frac{2}{3}\right) \cdot G_{fa} \cdot K} \quad (45)$$

Onde,

ρ_f = densidade do fluido de perfuração, ppg

V_{fan} = velocidade do fluido no anular, pé/min

G_{fa} = fator de geometria do modelo de *Power Law*

D_{OH} = diâmetro do poço, pol

D_{dp} = diâmetro externo do tubo de perfuração, pol

K = fator de consistência, cp

n = índice de comportamento de fluxo

Para o modelo de *Power Law*, tem-se que:

$$n = \frac{3,32 \cdot \log 10 \cdot (\tau_L + 2 \cdot \mu_p)}{\tau_L + \mu_p} \quad (46)$$

$$K = \frac{(\tau_L + \mu_p)}{511} \quad (47)$$

Onde,

τ_L = limite de escoamento, lb/pé²

μ_p = viscosidade plástica, cp

O intervalo do número de Reynolds que define cada um dos regimes de fluxo encontra-se definido na tabela 9, abaixo.

Tabela 9: Número crítico de Reynolds para regime de fluxo laminar e turbulento

Modelo Reológico	Laminar	Turbulento
Bingham Plastic	≤ 2000	≥ 3000
Power Law	3470-1370	4270-1370n

Fonte: Landmark (2003)

Por fim, a velocidade crítica pode ser calculada a partir da seguinte fórmula:

$$V_c = \frac{(2000 + \mu_p) + R_c \cdot \sqrt{\mu_p^2 + 1,066 \cdot (\tau_L) \cdot \left(\frac{\rho_f}{g_c}\right) \cdot \frac{D_{OH}}{2 \cdot R_c}}}{2 \cdot D_{OH} \cdot \frac{\rho_f}{g_c}} \quad (48)$$

Onde,

τ_L = limite de escoamento, lb/pé²

μ_p = viscosidade plástica, cp

ρ_f = densidade do fluido de perfuração, ppg

D_{OH} = diâmetro do poço, pol

R_c = Número de Reynolds crítico (fluxo turbulento)

$g_c = 32,17$ pé/seg²

A partir da velocidade crítica (V_c) calcula-se a vazão crítica (Q_c), ou seja, acima da qual o fluxo turbulento será gerado no anular dos tubos de perfuração.

$$Q_c = V_c \cdot \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot D_{OH}^2 \quad (49)$$

Onde,

V_c = velocidade crítica, pé/seg

D_{OH} = diâmetro do poço, pol

A velocidade de escorregamento da partícula é calculada em função do número de Reynolds, do coeficiente de arraste e do tamanho do cascalho. Seu cálculo segue a seguinte seqüência:

- Cálculo da tensão cisalhante desenvolvida pela partícula (τ_p)

$$\tau_p = 7,9 \cdot \sqrt{T \cdot (20,8 - \rho_f)} \quad (50)$$

Onde,

T = espessura da partícula, pol

ρ_f = densidade do fluido de perfuração, ppg

- cálculo da taxa de tensão crítica da partícula (γ_b)

É a taxa de tensão acima da qual a partícula é tratada como se estivesse em fluxo turbulento. Esta condição de turbulência da partícula não tem relação alguma com o fluxo turbulento no anular.

$$\gamma_b = \frac{186}{d_p \cdot \sqrt{\rho_f}} \quad (51)$$

Onde,

d_p = diâmetro da partícula, pol

ρ_f = densidade do fluido de perfuração, ppg

- Cálculo da taxa de tensão de cisalhamento da partícula (γ_p)

$$\gamma_p = \left(\frac{\tau_p}{K_a} \right)^{1/n_a} \quad (52)$$

Onde,

τ_p = tensão cisalhante desenvolvida pela partícula, lbf/100 pé²

K_a = Fator de consistência anular, cp

n_a = índice de comportamento de fluxo

Logo, a velocidade de escorregamento da partícula (V_s) depende se existe fluxo laminar ou turbulento na mesma. Portanto,

Se a condição é laminar, $\gamma_p \leq \gamma_b$

$$V_s = 1,22 \cdot \tau_p \cdot \left[\frac{\gamma_p \cdot d_p}{\sqrt{\rho_f}} \right] \quad (53)$$

Se a condição é turbulenta, $\gamma_p > \gamma_b$

$$V_s = \frac{16,62 \cdot \tau_p}{\sqrt{\rho_f}} \quad (54)$$

A velocidade de transporte é obtida diminuindo a velocidade de escorregamento da anular.

$$\text{Logo: } V_t = V_{fan} - V_s \quad (55)$$

Já a razão entre a velocidade de escorregamento e a anular gera a eficiência de transporte (%), bastante aplicável em poço com inclinações entre 30 e 35°.

$$E_t = \left(1 - \frac{V_s}{V_{fan}} \right) \cdot 100 \quad (56)$$

Por fim, pode-se calcular baseado na taxa de penetração e na eficiência de transporte a concentração de cascalhos no poço (C_{ca}):

$$C_{ca} = \frac{(ROP) \cdot D_{OH}^2}{14,71 \cdot E_t \cdot Q} \times 100 \quad (57)$$

Onde,

ROP = taxa de penetração, pé/h

E_t = eficiência de transporte, %

Q = vazão de bombeio, gpm

D_{OH} = diâmetro do poço, pol

Apêndice C

Tabelas de Dados de Entrada

1. Tabela dos valores de fator de fricção considerados para o trecho revestido em cada um dos intervalos analisados

Tabela 10: Coeficiente de fricção para o trecho revestido

POÇO	FASE (pol)	FABRICANTE	TIPO BROCA	INTERVALO (m)	BASE DO FLUIDO	CHFF
A	12,25	SMITH	PDC	3465-4222	SINTÉTICO	0,15
	12,25	SECURITY DBS	PDC	4222-4894	SINTÉTICO	0,15
	8,5	SMITH	PDC	4894-4931	POLIMÉRICO	0,19
	8,5	SMITH	PDC	4931-5236	POLIMÉRICO	0,19
B	14,75	SECURITY DBS	PDC	2060-2173	AQUOSO CATIONICO	0,30
	8,5	SMITH	PDC	3507-4956	AQUOSO CATIONICO	0,30
B.1	12,25	SMITH	PDC	3489-4198	AQUOSO CATIONICO	0,30
	8,5	HYCALOG (NOV)	PDC	4232-5084	AQUOSO (BIOP+CaCO3)	0,19
	8,5	SMITH	PDC	5084-5700	AQUOSO (BIOP+CaCO3)	0,19
C	16	HUGHES	PDC	2137-2905	SINTÉTICO	0,15
	8,5	SMITH	PDC	4347-4486	SINTÉTICO	0,15
C.1	8,5	SMITH	PDC FULL DRIFT	4505-5408	AQUOSO (BIOP+CaCO3)	0,19

CHFF – coeficiente de fricção no trecho revestido do poço

2. Tabela dos valores médios de peso sobre a broca e torque na broca considerados no estudo, em cada intervalo analisado

Tabela 11: Valores médios considerados de peso na broca e torque na broca

POÇO	FASE (pol)	FABRICANTE	TIPO BROCA	IADC	INTERVALO (m)	WOBm (klb)	TQBm (klb.ft)
A	12,25	SMITH	PDC	M616	3465-4222	15	6,0
	12,25	SECURITY DBS	PDC	M713	4222-4894	28	5,0
	8,5	SMITH	PDC	M616	4894-5236	10	7,5
B	14,75	SECURITY DBS	PDC	M716	2060-2173	33	3,4
	8,5	SMITH	PDC	M616	3507-4956	10	5,5
B.1	12,25	SMITH	PDC	M716	3489-4198	19	7,0
	8,5	HYCALOG (NOV)	PDC	M616	4232-5084	13	5,0
	8,5	SMITH	PDC	M616	5084-5700	11	3,0
C	16	HUGHES	PDC	M616	2137-2905	8	4,5
	8,5	SMITH	PDC	M616	4347-4486	7	2,0
C.1	8,5	SMITH	PDC FULL DRIFT	M616	4505-5408	15	6,3

WOBm = peso sobre a broca médio

TQBm = torque na broca médio