

**UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO RIO DE JANEIRO
INSTITUTO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA**

DISSERTAÇÃO

**ESTUDO DA PERDA DE CARGA E TROCA TÉRMICA NO
ESCOAMENTO DE FLUIDOS NEWTONIANOS E NÃO-NEWTONIANOS
EM *COILED TUBING***

BEATRIZ ROSAS DE OLIVEIRA

2019



**UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO RIO DE JANEIRO
INSTITUTO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA**

**ESTUDO DA PERDA DE CARGA E TROCA TÉRMICA NO
ESCOAMENTO DE FLUIDOS NEWTONIANOS E NÃO-NEWTONIANOS
EM *COILED TUBING***

BEATRIZ ROSAS DE OLIVEIRA

Sob a Orientação de
Cláudia Miriam Scheid

E Co-orientação de
Luís Américo Calçada

Dissertação submetida como requisito parcial
para a obtenção do grau de **Mestre em**
Engenharia Química, Área de Concentração em
Tecnologia Química.

Seropédica, RJ
Novembro de 2019

RO48e Rosas de Oliveira, Beatriz, 1994-
ESTUDO DA PERDA DE CARGA E TROCA TÉRMICA NO
ESCOAMENTO DE FLUIDOS NEWTONIANOS E NÃO-NEWTONIANOS
EM COILED TUBING / Beatriz Rosas de Oliveira. -
Seropédica, 2019.
153 f.: il.

Orientadora: Cláudia Míriam Scheid.
Coorientador: Luís Américo Calçada.
Dissertação (Mestrado). -- Universidade Federal
Rural do Rio de Janeiro, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Química, 2019.

1. Abandono de poços de petróleo. 2. Análise
experimental. 3. Tubo curvado. 4. Desenvolvimento de
modelo matemático. I. Scheid, Cláudia Míriam, 1968-,
orient. II. Calçada, Luís Américo, 1966-, coorient. III
Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química. IV.
Título.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001 “This study was financed in part by the Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Finance Code 001”.

**UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO RIO DE JANEIRO
INSTITUTO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA**

BEATRIZ ROSAS DE OLIVEIRA

Dissertação submetida como requisito parcial para obtenção do grau de **Mestre em Engenharia Química**, Área de Concentração em Tecnologia Química.

DISSERTAÇÃO APROVADA EM: 11/11/2019.

Cláudia Miriam Scheid, D. Sc., DEQ/IT/UFRRJ (Orientadora)

Príamo Albuquerque Melo Junior, D. Sc., COPPE/UFRJ

Emílio César Cavalcante Melo da Silva, PhD, Cenpes/Petrobras

AGRADECIMENTOS

Início este texto agradecendo ao meu Deus e, sem dúvidas, este é o parágrafo mais importante de todos. Sem Ele nenhuma linha poderia ter sido escrita. Obrigada, meu Deus, por me orientar a cada dia. Obrigada por me dar fé para continuar quando achei que não seria capaz. Obrigada por ser a minha força e o meu Senhor. A Ti e só a Ti dedicarei minha vida para sempre.

Agradeço aos meus queridos pais Kátia e Alexandre. Obrigada pai, por sempre me incentivar. Agradeço pelas diversas vezes que se sentou ao meu lado enquanto eu estava estudando para me ouvir e ajudar. Agradeço por me fazer rir e me lembrar que preciso descansar de vez em quando. Meus intervalos de estudo eram sempre cercados por boas conversas quando o senhor estava por perto. Obrigada mãe, por se preocupar e cuidar de mim. Agradeço pelas ligações de vídeo durante a semana e pelas marmitas deliciosas de toda segunda-feira. Obrigada por orar por mim e me aconselhar com tanta sabedoria. Eu amo vocês! Agradeço a minha querida irmã Bianca. Minha melhor amiga, confidente e ouvinte tanto nos momentos felizes, quanto nos momentos difíceis da minha vida. Você me deu forças para continuar, sua fé renovou a minha, suas orações me encheram de coragem e seu amor me pegou no colo muitas vezes.

Agradeço ao Rodrigo, o grande amor da minha vida. De uma forma muito especial, Deus me deu você durante o nosso mestrado. Obrigada pelos abraços apertados ao final de cada dia. Obrigada por sempre parar tudo o que estava fazendo para me ouvir e ajudar. Obrigada por dividir sua vida comigo. Sempre me lembrarei com carinho de nossas orações e de como nós crescemos juntos durante estes dois anos. Eu te amo, hoje e sempre!

Agradeço aos meus queridos professores e orientadores, Cláudia Míriam Scheid e Luís Américo Calçada. Como eu aprendi e cresci com vocês durante estes quase seis anos de orientação! Obrigada por confiarem em mim no desenvolvimento deste trabalho. Obrigada por me inspirarem e por estarem sempre dispostos a me ouvir e orientar. Sem vocês, este trabalho não teria sido desenvolvido e eu agradeço de coração por tudo.

Agradeço aos alunos de iniciação científica que me ajudaram durante o mestrado: Bárbara, Leônidas, Lorena e Pedro. Obrigada por estarem comigo nos dias quentes de experimentos no galpão. Valeu a pena todo aquele esforço e ter vocês ao meu lado nesta caminhada fez toda a diferença!

Agradeço à UFRRJ e aos meus amigos e companheiros de laboratório: Gabi, Robson, Elias, Sérgio, Eduardo, Lucas, Carol, Bruno, Aline, Gil, Lisandra e Gabi Corradi. Nossas conversas na hora do almoço sempre me tiravam boas risadas e me davam ânimo para continuar o dia. Vocês são excelentes profissionais e foi uma honra passar esses anos com vocês. Todos me ajudaram de uma forma muito especial.

Agradeço a José Marcelo e Emílio Silva pelas contribuições significativas no projeto. E por fim, agradeço às instituições CAPES, CNPq e Petrobras pelo suporte financeiro.

*“Em nós não há nada que nos permita afirmar que
somos capazes de fazer esse trabalho, pois a nossa
capacidade vem de Deus.”
(2 Coríntios 3:5)*

RESUMO

OLIVEIRA, Beatriz Rosas. **Estudo da perda de carga e troca térmica no escoamento de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos em *coiled tubing***. 2019. 153 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química, Tecnologia Química). Instituto de Tecnologia, Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro, Seropédica, RJ, 2019.

O *coiled tubing* é um sistema composto por um tubo de aço flexível, longo e contínuo, utilizado em diversos processos, principalmente na indústria do petróleo. Podendo ter mais de 6000 metros, parte do comprimento do tubo é direcionada ao poço, a partir de um injetor, enquanto a outra parte permanece enrolada em um carretel subdividida em camadas. Durante o abandono de poços, diferentes tipos de fluidos, como água e pasta de cimento, são bombeados por meio do *coiled tubing* a fim de garantir o isolamento e selamento do poço. O escoamento de fluidos em tubos curvados gera uma dissipação de energia significativa em comparação a um tubo reto, sendo necessário prever a perda de carga para obter a pressão de bombeio utilizada na operação. A dissipação de energia por atrito e as trocas térmicas entre o fluido e o ambiente alteram a temperatura do fluido e, conseqüentemente, suas propriedades físico-químicas, afetando a reologia e o tempo de cura da pasta de cimento. Um excesso de retardadores de pega é adicionado na formulação da pasta a fim de aumentar o tempo necessário para o seu endurecimento, gerando um aumento de custo e tempo do processo. Torna-se essencial prever a perda de carga e a troca térmica no escoamento de fluidos em *coiled tubing*, a fim de otimizar a formulação dos fluidos e controlar o processo. O objetivo deste trabalho foi avaliar experimentalmente e matematicamente o escoamento de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos em *coiled tubing* a fim de simular o perfil de pressão e temperatura ao longo do tubo. Água filtrada e uma solução aquosa de goma xantana, com comportamento reológico similar ao da pasta de cimento, foram utilizadas nos testes experimentais. A unidade experimental utilizada possui 375 metros de comprimento subdivididos em 8 camadas com medições de pressão e temperatura na entrada e saída de cada camada. Os fluidos foram bombeados em diferentes vazões volumétricas, razões de curvatura e temperatura inicial. Modelos matemáticos foram propostos para o cálculo da perda de carga e da troca térmica, considerando o regime permanente e transiente. Com base nos resultados experimentais obtidos em laboratório, os parâmetros de uma correlação de fator de atrito para fluidos não-Newtonianos presente na literatura foram reestimados. Para prever a variação de temperatura em função do tempo e do comprimento, foi proposto um balanço energético considerando as transferências de calor por atrito, do fluido com o tubo e com o ambiente. A resolução da modelagem matemática e a estimação de parâmetros foram realizadas em linguagem FORTRAN, com base nos dados obtidos em laboratório e no campo. As equações diferenciais parciais foram discretizadas espacialmente a partir da técnica de volumes finitos. Adicionalmente, o integrador DASSL foi utilizado visando obter a solução dinâmica do conjunto de equações. A modelagem proposta admite a existência de um bombeamento sequencial de diferentes fluidos ao longo do *coiled tubing*, com diferentes razões de curvatura e com a variação sequencial da área interna transversal ao escoamento. Um estudo de caso foi conduzido, considerando dados experimentais obtidos em operações de abandono de poços com um sistema de *coiled tubing* real. O *software* desenvolvido foi utilizado para simular as condições reais, onde foi observado uma boa aproximação aos dados de campo, com um erro percentual entre os valores experimentais e calculados inferiores a 7%.

Palavras-chave: flexitubos, perda de carga, troca térmica

ABSTRACT

OLIVEIRA, Beatriz Rosas. **The study of pressure drop and heat transfer in the flow of Newtonian and Non-Newtonian fluids in coiled tubing.** 2019. 153 p. Dissertation (Master of Science in Chemical Engineering, Chemical Technology). Technology Institute, Chemical Engineering Department, Federal Rural University of Rio de Janeiro, Seropédica, RJ, 2019.

Coiled tubing is a system consisting of a long, continuous and flexible steel pipe used in many processes, especially in the oil industry. Measuring over 6000 meters, part of the pipe is directed to the well from an injector and a rotary table, while the other part remains wrapped in a reel subdivided in many layers. During well abandonment, different fluids, such as water and cement slurry, are pumped through coiled tubing to ensure well isolation and sealing. Fluid flow in curved pipes generates significant energy dissipation compared to a straight pipe, and it is necessary to predict the pressure drop to obtain the pumping pressure used in the operation. The energy dissipation by friction and the heat exchange between the fluid and the environment change the fluid temperature and, consequently, its physicochemical properties, affecting the rheology and the cement setting time. An excess of set retarders is added to the slurry formulation to increase the time required for setting, resulting in increased process time and cost. It is essential to predict pressure drop and heat transfer in coiled tubing in order to optimize fluid formulation and process control. The objective of this work was to experimentally and mathematically evaluate the flow of Newtonian and non-Newtonian fluids in coiled tubing in order to simulate the pressure and temperature profile along the tube. Filtered water and an aqueous solution of xanthan gum, with a rheological behavior similar to a cement slurry, were used in experimental tests. The experimental unit is 375 meters long divided into 8 layers with pressure and temperature measurements in each layer. Fluids were pumped at different volumetric flow rates, curvature ratios and initial temperature. Mathematical models were proposed to calculate pressure drop and heat transfer, considering permanent and transient regime. Based on experimental results obtained in the laboratory, the parameters of a friction factor correlation for non-Newtonian fluids present in the literature were reestimated. To predict the temperature variation as a function of time and length, an energy balance was proposed considering heat transfer by friction and the heat transfer of the fluid with the pipe and the environment. Parameter modeling and estimation were solved using FORTRAN language, based on laboratory and field data. The partial differential equations were spatially discretized using the finite volume technique. Additionally, the DASSL integrator was used to obtain the dynamic solution of the set of equations. The mathematical modeling assumes the existence of a sequential pumping of different fluids along the coiled tubing, with different curvature ratios and internal transverse flow area. A case study was conducted, considering experimental data obtained from well abandonment operations with a real coiled tubing system. The developed software was used to simulate the real conditions, where a good approximation to the field data was observed, with a percentage error between the experimental and calculated values below 7%.

Keywords: coiled tubing, pressure drop, heat transfer

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Sistema <i>coiled tubing</i> . (Fonte: SHUTTERSTOCK, 2016).....	22
Figura 2. <i>Drill Pipes</i> (Fonte: DASTECH ENERGY, 2015).	23
Figura 3. (a) Retentor de cimento; (b) Bridge plug.....	25
Figura 4. Ilustração de um poço após seu abandono.....	26
Figura 5. (a) Viscosidade absoluta em função da taxa de deformação e (b) Curva de escoamento de um fluido Newtoniano (Fonte: Adaptado de SHIROMA, 2012).....	29
Figura 6. Tensão de cisalhamento <i>versus</i> taxa de cisalhamento para fluidos independentes do tempo (Fonte: Adaptado de MACHADO, 2002).	30
Figura 7. (a) Viscosidade aparente <i>versus</i> tempo para fluidos tixotrópicos; (b) Viscosidade aparente <i>versus</i> tempo para fluido reopéticos com cisalhamento constante. (Fonte: SILVA, 1989).....	32
Figura 8. (a) Geometria e sistema de coordenadas (Fonte: Adaptado de HASAN, 2013) e (b) desenho ilustrativo de um tubo curvado com uma única camada.....	33
Figura 9. Desenho esquemático de uma espiral ascendente equiangular. (Fonte: ALI e ZAIDI, 1979).	33
Figura 10. Desenho ilustrativo das diferentes camadas de um flexitubo enrolado em um carretel. (Fonte: PEREIRA, 2018)	34
Figura 11. Ilustração dos regimes de escoamento (Fonte: Adaptado de DRILLING, 2012).	35
Figura 12. Ilustração da velocidade máxima axial quando as (a) forças viscosas e as (b) forças centrífugas predominam (Fonte: PEREIRA, 2018).	38
Figura 13. Par de vórtices na seção transversal de um tubo curvado (Fonte: DEAN, 1927).	39
Figura 14. Fluxo do escoamento secundário na seção transversal com (a) baixo e (b) alto número de Dean (Fonte: DRAVID <i>et al.</i> , 1971).....	40
Figura 15. Efeito do aumento do número de Dean no escoamento primário da direita para a esquerda (Fonte: Adaptado de ZHENG <i>et al.</i> , 2000).	41
Figura 16. Linhas de corrente do escoamento secundário e primário com o número de Dean igual a (a) 96 e (b) 481 (Fonte: Adaptado de McCONALOGUE e SRIVASTAVA, 1968).	41
Figura 17. Desenho esquemático da unidade. experimental.	59
Figura 18. Fotos da unidade experimental (Fonte: PEREIRA, 2018).....	60
Figura 19. Foto da bobina de tubo de cobre representando o <i>coiled tubing</i> numa escala piloto.....	61
Figura 20. Foto das duas frentes da unidade CT.	62
Figura 21. Termopar do tipo Pt-100 para aquisição da temperatura (a) do fluido e metal e (b) do ambiente.	63
Figura 22. Termopares instalados em uma das camadas para medição da temperatura do fluido e do tubo.	63
Figura 23. Transmissores de pressão manométrica instalados na unidade CT.	64
Figura 24. Tanque com agitador.	64
Figura 25. <i>Chiller</i>	65
Figura 26. Controlador <i>on/off</i> da COEL.....	65
Figura 27. Quadro de controle acoplado ao tanque.....	66
Figura 28. Foto das conexões e válvulas do <i>chiller</i> (a) antes e (b) após a alteração.....	66
Figura 29. (a) Bomba de deslocamento positivo e (b) inversor de frequência.	67
Figura 30. Foto (a) do medidor de vazão e (b) do seu <i>display</i>	68
Figura 31. CLP com módulos de aquisição de dados de temperatura, pressão e vazão (Fonte: PEREIRA, 2018).....	69
Figura 32. Interfaces do software com as abas de: (a) temperatura; (b) pressão e vazão e (c) logger.	70
Figura 33. Reômetro rotacional HAAKE RheoStress 1.....	71
Figura 34. Geometria de cilindros coaxiais DG43-Ti.	72
Figura 35. Balança de Lama (Fonte: FANN, 2017).	72
Figura 36. Foto da bobina isolada termicamente.	73
Figura 37. Esquema de bombeamento em uma única camada.....	73

Figura 38. Foto da extremidade de uma camada.....	74
Figura 39. Fluxograma de cálculo de perda de carga.....	76
Figura 40. Fluxograma para o cálculo do comprimento das interfaces em um exemplo com dois fluidos em um sistema com dois diâmetros internos.....	79
Figura 41 Aproximação da unidade CT como cilindro maciço anular.....	85
Figura 42. Esquema do escoamento em placa plana horizontal.....	85
Figura 43. Ilustração de escoamento externo na unidade CT.....	86
Figura 44 Aproximação da unidade CT como cilindro maciço anular.....	86
Figura 45. Esquema de discretização pelo Método dos Volumes Finitos (Adaptado de ROCHA, 2018)...	92
Figura 46. Curvas de escoamento para diferentes concentrações de goma xantana a a) 30°, b) 40° e c) 50°C.....	96
Figura 47. Curva de escoamento para concentração de goma xantana de 2 lb/bbl em diferentes temperaturas.....	97
Figura 48. Curvas de escoamento para diferentes concentrações de solução de goma xantana a 40°C (dados experimentais e ajuste do Modelo <i>Power-Law</i>).....	98
Figura 49. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a a) 1ª, b) 3ª, c) 5ª e d) 7ª camada (água).....	100
Figura 50. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a a) 1ª, b) 3ª, c) 5ª e d) 7ª camada (goma xantana).....	103
Figura 51. Fator de atrito experimental em função do número de Reynolds para água e goma xantana...	104
Figura 52. Perda de carga em função da vazão volumétrica no escoamento de água em diferentes camadas.....	107
Figura 53. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica para a a) 1ª, b) 3ª, c) 5ª e d) 7ª camada (água).....	108
Figura 54. Perda de carga total experimental e calculada em função da vazão volumétrica de água.....	108
Figura 55. Perda de carga experimental da unidade CT e calculada de um trecho reto no escoamento de água.....	111
Figura 56. Perda de carga em função da vazão volumétrica no escoamento de goma xantana em diferentes camadas.....	112
Figura 57. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica para a a) 1ª, b) 3ª, c) 5ª e d) 7ª camada (goma xantana).....	112
Figura 58. Perda de carga total experimental e calculada em função da vazão volumétrica de goma xantana.....	115
Figura 59. Perda de carga experimental da unidade CT e calculada de um trecho reto no escoamento de solução de goma xantana.....	116
Figura 60. Perda de carga total experimental em função da (a) vazão volumétrica e do (b) número de Reynolds de água e goma xantana.....	117
Figura 61. Ilustração das dimensões do sistema <i>coiled tubing</i> do estudo de caso.....	119
Figura 62. Perda de carga total em função do tempo no bombeamento de água e pasta de cimento (estudo de caso).....	121
Figura 63. Comprimento das interfaces no bombeamento de água e pasta de cimento.....	122
Figura 64. Perda de carga nas interfaces no bombeamento de água e pasta de cimento.....	122
Figura 65. Perfil de temperatura no bombeamento de água e pasta de cimento.....	124
Figura 66. Variação de temperatura em função do tempo e do comprimento do <i>coiled tubing</i> (a) experimental e (b) simulada.....	125
Figura 67. Erros relativos no cálculo de temperatura em função do tempo e do comprimento do <i>coiled tubing</i>	125
Figura 68. Temperatura nas interfaces no bombeamento de água e pasta de cimento.....	126
Figura 69. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a 2ª camada (água).....	141

Figura 70. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a 4ª camada (água).....	141
Figura 71. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a 6ª camada (água).....	142
Figura 72. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a 8ª camada (água).....	142
Figura 73. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica de água na 2ª camada.....	143
Figura 74. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica de água na 4ª camada.....	143
Figura 75. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica de água na 6ª camada.....	144
Figura 76. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica de água na 8ª camada.....	144
Figura 77. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a 2ª camada (goma xantana).....	145
Figura 78. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a 4ª camada (goma xantana).....	145
Figura 79. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a 6ª camada (goma xantana).....	146
Figura 80. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a 8ª camada (goma xantana).....	146
Figura 81. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica de goma xantana na 2ª camada.....	147
Figura 82. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica de goma xantana na 4ª camada.....	147
Figura 83. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica de goma xantana na 6ª camada.....	148
Figura 84. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica de goma xantana na 8ª camada.....	148
Figura 85. Arquivo de entrada <i>dadostubo</i>	149
Figura 86. Arquivo de entrada <i>carretel</i>	149
Figura 87. Arquivo de entrada <i>dadosgerais</i>	150
Figura 88. Arquivo de entrada <i>dadosfluido</i>	150
Figura 89. Arquivo de saída do simulador de perda de carga (<i>Resultados</i>).....	151
Figura 90. Arquivo de saída do simulador de perda de carga (<i>Perda_total</i>).....	151
Figura 91. Arquivo de saída do simulador de perda de carga (<i>Pressão_max_min</i>).....	152
Figura 92. Arquivo de saída do simulador de perda de carga (<i>Interfaces</i>).....	152
Figura 93. Arquivo de saída do simulador de troca térmica (<i>perfis</i>).....	153
Figura 94. Arquivo de saída do simulador de troca térmica (<i>interfaces</i>).....	153

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1. Equações de modelos matemáticos.	30
Tabela 2. Correlações de número de Reynolds crítico empíricas de fluidos Newtonianos em trecho curvado.	37
Tabela 3. Correlações de fator de atrito para escoamento de fluidos Newtonianos em tubos curvados em regime laminar.	45
Tabela 4. Correlações de fator de atrito para escoamento de fluidos Newtonianos em tubos curvados em regime turbulento.	46
Tabela 5. Correlações de fator de atrito para o escoamento de fluidos não-Newtonianos em tubos curvados.	48
Tabela 6. Correlações de número de Nusselt para fluidos Newtonianos em tubos curvados de seção circular (convecção forçada).	55
Tabela 7. Correlações de número de Nusselt para fluidos não-Newtonianos em tubos curvados de seção circular (convecção forçada).	57
Tabela 8. Dados da bobina de tubo de cobre fornecidos pela fabricante.	61
Tabela 9. Geometria da unidade CT (razão de curvatura e comprimento).	62
Tabela 10. Parâmetros reológicos em função da temperatura e da concentração de goma xantana.	98
Tabela 11. Função objetivo na estimação dos parâmetros reológicos.	99
Tabela 12. Erro relativo percentual entre fator de atrito experimental e calculado no escoamento de água.	101
Tabela 13. Intervalo do χ^2 e função objetivo para estimação dos parâmetros da correlação de fator de atrito proposta para fluidos não-Newtonianos.	104
Tabela 14. Parâmetros estimados para a correlação de fator de atrito proposta para fluidos não-Newtonianos.	104
Tabela 15. Erro absoluto percentual entre fator de atrito experimental e calculado no escoamento de goma xantana 2 lb/bbl.	105
Tabela 16. Erro absoluto percentual entre perda de carga experimental e calculada no escoamento de água.	109
Tabela 17. Erro absoluto percentual entre perda de carga total experimental e calculada no escoamento de água.	110
Tabela 18. Erro absoluto percentual entre perda de carga experimental e calculada no escoamento de goma xantana.	113
Tabela 19. Erro absoluto percentual entre perda de carga total experimental e calculada no escoamento de goma xantana.	115
Tabela 20. Temperaturas de saída experimentais obtidas por Pereira (2018).	118
Tabela 21. Temperatura de saída e erro relativo percentual para a simulação dos dados de Pereira (2018).	118
Tabela 22. Dados da geometria do flexitubo industrial.	119
Tabela 23. Dados de operação do estudo de caso.	120
Tabela 24. Propriedades dos fluidos.	120
Tabela 25. Erros relativos médios no cálculo de perda de carga referente a cada etapa de bombeamento.	122
Tabela 26. Erros relativos médios no cálculo de temperatura referente a cada etapa de bombeamento.	124

LISTA DE ABREVIações E SÍMBOLOS

A	Área de troca térmica (m ²)
A_n	Área normal à direção da transferência de calor (m ²)
A_e	Área externa do tubo (m ²)
$A_{e,N}$	Área externa da camada N (m ²)
A_i	Área interna do tubo (m ²)
$A_{i,N}$	Área interna da camada N (m ²)
A_s	Área da superfície (m ²)
C_p	Calor específico (J/kg.K)
C_{pf}	Calor específico do fluido (J/kg.K)
C_{pm}	Calor específico do metal (J/kg.K)
D	Diâmetro do tubo (m)
D_c	Diâmetro do carretel (m)
De	Número de Dean (adim.)
D_{ee}	Diâmetro estendido da bobina (m)
D_i	Diâmetro interno (m)
$\frac{dT}{dx}$	Gradiente de temperatura ao longo do comprimento (K/m)
E_{atrito}	Energia gerada por atrito (J)
f_D	Fator de atrito de Darcy (adim.)
f	Fator de atrito de Fanning (adim.)
f_c	Fator de atrito para tubo curvado (adim.)
f_r	Fator de atrito para tubo reto (adim.)
g	Aceleração da gravidade (m/s ²)
Gr	Número de Grashof (adim.)
Gz	Número de Graetz (adim.)
h	Coefficiente convectivo de troca térmica (W/m ² K)
\bar{h}	Coefficiente convectivo de troca térmica médio (W/m ² K)
h_d	Perda de carga distribuída (m)
h_e	Coefficiente convectivo externo de transferência de calor (W/m ² K)
$h_{e,N}$	Coefficiente convectivo externo da camada N (W/m ² K)
h_i	Coefficiente convectivo interno de transferência de calor (W/m ² K)
$h_{i,N}$	Coefficiente convectivo interno da camada N (W/m ² K)
h_s	Perda de carga localizada (m)
h_t	Perda de carga por atrito total (m)
k	Índice de consistência (Pa.s)
k_t	Condutividade térmica (W/m.K)
K	Critério de Dean (adim.)
k_{ar}	Condutividade térmica do ar (W/m.K)
k_f	Condutividade térmica do fluido (W/m.K)
k_m	Condutividade térmica do metal (W/m.K)
L_b	Largura da bobina (m)

L_c	Comprimento característico (m)
L_e	Largura do carretel com comprimento estendido (m)
L_N	Comprimento do tubo usado na N-ésima camada (m)
L_T	Comprimento total do <i>coiled tubing</i> (m)
L_{coiled}	Comprimento de tubo enrolado (m)
$L_{poço}$	Comprimento de tubo no poço (m)
LT	Comprimento de cada trecho com diâmetro diferente (m)
m	Massa (kg)
n	Índice de comportamento (adim.)
N	Nº de camada (adim.)
\overline{Nu}	Número de Nusselt médio (adim.)
Nu_I	Número de Nusselt para a superfície inferior (adim.)
Nu_S	Número de Nusselt para a superfície superior (adim.)
N_v	Número de voltas por camada (adim.)
P	Pressão (Pa)
Pr	Número de Prandtl (adim.)
Q	Vazão volumétrica do fluido (m ³ /h)
q	Fluxo térmico (J/s.m ²)
q_{atrito}	Taxa de calor por atrito (J/s)
$q_{condução}$	Taxa de calor por condução (J/s)
$q_{convecção}$	Taxa de calor por convecção (J/s)
$q_{convecção\ forçada}$	Taxa de calor por convecção forçada (J/s)
$q_{convecção\ natural}$	Taxa de calor por convecção natural (J/s)
$q_{radiação}$	Taxa de calor por radiação térmica (J/s)
$Q_{sensível}$	Calor sensível (J)
$q_{sensível}$	Taxa de calor sensível (J/s)
$q_{radiação}$	Taxa de calor por radiação (J/s)
r_{int}	Raio interno do tubo (m)
R	Raio de curvatura (m)
R_c	Raio do carretel (m)
Re	Número de Reynolds (adim.)
r_{ext}	Raio externo do tubo (m)
R_i	Raio interno do carretel (m)
T	Temperatura (K)
t_1	Tempo de bombeamento do primeiro fluido (s)
t_i	Tempo intermediário na etapa de cálculo menor que o tempo total de bombeamento dos dois fluidos (s)
T_{amb}	Temperatura ambiente (K)
T_f	Temperatura do fluido (K)
\overline{T}_f	Temperatura média do fluido na direção radial (K)
T_{f0}	Temperatura de entrada do fluido (K)
$T_{f,N}$	Temperatura do fluido no início da camada N (K)
$T_{f,N+1}$	Temperatura do fluido no início da camada N +1 (K)

\bar{T}_{fP}	Temperatura do fluido no centro P (K)
\bar{T}_{fw}	Temperatura do fluido na face w (K)
\bar{T}_{fe}	Temperatura do fluido na face e (K)
\bar{T}_{fW}	Temperatura do fluido no centro W (K)
\bar{T}_{fE}	Temperatura do fluido no centro E (K)
T_m	Temperatura do metal (K)
\bar{T}_m	Temperatura média do metal na direção radial (K)
\bar{T}_{mP}	Temperatura do metal no centro P (K)
\bar{T}_{mw}	Temperatura do metal na face w (K)
\bar{T}_{me}	Temperatura do metal na face e (K)
\bar{T}_{mW}	Temperatura do metal no centro W (K)
\bar{T}_{mE}	Temperatura do metal no centro E (K)
T_∞	Temperatura de referência ambiente (K)
T_s	Temperatura da superfície (K)
\hat{U}	Energia interna por unidade de massa (J/kg)
V	Volume preenchido pelo fluido (m ³)
v	Vetor velocidade do fluido (m/s)
v_z	Velocidade de escoamento em z (m/s)
v_θ	Velocidade de escoamento em θ (m/s)
v_r	Velocidade de escoamento em r (m/s)
$v_z(r)$	Velocidade de escoamento (m/s)
v^*	Velocidade média do primeiro fluido a ser bombeado (m/s)
$\langle v \rangle$	Velocidade média do fluido (m/s)
VOL	Volume de cada trecho com diâmetro diferente (m ³)
VP_B	Viscosidade plástica de Bingham (Pa.s)
Wi	Número de Weissenber (adim.)
z	Altura (m)

Letras Gregas

α	Difusividade térmica (m ² /s)
β	Coefficiente de dilatação térmica (1/K)
γ	Taxa de deformação (s ⁻¹)
δ	Espessura do tubo (m)
ΔP_N	Perda de carga na camada N (Pa)
ΔT	Varição de temperatura (K)
ε	Emissividade (adim.)
μ	Viscosidade dinâmica (Pa.s)
ρ	Densidade do fluido (kg/m ³)
ρ_m	Massa específica do metal (kg/m ³)
σ	Constante de Stefan Boltzmann (5,67x10 ⁻⁸ W/m ² K ⁴)
τ	Tensão de cisalhamento (Pa)
τ_{0HB}	Limite de escoamento de Herschel-Bulkley (Pa)

τ_{0B}	Limite de escoamento de Bingham (Pa)
τ_m	Tensor fluxo de momento (Pa)
ν	Viscosidade cinemática (m ² /s)

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	19
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1 COILED TUBING	22
2.2 ABANDONO DE POÇOS.....	24
2.3 CIMENTAÇÃO	26
2.4 CLASSIFICAÇÃO DE FLUIDOS	28
2.4.1 Fluidos Newtonianos.....	28
2.4.2 Fluidos não-Newtonianos independentes do tempo.....	29
2.4.3 Fluidos não-Newtonianos dependentes do tempo.....	31
2.5 NÚMEROS ADIMENSIONAIS RELACIONADOS AO ESCOAMENTO	32
2.5.1 Razão de curvatura	32
2.5.2 Número de Reynolds.....	34
2.5.3 Número de Reynolds crítico	36
2.5.4 Número de Dean.....	37
2.6 ESCOAMENTO PRIMÁRIO E SECUNDÁRIO.....	39
2.7 PERDA DE CARGA.....	42
2.7.1 Conceitos básicos de perda de carga.....	42
2.7.2 Trecho reto e coiled tubing.....	43
2.7.3 Fluidos Newtonianos e não-Newtonianos	44
2.8 TROCA TÉRMICA.....	49
2.8.1 Conceitos básicos de troca térmica.....	49
2.8.2 Troca térmica em Coiled Tubing.....	53
2.9 CONSIDERAÇÕES PARCIAIS	57
3. MATERIAIS E MÉTODOS	59
3.1 UNIDADE EXPERIMENTAL	59
3.1.1 Unidade CT	60
3.1.2 Termopares.....	62
3.1.3 Transdutores de pressão	63
3.1.4 Tanque encamisado.....	64
3.1.5 Sistema de controle de temperatura.....	65
3.1.6 Bomba de deslocamento positivo	67
3.1.7 Medidor de vazão	67
3.1.8 Aquisição dos dados.....	68
3.2 CARACTERIZAÇÃO DA SOLUÇÃO DE GOMA XANTANA	71
3.2.1 Caracterização reológica.....	71
3.2.2 Densidade.....	72
3.3 ESTUDO DA PERDA DE CARGA	72
4. MODELAGEM MATEMÁTICA	75
4.1 PERDA DE CARGA	75
4.2 ESTUDO DA TROCA TÉRMICA	81
4.2.1 Regime permanente	82
4.2.2 Regime transiente.....	87
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	96
5.1 CARACTERIZAÇÃO DA SOLUÇÃO DE GOMA XANTANA	96
5.2 DETERMINAÇÃO DO FATOR DE ATRITO: EXPERIMENTAL E CALCULADO	99
5.2.1 Fluido newtoniano: água	99

5.2.2	<i>Fluido não-Newtoniano: solução de goma xantana</i>	102
5.3	DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA: EXPERIMENTAL E CALCULADA	106
5.3.1	<i>Fluido Newtoniano: água</i>	106
5.3.2	<i>Fluido não-Newtoniano: solução de goma xantana</i>	111
5.4	ESTUDOS DE CASO.....	117
5.4.1	<i>Estudo de troca térmica: regime permanente</i>	117
5.4.2	<i>Estudo da perda de carga e troca térmica: regime transiente</i>	118
6.	CONCLUSÕES	127
7.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	129
	APÊNDICE A - FATOR DE ATRITO POR REYNOLDS PARA ÁGUA EM CADA CAMADA	
	141	
	APÊNDICE B - PERDA DE CARGA POR VAZÃO PARA ÁGUA EM CADA CAMADA	143
	APÊNDICE C - FATOR DE ATRITO POR REYNOLDS PARA GOMA XANTANA EM CADA	
	CAMADA	145
	APÊNDICE D - PERDA DE CARGA POR VAZÃO PARA GOMA XANTANA EM CADA	
	CAMADA	147
	APÊNDICE E - ARQUIVOS DE ENTRADA E SAÍDA DO SIMULADOR.....	149

1. INTRODUÇÃO

O *coiled tubing* é um sistema utilizado em diversos processos, principalmente na indústria do petróleo. Ele consiste em um tubo de aço longo e flexível enrolado em um carretel, podendo atingir mais de 6000 metros de comprimento. O uso desta unidade oferece diversas vantagens em comparação a coluna de trabalho ou *work string*, podendo reduzir o tempo e conseqüentemente o custo da operação. Um dos processos que utiliza esta unidade é o abandono de poços de petróleo, onde um poço improdutivo ou economicamente inviável é fechado. Neste cenário, o *coiled tubing* é utilizado para bombear diferentes tipos de fluidos para o poço, onde parte do tubo é direcionada ao poço, enquanto a outra parte permanece enrolada. Devido à sua resistência e baixa permeabilidade, a pasta de cimento é o principal material utilizado neste processo.

O escoamento de fluidos em um tubo curvado é diferente do escoamento em um tubo reto, principalmente pela atuação da força centrífuga. Além do escoamento primário, há a formação de um escoamento secundário na direção radial aumentando a resistência ao fluxo. A fim de obter a pressão de bombeio dos fluidos neste escoamento, é necessário prever a dissipação de energia gerada pelo atrito. Estudos comprovam que a perda de carga nessa geometria é maior, principalmente no escoamento de fluidos não-Newtonianos, como a pasta de cimento. Além disto, a dissipação de energia por atrito e o contato direto do flexitubo com o ambiente altera a temperatura do fluido e, conseqüentemente, suas propriedades físico-químicas.

A alteração de temperatura do cimento durante o escoamento altera seu tempo de pega, que é o tempo necessário para o seu endurecimento. Se a variação de temperatura ao longo do tempo e do comprimento de tubo enrolado não é bem prevista, o cimento pode hidratar e endurecer antes de chegar ao local desejado. Dessa forma, um excesso de retardadores de pega é adicionado à formulação da pasta de cimento e a operação de abandono precisa ser pausada até que haja o endurecimento da pasta, aumentando consideravelmente o tempo de processo. O aumento de tempo afeta o custo da operação e, portanto, a simulação do escoamento em tubo curvado torna-se essencial para a indústria. Com a previsão da perda de carga e da troca térmica ao longo do tempo e do comprimento, pode-se obter uma melhor formulação dos fluidos, além de uma previsão da pressão de bombeio que precisa ser utilizada. Sendo assim, o processo pode ser otimizado, gerando uma redução do tempo e do custo da operação.

A fim de simular tanto a perda de carga quanto a troca térmica no escoamento de fluidos em *coiled tubing*, é necessário considerar o efeito da curvatura em cada camada, assim como condições específicas dos processos. Por exemplo, a variação do diâmetro interno ao longo do flexitubo e o bombeamento de fluidos em seqüência. Tendo em vista a complexidade da geometria e das condições de contorno, faz-se necessário uma avaliação experimental detalhada deste escoamento, visando a obtenção de um modelo matemático apropriado para simular o processo.

Neste cenário, os objetivos deste trabalho são:

- Avaliar experimentalmente a perda de carga e a troca térmica no escoamento de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos em uma unidade piloto de *coiled tubing*;
- Avaliar e comparar as principais diferenças no escoamento de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos em *coiled tubing*;
- Avaliar correlações para o cálculo do fator de atrito a fim de simular a perda de carga no escoamento de fluidos;
- Avaliar correlações de número de Nusselt para obtenção do coeficiente convectivo de troca térmica;
- Desenvolver um modelo para cálculo de perda de carga com rotina computacional programável para obtenção dos perfis de pressão dinâmicos em *coiled tubing*;
- Desenvolver um modelo de transferência de calor com rotina computacional programável para obtenção dos perfis de temperatura dinâmicos em *coiled tubing*;
- Com a modelagem proposta, simular e validar os experimentos feitos em laboratório e dados de perfis de pressão e temperatura de um caso real.

A estrutura do trabalho está segmentada da seguinte forma:

- Capítulo 2: Revisão Bibliográfica

Apresenta a fundamentação teórica utilizada como base no desenvolvimento técnico científico desta pesquisa, abordando particularidades específicas do escoamento de fluidos em tubos curvados. O sistema *coiled tubing* é descrito, assim como os processos de abandono de poços e cimentação. Também são apresentados os trabalhos mais relevantes de caráter experimental e teórico acerca de perda de carga e troca térmica de fluidos em tubos curvados.

- Capítulo 3: Materiais e Métodos

Descreve a unidade experimental utilizada para simular o *coiled tubing* apresentando a metodologia experimental realizada para a obtenção de dados na unidade piloto. Além disso, a metodologia de caracterização dos fluidos utilizados é descrita.

- Capítulo 4: Modelagem matemática

Descreve-se a metodologia de cálculo para simular a perda de carga e a troca térmica em regime permanente e transiente no escoamento de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos em *coiled tubing*.

- Capítulo 5: Resultados e discussão

Apresenta a descrição e discussão dos resultados obtidos nos experimentos realizados na unidade experimental do Laboratório de Escoamento de Fluidos Giulio Massarani. A validação da modelagem é descrita utilizando dados experimentais de dois estudos de caso. Os erros entre os dados experimentais e simulados são apresentados.

- Capítulo 6: Conclusões

Apresenta as principais conclusões acerca dos resultados obtidos e as sugestões para o prosseguimento da pesquisa.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, o panorama geral do uso de flexitubos será apresentado, principalmente no abandono de poços de petróleo. Para isso, este importante processo é retratado, assim como a regulamentação alusiva ao mesmo. Conceitos fundamentais da geometria estudada e dos fluidos serão discutidos. Também serão apresentados conceitos básicos referentes ao escoamento, perda de carga e transferência de calor, sobretudo em um sistema *coiled tubing*. Em seguida, serão abordados os principais trabalhos desenvolvidos neste tema.

2.1 *Coiled Tubing*

Coiled tubing, cuja tradução literal é “tubo enrolado” e comumente denominado como flexitubo, consiste em um tubo de aço contínuo e flexível que tem parte do seu comprimento enrolado em um carretel, enquanto outra parte é direcionada ao poço. O sistema (Figura 1) é composto de um carretel e um injetor que direciona o tubo para o poço.



Figura 1. Sistema *coiled tubing*. (Fonte: SHUTTERSTOCK, 2016).

O diâmetro do carretel varia entre 72 e 112 in (1,83 e 2,85 m), enquanto os diâmetros externos dos tubos mais utilizados apresentam valores fixos entre 1 e 2,375 in (0,025 e 0,060 m) (McCANN e ISLAS, 1996; SILVA, 2009). Já o diâmetro interno do tubo pode variar ao longo do comprimento e a espessura é alterada de acordo com as especificações da tubulação. Em um processo onde usa-se o sistema *coiled tubing*, a maior espessura encontra-se no início da bobina a fim de suportar a pressão de bombeio. Por outro lado, uma menor espessura é utilizada no fundo do poço para garantir e facilitar seu retorno a superfície (McCANN e ISLAS, 1996).

O sistema é amplamente utilizado em diversos processos industriais e sua demanda vem aumentando consideravelmente nos últimos anos. Dados de Bracamonte e Diaz (2018) indicam que a produção de sistemas de *coiled tubing* dobrou entre os anos de 2002 e 2017, demonstrando sua rápida expansão e aplicabilidade na indústria, sendo um dos segmentos que mais crescem no setor de serviços em campos de petróleo (ICOTA, 2019). Neste contexto, a unidade possui uma

vasta aplicabilidade na exploração e no desenvolvimento de poços, sendo utilizada em processos de perfuração, completação, manutenção, acidificação, limpeza e abandono de poços (JAIN *et al.*, 2004). Em grande parte dessas aplicações, o flexitubo é desenrolado em direção ao poço até se atingir a profundidade desejada e diferentes tipos de fluidos são bombeados em altas taxas obtendo, dessa forma, altas perdas de carga. Esta perda de pressão por atrito tem um efeito considerável no desempenho e eficiência da operação (JAIN *et al.*, 2004; GUAN *et al.*, 2014). De acordo com *Oilfieldwiki* (2016), até o ano de 2016, os valores máximos atingidos de comprimento de *coiled tubing* e pressão na cabeça do poço em operações foram de 24.000 ft (7.315 m) e 9.800 psi, respectivamente.

O uso deste sistema oferece diversas vantagens operacionais, dentre elas tem-se: a intervenção rápida e segura em poços ativos; operações em poços horizontais; aplicação sem a necessidade de uma unidade (ou sonda) de perfuração; redução do tempo e custo operacional; redução da área ocupada na plataforma; minimização da contaminação no fundo do poço; melhor monitoramento de dados e controle do processo (BRACAMONTE e DIAZ, 2018). Ao se comparar com os *drill pipes* (Figura 2), o sistema *coiled tubing* reduz o tempo de operação pois, devido à sua continuidade, não é necessário conectar ou desconectar tubos.

Por apresentar diversas vantagens, principalmen com relação ao tempo e custo do processo, o sistema *coiled tubing* é uma das opções utilizadas no abandono de poços de petróleo. Esta operação exige um investimento significativo sem nenhum retorno financeiro. Logo, novas técnicas são continuamente desenvolvidas para aumentar a eficiência e reduzir o custo do processo, sem comprometer a integridade do poço (CAMPBELL e SMITH, 2013). Segundo Rudnik *et al.* (2013), o sistema pode ser utilizado em processos de abandono de poços em profundidades superiores a 22.000 ft (6.705,6 m) e em regiões no fundo do poço onde a temperatura estática (BHST – Bottomhole Static Temperature) pode chegar a 425 °F (218 °C).



Figura 2. *Drill Pipes* (Fonte: DASTECH ENERGY, 2015).

2.2 Abandono de Poços

O abandono de poços, conhecido pela sigla em inglês P&A (*plugging and abandonment*), é uma operação conduzida quando a produção do poço se torna economicamente inviável. Uma vez que a produção não compensa o custo operacional, considera-se o abandono, ainda que haja reservas consideráveis. Além disso, o fechamento pode ser requerido devido a algum problema operacional no poço visando a minimização de possíveis danos (CAMPBELL e SMITH, 2013; NPC, 2011).

A operação tem como objetivo evitar a contaminação de outras formações e aquíferos subterrâneos de água doce pela infiltração de petróleo, gás, formações salinas ou água da superfície (SHAH e LASAT, 2003). O abandono visa à prevenção de vazamentos para dentro e fora do poço isolando tanto as zonas de petróleo e/ou gás quanto os aquíferos. O processo também pode viabilizar o corte da tubulação em um determinado nível abaixo do leito do mar a fim de que os equipamentos da superfície sejam removidos (CAMPBELL e SMITH, 2013).

A regulamentação do abandono de poços improdutivos mudou significativamente na década de 1970, quando a proteção ambiental se tornou um fator determinante para as autoridades legislativas. De início, buscava-se mais a proteção dos recursos de óleo e gás do que a proteção ao meio ambiente (NPC, 2011). Dessa forma, a regulamentação mais criteriosa dos órgãos ambientais é algo recente e os mesmos inspecionam e aprovam o abandono de poços de hidrocarbonetos antes que sejam oficialmente certificados como fechados. Além disso, é exigido que as barreiras utilizadas para o abandono apresentem baixa resistência e alta permeabilidade ao líquido (TRATO, 2004). As barreiras são separações físicas aptas a conter ou isolar os fluidos dos diferentes intervalos permeáveis (ANP, 2016).

Segundo a ANP (2016), o abandono pode ser temporário ou permanente utilizando-se três tipos de barreiras: líquida, sólida consolidada e sólida mecânica. A barreira líquida é uma coluna de líquido que impede o fluxo de fluido por meio de pressão hidrostática; a sólida consolidada não se deteriora com o tempo e pode ser constituída de tampões de cimento ou revestimentos e anulares cimentados; enquanto que a sólida mecânica é considerada temporária e é constituída principalmente de tampões mecânicos (*bridge plugs*).

Devido à sua resistência e baixa permeabilidade, o cimento é utilizado para isolar formações e a superfície do poço. Fluidos de perfuração e fluidos compostos de bentonita e água são usados como barreiras líquidas para completar as partes do poço que não estão cimentadas. Os tampões mecânicos são resistentes e impermeáveis, entretanto são suscetíveis à corrosão e a regulamentação normalmente exige que sejam cobertos por uma quantidade específica de cimento (NPC, 2011). A Figura 3 apresenta os principais tampões mecânicos utilizados: o retentor de cimento e o *bridge plug*.

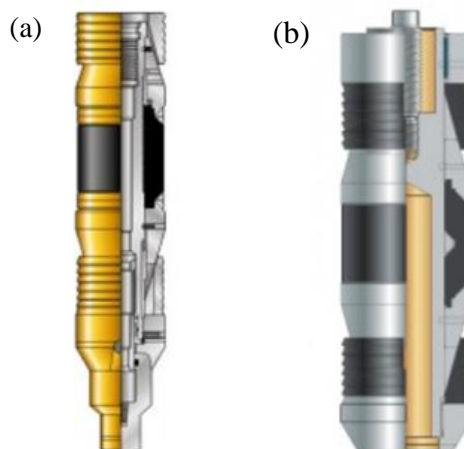


Figura 3. (a) Retentor de cimento; (b) Bridge plug
(Fonte: CEMENT RETAINERS, 2006; BRIDGE PLUGS, 2009).

Os retentores de cimento são colocados principalmente em zonas de alta pressão, acima da zona cimentada. Logo após os retentores serem posicionados, o cimento é bombeado e comprimido na região abaixo dos mesmos. Assim, uma pressão pode ser aplicada sem que o cimento suba e passe pelo retentor em fluxo ascendente (PEREIRA, 2018).

Já os *bridge plugs* são usados a fim de isolar a parte inferior do poço onde há zonas de produção e zonas aquíferas. Essas ferramentas também são utilizadas para evitar a contaminação do cimento por água ou gás pressurizado em áreas de moderada a alta pressão abaixo do local a ser tamponado (NPC, 2011). A Figura 4 apresenta um poço após seu abandono. Nele foram usados *bridge plugs*, tampões de cimento e um obturador (*packer*), considerado uma barreira sólida mecânica (ANP, 2016).

Em um abandono, os *bridge plugs* são posicionados, o *coiled tubing* é encaminhado até profundidades determinadas, a pasta de cimento é bombeada e a tubulação é retirada antes da cura do cimento (P&A, 2012). Uma sequência de fluidos é bombeada, sendo que a água industrial ou o fluido de deslocamento são usados para empurrar um volume específico de pasta (PEREIRA, 2018).

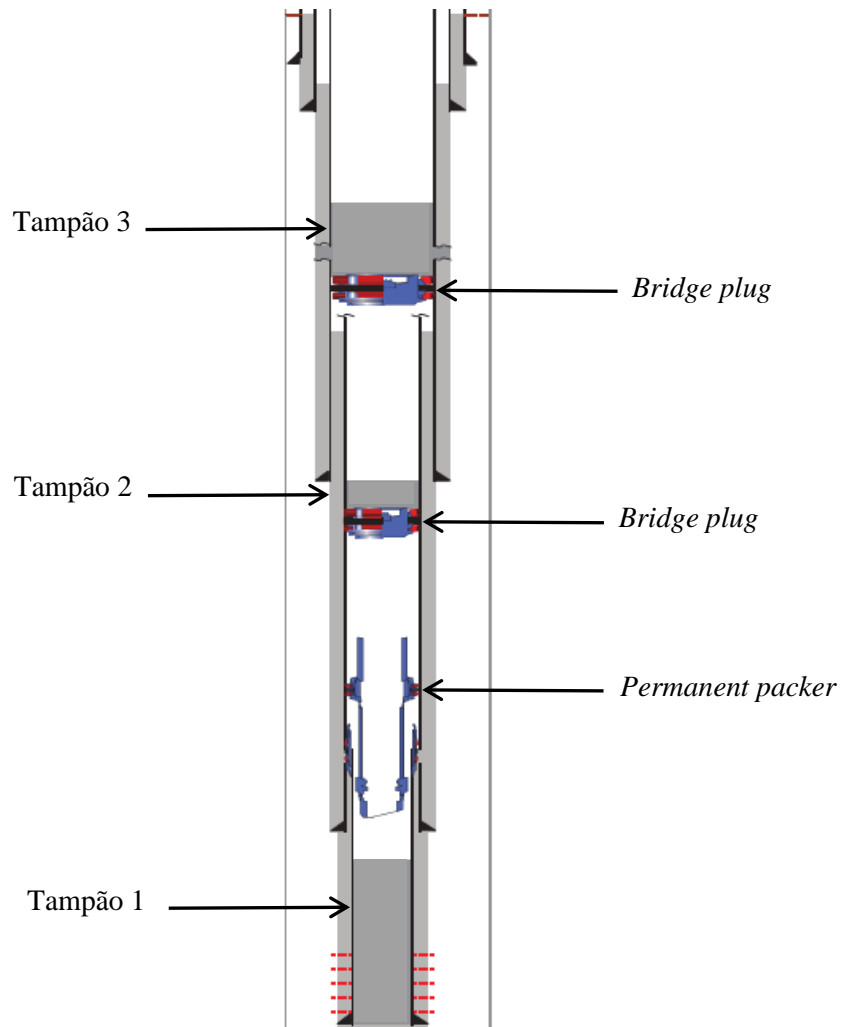


Figura 4. Ilustração de um poço após seu abandono (Modificado de Fonte: CAMPBELL e SMITH, 2013).

2.3 Cimentação

Como dito anteriormente, o bombeamento da pasta de cimento é utilizado em técnicas de abandono de poço. Além disso, a cimentação é utilizada primariamente para preencher o espaço anular entre a coluna de revestimento e as paredes do poço. Sendo assim, entre as principais funções do processo de cimentação, destaca-se: conter ou isolar os fluidos dos diferentes intervalos permeáveis, prover suporte mecânico a coluna de revestimento, proteger a coluna de processos corrosivos e prevenir os possíveis colapsos na parede do poço (CEMENTING, 2000).

O American Petroleum Institute (API) padronizou a composição química e a fabricação do cimento e o classificou em oito classes. Suas propriedades diferem quanto à faixa de aplicação de temperatura e pressão, à sua resistência inicial e retardamento, à resistência ao ataque de sulfatos e ao calor de hidratação (BOURGOYNE *et al.*, 1991). No Brasil, o cimento Portland Classe G é o mais utilizado para cimentação. Os principais materiais utilizados na fabricação do Cimento

Portland são o calcário, argila e o gesso, podendo eventualmente ser adicionado algum minério contendo óxido de ferro ou alumínio.

Os aditivos utilizados nas pastas de cimento têm um papel fundamental no processo de cimentação, visto que são responsáveis pelas modificações nas propriedades físico-químicas das pastas, tornando-as adaptáveis a cada fase da cimentação. Abaixo, estão descritos os principais aditivos utilizados, assim como suas funções (NELSON, 1990; NÓBREGA, 2009; NPC, 2011):

- Retardador: aumentar o tempo de pega (endurecimento) da pasta de cimento; diminuir a velocidade de interação entre o cimento e a água e permitir maior tempo de bombeio da pasta; manter a fluidez em temperaturas e pressões elevadas;
- Acelerador: diminuir o tempo de cura por meio do aumento da taxa de hidratação e aumentar a resistência compressiva inicial da pasta;
- Dispersante: reduzir a viscosidade aparente;
- Antiespumante: evitar a formação de bolhas no preparo e bombeio da pasta;
- Controlador de filtrado: reduzir a permeabilidade do reboco de cimento formado nas paredes da rocha e evitar a perda da fase aquosa da pasta de cimento para a formação;
- Controlador de perda de circulação: evitar a perda de pasta para formações fracas antes da pega;
- Adensante: aumentar a massa específica;
- Redutor de densidade: reduzir a massa específica e evitar a perda de pasta para formações de alta permeabilidade ou baixo gradiente de fratura.

A escolha da formulação ideal deve considerar não apenas a formação rochosa na qual será feita a cimentação. Além disso, deve-se levar em conta as possíveis mudanças de propriedades da pasta durante o seu bombeio, como, por exemplo, a viscosidade e o tempo de cura. Ambas as propriedades são consideravelmente afetadas pela mudança de temperatura da pasta. Esta variação de temperatura pode ser proveniente do atrito do fluido na parede da tubulação e da troca de calor feita entre uma lâmina d'água fria e o poço.

A cimentação por meio de sistemas em *coiled tubing* apresenta uma rápida expansão na indústria, onde a formulação da pasta e a execução operacional são os principais fatores para o sucesso da operação. Devido à pequena área transversal de escoamento e extenso comprimento de tubo curvado, o atrito é sempre uma preocupação ao bombear pasta de cimento. A fim de reduzir a perda de carga, a viscosidade das pastas de cimento é reduzida em relação aos processos convencionais (OILFIELDWIKI, 2016).

De acordo com Rahman *et al.* (2012) e Bracamonte e Diaz (2018), o comportamento reológico das pastas de cimento é descrito pelo modelo de Bingham. Os autores apresentam valores para os parâmetros do modelo, baseados em processos reais de cimentação utilizando o sistema *coiled tubing*, onde a viscosidade plástica não deve exceder 50 cP e a faixa de tensão limite recomendada é de 0,05 a 100 lb/100ft² (2,40 a 4,78 Pa). Kamel e Shaqlaih (2015) afirmaram que na maioria dos processos com bombeamento de fluidos em *coiled tubing*, o regime de escoamento

é turbulento. Já no escoamento de cimento, o regime encontrado é laminar em grande parte dos processos. (RAHMAN *et al.*, 2012). Vale ressaltar que a transição entre o regime laminar e o de transição/turbulento no escoamento de fluidos em tubos curvados ocorre em valores de Reynolds significativamente mais elevados do que em tubos retos. Este efeito será melhor apresentado e discutido na Seção 2.5.3.

2.4 Classificação de Fluidos

Em 1687, Isaac Newton estabeleceu o comportamento de um fluido em função do gradiente de velocidade e da força aplicada. Ele observou que a relação entre estas variáveis era proporcional à resistência ao fluxo e definiu esta constante como coeficiente de viscosidade (BARNES *et al.*, 1989). Após Newton, observou-se que a viscosidade dos fluidos era afetada pela temperatura e pressão e que nem todos possuíam a relação linear entre a taxa de deformação e a tensão. Logo, esses fluidos foram classificados como não-Newtonianos e a constante dependente da tensão aplicada foi definida como viscosidade aparente. Os fluidos não-Newtonianos são divididos em dependentes e independentes do tempo e viscoelásticos (FOX *et al.*, 2006).

De acordo com Fox *et al.* (2006), os fluidos são caracterizados como materiais que se deformam enquanto estiver sendo aplicada uma força de cisalhamento sobre eles e a reologia é a ciência que permite estudar como a matéria escoar e se deforma. Leis que descrevem a variação contínua da taxa ou grau de deformação em função das forças ou tensões aplicadas caracterizam o escoamento de um fluido. O escoamento depende principalmente do tipo de fluido, da geometria da superfície e das condições em que esse escoamento ocorre (MACHADO, 2002).

Barnes *et al.* (1989) definiram a taxa de cisalhamento como o gradiente de velocidade perpendicular à direção do escoamento das camadas de fluido. Segundo Machado (2002), a taxa de deformação está relacionada com a distância entre os planos de fluido e pode ser definida através de uma expressão matemática que relacione a diferença das velocidades entre os planos adjacentes de um fluido com a distância entre eles. Já a tensão de cisalhamento é definida como a força por unidade de área necessária para manter um determinado escoamento (HIBBELER, 2010).

2.4.1 Fluidos Newtonianos

Os fluidos Newtonianos possuem uma relação linear entre a tensão e a taxa de cisalhamento e a constante proveniente da relação dessas variáveis é definida como viscosidade dinâmica. A viscosidade dinâmica representa a resistência do fluido ao escoamento e depende apenas da temperatura e da pressão (MACHADO, 2002). A Equação 1 representa matematicamente o comportamento dos fluidos Newtonianos.

$$\tau = \mu \cdot \gamma \quad (1)$$

em que τ é a tensão de cisalhamento (Pa), μ é a viscosidade dinâmica (Pa.s) e γ é a taxa de deformação (s^{-1}).

A Figura 5 apresenta como a viscosidade dinâmica e a tensão de cisalhamento variam com a taxa de deformação no escoamento de um fluido Newtoniano. Ambos os gráficos são obtidos a temperatura e pressão constantes. A curva de viscosidade de um fluido newtoniano é caracterizada por uma reta paralela ao eixo da taxa de cisalhamento. Já a curva de escoamento passa pela origem, sendo a sua inclinação igual a viscosidade constante do fluido. Os gases e os sistemas homogêneos e monofásicos, compostos de substâncias de baixa massa molar, comportam-se como fluidos Newtonianos em regime de escoamento laminar. Outros exemplos são o ar, a água, os óleos finos, as soluções salinas e a glicerina (MACHADO, 2002).

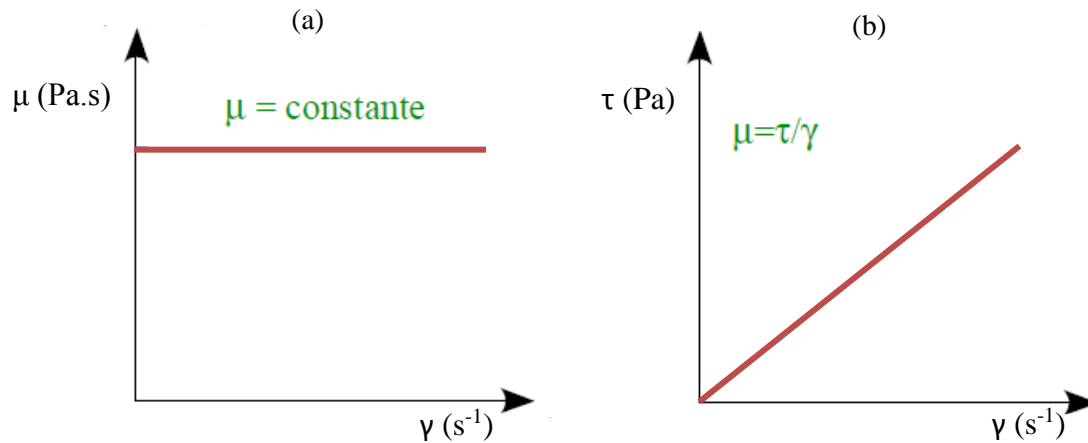


Figura 5. (a) Viscosidade absoluta em função da taxa de deformação e (b) Curva de escoamento de um fluido Newtoniano (Fonte: Adaptado de SHIROMA, 2012).

A viscosidade de fluidos Newtonianos varia com a temperatura e a pressão. Em seu estado líquido, a água tem uma viscosidade constante independente da variação de pressão. Entretanto a temperatura altera as forças de coesão das moléculas e, conseqüentemente, a viscosidade da água. Green e Perry (2008) apresentam uma equação para o cálculo da viscosidade da água em função da temperatura na faixa de 273,16 a 646,15 K (Equação 2).

$$\mu = \exp\left(-52,843 + \frac{3703,6}{T} + 5,866 \ln T + (-5,879 \times 10^{-29})T^{10}\right) \quad (2)$$

em que μ é a viscosidade absoluta (Pa.s) e T a temperatura (K).

2.4.2 Fluidos não-Newtonianos independentes do tempo

Os fluidos caracterizados como independentes do tempo mantêm a viscosidade aparente constante não dependendo do tempo de exposição a uma taxa de deformação. Esses fluidos podem ser subdivididos como:

- Pseudoplásticos: viscosidade aparente diminui com o aumento da taxa de cisalhamento;
- Dilatantes: viscosidade aparente aumenta com o aumento da taxa de cisalhamento;

- Bingham: possuem tensão mínima de escoamento e posterior relação linear entre a tensão e taxa de deformação.

Na Figura 6, são apresentados os comportamentos reológicos característicos dos fluidos independentes do tempo.

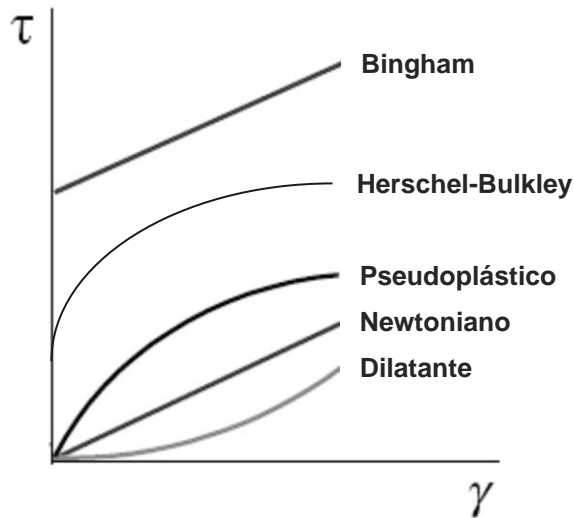


Figura 6. Tensão de cisalhamento *versus* taxa de cisalhamento para fluidos independentes do tempo (Fonte: Adaptado de MACHADO, 2002).

Os modelos reológicos são equações matemáticas que relacionam a tensão e a taxa de cisalhamento e outras propriedades dos fluidos. Parâmetros reológicos como viscosidade aparente, viscosidade plástica e limite de escoamento descrevem o comportamento dos fluidos não-Newtonianos e independentes do tempo. Dentre eles, os mais aplicados são os modelos de Bingham, *Power-Law* e Herschel-Bulkley (THOMAS *et al.*, 2001; SHIROMA, 2012). Na Tabela 1, são apresentados os modelos matemáticos aplicados para classificar os fluidos.

Tabela 1. Equações de modelos matemáticos.

Modelo Matemático	Equação do modelo
Bingham	$\tau = \tau_{0B} + \nu_{PB} \gamma$
<i>Power-Law</i>	$\tau = k \gamma^n$
Herschel-Bulkley	$\tau = \tau_{0HB} + k \gamma^n$

(Fonte: MACHADO, 2002).

em que τ é a tensão de cisalhamento (Pa), k é o índice de consistência (Pa.s), γ é a taxa de deformação (s^{-1}), n é o índice de comportamento (adim.), τ_{0HB} é o limite de escoamento de Herschel-

Bulkley (Pa), VP_B é a viscosidade plástica de Bingham (Pa.s) e τ_{OB} é o limite de escoamento de Bingham (Pa).

Os fluidos que seguem o modelo de Bingham são conhecidos como plásticos de Bingham. O limite de escoamento desses fluidos depende das forças de interação entre as partículas dispersas e pode ser definido como a tensão de cisalhamento mínima necessária para que ocorra escoamento. Já a viscosidade plástica é a resistência ao escoamento gerada pelo atrito entre as partículas dispersas e as moléculas do líquido dispersante (MELO, 2008). As suspensões de argila e lamas de perfuração são exemplos desse tipo de fluido (FOX *et al.*, 2006).

O modelo de Ostwald de Waale, também conhecido como modelo da potência ou *Power-Law*, representa grande parte dos fluidos não-Newtonianos independentes do tempo. O índice de consistência desses fluidos indica o grau de resistência do fluido ao escoamento, enquanto o índice de comportamento indica o quão afastado um fluido está do comportamento Newtoniano. Se o valor do índice de comportamento se iguala a 1, o fluido é newtoniano. Já para fluidos pseudoplásticos este parâmetro apresenta valores maiores que 1 e para os dilatantes menores que 1. Segundo Machado (2002), emulsões e soluções poliméricas são exemplos de fluidos com comportamento pseudoplástico e algumas dispersões de polímeros e resinas se comportam como fluidos dilatantes.

Fluidos de Herschell-Buckley podem ser classificados como fluidos de potência que possuem limite de escoamento. Este modelo apresenta três parâmetros e, segundo Machado (2002), é mais completo que os anteriores, visto que os mesmos podem ser analisados como casos particulares deste. Dispersões de argila com polímeros são exemplos desses tipos de fluidos e são empregadas amplamente na indústria de petróleo como fluidos de perfuração.

Os modelos de Bingham e *Power-Law* são os mais utilizados para descrever o comportamento reológico de pastas de cimento (NELSON, 1990). Paraiso (2011) desenvolveu um estudo da reologia de pastas de cimento utilizando os três modelos reológicos apresentados acima. O autor propõe o uso do modelo de Herschel-Bulkley para este tipo de fluido por ter apresentado o melhor resultado na caracterização reológica e por apresentar características dos dois modelos anteriormente citados.

2.4.3 Fluidos não-Newtonianos dependentes do tempo

Estes fluidos apresentam sua viscosidade aparente dependente do tempo de aplicação de uma taxa de deformação (SILVA, 1989) e podem ser classificados como tixotrópicos ou reopéticos. Segundo Schramm (2006), os fluidos tixotrópicos apresentam diminuição da viscosidade aparente com o tempo de atuação de uma taxa de cisalhamento constante, até alcançar o equilíbrio. Enquanto os reopéticos apresentam um aumento da viscosidade aparente com o tempo de aplicação de uma taxa de cisalhamento constante. A Figura 7 apresenta o comportamento de ambos os fluidos classificados anteriormente.

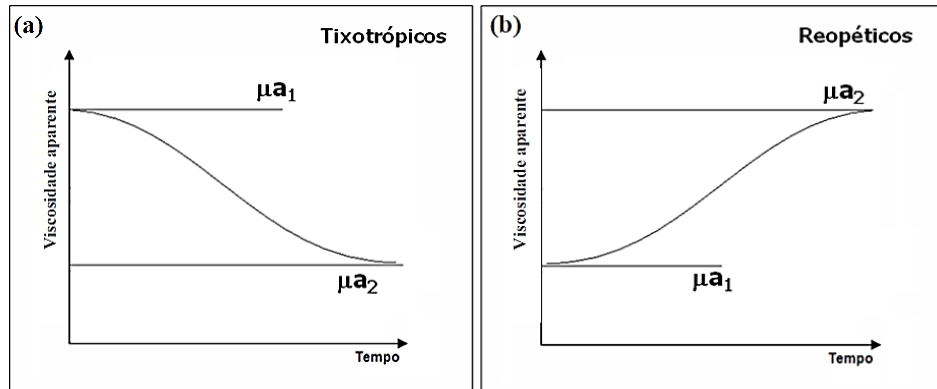


Figura 7. (a) Viscosidade aparente *versus* tempo para fluidos tixotrópicos; (b) Viscosidade aparente *versus* tempo para fluido reopéticos com cisalhamento constante. (Fonte: SILVA, 1989).

Segundo Machado (2002), os fluidos de perfuração e as pastas de cimento são exemplos de fluidos tixotrópicos. O efeito de tixotropia tem grande importância na operação de perfuração evitando a sedimentação dos detritos gerados ao se interromper a circulação do fluido (AMORIM, 2003).

2.5 Números Adimensionais Relacionados ao Escoamento

O escoamento de fluidos em tubos curvados pode ser caracterizado por importantes números adimensionais, como o número de Reynolds, a razão de curvatura e o número de Dean. A determinação destes adimensionais permite a similaridade dinâmica entre processos de diferentes escalas. Além disso, a perda de carga e a troca térmica em tubos curvados depende das propriedades dos fluidos, da geometria do tubo e das condições do escoamento, condições estas que são consideradas na determinação dos adimensionais citados.

2.5.1 Razão de curvatura

A geometria do tubo curvado altera significativamente o escoamento dos fluidos. Diversos autores desenvolveram estudos experimentais que comprovam uma significativa diferença entre o escoamento de um mesmo fluido em um tubo reto e em um tubo curvado (WHITE, 1929; AZOUZ *et al.*, 1998; JAIN *et al.*, 2004; ZHOU e SHAH; 2004a, CIONCOLINI e SANTINI, 2006). Jain *et al.* (2004) mostraram que os efeitos da curvatura para fluidos não-Newtonianos são mais significativos que para Newtonianos. Logo, a curvatura é um importante conceito a ser considerado no escoamento em *coiled tubing*.

Dean (1927) definiu pela primeira vez o conceito de razão de curvatura, sendo a razão entre o raio da seção transversal do tubo (r) e o raio do círculo (R) em que o tubo está enrolado. A Figura 8 ilustra os raios considerados neste cálculo. A mesma definição pode ser encontrada em Zhou e Shah (2004a), Shah *et al.* (2009), Castiglia *et al.* (2010), Ghorbani *et al.* (2010) e Shaqlaih e Kamel (2013). Já para White (1929), Pawar *et al.* (2015) e Patil (2017), a razão de curvatura é calculada

como a razão entre o diâmetro interno de um tubo enrolado em espiral e o diâmetro médio de curvatura da espiral.

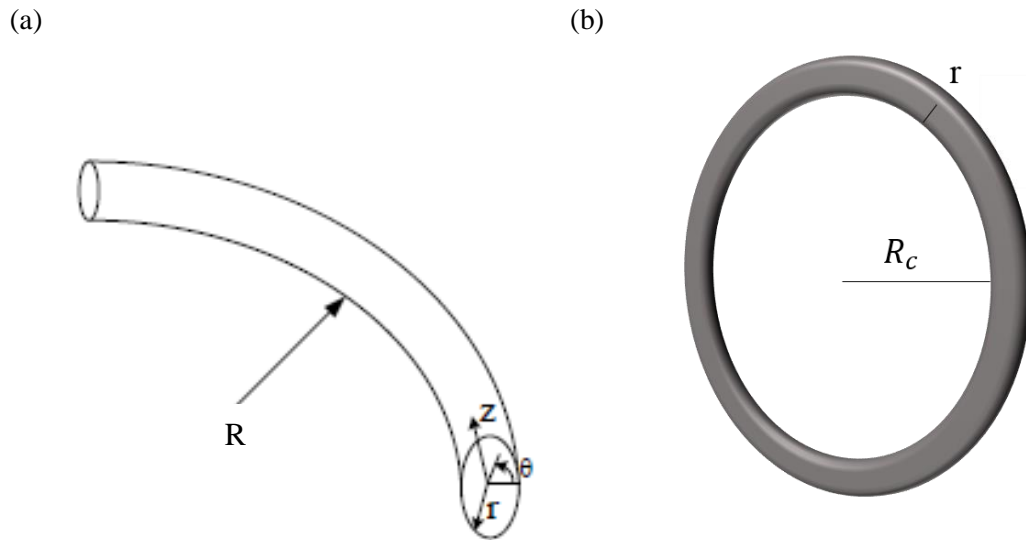


Figura 8. (a) Geometria e sistema de coordenadas (Fonte: Adaptado de HASAN, 2013) e (b) desenho ilustrativo de um tubo curvado com uma única camada.

Uma outra forma de se calcular este importante adimensional foi definida por Ali e Zaidi (1979). Os autores propuseram o cálculo da razão de curvatura para tubo espiral equiangular em bobina como a razão entre o diâmetro interno do tubo e o diâmetro médio da bobina ($= R_{m\acute{a}x} + R_{m\acute{i}n}$). A Figura 9 apresenta um desenho ilustrativo desta espiral.

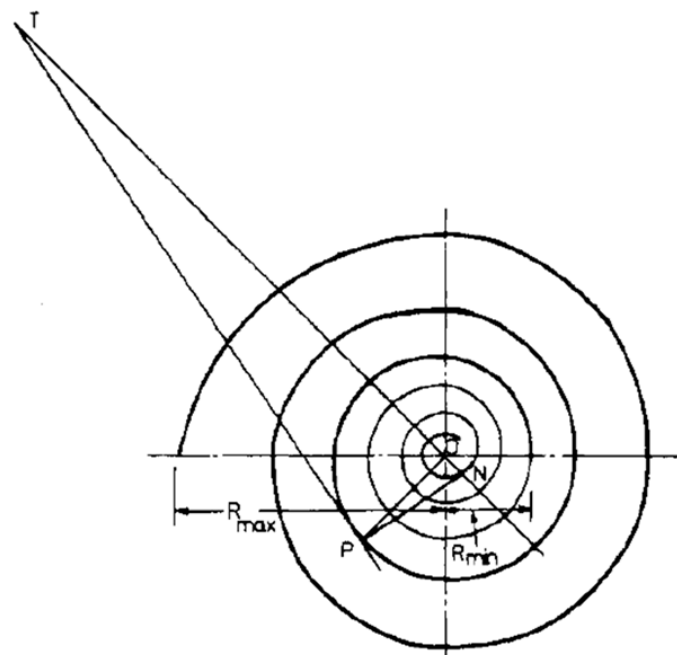


Figura 9. Desenho esquemático de uma espiral ascendente equiangular. (Fonte: ALI e ZAIDI, 1979).

Medjani e Shah (2000) definiram a razão de curvatura em função do número de camadas formadas pelo tubo (Equação 3). O sistema *coiled tubing* apresenta diversas camadas, logo o cálculo de razão de curvatura apresentado por estes autores foi utilizado nesta dissertação.

$$\frac{r}{R} = \frac{r}{R_c + (2.N - 1)r} \quad (3)$$

em que r o raio interno do tubo, R o raio de curvatura, R_c o raio do carretel e N a camada que está sendo considerada. Dessa forma, cada camada tem uma razão de curvatura diferente, como mostrado na Figura 10.

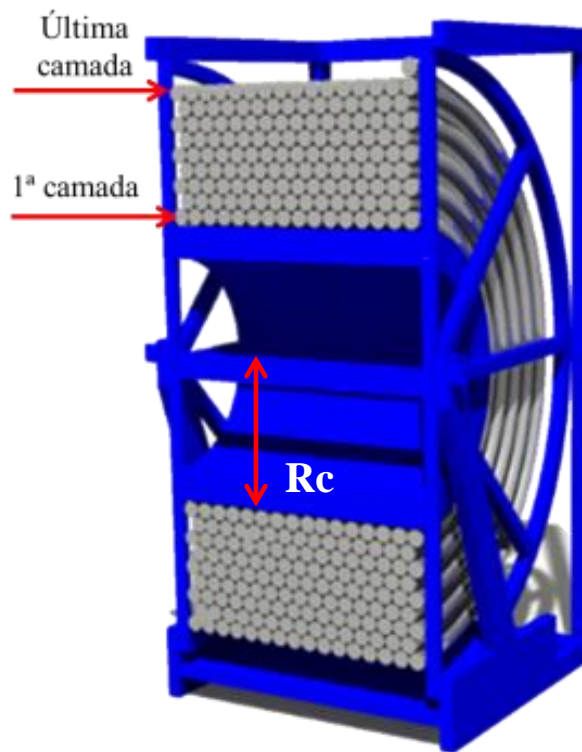


Figura 10. Desenho ilustrativo das diferentes camadas de um flexitubo enrolado em um carretel. (Fonte: PEREIRA, 2018)

2.5.2 Número de Reynolds

O número de Reynolds relaciona as forças inerciais e viscosas do escoamento em diversas geometrias e é utilizado para caracterizar o regime de escoamento de um fluido. No escoamento de fluidos Newtonianos em tubos circulares, o número de Reynolds é calculado com a Equação 4.

$$Re = \frac{D\langle v \rangle \rho}{\mu} \quad (4)$$

em que Re o número de Reynolds (adim.), D o diâmetro do tubo (m), $\langle v \rangle$ a velocidade média do fluido (m/s), ρ a densidade do fluido (kg/m^3) e μ a viscosidade dinâmica do fluido (Pa.s).

As Equações 5, 6 e 7 apresentam as fórmulas para o cálculo do número de Reynolds para fluidos não-Newtonianos que seguem os modelos da potência (Re_p), Bingham (Re_B) e Herschel-Bulkley (Re_{HB}), respectivamente.

$$Re_p = \frac{D\langle v \rangle \rho}{k \left(\frac{8v}{D}\right)^{n-1} \left(\frac{3n+1}{4n}\right)^n} \quad (5)$$

$$Re_B = \frac{D\langle v \rangle \rho}{VP_B} \quad (6)$$

$$Re_{HB} = \frac{8D^n \langle v \rangle^{2-n} \rho}{k[2(3n+1)/n]^n} \quad (7)$$

Um fluido escoar em regime laminar quando o escoamento é ordenado e o movimento das partículas fluidas é caracterizado por camadas ordenadas ou lâminas. Já no regime turbulento, as partículas fluidas se misturam rapidamente enquanto se movimentam ao longo do escoamento. Este comportamento é observado devido a flutuações aleatórias no campo tridimensional de velocidades (Paraiso, 2011). Há também o estado de transição entres esses dois comportamentos, onde inicia-se o movimento aleatório e desordenado. Neste estado, é possível observar o comportamento ora laminar, ora turbulento. Na Figura 11, é apresentada uma ilustração dos três regimes de escoamento mencionados.



Figura 11. Ilustração dos regimes de escoamento (Fonte: Adaptado de DRILLING, 2012).

O número de Reynolds para tubo curvado e para tubo reto é calculado da mesma forma. O número adimensional utilizado para caracterizar especificamente o escoamento em tubo curvado é o número de Dean, que será definido na Seção 2.5.4.

2.5.3 Número de Reynolds crítico

O número de Reynolds crítico é aquele no qual há a mudança do regime laminar para o regime de transição. No escoamento de fluidos Newtonianos em trecho reto, o Reynolds crítico é igual a 2.100 ou 2.300 (MEDJANI e SHAH, 2000, OCHOA, 2006).

Silva *et al.* (1989) afirmam que a mudança entre os regimes pode ser definida em qualquer sistema que seja possível a medição da queda de pressão (ΔP) e vazão (Q). Nesse caso, a transição é definida pela mudança de inclinação das curvas dos dados experimentais e a intercessão entre elas define a vazão crítica e, conseqüentemente, o Reynolds crítico. Este adimensional também pode ser obtido em um gráfico de fator de atrito em função do número de Reynolds, onde novamente a mudança de inclinação das curvas caracteriza a transição. Porém, esta mudança de inclinação é gradual, tornando difícil a obtenção do Reynolds crítico, principalmente em fluidos não-Newtonianos (GHOBADI e MUZYCHKA, 2015; ZHOU e SHAH, 2004b).

White (1929) avaliou a influência da razão de curvatura no escoamento de fluidos Newtonianos (água e óleo). O autor desenvolveu experimentos em diferentes razões de curvatura e obteve os maiores valores de fator de atrito na maior razão de curvatura, onde o Reynolds crítico obtido foi igual a 6.000. Ou seja, quanto menor a razão de curvatura, menor o valor de Reynolds crítico. Sendo assim, foi possível observar uma extensão do regime laminar em tubos curvados em comparação com tubos de trecho reto. Resultados semelhantes foram obtidos por Ghobadi e Muzychka (2015). Os autores encontraram valores de Reynolds crítico na faixa de 6.000 a 11.000 em altas razões de curvatura.

Correlações para determinação do Reynolds crítico de fluidos Newtonianos em tubo curvado foram desenvolvidas por diversos autores (ITO, 1959; KUBAIR e VARRIER 1961; SCHMIDT, 1967; SRINIVASAN *et al.*, 1970; SHAH, 2004b e CIONCOLINI e SANTINI, 2006). As correlações desenvolvidas por estes autores são função apenas da razão de curvatura indicando que a mesma altera o comportamento dos regimes, em comparação com o trecho reto. A Tabela 2 apresenta algumas das correlações de Reynolds crítico utilizadas, assim como suas restrições de uso.

Não há correlações para determinação do Reynolds crítico de fluidos não-Newtonianos em tubo curvado. Sabe-se que em trecho reto o Reynolds crítico de fluidos não-Newtonianos é maior que de Newtonianos (ZHOU e SHAH, 2002c; PARAISO, 2011). Portanto, a fim de se obter uma ideia mínima deste ponto crítico de um fluido não newtoniano em um tubo curvado, as correlações de Reynolds crítico para fluidos Newtonianos são utilizadas. Ou seja, utiliza-se o valor de Reynolds crítico de fluidos Newtonianos como garantia que o escoamento até esse valor é laminar.

Tabela 2. Correlações de número de Reynolds crítico empíricas de fluidos Newtonianos em trecho curvado.

Autor	Correlações	Condições
Ito (1959)	$Re_c = 20.000 \left(\frac{r}{R}\right)^{0,32}$	$15 < \frac{R}{r} < 860$
Kubair e Varrier (1962)	$Re_c = \frac{12.730}{(R/r)^{0,32}}$	$10 < \frac{R}{r} < 2.000$
Schmidt (1967)	$Re_c = 2.300 \left[1 + \frac{8,6}{(R/r)^{0,32}}\right]$	$\frac{R}{r} < 200$
Srinivasan <i>et al.</i> (1970)	$(Re_c)_{\min, \max} = 2.100 \left[1 + \frac{12}{(R_{\max, \min}/r)^{0,5}}\right]$	$\frac{R}{r} < 200$
Cioncolini e Santini (2006)	$Re_c = \frac{12.500}{(R/r)^{0,31}}$	$30 < \frac{R}{r} < 110$

Fonte: ITO (1959) *apud* ZHOU e SHAH (2004b), KUBAIR e VARRIER (1962), SCHMIDT (1967) e SRINIVASAN *et al.* (1970) *apud* GHOBADI; MUZYCHKA (2015), CIONCOLINI; SANTINI (2006).

2.5.4 Número de Dean

O número de Dean é um importante adimensional utilizado especificamente no escoamento de fluidos em tubos curvados. Ele pode ser utilizado para caracterizar o perfil de velocidade axial e tem um papel importante nas correlações de fator de atrito neste tipo de escoamento. O adimensional considera o efeito das forças inerciais, centrífugas e viscosas (Equação 8). Castiglia *et al.* (2010), afirmam que o desequilíbrio entre as forças inerciais e centrífugas gera o escoamento secundário que será apresentado na Seção 2.6.

$$De = \frac{\sqrt{(forças\ inerciais)(forças\ centrífugas)}}{forças\ viscosas} \quad (8)$$

Ghobadi e Muzychka (2015) afirmam que o adimensional foi definido de diferentes formas ao longo dos anos. Em 1927, Dean apresentou o primeiro estudo analítico do escoamento de fluidos incompressíveis em tubos curvados com uma leve curvatura (ZHOU e SHAH, 2002c, SHAQLAIH e KAMEL, 2013, GHOBADI e MUZYCHKA, 2015; HOQUE e ALAM, 2015). Considerando regime laminar, Dean propôs simplificações nas equações do movimento em coordenadas toroidais e na equação da continuidade (DEAN, 1927). Dessa forma, o autor definiu o parâmetro de similaridade dinâmica intitulado critério de Dean (Equação 9). Este critério relaciona a redução da taxa de escoamento em função da curvatura (DEAN, 1928).

$$K = 2Re^2 \left(\frac{r}{R} \right) \quad (9)$$

em que K é o critério apresentado por Dean, Re o número de Reynolds, r o raio da seção transversal do tubo e R o raio de curvatura que é o raio do círculo em que esse tubo é enrolado.

A Equação 10 apresenta o número de Dean proposto por White (1929), a partir do critério de Dean apresentado anteriormente. Este é o formato mais aplicado por diversos autores no estudo do escoamento de fluidos em tubos curvados (ZHOU e SHAH, 2002a; SHAQLAIH e KAMEL; 2013).

$$De = Re \sqrt{\frac{r}{R}} \quad (10)$$

em que De é o número de Dean, Re o número de Reynolds, r o raio interno do tubo e R o raio de curvatura.

Segundo Ghobadi e Muzychka (2015), em baixos valores de número de Dean, o perfil de velocidade axial de fluidos em tubos curvados é parabólico e similar ao perfil de velocidade em um tubo reto na região plenamente desenvolvida. Já em maiores números de Dean, a velocidade máxima é deslocada em direção à parede externa do tubo devido à força centrífuga.

De acordo com Hasan (2013), em menores números de Dean, as forças viscosas predominam frente às centrífugas e a velocidade máxima axial fica na “metade” mais interna do tubo. À medida que o número de Reynolds aumenta, a força centrífuga passa a predominar e a velocidade máxima axial se desloca para a parte mais externa da curvatura (Figura 12).

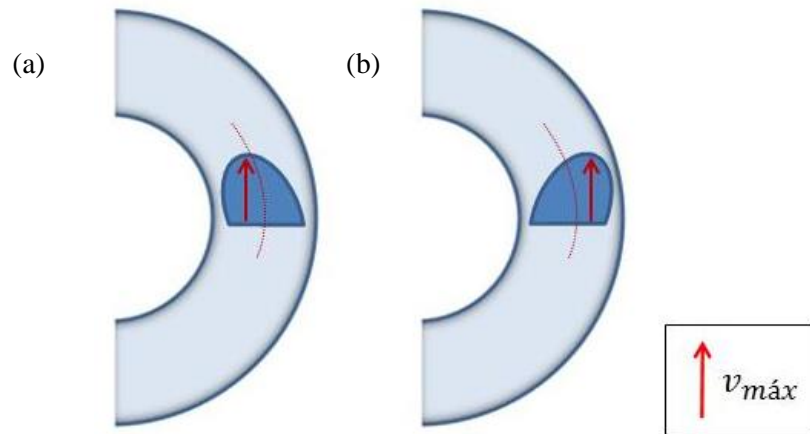


Figura 12. Ilustração da velocidade máxima axial quando as (a) forças viscosas e as (b) forças centrífugas predominam (Fonte: PEREIRA, 2018).

2.6 escoamento Primário e Secundário

Uma das principais características do escoamento em um tubo curvado é a ocorrência de um escoamento secundário perpendicular ao escoamento principal (ZHOU e SHAH, 2002b, HASAN, 2013). Este escoamento ocorre sobreposto à direção desejada e altera significativamente a transferência de quantidade de movimento e energia no tubo curvado em relação a um tubo reto (ZHENG *et al.*, 2000). Diversos autores atribuem este efeito ao desequilíbrio entre as forças inerciais e centrífugas na direção radial da bobina (MEDJANI e SHAH, 2000, JAIN *et al.*, 2004, CASTIGLIA *et al.*, 2010, GHOBADY e MUZICHKA, 2015).

Eustice (1910, 1911) foi o primeiro autor a observar experimentalmente o escoamento secundário utilizando um tubo curvado transparente. O autor injetou filamentos de cores diferentes no fluido a ser bombeado e observou os caminhos das linhas de fluxo secundárias. Dean (1927, 1928) formulou matematicamente o escoamento de fluidos em tubo curvado sob as condições de fluxo totalmente desenvolvidas. Dessa forma, o autor confirmou a existência de um escoamento secundário composto por um par de vórtices em contra rotação como observado na Figura 13. Por terem sido descritos por Dean, são conhecidos como vórtices de Dean (AZOUZ *et al.*, 1998; RAO, 1999).

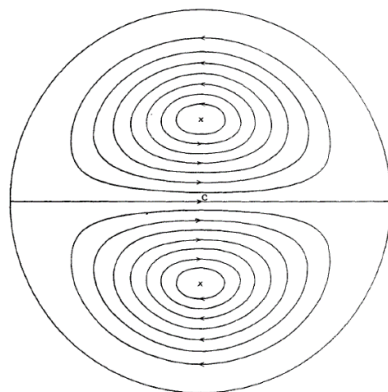


Figura 13. Par de vórtices na seção transversal de um tubo curvado (Fonte: DEAN, 1927).

De acordo com Barua (1963), quando um fluido escoar em um tubo curvado estacionário, um gradiente de pressão através do tubo é necessário para equilibrar a força centrífuga resultante da curvatura. A pressão na parte da parede mais longe do centro de curvatura do tubo é maior do que na parte que está mais perto dela. As camadas de fluido próximas às paredes estão se movendo mais lentamente que o fluido na porção central, logo necessitam de um gradiente de pressão menor para equilibrar sua força centrífuga. Em consequência, é estabelecido um fluxo no qual o fluido próximo às paredes se move para dentro e o fluido no centro do tubo se move para as paredes. Segundo Jain *et al.* (2004), a força centrífuga desloca a região de alta velocidade para a parte mais externa do tubo e, ao atingir a região da camada limite, o fluido retorna à parte mais interna do tubo devido ao gradiente de pressão. Este fenômeno foi demonstrado por Shah *et al.* (2004), onde simulações numéricas foram usadas para demonstrar esses efeitos.

A quantidade de vórtices no escoamento em tubo curvado pode variar. Liu e Masliyah (1993) estudaram numericamente o efeito da torção no escoamento secundário e previram que, para alta torção, o fluxo secundário é reduzido a apenas um vórtice. Através de simulação numérica, Huettl e Friedrich (1999) concluíram que a magnitude do escoamento secundário em tubos curvados aumenta com a diminuição do raio de curvatura (aumento da torção). Já Hasan (2013) afirmou que, à medida que o número de Reynolds aumenta, os vórtices de Dean tornam-se mais fortes e podem ser divididos em dois ou mais vórtices menores. Pode-se concluir que, tanto a curvatura, quanto o número de Reynolds, afetam o escoamento secundário e é válido ressaltar que o número de Dean contempla estes dois efeitos.

Segundo Ghobadi e Muzychka (2015), o aumento do número de Dean gera um aumento do escoamento secundário em tubo curvado. Neste caso, além das forças centrífugas, as forças inerciais e de pressão também influenciam o escoamento e as forças viscosas afetam apenas uma fina camada limite próxima à parede do tubo (ITO, 1969).

Adler (1934), Barua (1963) e Mori e Nakayama (1965) mostraram que, em altos números de Dean ($De > 100$), as linhas de corrente mais centrais no tubo têm um comportamento de um fluido sem viscosidade tendo o início da camada limite viscosa nas regiões mais próximas à parede. Weissman e Mockros (1967) obtiveram soluções numéricas que mostraram pouco efeito nas taxas de transporte em números de Dean menores que 20. A Figura 14 apresenta a variação das linhas de corrente do escoamento secundário em função do número de Dean.

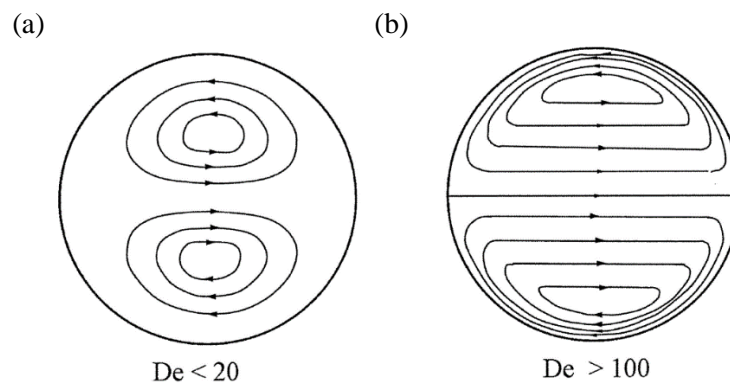


Figura 14. Fluxo do escoamento secundário na seção transversal com (a) baixo e (b) alto número de Dean (Fonte: DRAVID *et al.*, 1971).

O escoamento secundário afeta o escoamento primário, deslocando a região de velocidade máxima do fluxo principal para a parte externa da parede. Logo, a perda de carga da fração de fluido perto da parede do tubo aumenta e o fluido experimenta mais resistência ao escoamento (BARUA, 1963; ZHENG *et al.*, 2000). A Figura 15 apresenta este efeito, assim como a influência do aumento do número de Dean nos perfis de velocidade axial. A Figura 16 ilustra o efeito do aumento do número de Dean tanto no escoamento secundário, quanto no primário simultaneamente.

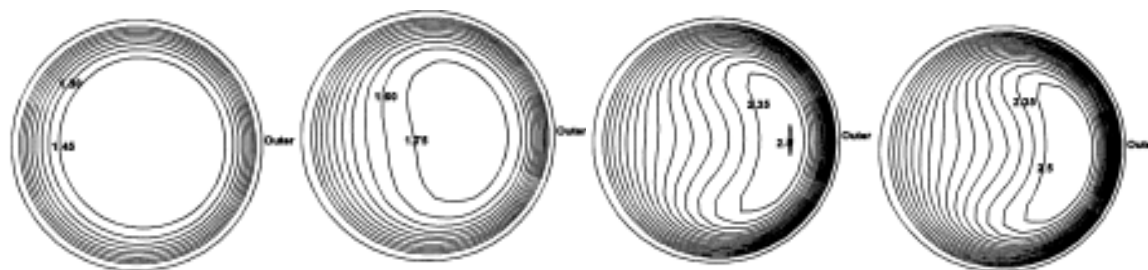


Figura 15. Efeito do aumento do número de Dean no escoamento primário da direita para a esquerda (Fonte: Adaptado de ZHENG *et al.*, 2000).

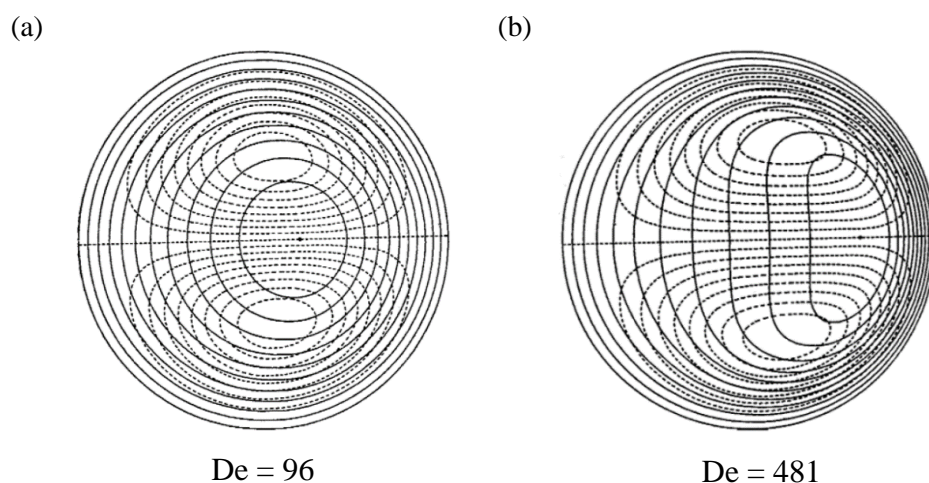


Figura 16. Linhas de corrente do escoamento secundário e primário com o número de Dean igual a (a) 96 e (b) 481 (Fonte: Adaptado de McCONALOGUE e SRIVASTAVA, 1968).

O escoamento secundário aumenta a taxa de troca de calor e de massa e por isso muitos processos utilizam tubos em espiral (NAPHON e WONGWISES, 2006, HASAN, 2013, GHOBADY e MUZICHKA, 2015). Além disso, esta geometria promove um aumento da taxa de transferência de quantidade de movimento, aumentando a perda de carga deste escoamento em relação a um trecho reto a uma mesma vazão e comprimento de tubo (JAIN *et al.*, 2004, NAPHON e WONGWISES, 2006; SHAQLAIH e KAMEL, 2013). De acordo com Srinivasan (1970), a maior perda de carga pode ser explicada pela concentração de maiores velocidades na parede externa do tubo, enquanto para Azouz *et al.* (1998), isso é uma consequência do desequilíbrio entre as forças que atuam na direção radial do tubo. Segundo Rao (2002), a perda de carga em tubo curvado será afetada pela razão de curvatura, raio do tubo, regime de escoamento e propriedades do fluido.

2.7 Perda de Carga

2.7.1 Conceitos básicos de perda de carga

A perda de carga pode ser definida como a dissipação de energia gerada pelo atrito ao longo do escoamento. No escoamento interno em tubulações, as partículas de fluido em contato com a parede adquirem velocidade nula e passam a influir nas partículas vizinhas através da viscosidade e da turbulência. A fim de que o fluido vença a resistência ao seu movimento, parte de sua energia precisa ser dissipada reduzindo sua pressão total devido ao efeito combinado da viscosidade e da inércia (CRUZ, 2008). Dessa forma, a perda de carga também pode ser designada como perda por fricção ou perda por atrito. Segundo Fox *et al.* (2006), a intensidade da dissipação de energia é influenciada pelas características do fluido (viscosidade, densidade), as condições operacionais (vazão) e pela tubulação em que o escoamento ocorre (diâmetro, comprimento e rugosidade).

A perda de carga total em uma tubulação pode ser dividida em distribuída e localizada. A perda de carga distribuída é referente à diminuição gradativa da pressão total ao longo do comprimento do tubo de seção constante. Já a perda de carga localizada é causada pelas peças necessárias para a montagem da tubulação e para controle do fluxo do escoamento. Válvulas, reduções e conexões, por exemplo, provocam variação brusca da velocidade em módulo e/ou direção. Estes acidentes possuem um coeficiente de perda tabelado e um valor de comprimento de trecho reto que forneça a mesma perda de carga deste acidente. As perdas de carga distribuída e localizada podem ser calculadas por meio das Equações 11 e 12, respectivamente (FOX *et al.*, 2006).

$$h_d = f_D \frac{L \langle v \rangle^2}{D 2g} \quad (11)$$

$$h_s = f_D \frac{L_{eq} \langle v \rangle^2}{D 2g} = K \frac{\langle v \rangle^2}{2g} \quad (12)$$

em que h_d é a perda de carga distribuída, h_s a perda de carga localizada, f_D o fator de atrito de Darcy, L o comprimento do tubo, D o diâmetro do tubo, $\langle v \rangle$ a velocidade média, g a aceleração da gravidade, L_{eq} o comprimento equivalente e K o coeficiente de perda.

O fator de atrito é um parâmetro adimensional empregado para calcular a perda de carga devido ao atrito. Este parâmetro considera o efeito da resistência ao escoamento de um fluido tanto na perda de carga localizada, quanto na distribuída. No escoamento de um fluido em tubo reto e em regime laminar, o fator de atrito é em função apenas do número de Reynolds, podendo ser calculado pelas equações de Darcy (Equação 13) e de Fanning (Equação 14). Entretanto no regime de transição ou no regime turbulento, a rugosidade relativa da tubulação passa a influenciar no cálculo do fator de atrito (FOX *et al.*, 2006).

$$f_D = \frac{64}{Re} \quad (13)$$

$$f = \frac{16}{Re} \quad (14)$$

Diversos autores desenvolveram correlações de fator de atrito experimentalmente, analiticamente ou numericamente tanto em trechos retos como em tubos curvados (TOMITA, 1959; CHURCHILL; 1977; MISHRA e GUPTA; 1979; MCCANN e ISLAS.; 1996). Devido à complexidade das condições de fluxo em um tubo curvado, não é possível calcular a perda de carga distribuída como se calcula no trecho reto. Como discutido anteriormente, o fluido muda de direção constantemente e, devido à força centrífuga, o escoamento secundário afeta significativamente a perda de carga.

Segundo Pereira (2018), a definição de um coeficiente de perda ou de um comprimento equivalente para tubo curvado não é trivial e o método encontrado para prever a perda de carga usa correlações de fator de atrito propostas para esse tipo de geometria. As correlações podem ser em função do número de Dean, número de Reynolds e razão de curvatura e dependem do regime de escoamento (laminar ou turbulento) e das características do fluido (Newtoniano ou não-Newtoniano).

2.7.2 Trecho reto e *coiled tubing*

Estudos teóricos e experimentais mostram que a perda de carga em tubos curvados é maior que a obtida em um tubo reto para uma mesma geometria e número de Reynolds (GHOBADY e MUZICHKA, 2015). A curvatura oferece um aumento da taxa de transferência de quantidade de movimento, aumentando a perda de carga deste escoamento em relação a um trecho reto a uma mesma vazão e comprimento de tubo (JAIN *et al.*, 2004, NAPHON e WONGWISES, 2006; SHAQLAIH e KAMEL, 2013).

Grindley e Gibson (1908) foram os primeiros autores a observarem esta diferença ao escoarem ar em uma mesma vazão e comprimento de tubos curvados e retos. Este efeito foi similarmente observado por Eustice (1910) ao bombear água em tubos com diferentes curvaturas. Segundo Barua (1963), o aumento da resistência ao fluxo é baixo quando a curvatura do tubo é pequena, mas pode ser até seis ou sete vezes a resistência de um tubo reto. Em 1998, Azouz *et al.* avaliaram a diferença de queda de pressão de água e goma guar em trecho reto e curvado. Foi observado um aumento da perda de carga com o aumento do número de Reynolds, de 31 a 44%. Já Guan *et al.* (2014) observaram um aumento da diferença de pressão de 11 a 17% em tubo curvado com razão de curvatura de 0,0242.

Medjani e Shah (2000) utilizaram três fluidos poliméricos obtendo um fator de atrito e, conseqüentemente, uma perda de carga até 4 vezes maior em um tubo curvado. Zhou e Shah (2004b) atribuem este efeito ao escoamento secundário e Xuejun *et al.* (2015) afirmam que a interação entre as forças centrífugas e viscosas geram uma maior pressão na parte enrolada na

bobina. Como comentado na Seção 2.5.3, no tubo curvado há uma extensão da faixa do número de Reynolds para o regime laminar. Logo, mesmo mantendo o número de Reynolds no tubo curvado e no reto, além da considerável diferença de perda de carga, o escoamento pode estar em regimes diferentes (ALI, 2001).

Segundo Shah *et al.* (2009), em maiores números de Reynolds, a diferença de perda de carga entre o tubo curvado e o tubo reto torna-se maior. Esta diferença pode ser explicada porque o efeito da força centrífuga se torna mais pronunciado à medida que a velocidade tangencial aumenta.

2.7.3 Fluidos Newtonianos e não-Newtonianos

A fim de calcular a perda de carga no escoamento de fluidos em *coiled tubing*, diversos autores desenvolveram estudos teóricos e experimentais obtendo diferentes correlações de fator de atrito. Cada correlação apresenta restrições devido a aproximações teóricas ou limitações experimentais tendo o regime de escoamento e o tipo de fluido como principais agentes limitantes. O comportamento reológico de fluidos não-Newtonianos acrescenta certa complexidade ao estudo do escoamento em tubos curvados. Segundo Zhou e Shah (2004b), um maior número de estudos utilizando fluidos Newtonianos é encontrado em comparação com fluidos não-Newtonianos.

No estudo de fluidos Newtonianos, em geral, as correlações de regime turbulento foram desenvolvidas experimentalmente, enquanto que para o regime laminar há correlações teóricas e experimentais. Segundo Zhou e Shah (2004b), as correlações teóricas podem ser subdivididas em função do método utilizado: soluções numéricas, soluções analíticas para pequenos números de Dean e soluções utilizando o método de aproximação da camada limite para altos números de Dean. Dean (1928), Jones (1960), Thomas e Walters (1965), Larrain e Bonilla (1970), Germano (1982) e Robertson e Muller (1996) desenvolveram soluções analíticas simplificando as equações do escoamento e expandindo as soluções em uma série de potência em função do número de Dean. Em contrapartida, as soluções numéricas foram obtidas resolvendo numericamente as equações de Navier-Stokes para o escoamento em tubos curvados utilizando diferenças finitas. Como exemplos desta abordagem, tem-se as correlações de fator de atrito desenvolvidas por Patankar *et al.* (1974) e Dennis (1980). A aplicação do método de aproximação da camada limite foi utilizada por Adler (1934) e Barua (1963), subdividindo a seção transversal do tubo em duas regiões: a região do central onde as linhas de corrente do fluido têm o comportamento de um fluido sem viscosidade e a camada limite próxima à parede onde o efeito viscoso é significativo.

A Tabela 3 apresenta correlações de fator de atrito para escoamento de fluidos Newtonianos em tubo curvado no regime laminar. É válido ressaltar que entre as correlações apresentadas apenas as de Srinivasan *et al.* (1968) e Mishra e Gupta (1979) foram desenvolvidas experimentalmente. Uma característica que pode ser observada nas correlações é que todas apresentam uma razão entre o fator de atrito para trecho curvado (f_c) e para trecho reto (f_r) com mesmo diâmetro. O fator de atrito para trecho reto pode ser calculado utilizando as Equações 12 e 13 apresentadas anteriormente, sendo necessária a busca dos artigos originais para verificar se as correlações foram desenvolvidas com base em Darcy ou Fanning.

Tabela 3. Correlações de fator de atrito para escoamento de fluidos Newtonianos em tubos curvados em regime laminar.

Autor	Correlações	Condições
Dean (1928)	$\frac{f_c}{f_r} = \left[1 - \left(\frac{K}{576} \right)^2 (0,03058) + \left(\frac{K}{576} \right)^4 (0,03058) \right]^{-1}$	$K < 576$
Adler (1934)	$\frac{f_c}{f_r} = 0,1064(De)^{0,5}$	$De > 10^2$
Barua (1963)	$\frac{f_c}{f_r} = 0,509 + 0,0918(De)^{0,5}$	$10^2 < De < 10^4$
Srinivasan <i>et al.</i> (1968)	$\frac{f_c}{f_r} = 0,1125(De)^{0,5}$	$De > 300$ $7 < R/r < 104$
Mishra e Gupta (1979)	$\frac{f_c}{f_r} = 1 + 0,033(\log De)^4$	$1 < De < 3.000$
Dennis (1980)	$\frac{f_c}{f_r} = 0,388 + 0,1015(De)^{0,5}$	Alto Dean

O uso do fator de atrito para trecho reto nas correlações traz uma complexidade para a previsão da perda de carga, visto que seu cálculo varia de acordo com o regime de escoamento. As correlações de fator de atrito para tubo curvado em função do fator de atrito de Fanning só devem ser utilizadas em Reynolds menores que 2.100. Entretanto, como dito anteriormente, o regime laminar para trecho curvado é estendido a valores bem mais altos de Reynolds. Logo, em Reynolds maiores que 2.100, o fator de atrito para trecho reto deveria ser calculado utilizando correlações para regime turbulento gerando um ponto de inflexão. Embora haja esta inflexão no cálculo do f_r , o regime permanece laminar para o trecho curvado e a relação entre o Reynolds e o f_c permanece contínua. Assim, pode-se concluir que uma correlação utilizando a razão $\frac{f_c}{f_r}$ pode ser desenvolvida e aplicada para valores de Reynolds de até, no máximo, 2.100 (ALI, 2001).

A determinação do regime de escoamento em um trecho curvado e consequente escolha da correlação de fator de atrito a ser utilizada não é algo trivial, pois não é possível a definição de um único valor de Reynolds para limitar a aplicação das correlações como em um trecho reto (PEREIRA, 2018). Por isso, as condições de restrição das correlações são função do número de Dean, que considera tanto a geometria de escoamento (razão de curvatura, diâmetro e comprimento) quanto as propriedades do fluido (viscosidade e densidade) e a vazão de escoamento.

A Tabela 4 apresenta correlações de fator de atrito para escoamento de fluidos Newtonianos em tubo curvado no regime turbulento. Pode-se observar que apenas a correlação desenvolvida por Mishra e Gupta (1979) utiliza o fator de atrito em trecho reto. Neste caso específico, este termo é calculado por meio da equação de Blasius usada em regime turbulento para fluidos Newtonianos. Todas as correlações apresentadas foram desenvolvidas experimentalmente.

Em seus experimentos, Srinivasan *et al.* (1970) e Mishra e Gupta (1979) obtiveram dados de perda de carga em tubo curvado em regime laminar e turbulento, obtendo equações distintas para cada regime (Tabela 3 e 4). Já White (1932) obteve uma única correlação cuja aplicação cobre os dois regimes, como pode ser observado na Tabela 4.

Com o intuito de estudar experimentalmente o escoamento de fluidos Newtonianos em um sistema *coiled tubing*, Pereira (2018) desenvolveu uma unidade experimental com 375 metros de tubo de cobre com diâmetro de ½ in em similaridade a um sistema *coiled tubing* real. A unidade é subdividida em 8 camadas tendo seu raio de curvatura variando entre 0,0138 e 0,0177. A autora realizou testes de perda de carga bombeando água em uma faixa de vazão de 0,05 a 0,65 m³/h. Os dados de vazão e queda de pressão obtidos permitiram a avaliação do Reynolds crítico, de correlações de fator de atrito no regime laminar e turbulento e da influência da curvatura e do comprimento do tubo na queda de pressão. Uma metodologia de previsão da perda de carga na região enrolada de um sistema *coiled tubing* foi proposta e o erro percentual relativo entre os valores de queda de pressão experimentais e calculados foi menor que 5%.

Tabela 4. Correlações de fator de atrito para escoamento de fluidos Newtonianos em tubos curvados em regime turbulento.

Autor	Correlações	Condições
White (1932)	$f_c = 0,08Re^{-0,25} + 0,012\left(\frac{r}{R}\right)^{0,5}$	$1.500 < Re < 10^5$
Ito (1959)	$f_c = \frac{1}{4}\left(\frac{r}{R}\right)^{0,5} \left\{ 0,029 + 0,304 \left[Re \left(\frac{r}{R}\right)^2 \right]^{-0,25} \right\}$	$0,034 < Re(r/R)^2 < 300$
Srinivasan <i>et al.</i> (1970)	$f_c = \frac{0,084(r/R)^{0,2}}{De^{0,2}}$	$De_c < De < 14.000$
Mishra e Gupta (1979)	$f_c = f_r + 0,0075\left(\frac{r}{R}\right)^{0,5}$ $f_r = \frac{0,079}{Re^{0,25}}$	$4.500 < Re < 10^5$

Como dito anteriormente, o escoamento de fluidos não-Newtonianos em tubos curvados é pouco estudado com relação a fluidos Newtonianos. Entre os estudos de fluidos não-Newtonianos, o desenvolvido por Mashelkar e Devarajan (1977) se destaca por avaliar teoricamente, experimentalmente e numericamente o fenômeno. Seguindo a aproximação da camada limite de Ito (1969), os autores resolveram numericamente as equações de fluxo para um fluido de lei de potência para escoamento laminar e turbulento. Correlações empíricas para ambos os escoamentos foram desenvolvidas para fluidos viscoelásticos. Segundo Azouz *et al.*, (1998) as correlações empíricas de fator de atrito propostas por Mashelkar e Devarajan (1977) para o escoamento turbulento de fluidos não-Newtonianos têm baixa aplicabilidade em problemas de engenharia.

Em 1979, Mishra e Gupta também desenvolveram um estudo experimental utilizando fluidos não-Newtonianos em tubos curvados e correlações empíricas foram obtidas. Soluções de CMC em

diferentes concentrações foram bombeadas em tubos curvados com variação de razão de curvatura (0,003 a 0,15) e número de Reynolds (10^2 a 10^5). Segundo os autores, o comportamento não newtoniano altera a espessura da camada limite de fluido, onde o comportamento pseudoplástico provoca seu espessamento, enquanto o comportamento dilatante do fluido a torna mais fina que a dos fluidos Newtonianos.

McCann e Islas (1996) avaliaram o escoamento de água e soluções de bentonita e cal em tubo curvado em uma unidade experimental composta por 3 bobinas com diferentes diâmetros de tubo. Os autores utilizaram a correlação de Srinivasan (1970) para modelar os dados experimentais do escoamento de água e a partir desta correlação, propuseram uma nova correlação de fator de atrito para fluidos que seguem o modelo reológico de *Power-Law*.

Azouz *et al.* (1998) também conduziram um estudo experimental avaliando o escoamento turbulento de fluidos não-Newtonianos em tubos curvados. Os autores utilizaram água e soluções de goma guar escoando em uma faixa de Reynolds de $2,0 \times 10^3$ a $3,36 \times 10^4$. A partir dos dados experimentais, correlações empíricas para o cálculo do fator de atrito foram obtidas em função do fator de atrito para tubo reto. Além disto, foi observada uma diminuição do fator de atrito obtido para a solução de polímero de 29 a 78% em relação a água.

Willingham e Shah (2000) propuseram uma correlação empírica para o cálculo do fator de atrito baseada em uma série de testes de escoamento de soluções poliméricas em tubos curvados com diferentes comprimentos e diâmetros internos. A faixa de Reynolds avaliada pelos autores foi de 10^3 a 10^5 . Os parâmetros da correlação proposta são funções da viscosidade aparente e da geometria da tubulação. Neste mesmo ano, Medjani e Shah (2000) fizeram uma avaliação da perda de carga para fluidos não-Newtonianos utilizando 3 fluidos poliméricos com concentrações distintas. A faixa de Reynolds avaliada foi de $9,0 \times 10^2$ a $1,0 \times 10^5$. O objetivo dos autores era avaliar o efeito de comprimentos e diâmetros na perda de carga assim como utilizar correlações de fator de atrito já propostas para simular os dados experimentais. Foi observado um aumento da queda de pressão com o aumento da vazão volumétrica e da concentração de fluido. Além disto, pôde-se observar que em uma mesma razão de curvatura, a variação de comprimento teve um efeito mínimo no fator de atrito. Os autores também propuseram uma nova correlação empírica com parâmetros dependendo da razão de curvatura, do número de Dean e dos parâmetros reológicos do modelo *Power-Law*.

Shah e Zhou (2003) discutiram as características da redução da perda de carga de soluções poliméricas em tubos enrolados avaliando o efeito da curvatura e concentração de polímero. Este efeito foi também discutido por Tsang e James (1980) e Zhou e Shah (2004b). Segundo os autores, os aditivos poliméricos reduzem o escoamento secundário e, conseqüentemente, a perda de carga. Zhou e Shah (2004b) apresentaram uma revisão sobre o estudo da perda de carga tanto de fluidos Newtonianos quanto não-Newtonianos em tubos curvados. Além de apresentarem as correlações presentes na literatura, os autores desenvolveram um estudo experimental utilizando goma guar e o polímero PHPA (poliacrilamida parcialmente hidrolisada). Os autores não puderam obter com precisão o valor do Reynolds crítico, visto que a transição entre os regimes é muito gradual,

especialmente para fluidos não-Newtonianos. A correlação proposta por Willingham e Shah (2000) obteve boa predição dos resultados experimentais em uma faixa de Reynolds de $5,0 \times 10^2$ a $1,0 \times 10^4$.

Visando obter uma simulação numérica do fenômeno, Jain *et al.* (2004) resolveram as equações da continuidade e do momento utilizando a simulação Fluidodinâmica (CFD). O escoamento foi considerado constante, isotérmico e incompressível. Através dos resultados foi possível concluir que o aumento da perda de carga com o aumento da razão de curvatura é mais acentuado para fluidos não-Newtonianos.

Shah *et al.* (2009) apresentaram um estudo experimental utilizando lamas de perfuração para fraturamento hidráulico. Diferentes concentrações de areia foram utilizadas e uma correlação experimental para o cálculo da perda de carga foi proposta e aplicada em um caso real de faturamento hidráulico. A correlação considera a concentração de areia, sendo que quando a concentração é nula, a perda de carga calculada é referente ao fluido base. Os dados experimentais do caso real foram simulados com um erro médio menor que 5%.

Kamel e Shaqlaih (2015) apresentaram uma revisão contendo trabalhos e correlações de fator de atrito desenvolvidas para diferentes tipos de fluidos não-Newtonianos: fluidos poliméricos, espumas, lama de perfuração para faturamento hidráulico, surfactantes e fluidos a base de bentonita. Os autores dividem as correlações em função do tipo de tubo (reto ou curvado), escoamento (laminar e turbulento) e fluido (newtoniano e não newtoniano).

A Tabela 5 apresenta algumas das correlações desenvolvidas para o cálculo do fator de atrito para fluidos não-Newtonianos que seguem o modelo da potência.

Tabela 5. Correlações de fator de atrito para o escoamento de fluidos não-Newtonianos em tubos curvados.

Autor	Correlações	Condições
Mashelkar e Devarajan (1977)	$f_c = (9,069 - 9,438n + 4,374n^2) \left(\frac{r}{R}\right)^{0,5} De'^{(-0,768+0,122n)}$	$70 < De' < 400$
	$De' = \frac{(2r)^n < v >^{2-n} \rho}{K} \left(\frac{r}{R}\right)^{0,5}$	$0,01 < r/R < 0,135$
Mishra e Gupta (1979)	$f_c = f_r [1 + 0,033(\log De)^4]$ $f_r = \frac{16}{Re_2}$ $Re = \frac{D < v > \rho}{K \left(\frac{8 < v >}{D}\right)^{n-1}}$	$10 < De < 3.000$ $0,71 < n < 1$

Tabela 5 (Continuação). Correlações de fator de atrito para o escoamento de fluidos não-Newtonianos em tubos curvados.

Autor	Correlações
McCann e Islas (1996)	$f = \frac{1,06a}{Re_p^{0,8b}} \left(\frac{r}{R}\right)^{0,1}$ $a = \frac{\log(n)+3,93}{50} \quad b = \frac{1,75-\log(n)}{7}$ $0,0097 < r/R < 0,135$ $0,66 < n < 1$
Willingham e Shah (2000)	$\sqrt{f} = A + \frac{B}{\sqrt{Re_p}}$ $A = \frac{1}{288,6 + 623,5 \ln(d)} + \frac{0,062 - 0,0108d^2 \ln(d)}{\sqrt{\mu_{511}}}$ $B = \frac{1}{0,2265 + \frac{0,09182}{d^2}} - \frac{\left(8,834 - \frac{3,216}{d^2}\right)^2}{\mu_{511}^2}$

2.8 Troca térmica

2.8.1 Conceitos básicos de troca térmica

Antes de apresentar o fenômeno de troca térmica no escoamento de fluidos em tubo curvado, é válido definir conceitos básicos sobre este fenômeno. Segundo Incropera *et al.* (2008), a transferência de calor pode ser definida como a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperaturas no espaço. Os efeitos desta transferência de energia podem ser mensurados por meio da temperatura de dois sistemas ou de um sistema e sua vizinhança. Se dois corpos com temperaturas diferentes entram em contato, parte da energia do corpo de maior temperatura será cedida ao corpo de menor temperatura. (KREITH *et al.*, 2011). Sempre que houver um gradiente de temperatura em um meio ou entre meios, necessariamente haverá transferência de calor (INCROPERA *et al.*, 2008). De acordo com Fernandes *et al.*, (2006), a dissipação do gradiente de temperatura é uma busca do meio para atingir o equilíbrio térmico, fenômeno explicado através da Segunda Lei da Termodinâmica.

O calor latente e o calor sensível são unidades de grandezas físicas que especificam a quantidade de calor adicionada ou removida de uma substância ou de um corpo para que ele sofra uma alteração térmica ou mudança de seu estado físico. A troca térmica por calor latente pode ser definida como a quantidade de calor necessária para alteração da coesão molecular que provoca uma mudança de estado do sistema (OLIVEIRA, 2012). Segundo Cividini (2017), o calor sensível é a energia necessária para alterar a temperatura de um material sem que haja mudança de seu

estado de agregação (mudança de fase). O calor sensível pode ser calculado segundo a Equação 15.

$$Q_{sensível} = mC_p\Delta T \quad (15)$$

em que $Q_{sensível}$ é a quantidade de calor (J), m é a massa (kg), C_p é o calor específico (J/kg.K) e ΔT a variação de temperatura (K). O calor específico é uma característica do material que está tendo sua temperatura modificada e ele representa a quantidade de calor necessária para uma dada massa de material ter uma dada variação de temperatura.

De acordo com Kreith *et al.* (2011), existem três formas principais de propagação de calor: condução, radiação e convecção. Para que aconteçam, é necessário que haja um gradiente de temperatura e, para convecção, além do transporte de calor, há transferência de massa. Em diversos processos, as três formas de transferência de calor atuam simultaneamente (KERN, 1980).

Segundo Çengel e Ghajar (2011), a condução é a transferência de calor das partículas mais energéticas de uma substância para as menos energéticas adjacentes através das interações entre elas. Esta transferência de calor ocorre por um gradiente de temperatura em um meio estacionário, que pode ser um sólido ou um fluido, devido à colisão e movimentação aleatória de seus átomos, moléculas e/ou elétrons. A taxa de calor por condução é expressa pela Lei de Condução de Calor (Lei de Fourier) (Equação 16).

$$q_{condução} = -k_t A_n \frac{dT}{dx} \quad (16)$$

em que $q_{condução}$ é a taxa de calor por condução (W), k_t é a condutividade térmica (W/m.K), A_n é a área normal à direção da transferência de calor (m^2) e $\frac{dT}{dx}$ o gradiente de temperatura ao longo do comprimento (K/m). Em coordenadas cilíndricas ou esféricas o gradiente será em função do raio $\left(\frac{dT}{dr}\right)$. A condutividade térmica é uma característica de cada material e o sinal negativo da Lei de Fourier é resultado do calor transferido na direção de temperatura decrescente.

A radiação térmica é a energia emitida pela matéria, devido a alterações nas configurações de elétrons dos seus átomos ou moléculas. A emissão ocorre principalmente a partir de superfícies sólidas, mas também pode ocorrer a partir de gases e líquidos. Neste tipo de propagação de calor, a energia é transportada por ondas eletromagnéticas (fótons). A radiação emitida por uma superfície tem sua origem na energia térmica da matéria e a taxa de calor na qual a energia é liberada pode ser definida como poder emissivo. Além disto, a radiação pode incidir sobre uma superfície a partir de sua vizinhança, como, por exemplo, o sol. A taxa na qual a radiação incide sobre uma área unitária da superfície é designada como irradiação (INCROPERA, 2008). Segundo Bird *et al.* (2004), um corpo pode emitir, absorver e refletir a radiação térmica. A taxa de radiação pode ser calculada a partir da Equação 17.

$$q_{\text{radiação}} = \sigma \varepsilon A (T_s^4 - T_{\text{amb}}^4) \quad (17)$$

em que $q_{\text{radiação}}$ é a taxa de calor por radiação térmica ($W = J/s$), σ é a constante de Stefan Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$), ε é a emissividade (adim.), A_s é a área da superfície (m^2), T_s é a temperatura da superfície (K) e T_{amb} a temperatura ambiente (K).

A última forma de transferência de calor a ser definida é a convecção. A transferência ocorre entre uma superfície sólida e um fluido adjacente (líquido ou gás) em movimento (ÇENGEL e GHAJAR, 2011). A convecção é uma união de dois mecanismos: o movimento molecular aleatório (difusão) e o movimento global do fluido. No movimento macroscópico do fluido, muitas moléculas se movimentam coletivamente como um agregado. Diante de um gradiente de temperatura, este movimento contribui para a transferência de calor que pode ser definida como advecção. As moléculas presentes nesses agregados mantêm seus movimentos aleatórios característicos de uma transferência por condução. Logo, a transferência de calor total por convecção é devida à sobreposição da difusão com a advecção (INCROPERA, 2008).

A interação entre uma superfície e um fluido em movimento desenvolve uma camada limite hidrodinâmica ou de velocidade. Nela, a velocidade do fluido varia entre zero, no contato com a superfície, e um valor finito associado ao movimento do fluido. Associada à camada limite hidrodinâmica, há uma camada limite térmica decorrente do gradiente de temperatura entre o sólido e o fluido. A transferência por difusão é dominante próximo à superfície do sólido e, à medida que a camada limite cresce, a contribuição da advecção progride na direção do escoamento. Logo, o calor é conduzido para o interior da camada limite, arrastado na direção do escoamento, sendo posteriormente transferido para o fluido que se encontra no exterior da camada (INCROPERA, 2008). O gradiente de temperatura na interface sólido-fluido depende da natureza do escoamento, particularmente da velocidade do fluido (KREITH *et al.*, 2011).

A convecção pode ser considerada natural ou forçada de acordo com o escoamento do fluido. Segundo Bird *et al.* (2004), se o escoamento for provocado por uma diferença de densidade, que é causada pela diferença de temperatura, a convecção é natural ou livre. No entanto, se o escoamento de fluido é forçado por meios externos (bomba, ventilador, ventos atmosféricos), a convecção torna-se forçada. De acordo com Kreith *et al.* (2011), a principal diferença entre os dois tipos de convecção é que, na forçada, a velocidade do fluido mais afastada da superfície se aproxima da velocidade imposta pela força externa, enquanto na natural a velocidade de convecção aumenta com o aumento da distância da superfície e depois diminui. Este comportamento da convecção natural ocorre pois o efeito viscoso diminui rapidamente com a distância da superfície, enquanto a diferença de densidade diminui mais lentamente. Esta interação de forças fará com que a velocidade atinja um máximo e então se aproxime de zero longe da superfície aquecida. Os campos de temperatura na convecção natural e forçada têm formas semelhantes e, em ambos os casos, o mecanismo de transferência de calor na interface sólido-fluido é a condução.

Tipicamente, a energia transferida por convecção é a energia sensível ou térmica interna do fluido. Entretanto, há processos nos quais também existe a troca de calor latente associada a uma

mudança de fase entre os estados líquido e vapor do fluido, como por exemplo na ebulição e na condensação (INCROPERA, 2008). A Equação 18 apresenta a Lei de Resfriamento de Newton para o cálculo da taxa de transferência de calor por convecção.

$$q_{convecção} = hA(T_s - T_f) \quad (18)$$

em que $q_{convecção}$ é a taxa de calor por convecção (W), h é o coeficiente convectivo de troca térmica (W/m²K), A é área de troca térmica (m²), T_s é a temperatura da superfície (K) e T_f a temperatura do fluido (K).

O coeficiente convectivo de troca térmica depende das condições da camada limite que são influenciadas pela geometria da superfície, pela natureza do escoamento do fluido e por uma série de propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido (INCROPERA, 2008). Segundo Kreith *et al.* (2011), o coeficiente depende da densidade, viscosidade, condutividade térmica, calor específico e velocidade do fluido. Os estudos sobre a convecção se reduzem à avaliação de procedimentos pelos quais o coeficiente convectivo pode ser determinado.

Bird *et al.* (2004) afirmaram que um dos mecanismos utilizados para a determinação do coeficiente convectivo de calor é a definição do número de Nusselt (Nu). Este adimensional relaciona as variáveis que influenciam o coeficiente e pode ser representado pela Equação 19 na sua forma média.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}L_c}{k_f} \quad (19)$$

em que \overline{Nu} é o número de Nusselt médio (adim.), \bar{h} é o coeficiente convectivo de troca térmica médio (W/m²K), L_c é o comprimento característico (m) e k_f a condutividade térmica do fluido (W/m.K).

Correlações de Nusselt são desenvolvidas experimentalmente a fim de relacionar o número de Nusselt com adimensionais ligados às variáveis que influenciam na convecção. Na convecção natural, as correlações de Nusselt são em função dos números de Grashof e Prandtl (Equações 20 a 22). Já na convecção forçada, as correlações de Nusselt passam a ser função de Reynolds e Prandtl (Equação 23).

$$\overline{Nu} = f(Gr, Pr) \quad (20)$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (21)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (22)$$

$$\overline{Nu} = f(Re, Pr) \quad (23)$$

em que Gr é o número de Grashof (adim.), Pr é o número de Prandtl (adim.), g é a aceleração da gravidade (m/s^2), β é o coeficiente de dilatação térmica ($1/K$), T_s é a temperatura da superfície (K), T_∞ é a temperatura de referência ambiente (K), L_c é o comprimento característico (m), ν é a viscosidade cinemática (m^2/s) e α a difusividade térmica (m^2/s).

2.8.2 Troca térmica em *Coiled Tubing*

Devido ao tamanho compacto e ao alto coeficiente de transferência de calor em comparação com o tubo reto, os tubos curvados são utilizados como trocadores de calor em processos de geração de energia, indústrias nucleares, sistemas de refrigeração, reatores químicos, processos alimentícios e instalações de processamento térmico (NAPHON, 2006; PAWAR e SUNNAPWAR, 2013). Sabe-se que o coeficiente de transferência de calor em tubo curvado é significativamente maior em comparação com o tubo reto. O aumento da taxa de transferência de calor pode ser explicado pelo escoamento secundário induzido pela força centrífuga (PAWAR *et al.*, 2015).

Jeschke (1925) foi o primeiro autor a relatar a diferença entre o coeficiente de transferência de calor de tubos curvados e retos. Mori e Nakayama (1965) constataram que em altos números de Dean, os coeficientes de transferência de calor são mais altos no tubo curvo do que em um tubo reto. Os autores investigaram a convecção forçada de ar escoando em regime turbulento considerando dois tipos de condições de contorno na parede: fluxo de calor constante e temperatura constante. Foi observado que o aumento na taxa de transferência de calor em regime laminar é maior do que em regime turbulento. Em números mais elevados de Reynolds e Prandtl, a turbulência torna-se um fator dominante sobre o escoamento secundário tornando o coeficiente de transferência de calor comparável àqueles obtidos em tubos retos. Uma conclusão semelhante foi apresentada por Garimella (1988) e Hasan (2013). Os autores observaram que, em baixos números de Reynolds, as forças centrífugas são mais fracas, e as correntes convectivas têm forte influência no fluxo. Segundo Bai *et al.* (1999), este efeito pode ser explicado pela diminuição da camada limite em um maior número de Reynolds.

Dravid *et al.* (1971) investigaram numericamente o efeito do escoamento secundário na transferência de calor em regime laminar, tanto na região completamente desenvolvida quanto na região de entrada térmica. Para isso, água foi bombeada em um tubo curvado cuja razão de curvatura utilizada foi de 0,05. Foi relatado que o coeficiente de transferência de calor sofre uma oscilação cíclica à medida que a distância axial aumenta até que o fluxo totalmente desenvolvido seja atingido, após o qual a oscilação é amortecida. Os autores desenvolveram uma correlação de Nusselt válida para números de Dean entre 50 e 200. Rindt *et al.* (1999) estudaram o desenvolvimento do fluxo convectivo de água considerando temperatura constante e fixa na parede. Verificou-se que, tanto a transferência de calor como o fluxo secundário exibiram um comportamento oscilatório na direção axial. Em altos números de Grashof, este fenômeno diminuiu devido a efeitos estabilizadores de estratificação.

Tarbell e Samuels (1973) estudaram as características da transferência de calor no escoamento de água em um tubo enrolado através da solução numérica de equações de momento e

energia usando um método implícito. Já Bolinder e Sunden (1996) resolveram as equações de Navier-Stokes e de energia utilizando o método dos volumes finitos. A transferência de calor convectiva forçada para vários números de Dean e Prandtl foi analisada e correlações para o número de Nusselt foram propostas.

Yang *et al.* (1995) apresentaram um modelo numérico para avaliar a transferência de calor convectiva no escoamento de fluido Newtoniano em regime laminar. Os efeitos do número de Dean, da torção e do número de Prandtl foram discutidos considerando a temperatura da parede constante. Os resultados revelaram que o gradiente de temperatura aumenta em um lado da parede do tubo e diminui no outro lado com o aumento da torção. Em maiores números de Prandtl, o número de Nusselt diminui significativamente à medida que a torção aumenta. Segundo Xin e Ebadian (1996), o número de Nusselt muda significativamente à medida que os números de Prandtl e Dean aumentam no escoamento laminar.

O efeito das propriedades do fluido, da razão de curvatura, da reologia e do número de Reynolds no desempenho da transferência de calor em tubos curvados foi investigado por diversos autores (LIOU, 1992; ZHENG *et al.*, 2000; PRABHANJAN *et al.*, 2002; SHOKOUHMAND e SALIMPOUR, 2007; NAPHON, 2007; NOROUZI *et al.*, 2009; KUMAR *et al.*, 2014).

Zheng *et al.* (2000) aplicaram o método de volumes finitos em uma simulação Fluidodinâmica (CFD) para resolver as equações governantes considerando o modelo tridimensional. A convecção forçada e a radiação térmica no escoamento de ar foram consideradas e perfis de temperatura, velocidade axial e velocidade radial foram obtidos. Os autores concluíram que a radiação térmica influencia significativamente a taxa total de transferência de calor e que, com o aumento da curvatura, o escoamento secundário aumenta e as altas zonas axiais de velocidade e temperatura se deslocam para o lado externo da curvatura. Bai *et al.*, (1999) observaram que o coeficiente de transferência de calor na parede externa é 3 a 4 vezes maior que o da parede interna.

Em 2002, Prabhanjan *et al.* realizaram experimentos para comparar a troca térmica em tubos curvados e retos no aquecimento de líquidos. Os autores utilizaram dois níveis de temperatura (40 e 50 °C) e três níveis de vazão volumétrica de água (5, 15 e 25 L/min) obtendo números de Reynolds entre $7,7 \times 10^3$ e $4,1 \times 10^4$. O modelo experimental desenvolvido foi utilizado para determinar o aumento da temperatura e dos coeficientes de transferência de calor e o tubo curvado teve, em média, um coeficiente de transferência de calor 1,16 e 1,43 vezes maior do que o tubo reto para 40 e 50°C, respectivamente.

Ghobadi e Muzychka (2013) realizaram um estudo experimental sobre o aumento da transferência de calor no escoamento de água e óleos de silicone em tubos curvados considerando temperatura constante na parede. A faixa de Reynolds avaliada foi de 7 a $2,0 \times 10^3$. Os autores avaliaram o efeito da curvatura na transferência de calor em um comprimento constante, bem como o efeito do aumento da transferência de calor, alterando o comprimento em uma curvatura constante. Seus resultados experimentais mostraram que o aumento do comprimento em uma mesma curvatura resulta em um aumento significativo da transferência total de calor.

Pawar e Sunnapwar (2013) avaliaram a troca térmica no escoamento de água em tubo curvado com variação de razão de curvatura (0,0757, 0,064 e 0,055) e número de Reynolds ($3,1 \times 10^3$ e $9,6 \times 10^3$). Os autores conduziram os experimentos imergindo o tubo curvado em um tanque com água a temperatura constante, visto que este tipo de condição de contorno é encontrado em diversas aplicações industriais. Correlações presentes na literatura foram utilizadas para simular a variação de temperatura obtendo-se baixos desvios. Valores de coeficientes convectivos internos e externos foram calculados para diferentes diâmetros de bobina. À medida que o diâmetro da bobina aumenta, os coeficientes de transferência de calor diminuíram devido à redução dos efeitos do escoamento secundário. Segundo Ali (2006), à medida que a área da superfície externa da bobina aumenta, o coeficiente de transferência de calor externo diminui.

Algumas correlações para o cálculo do número de Nusselt para fluidos Newtonianos em tubos curvados são apresentadas na Tabela 6. Nota-se que as correlações apresentadas são função do número de Dean e Prandtl, sendo o número de Dean uma função do número de Reynolds e da razão de curvatura. Vale ressaltar que estas correlações foram desenvolvidas para convecção forçada.

Tabela 6. Correlações de número de Nusselt para fluidos Newtonianos em tubos curvados de seção circular (convecção forçada).

Autor	Correlações	Condições
Kalb e Seader (1974)	$Nu = 0,836(De)^{0,5}(Pr)^{0,1}$	$De > 80$ $0,7 < Pr < 5$
Janssen e Hoogendoorn (1978)	$Nu = 0,7Re^{0,43}Pr^{1/6}\left(\frac{R}{r}\right)^{0,07}$	$De > 20$ $20 < Pr < 40$
Yildiz <i>et al.</i> (1997)	$Nu = 0,0551(De)^{0,864}(Pr)^{0,4}$	$1.265 < De < 2.850$ $Pr = 0,7$
Rainieri <i>et al.</i> (2012)	$Nu = 1,168(De)^{0,47}(Pr)^{0,16}$	$12 < De < 280$ $125 < Pr < 280$

(Fonte: Adaptado de GHOBADI; MUZYCHKA, 2015).

Um maior número de estudos utilizando fluidos Newtonianos é encontrado em comparação com fluidos não-Newtonianos. Os trabalhos desenvolvidos consideram o modelo reológico *Power-Law*. Segundo Rajasekharan *et al.* (1970), Olivier e Asghar (1976), Hsu e Patankar (1982) e Nigam *et al.* (2001), sob as mesmas condições de escoamento e número de Prandtl, os fluidos pseudoplásticos têm coeficientes de transferência de calor menores que os fluidos Newtonianos. Já para os fluidos dilatantes, os coeficientes são maiores do que os encontrados para fluidos Newtonianos.

Rajasekharan *et al.* (1970) desenvolveram um estudo experimental utilizando soluções de CMC (pseudoplástico) e silicato de sódio (dilatante) como fluidos não-Newtonianos. A temperatura da parede do tubo curvado foi mantida constante. Foi observado que os coeficientes de transferência de calor aumentaram com a diminuição do índice de comportamento. Os autores desenvolveram uma correlação de Nusselt para fluidos não-Newtonianos em função do número de Graetz, do índice de comportamento e da razão de curvatura. O índice de consistência não foi considerado, visto que não alterou significativamente os coeficientes de transferência de calor.

Já Olivier e Asghar (1976) utilizaram fluidos viscoelásticos em seus estudos experimentais em diferentes concentrações de polímero PAA (poli-ácido acrílico). Os autores observaram uma diminuição do número de Nusselt com o aumento da concentração do polímero para um mesmo número de Graetz. Duas correlações foram desenvolvidas para diferentes faixas do número de Dean. Ambas são calculadas utilizando os dois parâmetros reológicos de *Power-Law*, o número de Dean e o número de Graetz.

Uma solução numérica para a troca térmica de fluidos não-Newtonianos foi proposta por Nigam *et al.* (2001) considerando o sistema toroidal de coordenadas. Foi observado que o escoamento secundário é reduzido com a diminuição do índice de comportamento e a sua dependência com o número Dean é semelhante à dos fluidos Newtonianos. Devido ao escoamento secundário, o número de Nusselt não diminui continuamente com a distância axial, mas sofre oscilações cíclicas. Essas oscilações diminuem à medida que o fluxo totalmente desenvolvido é alcançado. Além disto, os autores observaram que o comprimento de entrada térmico aumenta com o aumento da pseudoplasticidade do fluido para um determinado número de Dean e Prandtl. A partir de um valor particular desses adimensionais, o número de Nusselt aumenta com o aumento dos parâmetros reológicos de *Power-Law*.

Pimenta e Campos (2012) desenvolveram uma avaliação experimental utilizando fluidos Newtonianos (solução de glicerol) e não-Newtonianos (soluções de carboximetilcelulose e goma xantana). Uma análise reológica dos componentes elásticos e viscosos dos fluidos não-Newtonianos foi desenvolvida. Os números de Nusselt para as soluções de CMC são, em média, ligeiramente superiores aos dos fluidos Newtonianos, para números idênticos de Prandtl e Dean. Como resultado, o componente viscoso do polímero tende a potencializar o escoamento secundário. Já os números de Nusselt das soluções de GX são significativamente menores do que os das soluções newtonianas. Portanto, o componente elástico do polímero tende a diminuir a força centrífuga. Uma correlação global para o cálculo do número de Nusselt em função do número de Péclet foi proposta utilizando o número de Dean e o número de Weissenberg para todas as soluções Newtonianas e não-Newtonianas avaliadas.

A Tabela 7 apresenta as correlações do número de Nusselt desenvolvidas para convecção forçada de fluidos não-Newtonianos em tubo curvado. É válido ressaltar que o modelo reológico utilizado para todas as correlações é do tipo *Power-Law*.

Tabela 7. Correlações de número de Nusselt para fluidos não-Newtonianos em tubos curvados de seção circular (convecção forçada).

Autor	Correlações	Condições
Rajasekharan <i>et al.</i> (1970)	$Nu = \left(\frac{3n+1}{4n}\right)^{0,7n} \left(1,98 + 1,8\frac{R}{r}\right) Gz^{0,7}$	$0,4 < n < 2$ $10 < Gz < 1000$ $800 < Re < 9000$ $10 < Pr < 100$
Olivier e Asghar (1976)	$Nu = 1,75 \left(\frac{3n+1}{4n}\right)^{0,33} Gz^{0,33} (1 + 0,36De^{0,25}) \left(\frac{\delta_m}{\delta_w}\right)^{0,14}$	$0,415 < n < 0,87$ $60 < De < 2000$ $\delta_m = 8^{n-1}K$ $\delta_w = 8^{n-1}K_w$ Newtoniano: $15 < De < 1020$
Pimenta e Campos (2012)	$Nu = 0,486 \left[\left(\frac{3n+1}{4n}\right)^{0,275n} \left(0,717 + 0,993\frac{R}{r}\right) Pe^{0,275} \right] (1 + 0,728De^{0,225})(Wi + 1)^{0,011(n-1)}$	$10 < Pr < 352$ Não-Newtoniano: $4 < De < 487$ $17 < Pr < 203$ $32 < Wi < 19700$ $0,34 < n < 0,90$

(Fonte: Adaptado de PIMENTA E CAMPOS, 2012).

Calçada *et al.* (2017) desenvolveram um modelo matemático para prever a troca térmica de pastas de cimento. A partir das leis de conservação de energia e momento, os autores consideraram a trocas térmicas entre o fluido, o metal e o ambiente. Dados de campo de escoamento de pasta de cimento em *coiled tubing* foram utilizados para validação da modelagem proposta, obtendo desvios menores que 10% entre os dados simulados e experimentais.

2.9 Considerações parciais

O escoamento de fluidos em tubos curvados apresenta diversos desafios devido ao escoamento secundário gerado pela curvatura da tubulação. A perda de carga e a troca térmica no escoamento são significativamente alteradas em comparação a um trecho reto, principalmente no escoamento de fluidos não-Newtonianos. Como apresentado anteriormente, a maioria dos trabalhos experimentais e teóricos presentes na literatura não consideram as múltiplas camadas presentes em um sistema *coiled tubing* utilizado em operações reais na indústria de petróleo. O primeiro trabalho a avaliar a perda de carga neste sistema foi o de Pereira (2018). A autora desenvolveu uma unidade experimental com similaridade dinâmica a um *coiled tubing* real e propôs uma modelagem matemática para o cálculo da perda de carga no escoamento de fluidos Newtonianos. Em contrapartida, o trabalho de Calçada *et al.* (2017) foi o primeiro a propor uma

modelagem para a obtenção de perfis de temperatura em um sistema *coiled tubing* utilizando dados reais de escoamento de pasta de cimento.

Na indústria de petróleo, a obtenção de perfis de pressão e temperatura neste tipo de escoamento auxilia a formulação de fluidos, além de simular a pressão de bombeio da operação, reduzindo o custo e o tempo do processo. Tendo em vista a complexidade da geometria composta por múltiplas camadas e das condições de contorno, faz-se necessário uma avaliação experimental detalhada do escoamento de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos, visando à obtenção de um modelo matemático que possa descrever o processo. Visando a simulação de um caso real, a modelagem matemática para obtenção de perfis de pressão e temperatura deve considerar o bombeamento sequencial de fluidos, a variação da razão de curvatura a cada camada e a alteração de diâmetro interno ao longo do comprimento. Visto que diferentes fluidos são bombeados em sequência na tubulação, a posição deles varia ao longo do *coiled tubing* em função do tempo e a interface entre eles precisa ser identificada.

Neste contexto, este trabalho visa ampliar o conhecimento a cerca do escoamento de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos em *coiled tubing* por meio de experimentos conduzidos em uma unidade piloto. Além disto, busca-se obter um modelo matemático para prever a perda de carga e a troca térmica no escoamento de uma sequência de fluidos, a fim de simular perfis de pressão e temperatura de um caso real.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo tem como objetivo apresentar a unidade experimental utilizada neste trabalho, assim como os testes experimentais realizados. Desta forma, os detalhes da unidade piloto de *coiled tubing* (unidade CT), os equipamentos nela contidos, o sistema de bombeio e o controle de temperatura serão descritos. Logo após, a caracterização dos fluidos será apresentada a fim de se obter a composição ideal para os testes experimentais, bem como as propriedades físicas necessárias para modelagem matemática. Por fim, os experimentos de perda de carga e de troca térmica serão descritos.

3.1 Unidade experimental

A unidade experimental utilizada neste trabalho foi desenvolvida por Pereira (2018) e, a seguir, ela será descrita assim como os equipamentos que a compõem. A unidade piloto desenvolvida para simular o *coiled tubing* real foi acoplada a um sistema de bombeio e controle de temperatura como ilustrado no desenho esquemático da Figura 17.

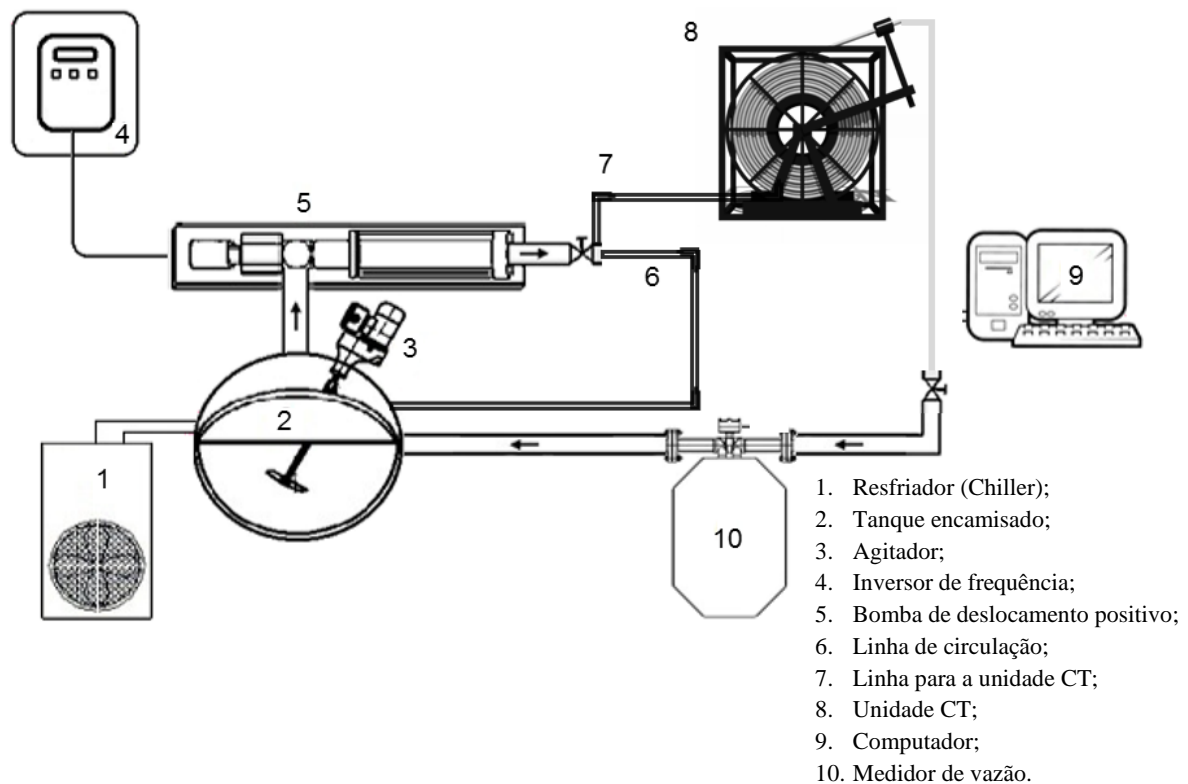


Figura 17. Desenho esquemático da unidade experimental.

(Fonte: Adaptado de PEREIRA, 2018).

O fluido é preparado em um tanque encamisado [2], onde o sistema de agitação [3] garante a homogeneização do mesmo. O controle de temperatura do fluido é feito por três resistências acopladas ao tanque, assim como pelo *chiller* [1], cujo sistema de bombeio é direcionado à camisa. O fluxo do fluido pela linha é controlado por um inversor de frequência [4] que controla a rotação da bomba de deslocamento positivo [5] e, conseqüentemente, a vazão. A linha de circulação do fluido [6] é composta por uma tubulação de aço de 2 in que direciona o fluido à unidade CT [8] com medições de pressão e temperatura a cada camada. Logo após, o fluido passa por um medidor de vazão [10] e é redirecionado ao tanque encerrando o circuito fechado de bombeamento. A Figura 18 apresenta imagens da unidade experimental descrita anteriormente.



Figura 18. Fotos da unidade experimental (Fonte: PEREIRA, 2018).

Nas seções seguintes, os equipamentos e sistemas que compõe a unidade experimental serão detalhados na seguinte ordem: unidade CT, termopares, transmissores de pressão, tanque encamisado, sistema de controle de temperatura, bomba de deslocamento positivo, medidor de vazão e aquisição de dados.

3.1.1 Unidade CT

A unidade CT foi construída visando a avaliação dos fenômenos de perda de carga e troca térmica em *coiled tubing* com maior precisão e reprodutibilidade. Dessa forma, a bobina da unidade é composta por um tubo de cobre subdividida em oito camadas. O tubo de cobre foi escolhido para representar o conjunto flexitubo-carretel pois é flexível, além de ser um bom condutor de calor. Pereira (2018) buscou atender às similaridades dinâmica e geométrica com a unidade de um caso real utilizando números adimensionais como base. A similaridade dinâmica foi proposta utilizando o número de Reynolds a ser obtido no escoamento de um fluido newtoniano. Já a similaridade geométrica foi garantida com a razão de curvatura das camadas.

Como a bobina tem oito camadas, conseqüentemente apresenta oito razões de curvatura, variando de 0,014 a 0,018. Cada camada é composta por vinte voltas, totalizando o comprimento

total de 375,8 m. A Tabela 8 apresenta as dimensões e especificações da bobina e do tubo de cobre fornecida pelo fabricante (Termomecânica). A empresa também forneceu o valor de calor específico a 20°C (Cobre Fosforado – UNSC12200), sendo esse de 0,092 cal/g°C. A Figura 19 apresenta uma foto da bobina antes de ser instalada na unidade experimental.

Tabela 8. Dados da bobina de tubo de cobre fornecidos pela fabricante.

Tubo		Bobina	
D _{padrão} (in)	½	D _{interno} (cm)	61,5
D _{externo} (mm)	12,70	D _{externo} (cm)	79,5
Espessura (mm)	0,79	Nº de camadas	8
Pressão de Trabalho (kgf/cm ²)	54,78	Nº de voltas por camada	20



Figura 19. Foto da bobina de tubo de cobre representando o *coiled tubing* numa escala piloto.

A fim de se obter medidas de pressão e temperatura dos fluidos bombeados na unidade CT, transdutores de pressão e termopares foram instalados em cada camada como pode ser visto na Figura 20. As Seções 3.1.2 e 3.1.3 irão apresentar as especificações destes sensores. A Tabela 9 apresenta a razão de curvatura e os comprimentos de cada camada da unidade experimental utilizada neste trabalho.

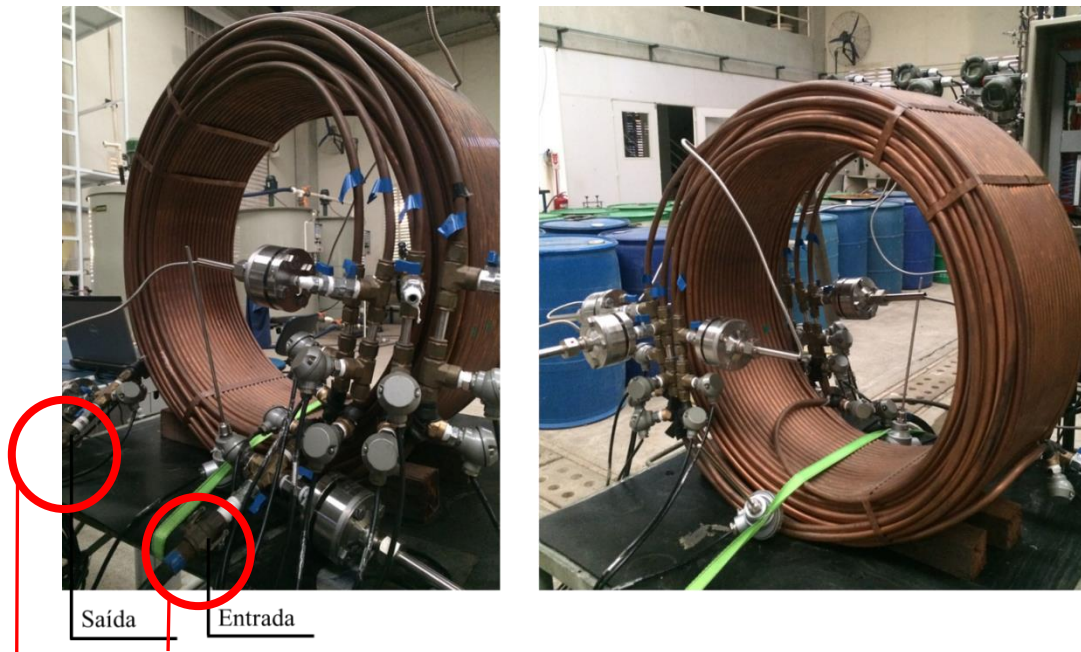


Figura 20. Foto das duas frentes da unidade CT.

Tabela 9. Geometria da unidade CT (razão de curvatura e comprimento).

Camada	Razão de Curvatura (r/R)	Comprimento de Cada Camada (L_N)
	adim	M
1 ^a	0,0177	41,1
2 ^a	0,0170	42,8
3 ^a	0,0164	44,5
4 ^a	0,0158	46,1
5 ^a	0,0152	47,8
6 ^a	0,0147	49,5
7 ^a	0,0143	51,1
8 ^a	0,0138	52,8
TOTAL		375,8

3.1.2 Termopares

A unidade CT conta com vinte e quatro termopares do tipo Pt-100 para medir a temperatura do metal e do fluido a cada camada, assim como a temperatura do ambiente. Os termopares possuem rosca de ½ in BSP, sendo que vinte e dois deles têm haste de 3 mm de espessura por 15 mm de comprimento e cabeçote miniatura. Já os dois termopares destinados à medição da

temperatura ambiente possuem haste de 6 mm de espessura e 500 mm de comprimento e cabeçote do tipo jumo. A Figura 21 apresenta a foto dos dois tipos de termopares presentes na unidade.



Figura 21. Termopar do tipo Pt-100 para aquisição da temperatura (a) do fluido e metal e (b) do ambiente.

Os termopares para medição de temperatura do fluido são rosqueados em uma conexão Tê, de modo que a ponta da haste fique no centro do tubo. Já os termopares do metal são rosqueados até tocar a parede externa do mesmo. A fim de promover um isolamento térmico nas conexões, uma fita isolante foi utilizada para envolvê-las. A Figura 22 apresenta as imagens de termopares instalados na unidade para medir a temperatura do fluido e do metal.

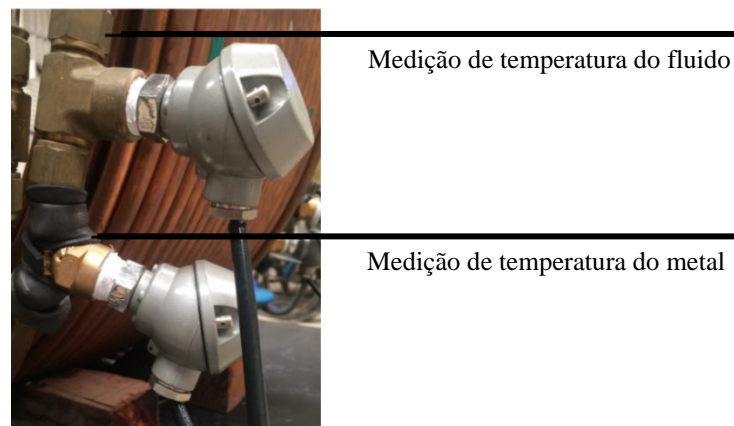


Figura 22. Termopares instalados em uma das camadas para medição da temperatura do fluido e do tubo.

3.1.3 Transdutores de pressão

Seis transmissores de pressão manométrica com selo remoto compõem a unidade CT. A pressão do fluido é medida sem que o fluido entre em contato com a cabeça do transmissor. O fabricante dos transmissores é a empresa Yokogawa e a faixa de calibração deles foi de 0 a 24 bar. Válvulas esfera foram acopladas à bobina em cada camada, na entrada e na saída. Um flange é usado para conectar o transmissor de pressão ao local onde se deseja medir facilitando a troca dos transmissores de posição. Os valores de pressão podem ser lidos por meio de um *display*, assim

como em um sistema de aquisição de dados. A Figura 23 apresenta os transmissores de pressão e a válvula esfera.

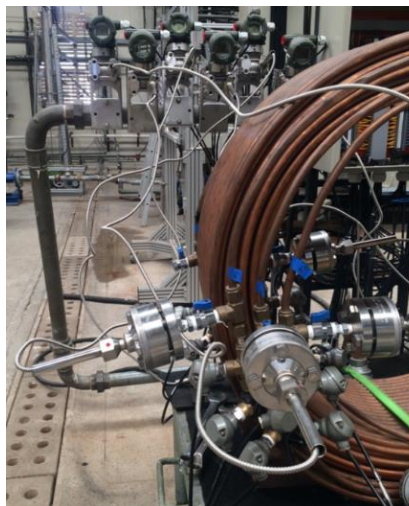


Figura 23. Transmissores de pressão manométrica instalados na unidade CT.

3.1.4 Tanque encamisado

O tanque de preparo dos fluidos (Figura 24) tem capacidade de 200 L e é feito de aço inox e é composto por um sistema de agitação com motor de 3,3 KW e rotação de até 1.800 rpm com dispersor tipo *cowles*. O tanque tem uma camisa para controle de temperatura, onde o aquecimento é feito por meio de 3 resistências elétricas de 5.000 kW e o resfriamento pela circulação de água proveniente de um *chiller*.



Figura 24. Tanque com agitador.

3.1.5 Sistema de controle de temperatura

O controle da temperatura foi feito por um sistema *on/off* de aquecimento e resfriamento. O aquecimento foi feito por três resistências elétricas, enquanto o resfriamento por um *chiller* cuja potência é de 15.000 kcal/h (Figura 25). Água foi utilizada para preenchimento da camisa, podendo atingir temperaturas na faixa de 0,5 a 95°C. Os equipamentos trabalham de forma acoplada a fim de se atingir o *setpoint* escolhido pelo usuário.



Figura 25. Chiller.

Ao utilizar esta unidade experimental, Pereira (2018) relatou que o controle de temperatura não era adequado, gerando perfis senoidais ao longo do tempo. Logo, foi proposta a instalação de um controlador mais preciso de temperatura para o tanque. A Figura 26 apresenta o controlador *on/off* UWK48 do fabricante COEL e a Figura 27 ilustra o novo controlador acoplado ao quadro do tanque. No *display* do quadro, as temperaturas em vermelho são os valores medidos e as em verde os escolhidos como *setpoint* no produto (fluido) e na camisa. O *setpoint* de 95°C da camisa foi escolhido pois indica o limite máximo que a temperatura do fluido da camisa pode chegar. Sendo assim, este valor evita que o fluido da camisa (água) evapore.



Figura 26. Controlador *on/off* da COEL.



Figura 27. Quadro de controle acoplado ao tanque.

Além da troca do controlador, uma mudança na ativação e desativação do *chiller* foi proposta. No sistema anterior, o resfriamento era acionado assim que a temperatura atingisse 1 °C acima do *setpoint* e toda a água quente da camisa era direcionada ao *chiller* a fim de baixar a temperatura. Como a massa de água quente era grande, o resfriamento não era imediato gerando um considerável aumento da temperatura do produto mesmo após o acionamento do resfriamento. Dessa forma foi proposto que o *chiller* armazenasse água gelada com circulação interna e quando o resfriamento fosse acionado, ele fornecesse pulsos de água gelada. Para isso, as conexões e válvulas do *chiller* foram alteradas, como pode ser visto na Figura 28. Enquanto há apenas a circulação interna, a água sai do *chiller*, passa pela válvula solenoide normalmente aberta (NA) da ASCO e retorna. Já quando o resfriamento é acionado, a válvula NA fecha e a normalmente fechada (NF) abre, redirecionando o fluxo para a camisa. Além disto, um relé temporizador da WEG (modelo ERWT-MF2-02MT1E05) foi adicionado ao quadro do *chiller* visando alterar o intervalo de tempo dos pulsos de água gelada conforme necessário.

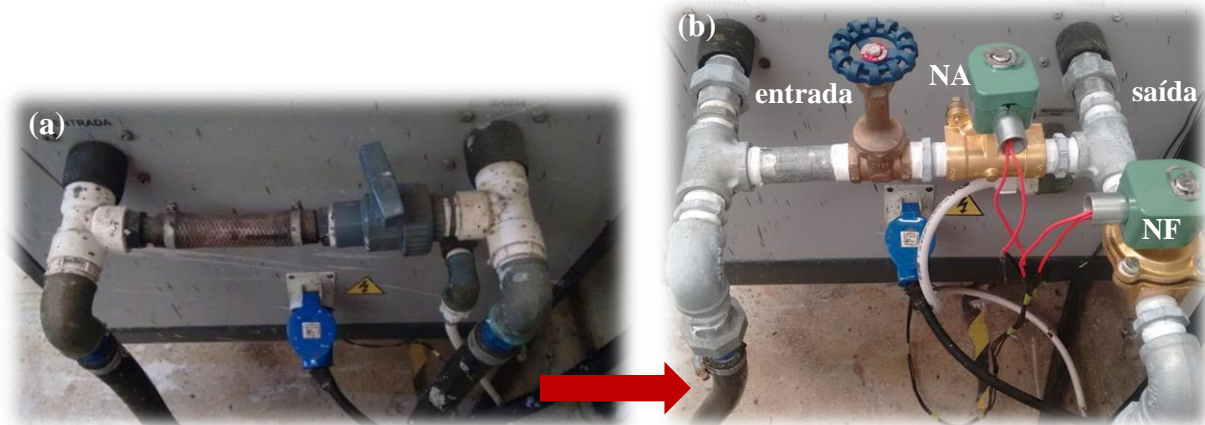


Figura 28. Foto das conexões e válvulas do *chiller* (a) antes e (b) após a alteração.

A temperatura do fluido a qual se deseja controlar é medida por meio de um termopar presente dentro do tanque. Este Pt-100 também pode ser colocado em qualquer posição na unidade CT de acordo com o teste proposto pelo usuário.

3.1.6 Bomba de deslocamento positivo

A bomba de deslocamento positivo de 25 HP foi controlada por meio de um inversor de frequência que altera a rotação do eixo da bomba e, conseqüentemente, a vazão do sistema, ver Figura 29. A bomba é de alta vazão (20 m³/h) e apresenta uma pressão máxima de recalque de 12 kgf/cm².



Figura 29. (a) Bomba de deslocamento positivo e (b) inversor de frequência.

3.1.7 Medidor de vazão

A medição da vazão foi feita por meio de um medidor de vazão mássico da empresa Metroval, modelo RHM 20. O equipamento verifica o fluxo de massa por efeito Coriolis com boa precisão e é indicado para medição de líquidos de alta e baixa viscosidade, lamas, suspensões e emulsões contendo partículas sólidas em suspensão. O medidor também possui tubulações internas de inox sendo resistente a fluidos corrosivos. Além da vazão, o medidor também fornece a densidade do fluido lidos por meio de um *display*. A Figura 30 apresenta o medidor de vazão e seu *display*, respectivamente.

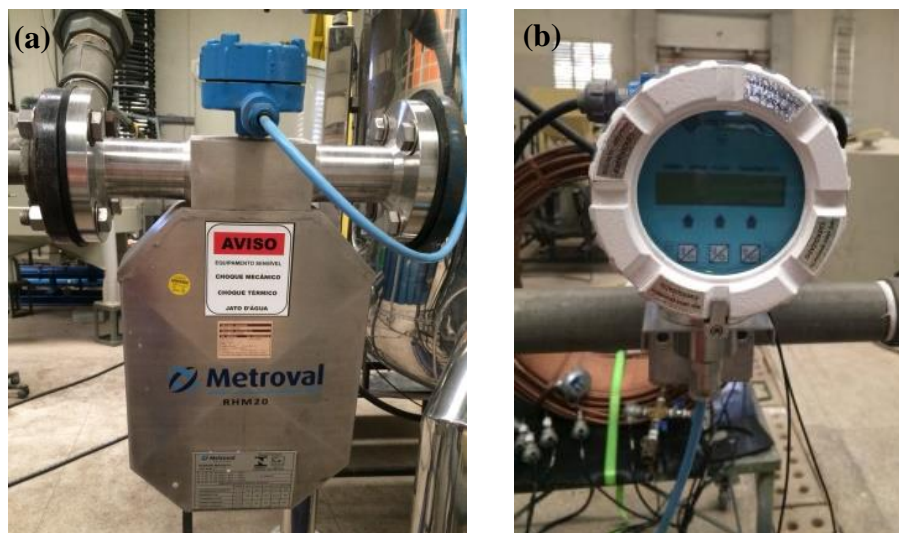


Figura 30. Foto (a) do medidor de vazão e (b) do seu *display*.

3.1.8 Aquisição dos dados

Para aquisição dos dados de temperatura, vazão e pressão, foram utilizados quatro módulos de aquisição com oito canais. Três deles são para os termopares cuja medida é uma relação com a resistência elétrica dos fios metálicos, que nesse caso são de platina (Pt). Estes módulos, da empresa Wago, recebem os fios conectados aos termopares em entradas para as termorresistências ou RTDs (sigla em inglês para *Resistance Temperature Detector*). O último módulo é de entrada analógica de 4 a 20 mA onde são instalados os transmissores de pressão e o medidor de vazão. Para visualização e aquisição de dados, um *software* foi desenvolvido pela empresa PMP Soluções cuja interface apresenta os dados lidos pelos equipamentos instalados. Através do programa é possível salvar os dados em intervalos de segundos, minutos ou horas em um cartão de memória presente no CLP (Controlador Lógico Programável). A comunicação entre o *software* e os módulos é feita através de um cabo ethernet. A Figura 31 mostra o CLP, apresentando os módulos, a entrada do cartão de memória e o cabo ethernet.

Três interfaces podem ser acompanhadas durante a realização de um experimento através do *software*. A primeira é a de temperatura (Figura 32a) e a segunda de dados de vazão e pressão (Figura 32b). Nelas, os valores medidos são indicados em tempo real e gráficos são sendo formados em função do tempo de teste. Na última interface, *Logger* (Figura 32c), todos os dados medidos são expostos, o início e o final da aquisição de dados são controlado e o nome do arquivo é definido. Nela, também se define o intervalo de aquisição dos dados: segundo, minuto ou hora.

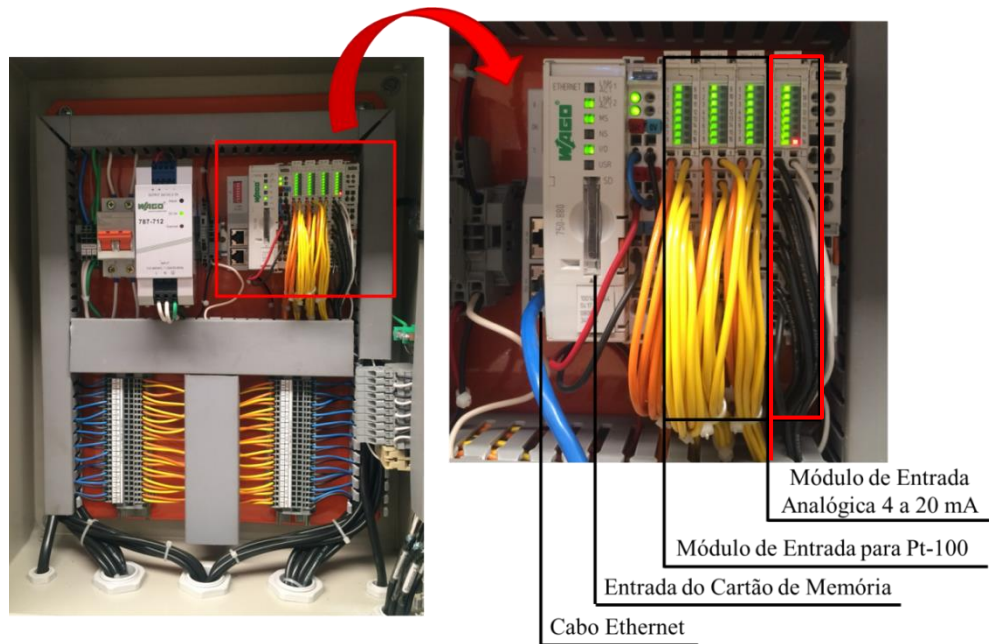
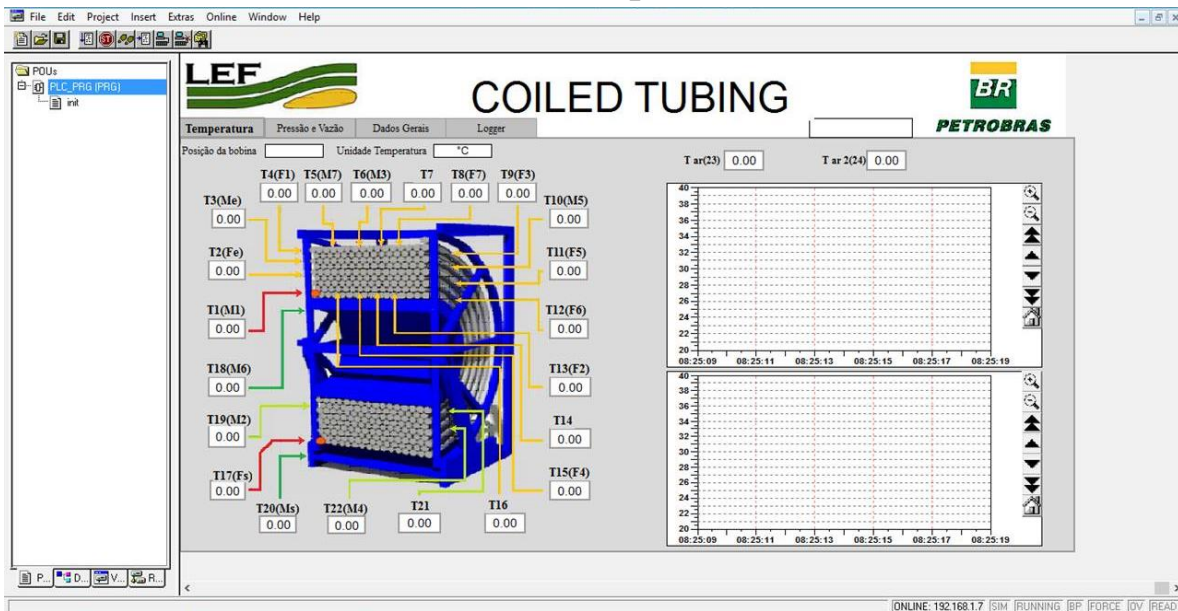


Figura 31. CLP com módulos de aquisição de dados de temperatura, pressão e vazão (Fonte: PEREIRA, 2018).

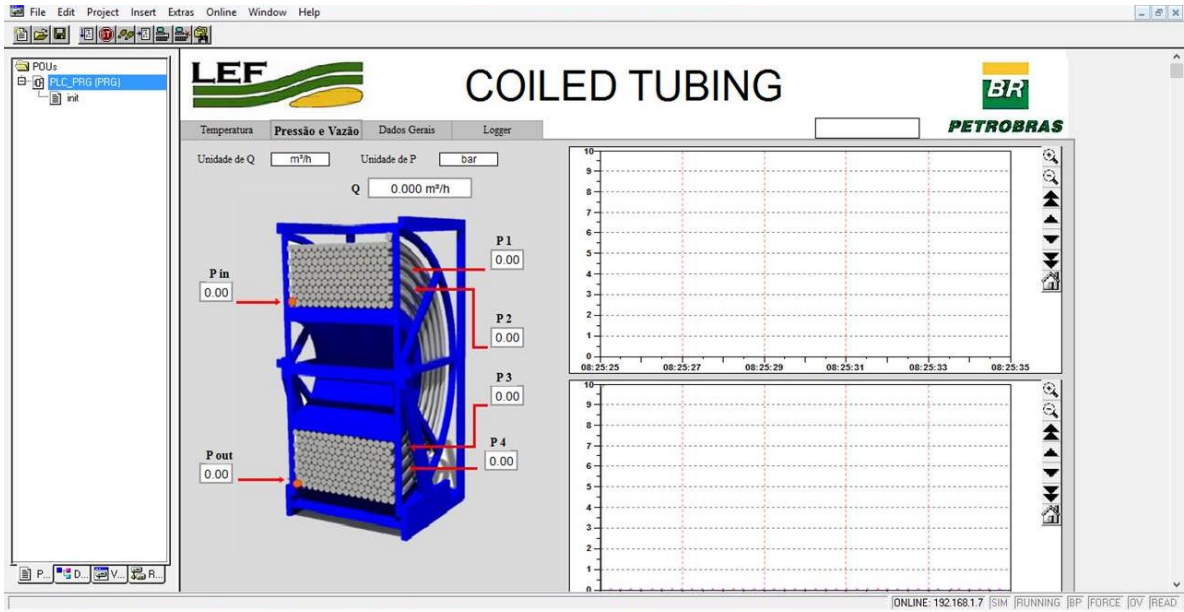
(a)

Aba de Temperatura



Aba de Pressão e Vazão

(b)



Aba de Registro

(c)



Figura 32. Interfaces do software com as abas de: (a) temperatura; (b) pressão e vazão e (c) logger.

3.2 Caracterização da Solução de Goma Xantana

A fim de avaliar experimentalmente a perda de carga e a troca térmica de fluidos não-Newtonianos em *coiled tubing*, optou-se por utilizar uma solução de goma xantana. Pastas de cimento não foram utilizadas nos experimentos para evitar sua cura e, conseqüente incrustação da unidade experimental. Logo, a solução de goma xantana foi caracterizada a fim de obter um comportamento reológico semelhante à pasta de cimento, além de obter propriedades essenciais para posterior modelagem matemática.

3.2.1 Caracterização reológica

Visando obter um comportamento reológico semelhante ao da pasta de cimento, um planejamento experimental foi proposto utilizando soluções de goma xantana em diferentes concentrações e temperaturas. As concentrações de polímero avaliadas foram de 1, 2, 3, 4 e 5 lb/bbl, enquanto as temperaturas foram 30, 40 e 50 °C, totalizando 15 análises reológicas.

O equipamento utilizado para as análises foi um reômetro rotacional HAAKE RheoStress 1 da Thermo Scientific TM (Figura 33) com a geometria de cilindros coaxiais DG43-Ti (Figura 34). A temperatura foi controlada utilizando um banho de circulação Thermo HAAKE K10 adaptado com um controlador digital com precisão de $\pm 0,02^{\circ}\text{C}$. Os ensaios foram realizados com taxa de deformação controlada, no intervalo de 0 a 1.021s^{-1} durante 300 segundos. Após a obtenção das curvas de escoamento, o modelo reológico *Power-Law*, foi utilizado para descrever os dados experimentais obtidos.



Figura 33. Reômetro rotacional HAAKE RheoStress 1
(Fonte: THERMOFISHER, 2015).



Figura 34. Geometria de cilindros coaxiais DG43-Ti.

3.2.2 Densidade

A densidade da solução polimérica foi medida através de uma balança de lama Fann modelo 140 (Figura 35). Esta propriedade física é utilizada no cálculo do número de Reynolds para fluido não-Newtoniano seguindo o modelo de *Power-Law* (Equação 5). A densidade obtida foi de 990 kg/m^3 .

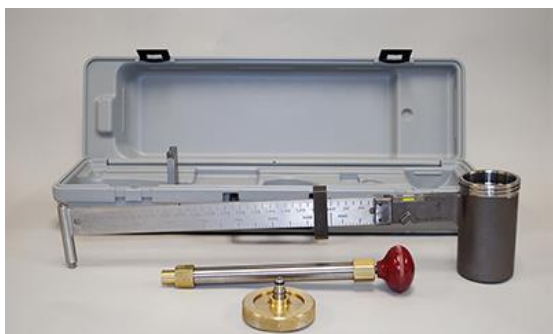


Figura 35. Balança de Lama (Fonte: FANN, 2017).

3.3 Estudo da perda de carga

O estudo da perda de carga foi conduzido a partir de testes experimentais na unidade CT com posterior validação de correlações de fator de atrito e proposta de modelagem matemática. O estudo foi desenvolvido tanto para fluidos Newtonianos quanto para não-Newtonianos utilizando água e solução de goma xantana nos testes experimentais.

Foram realizados experimentos para obtenção da perda de carga variando-se a razão de curvatura e a vazão volumétrica dos fluidos. Para isso, água e goma xantana foram bombeados na unidade experimental em diferentes vazões com temperatura inicial constante de 40°C . Para a água, as seguintes vazões foram utilizadas: 0,5, 0,6, 0,7, 0,8, 0,9, 1, 1,25, 1,5 e 1,7 m^3/h ; e para a goma xantana: 0,5, 0,6, 0,7, 0,8, 0,9, 1, 1,25, 1,5, 1,75 e 2 m^3/h . As vazões mais altas de ambos os fluidos foram diferentes devido à limitação da pressão de recalque da bomba.

A solução de goma xantana foi preparada com 2 lb/bbl de concentração em 150 L de água. Adicionalmente, 5 % v/v de antiespumante e 0,5 % v/v de glutaraldeído (bactericida) foram

adicionados à formulação para reduzir a formação de bolhas e a degradação do polímero, respectivamente. A concentração de goma xantana foi determinada após os testes reológicos, cujos resultados serão apresentados na Seção 4.1.1.

A temperatura inicial do fluido foi controlada por meio do sistema *on/off* de aquecimento e resfriamento do tanque encamisado. A fim de minimizar a transferência de calor com o ambiente, a bobina foi isolada termicamente com uma fita de fibra cerâmica (Figura 36).



Figura 36. Foto da bobina isolada termicamente.

Os fluidos foram bombeados camada a camada com medições de pressão no início e no final da camada. O bombeamento não foi feito na unidade completa a fim de reduzir a perda de carga do escoamento e obter maiores valores de vazão em função da pressão de recalque da bomba. A Figura 37 apresenta um esquema do bombeamento em uma única camada representando a entrada e saída de fluido, assim como os pontos de medição de pressão. Vale ressaltar que este procedimento foi feito nas 8 camadas com triplicatas em cada vazão, totalizando 80 testes para cada fluido. Na extremidade de cada camada, conexões foram instaladas para facilitar a inserção dos transdutores de pressão e das mangueiras de injeção do fluido, como apresentado na Figura 38.

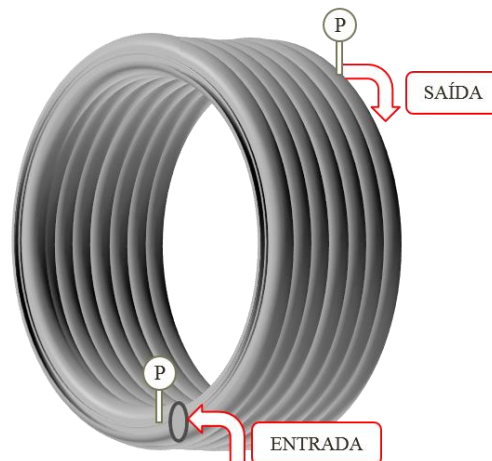


Figura 37. Esquema de bombeamento em uma única camada.

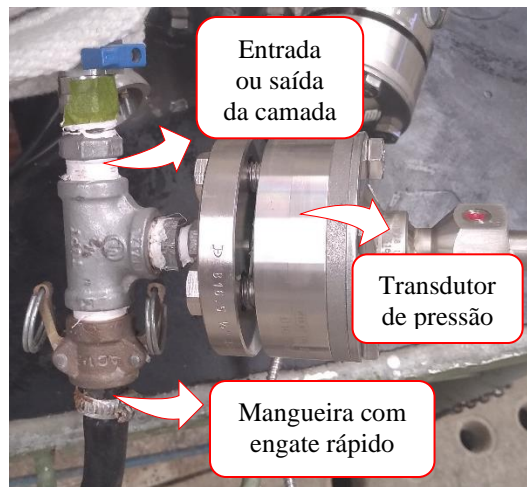


Figura 38. Foto da extremidade de uma camada.

Por meio desta metodologia experimental, obteve-se o diferencial de pressão em cada camada e, visto que a perda de carga total da bobina é a soma da perda de carga em cada camada, o diferencial de toda a unidade CT também foi obtido em função da vazão. Com os dados obtidos é possível validar as correlações de fator de atrito para tubo curvado, assim como toda a metodologia de cálculo a ser apresentada na Seção 4.1.

A verificação do regime de escoamento da água foi feita através das correlações de Reynolds crítico apresentadas na Tabela 2. Já para a solução de goma xantana, estas correlações foram utilizadas apenas para se obter uma aproximação deste ponto crítico. É essencial determinar o regime de escoamento, visto que a maioria das correlações de fator de atrito são desenvolvidas para um regime em específico, laminar ou turbulento. Além disto, uma avaliação da influência da razão de curvatura e do comprimento na perda de carga foi feita.

4. MODELAGEM MATEMÁTICA

Este capítulo tem como objetivo apresentar o desenvolvimento do modelo matemático para o cálculo da perda de carga e troca térmica no escoamento de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos em *coiled tubing*. Duas abordagens foram propostas para o cálculo da troca térmica considerando o regime permanente e transiente. A partir da modelagem matemática, é possível obter perfis de pressão e temperatura ao longo do tempo e do comprimento de tubo enrolado.

4.1 Perda de carga

A metodologia de cálculo da perda de carga em *coiled tubing* foi proposta a fim de simular não apenas os dados obtidos em laboratório, mas também o caso real em um processo de campo. Logo, hipóteses importantes precisam ser consideradas na modelagem matemática tais como: o bombeamento de uma sequência de fluidos com diferentes vazões, a variação da razão de curvatura em cada camada e a variação do diâmetro interno do tubo ao longo do comprimento. A bobina pode ser subdividida em trechos com diferentes diâmetros internos, pois uma maior espessura é encontrada no início da bobina e uma menor espessura é utilizada no fundo do poço para garantir e facilitar seu retorno a superfície. Visto que diferentes fluidos são bombeados em sequência na tubulação, a posição deles varia ao longo do *coiled tubing* em função do tempo e a interface entre eles precisa ser identificada. Além disso, a variação da vazão e do diâmetro interno altera a velocidade do fluido, alterando também a perda de carga.

A resolução do modelo matemático foi conduzida em linguagem FORTRAN tendo como dados de entrada a sequência de bombeamento dos fluidos (vazão volumétrica e tempo de bombeamento), as propriedades de cada fluido (parâmetros reológicos e densidade) e a geometria do *coiled tubing* (raio e largura do carretel, raio externo do tubo, número de trechos com diâmetros internos diferentes, comprimento e raio interno de cada trecho e comprimento de tubo injetado no poço). O simulador proposto também permite a escolha do intervalo de tempo em que o perfil de perda de carga será representado graficamente. Como dados de saída têm-se as perdas de carga total e em cada camada em função do tempo, assim como o acompanhamento do comprimento e da pressão em cada interface.

A metodologia de cálculo foi desenvolvida considerando a perda de carga total do *coiled tubing* igual ao somatório da perda de carga em cada camada, como apresentado na Equação 24. Logo, para cada passo de tempo, calcula-se tanto a perda de carga em cada camada, quanto o somatório de todas elas obtendo-se a perda de carga total do escoamento. Pode-se dizer que dentro do *loop* de tempo é feito um *loop* nas camadas.

$$\Delta P_{TOTAL} = \Delta P_{1^{a} \text{ cam.}} + \Delta P_{2^{a} \text{ cam.}} + \dots + \Delta P_{n\text{-ésima cam.}} \quad (24)$$

A pressão nas interfaces dos fluidos também é calculada em cada passo de tempo, onde é válido ressaltar que as interfaces se encontram em partes intermediárias de uma determinada camada. A Figura 39

apresenta o fluxograma utilizado para desenvolver esta metodologia de cálculo. Cada etapa será explicada posteriormente.

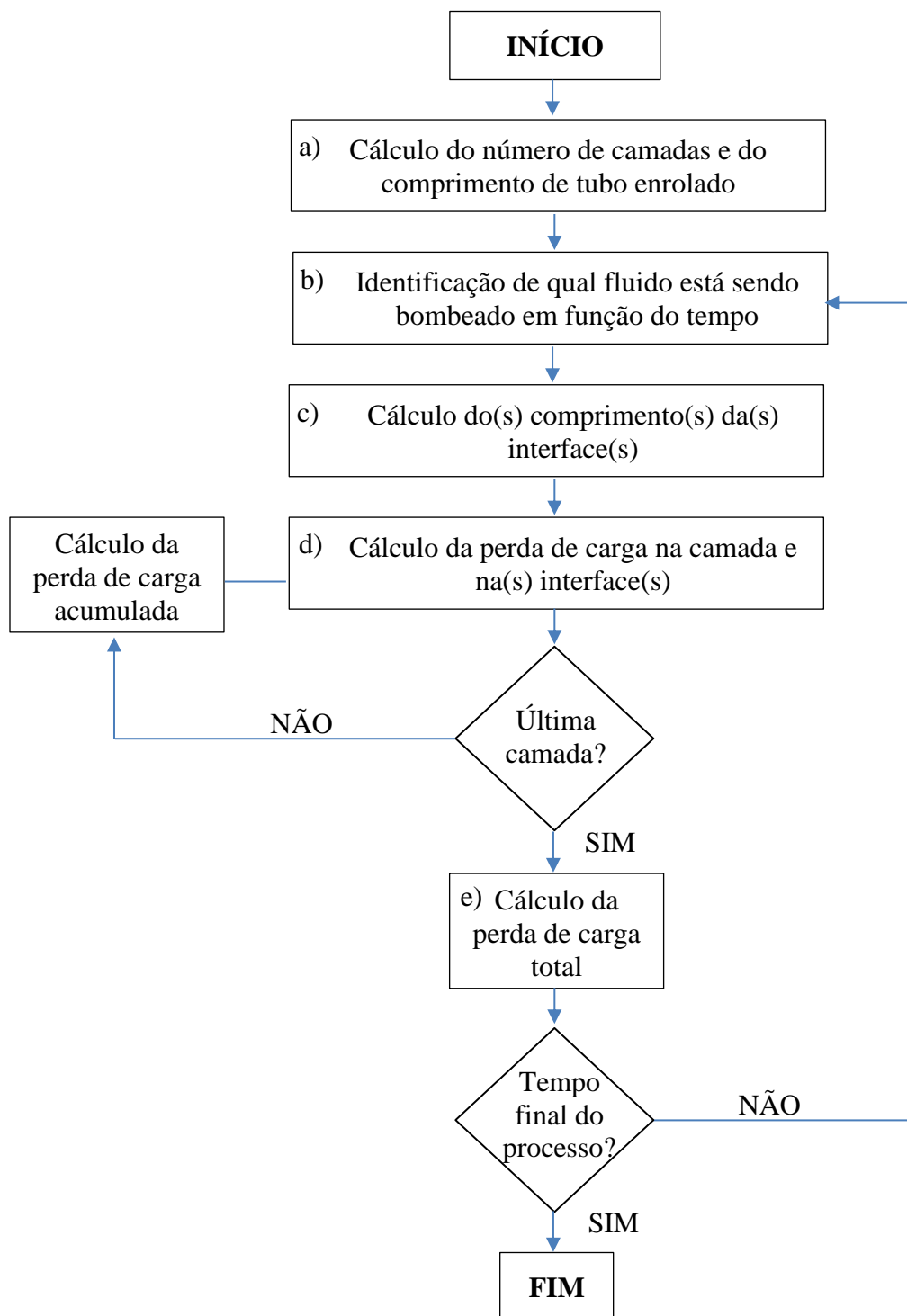


Figura 39. Fluxograma de cálculo de perda de carga.

No cálculo da perda de carga em uma camada deve-se considerar o comprimento preenchido por cada fluido e, conseqüentemente, suas propriedades físicas. Em uma situação hipotética, uma única camada pode ter dois diâmetros internos e estar preenchida por dois fluidos, onde os trechos com diâmetros diferentes podem ou não conter ambos os fluidos. Além disto, como a posição dos fluidos varia no tempo, este cálculo deve ser atualizado em cada camada e em cada passo de tempo.

a) Cálculo do número de camadas e do comprimento de tubo enrolado:

Pereira (2019) desenvolveu um equacionamento para o cálculo do comprimento de cada camada de um sistema *coiled tubing* (Equação 25), assim como do comprimento total do sistema (Equação 26). Estas equações levam em consideração o número de camadas e a geometria da bobina e do tubo.

$$L_N = L_b \pi \left[\frac{R_c}{r_{ext}} + (2N - 1) \right] \quad (25)$$

$$L_T = \pi L_b \left[\left(N \frac{R_c}{r_{ext}} \right) + N^2 \right] \quad (26)$$

em que L_N é o comprimento do tubo usado na N-ésima camada (m), L_b é a largura da bobina (m), R_c é o raio da bobina (m), r_{ext} é o raio externo do tubo (m), N é o número de camadas (adim.) e L_T é o comprimento total do *coiled tubing* (m).

Em processos de campo sabe-se o comprimento e o raio do tubo, assim como as dimensões da bobina, sendo necessário calcular o número de camadas do sistema. Utilizando a Equação 26, é possível realizar este cálculo através de uma equação do segundo grau para obtenção do número de camadas. A partir deste valor, é dada a seqüência ao cálculo da perda de carga em cada camada.

O comprimento de tubo enrolado pode ser calculado a partir do número de camadas do sistema e, em um caso real, o mesmo é obtido subtraindo-se o comprimento de tubo no poço do comprimento de tubo total do sistema. Na utilização do *coiled tubing* em campo, parte de seu comprimento é direcionado ao poço e este valor varia de processo para processo. Este comprimento precisa ser descontado do comprimento total no cálculo da perda de carga do tubo enrolado. Logo, como dito anteriormente, o comprimento de tubo no poço torna-se uma variável de entrada no simulador e o comprimento de tubo enrolado é calculado a partir dele como mostrado na Equação 27.

$$L_{coiled} = L_T - L_{poço} \quad (27)$$

em que L_{coiled} é o comprimento de tubo enrolado (m) e $L_{poço}$ é o comprimento de tubo no poço (m).

b) Identificação de qual fluido está sendo bombeado em função do tempo:

A identificação do fluido que está sendo bombeado é feita a partir do tempo de bombeamento, que é uma variável de entrada do simulador. Caso o tempo seja menor que o tempo de bombeamento do primeiro fluido, sabe-se que o mesmo está sendo bombeado nesta etapa da simulação. Caso o tempo seja maior que o tempo de bombeamento do primeiro fluido e menor que o tempo acumulado do primeiro e do segundo, sabe-se que o segundo fluido está sendo bombeado. O mesmo raciocínio é aplicado até o bombeamento do último fluido. Esta identificação é essencial para o cálculo da velocidade dos fluidos, assim como na identificação das interfaces entre eles.

c) Cálculo do(s) comprimento(s) da(s) interface(s):

O número de interfaces varia de acordo com o número de bombeamentos. No primeiro bombeamento há apenas uma interface entre o fluido que já estava no sistema e o fluido que está sendo bombeado. Já no segundo bombeamento, há duas interfaces, e assim consecutivamente. Dependendo das vazões aplicadas, o número de interfaces pode ser menor do que o número de bombeamentos, caso os fluidos iniciais já tenham saído completamente do sistema. Visto que o número de interfaces varia e que esta identificação é essencial para o cálculo da perda de carga, blocos de cálculo foram desenvolvidos para cada bombeamento. No primeiro, segundo e terceiro bombeamento, a perda de carga é obtida em blocos de cálculo separados considerando seus respectivos números de interfaces. A partir do quarto fluido, o programa se torna geral, sempre considerando até no máximo quatro interfaces dentro do *coiled tubing*.

O cálculo do comprimento das interfaces é feito por meio do volume de fluido injetado no sistema, multiplicando-se a vazão pelo tempo de bombeamento. Sabendo-se o volume de cada camada, é possível determinar o comprimento da tubulação preenchido por determinado volume de fluido. Para o cálculo e identificação de múltiplas interfaces, deve-se considerar que, por mais que o volume de um fluido que já foi totalmente bombeado permaneça constante, seu comprimento ao longo do sistema pode variar devido à variação de diâmetro interno. Logo, para cada passo no tempo, calcula-se o volume dos fluidos dentro do sistema seguido da posição e do comprimento alcançado.

A seguir, apresenta-se como foi feito o cálculo do volume e do comprimento das interfaces considerando o segundo bombeamento de uma sequência de fluidos em um sistema com dois diâmetros internos. O volume dos trechos é calculado multiplicando-se o comprimento pela área transversal calculada com o diâmetro interno (Equações 28 e 29). As Equações 30 e 31 apresentam como é calculado o volume preenchido pelo primeiro e segundo fluido, respectivamente. O tempo t_i é um tempo intermediário maior que o tempo de bombeamento do primeiro fluido e menor que o tempo total de bombeamento dos dois fluidos. A Figura 40 apresenta um fluxograma de como o comprimento das interfaces é calculado.

$$VOL_1 = LT_1 \pi r_1^2 \quad (28)$$

$$VOL_2 = LT_2 \pi r_2^2 \quad (29)$$

$$V_1 = Q_1 t_1 \quad (30)$$

$$V_2 = Q_2 t_2 \quad (31)$$

em que os índices 1 e 2 representam o número do bombeamento, VOL, LT e r são o volume (m³), comprimento (m) e raio interno (m) de cada trecho com diâmetro diferente, V é o volume preenchido pelo fluido (m³), Q é a vazão volumétrica do fluido (m³/h), t₁ é o tempo de bombeamento do primeiro fluido (s) e t_i é o tempo intermediário na etapa de cálculo menor que o tempo total de bombeamento dos dois fluidos (s).

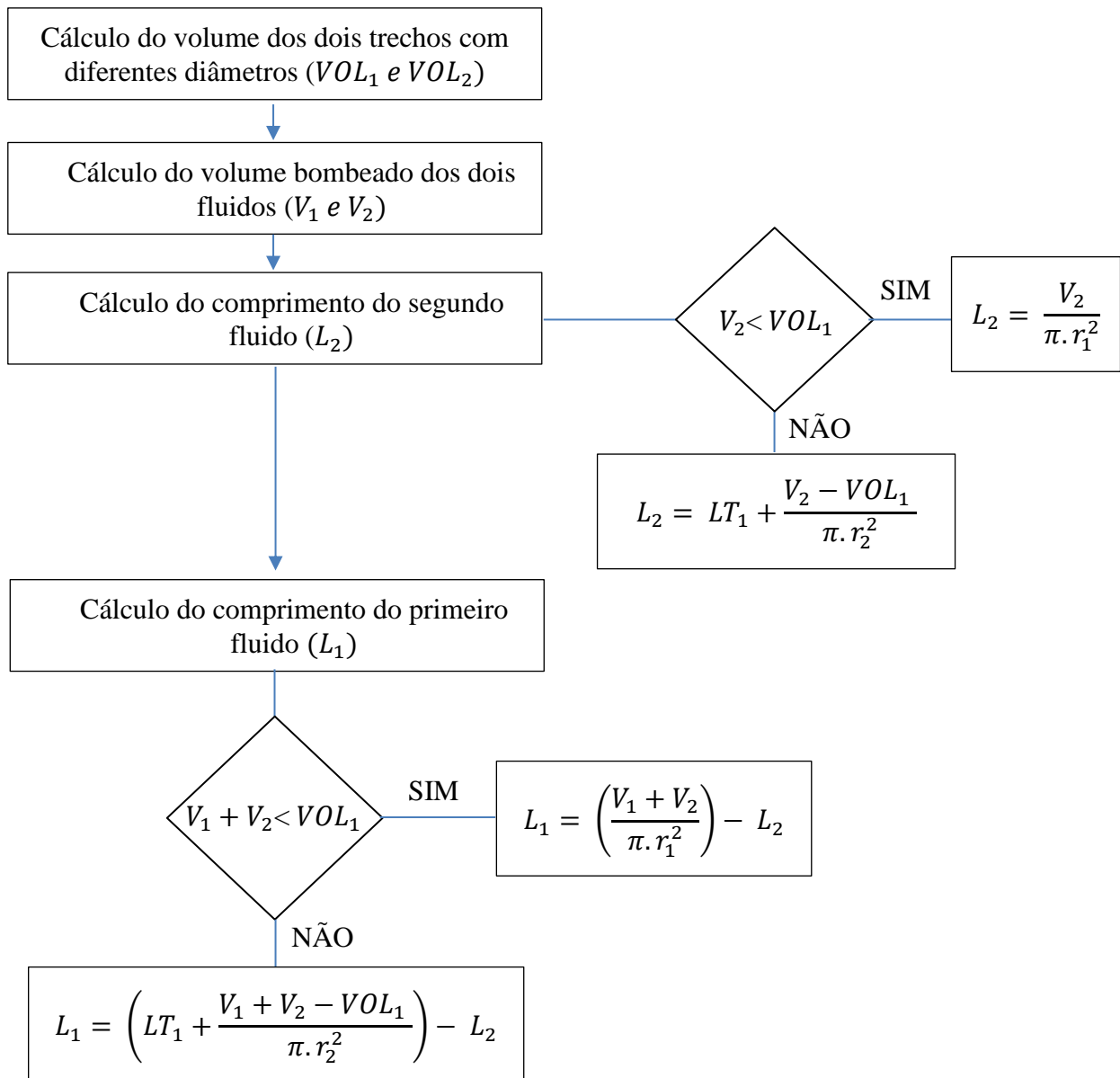


Figura 40. Fluxograma para o cálculo do comprimento das interfaces em um exemplo com dois fluidos em um sistema com dois diâmetros internos.

Neste exemplo, para o cálculo dos comprimentos é necessário verificar se o volume de fluido está contido apenas no primeiro trecho ou não. Se estiver, utiliza-se o primeiro raio interno (r_1) para se calcular o comprimento e, caso não esteja, deve-se somar o comprimento do primeiro trecho ao comprimento preenchido do segundo trecho calculado com o segundo raio interno (r_2). Esta metodologia é aplicada no cálculo dos comprimentos de ambos os fluidos, sendo que no primeiro fluido, o volume acumulado de ambos os fluidos ($V_1 + V_2$) deve ser considerado com posterior desconto do comprimento do segundo fluido (L_2). No simulador, esta metodologia de cálculo foi considerada para n bombeamentos e trechos com diferentes diâmetros.

d) Cálculo da perda de carga na camada e na(s) interface(s):

O cálculo da perda de carga em cada camada é feito a partir da aplicação da Equação de Bernoulli modificada (Equação 32) no sistema, considerando o ponto 1 no início da camada e o ponto 2 no final. Neste balanço de energia mecânica, considera-se o fluido incompressível e real escoando em regime permanente. A perda de carga total (h_t) é calculada como a soma da perda de carga localizada (h_s) e distribuída (h_d).

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{\langle v_1 \rangle^2}{2g} + z_1 - h_t = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\langle v_2 \rangle^2}{2g} + z_2 \quad (32)$$

em que P é a pressão (Pa), ρ é a densidade do fluido (kg/m^3), g é a aceleração da gravidade (m^2/s), $\langle v \rangle$ é a velocidade média (m/s), z é a altura (m) e h_t é a perda de carga por atrito total (m).

Considerando que a altura da entrada (z_1) é igual a da saída (z_2), que o trecho do tubo não tem acidentes e que a variação do diâmetro é mínima, chega-se à Equação 33. Igualando esta equação à equação de definição da perda de carga distribuída para Fanning (Equação 34), pode-se obter o fator de atrito experimental de Fanning (Equação 35).

$$h_d = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad (33)$$

$$h_d = 4f \frac{L \langle v \rangle^2}{D 2g} \quad (34)$$

$$f = \frac{\Delta P D}{2\rho L \langle v \rangle^2} \quad (35)$$

Com os dados de pressão, velocidade e geometria do sistema, pode-se obter o fator de atrito experimental que foi utilizado para validação de correlações de fator de atrito contidas na literatura. Isolando-se a perda de carga, na Equação 34, obtém-se a Equação 35, utilizada no cálculo da perda de carga em uma camada.

$$\Delta P = \frac{2 f \rho L \langle v \rangle^2}{D} \quad (35)$$

Como dito anteriormente, o cálculo da perda de carga em uma camada possivelmente precisará ser subdividido se houver mais de um fluido e/ou mais de um diâmetro interno na camada. A verificação acerca do diâmetro interno é feita comparando-se o comprimento acumulado da camada com o comprimento dos trechos. Já a consideração de mais de um fluido na camada é feita baseada no comprimento das interfaces calculado no item anterior. Se a interface está contida na camada, a Equação 35 se subdivide em um somatório da perda de carga dos dois fluidos, alterando-se o comprimento e as propriedades utilizadas no cálculo. À medida que o número de interfaces aumenta, mais etapas de cálculo precisam ser incluídas na metodologia, visando calcular com precisão a perda de carga.

e) Cálculo da perda de carga total:

A perda de carga total em cada passo de tempo é calculada somando-se a perda de carga em cada camada, como apresentado na Equação 36. É válido ressaltar, novamente, que a perda de carga em uma camada pode ser subdividida em outro somatório considerando a variação de diâmetro e de fluidos. Por meio deste procedimento de cálculo, as perdas de carga em cada camada e nas interfaces também são obtidas para cada passo de tempo escolhido pelo usuário.

$$\left(\frac{\Delta P}{\rho g}\right) = \left(2f_1 \frac{L_1}{D} \frac{v^2}{g}\right)_{1^{\text{a}} \text{ cam.}} + \left(2f_2 \frac{L_2}{D} \frac{v^2}{g}\right)_{2^{\text{a}} \text{ cam.}} + \dots + \left(2f_n \frac{L_n}{D} \frac{v^2}{g}\right)_{n\text{-ésima cam.}} \quad (36)$$

O erro percentual relativo entre os valores experimentais e calculados pela metodologia proposta foi obtido pela Equação 37.

$$\text{Erro Percentual Relativo (\%)} = \frac{\text{Valor experimental} - \text{Valor calculado}}{\text{Valor experimental}} \times 100 \quad (37)$$

4.2 Estudo da troca térmica

O estudo da troca térmica foi conduzido a fim de obter uma modelagem matemática para o escoamento de fluidos em tubo curvado. Duas abordagens foram desenvolvidas, considerando os regimes permanente e transiente. O estudo foi feito tanto para fluidos Newtonianos quanto para não-Newtonianos. O cálculo da perda de carga apresentado no item anterior deve ser considerado no estudo da troca térmica, visto que o atrito gerado pelo escoamento do fluido pode alterar significativamente a transferência de calor.

No regime permanente, considera-se que um perfil de temperatura foi estabelecido sem variação ao longo do tempo. Para esta primeira abordagem, apenas um fluido está sendo bombeado no sistema. Já no regime transiente, considera-se o bombeamento de uma sequência de fluidos em

diferentes vazões e temperaturas. Neste caso, diferentes perfis de temperatura são obtidos ao longo do tempo.

4.2.1 Regime permanente

A modelagem matemática proposta para o regime permanente teve como objetivo a obtenção do perfil de temperatura do fluido ao longo da bobina. Para isso, o cálculo foi subdividido aplicando-se um balanço de energia para cada camada. A metodologia de cálculo foi proposta tanto para fluido Newtoniano quanto para não-Newtoniano. O calor sensível, a energia perdida por atrito e a convecção forçada devido ao escoamento do fluido foram considerados em todas as camadas. Além disto, na primeira e na última camada, a radiação e a convecção natural com o ambiente também foram adicionadas no balanço de energia. As Equações 38 e 39 apresentam os balanços de energia em função das taxas de calor para a primeira e a última camada, assim como para as camadas intermediárias.

1ª e última camada:

$$q_{sensível} = q_{atrito} + q_{convecção\ forçada} - (q_{convecção\ natural} + q_{radiação}) \quad (38)$$

Camadas intermediárias:

$$q_{sensível} = q_{atrito} + q_{convecção\ forçada} \quad (39)$$

A metodologia de cálculo consiste na resolução dos balanços em sequência, da menor para a maior camada. A seguir, cada termo do balanço será avaliado separadamente.

4.2.1.1 Taxa de calor sensível

Na abordagem proposta, este calor é avaliado em cada camada, onde a temperatura de saída da primeira camada será usada como a temperatura de entrada da segunda e assim consecutivamente. Em cada balanço, a temperatura de entrada da próxima camada será obtida, sendo calculada pelo calor sensível e pelo termo de convecção forçada que será apresentado posteriormente. Desta forma, os balanços são resolvidos em sequência, da menor para a maior camada.

Para a abordagem em regime permanente, apenas um fluido está sendo bombeado no sistema. Logo, a vazão volumétrica não é alterada, assim como a massa específica e o calor específico. A Equação 40 apresenta o cálculo da taxa de calor sensível em função do número da camada N.

$$q_{sensível} = \rho_f Q C_{pf} (T_{f,N+1} - T_{f,N}) \quad (40)$$

em que $q_{sensível}$ é a taxa de calor sensível (J/s), ρ_f é a massa específica do fluido (kg/m³), Q é a vazão volumétrica (m³/s), C_{pf} é o calor específico do fluido (J/kg.K), $T_{f,N}$ é a temperatura do fluido no início da camada N (K) e $T_{f,N+1}$ é a temperatura do fluido no início da camada N +1 (K). O índice N varia de 1 até o número total de camadas (N_c).

4.2.1.2 Taxa de calor por atrito

A taxa de calor por atrito é referente à dissipação de energia mecânica em energia térmica devido ao escoamento. Neste trabalho, ela é calculada de acordo com a Equação 41.

$$q_{atrito} = \Delta P_N Q, \quad (41)$$

em que q_{atrito} é a taxa de calor por atrito (J/s) e ΔP_N é a perda de carga na camada N (Pa).

O cálculo da perda de carga é feito de acordo com a Equação 35 apresentada anteriormente, onde o fator de atrito (f_N) e o comprimento da camada (L_N) apresentará diferentes valores para cada camada N. O comprimento é obtido pela Equação 25. O fator de atrito deve ser calculado utilizando correlações de fator de atrito em função da reologia do fluido (Newtoniano ou não-Newtoniano) e do regime de escoamento (laminar ou turbulento). Logo, a fim de escolher a correlação a ser utilizada, o número de Reynolds deve ser calculado.

$$\Delta P_N = \frac{2f_N \rho_f L_N \langle v \rangle^2}{D_i} \quad (35)$$

$$L_N = L_c \pi \left[\frac{R_c}{r_{ext}} + (2N - 1) \right] \quad (24)$$

4.2.1.3 Taxa de calor por convecção forçada

A convecção forçada é causada pelo escoamento do fluido e é calculada de acordo com a Equação 42. A média logarítmica entre a temperatura da parede e as temperaturas de entrada e saída das camadas foi utilizada.

$$q_{convecção\ forçada} = h_{i,N} A_{i,N} \left(T_m - \frac{T_{f,N} + T_{f,N+1}}{\ln \left(\frac{T_m - T_{f,N+1}}{T_m - T_{f,N}} \right)} \right) \quad (42)$$

em que $q_{convecção\ forçada}$ é a taxa de calor por convecção forçada (J/s), $h_{i,N}$ é o coeficiente convectivo interno da camada N (W/m²K) e $A_{i,N}$ é a área interna da camada N (m²), calculada com o diâmetro interno e o comprimento da camada.

O cálculo do coeficiente convectivo interno (Equação 43) é feito por meio de correlações de Nusselt, considerando as propriedades do fluido e do escoamento. As correlações propostas por Janssen e Hoogendoorn (1978) (Equação 44) e Rajasekharan *et al.* (1970) (Equação 45), apresentadas na Seção 2.7.3, foram utilizadas para fluidos Newtonianos e não-Newtonianos, respectivamente. O cálculo do número de Graetz é apresentado na Equação 46, enquanto o cálculo do número de Prandte é diferenciado de acordo com a reologia do fluido, sendo calculado pela Equação 22 para fluidos Newtonianos e pela Equação 46 para não-Newtonianos.

$$h_{i,N} = \frac{Nu \cdot k_f}{D_i} \quad (43)$$

Newtoniano:

$$Nu = 0,7Re^{0,43}Pr^{1/6} \left(\frac{R}{r}\right)^{0,07} \quad (44)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (22)$$

Não-Newtoniano:

$$Nu = \left(\frac{3n+1}{4n}\right)^{0,7n} \left(1,98 + 1,8\frac{R}{r}\right) GZ^{0,7} \quad (45)$$

$$GZ = \frac{\pi \cdot Re \cdot Pr \cdot D_i}{4 \cdot L_N} \quad (46)$$

$$Pr = \frac{C_{pf}}{k_f} k \cdot \left(\frac{\langle v \rangle}{D_i}\right)^{n-1} \left(\frac{3n+1}{4n}\right) 8^{n-1} \quad (47)$$

em que k_f a condutividade térmica do fluido (W/(m.K)) e D_i é o diâmetro interno (m).

4.2.1.4 Taxa de calor por convecção natural

A troca de calor por convecção natural foi considerada apenas na primeira e última camada devido ao contato com o ambiente. A taxa foi calculada de acordo com a Equação 48 e a temperatura do metal (T_m) foi calculada como uma média entre a temperatura inicial do fluido ($T_{f,1}$) e a temperatura ambiente (T_{amb}).

$$q_{convecção\ natural} = h_{e,N} A_{e,N} (T_m - T_{amb}) \quad (48)$$

em que $q_{convecção\ natural}$ é a taxa de calor por convecção natural (J/s), $h_{e,N}$ é o coeficiente convectivo externo da camada N (W/m²K), $A_{e,N}$ é a área externa da camada N (m²), T_m é a temperatura do metal (K) e T_{amb} é a temperatura ambiente (K).

Assim como para a convecção forçada, correlações de Nusselt são utilizadas para o cálculo do coeficiente convectivo externo para convecção natural. As correlações dependem da geometria e da direção em que é considerada a troca térmica, por conta da camada limite de temperatura formada. A unidade CT foi considerada como um cilindro maciço anular (Figura 42) e, para a primeira camada, a geometria de uma placa plana horizontal estendida foi considerada como aproximação. A Figura 42 apresenta um esquema deste escoamento, onde a placa é subdividida em uma superfície inferior e superior. O coeficiente convectivo externo (Equação 49) foi calculado considerando a soma do número de Nusselt para a superfície inferior (Equação 50) e superior

(Equação 51) (LLOYD e MORAN, 1974; RADZIEMSKA e LEWANDOWSKI, 2001). O comprimento característico (L_c), neste caso, é a razão entre a área e o perímetro da placa plana correspondente, calculado de acordo com a Equação 51.

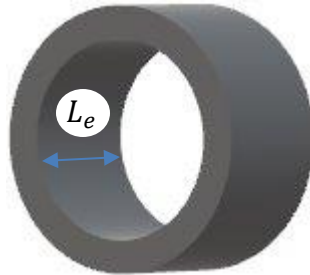


Figura 41 Aproximação da unidade CT como cilindro maciço anular.

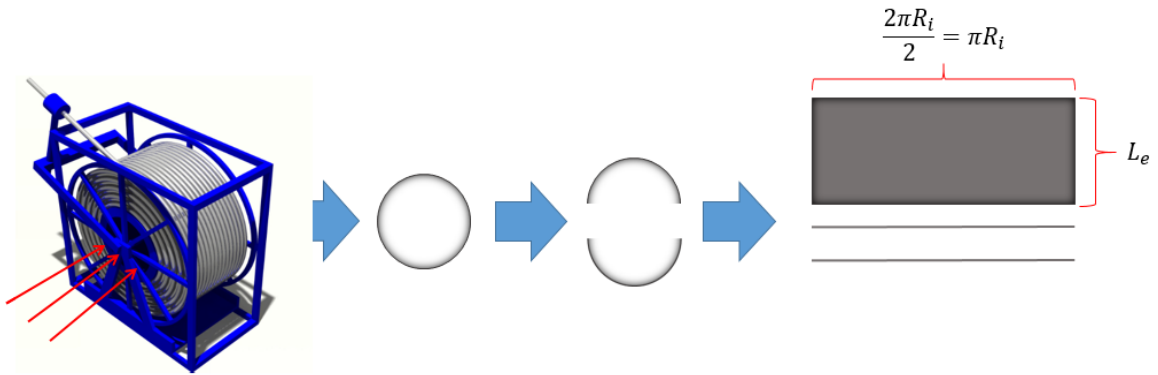


Figura 42. Esquema do escoamento em placa plana horizontal.

$$h_{e,N} = \frac{(Nu_l + Nu_s) \cdot k_{ar}}{L_c} \quad (49)$$

Superfície inferior:

$$Nu_l = 0,15 (Gr \cdot Pr)^{1/3} \quad (50)$$

Superfície superior:

$$Nu_s = 0,52 (Gr \cdot Pr)^{1/5} \quad (51)$$

$$L_c = \frac{\pi R_i L_e}{2(\pi R_i + L_e)} \quad (52)$$

$$L_e = \frac{2\pi r_{ext}}{2} \cdot N_v \quad (53)$$

em que Nu_l é o número de Nusselt para a superfície inferior (adim.), Nu_s é o número de Nusselt para a superfície superior (adim.), k_{ar} é a condutividade térmica do ar (W/m.K), Gr é o número de

Grashof (adim.), L_e é a largura do carretel com comprimento estendido (m), R_i é o raio interno do carretel (m) e N_v é o número de voltas por camada (adim.).

Já para a última camada, a superfície externa do carretel foi considerada um cilindro horizontal (CHURCHILL e CHU, 1975), como apresentado na Figura 43. As Equações 54, 55 e 56 apresentam respectivamente o cálculo do coeficiente convectivo externo, do número de Nusselt e do comprimento característico para este caso específico. Neste caso, o comprimento característico é representado na Figura 44.

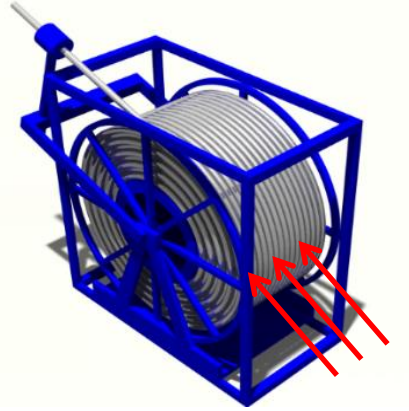


Figura 43. Ilustração de escoamento externo na unidade CT.

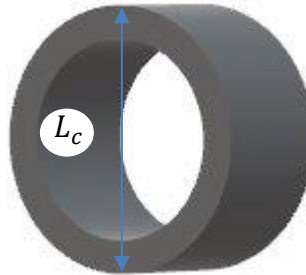


Figura 44 Aproximação da unidade CT como cilindro maciço anular.

$$h_{e,N} = \frac{Nu \ k_{ar}}{L_c} \quad (54)$$

$$Nu = \left(0,60 + \frac{0,387(Gr \ Pr)^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr) \ 9/16] \ 8/27} \right)^2 \quad (55)$$

$$L_c = D_{ee} \quad (56)$$

em que D_c é o diâmetro do carretel (m) e D_{ee} é o diâmetro estendido da bobina (m).

4.2.1.5 Taxa de calor por radiação

A taxa de calor por radiação é calculada de acordo com a Equação 57 considerando a temperatura do metal e do ambiente.

$$q_{\text{radiação}} = \sigma \varepsilon A_{e,Nc} (T_m^4 - T_{\text{amb}}^4) \quad (57)$$

em que $q_{\text{radiação}}$ é a taxa de calor por radiação (J/s), σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$) e ε é a emissividade (adim.).

4.2.1.6 Balanço de energia global

As Equações 58, 59 e 60 apresentam os balanços com as taxas de calor explícitas para a primeira e última camada e para as camadas intermediárias.

1ª camada:

$$\rho_f Q C_{pf} (T_{f,2} - T_{f,1}) = \Delta P_1 \cdot Q + h_{i,1} A_{i,1} \left(T_m - \frac{T_{f,1} + T_{f,2}}{\ln \left(\frac{T_m - T_{f,2}}{T_m - T_{f,1}} \right)} \right) - [h_{e,1} A_{e,1} (T_m - T_{\text{amb}}) + \sigma \varepsilon A_{e,1} (T_m^4 - T_{\text{amb}}^4)] \quad (58)$$

Camadas intermediárias:

$$\rho_f Q C_{pf} (T_{f,N+1} - T_{f,N}) = \Delta P_N \cdot Q + h_{i,N} A_{i,N} \left(T_m - \frac{T_{f,N} + T_{f,N+1}}{\ln \left(\frac{T_m - T_{f,N+1}}{T_m - T_{f,N}} \right)} \right) \quad (59)$$

Última camada:

$$\rho_f Q C_{pf} (T_{f,\text{out}} - T_{f,Nc}) = \Delta P_{Nc} \cdot Q + h_{i,Nc} A_{i,Nc} \left(T_m - \frac{T_{f,Nc} + T_{f,\text{out}}}{\ln \left(\frac{T_m - T_{f,\text{out}}}{T_m - T_{f,Nc}} \right)} \right) - [h_{e,Nc} A_{e,Nc} (T_m - T_{\text{amb}}) + \sigma \varepsilon A_{e,Nc} (T_m^4 - T_{\text{amb}}^4)] \quad (60)$$

Como dito anteriormente, a temperatura de saída da primeira camada será usada como a temperatura de entrada da segunda e assim consecutivamente. Desta forma, os balanços são resolvidos em sequência, da menor para a maior camada, obtendo as temperaturas na entrada/saída de cada camada, assim como na saída do *coiled tubing*.

4.2.2 Regime transiente

A metodologia de cálculo para o regime transiente foi desenvolvida considerando a troca térmica no fluido e no tubo em dois balanços de energia. Para isso, ambos foram propostos e resolvidos simultaneamente em um sistema de equações diferenciais com suas respectivas considerações e condições iniciais e de contorno. A fim de se obter os balanços de energia, partiu-se da Primeira Lei da Termodinâmica (BIRD *et al.*, 2004) representada na Equação 61.

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(\widehat{U} + \frac{1}{2} v^2 \right) \right]}_{1^\circ} = \underbrace{- \nabla \rho v \left(\widehat{U} + \frac{1}{2} v^2 \right)}_{2^\circ} - \underbrace{\nabla \cdot q}_{3^\circ} - \underbrace{(\nabla \cdot P v)}_{4^\circ} - \underbrace{\nabla \cdot [\tau \cdot v]}_{5^\circ} + \underbrace{\rho(v \cdot g)}_{6^\circ} \quad (61)$$

em que \widehat{U} é a energia interna por unidade de massa (J/kg), v é o vetor velocidade do fluido (m/s), q é o fluxo térmico (W/m²), P é a pressão exercida (Pa) e τ o tensor fluxo de momento (Pa).

O primeiro termo da equação se refere a taxa de acúmulo de energia por unidade de volume e o segundo considera a taxa de adição de energia por transporte convectivo. O terceiro termo do balanço é referente a taxa de adição de energia por condução de calor, enquanto o quarto, quinto e sexto consideram a taxa de trabalho feito sobre o fluido pelas forças de pressão, viscosas e externas, respectivamente. O quinto termo é comumente denominado como dissipação viscosa ou perda por atrito que é a transformação de energia mecânica em energia térmica que ocorre em escoamentos. Segundo Bird *et al.* (2004), este aquecimento pode produzir elevações consideráveis de temperatura em sistemas com viscosidades e gradientes de velocidade elevados.

As seguintes hipóteses são consideradas para simplificação do balanço de energia: fluido incompressível; desconsideração do efeito da gravidade e da energia cinética; substituição da Equação de Fourier no terceiro termo e aplicação de relações termodinâmicas para substituição da energia interna. Dessa forma, chega-se ao balanço de energia simplificado apresentado na Equação 62, também proposto por Secchi (1995). Aplicando-se o balanço a coordenadas cilíndricas, obtém-se a Equação 63.

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = (\nabla \cdot k \nabla T) - (\tau : \nabla v) \quad (62)$$

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right] = k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \right] - (\tau : \nabla v) \quad (63)$$

em que v_z , v_θ e v_r são as velocidades de escoamento em z , θ e r (m/s) e k é a condutividade térmica (W/m.K).

Baseando-se na Equação 63, algumas simplificações foram propostas. Considerou-se que as velocidades radial e angular são desprezíveis em relação à velocidade axial e que a variação de temperatura em θ pode ser desconsiderada. Iniciando-se com o balanço de energia no fluido, o termo de dissipação viscosa foi calculado considerando a energia de atrito calculada pela multiplicação da perda de carga pela vazão volumétrica (Equação 64). A fim de garantir a homogeneidade dimensional da equação do balanço, o termo de energia de atrito foi dividido pelo volume do sistema. Desta forma, obtém-se o balanço de energia transiente e bidimensional aplicados ao fluido, apresentado na Equação 65.

$$E_{\text{atrito}} = Q \Delta P \quad (64)$$

$$\rho_f C_{pf} \frac{\partial T_f}{\partial t} = -\rho_f C_{pf} v_z(r) \frac{\partial T_f}{\partial z} + k_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_f \frac{\partial T_f}{\partial r} \right) + \frac{E_{atrito}}{V} \quad (65)$$

em que E_{atrito} é a energia gerada por atrito (J), T_f é a temperatura do fluido (K), $v_z(r)$ é a velocidade de escoamento (m/s), k_f é a condutividade do fluido (W/m.K) e V é o volume do sistema (m³).

A condição inicial e as quatro condições de contorno da Equação 65 são apresentadas nas Equações 66, 67, 68, 69 e 70, respectivamente. No tempo inicial e em $z = 0$, a temperatura foi considerada igual a temperatura de entrada do fluido (T_{f0}). Em $r = 0$, considerou-se simetria radial com fluxo térmico nulo, assim como em $z = L$ (comprimento igual ao comprimento total do tubo), devido aos efeitos de borda. Em $r = r_{int}$ (raio igual ao raio interno do tubo) há uma igualdade de fluxos entre os termos condutivo e convectivo, demonstrado na Equação 47.

$$T_f(z, r, 0) = T_{f0} \quad (66)$$

$$T_f(0, r, t) = T_{f0} \quad (67)$$

$$\frac{\partial T_f(L, r, t)}{\partial z} = 0 \quad (68)$$

$$\frac{\partial T_f(z, 0, t)}{\partial r} = 0 \quad (69)$$

$$k_f \frac{\partial T_f(z, r_{int}, t)}{\partial r} = h_i (T_m - T_f(z, r_{int}, t)) \quad (70)$$

em que T_{f0} é a temperatura de entrada do fluido (K), T_m é a temperatura do metal (K) e h_i é o coeficiente convectivo interno de transferência de calor (W/m²K).

A fim de obter o balanço de energia transiente e unidimensional na direção axial, o Teorema dos Valores Médios (SECCHI, 1995) foi aplicado na Equação 65. Por meio deste teorema (Equação 71), a temperatura do fluido passa a assumir um valor médio ao longo do raio, variando no tempo e na direção axial. A Equação 72 apresenta o balanço de energia do fluido após a aplicação do Teorema dos Valores médios.

$$\bar{T}(z) = \frac{\int_0^{r_{int}} T(r, z) r dr}{\int_0^{r_{int}} r dr} \quad (71)$$

$$\rho_f C_{pf} \frac{\partial \bar{T}_f}{\partial t} = -\rho_f C_{pf} v_z \frac{\partial \bar{T}_f}{\partial z} + k_f \frac{\partial^2 \bar{T}_f}{\partial z^2} + \frac{1}{r_{int}^2} k_f \left(r \frac{\partial T_f(r, z)}{\partial r} \right) \Big|_0^{r_{int}} + \frac{E_{atrito}}{V} \quad (72)$$

em que \bar{T}_f é a temperatura média do fluido na direção radial (K).

Substituindo as condições de contorno na coordenada radial (Equações 69 e 70) no termo em destaque da Equação 72, obtém-se a Equação 73. As Equações 74, 75 e 76 apresentam a condição inicial e as duas condições de contorno da coordenada axial considerando a temperatura do fluido média na direção radial.

$$\rho_f C_{pf} \frac{\partial \bar{T}_f}{\partial t} = -\rho_f C_{pf} v_z \frac{\partial \bar{T}_f}{\partial z} + k_f \frac{\partial^2 \bar{T}_f}{\partial z^2} - \frac{2h_i}{r_{int}} (\bar{T}_f - T_m) + \frac{E_{atrito}}{V} \quad (73)$$

$$\bar{T}_f(z, 0) = T_{f0} \quad (74)$$

$$\bar{T}_f(0, t) = T_{f0} \quad (75)$$

$$\frac{\partial \bar{T}_f(L, t)}{\partial z} = 0 \quad (76)$$

em que A_i é a área interna do tubo (m^2).

A mesma abordagem matemática foi aplicada no balanço de energia do tubo (metal), desconsiderando o termo de dissipação viscosa e de convecção na direção axial. A Equação 77 apresenta o balanço e as Equações 78, 79 e 80 a condição inicial e as condições de contorno, respectivamente. No tempo inicial, a temperatura do metal foi considerada igual à temperatura ambiente (T_{amb}). Em $z = 0$ e $z = L$ considerou-se fluxo térmico nulo, devido aos efeitos de borda.

$$\rho_m C_{pm} \frac{\partial \bar{T}_m}{\partial t} = k_m \frac{\partial^2 \bar{T}_m}{\partial z^2} + \underbrace{\frac{h_i}{\delta} (\bar{T}_f - \bar{T}_m) - \frac{h_e}{\delta} (\bar{T}_m - T_{amb}) - \frac{\sigma \varepsilon}{\delta} (\bar{T}_m^4 - T_{amb}^4)} \quad (77)$$

$$\bar{T}_m(z, 0) = T_{amb} \quad (78)$$

$$\frac{\partial \bar{T}_m(0, t)}{\partial z} = 0 \quad (79)$$

$$\frac{\partial \bar{T}_m(L, t)}{\partial z} = 0 \quad (80)$$

em que ρ_m é a massa específica do metal (kg/m^3), C_{pm} é o calor específico do metal ($J/kg.K$), \bar{T}_m é a temperatura média do metal na direção radial (K), k_m é a condutividade do metal ($W/m.K$), T_{amb} é a temperatura ambiente (K), h_e é o coeficiente convectivo externo de transferência de calor (W/m^2K) e δ é a espessura do tubo (m).

O termo em destaque na Equação 77 é referente à igualdade de fluxos na direção radial. No raio interno, o termo condutivo se iguala à convecção interna. Já no raio externo, tem-se a soma do termo de convecção externa natural e o termo de troca térmica por radiação. As correlações utilizadas para o cálculo dos coeficientes convectivos (h_i e h_e) são as mesmas que foram descritas na Seção 3.4.1 utilizando correlações de Nusselt. Visto que a convecção natural e a radiação atuam

significativamente nas camadas externas, estes termos foram considerados apenas na primeira e na última camada.

4.2.2.1 Adimensionalização

Uma adimensionalização foi proposta para a variável axial (Equação 81) e para o tempo (Equação 82), a fim de otimizar a solução do sistema de equações diferenciais (Equação 73 e 77). Desta forma, a variável z foi substituída pela variável z' adimensionalizada e o tempo t , pelo tempo adimensionalizado t' .

$$z' = \frac{z}{L_T} \quad (81)$$

$$t' = \frac{t \cdot L_T}{v^*} \quad (82)$$

em que L_T é o comprimento total do tubo (m) e v^* é a velocidade média do primeiro fluido a ser bombeado (m/s).

As Equações 73 e 77 são apresentadas em sua forma adimensionalizada nas Equações 83 e 84, respectivamente. As Equações 85 a 90 apresentam as condições iniciais e de contorno adimensionalizadas.

$$\frac{\partial(\rho_f \bar{T}_f)}{\partial t'} = -\frac{1}{v^*} \frac{\partial(\rho_f v_z \bar{T}_f)}{\partial z'} + \frac{k_f}{C_{pf} v^* L} \frac{\partial^2 \bar{T}_f}{\partial z'^2} - \frac{2 h_i L}{r_{int} C_{pf} v^*} (\bar{T}_f - \bar{T}_m) + \frac{E_{atrito} L}{C_{pf} v^* V} \quad (83)$$

$$\frac{\partial(\rho_m \bar{T}_m)}{\partial t'} = \frac{k_m}{C_{pm} v^* L} \frac{\partial^2 \bar{T}_m}{\partial z'^2} + \frac{h_i L}{\delta C_{pm} v^*} (\bar{T}_f - \bar{T}_m) - \frac{h_e L}{\delta C_{pm} v^*} (\bar{T}_m - T_{amb}) - \frac{\sigma \varepsilon L}{\delta C_{pm} v^*} (\bar{T}_m^4 - T_{amb}^4) \quad (84)$$

$$\bar{T}_f(z', 0) = T_{f0} \quad (85)$$

$$\bar{T}_f(0, t') = T_{f0} \quad (86)$$

$$\frac{\partial \bar{T}_f(1, t')}{\partial z'} = 0 \quad (87)$$

$$\bar{T}_m(z', 0) = T_{amb} \quad (88)$$

$$\frac{\partial \bar{T}_m(0, t')}{\partial z'} = 0 \quad (89)$$

$$\frac{\partial \bar{T}_m(1, t')}{\partial z'} = 0 \quad (90)$$

4.2.2.2 Discretização por volumes finitos

A componente espacial do sistema de equações diferenciais parciais foi discretizada axialmente pelo Método dos Volumes Finitos. Esta formulação de base física aplica a equação diferencial de conservação a subdomínios de uma determinada malha por meio de sua integração em cada elemento de volume (PINTO e LAGE, 2001). Ao invés de definir a localização de pontos discretos, a malha formada define fronteiras de volumes de controle (FERZIGER e PERIC, 2002). O procedimento de discretização consiste em definir estes volumes, atribuindo um nó ao centro de cada um deles, como apresentado na Figura 45. Por meio destes nós, as variáveis na superfície do volume de controle são calculadas em função do valor computado no nó central (PATANKAR, 1980; FERZIGER e PERIC, 2002; MALISKA, 2014).

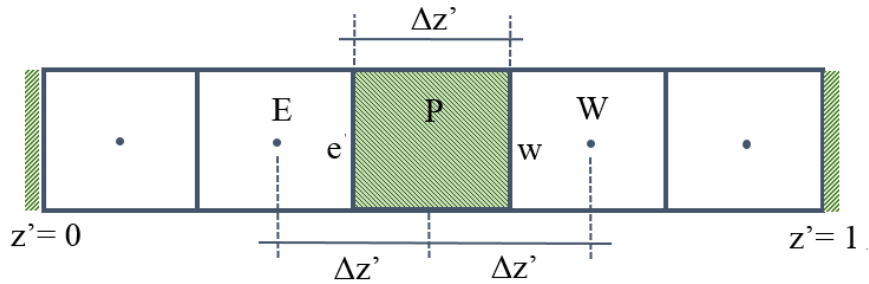


Figura 45. Esquema de discretização pelo Método dos Volumes Finitos (Adaptado de ROCHA, 2018).

A discretização de todas as variáveis independentes, incluindo o tempo, é denominada como discretização completa. Neste trabalho, uma discretização parcial foi feita apenas na variável axial. Segundo Pinto e Lage (2001), este tipo de abordagem pode ser definido como Método das Linhas com Discretização por Volumes Finitos, onde a EDP é reduzida a um conjunto de EDO's. A discretização da variável axial é obtida por meio do integrador apresentado na Equação 91. As Equações 83 e 84 foram apresentadas considerando a derivada do fluxo térmico ($\rho_f \bar{T}_f$ e $\rho_m \bar{T}_m$), visto que a aplicação do integrador deve ser feita no fluxo e não na temperatura. Desta forma, estas equações adquirem a forma apresentada nas Equações 92 e 93, respectivamente.

$$\int_e^w dz' \quad (91)$$

$$\int_e^w \frac{\partial(\rho_f \bar{T}_f)}{\partial t'} dz' = -\frac{v_z}{v^*} \int_e^w \frac{\partial(\rho_f \bar{T}_f)}{\partial z'} dz' + \frac{k_f}{C_{pf} v^* L} \int_e^w \frac{\partial^2 \bar{T}_f}{\partial z'^2} dz' - \frac{2 h_i L}{r_{int} C_{pf} v^* V} \int_e^w (\bar{T}_f - \bar{T}_m) dz' + \frac{E_{atrito} L}{C_{pf} v^* V} \int_e^w dz' \quad (92)$$

$$\int_e^w \frac{\partial(\rho_m \bar{T}_m)}{\partial t'} dz' = \frac{k_m}{C_{pm} v^* L} \int_e^w \frac{\partial^2 \bar{T}_m}{\partial z'^2} dz' + \frac{h_i L}{\delta C_{pm} v^*} \int_e^w (\bar{T}_f - \bar{T}_m) dz' - \frac{h_e L}{\delta C_{pm} v^*} \int_e^w (\bar{T}_m - T_{amb}) dz' - \frac{\sigma \epsilon L}{\delta C_{pm} v^*} \int_e^w (\bar{T}_m^4 - T_{amb}^4) dz' \quad (93)$$

O Teorema do Valor Médio para integrais definidas (Equação 94) foi aplicado aos termos em destaque nas Equações 92 e 93, onde a integral é substituída pelo produto do valor médio do integrando com o tamanho do volume de controle (ROCHA, 2018). O valor médio do integrando é igual ao seu valor no centro do nó (P). Aplicando o teorema apresentado e resolvendo os demais termos, as Equações 95 e 96 são obtidas após algumas simplificações. Os termos em destaque nestas equações são apresentados em sua forma estendida nas Equações 97 e 98 por interpolação central.

$$\int_a^b f(x)dx = \bar{f}(\bar{c}) \cdot (b - a), \quad \bar{c} = \frac{b - a}{2} \quad (94)$$

$$\frac{\partial(\bar{T}_{fP})}{\partial t'} = -\frac{v_z}{v^*} \left(\frac{\bar{T}_{fw} - \bar{T}_{fe}}{\Delta z'} \right) + \frac{k_f}{C_{pf} v^* L \rho_f \Delta z'} \left(\frac{\partial \bar{T}_f}{\partial z'} \Big|_w - \frac{\partial \bar{T}_f}{\partial z'} \Big|_e \right) - \frac{2 h_i L}{r_{int} C_{pf} v^* \rho_f} (\bar{T}_{fP} - \bar{T}_{mP}) + \frac{E_{atrito} L}{C_{pf} v^* V \rho_f} \quad (95)$$

$$\frac{\partial(\bar{T}_{mP})}{\partial t'} = \frac{k_m}{C_{pm} v^* L \rho_m \Delta z'} \left(\frac{\partial \bar{T}_m}{\partial z'} \Big|_w - \frac{\partial \bar{T}_m}{\partial z'} \Big|_e \right) + \frac{h_i L}{\delta C_{pm} v^* \rho_m} - \frac{h_e L}{\delta C_{pm} v^* \rho_m} (\bar{T}_{mP} - T_{amb}) - \frac{\sigma \varepsilon L}{\delta C_{pm} v^* \rho_m} (\bar{T}_{mP}^4 - T_{amb}^4) \quad (96)$$

$$\frac{\partial \bar{T}_f}{\partial z'} \Big|_w - \frac{\partial \bar{T}_f}{\partial z'} \Big|_e = \frac{\bar{T}_{fw} - \bar{T}_{fP}}{2 \cdot \Delta z'} - \frac{\bar{T}_{fP} - \bar{T}_{fE}}{2 \cdot \Delta z'} \quad (97)$$

$$\frac{\partial \bar{T}_m}{\partial z'} \Big|_w - \frac{\partial \bar{T}_m}{\partial z'} \Big|_e = \frac{\bar{T}_{mw} - \bar{T}_{mP}}{2 \cdot \Delta z'} - \frac{\bar{T}_{mP} - \bar{T}_{mE}}{2 \cdot \Delta z'} \quad (98)$$

em que \bar{T}_{fP} é a temperatura do fluido no centro P (K), \bar{T}_{fw} é a temperatura do fluido na face w (K), \bar{T}_{fe} é a temperatura do fluido na face e (K), \bar{T}_{fW} é a temperatura do fluido no centro W (K), \bar{T}_{fE} é a temperatura do fluido no centro E (K), \bar{T}_{mP} é a temperatura do metal no centro P (K), \bar{T}_{mw} é a temperatura do metal na face w (K), \bar{T}_{me} é a temperatura do metal na face e (K), \bar{T}_{mW} é a temperatura do metal no centro W (K) e \bar{T}_{mE} é a temperatura do metal no centro E (K).

As temperaturas nas faces e e w são desconhecidas, logo são obtidas por meio de interpolação *upwind*. Neste esquema, as propriedades de interesse das fronteiras são aproximadas pelo seu valor no centro nodal a montante, como mostrado nas Equações 99 e 100.

$$\bar{T}_{fw} = \bar{T}_{fP} \quad e \quad \bar{T}_{fe} = \bar{T}_{fE} \quad (99)$$

$$\bar{T}_{mw} = \bar{T}_{mP} \quad e \quad \bar{T}_{me} = \bar{T}_{mE} \quad (100)$$

As equações diferenciais discretizadas nas condições de contorno foram definidas para o primeiro (face e, $z' = 0$) e último volume (face w, $z' = 1$) a partir das condições definidas anteriormente (Equações 86, 87, 89 e 90). A Equação 101 apresenta as condições de contorno no primeiro volume e as Equações 102 e 103 apresentam as equações diferenciais discretizadas neste volume para o fluido e para o metal, respectivamente. Analogamente, a Equação 104 apresenta as

condições de contorno no último volume e as Equações 105 e 106 apresentam as equações diferenciais discretizadas para o fluido e para o metal.

$$z' = 0:$$

$$\bar{T}_{fe} = \bar{T}_{f0} e \left. \frac{\partial \bar{T}_m}{\partial z'} \right|_e = 0 \quad (101)$$

$$\frac{\partial(\bar{T}_{fp})}{\partial t'} = -\frac{v_z}{v^*} \left(\frac{\bar{T}_{fp} - \bar{T}_{f0}}{\Delta z'} \right) + \frac{k_f}{C_{pf} v^* L \rho_f \Delta z'} \left(\frac{\bar{T}_{fW} - \bar{T}_{fp}}{2 \Delta z'} - \frac{\bar{T}_{fp} - \bar{T}_{f0}}{\Delta z' / 2} \right) - \frac{2 h_i L}{r_{int} C_{pf} v^* \rho_f} (\bar{T}_{fp} - \bar{T}_{mp}) + \frac{E_{atrito} L}{C_{pf} v^* V \rho_f} \quad (102)$$

$$\frac{\partial(\bar{T}_{mp})}{\partial t'} = \frac{k_m}{C_{pm} v^* L \rho_m \Delta z'} \left(\frac{\bar{T}_{mW} - \bar{T}_{mp}}{2 \Delta z'} \right) + \frac{h_i L}{\delta C_{pm} v^* \rho_m} (\bar{T}_{fp} - \bar{T}_{mp}) - \frac{h_e L}{\delta C_{pm} v^* \rho_m} (\bar{T}_{mp} - T_{amb}) - \frac{\sigma \varepsilon L}{\delta C_{pm} v^* \rho_m} (\bar{T}_{mp}^4 - T_{amb}^4) \quad (103)$$

$$z' = 1:$$

$$\left. \frac{\partial \bar{T}_f}{\partial z'} \right|_w = 0 \quad e \quad \left. \frac{\partial \bar{T}_m}{\partial z'} \right|_w = 0 \quad (104)$$

$$\frac{\partial(\bar{T}_{fp})}{\partial t'} = -\frac{v_z}{v^*} \left(\frac{\bar{T}_{fp} - \bar{T}_{f0}}{\Delta z'} \right) - \frac{k_f}{C_{pf} v^* L \rho_f \Delta z'} \left(\frac{\bar{T}_{fp} - \bar{T}_{fE}}{2 \Delta z'} \right) - \frac{2 h_i L}{r_{int} C_{pf} v^* \rho_f} (\bar{T}_{fp} - \bar{T}_{mp}) + \frac{E_{atrito} L}{C_{pf} v^* V \rho_f} \quad (105)$$

$$\frac{\partial(\bar{T}_{mp})}{\partial t'} = -\frac{k_m}{C_{pm} v^* L \rho_m \Delta z'} \left(\frac{\bar{T}_{mp} - \bar{T}_{mE}}{2 \Delta z'} \right) + \frac{h_i L}{\delta C_{pm} v^* \rho_m} (\bar{T}_{fp} - \bar{T}_{mp}) - \frac{h_e L}{\delta C_{pm} v^* \rho_m} (\bar{T}_{mp} - T_{amb}) - \frac{\sigma \varepsilon L}{\delta C_{pm} v^* \rho_m} (\bar{T}_{mp}^4 - T_{amb}^4) \quad (106)$$

4.2.2.3 Integração no tempo

As Equações 95, 96, 102, 103, 105 e 106 representam um sistema de equações diferenciais ordinárias configuradas nos centros nodais de cada volume de controle. O sistema apresentado deve ser integrado no tempo e resolvido simultaneamente com o cálculo da perda de carga apresentado na Seção 3.3.2. A fim de se obter os perfis de temperatura no fluido e no metal ao longo do *coiled tubing*, as equações do modelo desenvolvido foram integradas no domínio do tempo usando a rotina computacional DASSL (PETZOLD, 1982). O integrador aplica uma estratégia preditiva-corretiva de ordem e passo variáveis, onde o tamanho do passo e a ordem de integração são ajustados automaticamente dentro da tolerância definida para o erro em cada passo (BRITO, 1998).

4.2.2.4 Simulador

A implementação computacional das equações discretizadas do modelo matemático utilizou a linguagem FORTRAN, tendo como dados de entrada a sequência de bombeamento dos fluidos (vazão volumétrica e tempo de bombeamento), as propriedades de cada fluido (parâmetros

reológicos, temperatura inicial e densidade) e a geometria do *coiled tubing* (raio e largura do carretel, raio externo do tubo, número de trechos com diâmetros internos diferentes, comprimento e raio interno de cada trecho e comprimento de tubo injetado no poço). O simulador proposto também permite a escolha do intervalo de tempo em que o perfil de temperatura será plotado. Como dados de saída tem-se os perfis de temperatura do fluido e do tubo em função do tempo, assim como o acompanhamento do comprimento e da temperatura em cada interface.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados referentes à caracterização da solução de goma xantana e dos testes de perda de carga em *coiled tubing*. A partir dos perfis de pressão e temperatura, a validação do modelo matemático proposto e os erros entre os dados experimentais e calculados serão apresentados utilizando dados de laboratório e de campo.

5.1 Caracterização da solução de goma xantana

A Figura 46 apresenta as curvas de escoamento para as diferentes concentrações de goma xantana a 30, 40 e 50°C.

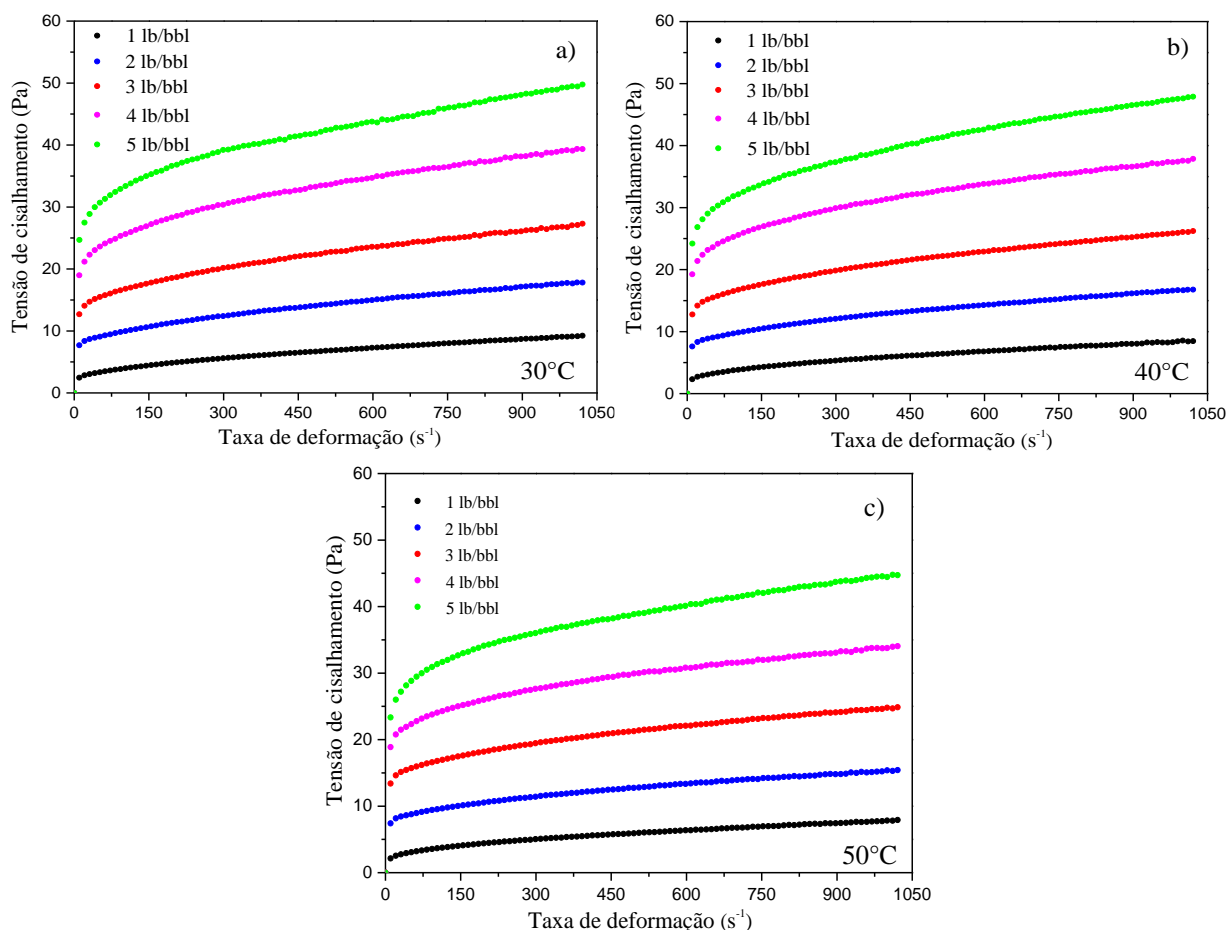


Figura 46. Curvas de escoamento para diferentes concentrações de goma xantana a a) 30°, b) 40° e c) 50°C.

É possível observar que em todas as temperaturas e concentrações avaliadas houve um aumento da tensão de cisalhamento com o aumento da taxa de deformação, caracterizando a solução de goma xantana como um fluido não-Newtoniano pseudoplástico. Este comportamento está associado ao desatamento das cadeias poliméricas presentes na solução causando a

reorientação das mesmas na direção do escoamento (CLASEN e KULICKE, 2001; BENCHABANE e BEKKOUR, 2008).

Além disto, observa-se que, à medida que a concentração de polímero aumenta, maiores valores de tensão de cisalhamento e, conseqüentemente, de viscosidade aparente, são obtidos. O aumento da viscosidade com o aumento da concentração de goma xantana está relacionado com o aumento da interação intermolecular devido à dimensão efetiva da macromolécula e sua massa molar (DINTZIS *et al.*, 1970). O efeito da temperatura pode ser identificado com maior clareza na Figura 47, onde curvas de escoamento para a concentração de 2 lb/bbl foram plotadas em diferentes temperaturas (30, 40 e 50°C). Todas as outras concentrações apresentaram o mesmo comportamento qualitativo com densidade igual a 990 kg/m³.

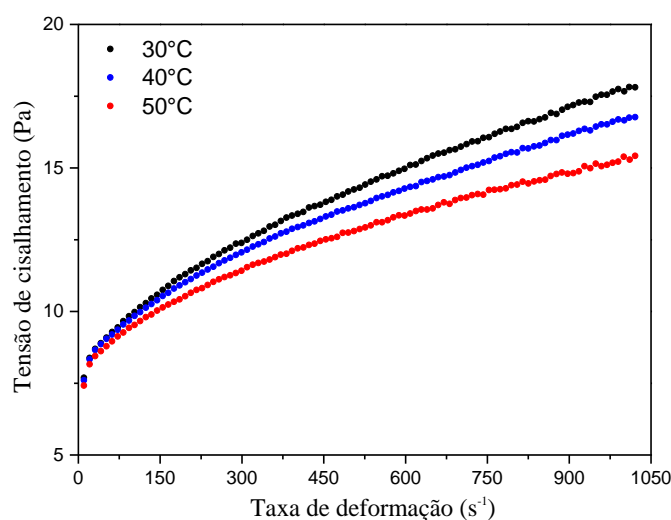


Figura 47. Curva de escoamento para concentração de goma xantana de 2 lb/bbl em diferentes temperaturas.

A temperatura afeta significativamente a conformação molecular do polímero, alterando a força coesiva das moléculas. Desta forma, o aumento de temperatura gera uma redução das forças coesivas, reduzindo a resistência ao fluxo da solução polimérica (FÉLIX *et al.*, 2007). Este efeito pode ser observado nos resultados obtidos, onde menores valores de tensão de cisalhamento foram obtidos em maiores temperaturas.

Sabe-se que o modelo de Herschel-Bulkley é o que melhor representa o comportamento reológico de soluções de goma xantana (MELO, 2008). Entretanto, a modelagem matemática para o cálculo da perda de carga e da temperatura foi proposta utilizando o modelo reológico *Power-Law*, visto que as correlações de fator de atrito e de Nusselt presentes na literatura foram desenvolvidas em função dos parâmetros reológicos deste modelo. Logo, os dados experimentais de goma xantana foram ajustados para o modelo *Power-Law* e a estimação de parâmetros foi feita com o pacote computacional Estima (SCHWAAB et al, 2008), escrito em plataforma Fortran 90. Este código utiliza um método híbrido que combina o método de enxame de partículas, PSO (KENNEDY e EBERHART, 1995), com o algoritmo de Gauss-Newton. Um desvio padrão de 5%

foi aplicado aos dados experimentais. A Figura 49 apresenta os dados experimentais e o ajuste do modelo *Power-Law* para as diferentes concentrações de solução de goma xantana a 40°C. Os resultados a 30 e 50°C foram semelhantes aos de 40°C, onde pode-se observar que o modelo ajustou os dados da curva de escoamento considerando seus respectivos erros experimentais.

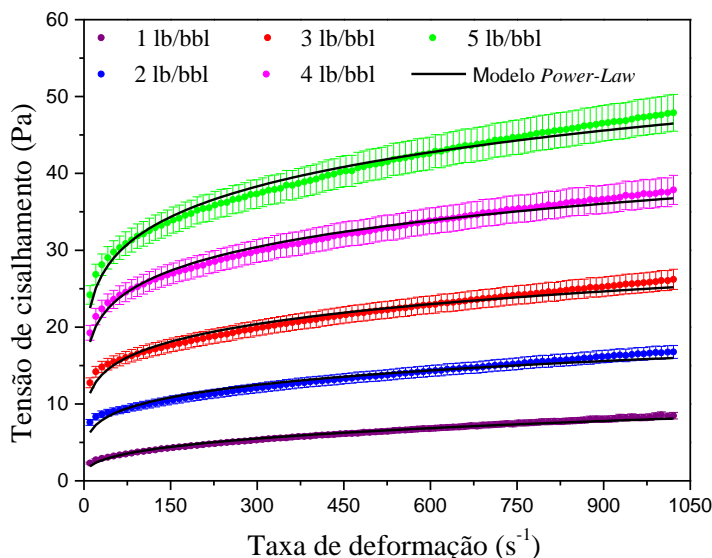


Figura 48. Curvas de escoamento para diferentes concentrações de solução de goma xantana a 40°C (dados experimentais e ajuste do Modelo *Power-Law*).

A Tabela 10 apresenta os parâmetros reológicos obtidos para o modelo de *Power-Law* em diferentes temperaturas e concentrações de polímero com seus respectivos desvios padrão (σ_k e σ_n). Os valores para a função objetivo minimizada são apresentados na

Tabela 11, onde pode-se observar que os valores obtidos estão dentro do intervalo calculado para a função χ^2 , garantindo a qualidade da estimativa realizada.

Tabela 10. Parâmetros reológicos em função da temperatura e da concentração de goma xantana.

C_{GX} (lb/bbl)	Temperatura (°C)											
	30				40				50			
	k (Pa.s ⁿ)	σ_k	n (adm.)	σ_n	k (Pa.s ⁿ)	σ_k	n (adm.)	σ_n	k (Pa.s ⁿ)	σ_k	n (adm.)	σ_n
1	0,88	0,027	0,33	0,005	0,90	0,025	0,31	0,004	0,89	0,018	0,30	0,003
2	3,68	0,11	0,22	0,005	3,93	0,10	0,20	0,005	4,15	0,09	0,18	0,004
3	7,22	0,17	0,18	0,004	7,63	0,15	0,17	0,003	8,46	0,14	0,15	0,002
4	11,84	0,16	0,16	0,002	12,60	0,17	0,15	0,002	12,87	0,14	0,13	0,002
5	16,25	0,21	0,15	0,002	15,55	0,21	0,15	0,002	16,05	0,16	0,14	0,001

Tabela 11. Função objetivo na estimação dos parâmetros reológicos
($\chi^2 = 71,63 - 126,14$).

C _{Gx} (lb/bbl)	Temperatura (°C)		
	30	40	50
	F _{obj}		
1	86,92	80,18	98,88
2	80,91	80,89	78,67
3	71,70	76,88	97,67
4	100,00	75,77	90,85
5	83,07	104,43	94,42

A estimação dos parâmetros reológicos corrobora os resultados discutidos anteriormente. Pode-se observar que, em maiores concentrações, há um aumento do índice de consistência e uma redução do índice de comportamento. Resultados semelhantes foram obtidos por Whitcomb *et al.* (1978) e Zhong *et al.* (2013). À medida que o índice de comportamento se aproxima de 1, o comportamento pseudoplástico da solução é menos pronunciado.

A partir dos parâmetros reológicos, foi possível determinar a concentração de goma xantana, cujo comportamento reológico é semelhante a uma pasta de cimento em altas taxas de cisalhamento. A concentração de 2 lb/bbl foi escolhida para os testes de perda de carga apresentados na seção seguinte.

5.2 Determinação do Fator de Atrito: experimental e calculado

5.2.1 Fluido newtoniano: água

A partir dos dados de pressão obtidos nas extremidades das camadas em cada vazão, o fator de atrito experimental foi calculado utilizando a Equação 34. Como todos os testes foram feitos em triplicata, o desvio padrão dos pontos de pressão foi obtido admitindo que os dados seguem uma distribuição normal. Adotando 5% de nível de significância, o erro experimental foi calculado como o dobro do desvio padrão obtido em cada ponto. Uma propagação de erro foi feita a fim de se obter o erro experimental do fator de atrito.

É necessário determinar o regime de escoamento obtido na faixa de vazões avaliada para simular o fator de atrito experimental. A faixa de Reynolds obtida nos testes experimentais foi de $2,3 \times 10^4$ a 8×10^4 no escoamento de água. Pereira (2018) fez uma avaliação do Reynolds crítico no bombeamento de água na mesma unidade utilizada neste trabalho e o Reynolds crítico obtido pela autora foi de, aproximadamente, $6,5 \times 10^3$. Logo, na faixa de Reynolds utilizada neste trabalho, o regime de escoamento é turbulento.

Ao determinar o regime de escoamento, as correlações de fator de atrito para fluidos Newtonianos escoando em regime turbulento foram utilizadas a fim de simular o fator de atrito experimental (Tabela 4). A Figura 49 apresenta o fator de atrito em função do número de Reynolds comparando os dados experimentais e simulados pelas correlações. Optou-se por apresentar os resultados da 1^a, 3^a, 5^a e 7^a camadas. Os resultados para as demais camadas estão descritos no

Apêndice A. Para uma melhor avaliação das correlações em todas as camadas e vazões, os erros relativos percentuais entre o fator de atrito experimental e calculado são apresentados na Tabela 12. Os erros abaixo de 5% estão destacados em azul.

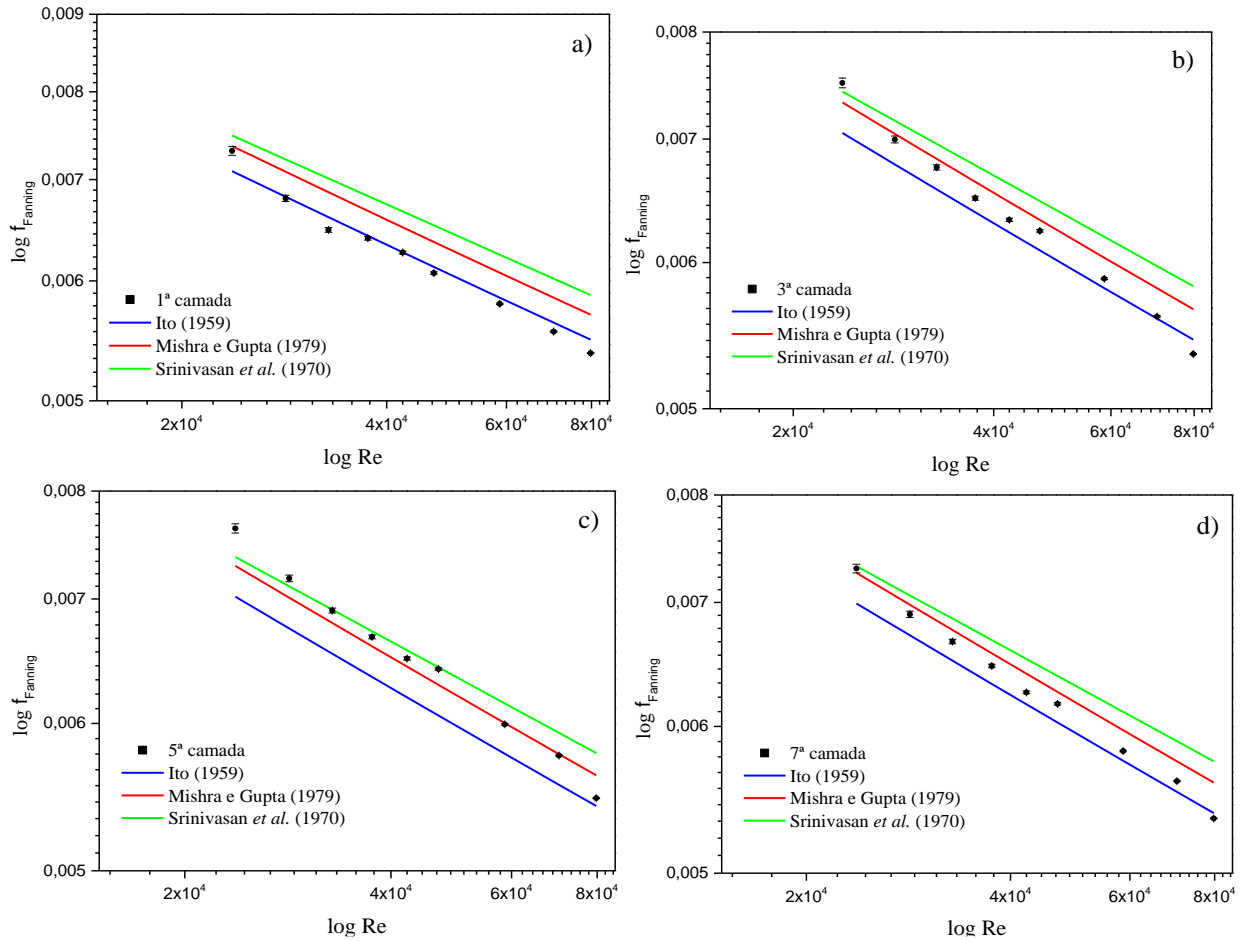


Figura 49. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a a) 1ª, b) 3ª, c) 5ª e d) 7ª camada (água).

Pode-se observar que a correlação de fator de atrito de Mishra e Gupta (1979) se aproximou mais dos valores experimentais, apresentando um erro relativo médio absoluto de 2,21%. Logo, esta correlação foi adicionada no simulador para o cálculo da perda de carga de fluidos Newtonianos.

Tabela 12. Erro relativo percentual entre fator de atrito experimental e calculado no escoamento de água.

Vazão	Camadas	f_{exp}	Ito (1959)	Erro	Misrha e Gupta (1979)	Erro	Srinivasan <i>et al.</i> (1970)	Erro
m ³ /h	adim.	adim.	adim.	%	adim.	%	adim.	%
0,5	1	0,0073	0,0071	2,88	0,0074	-0,89	0,0075	-2,52
	2	0,0073	0,0071	3,14	0,0073	-0,62	0,0075	-2,12
	3	0,0075	0,0071	5,96	0,0073	2,31	0,0074	0,98
	4	0,0074	0,0070	4,92	0,0073	1,22	0,0074	0,01
	5	0,0076	0,0070	7,63	0,0073	4,04	0,0074	2,99
	6	0,0074	0,0070	5,34	0,0073	1,66	0,0073	0,71
	7	0,0073	0,0070	4,24	0,0073	0,52	0,0073	-0,32
	8	0,0076	0,0070	8,20	0,0072	4,63	0,0073	3,95
0,6	1	0,0068	0,0068	-0,27	0,0071	-4,16	0,0072	-6,14
	2	0,0068	0,0068	0,01	0,0071	-3,87	0,0072	-5,72
	3	0,007	0,0068	3,12	0,0070	-0,64	0,0072	-2,31
	4	0,007	0,0068	3,36	0,0070	-0,39	0,0071	-1,94
	5	0,0072	0,0067	6,27	0,0070	2,63	0,0071	1,25
	6	0,007	0,0067	3,81	0,0070	0,07	0,0071	-1,23
	7	0,0069	0,0067	2,62	0,0070	-1,16	0,0071	-2,36
	8	0,0071	0,0067	5,56	0,0070	1,89	0,0070	0,85
0,7	1	0,0065	0,0066	-1,70	0,0069	-5,64	0,0070	-7,87
	2	0,0068	0,0066	3,07	0,0068	-0,69	0,0070	-2,71
	3	0,0068	0,0066	3,33	0,0068	-0,42	0,0070	-2,31
	4	0,0068	0,0066	3,58	0,0068	-0,16	0,0069	-1,94
	5	0,0069	0,0065	5,21	0,0068	1,53	0,0069	-0,11
	6	0,0068	0,0065	4,04	0,0068	0,31	0,0069	-1,23
	7	0,0067	0,0065	2,82	0,0068	-0,95	0,0069	-2,40
	8	0,0069	0,0065	5,84	0,0067	2,18	0,0068	0,88
0,8	1	0,0064	0,0064	-0,39	0,0067	-4,28	0,0068	-6,67
	2	0,0065	0,0064	1,44	0,0067	-2,37	0,0068	-4,61
	3	0,0065	0,0064	1,72	0,0066	-2,09	0,0068	-4,22
	4	0,0066	0,0064	3,46	0,0066	-0,28	0,0067	-2,26
	5	0,0067	0,0064	5,14	0,0066	1,47	0,0067	-0,38
	6	0,0066	0,0063	3,94	0,0066	0,21	0,0067	-1,55
	7	0,0065	0,0063	2,68	0,0066	-1,09	0,0067	-2,77
	8	0,0066	0,0063	4,36	0,0066	0,65	0,0067	-0,89
0,9	1	0,0063	0,0063	0,53	0,0065	-3,32	0,0067	-5,84
	2	0,0063	0,0062	0,83	0,0065	-3,01	0,0066	-5,42
	3	0,0063	0,0062	1,11	0,0065	-2,72	0,0066	-5,02
	4	0,0063	0,0062	1,38	0,0065	-2,44	0,0066	-4,64
	5	0,0065	0,0062	4,66	0,0064	0,97	0,0066	-1,06
	6	0,0064	0,0062	3,41	0,0064	-0,33	0,0065	-2,29
	7	0,0063	0,0062	2,11	0,0064	-1,69	0,0065	-3,57
	8	0,0065	0,0062	5,33	0,0064	1,66	0,0065	-0,06
1	1	0,0061	0,0061	-0,47	0,0064	-4,36	0,0065	-7,03
	2	0,0063	0,0061	3,02	0,0063	-0,74	0,0065	-3,22
	3	0,0062	0,0061	1,74	0,0063	-2,06	0,0065	-4,49
	4	0,0062	0,0061	2,01	0,0063	-1,78	0,0065	-4,11
	5	0,0064	0,0061	5,33	0,0063	1,66	0,0064	-0,50
	6	0,0062	0,0060	2,52	0,0063	-1,26	0,0064	-3,38
	7	0,0062	0,0060	2,75	0,0063	-1,02	0,0064	-3,04
	8	0,0063	0,0060	4,51	0,0062	0,81	0,0064	-1,08

Tabela 12 (Continuação). Erro relativo percentual entre fator de atrito experimental e calculado no escoamento de água.

Vazão	Camadas	f_{exp}	Ito (1959)	Erro	Misrha e Gupta (1979)	Erro	Srinivasan <i>et al.</i> (1970)	Erro
m^3/h	adim.	adim.	adim.	%	adim.	%	adim.	%
1,25	1	0,0058	0,0058	-0,84	0,0061	-4,74	0,0062	-7,66
	2	0,0059	0,0058	1,19	0,0061	-2,63	0,0062	-5,41
	3	0,0059	0,0058	1,49	0,0060	-2,32	0,0062	-5,01
	4	0,0059	0,0058	1,78	0,0060	-2,02	0,0062	-4,63
	5	0,006	0,0058	3,68	0,0060	-0,04	0,0062	-2,52
	6	0,0058	0,0058	0,62	0,0060	-3,22	0,0061	-5,69
	7	0,0058	0,0057	0,87	0,0060	-2,96	0,0061	-5,34
	8	0,0059	0,0057	2,79	0,0060	-0,98	0,0061	-3,22
1,5	1	0,0056	0,0056	-0,56	0,0058	-4,44	0,0060	-7,51
	2	0,0057	0,0056	1,54	0,0058	-2,26	0,0060	-5,20
	3	0,0056	0,0056	0,10	0,0058	-3,76	0,0060	-6,67
	4	0,0056	0,0056	0,40	0,0058	-3,45	0,0060	-6,28
	5	0,0058	0,0056	4,11	0,0058	0,41	0,0059	-2,25
	6	0,0056	0,0055	0,96	0,0058	-2,87	0,0059	-5,54
	7	0,0056	0,0055	1,22	0,0057	-2,60	0,0059	-5,20
	8	0,0057	0,0055	3,19	0,0057	-0,55	0,0059	-3,02
1,7	1	0,0054	0,0055	-1,62	0,0057	-5,54	0,0059	-8,73
	2	0,0054	0,0055	-1,27	0,0057	-5,18	0,0058	-8,30
	3	0,0054	0,0055	-0,94	0,0057	-4,83	0,0058	-7,89
	4	0,0054	0,0054	-0,62	0,0056	-4,51	0,0058	-7,49
	5	0,0055	0,0054	1,50	0,0056	-2,31	0,0058	-5,17
	6	0,0053	0,0054	-1,93	0,0056	-5,87	0,0058	-8,76
	7	0,0054	0,0054	0,22	0,0056	-3,64	0,0057	-6,40
	8	0,0054	0,0054	0,48	0,0056	-3,37	0,0057	-6,05

5.2.2 Fluido não-Newtoniano: solução de goma xantana

A faixa de Reynolds avaliada no escoamento de goma xantana foi de 1×10^3 a $1,1 \times 10^4$. Como discutido na Seção 2.5.3, não há correlações de Reynolds crítico para o escoamento de fluidos não-Newtonianos em tubo curvado. Logo, avalia-se o gráfico de fator de atrito em função do número de Reynolds a fim de se identificar a inflexão gerada pela mudança de regime ou, a fim de se obter uma ideia mínima deste ponto crítico, as correlações de Reynolds crítico para fluidos Newtonianos são utilizadas. Avaliando os gráficos de fator de atrito (Figura 50), não foi possível observar este ponto de inflexão e, portanto, concluiu-se que, nestas condições experimentais, a goma xantana ainda está escoando em regime laminar.

As correlações de fator de atrito para fluidos não-Newtonianos (Tabela 5) foram utilizadas a fim de simular o fator de atrito experimental. Entretanto, nenhuma correlação pôde prever os dados experimentais, como pode ser visto na Figura 50. Logo, uma nova correlação de fator de atrito foi proposta baseada na correlação de Mishra e Gupta (1979) apresentada na Equação 107, onde a , b e c são os parâmetros da correlação. A Equação de Mishra e Gupta (1979) foi escolhida pois, como pode ser visto na Figura 50, a correlação descreveu qualitativamente os dados experimentais.

$$f_c = \frac{16}{Re_p} [a + b(\log De)^c] \quad (107)$$

A estimação de parâmetros foi feita com o pacote computacional Estima (SCHWAAB *et al*, 2008). No total, 80 dados experimentais de fator de atrito em função do número de Reynolds e da razão de curvatura foram utilizados na estimação, considerando a variância experimental em cada ponto.

A Figura 50 apresenta gráficos de fator de atrito em função do número de Reynolds, comparando os dados experimentais e simulados por duas correlações da literatura e pelo modelo proposto. Optou-se por apresentar os resultados da 1ª, 3ª, 5ª e 7ª camadas. Os resultados para as demais camadas estão descritos no Apêndice B. A função objetivo e o intervalo do χ^2 obtidos estão presentes na Tabela 13 e a Tabela 14 apresenta os parâmetros estimados com seus respectivos desvios e intervalos de confiança.

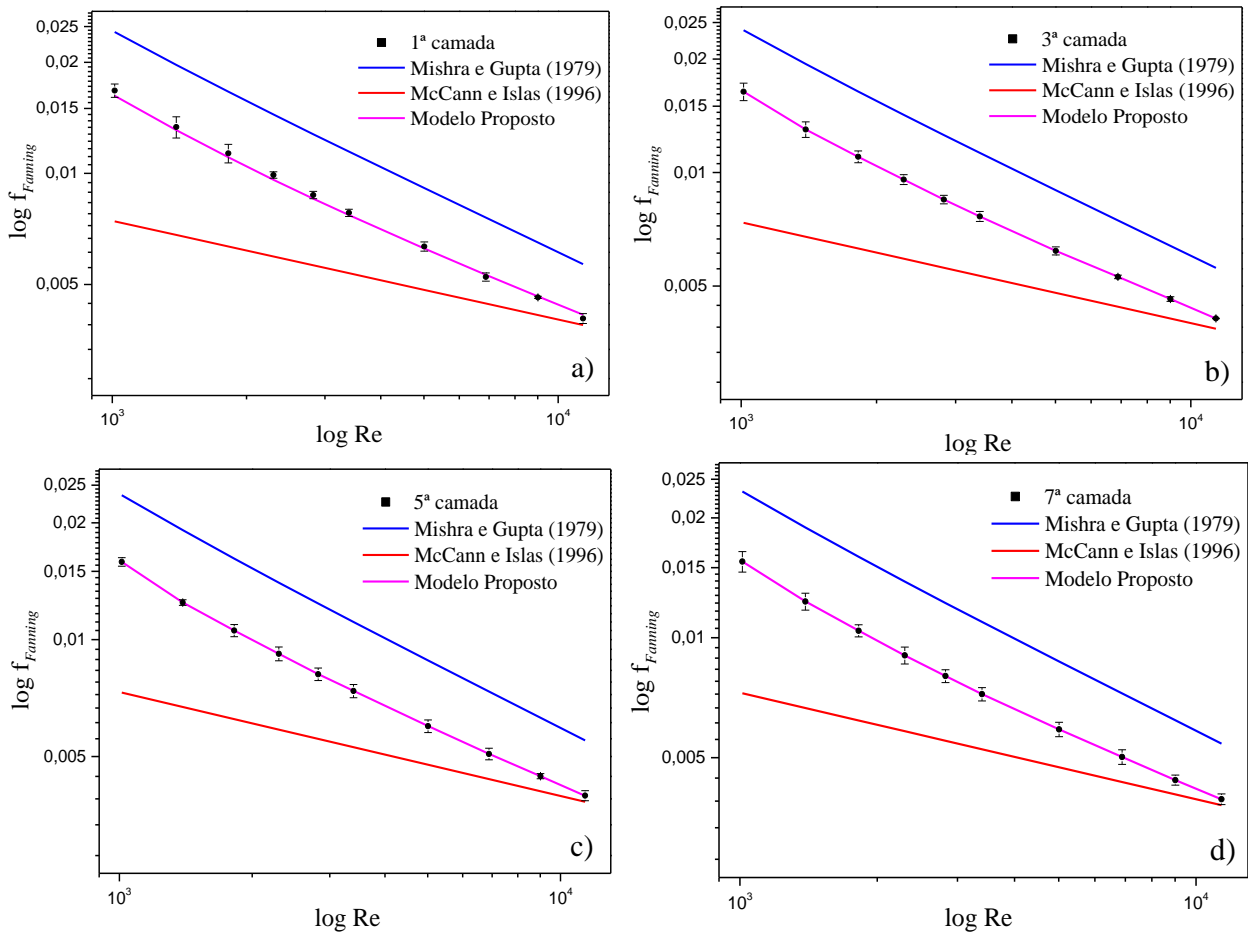


Figura 50. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a) 1ª, b) 3ª, c) 5ª e d) 7ª camada (goma xantana).

Tabela 13. Intervalo do χ^2 e função objetivo para estimação dos parâmetros da correlação de fator de atrito proposta para fluidos não-Newtonianos.

Intervalo do χ^2	Função objetivo
54,61 - 103,31	79,0

Tabela 14. Parâmetros estimados para a correlação de fator de atrito proposta para fluidos não-Newtonianos.

Parâmetros	Valores estimados	Desvio padrão	Intervalo de confiança
A	0,73	0,018	0,69 - 0,77
B	0,0057	0,00097	0,0037 - 0,0076
C	4,92	0,14	4,63 - 5,20

Observa-se que a função objetivo obtida está dentro do intervalo calculado para a função χ^2 , garantindo a qualidade da estimação realizada. Desta forma, pode-se afirmar que o modelo é bem estabelecido e o número de parâmetros é adequado. A partir do intervalo de confiança, conclui-se que os parâmetros têm significância estatística na faixa experimental avaliada. A Tabela 15 apresenta os erros absolutos percentuais entre o fator de atrito experimental e o calculado. Os erros abaixo de 5% estão destacados em azul. O modelo proposto pôde prever os dados experimentais com um erro relativo médio absoluto de 0,28%. Esta correlação foi utilizada no simulador a fim de calcular a perda de carga no escoamento de fluidos não-Newtonianos.

Visando comparar o fator de atrito experimental de fluido newtoniano e não-Newtoniano, a Figura 51 apresenta um gráfico de fator de atrito em função do número de Reynolds para água e goma xantana. Apesar das vazões utilizadas serem semelhantes, a faixa de Reynolds foi significativamente diferente. Como dito anteriormente, alcançou o regime turbulento, enquanto que a goma xantana, o regime laminar.

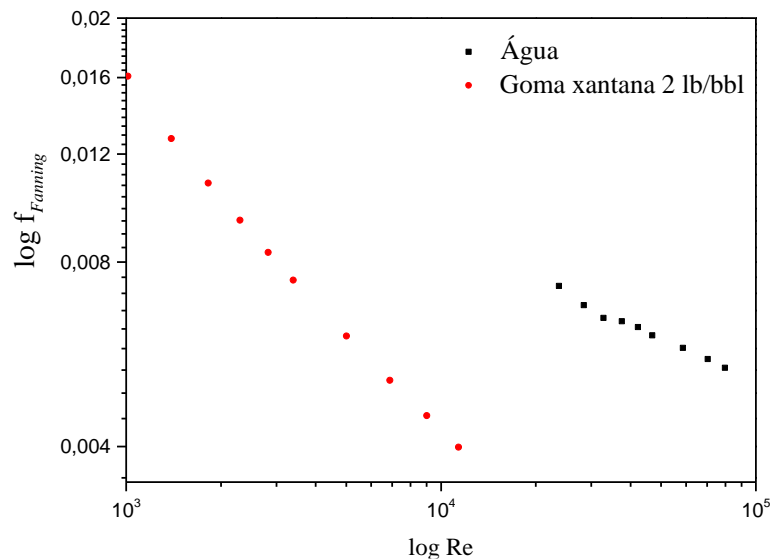


Figura 51. Fator de atrito experimental em função do número de Reynolds para água e goma xantana.

Tabela 15. Erro absoluto percentual entre fator de atrito experimental e calculado no escoamento de goma xantana 2 lb/bbl.

Vazão m ³ /h	Camadas adim.	f _{exp} adim.	Misrha e Gupta (1979)		McCann e Islas (1996)		Modelo proposto	
			adim.	Erro %	adim.	Erro %	adim.	Erro %
0,5	1	0,0168	0,0242	-44,10	0,0074	55,80	0,0162	3,24
	2	0,0168	0,0240	-42,86	0,0074	56,05	0,0168	0,03
	3	0,0164	0,0239	-45,51	0,0074	55,12	0,0164	0,01
	4	0,0159	0,0237	-48,71	0,0073	54,01	0,0159	-0,01
	5	0,0159	0,0236	-48,54	0,0073	53,96	0,0159	0,02
	6	0,0156	0,0234	-50,48	0,0073	53,25	0,0156	0,00
	7	0,0155	0,0233	-49,96	0,0073	53,31	0,0155	-0,02
	8	0,0160	0,0232	-44,81	0,0072	54,81	0,0160	0,03
0,6	1	0,0134	0,0197	-47,43	0,0068	49,01	0,0131	1,91
	2	0,0132	0,0195	-48,26	0,0068	48,56	0,0132	0,03
	3	0,0130	0,0194	-49,17	0,0068	48,08	0,0130	0,02
	4	0,0126	0,0193	-53,05	0,0067	46,57	0,0126	-0,02
	5	0,0125	0,0192	-53,70	0,0067	46,19	0,0125	-0,04
	6	0,0124	0,0190	-53,64	0,0067	46,06	0,0124	0,02
	7	0,0123	0,0189	-53,42	0,0067	45,99	0,0123	-0,02
	8	0,0126	0,0188	-49,10	0,0066	47,38	0,0126	0,01
0,7	1	0,0113	0,0166	-46,91	0,0063	44,09	0,0111	2,41
	2	0,0111	0,0165	-48,79	0,0063	43,17	0,0111	0,04
	3	0,0110	0,0164	-48,92	0,0063	42,92	0,0110	0,04
	4	0,0107	0,0163	-51,90	0,0063	41,58	0,0107	0,03
	5	0,0106	0,0162	-53,21	0,0062	40,89	0,0106	0,00
	6	0,0104	0,0161	-53,96	0,0062	40,42	0,0104	0,00
	7	0,0104	0,0160	-53,36	0,0062	40,47	0,0104	-0,04
	8	0,0107	0,0159	-48,88	0,0062	42,05	0,0107	0,04
0,8	1	0,0099	0,0144	-45,90	0,0060	39,88	0,0096	2,95
	2	0,0097	0,0143	-48,02	0,0059	38,77	0,0097	0,04
	3	0,0096	0,0142	-48,46	0,0059	38,35	0,0096	0,03
	4	0,0093	0,0141	-51,19	0,0059	36,99	0,0093	0,01
	5	0,0092	0,0140	-52,46	0,0059	36,25	0,0092	-0,01
	6	0,0091	0,0139	-53,41	0,0058	35,64	0,0091	0,01
	7	0,0090	0,0138	-53,22	0,0058	35,52	0,0090	0,04
	8	0,0092	0,0138	-48,96	0,0058	37,11	0,0092	0,04
0,9	1	0,0087	0,0128	-46,14	0,0056	35,53	0,0085	2,29
	2	0,0086	0,0127	-48,17	0,0056	34,37	0,0086	0,02
	3	0,0085	0,0126	-48,28	0,0056	34,06	0,0085	0,00
	4	0,0083	0,0125	-50,61	0,0056	32,78	0,0083	-0,04
	5	0,0081	0,0124	-52,07	0,0056	31,88	0,0082	-0,01
	6	0,0081	0,0123	-52,59	0,0055	31,42	0,0081	-0,05
	7	0,0080	0,0122	-52,52	0,0055	31,22	0,0080	-0,05
	8	0,0082	0,0121	-48,86	0,0055	32,65	0,0082	0,01
1	1	0,0078	0,0115	-46,52	0,0054	31,40	0,0077	1,40
	2	0,0077	0,0114	-46,98	0,0053	30,89	0,0077	0,02
	3	0,0077	0,0113	-47,38	0,0053	30,43	0,0077	0,01
	4	0,0075	0,0112	-49,73	0,0053	29,04	0,0075	0,05
	5	0,0074	0,0111	-50,62	0,0053	28,36	0,0074	-0,05
	6	0,0073	0,0110	-51,73	0,0053	27,57	0,0073	0,02
	7	0,0072	0,0110	-51,82	0,0052	27,28	0,0072	-0,03
	8	0,0074	0,0109	-47,72	0,0052	29,01	0,0074	0,00

Tabela 15 (Continuação). Erro absoluto percentual entre fator de atrito experimental e calculado no escoamento de goma xantana 2 lb/bbl.

Vazão	Camadas	fexp	Misrha e Gupta (1979)	Erro	McCann e Islas (1996)	Erro	Modelo proposto	Erro
m ³ /h	adim.	adim.	adim.	%	adim.	%	adim.	%
1,25	1	0,0063	0,0091	-43,94	0,0048	23,75	0,0063	1,25
	2	0,0062	0,0090	-45,07	0,0048	22,82	0,0062	-0,03
	3	0,0062	0,0090	-44,86	0,0048	22,61	0,0062	-0,05
	4	0,0061	0,0089	-46,68	0,0048	21,32	0,0061	0,06
	5	0,0060	0,0088	-47,69	0,0048	20,48	0,0060	-0,04
	6	0,0059	0,0088	-48,92	0,0047	19,51	0,0059	-0,08
	7	0,0059	0,0087	-48,04	0,0047	19,70	0,0059	-0,01
	8	0,0059	0,0087	-46,34	0,0047	20,35	0,0059	-0,02
1,5	1	0,0052	0,0076	-44,83	0,0044	15,29	0,0053	-1,34
	2	0,0053	0,0075	-41,59	0,0044	16,82	0,0053	-0,09
	3	0,0053	0,0075	-41,21	0,0044	16,69	0,0053	-0,06
	4	0,0051	0,0074	-44,03	0,0044	14,68	0,0051	0,06
	5	0,0051	0,0074	-44,83	0,0044	13,87	0,0051	-0,06
	6	0,0050	0,0073	-45,89	0,0044	12,91	0,0050	0,07
	7	0,0050	0,0072	-44,38	0,0043	13,49	0,0050	0,02
	8	0,0050	0,0072	-43,70	0,0043	13,59	0,0050	0,02
1,75	1	0,0046	0,0065	-40,81	0,0041	10,46	0,0046	-0,58
	2	0,0046	0,0064	-38,58	0,0041	11,49	0,0047	-0,03
	3	0,0046	0,0064	-38,36	0,0041	11,26	0,0046	-0,03
	4	0,0045	0,0063	-40,96	0,0041	9,22	0,0045	-0,03
	5	0,0045	0,0063	-41,42	0,0041	8,57	0,0045	0,01
	6	0,0044	0,0062	-42,56	0,0041	7,48	0,0044	0,07
	7	0,0044	0,0062	-41,27	0,0040	7,98	0,0044	0,05
	8	0,0044	0,0062	-40,84	0,0040	7,93	0,0044	-0,09
2	1	0,0040	0,0057	-40,41	0,0039	4,01	0,0041	-2,40
	2	0,0041	0,0056	-37,75	0,0039	5,41	0,0041	-0,07
	3	0,0041	0,0056	-36,16	0,0039	6,12	0,0041	0,04
	4	0,0040	0,0055	-37,62	0,0038	4,72	0,0040	-0,08
	5	0,0040	0,0055	-38,75	0,0038	3,56	0,0040	0,11
	6	0,0039	0,0055	-39,56	0,0038	2,63	0,0039	0,08
	7	0,0039	0,0054	-37,92	0,0038	3,43	0,0039	0,06
	8	0,0039	0,0054	-38,72	0,0038	2,52	0,0039	0,08

5.3 Determinação da Perda de Carga: experimental e calculada

5.3.1 Fluido Newtoniano: água

A Figura 52a apresenta o gráfico com os resultados experimentais de perda de carga em função da vazão volumétrica de água para as diferentes camadas. Já na Figura 52b, a perda de carga em cada camada foi normalizada por seu respectivo comprimento (L_N), a fim de avaliar a variação de perda de carga apenas com a razão de curvatura.

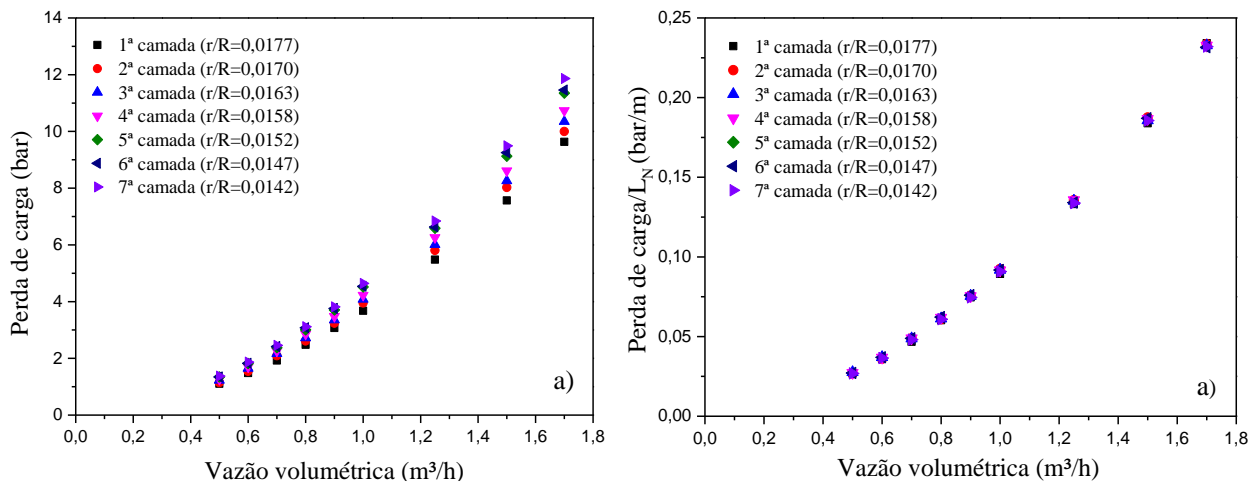


Figura 52. Perda de carga em função da vazão volumétrica no escoamento de água em diferentes camadas.

Na Figura 52a, é possível observar que à medida que a razão de curvatura diminui e a camada aumenta, maiores valores de perda de carga foram obtidos. Normalizando a perda de carga pelo comprimento da camada (Figura 52b), observou-se que a variação de perda de carga em função da razão de curvatura foi mínima em todas as vazões avaliadas.

Diversos trabalhos experimentais (AZOUZ *et al.*, 2008; MEDJANI E SHAH, 2000; GUAN *et al.*, 2014) concluíram que o aumento da curvatura gera maiores perdas de carga devido ao escoamento secundário. Neste trabalho, além da variação da curvatura em cada camada, há uma variação de comprimento (Tabela 9), onde da primeira para a última camada há uma variação de mais de 10 m. Ainda que a curvatura diminua ao longo das camadas, o comprimento aumenta consideravelmente apresentando um efeito mais significativo na perda de carga principalmente em maiores números de Reynolds.

A fim de calcular a perda de carga no escoamento de água em cada camada, a metodologia de cálculo apresentada na Seção 3.3.2 foi utilizada. A Figura 53 e a Tabela 16 apresentam a perda de carga experimental e calculada em cada camada e vazão volumétrica, assim como os erros absolutos percentuais. Os gráficos das demais camadas estão no Apêndice C e os erros abaixo de 5% estão em destaque.

Como esperado, os valores experimentais de perda de carga foram mais bem descritos pela metodologia de cálculo que utilizou a correlação de fator de atrito de Mishra e Gupta (1979). O erro relativo médio absoluto obtido foi 1,60%. A metodologia de cálculo também foi utilizada para obter a perda de carga total do *coiled tubing* em cada vazão. Os resultados estão apresentados na Figura 54 e na Tabela 17.

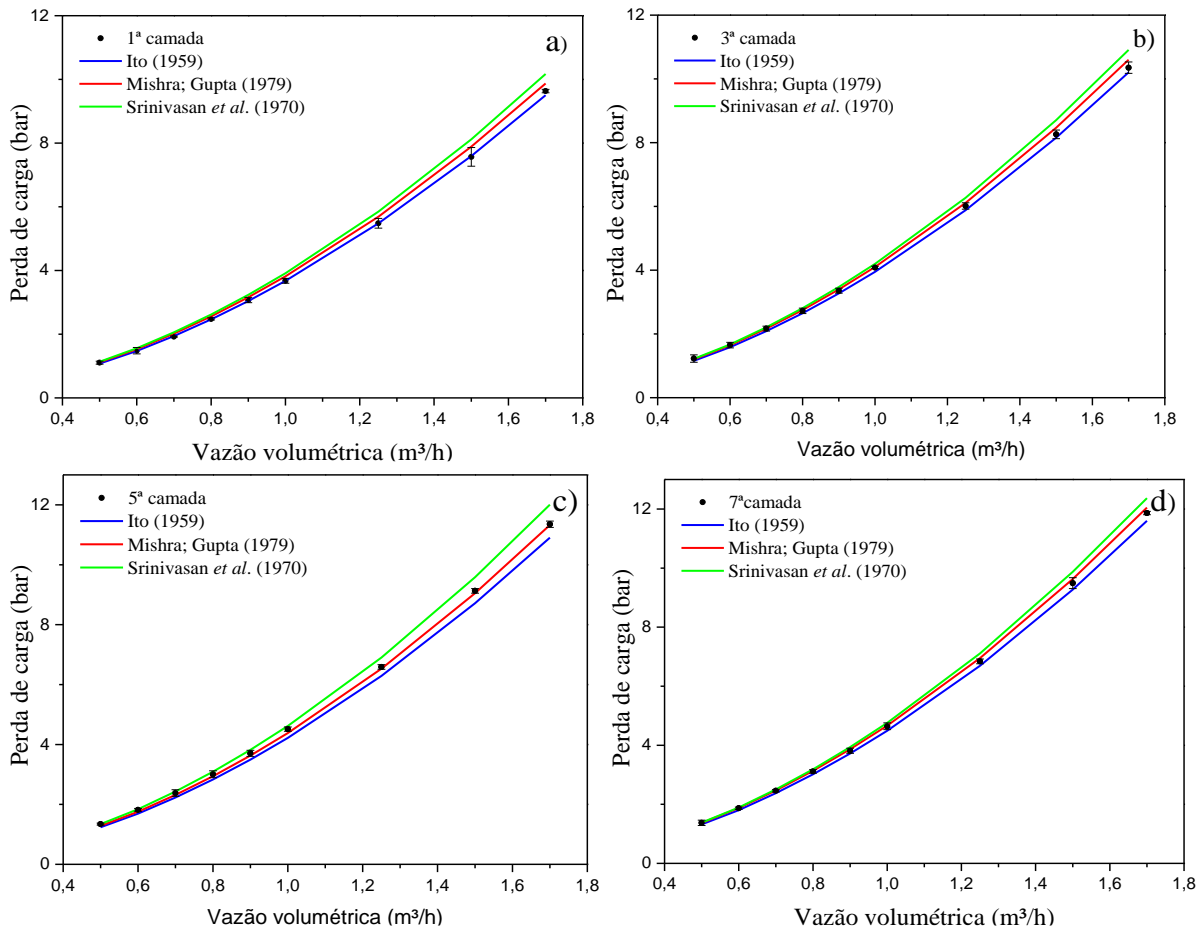


Figura 53. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica para a a) 1ª, b) 3ª, c) 5ª e d) 7ª camada (água).

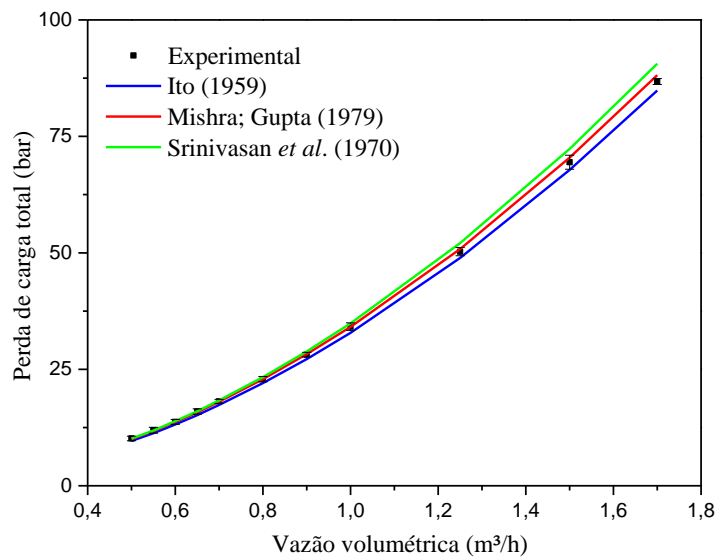


Figura 54. Perda de carga total experimental e calculada em função da vazão volumétrica de água.

Tabela 16. Erro absoluto percentual entre perda de carga experimental e calculada no escoamento de água.

Vazão	Camadas	ΔP_{exp}	Ito (1959)	Erro	Misrha e Gupta (1979)	Erro	Srinivasan <i>et al.</i> (1970)	Erro
m ³ /h	adim.	Bar	bar	%	Bar	%	bar	%
0,5	1	1,11	1,08	2,72	1,12	-1,06	1,14	-2,69
	2	1,15	1,12	2,71	1,16	-1,06	1,18	-2,56
	3	1,23	1,16	5,75	1,20	2,09	1,22	0,77
	4	1,26	1,20	4,78	1,24	1,09	1,26	-0,13
	5	1,34	1,24	7,80	1,29	4,22	1,30	3,17
	6	1,34	1,28	4,80	1,33	1,10	1,34	0,14
	7	1,37	1,32	3,94	1,37	0,21	1,38	-0,63
	8	1,35	1,25	7,50	1,30	3,91	1,31	3,22
0,6	1	1,48	1,47	0,77	1,53	-3,07	1,56	-5,04
	2	1,54	1,53	1,09	1,59	-2,75	1,61	-4,58
	3	1,65	1,58	4,04	1,64	0,32	1,67	-1,34
	4	1,70	1,64	3,90	1,70	0,17	1,73	-1,36
	5	1,82	1,69	6,95	1,76	3,34	1,78	1,97
	6	1,83	1,75	4,41	1,81	0,70	1,84	-0,59
	7	1,87	1,80	3,56	1,87	-0,19	1,89	-1,37
	8	1,83	1,71	6,55	1,77	2,92	1,79	1,89
0,7	1	1,92	1,94	-0,93	2,02	-4,84	2,06	-7,06
	2	2,09	2,01	3,75	2,09	0,02	2,13	-1,98
	3	2,17	2,09	3,68	2,17	-0,05	2,21	-1,94
	4	2,26	2,16	4,45	2,24	0,74	2,28	-1,02
	5	2,38	2,23	6,16	2,32	2,52	2,36	0,90
	6	2,42	2,30	4,78	2,39	1,09	2,43	-0,44
	7	2,46	2,38	3,33	2,47	-0,43	2,50	-1,87
	8	2,41	2,25	6,74	2,34	3,12	2,37	1,83
0,8	1	2,48	2,46	0,65	2,56	-3,20	2,62	-5,57
	2	2,61	2,56	2,07	2,66	-1,73	2,71	-3,95
	3	2,72	2,65	2,73	2,75	-1,04	2,81	-3,14
	4	2,86	2,74	4,06	2,85	0,34	2,90	-1,63
	5	3,01	2,83	5,79	2,94	2,14	3,00	0,31
	6	3,08	2,92	5,01	3,04	1,32	3,09	-0,42
	7	3,12	3,02	3,19	3,13	-0,57	3,18	-2,24
	8	3,02	2,85	5,39	2,96	1,72	3,01	0,20
0,9	1	3,07	3,04	0,97	3,16	-2,86	3,24	-5,37
	2	3,24	3,16	2,57	3,28	-1,20	3,35	-3,57
	3	3,36	3,27	2,55	3,40	-1,22	3,47	-3,49
	4	3,48	3,38	2,80	3,51	-0,97	3,59	-3,13
	5	3,71	3,50	5,65	3,63	2,00	3,71	-0,01
	6	3,76	3,61	3,99	3,75	0,27	3,82	-1,67
	7	3,82	3,72	2,46	3,87	-1,32	3,94	-3,19
	8	3,73	3,52	5,55	3,66	1,89	3,72	0,18
1	1	3,68	3,67	0,08	3,82	-3,79	3,91	-6,45
	2	3,95	3,81	3,65	3,96	-0,08	4,06	-2,55
	3	4,09	3,95	3,38	4,10	-0,36	4,20	-2,75
	4	4,23	4,08	3,39	4,24	-0,35	4,34	-2,64
	5	4,52	4,22	6,54	4,38	2,92	4,48	0,80
	6	4,54	4,36	4,06	4,52	0,35	4,62	-1,74
	7	4,64	4,49	3,27	4,67	-0,48	4,76	-2,49
	8	4,52	4,25	5,97	4,41	2,33	4,50	0,47

Tabela 16 (Continuação). Erro absoluto percentual entre perda de carga experimental e calculada no escoamento de água.

Vazão	Camadas	ΔP_{exp}	Ito (1959)	Erro	Misrha e Gupta (1979)	Erro	Srinivasan <i>et al.</i> (1970)	Erro
m ³ /h	adim.	Bar	bar	%	Bar	%	bar	%
1,25	1	5,48	5,48	0,07	5,69	-3,79	5,85	-6,68
	2	5,81	5,68	2,16	5,90	-1,62	6,06	-4,38
	3	6,01	5,88	2,16	6,11	-1,62	6,27	-4,30
	4	6,26	6,09	2,78	6,32	-0,98	6,48	-3,56
	5	6,59	6,29	4,54	6,53	0,85	6,69	-1,60
	6	6,63	6,49	2,16	6,74	-1,63	6,90	-4,06
	7	6,84	6,69	2,19	6,95	-1,59	7,11	-3,94
	8	6,63	6,33	4,48	6,58	0,78	6,72	-1,43
1,5	1	7,57	7,59	-0,35	7,89	-4,23	8,12	-7,29
	2	8,03	7,87	1,89	8,18	-1,90	8,41	-4,83
	3	8,26	8,15	1,27	8,47	-2,54	8,71	-5,43
	4	8,61	8,43	2,07	8,76	-1,71	9,00	-4,50
	5	9,13	8,71	4,53	9,05	0,84	9,29	-1,81
	6	9,25	8,99	2,80	9,34	-0,96	9,58	-3,59
	7	9,49	9,27	2,30	9,63	-1,48	9,87	-4,04
	8	9,12	8,77	3,82	9,11	0,10	9,33	-2,35
1,7	1	9,63	9,51	1,34	9,87	-2,46	10,17	-5,57
	2	10,00	9,86	1,43	10,24	-2,38	10,54	-5,42
	3	10,35	10,21	1,41	10,60	-2,40	10,91	-5,38
	4	10,74	10,55	1,69	10,96	-2,10	11,28	-5,02
	5	11,35	10,90	3,96	11,32	0,24	11,64	-2,54
	6	11,46	11,25	1,82	11,69	-1,98	12,01	-4,76
	7	11,87	11,60	2,24	12,05	-1,54	12,37	-4,24
	8	11,38	10,97	3,54	11,40	-0,19	11,69	-2,79

Tabela 17. Erro absoluto percentual entre perda de carga total experimental e calculada no escoamento de água.

Vazão	ΔP_{TOTAL}	Desvio padrão	Ito (1959)	Erro	Misrha e Gupta (1979)	Erro	Srinivasan <i>et al.</i> (1970)	Erro
m ³ /h	Bar	bar	bar	%	bar	%	bar	%
0,5	10,15	0,49	9,63	5,09	10,01	1,40	10,12	0,27
0,60	13,72	0,52	13,16	4,04	13,67	0,32	13,87	-1,14
0,7	18,11	0,43	17,36	4,13	18,04	0,41	18,34	-1,29
0,8	22,89	0,57	22,04	3,72	22,89	-0,02	23,33	-1,93
0,9	28,15	0,49	27,20	3,40	28,25	-0,35	28,84	-2,43
1	34,16	0,81	32,83	3,89	34,10	0,17	34,86	-2,05
1,25	50,25	0,88	48,93	2,63	50,82	-1,14	52,09	-3,66
1,5	69,46	1,49	67,81	2,37	70,43	-1,40	72,33	-4,13
1,7	86,77	0,63	84,85	2,22	88,13	-1,56	90,60	-4,41

A Figura 55 apresenta uma comparação entre os dados de perda de carga total obtidos experimentalmente em tubo curvado e dados simulados de perda de carga no escoamento de água em um trecho reto com as mesmas dimensões de diâmetro de tubo e comprimento. O fator de atrito para tubo reto foi calculado utilizando a equação de Blasius para regime turbulento (equação apresentada na Tabela 4). É possível notar que a perda de carga experimental da unidade CT é maior que a queda de pressão calculada para um trecho reto de mesmas dimensões, onde a diferença é mais notável com o aumento da vazão. O desvio absoluto percentual médio de toda a faixa de vazão foi de 14,45%.

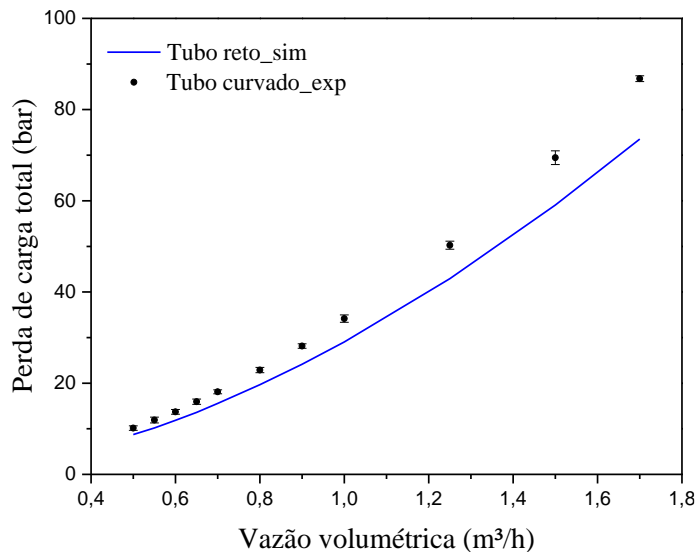


Figura 55. Perda de carga experimental da unidade CT e calculada de um trecho reto no escoamento de água.

5.3.2 Fluido não-Newtoniano: solução de goma xantana

O aumento da perda de carga em camadas mais externas também foi observado no escoamento de goma xantana, como pode ser visto na Figura 56a. Na Figura 56b, a perda de carga em cada camada foi normalizada por seu respectivo comprimento (L_N), a fim de avaliar a variação de perda de carga apenas com a razão de curvatura. Diferente dos resultados obtidos com água (Figura 52b), a variação de razão de curvatura afetou a perda de carga em cada camada no escoamento de goma xantana. Foi observado que em maiores razões de curvatura (menores camadas), maiores valores de perda de carga foram obtidos. Este efeito pode ser explicado pelo aumento da força centrífuga e do escoamento secundário com o aumento da curvatura (AZOUZ *et al.*, 2008; MEDJANI E SHAH, 2000; GUAN *et al.*, 2014).

A Figura 57 e a Tabela 18 apresentam os resultados experimentais e simulados da perda de carga no escoamento de goma xantana. Pode ser observado que a correlação proposta pôde prever os dados experimentais com um erro relativo médio absoluto de 1,68%. Os gráficos das demais camadas estão apresentados no Apêndice D.

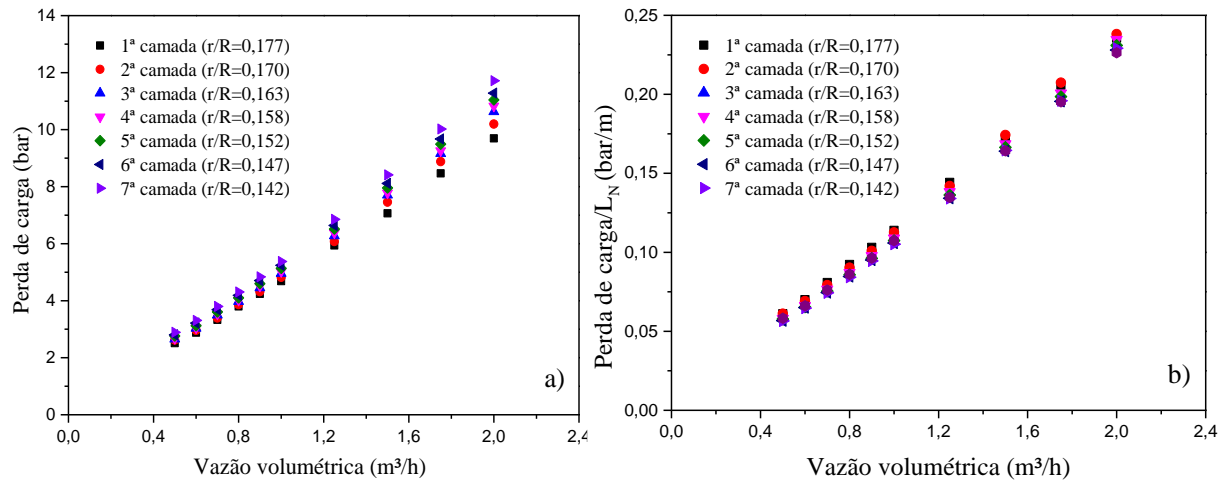


Figura 56. Perda de carga em função da vazão volumétrica no escoamento de goma xantana em diferentes camadas.

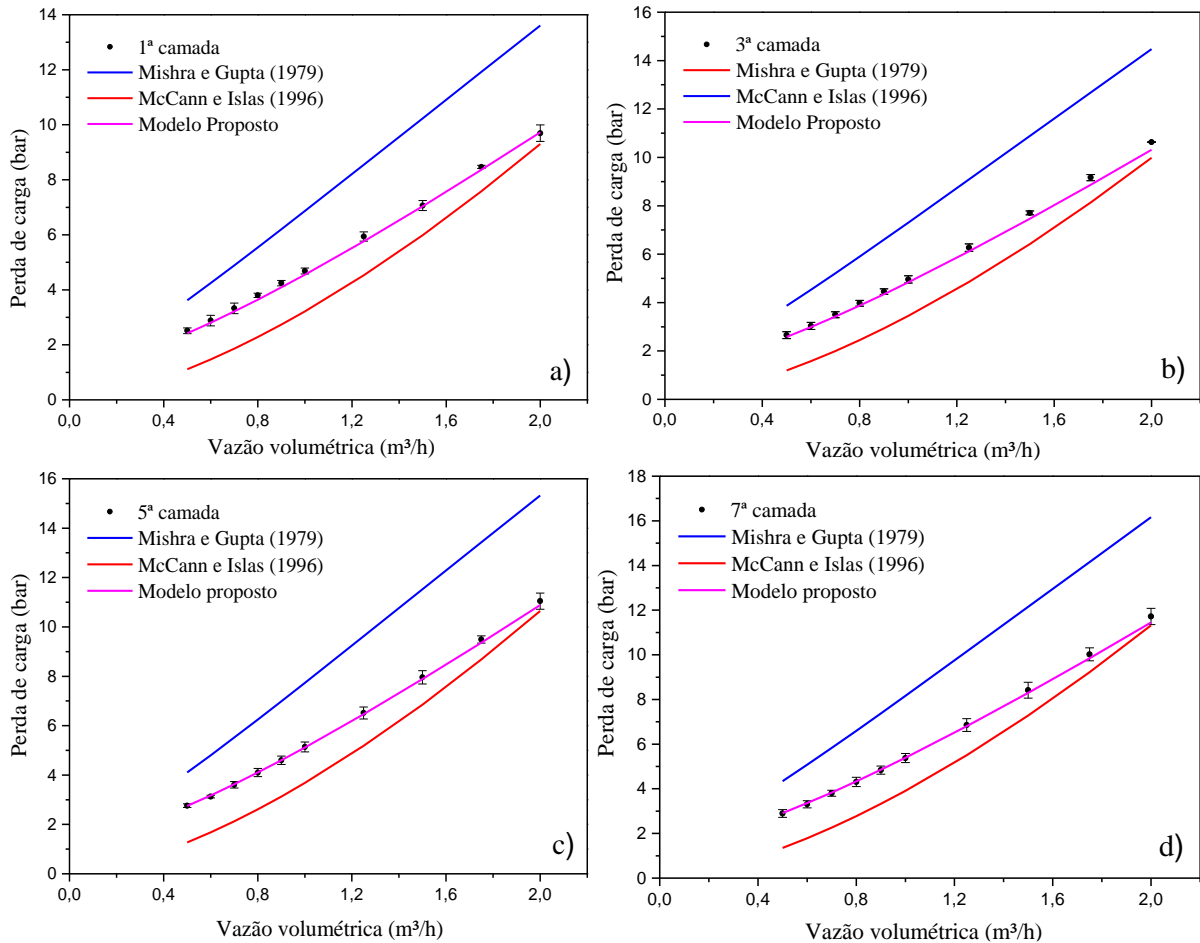


Figura 57. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica para a a) 1ª, b) 3ª, c) 5ª e d) 7ª camada (goma xantana).

Tabela 18. Erro absoluto percentual entre perda de carga experimental e calculada no escoamento de goma xantana.

Vazão	Camadas	Pexp	Misrha e Gupta (1979)	Erro	McCann e Islas (1996)	Erro	Modelo proposto	Erro
m³/h	adim.	bar	Bar	%	bar	%	bar	%
0,5	1	2,51	3,62	-44,10	1,11	55,80	2,42	3,84
	2	2,62	3,74	-42,86	1,15	56,05	2,50	4,58
	3	2,66	3,86	-45,51	1,19	55,12	2,58	2,72
	4	2,68	3,98	-48,71	1,23	54,01	2,67	0,48
	5	2,76	4,10	-48,54	1,27	53,96	2,75	0,51
	6	2,81	4,22	-50,48	1,31	53,25	2,83	-0,87
	7	2,89	4,34	-49,96	1,35	53,31	2,91	-0,62
	8	2,83	4,09	-44,81	1,28	54,81	2,75	2,76
0,6	1	2,88	4,25	-47,43	1,47	49,01	2,80	2,74
	2	2,96	4,39	-48,26	1,52	48,56	2,90	2,15
	3	3,04	4,53	-49,17	1,58	48,08	2,99	1,49
	4	3,05	4,67	-53,05	1,63	46,57	3,08	-1,13
	5	3,13	4,80	-53,70	1,68	46,19	3,18	-1,61
	6	3,22	4,94	-53,64	1,73	46,06	3,27	-1,62
	7	3,31	5,08	-53,42	1,79	45,99	3,36	-1,53
	8	3,21	4,79	-49,10	1,69	47,38	3,17	1,27
0,7	1	3,33	4,89	-46,91	1,86	44,09	3,21	3,50
	2	3,39	5,05	-48,79	1,93	43,17	3,32	2,25
	3	3,50	5,21	-48,92	2,00	42,92	3,42	2,15
	4	3,53	5,36	-51,90	2,06	41,58	3,53	0,18
	5	3,60	5,52	-53,21	2,13	40,89	3,63	-0,71
	6	3,69	5,68	-53,96	2,20	40,42	3,73	-1,22
	7	3,80	5,83	-53,36	2,26	40,47	3,83	-0,85
	8	3,69	5,50	-48,88	2,14	42,05	3,62	2,07
0,8	1	3,80	5,54	-45,90	2,28	39,88	3,64	4,13
	2	3,87	5,72	-48,02	2,37	38,77	3,76	2,76
	3	3,97	5,90	-48,46	2,45	38,35	3,87	2,48
	4	4,02	6,08	-51,19	2,53	36,99	3,99	0,70
	5	4,10	6,25	-52,46	2,61	36,25	4,11	-0,13
	6	4,19	6,43	-53,41	2,70	35,64	4,22	-0,74
	7	4,31	6,60	-53,22	2,78	35,52	4,33	-0,61
	8	4,18	6,22	-48,96	2,63	37,11	4,08	2,18
0,9	1	4,24	6,20	-46,14	2,74	35,53	4,09	3,65
	2	4,32	6,40	-48,17	2,84	34,37	4,22	2,36
	3	4,45	6,60	-48,28	2,93	34,06	4,35	2,32
	4	4,51	6,80	-50,61	3,03	32,78	4,47	0,83
	5	4,60	6,99	-52,07	3,13	31,88	4,60	-0,10
	6	4,71	7,18	-52,59	3,23	31,42	4,73	-0,41
	7	4,84	7,38	-52,52	3,33	31,22	4,85	-0,34
	8	4,67	6,95	-48,86	3,15	32,65	4,57	2,09
1	1	4,69	6,87	-46,52	3,22	31,40	4,55	2,90
	2	4,82	7,09	-46,98	3,33	30,89	4,69	2,66
	3	4,96	7,30	-47,38	3,45	30,43	4,84	2,45
	4	5,02	7,52	-49,73	3,56	29,04	4,98	0,95
	5	5,14	7,74	-50,62	3,68	28,36	5,12	0,42
	6	5,24	7,95	-51,73	3,80	27,57	5,25	-0,26
	7	5,38	8,16	-51,82	3,91	27,28	5,39	-0,28
	8	5,21	7,69	-47,72	3,70	29,01	5,08	2,47

Tabela 18 (Continuação). Erro absoluto percentual entre perda de carga experimental e calculada no escoamento de goma xantana.

Vazão m ³ /h	Camadas adim.	Pexp bar	Misrha e Gupta (1979)		McCann e Islas (1996)		Modelo proposto	
			Bar	Erro %	bar	Erro %	bar	Erro %
1,25	1	5,94	8,55	-43,94	4,53	23,75	5,76	2,92
	2	6,08	8,82	-45,07	4,69	22,82	5,94	2,26
	3	6,27	9,09	-44,86	4,86	22,61	6,12	2,50
	4	6,38	9,36	-46,68	5,02	21,32	6,29	1,37
	5	6,52	9,62	-47,69	5,18	20,48	6,46	0,79
	6	6,64	9,89	-48,92	5,34	19,51	6,64	0,05
	7	6,86	10,15	-48,04	5,50	19,70	6,81	0,72
	8	6,53	9,56	-46,34	5,20	20,35	6,41	1,94
1,5	1	7,07	10,23	-44,83	5,99	15,29	7,04	0,38
	2	7,46	10,56	-41,59	6,20	16,82	7,25	2,74
	3	7,71	10,88	-41,21	6,42	16,69	7,47	3,12
	4	7,78	11,20	-44,03	6,64	14,68	7,68	1,31
	5	7,96	11,52	-44,83	6,85	13,87	7,89	0,88
	6	8,11	11,84	-45,89	7,07	12,91	8,09	0,26
	7	8,42	12,15	-44,38	7,28	13,49	8,30	1,40
	8	7,97	11,45	-43,70	6,88	13,59	7,81	1,96
1,75	1	8,47	11,92	-40,81	7,58	10,46	8,37	1,21
	2	8,88	12,30	-38,58	7,86	11,49	8,62	2,93
	3	9,16	12,68	-38,36	8,13	11,26	8,87	3,22
	4	9,26	13,05	-40,96	8,41	9,22	9,12	1,54
	5	9,49	13,42	-41,42	8,68	8,57	9,36	1,35
	6	9,67	13,79	-42,56	8,95	7,48	9,61	0,68
	7	10,02	14,16	-41,27	9,22	7,98	9,85	1,70
	8	9,47	13,34	-40,84	8,72	7,93	9,27	2,12
2	1	9,69	13,61	-40,41	9,30	4,01	9,73	-0,37
	2	10,20	14,04	-37,75	9,64	5,41	10,02	1,69
	3	10,63	14,47	-36,16	9,98	6,12	10,31	2,98
	4	10,83	14,90	-37,62	10,32	4,72	10,60	2,09
	5	11,04	15,32	-38,75	10,65	3,56	10,89	1,43
	6	11,28	15,74	-39,56	10,98	2,63	11,17	0,99
	7	11,72	16,16	-37,92	11,32	3,43	11,45	2,29
	8	10,97	15,22	-38,72	10,70	2,52	10,77	1,85

A Figura 58 apresenta o gráfico de perda de carga total em função da vazão volumétrica para o escoamento de goma xantana, comparando os resultados experimentais e simulados. O modelo proposto pôde prever os dados experimentais, assim como também pode ser observado na Tabela 19.

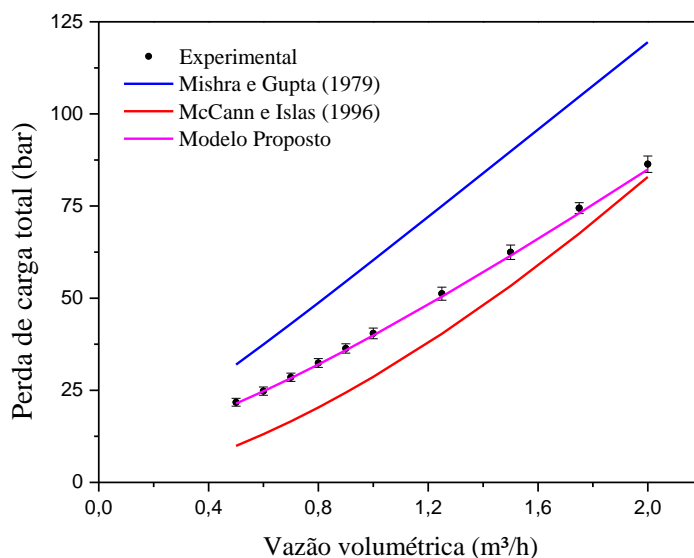


Figura 58. Perda de carga total experimental e calculada em função da vazão volumétrica de goma xantana.

Tabela 19. Erro absoluto percentual entre perda de carga total experimental e calculada no escoamento de goma xantana.

Vazão	ΔP_{TOTAL}	Desvio padrão	Misrha e Gupta (1979)	Erro	McCann e Islas (1996)	Erro	Modelo proposto	Erro
m ³ /h	bar	bar	Bar	%	bar	%	bar	%
0,5	21,75	1,07	31,97	-46,95	9,90	54,50	21,40	1,61
0,6	24,78	1,12	37,43	-51,05	13,09	47,19	24,74	0,17
0,7	28,53	1,11	43,03	-50,82	16,58	41,90	28,29	0,87
0,8	32,43	1,19	48,73	-50,29	20,34	37,26	32,01	1,29
0,9	36,34	1,27	54,50	-49,98	24,37	32,93	35,88	1,25
1	40,45	1,45	60,32	-49,13	28,64	29,19	39,89	1,37
1,25	51,21	1,77	75,02	-46,51	40,32	21,25	50,42	1,53
1,5	62,46	1,95	89,83	-43,83	53,33	14,62	61,52	1,50
1,75	74,42	1,48	104,67	-40,63	67,54	9,24	73,06	1,84
2	86,36	2,23	119,47	-38,35	82,89	4,02	84,94	1,64

A Figura 59 apresenta uma comparação entre os dados de perda de carga total obtidos experimentalmente em tubo curvado e dados simulados de perda de carga no escoamento de solução de goma xantana em um trecho reto com as mesmas dimensões de diâmetro de tubo e comprimento. O fator de atrito para tubo reto foi calculado utilizando a Equação 108 proposta por Dodge e Metzner (1959) para escoamento em regime turbulento de fluidos não-Newtonianos que são descritos pelo modelo *Power-Law*. É possível notar que a perda de carga experimental da unidade CT é maior que a queda de pressão calculada para um trecho reto de mesmas dimensões, onde a diferença é mais notável com o aumento da vazão. O desvio absoluto percentual médio de

toda a faixa de vazão foi de 37,6%, confirmando que a curvatura afeta mais significativamente a perda de carga de um fluido não-Newtoniano do que de um fluido Newtoniano (Figura 55).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{4}{n^{0,75}} \log \left(Re_p \cdot f^{1-\frac{n}{2}} \right) - \frac{0,4}{n^{1,2}} \quad (108)$$

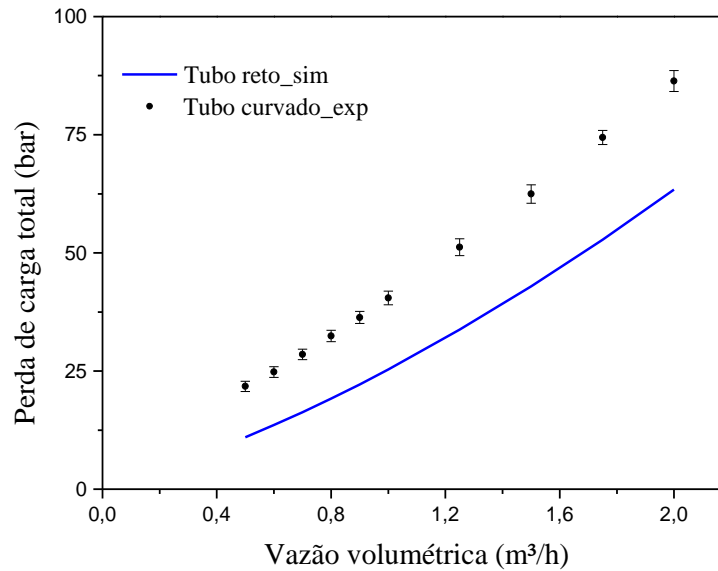


Figura 59. Perda de carga experimental da unidade CT e calculada de um trecho reto no escoamento de solução de goma xantana.

A Figura 60 apresenta os resultados experimentais de perda de carga total obtidos em função da vazão volumétrica e do número de Reynolds do escoamento de água e goma xantana. As barras de erro apresentadas foram calculadas por meio de uma propagação de erro em cada ponto, visto que a perda de carga total é a soma da perda de carga nas camadas. Nos menores valores de vazão, o escoamento da solução de goma xantana apresentou maiores perdas de carga, mas em aproximadamente 1,25 m³/h, o escoamento de água passou a apresentar maiores perdas de carga. Este comportamento pode ser explicado pela diferença de regimes de escoamento entre os dois fluidos, como apresentado na Figura 60b. Outra explicação para esta inversão é o comportamento reológico da goma xantana. Por ser um fluido pseudoplástico, maiores vazões implicam em maiores taxas de cisalhamento e, conseqüentemente, menores viscosidades aparentes. Por outro lado, a viscosidade da água permanece constante independente da taxa de cisalhamento aplicada. Logo, a diminuição da resistência ao fluxo da goma xantana pode ter gerado uma menor perda de carga total frente a água em maiores vazões.

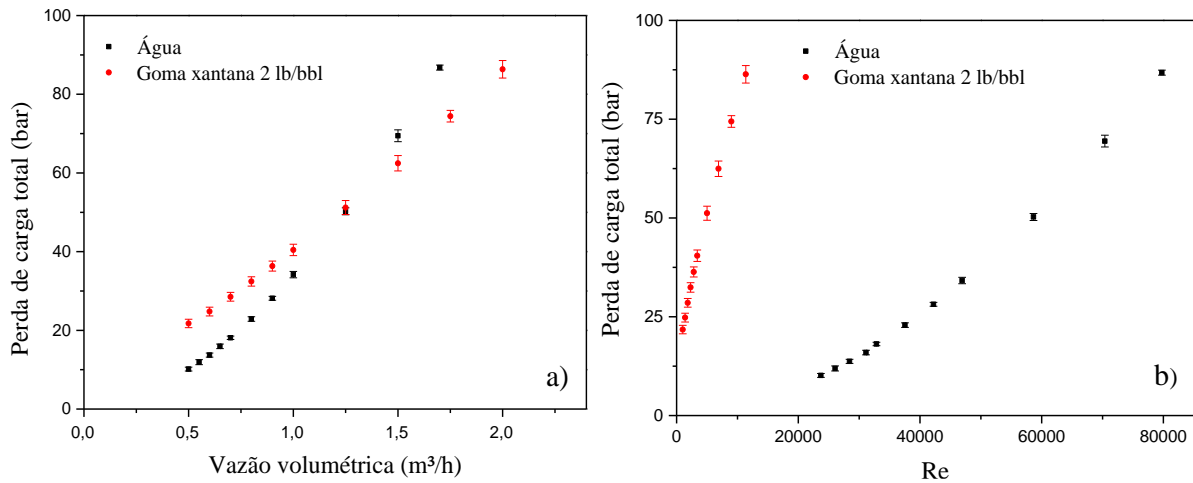


Figura 60. Perda de carga total experimental em função da (a) vazão volumétrica e do (b) número de Reynolds de água e goma xantana.

5.4 Estudos de caso

Para validação da modelagem matemática proposta, dois estudos de caso foram utilizados. O primeiro foi retirado do trabalho de Pereira (2018), que conduziu experimentos de troca térmica com água na mesma unidade experimental utilizada neste trabalho. A autora propôs um planejamento experimental com duas vazões e duas temperaturas iniciais, com triplicata no ponto central. A água foi bombeada em vazão constante até que o regime permanente fosse atingido e a temperatura em cada ponto de leitura ficasse constante. Estes dados serão utilizados na validação da metodologia de cálculo para a troca térmica no regime permanente.

O segundo estudo de caso é proveniente de um processo *offshore* de abandono de poço na Bacia de Campos, utilizando uma unidade *coiled tubing*. Os dados experimentais foram fornecidos pelo CENPES e são referentes a medidas de pressão e temperatura ao longo do tempo e do comprimento do flexitubo no bombeamento de uma sequência de fluidos. Estes dados foram utilizados na validação da metodologia de cálculo para a perda de carga e troca térmica no regime transiente.

5.4.1 Estudo de troca térmica: regime permanente

Para a validação da troca térmica em regime permanente, os dados de Pereira (2018) foram utilizados. Os dados experimentais foram obtidos no bombeamento de água em dois níveis de vazão volumétrica (0,20 e 0,65 m³/h) em dois níveis de temperatura inicial (19 e 45°C) com triplicata no ponto central (0,45 m³/h e 25°C). Durante o escoamento, a autora obteve medidas de temperatura em cada camada após alcançar o regime permanente. A temperatura ambiente foi aproximadamente constante e igual a 25°C. A Tabela 20 apresenta as temperaturas de saída obtidas em cada combinação de vazão volumétrica e temperatura inicial.

Tabela 20. Temperaturas de saída experimentais obtidas por Pereira (2018).

Temperatura inicial (°C)	Vazão volumétrica (m ³ /h)	Temperatura de saída experimental (°C)
19	0,20	19,42
	0,65	19,44
25	0,45	25,16
45	0,20	43,50
	0,65	44,80

Observa-se que as variações de temperatura foram baixas em todas as faixas de vazão avaliadas. Enquanto na menor temperatura inicial (19°C) houve um aumento na temperatura de saída, na maior temperatura inicial avaliada (45°C), a temperatura de saída foi menor. Este comportamento se deve, principalmente a troca de calor com o ambiente.

Através da metodologia de cálculo de troca térmica para regime permanente, foi possível simular as temperaturas de saída obtidas por Pereira (2018). A Tabela 21 apresenta os erros relativos percentuais entre os resultados experimentais e os calculados.

Tabela 21. Temperatura de saída e erro relativo percentual para a simulação dos dados de Pereira (2018).

Temperatura inicial (°C)	Vazão volumétrica (m ³ /h)	Temperatura de saída calculada (°C)	Erro relativo percentual (%)
19	0,20	19,17	0,09
	0,65	19,43	0,003
25	0,45	25,13	0,01
45	0,20	44,24	0,22
	0,65	45,08	-0,08

Observa-se que a temperatura de saída foi simulada com baixos erros percentuais, indicando que a metodologia de cálculo proposta descreveu os dados experimentais obtidos em regime permanente.

5.4.2 Estudo da perda de carga e troca térmica: regime transiente

Antes de apresentar os resultados obtidos, detalhes da geometria e das condições operacionais deste estudo de caso serão apresentados. O flexitubo tem 5.331 m de comprimento enrolados em um carretel com 1,70 m de largura (L_c), 1,0 m de raio interno (R_c) e 1,75 m de raio do anteparo (R_a) (Figura 61). Para considerar apenas a parte do tubo que está enrolada, é necessário

descontar o comprimento de tubo que já foi direcionado ao poço, que, neste caso, é 204 m. Este comprimento pode variar de acordo com o processo, logo torna-se um dado de entrada do simulador. O diâmetro externo do tubo é constante ao longo do comprimento, entretanto, sua espessura varia e, conseqüentemente, seu diâmetro interno. Os dados da geometria do flexitubo estão contidos na Tabela 22, onde o comprimento total é dividido em quatro trechos de diâmetros internos diferentes.

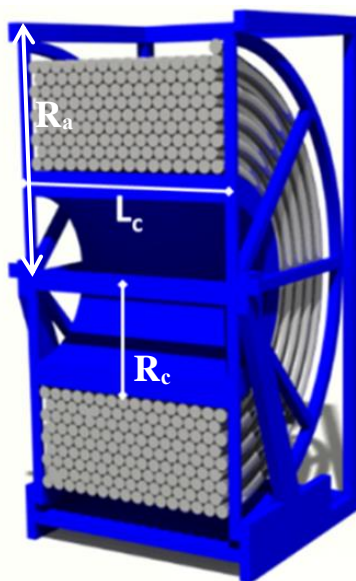


Figura 61. Ilustração das dimensões do sistema *coiled tubing* do estudo de caso.

Tabela 22. Dados da geometria do flexitubo industrial.

Comprimento	Diâmetro externo		Espessura		Diâmetro interno	
	m	in	in	m	in	m
1.573,8	1,5	0,0381	1,21	0,0307	0,15	0,0038
1.389,9	1,5	0,0381	1,19	0,0302	0,16	0,0041
1.310,6	1,5	0,0381	1,15	0,0292	0,18	0,0046
1.056,7	1,5	0,0381	1,12	0,0285	0,19	0,0048

Fonte: CENPES/Petrobras, 2015.

Os dados da operação de bombeio, assim como as propriedades dos fluidos utilizados neste estudo de caso, estão descritos na Tabela 23 e Tabela 24, respectivamente. Primeiramente, a água é bombeada e, logo após, uma pasta de cimento é bombeada em 4 vazões e temperaturas diferentes. Considerou-se que o *coiled tubing* estava preenchido com água antes do início do processo. A densidade do fluido (ρ_f) e os parâmetros reológicos (n e k) dos fluidos são usados nos simuladores

de perda de carga e de troca térmica. Já a temperatura, a condutividade térmica (k_f) e o calor específico (C_{pf}) são usados especificamente no cálculo da troca térmica.

Tabela 23. Dados de operação do estudo de caso.

Sequência de bombeamentos	Fluido	Tempo de bombeamento (min)	Vazão volumétrica (bbl/min)
1	Água	23	0,7
2		17,5	0,7
3	Pasta de cimento	12	0,6
4		4	0,5
5		12	0,6

Tabela 24. Propriedades dos fluidos.

Sequência de bombeamentos	Fluido	ρ_f (kg/m ³)	n (adim.)	k (Pa.s)	k_f (W/m.K)	C_{pf} (J/kg.K)	Temperatura inicial (K)
1	Água	1.000	1	0,001	0,613	4.186	300
2							309
3	Pasta de cimento	1.893	0,57	0,97	1	1.700	312
4							309,5
5							310,5

Os dados da sequência de bombeamento, da geometria do *coiled tubing* e das propriedades dos fluidos foram inseridos no programa em arquivos de entrada. A partir deles, perfis de pressão em função do tempo de processo foram obtidos, assim como a perda de carga nas interfaces dos fluidos e a pressão máxima e mínima em cada comprimento. Os arquivos de entrada e saída do programa de perda de carga estão apresentados no Apêndice E. A Figura 62 apresenta a perda de carga total em função do tempo de processo para o bombeamento de água e pasta de cimento. A linha em vermelho representa os dados simulados e os símbolos representam os dados experimentais. Os números na legenda dos símbolos são referentes a ordem de bombeamento dos fluidos.

É possível observar que o simulador proposto pôde prever a perda de carga no escoamento de fluidos em *coiled tubing* de um processo real. É válido ressaltar que a variação da razão de curvatura em cada camada, a variação do diâmetro interno no comprimento do tubo e o bombeamento de uma sequência de fluidos foram considerados.

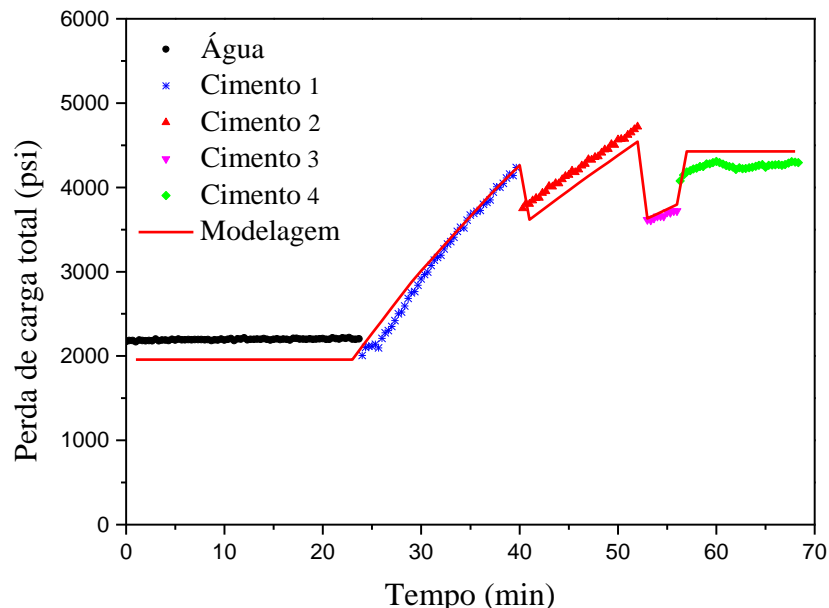


Figura 62. Perda de carga total em função do tempo no bombeamento de água e pasta de cimento (estudo de caso).

Nos primeiros minutos do processo, a perda de carga total permanece constante, visto que apenas a água está sendo bombeada. Entretanto, aos 23 minutos de processo, a pasta de cimento começa a ser bombeada e a perda de carga total aumenta linearmente com o tempo. Isso acontece porque, enquanto o cimento entra no flexitubo, a água está sendo retirada e o cimento fornece uma perda de carga mais alta ao escoar. Aos 40,5 e 52,5 minutos, a vazão do cimento diminui e, conseqüentemente, a perda de carga total. Em seguida, nos dois casos, ela aumenta novamente devido a saída de água. No último bombeamento, a queda de pressão tornou-se constante, pois toda a água foi retirada e apenas o cimento está escoando no *coiled tubing*.

A Tabela 25 apresenta o erro relativo de cada etapa de bombeamento, onde os cimentos são identificados de 1 a 4 referenciando a ordem de bombeamento. Considerando uma média entre todas as etapas, o simulador pôde prever o perfil de pressão dinâmico dos dados de campo com um erro relativo médio absoluto de 6,25%. Pode-se observar que a perda de carga no bombeamento inicial de água obteve o maior desvio. Acredita-se que este desvio possa ser explicado pelas propriedades da água utilizada em campo que podem ser alteradas de acordo com sua salinidade e presença de sólidos em suspensão.

O *coiled tubing* estava preenchido com água antes do início do processo e, em seguida, cinco fluidos foram bombeados. Logo, cinco interfaces foram identificadas. As Figura 63 e Figura 64 apresentam os resultados do cálculo do comprimento e da perda de carga nas interfaces dos fluidos, respectivamente. As legendas das próximas figuras identificam a água inicial como “água 1” e a água bombeada como “água 2”. Já os cimentos são identificados de 1 a 4 referenciando a ordem de bombeamento.

Tabela 25. Erros relativos médios no cálculo de perda de carga referente a cada etapa de bombeamento.

Fluido	Erro médio relativo (%)
Água	10,8
Pasta de cimento 1	3,58
Pasta de cimento 2	4,15
Pasta de cimento 3	1,06
Pasta de cimento 4	4,10

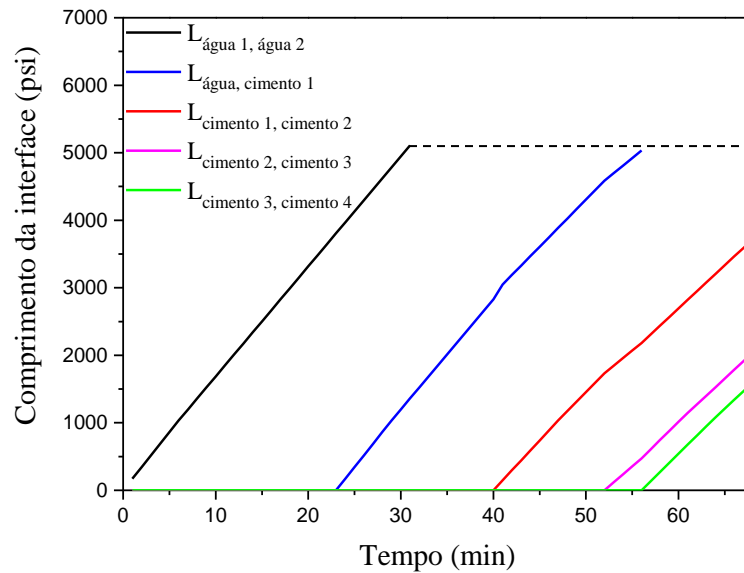


Figura 63. Comprimento das interfaces no bombeamento de água e pasta de cimento.

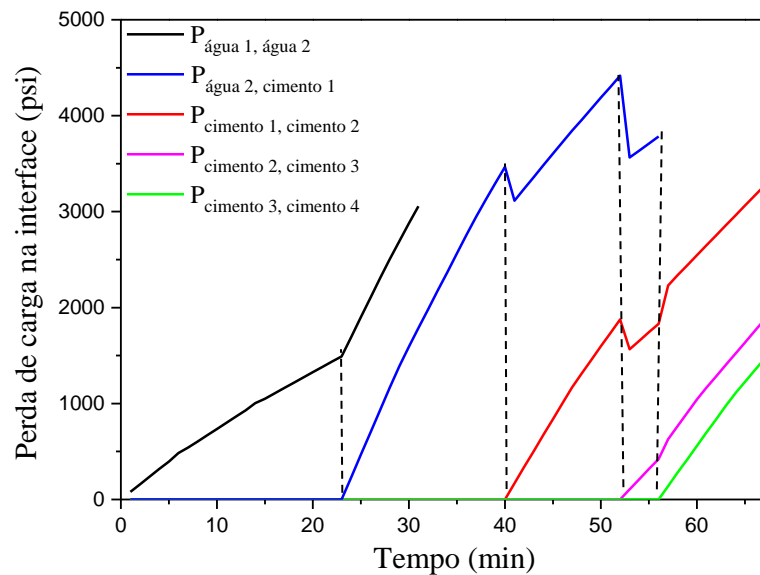


Figura 64. Perda de carga nas interfaces no bombeamento de água e pasta de cimento.

A discussão sobre os dois gráficos acima será feita simultaneamente. As linhas verticais pontilhadas foram adicionadas na Figura 64 para facilitar a visualização do início do bombeamento de um novo fluido, que sempre gera uma queda ou aumento da pressão na(s) interface(s) anterior(es). Em preto, tem-se a interface entre a água que já estava dentro do *coiled tubing* e a água que está sendo bombeada. Neste caso em específico, o fluido inicial presente no flexitubo é igual ao que está sendo bombeado, mas nem sempre isto ocorre. Como o simulador foi feito para atuar em diferentes cenários e sequências de bombeamento, ele identifica todas as interfaces possíveis, mesmo que seja entre fluidos iguais.

Pode-se observar que a água inicial, representada pela linha preta, é completamente retirada em aproximadamente 32 minutos de processo. A linha em azul representa a interface entre a água e o primeiro cimento bombeado (cimento 1). Na Figura 63, observa-se que esta interface, e, conseqüentemente, a água, permanece no *coiled tubing* até, aproximadamente, 57 minutos de processo. As duas primeiras interfaces são as únicas que são completamente retiradas do flexitubo antes que o processo termine. Na Figura 64 pode-se observar duas inflexões na linha azul referentes ao início do bombeamento do cimento 2 e do cimento 3. O mesmo ocorre com a linha em vermelho, onde o início do bombeamento dos cimentos 3 e 4 causa inflexões na curva de perda de carga. A identificação destas interfaces é essencial para o cálculo da perda de carga total de um processo.

O estudo de caso utilizado para validar o simulador de troca térmica para regime transiente foi o mesmo utilizado na validação da perda de carga, onde água e pasta de cimento foram bombeadas em sequência em um processo real. Os dados de entrada são iguais ao simulador de perda de carga e os dados de saída fornecem o perfil de temperatura em função do comprimento em cada passo no tempo. Além disto, o comprimento e a temperatura das interfaces também são fornecidos ao usuário. Os arquivos de entrada e saída do simulador estão apresentados no Apêndice E. A Figura 65 apresenta os perfis de temperatura experimentais e calculados ao longo do comprimento obtidos ao final do bombeamento de cada fluido. As linhas representam os dados simulados e os símbolos os dados experimentais.

Os pontos e a linha em preto representam o perfil de temperatura após 23 minutos de bombeamento de água. Os dados experimentais e simulados permanecem aproximadamente constantes ao longo do comprimento do tubo. Os pontos e linha em vermelho indicam o perfil de temperatura após 40,5 minutos do processo, ou seja, quando o primeiro bombeamento de cimento é concluído. É possível observar que, nos primeiros metros de tubo, a temperatura é mais alta e depois se reduz até atingir uma temperatura experimental de 28°C. Este comportamento indica que o cimento, que apresenta uma temperatura inicial mais alta, afeta o perfil ao longo do tubo, aumentando principalmente a temperatura nos primeiros metros de tubo. Nos três últimos perfis (vermelho, rosa e verde), o aumento de temperatura atingiu uma maior extensão, indicando a entrada de cimento mais quente.

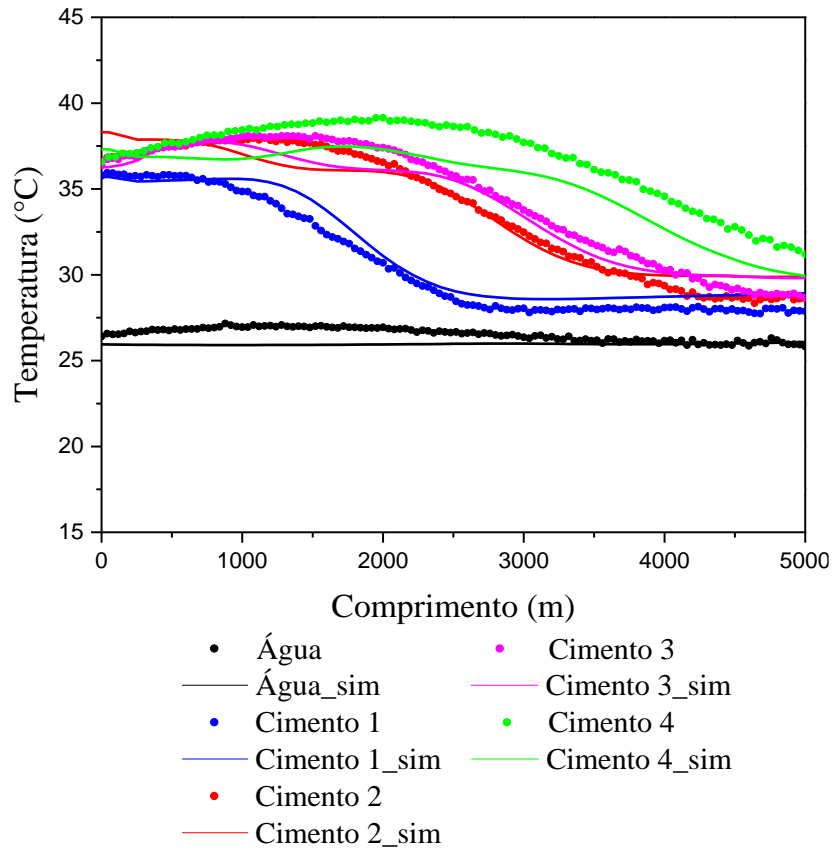


Figura 65. Perfil de temperatura no bombeamento de água e pasta de cimento.

A Tabela 26 apresenta o erro relativo de cada etapa de bombeamento, onde os cimentos são identificados de 1 a 4 referenciando a ordem de bombeamento. Considerando uma média entre todas as etapas, o simulador pôde prever o perfil de temperatura ao longo do tempo e do comprimento do tubo com um erro relativo médio absoluto de 2,07% e um erro absoluto máximo igual a 2,2 °C.

Tabela 26. Erros relativos médios no cálculo de temperatura referente a cada etapa de bombeamento.

Fluido	Erro médio relativo (%)
Água	1,32
Pasta de cimento 1	2,73
Pasta de cimento 2	2,15
Pasta de cimento 3	1,89
Pasta de cimento 4	4,19

O perfil de temperatura experimental e calculado ao longo do tempo e do comprimento do *coiled tubing* estão apresentados nas Figura 66a e Figura 66b, respectivamente. A Figura 67

apresenta o erro relativo entre os dados experimentais e calculados de temperatura, com maiores desvios no início e no final do *coiled tubing*. A partir destes gráficos, pode-se observar que a modelagem matemática proposta descreveu o comportamento experimental em função do tempo e do espaço, simultaneamente, com desvios menores que 11%.

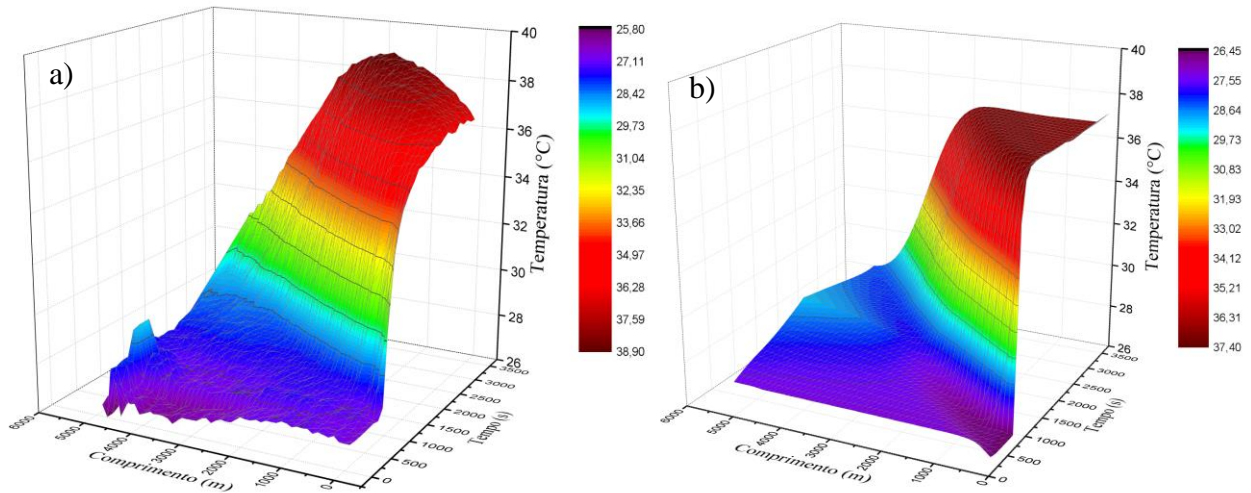


Figura 66. Variação de temperatura em função do tempo e do comprimento do *coiled tubing* (a) experimental e (b) simulada.

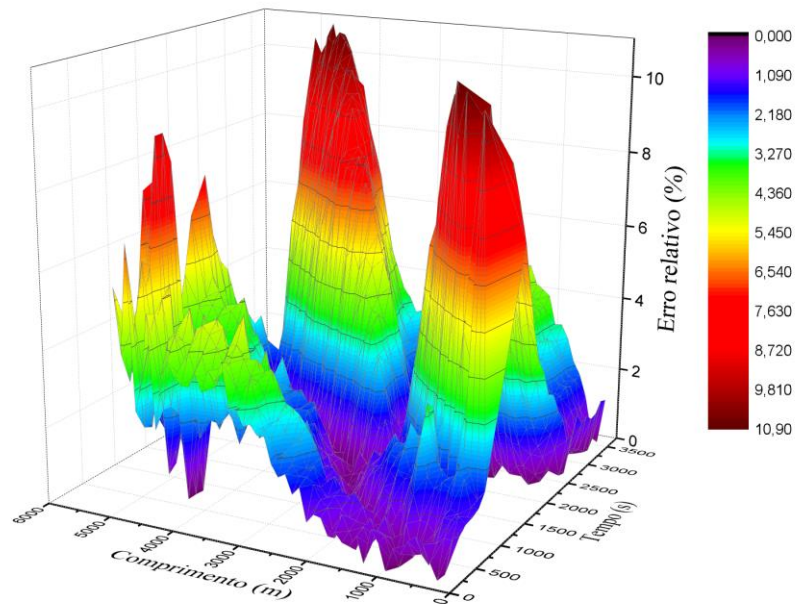


Figura 67. Erros relativos no cálculo de temperatura em função do tempo e do comprimento do *coiled tubing*.

A Figura 68 apresenta as temperaturas nas interfaces dos fluidos. Optou-se por apresentar o perfil desconsiderando a água inicial que já estava no *coiled tubing* para facilitar a visualização. O comprimento das interfaces é igual ao apresentado na Figura 63.

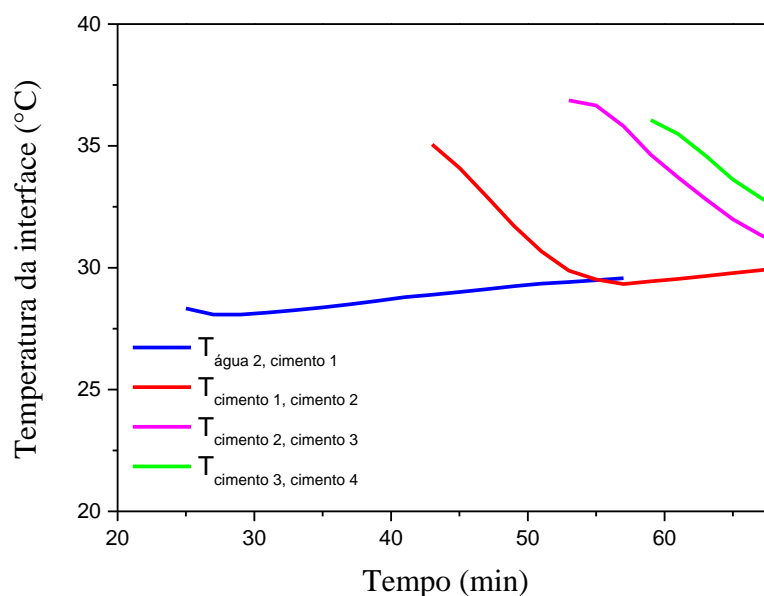


Figura 68. Temperatura nas interfaces no bombeamento de água e pasta de cimento.

No início do bombeamento de cada fluido, observa-se o maior valor de temperatura nas interfaces. Em seguida, os valores tendem a diminuir atingindo um valor constante. Esta redução indica que a troca térmica com o ambiente mais frio é mais significativa que o aumento gerado pelo atrito, condução e convecção forçada.

6. CONCLUSÕES

Por meio de experimentos conduzidos em uma unidade piloto, foi possível avaliar a variação da perda de carga no escoamento de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos. O regime turbulento foi atingido no escoamento de água, enquanto a solução de goma xantana foi bombeada no regime laminar. Desta forma, os regimes atingidos para ambos os fluidos em um processo real foram garantidos. Através dos dados experimentais, uma nova correlação de fator de atrito no escoamento de fluidos não-Newtonianos em *coiled tubing* foi proposta, reestimando os parâmetros de uma correlação presente na literatura em função do número de Reynolds e da razão de curvatura.

Um algoritmo de cálculo foi desenvolvido a fim de obter a perda de carga no escoamento de uma sequência de fluidos em *coiled tubing*, visando a simulação de um processo real. Utilizando dados do escoamento de água e pasta de cimento em um abandono de poços na Bacia de Campos, foi possível validar o modelo matemático proposto. A resolução do modelo matemático foi feita em linguagem FORTRAN, tendo como dados de entrada a sequência de bombeamento dos fluidos (vazão volumétrica e tempo de bombeamento), as propriedades de cada fluido (parâmetros reológicos e densidade) e a geometria do *coiled tubing* (raio e largura do carretel, raio externo do tubo, número de trechos com diâmetros internos diferentes, comprimento e raio interno de cada trecho e comprimento de tubo injetado no poço). O perfil de pressão dinâmico dos dados de campo foi previsto com um erro relativo médio absoluto de 6,25%, além disto a perda de carga nas interfaces dos fluidos bombeados foi obtida.

A fim de simular a troca térmica no escoamento de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos em *coiled tubing*, duas abordagens matemáticas foram propostas considerando o regime permanente e transiente. Os modelos foram validados utilizando dois estudos de caso. O regime permanente foi validado por meio de testes experimentais conduzidos na unidade piloto presente no laboratório. Para o regime transiente, utilizou-se o mesmo estudo de caso do simulador de perda de carga, referente a um processo real de abandono de poços com *coiled tubing*. Os dados de temperatura foram simulados com erros relativos médios menores que 10%.

A partir dos modelos matemáticos propostos e implementados, um novo *software* foi desenvolvido a fim de obter simulações no escoamento de fluidos em *coiled tubing*. Com a previsão da perda de carga e da troca térmica ao longo do tempo e do comprimento, pode-se obter uma melhor formulação dos fluidos, além de uma previsão da pressão de bombeio que precisa ser utilizada. Desta forma, é possível obter uma redução do tempo e do custo da operação.

Sugestões para trabalhos futuros:

- Realização de experimentos em vazões volumétricas mais elevadas, a fim de atingir maiores números de Reynolds. Para isso, sugere-se a aquisição de uma nova bomba de deslocamento positivo com maior pressão de recalque;
- Controle da temperatura ambiente ao redor da unidade experimental, podendo avaliar a influência da temperatura ambiente na troca térmica. A aquisição ou construção de um túnel de

vento permitiria não apenas um controle de temperatura, mas ainda o estudo da troca térmica por convecção forçada na parte externa da bobina;

- Bombeamento de uma sequência de fluidos visando simular melhor o caso real;
- Proposta de alterações na modelagem de troca térmica, considerando com maior precisão as condições de contorno e o escoamento secundário.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADLER, M. Strömung in gekrümmten röhren, 2. Angew. Math. Mech. 14, p. 257-275, 1934.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO (Brasil). Portaria ANP nº 46. Regulamento Técnico nº 46/2016, de 1 de novembro de 2016. Regime de segurança operacional para integridade de poços de petróleo e gás. Disponível em: < <http://legislacao.anp.gov.br/?path=legislacao-anp/resol-anp/2016/novembro&item=ranp-46--2016> > . Acesso em: 03 mar. 2019.

ALI, S. Pressure drop correlations for flow through regular helical coil tubes. **Fluid Dynamics Research**, v. 28, p. 295-310, 2001.

ALI, S.; ZAIDI, A. H. Head loss and critical Reynolds number for flow in ascending equiangular spiral tube coils. **Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.**, v. 18, n. 2, p. 349-353, 1979.

AMORIM, L. V. **Melhoria, Proteção e Recuperação da Reologia de Fluidos Hidroargilosos para Uso na Perfuração de Poços de Petróleo**. 2003. 290 p. Tese (Doutorado). Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande Campina Grande, PB, 2003.

ASHCROFT, J. 2016. Disponível em: < <https://www.proactiveinvestors.co.uk/companies/news/169942/solo-oil-is-excited-about-imminent-new-drilling-in-tanzania-169942.html> > Acesso em: 08 ago. 2019.

AZOUZ, I.; SHAH, S. N.; VINOD, P. S.; LORD, D. L. Experimental investigation of frictional pressure losses in coiled tubing. **SPE Production & Facilities**, p. 91-96, 1998.

BAI, B.; GUO, L.; FENG, Z.; CHEN, X. Turbulent Heat Transfer in a Horizontally Coiled Tube, **Heat Transfer Asian Reservoir**, vol. 28, pp. 395-403, 1999.

BARNES, H. A.; HUTTON, J. F.; WALTERS, K. **An Introduction to Rheology**. Elsevier, 1989.

BARUA, S. N. On Secondary Flow in Stationary Curved Pipes, **The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics**, v. 6, pp. 61-77, 1963.

BENCHABANE, A.; BEKKOUR, K., Rheological properties of carboxymethyl cellulose (CMC) solutions. **Colloid and Polymer Science**, v.286 (10), p.1173, 2008.

BIRD, R.B., STEWART, W.E, E LIGHTFOOT, E.N. Fenômenos de Transporte, 2a edição, Editora LTC, 2004.

BOURGOYNE JR., A. T.; MILLHEIM, K. K.; CHENEVERT, M. E.; YOUNG JR, F. S. Applied drilling engineering. Second printing, **Society of Petroleum Engineers**, Richardson, Texas; 1991.

BOLINDER, C.J., SUNDEN, B. Numerical prediction of laminar flow and forced convective heat transfer in a helical square duct with finite pitch. **Int J Heat Mass Transfer**;39:3101–15. 1996.

BRACAMONTE, J., DIAZ, M, 2018. Disponível em: <<https://blog.wellcem.com/plug-and-abandonment-coiled-tubing>>. Acesso em: 15 out. 2019.

Bridge Plugs [2009]. Disponível em: <<http://www.shopbakerhughes.com/completion-tools/plugs-retainers/bridge-plugs.html>>. Acesso em: 03 mar. 2019.

BRITO, P. M. P. **Aplicação de Métodos Numéricos Adaptativos na Integração de Sistemas Algébrico-Diferenciais Caracterizados por Frentes Abruptas**. Dissertação de Mestrado. Departamento de Engenharia Química, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra, 1998.

CALÇADA, L. A., SCHEID, C. M., HORA PARAISO, E. C., FILHO, L. P., GONÇALVES PEREIRA, C. E., ROCHA, J. M., FILHO, L. P. Temperature Development in Coiled Tubing Cementing Operations in Deepwater Environments. **OTC Brasil**, 2017. doi:10.4043/28149-ms

CAMPBELL, K.; SMITH, R. Permanent Well Abandonment. **SPE**, Tech 101, v. 9, n. 3, p. 25-27, 2013.

CASTIGLIA, F.; CHIOVARO, P.; CIOFALO, M.; DI LIBERTO, M.; DI MAIO, P. A.; DI PIAZZA, I.; GIARDINA, M.; MASCARI, F.; MORANA, G.; VELLA, G. Modelling flow and heat transfer in helically coiled pipes. Part 3: Assessment of turbulence models, parametrical study and proposed correlations for fully turbulent flow in the case of zero pitch. Report Ricerca di Sistema Elettrico, Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA, 2010.

CEMENT RETAINERS, 2006. Disponível em: <<http://www.shopbakerhughes.com/completion-tools/plugs-retainers/cement-retainers.html>>. Acesso em: 08 ago. 2019.

CEMENTING, 2000. Disponível em: <<http://www.eng.cu.edu.eg/users/aelsayed/Cementing.pdf>> Acesso em: 08 ago. 2019

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. Transferência de calor e massa: uma abordagem prática. 4. Ed. São Paulo: AMGH Editora, 906 p., 2011.

CHURCHILL, S. W.; CHU, H. H. S. **Int. J. Heat Mass Transfer**, 18, p. 1049 e 1323, 1975

CIONCOLINI, A.; SANTINI, A. An experimental investigation regarding the laminar to turbulent flow transition in helically coiled pipes. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 30, p. 367-380, 2006. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2005.08.005.

CIVIDINI, M. J. **Estudo de um sistema misto de aproveitamento de energia térmica proveniente da combustão de biomassa lenhosa e energia solar para aquecimento de água**. Trabalho de conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2017.

CLASEN, C.; KULICKE, W. M. *Viscosimetry of Polymers and Polyelectrolytes*. Springer: Hamburgo, 2004.120p

CRUZ, O.C. da. Desempenho de um hidrociclone de geometria “Rietema” como pré-filtro para sistemas de irrigação. 66 p. Tese (Doutorado em Agronomia) - Faculdade de Ciências Agrárias, UNESP, Jaboticabal, 2008.

DASTECH ENERGY, 2015. Disponível em: <<https://www.tradeindia.com/fp2993096/Drilling-Pipes.html>> Acesso em: 07 jan. 2020.

DEAN, W. R. Note on the motion of Fluid in a Curved Pipe. **Philosophical Magazine**. v. 20, p. 208-223, July 1927.

DEAN, W. R. The stream-line motion of fluid in a Curved Pipe. **Philosophical Magazine and Journal of Science**, v. 5, n. 30, p. 673-695, April 1928.

DENNIS, S. C. R. Calculation of the Steady Flow Through a Curved Tube Using a New Finite-Difference Scheme, **Journal of Fluid Mechanics**, v. 99, pp. 449-467, 1980.

DINTZIS, F.R., BABCOCK, G.E., TOBIN R. 1970. “Studies on dilute solutions and dispersion of the polysaccharide from *Xanthomonas campestris*” NRRL B-1459, **Carbohydr. Res.** 13, 257–267.

DRAVID, A. N., SMITH, K. A., MERRILL, E. W., & BRIAN, P. L. T. Effect of secondary fluid motion on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes. **AIChE Journal**, 17(5), 1971.

DRILLING Formula. Flow Regime and Critical Reynolds Number for Drilling Hydraulics, maio 2012. Disponível em: < <http://www.drillingformulas.com/flow-regime-and-critical-reynolds-number-for-drilling-hydraulics/>>. Acesso em: 03 mar. 2019

EUSTICE, J. Flow of curved pipes. **Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Containing Papers of Mathematical and Physical Character**, p. 107-118, 1910.

EUSTICE, J. Experiments of streamline motion in curved pipes, **Proc. R. Soc.** A-85, p. 119-131, 1911.

FANN, 2017. Disponível em: <<https://hamdon.net/products/tru-wate-mud-balance-model-141/>>. Acesso em: 15 out. 2019.

FÉLIX, T. F.; VIDAL, E. L. F.; GARCIA, R. B.; COSTA, M. GIRÃO, J.H.S. “Desenvolvimento De Fluidos De Perfuração À Base De Água Com Alta Capacidade De Inibição E Alta Lubricidade.” 4o Pdpetro, 2007.

FERNANDES, F. A. N.; PIZZO, S. M.; MORAES Jr., D. *Termodinâmica química*, 1ª ed., 2006

FERZIGER, J. H.; PERIC, M. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. 3ª. ed. Berlin: Springer, 2002.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 6. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.a., 2006.

GARIMELLA, S., RICHARDS, D. E. AND CHRISTENSEN, R. N. Experimental investigation of heat transfer in coiled annular ducts, **ASME J. Heat Transfer** 110, 329-336, 1988.

GERMANO, M., On the Effect of Torsion on a Helical Pipe; *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 125, pp. 1-8, 1982.

GHOBADI, M.; MUZICHKA, Y.S. A review of heat transfer and pressure drop correlations for laminar flow in curved circular ducts. **Heat Transfer Engineering**, 2015. doi: 10.1080/01457632.2015.1089735

GHOBADI, M., MUZYCHKA, Y. S., Effect of Entrance Region and Curvature on Heat Transfer in Mini Scale Curved Tubing at Constant Wall Temperature, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 65, pp. 357-365, 2013.

GHORBANI, N.; TAHERIAN, H.; GORJI, M.; MIRGOLBABAIEI, H. An experimental study of thermal performance of shell-and-coil heat exchangers. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 37, p. 775-781, 2010. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.02.001

GONÇALO, R. Operações Rotineiras numa Sonda [2013]. Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAfjyIAA/operacoes-rotineiras-numa-sonda>>. Acesso em: 08 ago. 2019.

GREEN, D. W.; PERRY, R. H. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. 8. ed. EUA: McGraw-Hill, 2008.

GRINDLEY, J.H.; GIBSON, A.H. On the frictional resistance to the flow of air through a pipe. **Proc. R. Soc. London**, Ser. A 80, p. 114–139, 1908

GUAN, F.; MA, W.; TU, Y; ZHOU, C.; FENG, D.; ZHOU, B. An Experimental Study of Flow Behavior of Coiled Tubing Drilling System. **Hindawi Publishing Corporation**, ID 935159, 2014

HASAN, W. K. Transient three-dimensional numerical analysis of forced convection flow and heat transfer in a curved pipe. **IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering**, v. 9, n. 5, p. 47-57, 2013.

HIBBELER, R. C. Resistência dos materiais. 7ª Edição. Editora Pearson, 2010.

HOQUE, M.; ALAM, M. Effects of Dean number and curvature on fluid flow through a curved pipe with magnetic field. **Procedia Engineering**, v. 56, p. 245-253, 2013. doi: 10.1016/j.proeng.2013.03.114

HSU, C.F; PATANKAR, S. V. Analysis of laminar non-Newtonian flow and heat- transfer in curved pipes, **AIChE J.** 28 (4) 610–616. 1982.

HUETTL, T.; FRIEDRICH, R. Influence of Curvature and Torsion on Turbulent Flow in Helically Coiled Pipes. **Proceedings of the 4th International Symposium on Engineering Turbulence Modelling and Measurements**; Ajaccio, Corsica, France, 24–26 May, 1999.

ICOTA (Intervention and Coiled Tubing Association), 2019. Disponível em:<<https://www.icota.com/technical/history>>. Acesso em: 14 out. 2019.

INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P.; BERGMAN, T. Fundamentos de transferência de calor e massa. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 643 p

ITO, H., Friction Factors for Turbulent Flow in Curved Pipes; **Journal of Basic Engineering**, pp. 123-134, jun. 1959.

ITO, H. Laminar flow in curved pipes. **ZAMM**, v. 49, n. 11, p. 653-663, 1969.

JAIN, S.; SINGHAL, N.; SHAH, S. N. Effect of Coiled Tubing Curvature on Friction Pressure Loss of Newtonian and Non-Newtonian Fluids – Experimental and Simulation Study. **SPE**, Houston, Texas, set. 2004.

JANSSEN, L.A.M.; HOOGENDOORN C.J. Laminar convective heat transfer in helical coiled tubes, **Int. J. Heat Mass Transfer** 21 (9), 1197–1206, 1978.

JESCHKE, H. Wärmeübergang un Druckverlust in Rohrschlagen. VDI Z VDI 69:24–28, 1925.

JONES, J.R., Flow of a Non-Newtonian Liquid in a Curved Pipe; **The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics**, Vol. XIII, pp. 428-43, 1960.

KALB, C. E., SEADER, J. D. Fully developed viscous-flow heat transfer in curved circular tubes with uniform wall temperature. **AIChE J** 20:340–346, 1974.

KAMEL, A.H.; SHAQLAIH, A.S.; Frictional Pressure Losses of Fluids Flowing in Circular Conduits: A Review. **SPE**, Houston, Texas, SPE 176018, June 2015.

KENNEDY, J., EBERHART, R., **Particle swarm optimization**, Proceedings of ICNN'95 – International Conference on Neural Networks, Novembro, 1995.

KERN, D. Q. Processos de Transmissão de Calor. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan S.A., 1980.

KREITH, F.; MANGLIK, R. M.; BOHN, M. S. **Principles of heat transfer**. 7 ed., Stamford: Cengage Learning, 2011

KRISHNA, B.S.V.S. Prediction of pressure drop in helical coil with single phase flow of non-newtonian fluid. **International Journal of Applied Research in Mechanical Engineering**, v. 2, n. 1, p. 31-36, 2012.

KUBAIR, V.; VARRIER, C. B. S. Pressure Drop for Liquid Flow in Helical Coils, **Transaction of Indian Institute of Chemical Engineering**, vol. 14, pp. 93-97, 1962.

KUMAR. P.C.M.; KUMAR. J.; SENDHILNATHAN. S.; TAMILARASAN. R.; SURESH. S. "Heat Transfer and pressure drop of Al₂O₃ nano fluid as coolant in shell and helically coiled tube heat exchanger." **Bulgarian Chemical Communications**. v. 46. n. 4. p. 743-749. 2014.

LARRAIN, J. and BONILLA, C.F., Theoretical Analysis of Pressure Drop in the Laminar Flow of Fluid in a Coiled Pipe; Transactions of the Society of Rheology, Vol. 14, pp. 135-47, 1970.

LIOU. T.M. "Flow visualization and LDV measurement of fully developed laminar flow in helically coiled tubes." **Experiments in Fluids**. 13(5):332-338. 1992.

LIU, S., and MASLIYAH, J. H., A Decoupling Numerical Method for Fluid Flow, International Journal of Numerical Methods Fluids, vol. 16, no. 8, pp. 659-682, 1993.

LLOYD, J. R.; MORAN, W. R. J. **Heat Transfer**, 96, p. 443, 1974

MACHADO, J. C. V. **Reologia e escoamento de fluidos**. 1. ed. Editora Interciência, p. 1-12, 39-44, 95-107, 2002.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. 2^a. ed. Rio de Janeiro : LTC, 2014.

MASHELKAR, R.A.; DEVARAJAN, G.V. Secondary Flows of Non-Newtonian Fluids: Part III—Turbulent Flow of Viscoelastic Fluids in Coiled Tubes: A Theoretical Analysis and Experimental Verification; **Transactions of the Institution of Chemical Engineers**, v. 55, p. 29-37, 1977.

McCANN, R. C.; ISLAS, C. G. Frictional Pressure Loss During Turbulent Flow in Coiled Tubing. **SPE/ICoTA**, Texas, SPE 36345, fev.1996.

McCONALOGUE, D.J.; SRIVASTAVA, R.S. Motion of a Fluid in a Curved Tube; **Proceedings of Royal Society of London**, Series A, v. 307, p. 37-53, 1968.

MEDJANI, B.; SHAH, S.N. A new approach for predicting frictional pressure losses of non-newtonian fluids in coiled tubing. **SPE**, Denver, Colorado, SPE 60319, march 2000.

MELO, K. C., Avaliação e modelagem reológica de fluidos de perfuração base água. Dissertação de Mestrado, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Química. Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2008.

MESA Rotativa para Sonda de Perfuração [2007]. Disponível em: <<http://portuguese.alibaba.com/product-gs/zp205-rotary-table-for-drilling-rig457376327.html>>. Acesso em: 03 mar. 2019.

MISHRA, P. and GUPTA, S.N., Momentum Transfer in Curved Pipes. I. Newtonian Fluids, II. Non-Newtonian Fluids; **Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development**, v. 18, pp. 130-42, 1979.

MORI, Y.; NAKAYAMA, W. Study on forced convective heat transfer in curved pipes. **Int. J. Heat Mass Transfer.**, v. 8, p. 67-82, 1965.

NAPHON, P.; WONGWISES, S. A review of flow and heat transfer characteristics in curved tubes. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 10, p. 463-490, 2006. doi: 10.1016/j.rser.2004.09.014

NAPHON. P.; SUWAGRAI. J. “Effect of curvature ratio on the heat transfer and flow developments in the horizontal spirally coiled tubes.” **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 50(3-4):444-451. 2007.

NELSON, E. B. **Well Cementing, Houston**: Schlumberger Educational Services, 1990.

NIGAM, K.D.P.; AGARWAL, S.; SRIVASTAVA, V.K. Laminar convection of non-Newtonian fluids in the thermal entrance region of coiled circular tubes, **Chem. Eng. J.** 84, 223–237. 2001.

NÓBREGA, A. K. C. **Formulação de Pastas Cimentícias com Adição de Suspensões de Quitosana para Cimentação de Poços de Petróleo**. 2009. 134 f. Tese (Doutorado em Ciência e Engenharia de Materiais) - Curso de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia de Materiais, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2009.

NOROUZI. M.. KAYHANI. M.H.. NOBARI. M.R.H.. DEMNEH. M.K. “Convective heat transfer of viscoelastic flow in a curved duct.” World Academy of Science. **Engineering and Technology**. 56:327-333. 2009.

NPC. Plugging and Abandonment of Oil and Gas Wells. NPC North American Resource Development Study, artigo #2-25, 15 set. 2011. Disponível em: <https://www.npc.org/Prudent_DevelopmentTopic_Papers/225_Well_Plugging_and_Abandonment_Paper.pdf>. Acesso em: 03 mar. 2019.

OILFIELDWIKI, 2016. Disponível em: <http://www.oilfieldwiki.com/wiki/Coiled_Tubing_Operations#cite_ref-Three_3-0>. Acesso em: 14 out. 2019.

OLIVEIRA, L. M. D. **Optimização Energética de um Sistema de Climatização Industrial**. 2012. Dissertação (Mestrado em Energias Sustentáveis) – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Instituto Superior de Engenharia do Porto, Porto, 2012.

OLIVIER, D.R.; ASGHAR, S. M. Heat transfer in Newtonian and viscoelastic liquids during laminar flow in helical coils, **Trans. Inst. Chem. Eng.** 54, 218–224. 1976.

OCHOA, M.V. **Analysis of drilling fluid rheology and tool joint effect to reduce errors in hydraulics calculations.** Dissertation (Doctor of Philosophy - Petroleum Engineering) - Texas A&M University, ago. 2006.

PARAISO, E. C. H. **Estudo do Escoamento de Pasta de Cimento em Dutos Circulares e Anulares Concêntricos.** 2011. 110 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Curso de Pós-Graduação em Engenharia Química, Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2011.

PATANKAR, S.V., PRATAP, V.S., and SPALDING, D.B., Prediction of Laminar Flow and Heat Transfer in Helically Coiled Pipes; **Journal of Fluid Mechanics**, Vol. 62, pp. 539-551, part 3, 1974.

PATANKAR, S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow.** Washington : Hemisphere Publishing Corporation, 1980.

PATIL, R.H. Experimental studies on heat transfer to newtonian fluids through spiral coils. **Experimental Thermal and Fluid Science**, 2017. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2017.02.002

PAWAR, S. S., SUNNAPWAR, V. K. Studies on convective heat transfer through helical coils. **Heat and Mass Transfer**, 49(12), 1741–1754, 2013.

PAWAR, S.S.; SUNNAPWAR, V.K.; TAGALPALLEWAR, A.R. Development of experimental heat transfer correlations using Newtonian fluids in helical coils. **Heat Mass Transfer**, 2015. doi: 10.1007/00231-015-1544-0

P&A, 2012. Disponível em: <<http://www.glossary.oilfield.slb.com/Terms/p/pa.aspx>>. Acesso em: 03 mar. 2019.

PEREIRA, C. E. G. **Estudo da perda de carga no escoamento de fluidos Newtonianos em coiled tubing.** 2018. 137 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química, Tecnologia Química). Instituto de Tecnologia, Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro, Seropédica, RJ, 2018.

PEREIRA, C.E.G., DA CRUZ, G.A., FILHO, L.P., JUSTINO, L.R., PARAISO, E.C., ROCHA, J. M., CALÇADA, L.A., SCHEID, C.M., **Experimental analysis of pressure drop in the flow of Newtonian fluid in coiled tubing.** *Journal of Petroleum Science and Engineering* (2019).

PETZOLD, L. R. A Description of Dassl: A Differential/Algebraic System Solver. **Computing and Mathematics Research Division**, Livermore, p. 3-7,1982.

PIMENTA, T. A., & CAMPOS, J. B. L. M. Heat transfer coefficients from Newtonian and non-Newtonian fluids flowing in laminar regime in a helical coil. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 58(1-2), 676–690, 2013.

PINTO, J. C.; LAGE, P. L. D. C. **Métodos Numéricos em Problemas de Engenharia Química**. Rio de Janeiro: e-papers, 2001.

PRABHANJAN, D.G.; RAGHAVAN, G.S.V.; RENNIE, T.J. Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger. **Int Comm Heat Mass Transf** 29:185–191. 2002.

RADZIEMSKA, E. LEWANDOWSKI, W. M. **Applied Energy**, 68, 347, 2001

RAHMAN, A. A., AHMAD FAUZI, N. B., HAMZAH, N. E., CHAARI, Y., SORMAN, I., JENIE, J. R., MACDONALD, D. Successful Cementing Through Coiled Tubing E-Line: An Economical Solution for Coiled Tubing Drilling Applications. **SPE/ICoTA Coiled Tubing & Well Intervention Conference and Exhibition**, 2012.

RAINIERI, S.; BOZZOLI, F.; PAGLIARINI, G. Experimental Investigation on The Convective Heat Transfer in Straight and Coiled Corrugated Tubes for Highly Viscous Fluids: Preliminary Results, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, pp. 498-504, 2012.

RAJASEKHARAN, S.; KUBAIR, V.G.; KULLOOR, N.R. Heat transfer to non-Newtonian fluids in coiled pipes in laminar flow, *Int. J. Heat Mass Transfer* 13 (10) (1970) 1583–1594.

RAO, B. Coiled tubing hydraulics modeling. **CTES, L.C.**, Tech Note, 1999.

RAO, B.N. Friction factors for turbulent flow on non-newtonian fluids in coiled tubing. **SPE**, Houston, Texas, SPE 74847, April 2002.

RINDT, C. C. M., SILLEKENS, J.J.M., VAN STEENHOVEN, A.A. The influence of the wall temperature on the development of heat transfer and secondary flow in a Coiled heat exchanger. *Int Commun Heat Mass Transfer* 26:187–98, 1999.

ROBERTSON, A.M. and MULLER, S.J., Flow of Oldroyd-B Fluids in Curved Pipes of Circular and Annular Cross-Section; **International Journal of Non-Linear Mechanics**, Vol. 31, No. 1, pp. 1-20, 1996.

ROCHA, Robson Raposa. **Estudo Teórico-Experimental da Sedimentação em Batelada: Monitoramento e Modelagem de Perfis de Concentração de Sólidos e Análise de Equações Constitutivas**. 2018. 115 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química, Tecnologia Química). Instituto de Tecnologia, Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro, Seropédica, RJ, 2018.

RUDNIK, A.; BONIN, B.; WEBB, B.; LEFORT, L. Deep, HPHT Well in GOM Plugged and Abandoned Using Coiled Tubing. **World Oil**, pg. 109-117, ago. 2013.

SCHMIDT, D. F. Warmeubarang and Druckverlust in Rohrshlangen, **Chemical Engineering Technology**, vol. 13, pp. 781789, 1967.

SCHRAMM, G. **Reologia e reometria: fundamentos teóricos e práticos**. Artliber Editora 2006.

SCHWAAB, M., BISCAIA, E. C., MONTEIRO Jr, J. L., PINTO, J. C. Nonlinear parameter estimation through particle swarm optimization, **Chemical Engineering Science**, v. 63 (6), p. 1542-1552, 2008.

SECCHI, A.R. Modelagem e Simulação de Processos. Departamento de Engenharia Química, Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 1995.

SHAH, S. N., JAIN, S., & ZHOU, Y. Coiled Tubing Erosion During Hydraulic Fracturing Slurry Flow. **SPE/ICoTA Coiled Tubing Conference and Exhibition**, 2004.

SHAH, S.; LASAT, M. Development of an Environmentally Friendly and Economical Process for Plugging Abandoned Wells (Phase II). **EPA**, 2003. Disponível em: <http://cfpub.epa.gov/ncer_abstracts/index.cfm/fuseaction/display.highlight/abstract/8743/report/2003>. Acessado em: 25 nov. 2015.

SHAH, S.; ZHOU, Y.; BAILEY, M.; HERNANDEZ, J. Correlations to predict frictional pressure loss of hydraulic-fracturing slurry n coiled tubing. **SPE Production & Operations**, p. 381- 395, August 2009.

SHAQLAIH, A.S.; KAMEL, A.H. AIC applications in coiled tubing hydraulics. **International Journal of Petroleum and Geoscience Engineering**, v. 1, n. 2, p. 62-81, 2013.

SHIROMA, P.H. **Estudo do comportamento reológico de suspensões aquosas de bentonita e cmc: influência da concentração do NaCl**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade de São Paulo, São Paulo, 2012.

SHOKOUHMAND. H.. SALIMPOUR. M.R. “Optimal Reynolds number of laminar forced convection in a helical tube subjected to uniform wall temperature.” **International Communications in Heat and Mass Transfer**. 34(6): 753-761. 2007.

SHUTTERSTOCK, 2016. Disponível em: <<https://www.shutterstock.com/pt/image-photo/coil-tubing-on-offshore-oil-rig-24837778>>. Acesso em: 15 out. 2019.

SILVA, M. G. P.; *et al.* Avaliação de equações pertinentes aos projetos hidráulicos com fluidos de perfuração, pastas de cimento e fluidos de completção no escoamento tubular e anular, **Relatório Técnico Interno**, nº 675–12009, Vol.1, CENPES/PETROBRAS, 1989.

SILVA, R. A. **Engenharia de Perfuração**. Santa Catarina, [2009]. Departamento de Automação e Sistemas. Universidade Federal de Santa Catarina. Disponível em: <

http://user.das.ufsc.br/~plucenio/DAS5946/aula5/Apr_DrRenato_A_Silva.pdf >. Acesso em: 18 jun. 2019.

SRINIVASAN, P.S.; NANDAPURKAR, S.S.; HOLLAND, F.A. Pressure Drop and Heat Transfer in Coils, **Chemical Engineering Journal**, vol. 218, pp. CE113-CE119, 1968.

SRINIVASAN, P.S.; NANDAPURKAR, S.S.; HOLLAND, F.A. Friction Factors for Coils; **Transactions of the Institution of Chemical Engineers**, v. 48, pp. T156-T161, 1970.

TARBELL, J.M., SAMUELS, M.R. Momentum and heat transfer in helical coils. **Chem Eng J** 1973;5:117–27

THERMOFISHER, 2015. Disponível em: <<https://www.thermofisher.com/order/catalog/product/379-0001>>. Acesso em: 15 out. 2019.

THOMAS, J. E. *et al.* **Fundamentos de Engenharia de Petróleo**. 2 ed. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2001.

THOMAS, R.H. and WALTERS, K., On the Flow of an Elastico- Viscous Fluid in a Curved Pipe of Elliptic Cross-Section under a Pressure Gradient; **Journal of Fluid Mechanics**, Vol. 21, pp. 173-82, 1965.

TRATO, J. H. Cementitious compositions and cementitious slurries for permanently plugging abandoned wells and processes and methods therefor. US n. 6767398-B2. Depósito: 26 out. 2001. Concessão: 27 jul. 2004.

TOMITA, Y. A study on non-Newtonian Flow in Pipe Lines. **Bulletin of J.S.M.E**, 2, 10, 1959.

TSANG, H.Y.; JAMES, D.F., Reduction of Secondary Motion in Curved Tubes by Polymer Additives; **Journal of Rheology**, Vol. 24, pp. 589-601, 1980.

YANG, G., DONG, F., EBADIAN, M.A. Laminar forced convection in a helicoidal pipe with finite pitch. **Int J Heat Mass Transfer** 1995;38:853–62.

WEISSMAN, M. H., and MOCKROS, L. F. Paper presented at Ann. Conf. Eng. Med. Biol., Boston, Mass. 1967.

WILLINGHAM, J.D. and SHAH, S.N., Friction Pressures of Newtonian and Non-Newtonian Fluids in Straight and Reeled Coiled Tubing; paper SPE 60719, presented at the 2000 SPE/ICoTA Coiled Tubing Roundtable, Houston, TX, April 5 – 6, 2000.

WHITE, C.M. Streamline flow through curved pipes. **Proc. R. Soc. Lond. A**, v. 123, n.792, p. 645-663, 1929.

WHITE, C.M. Fluid friction and its relation to heat transfer. **Trans. Inst. Chem. Eng.** (London) 10, p.66–86,1932.

WHITCOMB, P. J., & MACOSKO, C. W. 1978. "Rheology of Xanthan Gum." **Journal of Rheology**, 22 (5).

XIN, R. C., AND EBADIAN, M. A., Natural Convection Heat Transfer from Helicoidal Pipes, **J. Thermophysics and Heat Transfer**, vol. 12, no. 2, pp. 297–302, 1996.

XUEJUN, H.; ZHILIN, Q.; QIMIN, L.; TENGFEI, S. Comparative analysis of the pressure loss from the circulation of drilling fluid during micro hole drilling with the use of coiled tubing. **Chemistry and Technology of Fuels and Oils**, v. 51, n. 4, p. 361-370, 2015. doi: 10.1007/s10553-015-0613-x

YILDIZ, C.; BICER, Y.; PEHLIVAN, D. Heat Transfer and Pressure Drop in a Heat Exchanger with a Helical Pipe Containing inside Springs, **Energy Conversion Management**, v. 38 (6), pp. 619-624, 1997.

ZHENG B, LIN CX, EBADIAN MA. Combined laminar forced convection and thermal radiation in helical pipe. **Int J Heat Mass Transfer**; 43:1067–78. 2000.

ZHONG, L., OOSTROM, M., TRUEX, M. J., VERMEUL, V. R., & SZECZODY, J. E. 2013. "Rheological behavior of xanthan gum solution related to shear thinning fluid delivery for subsurface remediation." **Journal of Hazardous Materials**, 244-245, 160–170.

ZHOU, Y.; SHAH, S.N. Fluid flow in coiled tubing: a critical review and experimental investigation. **Canadian International Petroleum Conference**. Paper 2002-225, p. 1-15, 2002a.

ZHOU, Y.; SHAH, S.N. Non-newtonian fluid flow in coiled tubing: theoretical analysis and experimental verification. **SPE**, San Antonio, Texas, SPE 77708, 2002b.

ZHOU, Y.; SHAH, S.N. New friction factor correlations for non-newtonian fluid flow in coiled tubing. **SPE**, Melbourne, Australia, SPE 77960, October 2002c.

ZHOU, Y.; SHAH, S.N. Rheological properties and frictional pressure loss of drilling, completion, and stimulation fluids in coiled tubing. **Journal of Fluids Engineering**, v. 126, p. 153-161, March 2004a. doi: 10.1115/1.1669033

ZHOU, Y.; SHAH, S.N. Fluid flow in coiled tubing: a literature review and experimental investigation. **Journal of Canadian Petroleum Technology**, v. 43, n. 6, p. 52-61, June 2004b.

ZHU, Z.Y. CFD simulation in helical coiled tubing. **Journal of Applied Science and Engineering**, v. 19, n. 3, p. 267-272, 2016. doi: 10.6180/jase.2016.19.3.04

APÊNDICE A - FATOR DE ATRITO POR REYNOLDS PARA ÁGUA EM CADA CAMADA

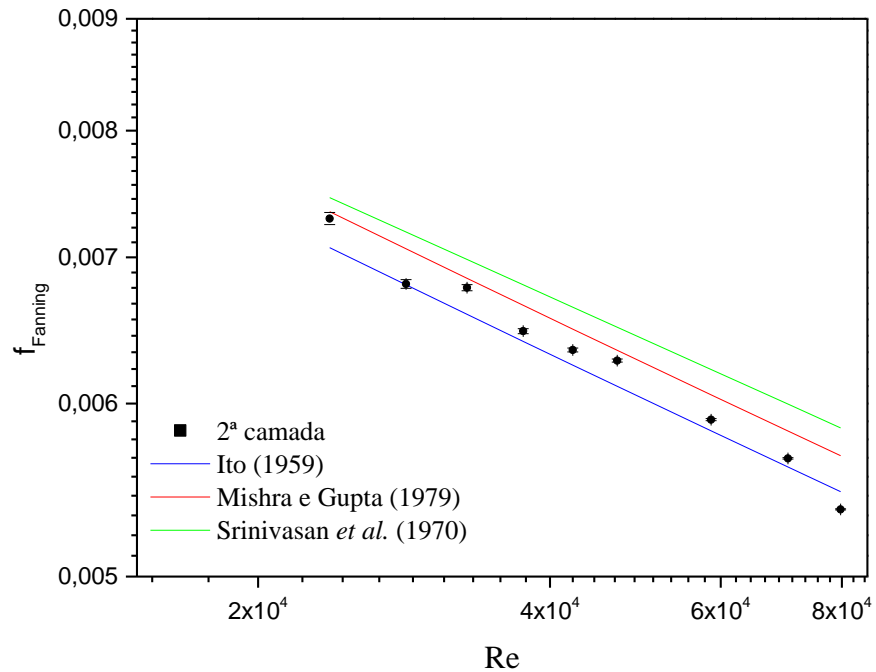


Figura 69. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a 2ª camada (água).

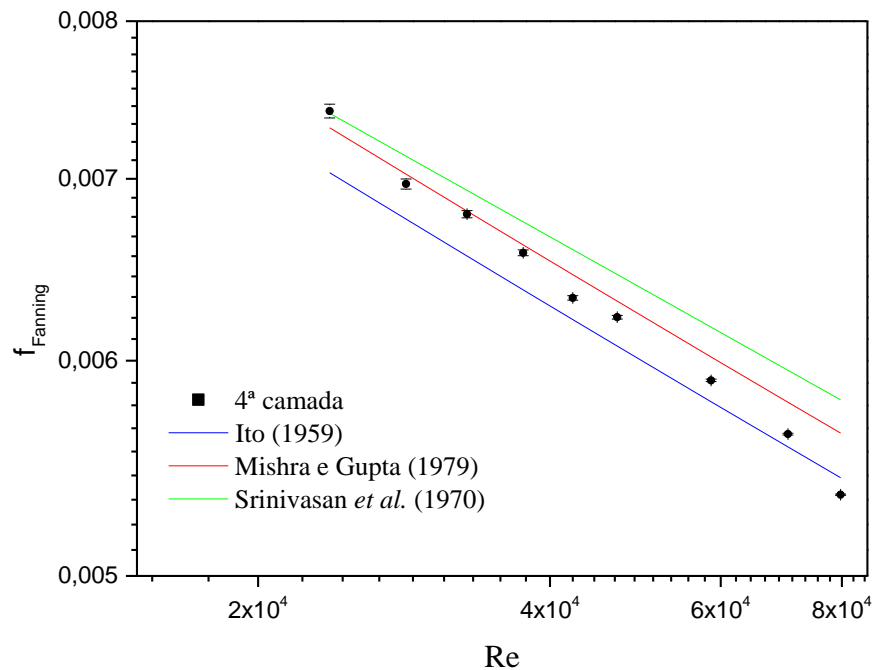


Figura 70. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a 4ª camada (água).

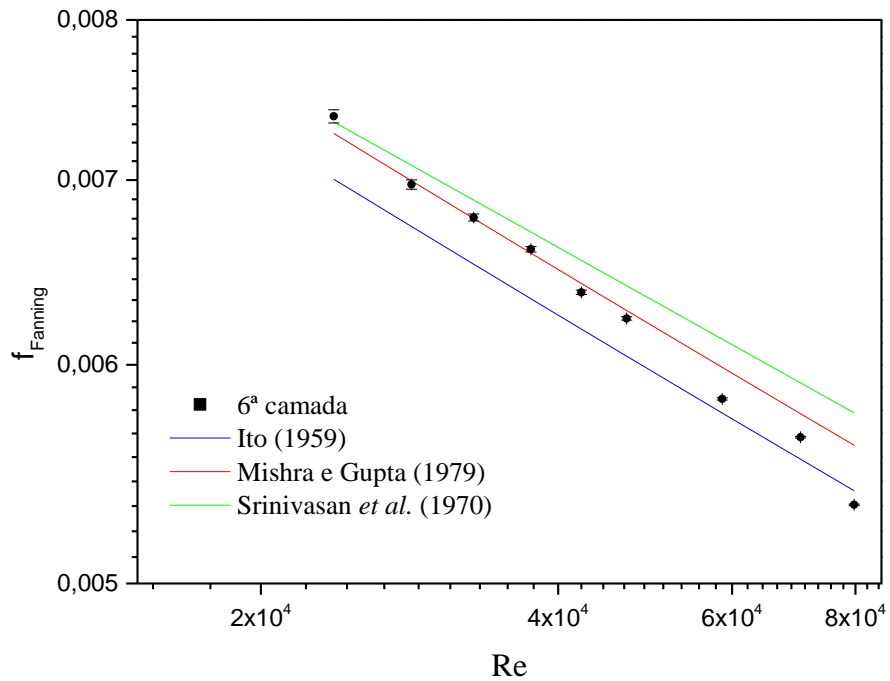


Figura 71. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a 6ª camada (água).

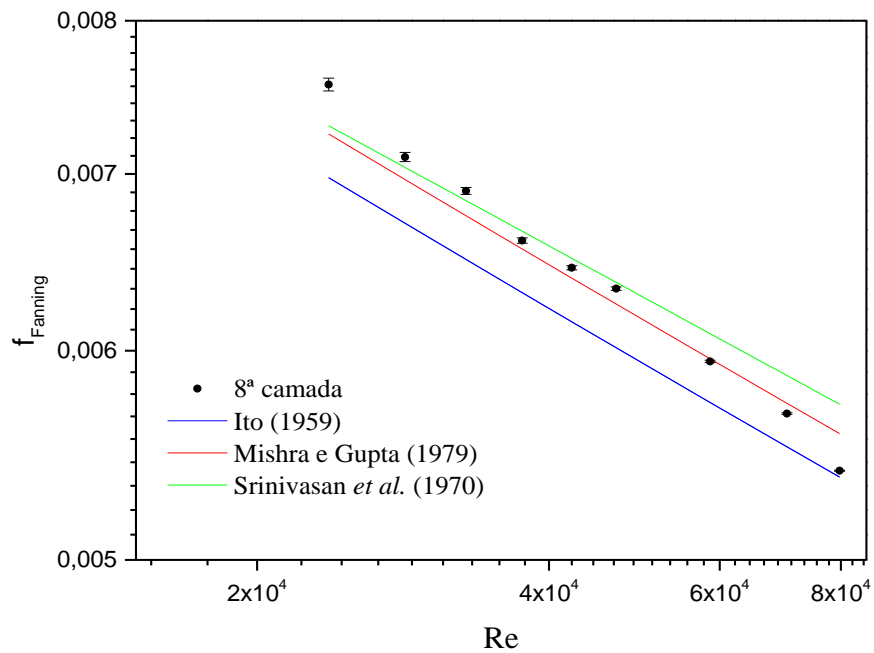


Figura 72. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a 8ª camada (água).

APÊNDICE B - PERDA DE CARGA POR VAZÃO PARA ÁGUA EM CADA CAMADA

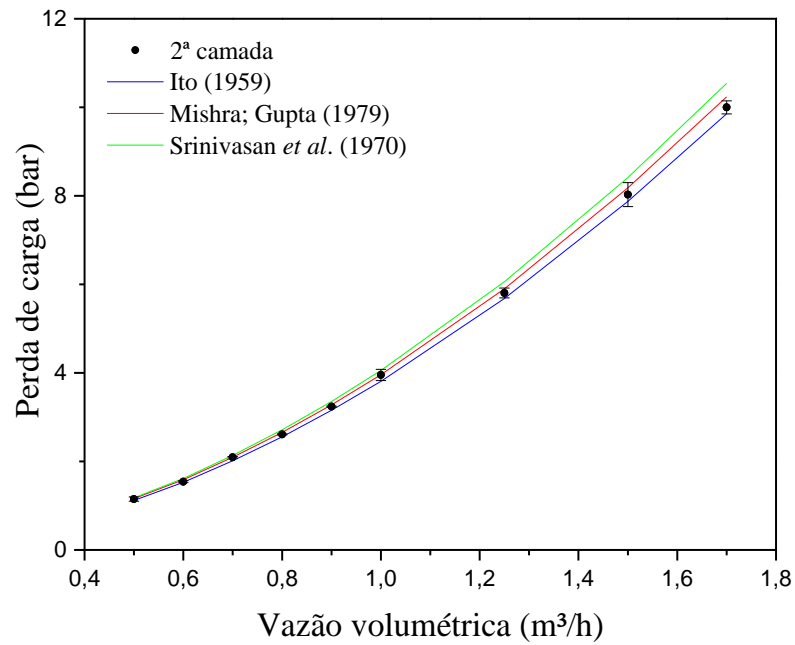


Figura 73. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica de água na 2ª camada.

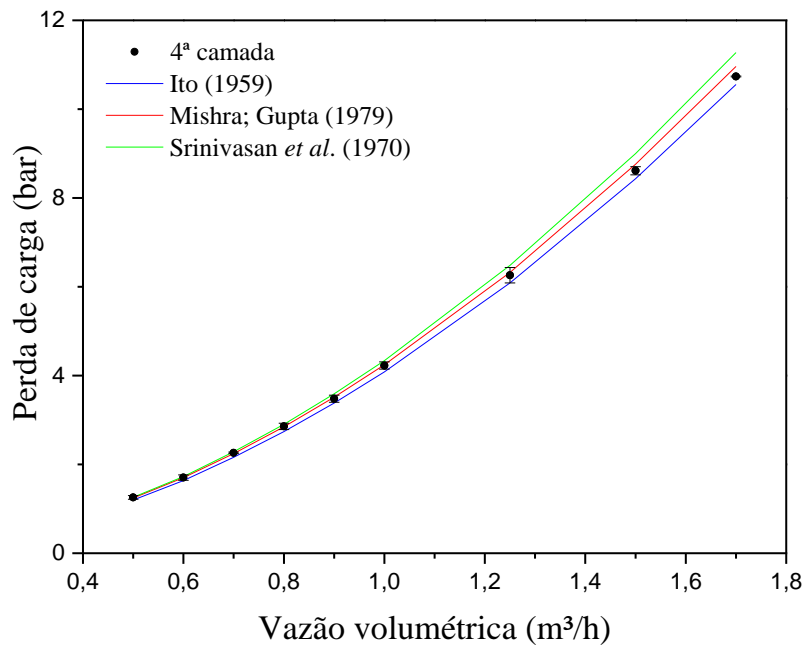


Figura 74. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica de água na 4ª camada.

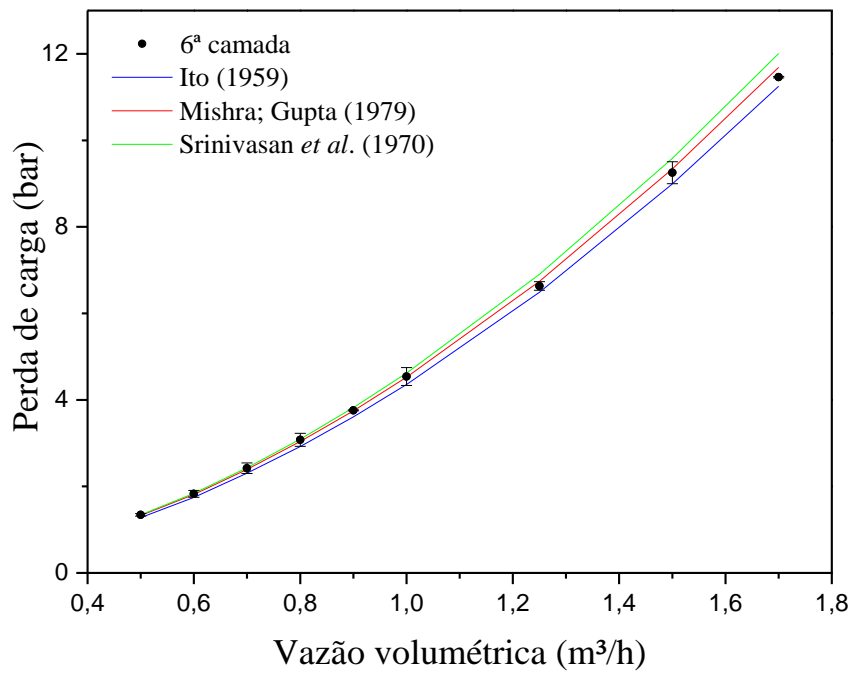


Figura 75. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica de água na 6ª camada.

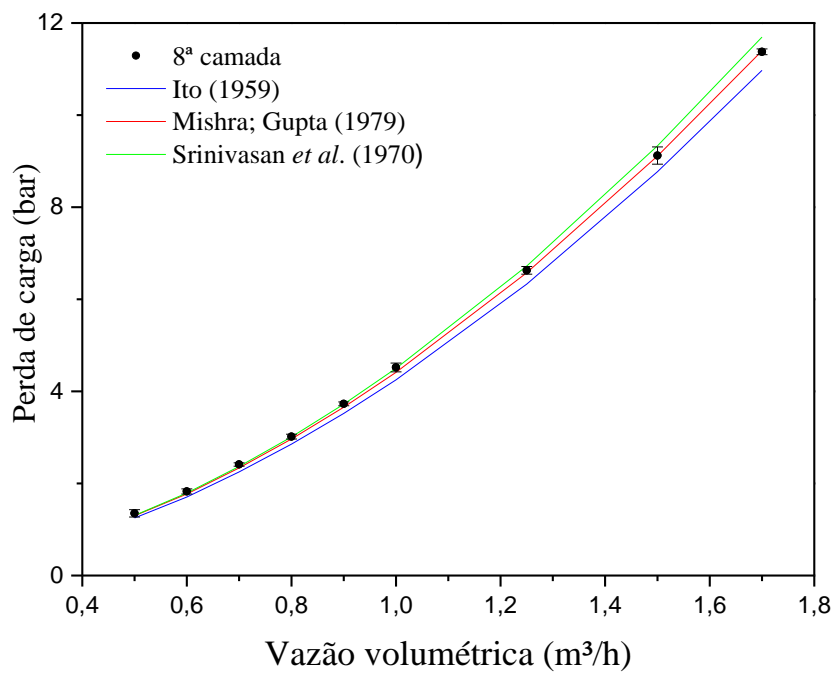


Figura 76. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica de água na 8ª camada.

APÊNDICE C - FATOR DE ATRITO POR REYNOLDS PARA GOMA XANTANA EM CADA CAMADA

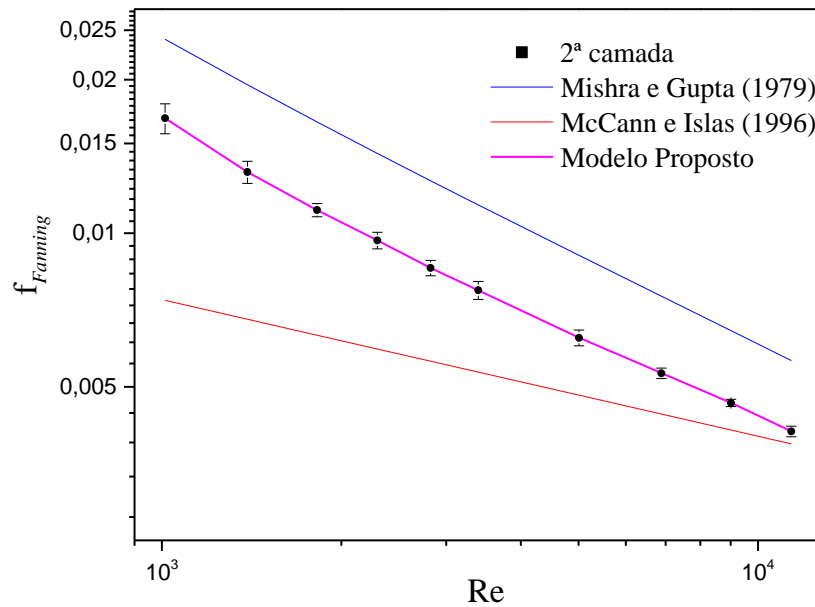


Figura 77. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a 2ª camada (goma xantana).

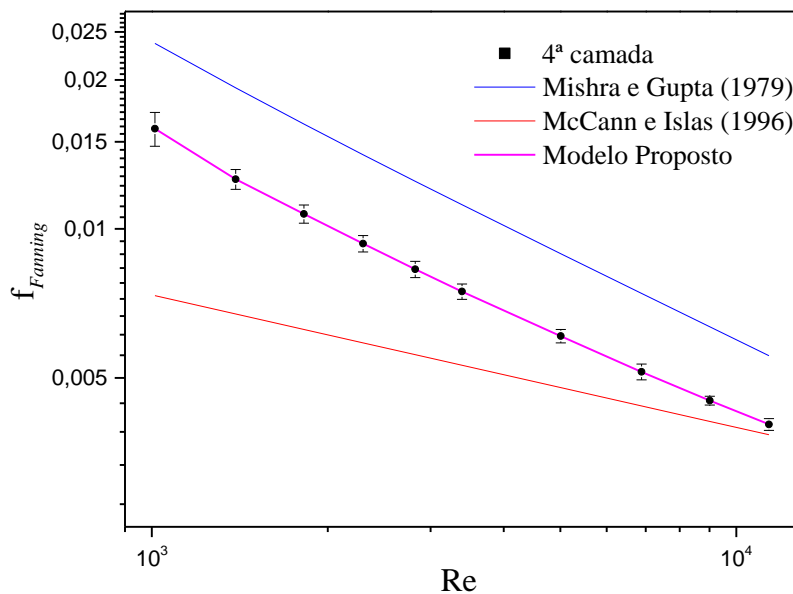


Figura 78. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a 4ª camada (goma xantana).

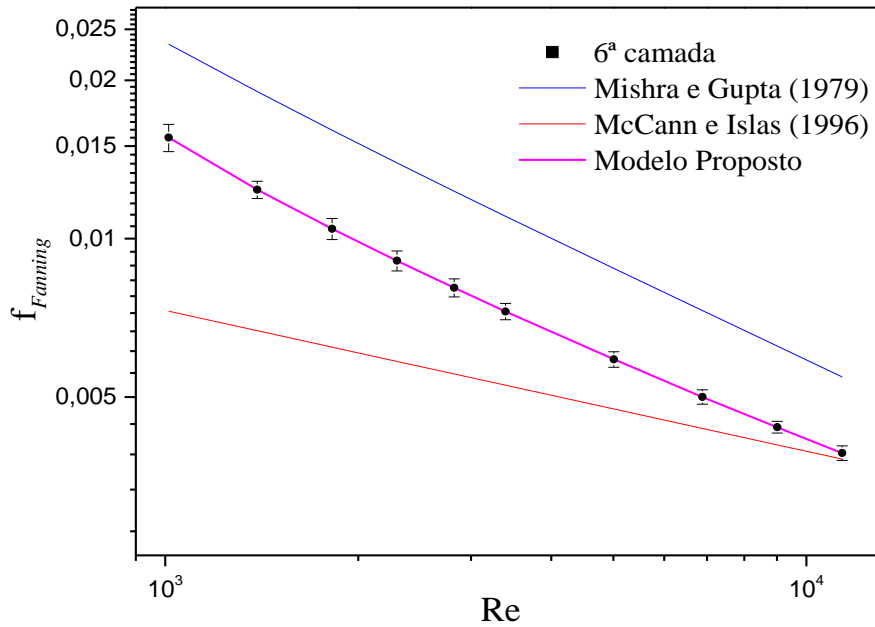


Figura 79. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a 6ª camada (goma xantana).

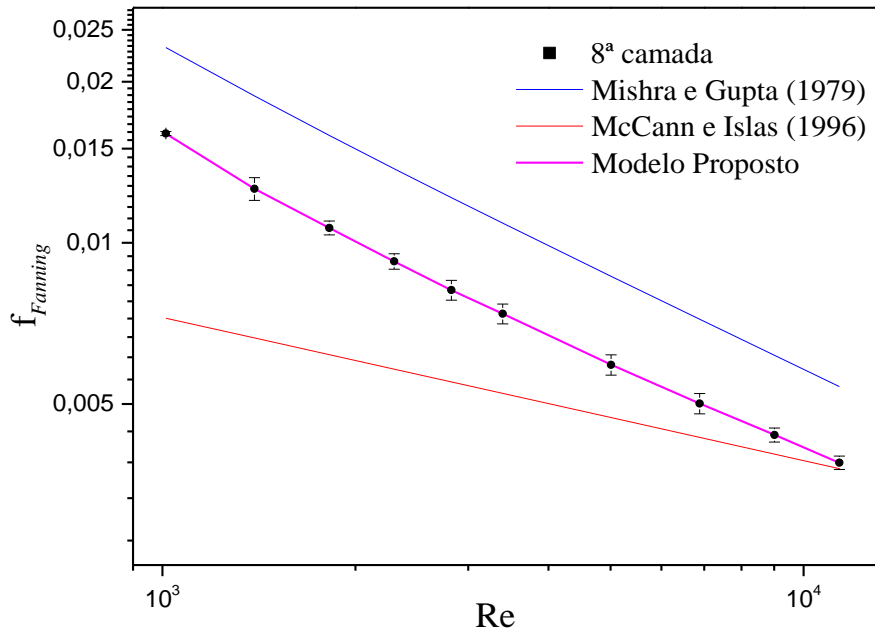


Figura 80. Fator de atrito experimental e calculado em função do número de Reynolds para a 8ª camada (goma xantana).

APÊNDICE D - PERDA DE CARGA POR VAZÃO PARA GOMA XANTANA EM CADA CAMADA

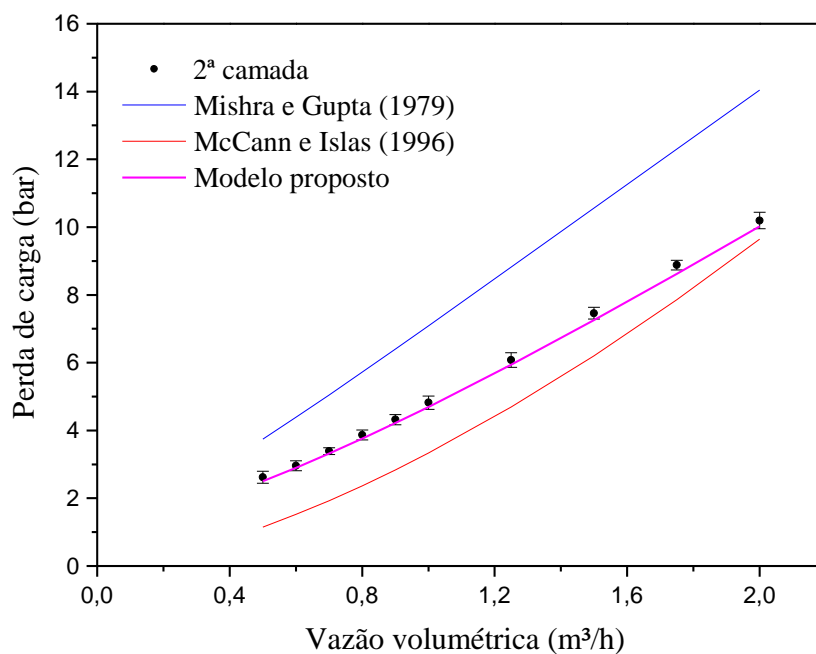


Figura 81. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica de goma xantana na 2ª camada.

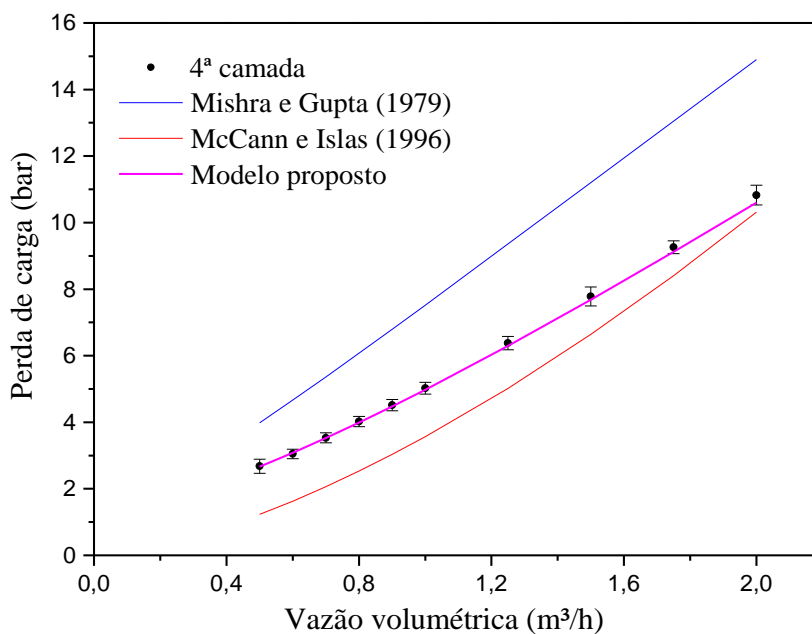


Figura 82. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica de goma xantana na 4ª camada.

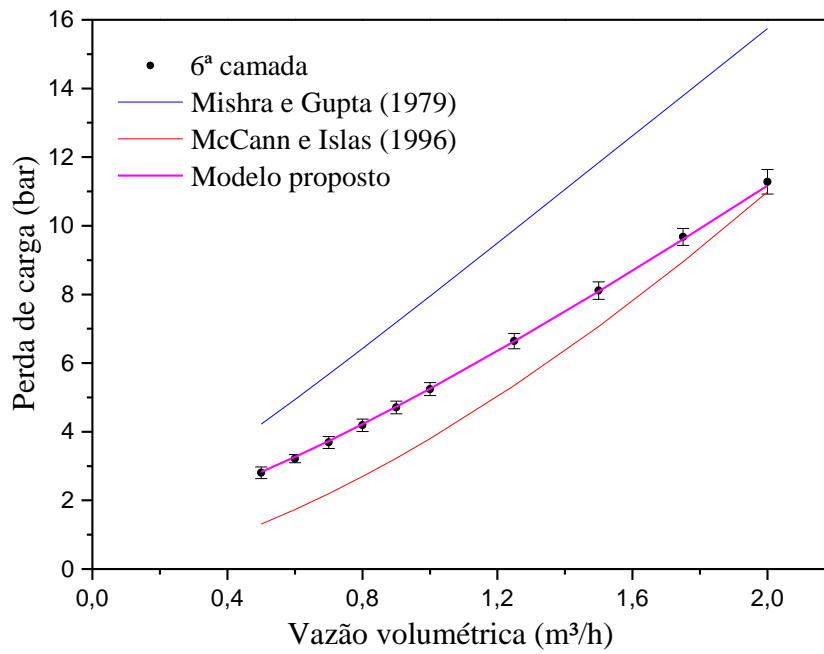


Figura 83. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica de goma xantana na 6ª camada.

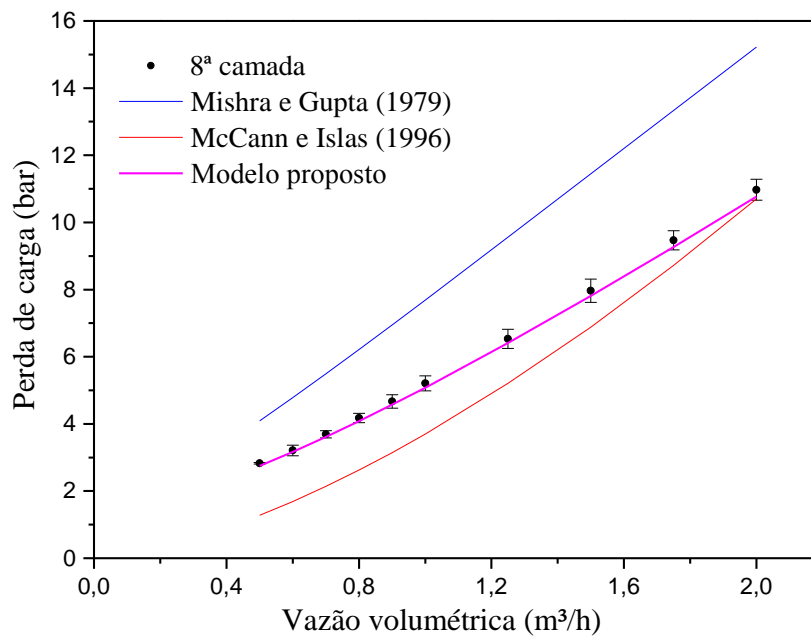


Figura 84. Perda de carga experimental e calculada em função da vazão volumétrica de goma xantana na 8ª camada.

APÊNDICE E - ARQUIVOS DE ENTRADA E SAÍDA DO SIMULADOR

Os arquivos de entrada dos simuladores de perda de carga e de troca térmica são os mesmos e contêm os dados da geometria do *coiled tubing*, as propriedades dos fluidos e a sequência de bombeamento dos mesmos. Ao todo, quatro arquivos foram criados para inserção destes dados. Quando necessário, alguns comentários foram adicionados nos arquivos de entrada para ajudar o usuário a inserir os dados corretamente. O primeiro é o *dadostubo* (Figura 85), onde o raio interno e o comprimento de cada trecho são inseridos. A Figura 86 apresenta o arquivo *carretel*, onde deve-se adicionar o raio e a largura do carretel.

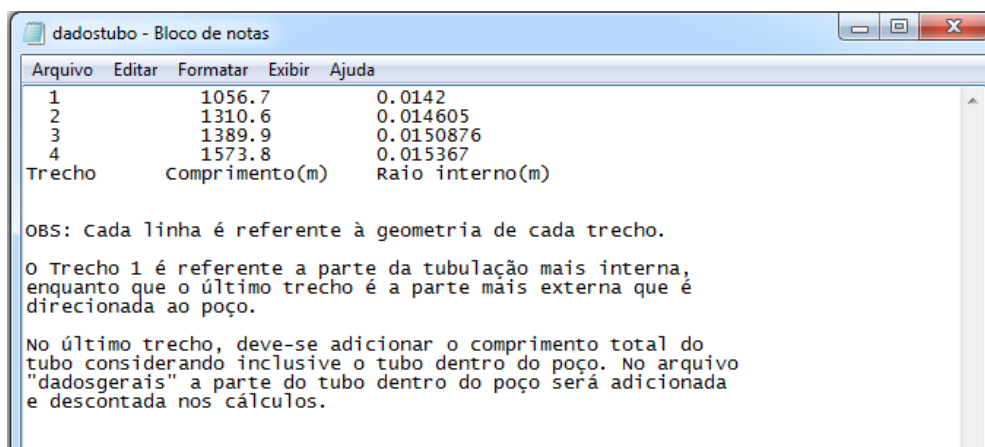


Figura 85. Arquivo de entrada *dadostubo*.

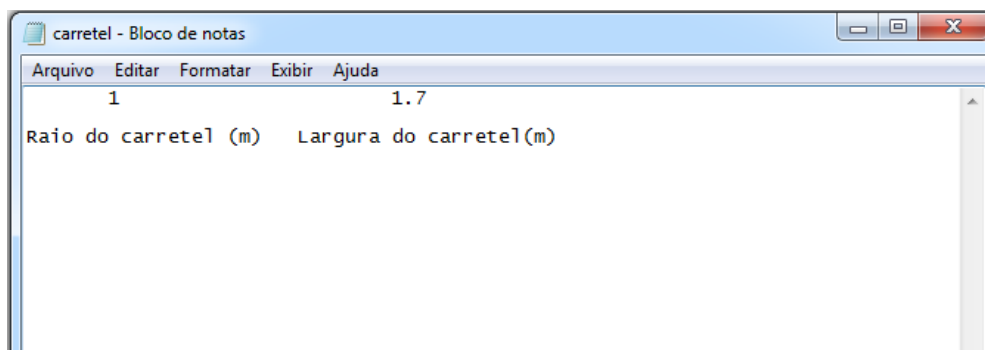


Figura 86. Arquivo de entrada *carretel*.

No arquivo de entrada *dadosgerais* (Figura 87) adiciona-se: o número de trechos com diferentes diâmetros, o raio externo do tubo, o comprimento de tubo já direcionado ao poço, a quantidade de etapas de bombeio, o intervalo de tempo em que o perfil será plotado e a temperatura ambiente. O intervalo de tempo pode ser escolhido pelo usuário de acordo com sua preferência. As etapas de bombeio e as propriedades dos fluidos são inseridos no arquivo *dadosfluido* (Figura 88). A primeira linha deste arquivo é referente ao fluido que já estava no *coiled tubing*, logo o tempo de bombeamento e a vazão volumétrica são nulos.

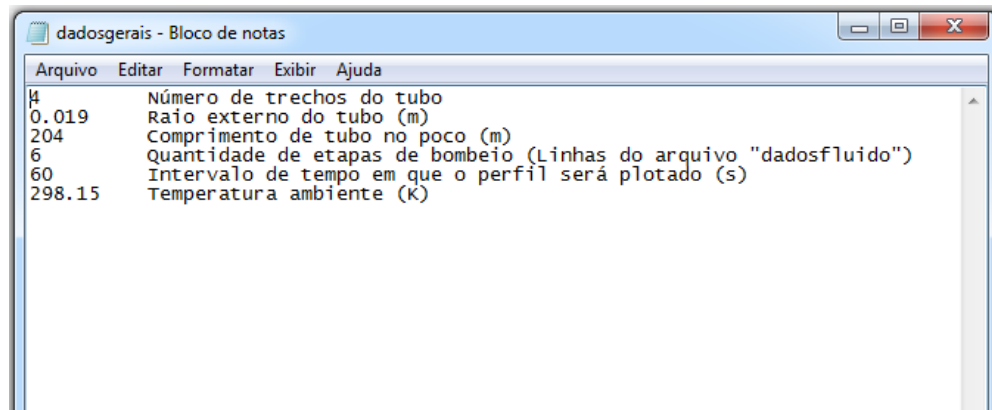


Figura 87. Arquivo de entrada *dadosgerais*.

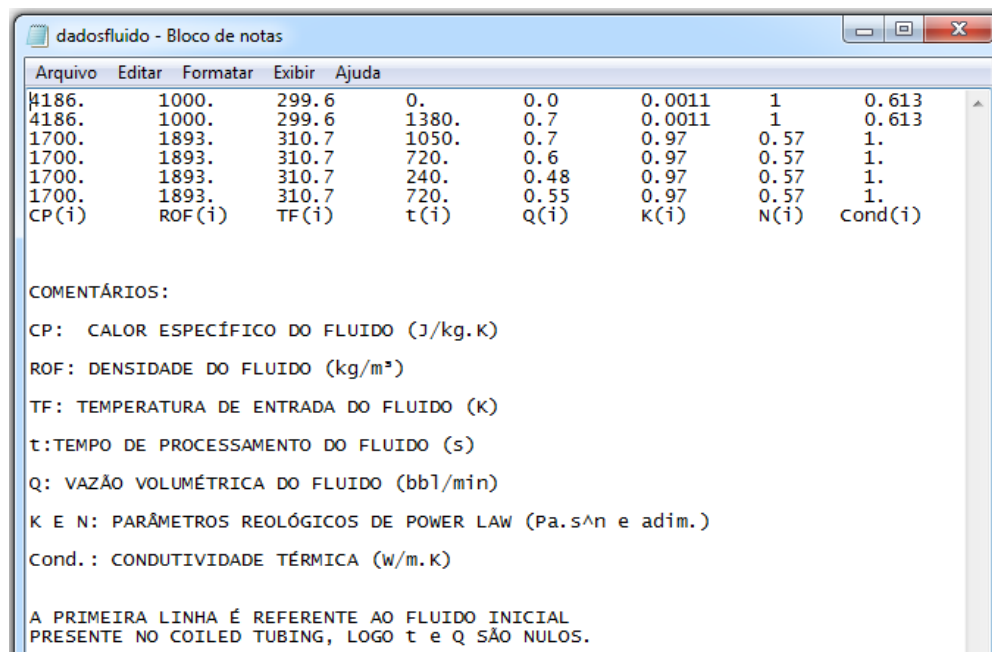


Figura 88. Arquivo de entrada *dadosfluido*.

Os quatro arquivos de saída do simulador de perda de carga serão apresentados a seguir. O primeiro a ser apresentado apresenta os valores de perda de carga ao final do comprimento de cada camada em função do tempo. A Figura 89 apresenta apenas os dois primeiros intervalos de tempo. A quantidade de intervalos dependerá tanto do tempo total do processo, quanto do intervalo do perfil a ser escolhido pelo usuário no arquivo *dadosgerais* apresentado anteriormente. O arquivo *Perda_total* (Figura 90) apresenta a perda de carga total em função do tempo de processo.

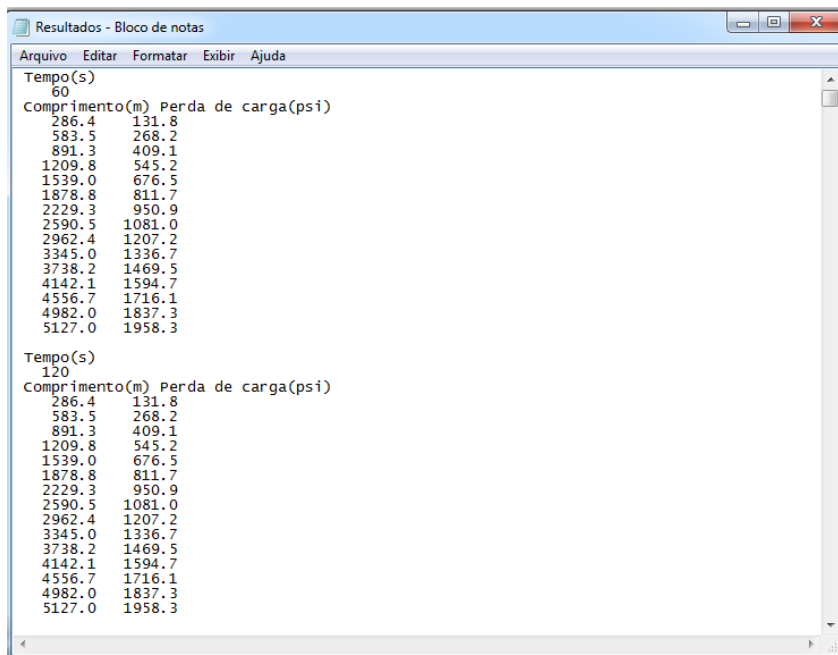


Figura 89. Arquivo de saída do simulador de perda de carga (*Resultados*).

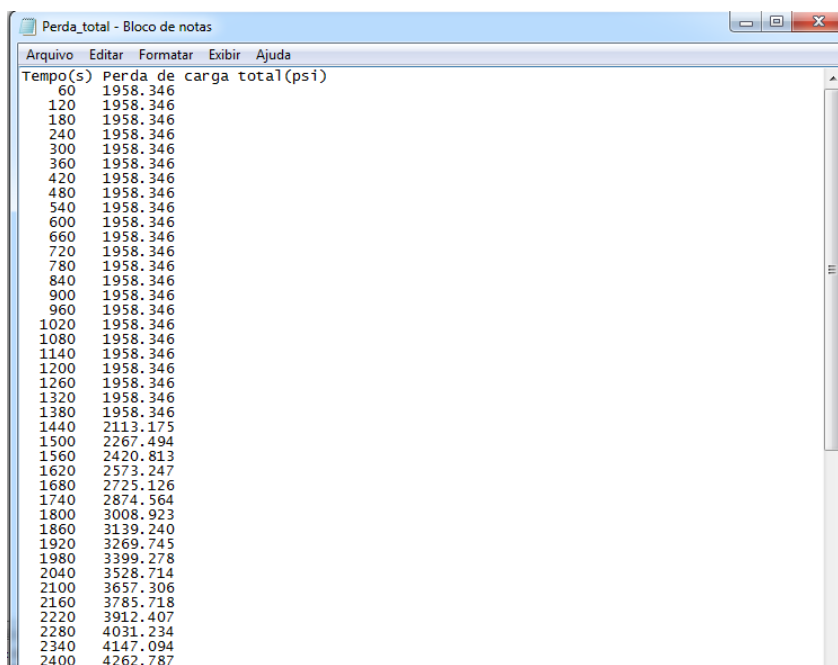


Figura 90. Arquivo de saída do simulador de perda de carga (*Perda_total*).

A Figura 91 apresenta o arquivo de saída que contém a perda de carga máxima e mínima em função do comprimento. O cálculo é feito ao final de cada camada do *coiled tubing*. Já na Figura 92, apresenta-se uma pequena parte do arquivo de saída referente ao cálculo do comprimento e da pressão nas interfaces. A primeira e a segunda coluna apresentam o tempo de processo e a perda de carga total. A partir da terceira coluna o comprimento e a perda de carga das interfaces são

apresentados. Quando estes valores são iguais a zero, significa que naquele tempo de processo a interface ainda não foi formada, ou já saiu completamente do *coiled tubing*.

Arquivo Editar Formatar Exibir Ajuda

As pressões são referentes a perda de carga entre o ponto inicial e o ponto avaliado

Comprimento(m)	Pmáxima(psi)	Pmínima(psi)
286.43	389.10	131.80
583.54	789.70	268.20
891.34	1201.80	409.10
1209.81	1604.60	545.20
1538.97	1999.60	676.50
1878.80	2404.70	811.70
2229.32	2820.10	950.90
2590.52	3216.80	1081.00
2962.41	3511.60	1207.20
3344.97	3641.10	1336.70
3738.21	3774.00	1469.50
4142.14	4052.90	1594.70
4556.75	4392.40	1716.10
4982.04	4508.80	1837.30
5214.01	4542.70	1958.30

Figura 91. Arquivo de saída do simulador de perda de carga (*Pressão_max_min*).

Arquivo Editar Formatar Exibir Ajuda

As pressões são referentes a perda de carga entre o ponto inicial e o ponto avaliado

Tempo(s)	P inj(psi)	Comp1(m)	P12(psi)	Comp2(m)	P23(psi)	Comp3(m)	P34(psi)	Comp4(m)	P45(psi)	Comp5(m)	P56(psi)
60	1958.35	172.38	79.35	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
120	1958.35	344.77	158.62	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
180	1958.35	517.15	237.74	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
240	1958.35	689.53	316.74	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
300	1958.35	861.92	395.64	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
360	1958.35	1034.30	474.55	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
420	1958.35	1206.68	553.46	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
480	1958.35	1379.06	632.37	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
540	1958.35	1551.44	711.28	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
600	1958.35	1723.82	790.19	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
660	1958.35	1896.20	869.10	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
720	1958.35	2068.58	948.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
780	1958.35	2240.96	1026.92	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
840	1958.35	2413.34	1105.83	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
900	1958.35	2585.72	1184.74	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
960	1958.35	2758.10	1263.65	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1020	1958.35	2930.48	1342.56	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1080	1958.35	3102.86	1421.47	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1140	1958.35	3275.24	1500.38	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1200	1958.35	3447.62	1579.29	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1260	1958.35	3620.00	1658.20	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1320	1958.35	3792.38	1737.11	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1380	1958.35	3964.76	1816.02	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1440	2113.18	3968.73	1695.71	172.38	234.18	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1500	2267.49	4131.69	1900.45	344.77	467.77	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1560	2420.81	4294.64	2104.26	517.15	700.21	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1620	2573.25	4457.60	2307.01	689.53	931.64	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1680	2725.13	4620.55	2502.57	861.92	1162.42	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1740	2874.56	4783.51	2692.46	1034.30	1390.62	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1800	3008.92	4946.46	2876.97	1198.48	1591.35	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1860	3139.24	5109.42	3057.43	1361.44	1786.56	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1920	3269.75	0.00	0.00	1524.39	1982.07	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1980	3399.28	0.00	0.00	1687.35	2176.47	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2040	3528.71	0.00	0.00	1850.31	2370.76	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2100	3657.31	0.00	0.00	2013.26	2564.08	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2160	3785.72	0.00	0.00	2176.22	2757.20	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2220	3912.41	0.00	0.00	2339.17	2948.56	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2280	4031.23	0.00	0.00	2502.13	3123.98	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2340	4147.09	0.00	0.00	2665.08	3295.05	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2400	4262.79	0.00	0.00	2828.04	3466.02	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2460	3616.86	0.00	0.00	3049.19	3114.10	147.76	168.53	0.00	0.00	0.00	0.00
2520	3704.20	0.00	0.00	3188.87	3237.35	295.51	336.99	0.00	0.00	0.00	0.00
2580	3791.55	0.00	0.00	3328.55	3360.61	443.27	504.35	0.00	0.00	0.00	0.00
2640	3878.43	0.00	0.00	3468.22	3483.35	591.03	671.65	0.00	0.00	0.00	0.00

Figura 92. Arquivo de saída do simulador de perda de carga (*Interfaces*).

O simulador de troca térmica possui dois arquivos de saída, um contendo os perfis de temperatura ao longo do comprimento em cada passo de tempo (Figura 93) e o outro com a temperatura de saída em função do tempo e os comprimentos e temperaturas das interfaces (Figura 94). A Figura 93 apresenta apenas uma parte do arquivo total que depende da escolha do intervalo de tempo da construção dos perfis.

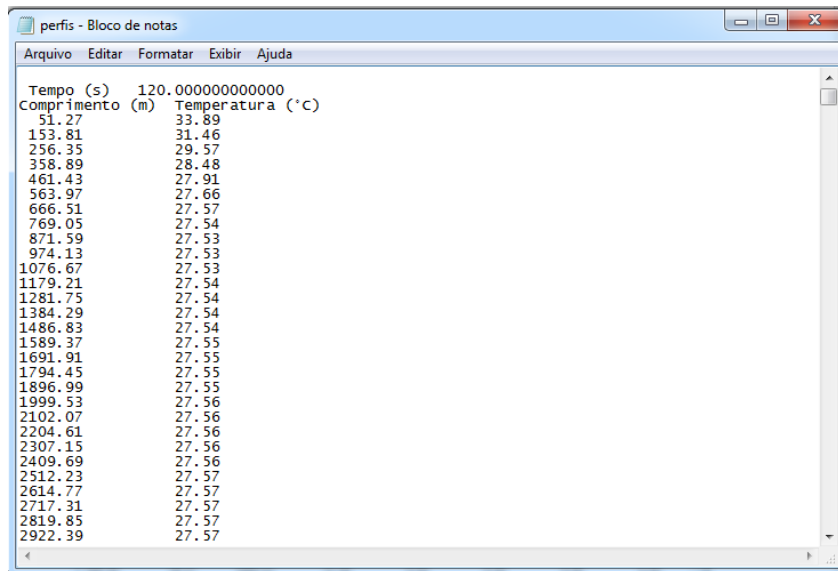


Figura 93. Arquivo de saída do simulador de troca térmica (*perfis*).

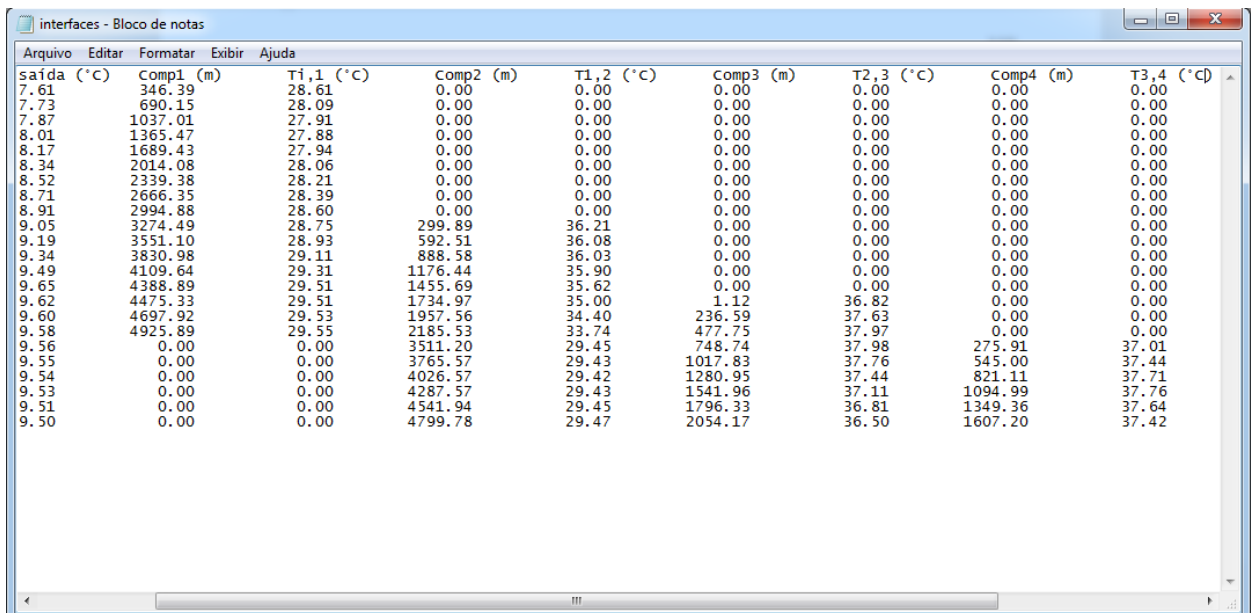


Figura 94. Arquivo de saída do simulador de troca térmica (*interfaces*).