

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

**DISSERTAÇÃO**

**ESTUDO DA PERDA DE CARGA NO ESCOAMENTO DE FLUIDOS  
NEWTONIANOS EM *COILED TUBING***

**CAROLINE EULINO GONÇALVES PEREIRA**

**2018**



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

**ESTUDO DA PERDA DE CARGA NO ESCOAMENTO DE FLUIDOS  
NEWTONIANOS EM *COILED TUBING***

**CAROLINE EULINO GONÇALVES PEREIRA**

*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  
Agosto de 2018

P436  
e  
Pereira, Caroline Eulino Gonçalves, 1990-  
Estudo da perda de carga no escoamento de fluidos  
Newtonianos em coiled tubing / Caroline Eulino  
Gonçalves Pereira. - 2018.  
156 f.: il.

Orientadora: Cláudia Miriam Scheid.  
Coorientador: Luís Américo Calçada.  
Dissertação(Mestrado). -- Universidade Federal  
Rural do Rio de Janeiro, Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Química, 2018.

1. Tubo curvado. 2. Análise experimental. 3.  
Abandono de poço de petróleo. I. Scheid, Cláudia  
Miriam, 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.

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

**CAROLINE EULINO GONÇALVES PEREIRA**

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

**DISSERTAÇÃO APROVADA EM: 30/08/2018**

---

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

---

Cristiane Richard de Miranda, D. Sc., CENPES/PETROBRAS

---

Leonardo Duarte Batista da Silva, D. Sc., DE/IT/UFRRJ

*Dedico essa dissertação a Deus, que me ajuda e sustenta em todo o meu caminhar, aos meus pais José Carlos e Márcia, pela presença em todos os momentos, à minha irmã Gabrielle, minha melhor amiga, à minha amiga Tamila, por me incentivar a ter foco nesse momento e ao Eduardo, quem muito me ensinou e se hoje sou mestre, ele tem muito crédito nisso.*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço especialmente a Deus, por me dar vida e por ter me ensinado tanto durante a realização desse trabalho.

Aos meus pais, por me apoiarem, à minha irmã Gabrielle, por estar sempre ao meu lado. Ao meu cachorro Kawaii, pela companhia de sono e escrita da dissertação. Ao meu cunhado Kleisson e sua família, Ester, Josué, por todo carinho.

À minha família do coração, tio José Carlos, tia Alda, Tamila e Luiz Felipe, pela amizade de tantos anos com a minha família e suporte, especialmente nessa etapa da minha vida.

Às famílias que me receberam em suas casas, por motivo de estudo e congresso, Fernando, Vanessa, Dáurea, tia Lusmar, Felipe Bettecher, tia Teresa, J., obrigada pela hospitalidade.

Ao meu amigo Matheus e sua família, Jorge, Cida, e Jorginho, por me ensinarem tanto, pelo carinho e por todas as orações, abraços, apoio e diferença que fizeram na minha vida.

A todos os meus familiares, primos, tios e, especialmente, avós, pelo carinho especial.

Aos amigos de amigos que se tornaram grandes amigos e me deram suporte Nicolle (neném), Gabi Gracio, Doralice, Augusto, João, Laís, Carol Granha e Thiago Gerpe.

Às minhas amigas mais que antigas, mas sempre presentes de alguma forma, Daliene, Luana, Mary, Jéssica, Vaninha, Mara e Zezé

Aos meus amigos do alfa e ômega, por terem dado luz à caminhada na universidade, Marcos Monrez (autor do belo layout dos slides), Davi, Elias, Fernando Tertuliano, Dayene, Gabi, Camila, Marllus e Raphael.

Ao Brasil Música e Missão (BMM), que conheci durante o mestrado, por terem renovado a arte na minha vida e dado uma nova visão e sentido a ela, muito obrigada Luiza, Luizinho, Paloma, Wesley, Tiago (abigo), Lucas, Lucas Monteiro.

Aos meus amigos Max e Flávia, por me incentivarem à conclusão dessa etapa e a dar continuidade acadêmica e por fazerem por mim, até mais que eu mesma.

A todas as minhas amigas que um dia foram colegas de quarto ou vizinhas, obrigada por me ouvirem quando eu começo a falar, por apoiarem todas as gordices necessárias para trabalhar até altas horas, obrigada Izadora, Marcela, Raquel, Cíntia, Lo-Ruama, Ray, Tainá, Sol, Carol, Nayane, Bárbara, Vanessa, Gabi, Ana, Débora, Rakiely.

À galera do passeio, que também é a galera do mestrado, pelos encontros durante a semana para compartilharmos as alegrias e sufocos do mestrado, Giu, Gabi, Glauco, Luana, Rafael e Luan.

À minha psicóloga, Camilla Prado, que tem sido fundamental nessa etapa da minha vida, me ajudando a perceber tantas coisas.

Às pessoas que prontamente me ajudaram quando pedi, Rhayana, Cissa, Geraldo e Renato Nunes.

Aos alunos de I.C., que não passam de grandes amigos e companheiros de todos os tempos rs, Gabriel, Leonidas e Lorena, por terem sobrevivido à convivência comigo. Agradeço àqueles que, mesmo que por pouco tempo, estiveram comigo, Lohaine e Jhones.

Aos colegas e amigos de trabalho do Laboratório de Escoamento de Fluidos (LEF) pela ajuda e carinho Gabi, Fred, Arantes, Eler, Filipe, João, Gabi (pelo lindo desenho do *coiled tubing*), Bruna Bronsato, Daniel, Rafael, Messias, Fred, Bianca, Laura, Bia Rosas, Bia Penido, Robson, Bruno, Kelly, Raquel, Mari, Isa (companheira de congresso e viagem), Anderson, Vanessa, Mateus, Moacyr, Godoi, Victor Saide, prof<sup>a</sup> Márcia Vega, Lucas, Thomas, Rodrigo e prof<sup>o</sup> Meleiro.

Ao Sérgio e Elias por me ajudarem tanto na construção da unidade experimental e pela grande amizade. Agradeço também a Andressa, Gigi e Bia.

Ao Rafael pela simpatia em me receber nas pausas para o lanche.

Aos amigos da cimentação, tanto do LEF quanto do Cenpes, por terem me ajudado a crescer, me ensinando, Edilson, Deividson, Emanuel, Pedro Aranha, José Marcelo (pelo estudo de caso super organizado), Pessanha, Alex e Elessandre.

À equipe da FAPUR, por toda paciência e prontidão no trabalho, Abner, Juliana, Mayara, Maísa, João.

Às pessoas que conheci por meio das empresas por conta da construção da unidade experimental e que foram fundamentais para realização desse trabalho, Wallace, Alexandre, Luiz, Adriana, Tiago, Thalita, Beatriz das Chagas e Lohaine.

À minha turma do mestrado e companheiros de estudo e caminhada, Isac, Nany, Anderson, Paula, Iza, Vanessa, Kátia, Mônica, Maurício, Felipe, Roberta, Amanda, Fran e Gabi.

Aos professores do Departamento de Engenharia Química e a toda a Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro, por ter proporcionado esse estudo.

A todos os professores do jardim 1 ao ensino médio por terem me dado a base para continuar estudando.

Aos professores que me inspiraram ao lecionarem, Cláudia Scheid, Marisa Mendes, Adriana Machado, Ana Cátia e Eduardo Paraiso.

Ao André Leibsohn, pela oportunidade e incentivo na participação de congressos (SPE e AADE).

Ao Eduardo e sua família, Débora, José Eduardo e gêmeos (a caminho), por ter sido e ser meu grande amigo, orientador, conselheiro e muito paciente desde quando eu era sua aluna de I.C. Por todas as brilhantes ideias e sugestões para a execução desse trabalho.

À minha orientadora, Cláudia Scheid, por acreditar em mim mais que eu mesma, pelas correções que foram conselhos para minha vida e pela paciência e carinho demonstrado a mim.

Ao meu co-orientador, Luís Calçada, por todas as caronas até ao Cenpes, conselhos durante a rota e apoio em toda minha caminhada de pesquisa.

Aos membros da banca avaliadora, Cristiane Miranda e Leonardo Silva, por terem aceitado fazer parte desse momento e pelas contribuições.

Às instituições Capes, cnpq e Petrobras pelo suporte financeiro

*“Não andeis ansiosos de coisa alguma; em tudo, porém, sejam conhecidas, diante de Deus, as vossas petições, pela oração e pela súplica, com ações de graças. E a paz de Deus, que excede todo o entendimento, guardará o vosso coração e a vossa mente em Cristo Jesus.”*

*(Filipenses 4: 6,7 – Bíblia)*



## RESUMO

PEREIRA, Caroline Eulino Gonçalves. **Estudo da perda de carga no escoamento de fluidos Newtonianos em *coiled tubing***. 2018. 136 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.

O sistema *coiled tubing* tem várias utilidades no ramo do petróleo, dentre elas o abandono de poços por meio da cimentação. Esse sistema é composto, principalmente de um tubo de aço longo, contínuo e flexível que tem parte do seu comprimento enrolado em um carretel enquanto outra parte é direcionada ao poço por meio de um injetor e uma mesa rotatória. O uso do *coiled tubing* no abandono de poços é de suma importância por reduzir o tempo de operação, pelo fato do tubo ser contínuo, o que leva a uma redução do custo. Devido à perda de carga por atrito e troca de calor que ocorre durante o escoamento do fluido nesse sistema, as propriedades físico-químicas e reológicas da pasta de cimento se alteram ao longo do tempo. Para que não haja risco da pasta curar antes de atingir o local desejado, aditivos, como retardador de pega, são adicionados em excesso. Visto isso, destaca-se a importância da previsão da perda de carga dada à sua influência no perfil de temperatura e, conseqüentemente, nas propriedades reológicas dos fluidos. Além disso, o conhecimento da perda de carga permitirá um melhor planejamento da pressão de bombeio necessária. Porquanto, o objetivo desse trabalho é prever a perda de carga no escoamento de fluidos Newtonianos em sistema *coiled tubing*. Com o intuito de estudar o escoamento de fluidos no sistema *coiled tubing*, uma unidade experimental com 375 metros de tubo de cobre enrolado com diâmetro de  $\frac{1}{2}$  in e similaridade a um sistema *coiled tubing* real foi construída. Nessa unidade foram instalados transmissores de pressão a fim de acompanhar a pressão ao longo do comprimento do tubo. Foram realizados testes com escoamento de água, fluido Newtoniano, na faixa de vazão entre 0,05 e 0,65 m<sup>3</sup>/h, com o objetivo de prever a perda de carga nesse sistema *coiled tubing*. Os dados de vazão e queda de pressão obtidos na unidade experimental 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 entre os valores de queda de pressão experimentais e calculados foi menor que 5%.

**Palavras-chave:** flexitubos, perda de carga, unidade experimental.

## ABSTRACT

PEREIRA, Caroline Eulino Gonçalves. **The study of pressure drop in the flow of Newtonian fluids in coiled tubing**. 2018. 136 p. Dissertation (Master in Science in Chemical Engineering, Chemical Technology). Technology Institute, Chemical Engineering Department, Federal Rural University of Rio de Janeiro, Seropédica, RJ, 2018.

Coiled tubing system has many uses in the oil industry, among them, the plugging and abandonment (P&A) process, by cementing. This system consists mainly of a long, flexible, continuous steel tube that has part of its length wrapped on a reel while another part is directed to the well by an injector and a rotary table. The use of coiled tubing in the P&A process is extremely important due to the fact it lowers operation time, since the pipe is continuous, which leads to a reduction in cost. Due to the frictional pressure loss and heat transfer which occurs during the flow of the fluid in this system, the physical, chemical, and rheological properties of cement slurries change over time. To avoid the risk of setting the cement slurry before reaching the desired location, additives such as mid-temp retarder is added in excess. As such, the importance of predicting pressure drop is highlighted due to its influence on fluid temperature profile, and, consequently, on the rheological properties of the fluids. Besides that, pressure drop prediction will allow better planning of the required pump pressure. Knowing this, this work focused on predicting pressure drop in the flow of Newtonian fluids in a coiled tubing system. In order to study the fluid flow in coiled tubing system, an experimental unit with 375 meters of wrapped copper tube with  $\frac{1}{2}$  in diameter, and similarity to an actual coiled tubing system was built. Pressure transmitters were installed in this unit to monitor pressure along tube length. Tests were carried out with water, Newtonian fluid, in the flow range between 0.05 and 0.65 m<sup>3</sup>/h, in order to predict pressure drop in this coiled tubing system. Flow rate and pressure drop data obtained in the experimental unit allowed the evaluation of critical Reynolds number, friction factor correlations in laminar and turbulent regime, and the influence of the curvature and tube length on pressure drop. A methodology for predicting pressure drop in the coiled tubing system was proposed and the percentage error between the experimental and calculated pressure drop values was less than 5%.

**Keywords:** coiled tubing, pressure drop, pilot-scale unit.

## ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1. (A) SISTEMA <i>COILED TUBING</i> ; (B) ILUSTRAÇÃO DO CONJUNTO FLEXITUBO-CARRETEL .....	3
FIGURA 2. (A) ILUSTRAÇÃO DA MESA ROTATIVA; (B) MESA ROTATIVA NA PLATAFORMA.....	4
FIGURA 3. (A) CONJUNTO FLEXITUBO-CARRETEL; (B) DRILL PIPES .....	4
FIGURA 4. (A) RETENTOR DE CIMENTO; (B) BRIDGE PLUG .....	6
FIGURA 5. ILUSTRAÇÃO DE UM POÇO APÓS SEU ABANDONO COMPLETO E ABANDONO.....	7
FIGURA 6. DEFORMAÇÃO DE UM ELEMENTO FLUIDO (MODIFICADO DE FONTE: FOX <i>ET AL.</i> , 2006)..	9
FIGURA 7. CLASSIFICAÇÃO DOS FLUIDOS SEGUNDO COMPORTAMENTO REOLÓGICO .....	10
FIGURA 8. CURVA DE FLUXO DE FLUIDOS NÃO NEWTONIANOS E NEWTONIANO .....	10
FIGURA 9. (A) CURVA DE VISCOSIDADE, (B) CURVA DE FLUXO DE FLUIDO NEWTONIANO (MODIFICADO DE FONTE: SHIROMA, 2012).....	11
FIGURA 10. DESENHO ILUSTRATIVO DE UM TUBO CURVADO COM UMA ÚNICA CAMADA.....	13
FIGURA 11. DESENHO ILUSTRATIVO DE UM ESPIRAL ASCENDENTE EQUIANGULAR ( $R = Kem\theta$ ) ...	13
FIGURA 12. DESENHO ILUSTRATIVO DAS DIFERENTES CAMADAS DE UM FLEXITUBO ENROLADO EM UM CARRETEL. ....	14
FIGURA 13. DESENHO QUE REPRESENTA UM CORTE DE UM TUBO CURVADO. ....	16
FIGURA 14. ILUSTRAÇÃO DA VELOCIDADE MÁXIMA AXIAL QUANDO AS FORÇAS VISCOSAS E CENTRÍFUGAS PREDOMINAM, RESPECTIVAMENTE. ....	16
FIGURA 15. DESENHO APRESENTADO POR DEAN DAS LINHAS QUE MOSTRAM O MOVIMENTO DOS ELEMENTOS DE FLUIDO NA SEÇÃO TRANSVERSAL DE UM TUBO CURVADO (FONTE: DEAN, 1927).....	17
FIGURA 16. FLUXO DO ESCOAMENTO SECUNDÁRIO NA SEÇÃO TRANSVERSAL COM BAIXO E ALTO NÚMERO DE DEAN (FONTE: GHOBADI; MUZYCHKA, 2015).....	18
FIGURA 17. LINHAS DE CORRENTE DO ESCOAMENTO SECUNDÁRIO E CONTORNO DA VELOCIDADE AXIAL SENDO O NÚMERO DE DEAN 96 E 481, RESPECTIVAMENTE (MODIFICADO DE FONTE: McCONALOGUE; SRIVASTAVA, 1968). ....	19
FIGURA 18. ILUSTRAÇÃO DOS REGIMES DE ESCOAMENTO (MODIFICADO DE FONTE: DRILLING, 2012).....	20
FIGURA 19. ILUSTRAÇÃO DA DETERMINAÇÃO DA TRANSIÇÃO DOS REGIMES DE ESCOAMENTO (A) BEM DEFINIDOS E (B) COM APENAS DUAS REGIÕES DEFINIDAS (MODIFICADO DE FONTE: PARAISO, 2011).....	21
FIGURA 20. ILUSTRAÇÃO DA DETERMINAÇÃO DE REYNOLDS CRÍTICO (FONTE: PRÓPRIO AUTOR COM BASE NOS RESULTADOS DE WHITE, 1929).....	22
FIGURA 21. FOTO DAS DUAS FRENTES DA UNIDADE CT. ....	29
FIGURA 22. FOTO DA UNIDADE CT COM DESTAQUE NAS ETIQUETAS QUE REPRESENTAM O FIM DAS CAMADAS. ....	30
FIGURA 23. DESENHO ILUSTRATIVO DOS PONTOS EXTREMOS DAS CAMADAS. ....	30
FIGURA 24. BOBINA DE TUBO DE COBRE REPRESENTANDO O <i>COILED TUBING</i> NUMA ESCALA PILOTO. .....	31
FIGURA 25. TERMOPAR DO TIPO Pt-100 PARA AQUISIÇÃO DA TEMPERATURA (A) DO FLUIDO E METAL E (B) DO AMBIENTE. ....	32
FIGURA 26. TERMOPARES INSTALADOS EM UMA DAS CAMADAS PARA MEDIÇÃO DA TEMPERATURA DO FLUIDO E DO TUBO.....	32
FIGURA 27. (A) TRANSMISSORES DE PRESSÃO MANOMÉTRICA INSTALADOS NA UNIDADE CT E VÁLVULA ESFERA; .....	33
FIGURA 28. PLC COM MÓDULOS DE AQUISIÇÃO DE DADOS DE TEMPERATURA, PRESSÃO E VAZÃO. ....	34

FIGURA 29. INTERFACES DO <i>SOFTWARE</i> COM AS ABAS DE: (A) TEMPERATURA; (B) PRESSÃO E VAZÃO; (C) DADOS GERAIS E (D) <i>LOGGER</i> .....	36
FIGURA 30. DESENHO ESQUEMÁTICO DA UNIDADE EXPERIMENTAL.....	37
FIGURA 31. FOTOS DA UNIDADE EXPERIMENTAL COM DESTAQUE PARA LINHA (A) ANTES E (B) DEPOIS DA UNIDADE CT.....	38
FIGURA 32. FOTO DO TANQUE. ....	39
FIGURA 33. FOTO DO INTERIOR DO TANQUE COM DESTAQUE PARA O TERMOPAR PARA O FLUIDO... ..	40
FIGURA 34. FOTO (A) DO QUADRO DE CONTROLE ACOPLADO AO TANQUE E (B) DO CHILLER. ....	40
FIGURA 35. FOTO (A) DA BOMBA DE DESLOCAMENTO POSITIVO E (B) DO INVERSOR DE FREQUÊNCIA. ....	41
FIGURA 36. FOTO (A) DO MEDIDOR DE VAZÃO E (B) DO SEU <i>DISPLAY</i> . ....	42
FIGURA 37. DESENHO ILUSTRAÇÃO DE CORTE DE CONJUNTO CARRETEL-FLEXITUBO. ....	45
FIGURA 38. CORTE DE DUAS CAMADAS DE FLEXITUBOS ALINHADOS. ....	46
FIGURA 39. REPRESENTAÇÃO DAS CAMADAS E TOMADAS DE PRESSÃO SUGERIDAS. ....	48
FIGURA 40. ESQUEMA DOS EXPERIMENTOS DE PERDA DE CARGA E SUAS AVALIAÇÕES. ....	48
FIGURA 41. FOTO (A) DO BANHO TERMOSTATIZADO E (B) DOS TERMOPARES TIPO PT-100 COLOCADOS NO BANHO. ....	49
FIGURA 42. GRÁFICO DE CALIBRAÇÃO DO SENSOR DE TEMPERATURA 1. ....	50
FIGURA 43. (A) QUEDA DE PRESSÃO VERSUS VAZÃO E (B) FATOR DE ATRITO EXPERIMENTAL VERSUS NÚMERO DE REYNOLDS DA 5ª E 6ª CAMADA. ....	54
FIGURA 44. NÚMERO DE REYNOLDS CRÍTICO EXPERIMENTAL E CALCULADO EM FUNÇÃO DO INVERSO DA ..... ..	55
<b>FIGURA 45.</b> FATOR DE ATRITO EXPERIMENTAL E CALCULADO DA 1ª E 2ª CAMADA VERSUS NÚMERO DE REYNOLDS NO REGIME LAMINAR. ....	57
FIGURA 46. FATOR DE ATRITO EXPERIMENTAL E CALCULADO DA 3ª E 4ª CAMADA VERSUS NÚMERO DE REYNOLDS NO REGIME LAMINAR. ....	58
FIGURA 47. FATOR DE ATRITO EXPERIMENTAL E CALCULADO DA 5ª E 6ª CAMADA VERSUS NÚMERO DE REYNOLDS NO REGIME LAMINAR. ....	58
FIGURA 48. FATOR DE ATRITO EXPERIMENTAL E CALCULADO DA 7ª E 8ª CAMADA VERSUS NÚMERO DE REYNOLDS NO REGIME LAMINAR. ....	59
FIGURA 49. FATOR DE ATRITO EXPERIMENTAL E CALCULADO DA 1ª E 2ª CAMADA VERSUS NÚMERO DE REYNOLDS NO REGIME TURBULENTO. ....	60
FIGURA 50. FATOR DE ATRITO EXPERIMENTAL E CALCULADO DA 3ª E 4ª CAMADA VERSUS NÚMERO DE REYNOLDS NO REGIME TURBULENTO. ....	61
FIGURA 51. FATOR DE ATRITO EXPERIMENTAL E CALCULADO DA 5ª E 6ª CAMADA VERSUS NÚMERO DE REYNOLDS NO REGIME TURBULENTO. ....	61
FIGURA 52. FATOR DE ATRITO EXPERIMENTAL E CALCULADO DA 7ª E 8ª CAMADA VERSUS NÚMERO DE REYNOLDS NO REGIME TURBULENTO. ....	62
FIGURA 53. QUEDA DE PRESSÃO DA UNIDADE CT EXPERIMENTAL E CALCULADA NO REGIME TURBULENTO. ....	64
FIGURA 54. QUEDA DE PRESSÃO DAS DUPLAS CAMADAS A CADA 10 METROS.....	66
FIGURA 55. QUEDA DE PRESSÃO DAS DUPLAS CAMADAS VERSUS VAZÃO VOLUMÉTRICA. ....	68
FIGURA 56. QUEDA DE PRESSÃO DAS DUPLAS CAMADAS EM RELAÇÃO A QUEDA DE PRESSÃO DE TODA A UNIDADE CT. ....	68
FIGURA 57. QUEDA DE PRESSÃO EXPERIMENTAL DA UNIDADE CT E CALCULADA DE UM TRECHO RETO. ....	69

FIGURA 58. PRESSÃO MANOMÉTRICA VERSUS COMPRIMENTO NO ESCOAMENTO DE ÁGUA NA UNIDADE CT.....	70
FIGURA 59. PRESSÃO MANOMÉTRICA VERSUS VAZÃO NO ESCOAMENTO DE ÁGUA NA UNIDADE CT. ....	71
FIGURA 60. DESENHO ESQUEMÁTICO DO PROJETO DO TÚNEL DE VENTO PARA A UNIDADE CT. ....	74
FIGURA 61. CURVA DE FLUXO DE FLUIDOS NÃO NEWTONIANOS E NEWTONIANO .....	83
FIGURA 62. CURVA DE FLUXO E DE VISCOSIDADE DE FLUIDOS (A) TIXOTRÓPICO, (B) REOPÉTICO ...	85
FIGURA 63. ILUSTRAÇÃO DAS DIMENSÕES DO SISTEMA COILED TUBING DO ESTUDO DE CASO. ....	90
FIGURA 64. DESENHO ESQUEMÁTICO DA PROFUNDIDADE DE CADA TAMPÃO (FONTE: CENPES/PETROBRAS, 2015). ....	91
FIGURA 65. (A) VISCOSÍMETRO FANN (MODELO 35A); (B) ILUSTRAÇÃO DO CONJUNTO BOB-ROTOR .....	92
FIGURA 66. GRÁFICO COM DADOS DE BOMBEIO DE FLUIDOS NA FORMAÇÃO DO TAMPÃO 1 (FONTE: CENPES/PETROBRAS, 2015). ....	93
FIGURA 67. GRÁFICO COM DADOS DE BOMBEIO DE FLUIDOS NA FORMAÇÃO DO TAMPÃO 2 (FONTE: CENPES/PETROBRAS, 2015). ....	94
FIGURA 68. GRÁFICO COM DADOS DE BOMBEIO DE FLUIDOS NA FORMAÇÃO DO TAMPÃO 3 (FONTE: CENPES/PETROBRAS, 2015). ....	95
FIGURA 69. DADOS DE TEMPERATURA DISTRIBUÍDA DURANTE O BOMBEIO DA PASTA DE CIMENTO E DESLOCAMENTO DELA NA FORMAÇÃO DO TAMPÃO 1 (FONTE: CENPES/PETROBRAS, 2015). ....	96
FIGURA 70. DADOS DE TEMPERATURA DISTRIBUÍDA NO CARRETEL DURANTE CIMENTAÇÃO DO TAMPÃO 2 (FONTE: CENPES/PETROBRAS, 2015). ....	96
FIGURA 71. DADOS DE TEMPERATURA DISTRIBUÍDA NO CARRETEL DURANTE CIMENTAÇÃO DO TAMPÃO 3 (FONTE: CENPES/PETROBRAS, 2015). ....	97
FIGURA 72. LOGARITMO DA TENSÃO E TAXA DE DEFORMAÇÃO DA PASTA DO TAMPÃO 1.....	99
FIGURA 73. LOGARITMO DA TENSÃO E TAXA DE DEFORMAÇÃO DA PASTA DO TAMPÕES 2 E 3. ....	100
FIGURA 74. (A) QUEDA DE PRESSÃO VERSUS VAZÃO E (B) FATOR DE ATRITO EXPERIMENTAL VERSUS NÚMERO DE REYNOLDS DA 1ª E 2ª CAMADA. ....	114
FIGURA 75. (A) QUEDA DE PRESSÃO VERSUS VAZÃO E (B) FATOR DE ATRITO EXPERIMENTAL VERSUS NÚMERO DE REYNOLDS DA 3ª E 4ª CAMADA. ....	115
FIGURA 76. (A) QUEDA DE PRESSÃO VERSUS VAZÃO E (B) FATOR DE ATRITO EXPERIMENTAL VERSUS NÚMERO DE REYNOLDS DA 7ª E 8ª CAMADA. ....	116
FIGURA 77. PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL: TESTE DE TROCA TÉRMICA. ....	123
FIGURA 78. ILUSTRAÇÃO DA CONSIDERAÇÃO FEITA NA UNIDADE CT.....	124
FIGURA 79. ILUSTRAÇÃO DE ESCOAMENTO EXTERNO NA UNIDADE CT.....	125
FIGURA 80. ILUSTRAÇÃO DE ESCOAMENTO EM PLACA VERTICAL (FACE DA UNIDADE CT). ....	126
FIGURA 81. ILUSTRAÇÃO DE ESCOAMENTO EM PLACA PLANA SUPERIOR E INFERIOR (NA PARTE INTERNA DO CARRETEL DA UNIDADE CT).....	126
FIGURA 82. ILUSTRAÇÃO DAS DIMENSÕES DA UNIDADE CT MODIFICADA. ....	127
FIGURA 83. TEMPERATURA AMBIENTE E DO FLUIDO EM TODAS AS CAMADAS COM TEMPERATURA DO FLUIDO DE ENTRADA DESEJADA DE 45°C À (A) 0,20 m <sup>3</sup> /H E (B) 0,65 m <sup>3</sup> /H. ....	128
FIGURA 84. DESTAQUE PARA A TEMPERATURA DO FLUIDO EM TODAS AS CAMADAS COM TEMPERATURA DO FLUIDO DE ENTRADA DESEJADA DE 45°C À (A) 0,20 m <sup>3</sup> /H E (B) 0,65 m <sup>3</sup> /H. ....	129
FIGURA 85. DESTAQUE PARA A TEMPERATURA DO FLUIDO EM TODAS AS CAMADAS COM TEMPERATURA DO FLUIDO DE ENTRADA DESEJADA DE 19°C À (A) 0,20 m <sup>3</sup> /H E (B) 0,65 m <sup>3</sup> /H. ....	130

FIGURA 86. TEMPERATURA AMBIENTE E DO FLUIDO EM TODAS AS CAMADAS COM TEMPERATURA DO FLUIDO DE ENTRADA DESEJADA DE 19°C À (A) 0,20 M<sup>3</sup>/H E (B) 0,65 M<sup>3</sup>/H. .... 131

FIGURA 87. TEMPERATURA AMBIENTE E DO FLUIDO EM TODAS AS CAMADAS COM TEMPERATURA DO FLUIDO DE ENTRADA DESEJADA DE 25°C À 0,45 M<sup>3</sup>/H, UM GRÁFICO PARA CADA DIA DE TESTE. .... 132

## ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1. CORRELAÇÕES DE REYNOLDS CRÍTICO DESENVOLVIDAS EXPERIMENTALMENTE PARA ESCOAMENTO DE FLUIDOS NEWTONIANOS EM TRECHO CURVADO. ....	23
TABELA 2. CORRELAÇÕES DE FATOR DE ATRITO PARA ESCOAMENTO DE FLUIDOS NEWTONIANOS EM TUBOS CURVADOS EM REGIME LAMINAR.....	27
TABELA 3. CORRELAÇÕES DE FATOR DE ATRITO PARA ESCOAMENTO DE FLUIDOS NEWTONIANOS EM TUBOS CURVADOS EM REGIME TURBULENTO. ....	28
TABELA 4. DADOS DA BOBINA DE TUBO DE COBRE FORNECIDOS PELA FABRICANTE.....	31
TABELA 5. POSIÇÕES DOS TRANSMISSORES DE PRESSÃO E DUPLAS CAMADAS AVALIADAS.....	47
TABELA 6. RESUMO DOS RESULTADOS DE CALIBRAÇÃO DOS SENSORES DE TEMPERATURA INSTALADOS NA UNIDADE CT.....	51
TABELA 7. RESUMO DOS RESULTADOS DA GEOMETRIA DA UNIDADE CT.....	52
TABELA 8. RESULTADO DE REYNOLDS CRÍTICO DETERMINADO EXPERIMENTALMENTE NA UNIDADE CT.....	55
TABELA 9. ERRO ABSOLUTO PERCENTUAL ENTRE REYNOLDS CRÍTICO EXPERIMENTAL E CALCULADO.....	56
TABELA 10. ERRO ABSOLUTO PERCENTUAL ENTRE FATOR DE ATRITO EXPERIMENTAL E CALCULADO NO REGIME LAMINAR. ....	59
TABELA 11. ERRO ABSOLUTO PERCENTUAL ENTRE FATOR DE ATRITO EXPERIMENTAL E CALCULADO NO REGIME TURBULENTO.....	63
TABELA 12. ERRO ABSOLUTO PERCENTUAL ENTRE QUEDA DE PRESSÃO EXPERIMENTAL E CALCULADA.....	65
TABELA 13. VARIAÇÃO DE QUEDA DE PRESSÃO ENTRE A 1ª E 2ª CAMADA E AS DEMAIS – EFEITO DA RAZÃO DE CURVATURA.....	67
TABELA 14. CORRELAÇÕES DE FATOR DE ATRITO PARA O ESCOAMENTO DE FLUIDOS NÃO NEWTONIANOS EM TUBOS CURVADOS. ....	87
TABELA 15. DADOS DA GEOMETRIA DO FLEXITUBO.....	91
TABELA 16. DADOS DE COMPRIMENTO DE FLEXITUBO ENROLADO NO CARRETEL.....	92
TABELA 17. DADOS OBTIDOS NO VISCOSÍMETRO FANN (MODELO 35A) E DE TEMPERATURA DAS PASTAS DE CIMENTO. ....	93
TABELA 18. DADOS DA OPERAÇÃO DE BOMBEIO DE FLUIDOS – TAMPÃO 1.....	94
TABELA 19. DADOS DA OPERAÇÃO DE BOMBEIO DE FLUIDOS – TAMPÃO 2.....	94
TABELA 20. DADOS DA OPERAÇÃO DE BOMBEIO DE FLUIDOS – TAMPÃO 3.....	95
TABELA 21. NÚMERO DE CAMADAS FORMADAS NOS TRÊS CASOS.....	98
TABELA 22. RAZÃO DE CURVATURA DE CADA CAMADA NO TAMPÃO 3.....	98
TABELA 23. PARÂMETROS REOLÓGICOS DAS PASTAS DE CIMENTO UTILIZADAS NO ESTUDO DE CASO. ....	100
. TABELA 24. NÚMERO DE REYNOLDS DAS OPERAÇÕES DO ESTUDO DE CASO.....	101
TABELA 25. REYNOLDS CRÍTICO DE FLUIDO NEWTONIANO NO CASO DO TAMPÃO 3.....	102
TABELA 26. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 1.....	104
TABELA 27. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 2.....	105
TABELA 28. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 3.....	105
TABELA 29. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 4.....	106
TABELA 30. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 5.....	106
TABELA 31. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 6.....	107
TABELA 32. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 8.....	107

TABELA 33. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 9.....	108
TABELA 34. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 10.....	108
TABELA 35. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 11.....	109
TABELA 36. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 12.....	109
TABELA 37. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 13.....	110
TABELA 38. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 15.....	110
TABELA 39. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 17.....	111
TABELA 40. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 18.....	111
TABELA 41. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 19.....	112
TABELA 42. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 20.....	112
TABELA 43. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 22.....	113
TABELA 44. RESULTADO DE CALIBRAÇÃO DO TERMOPAR – SENSOR 23.....	113
TABELA 45. RESULTADO DO PONTO CRÍTICO ENTRE TRANSIÇÃO E REGIME TURBULENTO DETERMINADO EXPERIMENTALMENTE NA UNIDADE CT. ....	117
TABELA 46. CORRELAÇÕES DE NÚMERO DE NUSSELT PARA FLUIDOS NEWTONIANOS EM TUBOS CURVADOS DE SEÇÃO CIRCULAR.....	122
TABELA 47. RESULTADO DO BALANÇO DE ENERGIA PROPOSTO PARA O EXPERIMENTO DE 45°C NAS DUAS VAZÕES. ....	133



## LISTA DE ABREVIACÕES E SÍMBOLOS

$a_n$	último termo de uma P.A.
$a_1$	primeiro termo de uma P.A.
CT	<i>coiled tubing</i>
$D$	diâmetro do tubo (m)
$De$	número de Dean (adimensional)
$De_c$	número de Dean crítico (adimensional)
$f$	fator de atrito de Fanning (adimensional)
$f_c$	fator de atrito em <i>coiled tubing</i> (adimensional)
$f_D$	fator de atrito de Darcy (adimensional)
$f_r$	fator de atrito em trecho reto (adimensional)
$g$	aceleração da gravidade ( $m/s^2$ )
$h_d$	perda de carga distribuída (m)
$h_s$	perda de carga localizada (m)
$h_t$	perda de carga por atrito total (m)
$K$	critério de Dean (adimensional)
$K$	coeficiente de perda (adimensional)
$L$	comprimento do tubo (m)
$L_c$	largura do carretel (m)
$L_{eq}$	comprimento equivalente (m)
$L_T$	comprimento total do tubo (m)
$L_N$	comprimento do tubo na n-ésima camada (m)
$n$	nº de termos de uma P.A.
$N$	nº da camada
$N_v$	nº de voltas
$P$	pressão (Pa)
P.A.	progressão aritmética
Pt-100	termoresistência de platina
$Q$	vazão volumétrica ( $m^3/s$ )
$Q_{L_{Tr}}$	vazão crítica entre a região laminar e de transição ( $m^3/s$ )
$Q_{L_T}$	vazão crítica entre a região laminar e turbulenta ( $m^3/s$ )
$Q_{Tr_T}$	vazão crítica entre a região de transição e turbulenta ( $m^3/s$ )
$r$	raio interno do tubo (m)
$r_a$	razão de uma P.A.
$r_{ext}$	raio externo do tubo (m)
$r/R$	razão de curvatura (adimensional)
$R$	raio de curvatura (m)
$R^2$	coeficiente de determinação (adimensional)
$R_c$	raio do carretel (m)
$Re$	número de Reynolds (adimensional)
$Re_c$	número de Reynolds crítico (adimensional)
$S_n$	somatório de uma P.A.
$T$	temperatura (K)
$T_{lida}$	temperatura lida no termopar ( $^{\circ}C$ )

$T_{sp\_real}$	temperatura de <i>setpoint</i> /real (°C)
$v$	velocidade (m/s)
$v_c$	velocidade crítica (m/s)
$\langle v \rangle$	velocidade média do fluido (m/s)
$z$	altura (m)

### **Letras Gregas**

$\Delta P$	queda de pressão (1 bar = $10^5$ Pa)
$\gamma$	taxa de cisalhamento ( $s^{-1}$ )
$\mu$	viscosidade absoluta (Pa.s <sup>n</sup> )
$\rho$	densidade do fluido (kg/m <sup>3</sup> )
$\tau$	tensão de cisalhamento (Pa)

## SUMARIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1	OBJETIVOS.....	1
1.2	ORGANIZAÇÃO DO TEXTO / ESTRUTURA DO TRABALHO.....	2
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>3</b>
2.1	<i>COILED TUBING</i> E O ABANDONO DE POÇOS.....	3
2.1.1	<i>Coiled Tubing (Flexitubos)</i> .....	3
2.1.2	<i>Aplicação e Vantagens do Sistema Coiled Tubing</i> .....	4
2.1.3	<i>Regulamentação de Abandono de Poços</i> .....	5
2.1.4	<i>Abandono do Poço: Quando e Como é Feito</i> .....	5
2.1.5	<i>Cimentação</i> .....	7
2.1.6	<i>Resumo da Seção 2.1</i> .....	8
2.2	CLASSIFICAÇÃO DE FLUIDOS .....	9
2.2.1	<i>Fluidos Newtonianos</i> .....	11
2.3	NÚMEROS ADIMENSIONAIS RELACIONADOS AO ESCOAMENTO .....	12
2.3.1	<i>Número de Reynolds</i> .....	12
2.3.2	<i>Razão de Curvatura</i> .....	12
2.3.3	<i>Número de Dean</i> .....	14
2.3.3.1	<i>Escoamento Secundário</i> .....	17
2.4	REGIME DE ESCOAMENTO: TRECHO RETO X <i>COILED TUBING</i> .....	20
2.5	PERDA DE CARGA .....	24
2.5.1	<i>Perda de Carga: Trecho Reto X Coiled Tubing</i> .....	25
2.5.2	<i>Fator de Atrito</i> .....	26
2.5.2.1	<i>Fator de Atrito – Fluido Newtoniano: Escoamento Laminar e Turbulento</i> .	26
2.6	RESUMO DOS ITENS 2.2 A 2.5.....	28
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>29</b>
3.1	UNIDADE CT .....	29
3.1.1	<i>Bobina</i> .....	31
3.1.2	<i>Termopar</i> .....	32
3.1.3	<i>Transmissores de Pressão</i> .....	33
3.1.4	<i>Aquisição dos Dados</i> .....	34
3.2	UNIDADE EXPERIMENTAL.....	37
3.2.1	<i>Tanque</i> .....	39
3.2.2	<i>Sistema de controle de temperatura</i> .....	39
3.2.3	<i>Bomba do sistema</i> .....	41
3.2.4	<i>Medidor de Vazão</i> .....	41
3.3	FLUIDO .....	42
3.4	METODOLOGIA DE CÁLCULO.....	42
3.4.1	<i>Perda de Carga</i> .....	42
3.4.2	<i>Geometria do Tubo por Camada</i> .....	45
3.4.2.1	<i>Número de Camadas no Carretel e Comprimento do Tubo por Camada</i> ....	45
3.5	METODOLOGIA EXPERIMENTAL: TESTE DE PERDA DE CARGA .....	47
3.6	CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES.....	49
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>50</b>

4.1	RESULTADOS DE CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES.....	50
4.2	RESULTADOS DA GEOMETRIA DA UNIDADE CT.....	52
4.3	RESULTADOS DO TESTE DE PERDA DE CARGA.....	52
4.3.1	<i>Avaliações do Teste de Perda de Carga: Ampla Faixa de Vazão.....</i>	53
4.3.1.1	Avaliação de Reynolds Crítico ( <i>Rec</i> ) .....	53
4.3.1.2	Avaliação de Correlações de Fator de Atrito: Regime Laminar .....	57
4.3.2	<i>Avaliações do Teste de Perda de Carga: Regime Turbulento.....</i>	60
4.3.2.1	Avaliação de Correlações de Fator de Atrito: Regime Turbulento.....	60
4.3.2.2	Avaliação da Metodologia para o Cálculo da Perda de Carga Total .....	64
4.3.2.3	Influência da Razão de Curvatura e Comprimento do Tubo .....	65
4.3.2.4	Avaliação da Influência da Curvatura na Queda de Pressão .....	69
4.3.2.5	Avaliação do Perfil de Pressão .....	70
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>72</b>
<b>6</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS.....</b>	<b>73</b>
<b>7</b>	<b>SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>74</b>
<b>8</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>76</b>
<b>9</b>	<b>APÊNDICES .....</b>	<b>82</b>
	<b>APÊNDICE A – FLUIDOS NÃO NEWTONIANOS .....</b>	<b>83</b>
A-1	Fluidos Não Newtonianos Independentes do Tempo: Modelos Reológicos. 83	
A-2	Fluidos Não Newtonianos Dependentes do Tempo .....	85
A-3	Número de Reynolds Modificado .....	86
A-4	Número de Reynolds Crítico para Fluidos Não Newtonianos .....	86
A-5	Fator de Atrito – Fluido Não Newtoniano: Escoamento Laminar e Turbulento 87	
A-6	Referências .....	88
	<b>APÊNDICE B – ESTUDO DE CASO .....</b>	<b>90</b>
B-1	Dados do Conjunto Flexitubo e Outras Estruturas .....	90
B-2	Dados da Pasta de Cimento .....	92
B-3	Dados de Bombeio e Temperatura no Flexitubo .....	93
B-4	Análise dos Dados .....	97
	<b>APÊNDICE C – DADOS DE CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES E RESULTADOS DE REYNOLDS CRÍTICO.....</b>	<b>104</b>
	<b>APÊNDICE D – TROCA TÉRMICA .....</b>	<b>118</b>
D-1.	Conceitos Básicos de Troca Térmica .....	118
D-2.	Correlações de Nusselt: Fluidos Newtonianos em Tubos Curvados.....	122
D-3.	Metodologia Experimental: Teste de Troca Térmica.....	122
D-4.	Resultados do Teste Preliminar de Troca Térmica.....	127
D-5.	Referência.....	134

# 1 INTRODUÇÃO

O sistema *coiled tubing* consiste de um tubo de aço longo e flexível que é enrolado em um carretel e pode ser usado em diversas operações ligadas ao ramo do petróleo. A flexibilidade do tubo permite o uso em operações em poços não verticais, onde há mudança de direção no poço; além de reduzir o tempo de algumas etapas, por ser um tubo contínuo, em comparação quando há o uso de tubos que precisam ser conectados para descerem ao poço. Tais vantagens tornam o sistema *coiled tubing* bem atrativo, especialmente quando a atividade é o abandono de um poço de petróleo, que é uma operação que, por não trazer retorno financeiro, precisa ser mais economicamente viável quanto possível.

No uso de *coiled tubing*, parte do tubo está enrolada no carretel enquanto outra parte desce ao poço. Dependendo da profundidade que está sendo alcançada pelo tubo, o número de camadas de flexitubo enrolado no carretel pode aumentar ou diminuir. O escoamento do fluido nesse comprimento de tubo enrolado, que ainda pode ter variadas camadas, tem comportamento diferente do encontrado em trecho reto. Uma das particularidades é a presença da força centrífuga que contribui para o aumento da resistência ao escoamento, necessitando o fornecimento de maior energia mecânica ao fluido, em comparação com um trecho reto com mesmas dimensões.

A perda de carga, ou seja, dissipação de energia do fluido ao escoar, em trecho curvado é maior que em trecho reto e precisa ser adequadamente prevista para planejamento da pressão de bombeio. Além disso, o atrito gerado pelo escoamento do fluido na região enrolada faz com que o fluido dissipe energia na forma de calor. Esse calor causado pelo atrito altera a temperatura do fluido e, conseqüentemente, suas propriedades físico-químicas e reológicas. Em se tratando do escoamento de pasta de cimento, usada para o abandono do poço, a mudança de temperatura do fluido precisa ser bem prevista, visto que aditivos, como retardador de pega, que retarda o endurecimento da pasta de cimento para garantir que a pasta chegue ao local desejado, precisam ser adequadamente dosados. Contudo, não só a geração de calor por atrito afeta a temperatura do fluido, como também a troca térmica que há do tubo com o ambiente. Sabendo isso, percebeu-se a necessidade de se estudar o escoamento de fluidos em um sistema *coiled tubing* compreendendo tanto a perda de carga como a troca térmica, para que a temperatura ao longo do comprimento do tubo enrolado possa ser prevista e os fluidos possam ser mais bem formulados. Como início desse estudo, avaliou-se a perda de carga no escoamento de água, fluido Newtoniano, em uma unidade experimental com similaridade a um sistema *coiled tubing* real.

## 1.1 Objetivos

Dentro do contexto do escoamento de fluidos em *coiled tubing*, o objetivo dessa dissertação é estudar o escoamento de fluidos Newtonianos em tubos enrolados buscando prever a perda de carga nesse escoamento. Desse modo, destacam-se:

- montar unidade experimental que tenha similaridade com um sistema *coiled tubing*;
- determinar regime de escoamento de fluidos Newtonianos e correlações de Reynolds crítico na unidade experimental;
- avaliar correlações de fator de atrito para fluidos Newtonianos em *coiled tubing*;
- propor cálculo para previsão da perda de carga em sistema *coiled tubing*;
- apresentar a influência da curvatura do tubo na perda de carga e

- compartilhar o conhecimento adquirido, de modo a permitir o entendimento do tema não só a pessoas da área em questão, mas a qualquer uma que tenha o interesse. Sendo essa dissertação um produto de um desejo de exercício de magistério.

## **1.2 Organização do Texto / Estrutura do Trabalho**

Essa dissertação é composta por essa introdução, como capítulo 1. No capítulo 2, o sistema *coiled tubing* assim como o abandono de poços de petróleo, etapa em que o sistema é usado, são descritos. Conceitos básicos de escoamento de fluidos, particularidades do escoamento em *coiled tubing* com correlações de Reynolds crítico e de fator de atrito para fluidos Newtonianos e revisão bibliográfica, também são apresentados no capítulo 2. O capítulo 3 expõe os materiais e as metodologias usadas nesse trabalho para cumprimento dos objetivos. Os resultados experimentais e calculados são comparados e analisados no capítulo 4. No capítulo 5, as conclusões dessa dissertação são pontuadas e sugestões para trabalhos futuros são colocadas no capítulo 6. O capítulo 7 lista as referências bibliográficas usadas. Nos apêndices são colocados resultados adicionais obtidos, informações extras usadas, pesquisas e resultados preliminares para auxílio nas próximas etapas do estudo da perda de carga e troca térmica em sistemas *coiled tubing*.

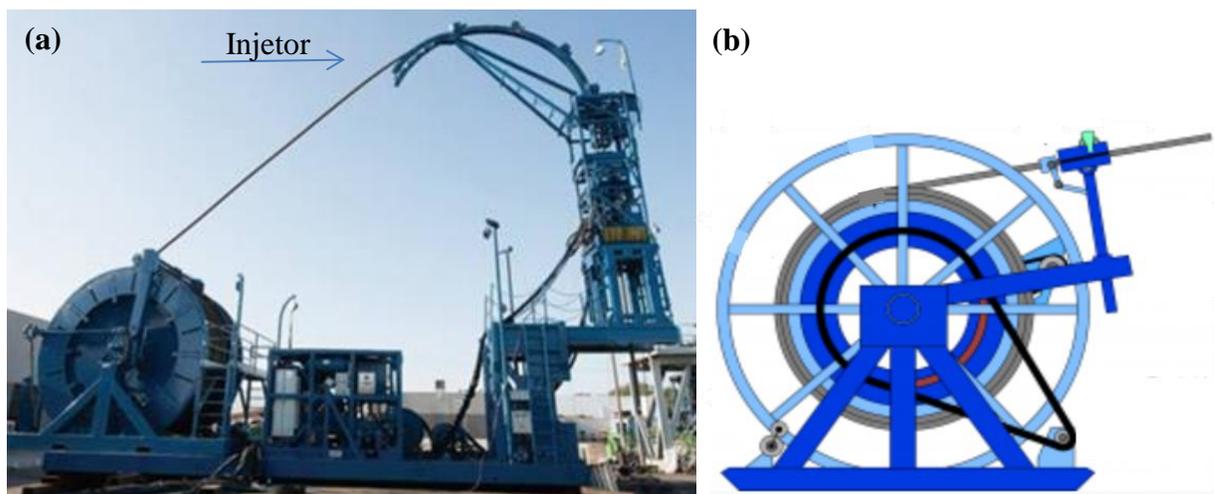
## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esse capítulo tem por objetivo apresentar um panorama geral do uso de flexitubos, assim como uma das operações em que ele é usado e que é a motivação desse estudo: o abandono de um poço de petróleo. A pasta de cimento, fluido usado nessa operação, também é retratada. Além disso, com o intuito de estudar o escoamento de fluidos em um sistema *coiled tubing*, com foco na parte enrolada na bobina, procurou-se apresentar conceitos fundamentais de fluidos e escoamento. Em seguida, são apresentadas as particularidades do escoamento em uma geometria de tubo enrolado e trabalhos anteriores desse tipo escoamento serão retratados.

### 2.1 *Coiled Tubing* e o Abandono de Poços

#### 2.1.1 *Coiled Tubing* (Flexitubos)

*Coiled tubing*, expressão em inglês para tubo enrolado ou mais conhecido como flexitubo, consiste em um tubo de aço que é contínuo em todo seu comprimento e é flexível o suficiente para ser enrolado em um carretel ou bobina. Os diâmetros externos mais comuns para esse tipo de tubulação variam de 1 in a 2,375 in (0,025 a 0,060 m), podendo o diâmetro interno variar ao longo do seu comprimento, alterando-se a espessura da parede do tubo (McCANN; ISLAS, 1996). No caso da variação dessa espessura, o diâmetro interno da extremidade do tubo que se encontra no fundo do poço é maior do que o diâmetro das seções anteriores até a superfície. Essa menor espessura da parede na extremidade que vai para o fundo do poço é para que seja mais leve e fácil o retorno do tubo para ser enrolado. Por outro lado, a maior espessura da parede e, conseqüente, menor diâmetro do flexitubo no início da bobina deve-se a exigência de maior resistência mecânica para suportar a pressão de bombeio na entrada do flexitubo. O conjunto utilizado na operação com flexitubo (Figura 1) é composto de um carretel, onde o tubo é enrolado, e cujo diâmetro mais comum pode variar de 72 in a 112 in (1,83 a 2,85 m); um injetor e uma mesa rotativa (Figura 2), que é capaz de transformar uma energia recebida por rotação no plano vertical para o plano horizontal, podendo também servir como suporte para acunhamento da coluna (McCANN; ISLAS, 1996; SILVA, 2009).



**Figura 1.** (a) Sistema *coiled tubing*; (b) Ilustração do conjunto flexitubo-carretel (Fonte: GROVER; BARDEN, 2015; Modificado de COILED, 20--?)



**Figura 2. (a)** Ilustração da mesa rotativa; **(b)** Mesa rotativa na plataforma  
(Fonte: GONÇALO, 20--?; MESA, 20--?).

### 2.1.2 Aplicação e Vantagens do Sistema *Coiled Tubing*

O flexitubo tem uma vasta aplicabilidade e grande importância na exploração e desenvolvimento de poços de petróleo. Ele pode ser usado tanto para perfuração e completção como para manutenção e abandono do poço. Além disso, ainda pode ser usado para limpeza do poço, removendo areia; acidificação, gerando um aumento da permeabilidade na parede do poço, entre outras funções (McCANN; ISLAS, 1996; GUAN *et al.*, 2014). Além desse possível uso em diversas operações, os flexitubos (Figura 3a) tem uma grande vantagem em comparação com o uso de *drillpipes* (Figura 3b), que são mais conhecidos.



**Figura 3. (a)** Conjunto flexitubo-carretel; **(b)** Drill Pipes  
(Fonte: CENPES, 2015, GRAND DUKE, 2015).

Comparando o sistema *coiled tubing* com *drill pipes*, o primeiro é mais compacto e, portanto, mais fácil de ser transportado. Outra vantagem é possuir um tubo contínuo, gerando,



assim, uma economia de tempo na operação, visto que os *drill pipes* precisam ser conectados e desconectados. E, no caso de um abandono de poço, não é preciso tirar a coluna de produção para poder usar o flexitubo, o que seria necessário caso fossem usados *drill pipes*, mais uma vez economizando tempo e custo, conseqüentemente.

Devido a essas vantagens que permitem a economia de tempo e a redução do custo, o uso do sistema *coiled tubing* é uma das opções para o uso no abandono de poços de petróleo. Esse processo não traz retorno financeiro, assim, empresas têm buscado minimizar os custos sem que isto afete a segurança e eficácia da operação (CAMPBELL; SMITH, 2013).

### **2.1.3 Regulamentação de Abandono de Poços**

Sabe-se que todo poço construído, um dia será abandonado temporariamente ou permanentemente. Porém, a regulamentação de abandono de poços de petróleo mais criteriosa é algo recente, visto que no início buscava-se mais a proteção dos recursos de óleo e gás do que o meio ambiente. De acordo com a ANP (2002), os procedimentos de abandono do poço precisam garantir a prevenção da migração de fluidos entre as formações e o poço e para a superfície do terreno ou fundo do mar, dependendo do local do poço, *onshore* ou *offshore*. O intuito é isolar tanto as zonas de petróleo e/ou gás quanto os aquíferos.

A ANP apresenta três tipos de barreiras para isolar os fluidos de intervalos de rochas permeáveis: líquida, onde uma coluna de líquido impede o fluxo de fluido por meio de pressão hidrostática; sólida consolidada, que não deteriora com o tempo, como tampões de cimento; e sólida mecânica, que é considerada temporária, onde se faz o uso de tampões mecânicos.

No Capítulo III, Art 11º (ANP, 2002) impõe-se que o intervalo do poço constrito entre os tampões estabelecidos, tanto em um caso de abandono permanente quanto temporário, seja preenchido com barreira líquida. No mesmo capítulo, no Art 7º, é apresentada a norma que deve ser seguida quanto às características do cimento e mistura da pasta de cimento usada para confecção de tampões (ANP, 2002).

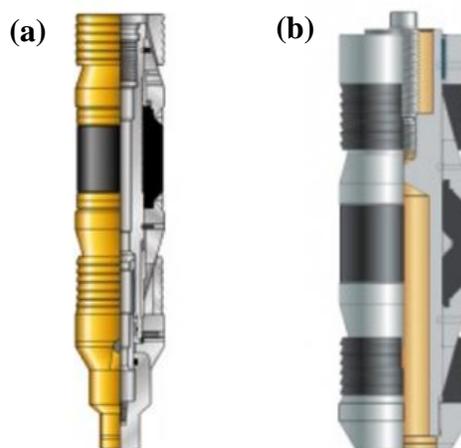
Por conta das exigências feitas por órgãos como a ANP e órgãos ambientais, o abandono de poços de petróleo tornou-se alvo de interesse, apesar de não ser uma operação que gere lucro às empresas e que, por esse motivo, precisa ser feito de modo mais econômico possível e eficaz.

### **2.1.4 Abandono do Poço: Quando e Como é Feito**

O abandono de um poço de petróleo, conhecido pela sigla em inglês P&A (*plugging and abandoning*), é feito quando a exploração não é mais economicamente viável, ou seja, quando o potencial de hidrocarboneto não é o bastante para continuar a exploração do poço ou caso ocorra algum problema no poço que requeira abandono para evitar danos (P&A, 20--?; NPC, 2011). Esse abandono pode ser feito utilizando-se tampões mecânicos, caso o abandono seja temporário, e/ou de cimento, os quais são utilizados a fim de evitar a contaminação de aquíferos subterrâneos de água doce pela água da superfície, pela infiltração de petróleo ou gás ou pelas formações salinas (SHAH; LASAT, 2003; NPC, 2011). Além disso, essa operação visa à prevenção de vazamentos tanto para dentro do poço como para fora dele, assim como busca viabilizar o corte da tubulação em um determinado nível abaixo do leito do mar de modo que todos os equipamentos da superfície possam ser removidos (CAMPBELL; SMITH, 2013).

As operações básicas de abandono do poço têm poucas diferenças dependendo do seu tipo, *onshore* ou *offshore*. Em alguns poços, fluidos de perfuração e fluidos compostos de bentonita e água são usados para completar as partes do poço que não estão cimentadas, atuando como barreiras líquidas. Os fluidos com composições similares aos usados na perfuração são importantes, pois previnem fluxo ascendente de fluidos do reservatório devido ao seu peso e força gel. Já a bentonita também pode ser usada para formar tampões que podem substituir os de cimento, caso ela esteja na forma de sólido comprimido que, posteriormente, é hidratado, em poços com diâmetro maior que 2 7/8 in (0,073 m) (CAMPBELL; SMITH, 2013; NPC, 2011).

Os tampões mecânicos podem ser usados quando se deseja realizar um abandono temporário do poço. Os principais são o retentor de cimento e o *bridge plug* (Figura 4).

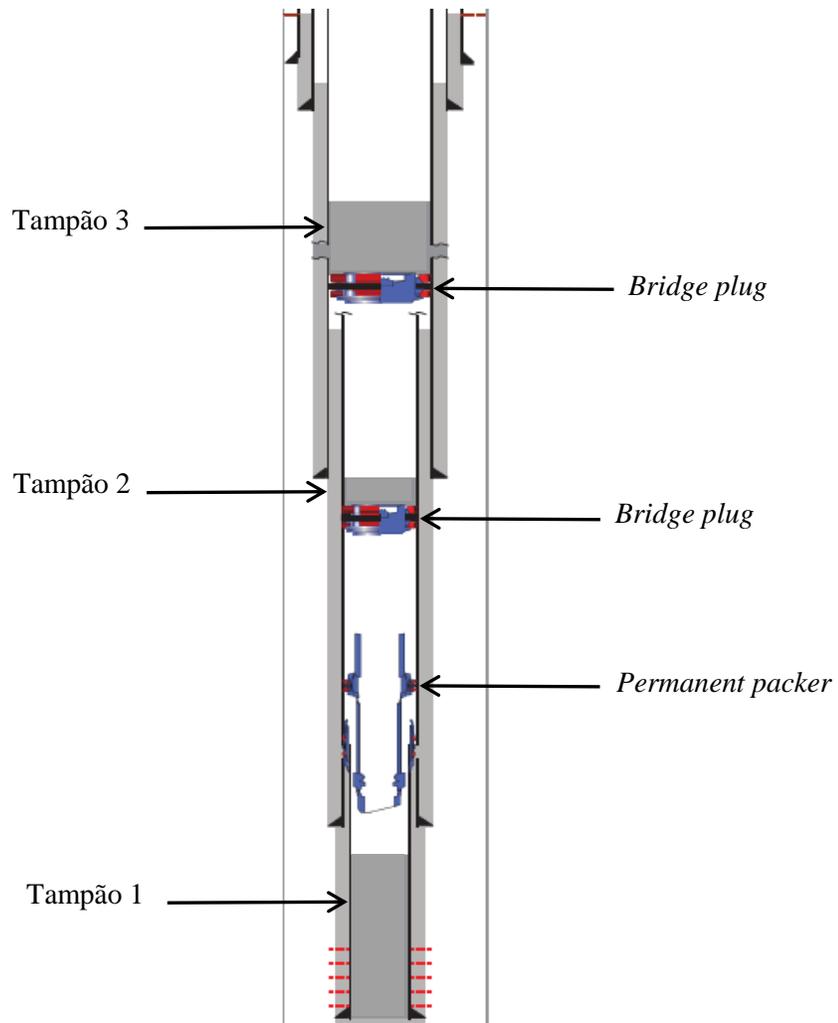


**Figura 4. (a) Retentor de cimento; (b) Bridge plug**  
(Fonte: CEMENT RETAINERS, 20--?; BRIDGE PLUGS, 20--?).

Os retentores de cimento são colocados acima da zona cimentada, principalmente em zonas de alta pressão. Dessa forma, esses retentores são posicionados na região de interesse e, posteriormente, o cimento é bombeado e comprimido na região abaixo dos mesmos, onde uma pressão pode ser aplicada nessa região sem que o cimento suba e passe pelo retentor em fluxo ascendente.

Os *bridge plugs*, por outro lado, são ferramentas usadas para isolar a parte inferior do poço, em determinadas profundidades onde há zonas de produção e zonas aquíferas. Além disso, eles também são usados para evitar a contaminação do cimento por água ou gás pressurizado onde há áreas de moderada a alta pressão de gás abaixo do local a ser tamponado (NPC, 2011). A Figura 5 ilustra um poço após seu abandono, onde foram usados *bridge plugs* juntamente com tampões de cimento e um obturador (*packer*) que também é considerado uma barreira sólida mecânica, de acordo com a ANP (2002).

No caso ilustrado na Figura 5, os *bridge plugs* são posicionados, o flexitubo é encaminhado até essas profundidades determinadas, a pasta de cimento é bombeada e a tubulação é retirada antes da cura da mesma (P&A, 20--?). Durante essa operação uma sequência de fluidos é bombeada, que pode ser: água industrial, pasta de cimento e outro fluido para deslocar a pasta. Um volume de pasta específico é bombeado, por isso água industrial ou fluido de deslocamento é usado para empurrar esse volume específico.



**Figura 5.** Ilustração de um poço após seu abandono completo e abandono (Modificado de Fonte: CAMPBELL; SMITH, 2013).

### 2.1.5 Cimentação

As mesmas tecnologias de cimentação usadas na construção do poço são usadas no seu abandono na formação de tampões. A formulação da pasta de cimento varia de um poço a outro, buscando atender às necessidades e características de cada um. O que vai diferenciar uma pasta da outra são aditivos e a quantidade deles. Além disso, existem também diferentes tipos de cimento que são usados para cada caso e estes foram classificados pelo Instituto Americano de Petróleo (API – *American Petroleum Institute*). No Brasil é usado o cimento Portland Classe G, de acordo com a classificação API.

Quanto aos aditivos acrescidos às pastas de cimento destacam-se (NELSON, 1990; NÓBREGA, 2009; NPC, 2011):

**retardador:** tem a função de aumentar o tempo de cura ou pega (“endurecimento”) da pasta de cimento, diminuindo a velocidade de interação entre a superfície do cimento e da água, permitindo maior tempo de bombeio da pasta;

**acelerador:** tem função contrária a do retardador, ou seja, diminui o tempo de pega por meio do aumento da taxa de hidratação;

**dispersante:** reduz a viscosidade aparente da pasta de cimento;

**antiespumante:** evita a formação de bolhas tanto no preparo quanto no bombeio da pasta;

**controlador de filtrado:** reduz a permeabilidade do reboco de cimento formado nas paredes da rocha, para que se evite a perda da fase aquosa da pasta de cimento para a formação;

**controlador de perda de circulação:** material usado para evitar que a pasta se perca para formações fracas antes da pega;

**adensante:** material usado para aumentar a massa específica da pasta de cimento e

**reduzidor de densidade:** reduz a densidade das pastas de cimento para diminuir as chances de perder cimento para formações de alta permeabilidade ou baixo gradiente de fratura.

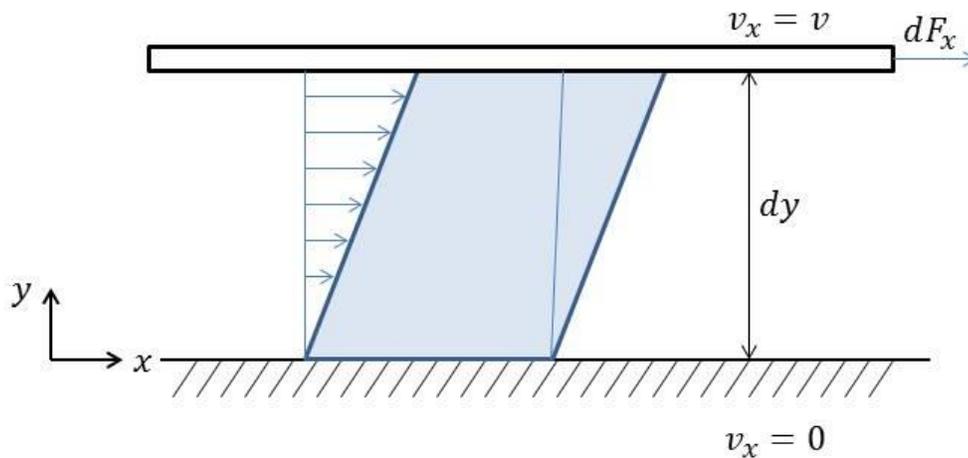
As diferentes formulações de pasta de cimento permitem a criação de pastas com diferentes propriedades físico-químicas que buscam atender aos requisitos de cada operação, incluindo as mudanças que essas pastas podem sofrer ao longo do bombeio dela até o local desejado. Um dos fatores que afetam a mudança de propriedades como a viscosidade e tempo de cura, por exemplo, é a temperatura. A mudança de temperatura da pasta pode ser oriunda dos diferentes ambientes em que ela passa como lâmina d’água que é mais fria em comparação com o fundo poço; porém essa mudança também pode ser proveniente do atrito do fluido na parede da tubulação, que gera energia na forma de calor. Por isso, na hora da determinação da formulação de uma pasta de cimento, não só o tipo de formação rochosa deve ser considerado, mas as mudanças que a pasta pode sofrer durante a operação em que está sendo bombeada também.

### **2.1.6 Resumo da Seção 2.1**

Como pode ser visto nesse capítulo, o uso do sistema *coiled tubing* tem grandes vantagens por ser mais compacto para o transporte, tempo reduzido na operação, por ser um tubo contínuo e vasta aplicação. Um destaque para sua aplicação é o seu uso no abandono e abandono de um poço, que é uma operação que precisa ser economicamente viável e eficaz para evitar problemas ambientais futuros. No abandono de um poço, tampões de cimento são feitos por meio do bombeio de pasta de cimento. A formulação da pasta de cimento deve levar em consideração as mudanças de propriedades que ela pode sofrer durante a operação. A temperatura é um dos fatores que afeta suas propriedades e que pode estar sendo alterada devido ao atrito do fluido com a parede da tubulação. Por isso é importante estudar o escoamento da pasta de cimento e de fluidos como água e fluido de deslocamento ao escoarem em um sistema *coiled tubing*, especialmente na parte que está enrolada na bobina, visto que tem particularidades. Além de entender como essas propriedades são afetadas.

## 2.2 Classificação de Fluidos

Os fluidos são caracterizados como materiais que se deformam enquanto estiver sendo aplicada uma força de cisalhamento sobre eles, ou seja, uma força tangencial (FOX *et al.*, 2006). Outra forma de denominar essa deformação em fluidos é dizer que eles escoam. A forma como os fluidos escoam depende, dentre tantas características, do tipo de fluido e da geometria e condições em que esse escoamento ocorre. Para efeito de introdução ao tema, a Figura 6 ilustra a deformação de um elemento de fluido que está entre duas placas paralelas infinitas num tempo em que o escoamento está bem estabelecido.

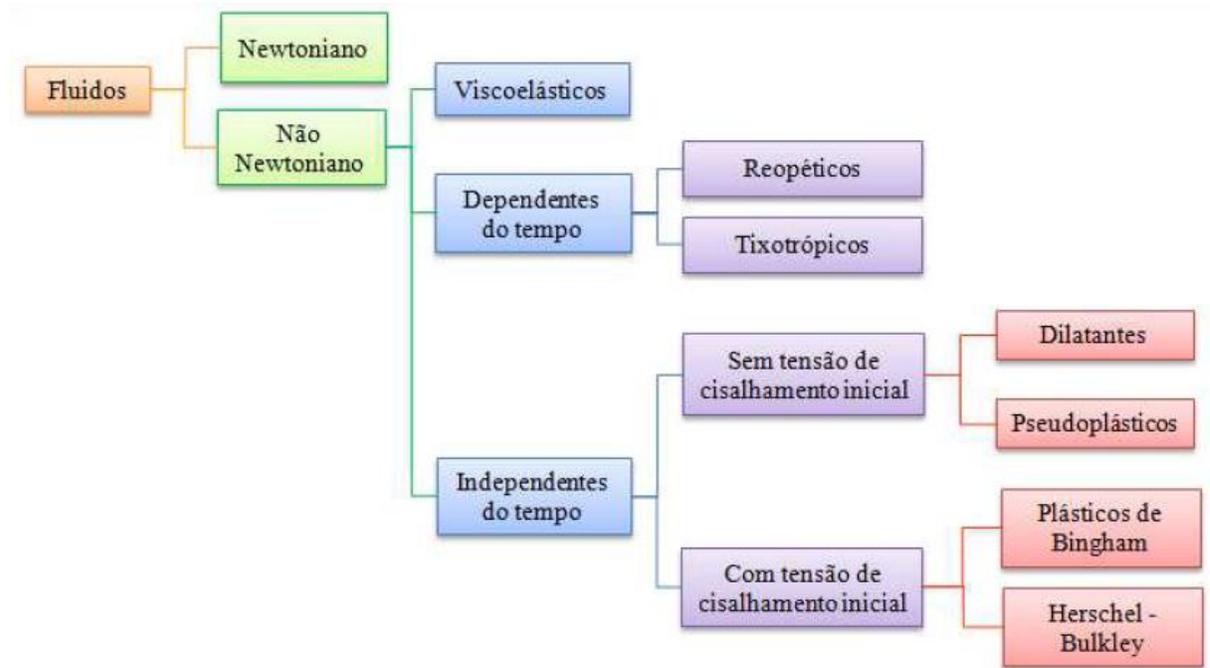


**Figura 6.** Deformação de um elemento fluido (Modificado de Fonte: FOX *et al.*, 2006).

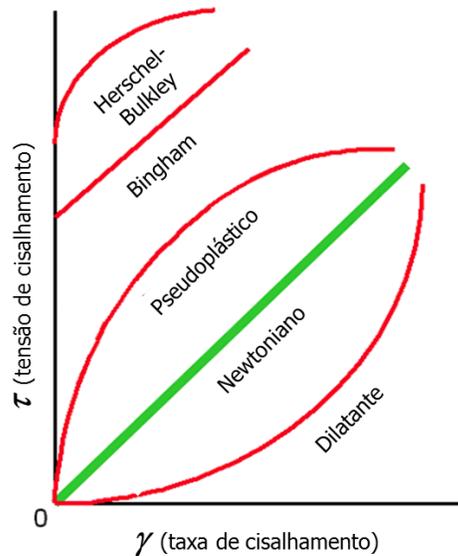
Como pode ser observado na Figura 6, a placa inferior está parada ( $y = 0$ ,  $v_x = 0$ ) e a superior se move com velocidade  $v$ . Pela condição do não deslizamento, o fluido em contato com a parede inferior tem velocidade nula e a parte dele que está em contato com a parede superior tem velocidade  $v$ , igual a da placa, fazendo com que haja uma diferença de velocidade ao longo do eixo  $y$ . A transferência de quantidade de movimento gera um gradiente de velocidade. O módulo do gradiente de velocidade ou a variação da velocidade na direção  $x$  ( $dv_x$ ) na distância entre as placas ( $dy$ ) é descrita como a taxa de deformação ou taxa de cisalhamento. O cisalhamento do fluido, no caso da Figura 6, é provocado pela movimentação da placa superior e há uma relação entre a força de cisalhamento e a área onde essa força está sendo aplicada. A razão entre essa força e a área denomina-se tensão de cisalhamento ( $\tau_{yx}$ ).

Existe uma relação entre a força que atua deformando o fluido e a sua deformação ou escoamento. Ou seja, há uma relação entre tensão e taxa de cisalhamento ( $\tau_{yx} \leftrightarrow dv_x/dy$ ) e a forma como isso se dá leva ao primeiro tipo de classificação dos fluidos: Newtonianos e não Newtonianos. Os fluidos Newtonianos possuem uma relação linear entre tensão e taxa de cisalhamento, enquanto essa relação nos fluidos não Newtonianos é não linear ou há uma tensão mínima para que o escoamento seja iniciado.

A Figura 7 apresenta um diagrama esquemático com os tipos de fluido segundo seu comportamento reológico e a Figura 8, a curva de fluxo desses fluidos.



**Figura 7.** Classificação dos fluidos segundo comportamento reológico (Fonte: BRODKEY, 1967 *apud* SHIROMA, 2012).



**Figura 8.** Curva de fluxo de fluidos Não Newtonianos e Newtoniano (Modificado de Fonte: PACIFIC, 2011).

Os fluidos Newtonianos serão mais bem descritos na seção 2.2.1 e os fluidos não Newtonianos, no Apêndice A.

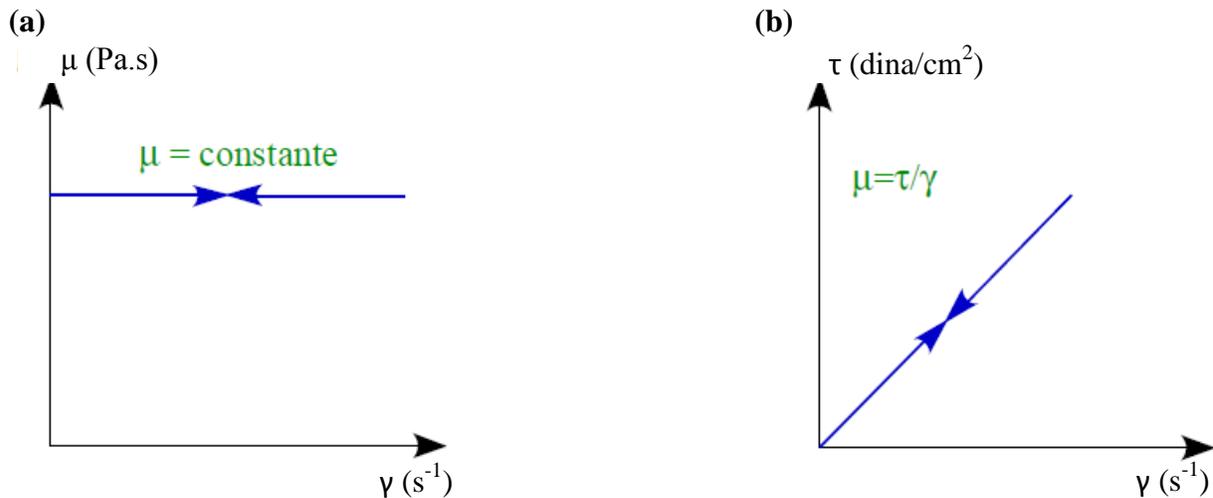
### 2.2.1 Fluidos Newtonianos

Os fluidos Newtonianos possuem uma relação linear entre tensão e taxa de cisalhamento, como descrito matematicamente na Equação 1.

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

sendo  $\tau$  tensão de cisalhamento (Pa),  $\mu$  viscosidade absoluta ( $\text{Pa}\cdot\text{s}^n$ ) e  $\gamma$  taxa de cisalhamento ( $\text{s}^{-1}$ ). A viscosidade absoluta representa, fisicamente, uma resistência do fluido ao escoamento. E, para fluidos Newtonianos, essa viscosidade só é influenciada pela temperatura e pressão (MACHADO, 2002).

A Figura 9 representa o comportamento gráfico da curva de viscosidade absoluta com a taxa de cisalhamento e de uma curva de fluxo ( $\tau$  versus  $\gamma$ ) de um fluido Newtoniano, respectivamente, a uma temperatura e pressão constantes.



**Figura 9.** (a) Curva de viscosidade, (b) Curva de fluxo de fluido Newtoniano (Modificado de Fonte: SHIROMA, 2012).

Como pode ser notada na Figura 9(b), a reta passa pela origem, indicando que a deformação acontece no mesmo instante em que a tensão é aplicada. Além disso, a inclinação da reta é o que indica a viscosidade absoluta do material, que é constante, como observado na Figura 9(a).

Outra característica desses fluidos é que apresentam deformação irreversível, visto que toda energia é dissipada na forma de calor. Um exemplo de fluido Newtoniano, que será estudado nesse trabalho, é a água.

A água no seu estado líquido é um fluido Newtoniano que, na prática, tem sua viscosidade constante independente da variação de pressão. Porém, a temperatura, influencia na viscosidade devido às forças de coesão; onde, o aumento da temperatura, diminui a viscosidade, por diminuir as forças de coesão.

Green e Perry (2008) apresentam uma equação para o cálculo da viscosidade de líquidos orgânicos e inorgânicos em função da temperatura (Equação 2).

$$\mu = \exp\left(C1 + \frac{C2}{T} + C3 \ln T + C4T^{C5}\right) \quad (2)$$

sendo  $\mu$  a viscosidade em Pa.s,  $T$  a temperatura em K e  $Ci$ 's as constantes para cada fluido apresentado por eles. Substituindo os valores da constante da água, tem-se a Equação 3.

$$\mu = \exp\left(-52,843 + \frac{3703,6}{T} + 5,866 \ln T + (-5,879 \cdot 10^{-29})T^{10}\right) \quad (3)$$

As constantes da Equação 3 são válidas para temperaturas entre 273,16 e 646,15 K.

## 2.3 Números Adimensionais Relacionados ao Escoamento

Conforme dito na seção 3.1, a forma como os fluidos escoam depende não só de suas propriedades, como viscosidade e densidade, como também da geometria onde esse escoar e das condições em que esse escoamento se dá, como a vazão, por exemplo. Para descrever essa relação, números adimensionais são usados e o fato de serem adimensionais permite a comparação de processos em diferentes escalas, mas mantendo uma similaridade de comportamento. Sabendo disso, os números adimensionais mais importantes e usuais para o escoamento de fluidos em tubos e tubos curvados serão apresentados.

### 2.3.1 Número de Reynolds

O número de Reynolds é um adimensional que relaciona as forças inerciais e viscosas do escoamento de um fluido em diversas geometrias. Com isso, ele permite caracterizar o regime de escoamento que pode ser laminar, até um valor crítico de Reynolds, possuir uma região de transição e, posteriormente atingir um regime turbulento (GREEN; PERRY, 2008).

No escoamento de fluidos Newtonianos em tubos circulares, o número de Reynolds é calculado com a Equação 4.

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

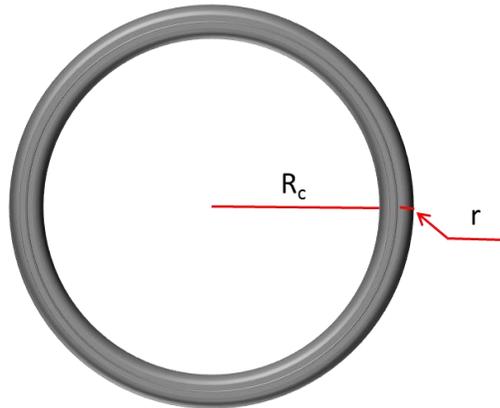
sendo  $Re$  o número de Reynolds (adimensional),  $D$  o diâmetro do tubo (m),  $\langle v \rangle$  a velocidade média do fluido (m/s),  $\rho$  a densidade do fluido ( $\text{kg/m}^3$ ) e  $\mu$  a viscosidade dinâmica do fluido (Pa.s).

### 2.3.2 Razão de Curvatura

No estudo do escoamento de um fluido é fundamental levar em conta as características geométricas do sistema em que esse escoar. No caso do sistema *coiled tubing*, o flexitubo está enrolado em um carretel, levando a um tipo de escoamento diferente do encontrado em trecho reto devido ao efeito da curvatura. Dependendo do tipo de fluido, Newtoniano ou não Newtoniano, esse efeito pode ser diferente. Jain *et al.* (2004) mostraram que os efeitos da curvatura para fluidos não Newtonianos são mais significativos que para Newtonianos.

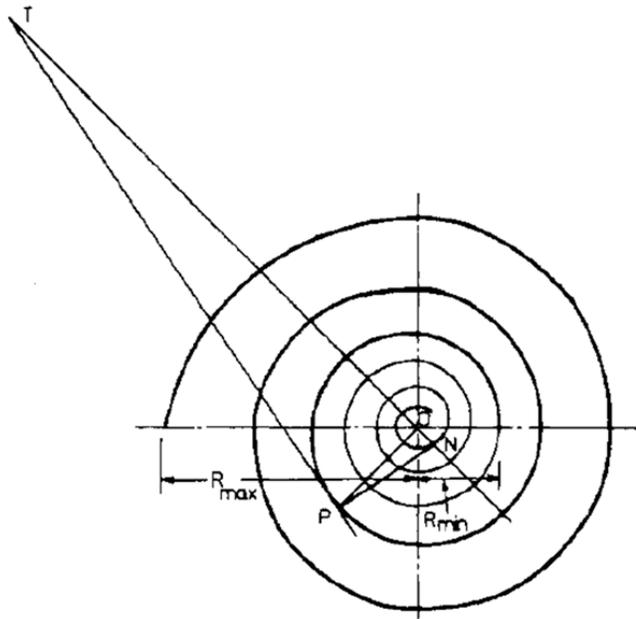


No artigo apresentado por Dean (1927), a curvatura é descrita pela razão entre o raio da seção transversal do tubo ( $r$ ) e o raio do círculo ( $R_c$ ) em que o tubo está enrolado (Figura 10). Essa definição de razão de curvatura também pode ser encontrada em Jain *et al.* (2004), Zhou e Shah (2004a), Shah *et al.* (2009), Castiglia *et al.* (2010), Ghorbani *et al.* (2010) e Shaqlaih e Kamel (2013).



**Figura 10.** Desenho ilustrativo de um tubo curvado com uma única camada.

White (1929), Pawar *et al.* (2015) e Patil (2017) calculam a variável razão de curvatura como a razão entre o diâmetro interno de um tubo enrolado em espiral pelo diâmetro médio de curvatura do espiral. Ali e Zaidi (1979) calculam a razão de curvatura para tubo espiral equiangular em bobina como a razão entre o diâmetro interno do tubo e o diâmetro médio da bobina ( $= R_{m\acute{a}x} + R_{m\acute{i}n}$ ). O desenho esquemático desse tubo espiral é apresentado na Figura 11.

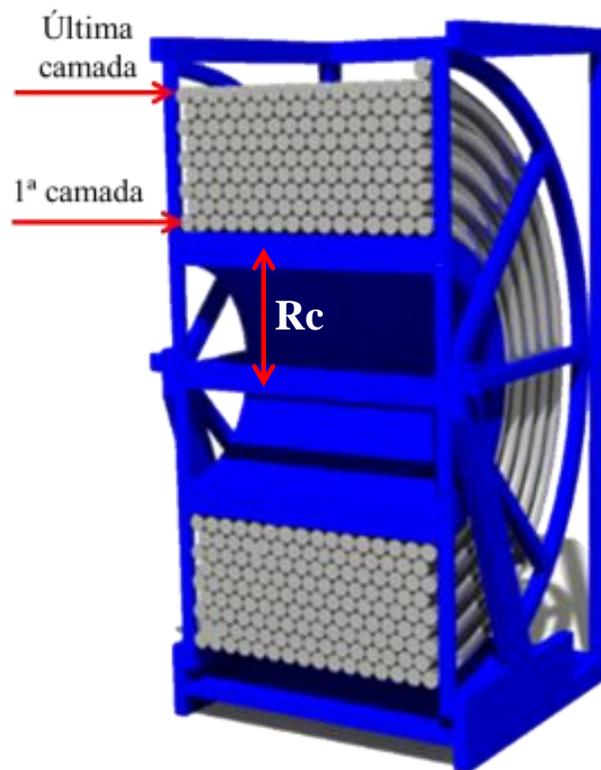


**Figura 11.** Desenho ilustrativo de um espiral ascendente equiangular ( $R = Ke^{m\theta}$ )  
(Fonte: ALI; ZAIDI, 1979).

Medjani e Shah (2000) apresentam uma razão de curvatura considerando o número de camadas formadas pelo tubo. Dessa forma, a razão passa a ser entre o raio interno do tubo e o raio de curvatura (Equação 5), ou seja, o raio onde o tubo é curvado.

$$\frac{r}{R} = \frac{r}{R_c + (2 \cdot N - 1)r} \quad (5)$$

sendo  $r$  o raio interno do tubo,  $R$  o raio de curvatura,  $R_c$  o raio do carretel e  $N$  a camada que está sendo considerada. O raio de curvatura leva em conta as diferentes camadas que esse sistema pode ter, como exemplificado na Figura 12, tendo uma razão de curvatura para cada camada.



**Figura 12.** Desenho ilustrativo das diferentes camadas de um flexitubo enrolado em um carretel.

O cálculo de razão de curvatura proposto por Medjani e Shah (2000) (Equação 5) é mais amplo para sistema *coiled tubing* porque pode ser usado quando se é estudado apenas uma camada de tubo (Figura 10) ou  $N$  camadas (Figura 12).

### 2.3.3 Número de Dean

Dean (1927, 1928) foi o primeiro a apresentar um estudo analítico do escoamento de fluidos incompressíveis em tubos curvados, com uma leve curvatura, e em regime laminar (CUMING, 1955, MORI; NAKAYAMA, 1965, ZHOU; SHAH, 2002c, SHAQLAIH; KAMEL, 2013, GHOBADI; MUZYCHKA, 2015, HOQUE; ALAM, 2015).

No seu estudo, Dean descreve as equações do movimento em coordenadas toroidais e faz diversas simplificações tanto nessas equações quanto na equação da continuidade (DEAN, 1927). Por meio das suas análises, ele apresenta um critério importante, para escoamentos lentos, que relaciona a redução da taxa de escoamento por causa da curvatura. A Equação 6 descreve matematicamente esse critério (DEAN, 1928).

$$K = 2Re^2 \left( \frac{r}{R} \right) \quad (6)$$

Sendo  $K$  critério apresentado por Dean,  $Re$  número de Reynolds,  $r$  raio da seção transversal do tubo e  $R$  raio de curvatura, que no caso de Dean (1928), que estudou apenas uma camada, é o raio do círculo em que esse tubo é enrolado.

Como pode ser observado na Equação 6, o critério apresentado por Dean caracteriza os efeitos de curvatura (RAO, 2002), pois leva em conta a razão de curvatura. Além disso, ele mostra como esses efeitos promovem um aumento da perda de carga em tubos curvados (XUEJUN *et al.*, 2015).

A partir desse critério, surgiu o adimensional conhecido como número de Dean. Quanto à definição desse adimensional, Ghobadi e Muzychka (2015) afirmam que vários autores apresentam diferentes descrições. Porém, o formato mais aplicado por diversos autores é o apresentado por White (1929), descrito na Equação 7 (ZHOU; SHAH, 2002a).

$$De = Re \sqrt{\frac{r}{R}} \quad (7)$$

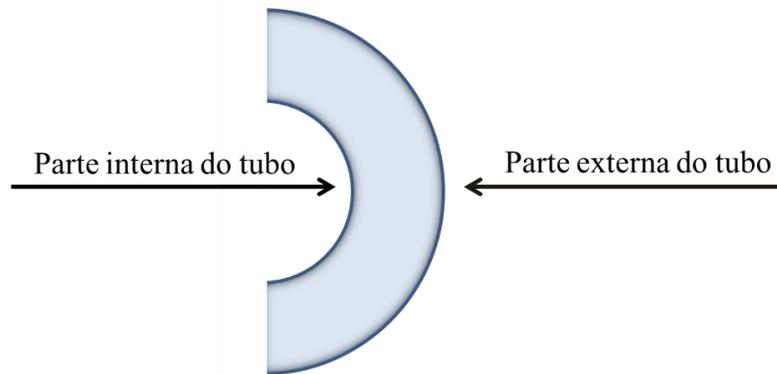
Sendo  $De$  número de Dean,  $Re$  número de Reynolds,  $r$  raio interno do tubo,  $R$  raio de curvatura.

Zhou e Shah (2002a) mostram a relação entre as Equações 6 e 7, sendo ela:  $K = 2De^2$ .

Shaqlaih e Kamel (2013) destacam que, apesar da grande diversidade de definições, a maioria prefere a definição apresentada na Equação 7.

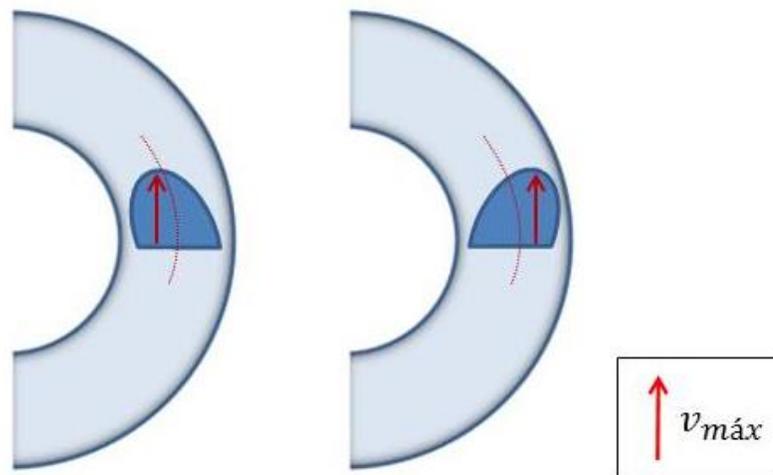
Além da diversidade de definições para o número de Dean, algo muito presente em vários trabalhos na literatura é a referência da aplicação desse critério em outras equações dizendo apenas que é usado para uma faixa de valores baixos. Porém, dizer que um valor é baixo ou pequeno é algo bem relativo. Autores também, ao referenciar o trabalho de Dean, dizem que esse foi desenvolvido para pequenos valores do número de Dean. Contudo, como no trabalho de Dean (Dean 1927 e 1928) o adimensional que levou seu nome ainda não era expresso como conhecido na Equação 7, nesse texto será apresentado os valores do número de Dean, ditos como baixos, do seu trabalho, apontado por outros autores. Mori e Nakayama (1965) indicam que o estudo analítico de Dean foi para número de Dean menor que 36 e Ghobadi e Muzychka (2015) indicam o valor menor que 20.

O número de Dean pode ser usado para caracterizar o perfil de velocidade axial de fluidos em tubos curvados. O perfil é parabólico para baixos valores de número de Dean e, conforme esse valor aumenta, a velocidade máxima é deslocada em direção à parede externa do tubo, provavelmente pela ação da força centrífuga (GHOBADI; MUZYCHKA, 2015). A critério de ilustração, a Figura 13 apresenta um desenho esquemático para mostrar a parte externa e interna do tubo às quais se referem.



**Figura 13.** Desenho que representa um corte de um tubo curvado.

Novamente nesse caso, o fato de os autores dizerem que o valor é baixo acaba dificultando uma análise mais precisa. Mas o que se sabe é que Adler (1934 *apud* MORI; NAKAYAMA, 1965) ao avaliar o perfil de velocidade nos seus experimentos, em regime laminar, aponta que esse perfil difere bastante do parabólico. De acordo com Hasan (2013), quando as forças viscosas predominam frente às centrífugas, a velocidade máxima axial fica na “metade” mais interna do tubo. O que muda quando o número de Reynolds é alto e a força centrífuga predomina, fazendo com que a velocidade máxima axial fique na parte mais externa da curvatura, como ilustrado na Figura 14.



**Figura 14.** Ilustração da velocidade máxima axial quando as forças viscosas e centrífugas predominam, respectivamente.

Além do perfil de velocidade, o número de Dean também tem um papel importante nas correlações de fator de atrito no escoamento em tubos curvados. Podendo ser o único parâmetro usado nas correlações, em baixos números de Dean, regime laminar; mas em valores altos, regime turbulento, precisa ser acompanhado da razão de curvatura, apesar de ter esse parâmetro no seu cálculo (Equação 7) (ZHOU; SHAH, 2002a).

O grande diferencial do número de Dean na aplicação de escoamento de fluidos em *coiled tubing* é o fato de ele ser função da razão de curvatura, apresentando os efeitos das forças centrífugas (Equação 8).

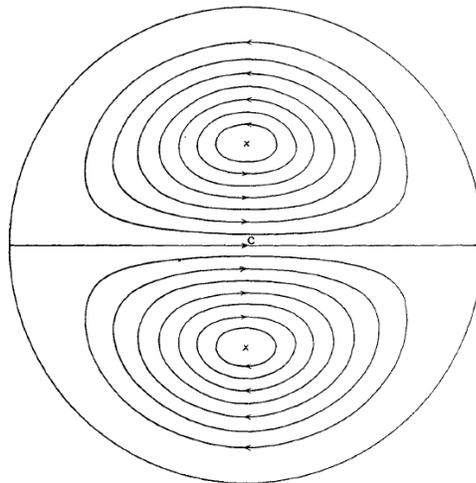
$$De = \frac{\sqrt{(forças\ inerciais)(forças\ centrífugas)}}{forças\ viscosas} \quad (8)$$

Segundo Castiglia *et al* (2010), o efeito do desequilíbrio entre as forças inerciais e centrífuga é o que gera o escoamento secundário, conceito apresentado por Dean e melhor descrito na seção 2.3.3.1.

### 2.3.3.1 Escoamento Secundário

Existem dois tipos de escoamento que podem ser realizados pelos fluidos em tubos curvados: escoamento primário e secundário. O escoamento primário é o principal, que ocorre na direção axial do tubo. O escoamento secundário é definido dessa forma por ocorrer na direção perpendicular à direção desejada (JAIN *et al.*, 2004). Ou seja, sobreposto a ele há a ocorrência do escoamento primário (ZHOU; SHAH, 2002b, HASAN, 2013). O movimento secundário se manifesta na seção transversal de um tubo curvado devido ao desequilíbrio entre as forças inerciais e centrífugas, que atuam na direção radial da bobina (MEDJANI; SHAH, 2000, JAIN *et al.*, 2004, CASTIGLIA *et al.*, 2010, GHOBADY; MUZICHKA, 2015).

O escoamento secundário foi observado experimentalmente por Eustice (1910, 1911 *apud* PATIL, 2017) no escoamento de água em tubos curvados. Em seus experimentos, ele notou um escoamento diferente do primário e que ocorria em conjunto com ele (PATIL, 2017). Anos depois, Dean (1927, 1928) apresenta a primeira prova analítica da existência do escoamento secundário em tubos curvados (PATIL, 2017). Além disso, ele apresenta um desenho que representa o movimento do fluido na seção transversal do tubo (Figura 15) (DEAN, 1927).

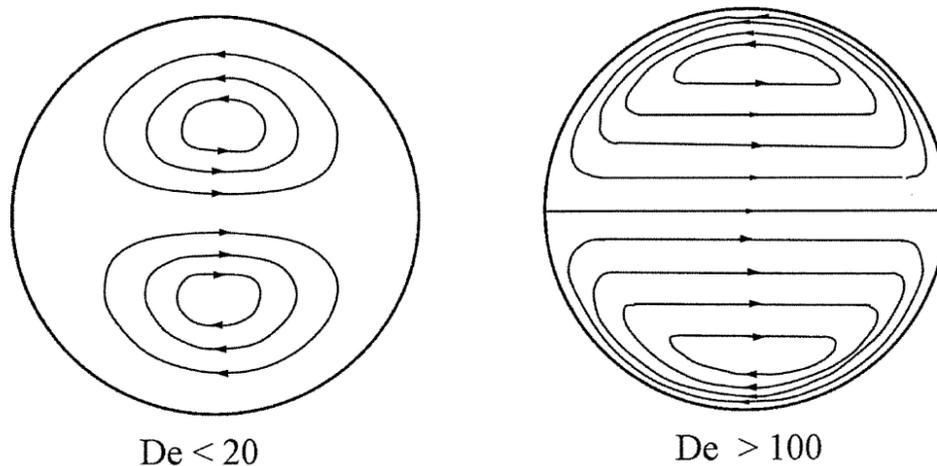


**Figura 15.** Desenho apresentado por Dean das linhas que mostram o movimento dos elementos de fluido na seção transversal de um tubo curvado (Fonte: DEAN, 1927).

O escoamento secundário em tubos curvados também foi estudado por Cuming (1955). O autor resolveu as equações de Navier-Stokes para o escoamento de fluidos viscosos incompressíveis em tubos curvados. Essas equações foram solucionadas em séries de potência da curvatura de tubos com seções transversais elípticas, retangulares e circulares.

O escoamento secundário é uma importante característica do escoamento em tubo curvado e é um dos fatores que difere o escoamento nessa geometria e em trecho reto. Esse tipo de escoamento é composto por dois vórtices paralelos (Figura 15) e, que por terem sido descritos por Dean, também são conhecidos como vórtices de Dean (AZOUZ *et al.*, 1998; RAO, 1999). Apesar de ser predominante a presença de dois vórtices, essa quantidade pode variar. Liu e Masliyah (1993 *apud* GHOBADI; MUZICHKA, 2015) previram, por meio dos seus estudos, a presença de apenas um vórtice para uma alta torção do tubo. Hasan (2013) afirma que a altos números de Reynolds, devido à maior força centrífuga frente à viscosa, os vórtices podem ser partidos em dois ou em até mais, formando vários pequenos vórtices.

O perfil de velocidade (linhas de corrente) do escoamento secundário varia dependendo do número de Dean em que está ocorrendo o escoamento. De acordo com Ghobadi e Muzychka (2015), o aumento do escoamento secundário pode ser notado com o aumento do número de Dean. Os autores também relatam que para  $De > 100$ , o que é indicado por eles como um valor alto desse adimensional, as linhas de corrente mais centrais no tubo, tem um comportamento de um fluido sem viscosidade com um início de camada limite viscosa nas regiões mais próximas à parede. Esse fenômeno pode ser observado na Figura 16, assim como a comparação de quando o escoamento está a um baixo número de Dean.

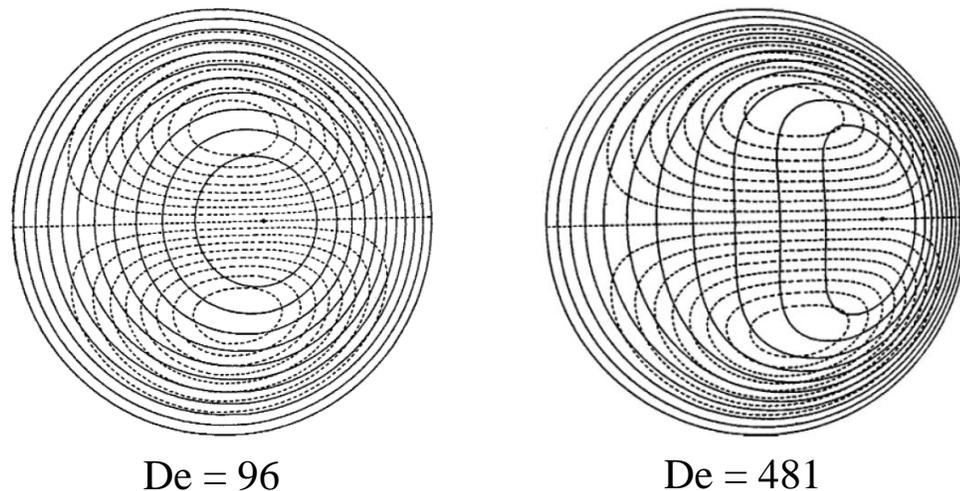


**Figura 16.** Fluxo do escoamento secundário na seção transversal com baixo e alto número de Dean (Fonte: GHOBADI; MUZYCHKA, 2015).

Como pode ser observada na Figura 16, a distribuição de velocidade é afetada fortemente quando o número de Dean é alto, devido à maior força centrífuga. Nessa circunstância de alto número de Dean, além das forças centrífugas, as forças inerciais e de pressão também influenciam o escoamento. As forças viscosas afetam apenas uma fina camada limite próxima a parede do tubo (ITO, 1969). Portanto, nessa condição, é possível descrever o comportamento do fluido com a sua parte central sendo deslocada para a parede mais externa, com a ação da força

centrífuga, e, ao atingir a região da camada limite, esse retorna à parte mais interna do tubo, ao longo da parede, devido ao gradiente de pressão (JAIN *et al.*, 2004). O gradiente de pressão formado na seção transversal do tubo é com a máxima pressão na parte mais externa e a mínima, na mais interna (CUMING, 1955).

O alto número de Dean não só influencia o escoamento secundário como também o escoamento primário, deslocando a velocidade axial máxima para região mais próxima da parede externa do tubo, como apresentado na Figura 17.



**Figura 17.** Linhas de corrente do escoamento secundário e contorno da velocidade axial sendo o número de Dean 96 e 481, respectivamente (Modificado de Fonte: McCONALOGUE; SRIVASTAVA, 1968).

Quanto aos fenômenos que podem ser influenciados pelo escoamento secundário, esse pode aumentar a taxa de troca de calor e de massa (NAPHON; WONGWISES, 2006, HASAN, 2013, GHOBADY; MUZICHKA, 2015). Hasan (2013) na sua análise numérica da convecção forçada no escoamento de água em tubos curvados aponta que o escoamento secundário começa a apresentar seus efeitos no escoamento e na troca térmica a um alto número de Reynolds. A explicação disso é a atuação mais forte da força centrífuga nessa condição.

Além disso, o escoamento secundário nos tubos curvados também faz com que haja uma maior perda por atrito, em comparação com trecho reto, a uma mesma vazão e com mesmo comprimento de tubo (JAIN *et al.*, 2004, NAPHON; WONGWISES, 2006; SHAQLAIH, KAMEL, 2013). Segundo Azouz *et al.* (1998), isso é uma consequência do desequilíbrio entre as forças que atuam na direção radial do tubo. Para Srinivasan (1970 *apud* Jain *et al.*, 2004), a causa da maior perda de carga é a concentração de maiores velocidades na parede externa do tubo. De acordo com Rao (2002), a intensidade com que esse escoamento afeta a perda de carga depende da razão de curvatura, raio do tubo, regime de escoamento e características do fluido, Newtoniano ou não Newtoniano.

O escoamento secundário também afeta o regime de escoamento. Ele estabiliza o escoamento laminar e, conseqüentemente, leva a um maior número de Reynolds crítico, quando comparado com trecho reto (GHOBADI; MUZYCHKA, 2015).

## 2.4 Regime de Escoamento: Trecho Reto X Coiled Tubing

Reynolds, em 1883 (*apud* BAKER, 2006), fez experimentos em tubo de vidro com vários fluidos e adicionou corante em diferentes pontos do escoamento. Em seus experimentos, ele pode observar diferentes comportamentos do fluxo dependendo da vazão aplicada. Em baixas vazões praticamente não havia mistura do corante com a água e esse tinha seu escoamento em forma de lâmina e na direção do fluxo. Em altas vazões, o escoamento era mais desordenado e rapidamente o corante era disperso no tubo. Com isso, chegou-se aos regimes conhecidos como laminar e turbulento. Havia também o estado de transição entre esses dois comportamentos, em uma vazão intermediária onde era possível observar o comportamento ora laminar, ora turbulento. Na Figura 18 é apresentada uma ilustração dos dois regimes de escoamento mencionados e a transição.



**Figura 18.** Ilustração dos regimes de escoamento (Modificado de Fonte: DRILLING, 2012).

Para caracterizar o regime em que um fluido Newtoniano está escoando em tubos circulares de trecho reto, utiliza-se o número de Reynolds apresentado na Equação 4 da seção 2.3.1. Tanto a velocidade do fluido quanto suas propriedades físicas, como viscosidade e densidade, influenciam nessa caracterização.

O número de Reynolds crítico é determinado para verificação do estado de transição. Para fluidos Newtonianos que escoam em trecho reto, o valor de número de Reynolds crítico, onde começa a transição, é conhecido como 2100 ou 2300, dependendo do autor (MEDJANI; SHAH, 2000, OCHOA, 2006).

Silva *et al.* (1989 *apud* PARAISO, 2011) afirmam que a transição pode ser verificada em qualquer sistema que seja possível a medição da queda de pressão ( $\Delta P$ ) e vazão ( $Q$ ). A transição, nesse caso, é definida pela mudança de inclinação das curvas dos valores experimentais, sendo o ponto crítico, a intercessão dessas curvas. Quando os regimes de escoamento são bem definidos é possível observar três inclinações e as intercessões sendo a vazão crítica entre a região laminar e de transição ( $Q_{L_{Tr}}$ ) e o outro ponto de intercessão entre a região de transição e turbulenta ( $Q_{Tr_{T}}$ ). Porém, em alguns casos, essas três regiões não são bem definidas, apresentando apenas duas curvas: laminar e turbulenta. Nessa situação, a vazão crítica é encontrada pela intercessão dessas curvas ( $Q_{L_{T}}$ ).

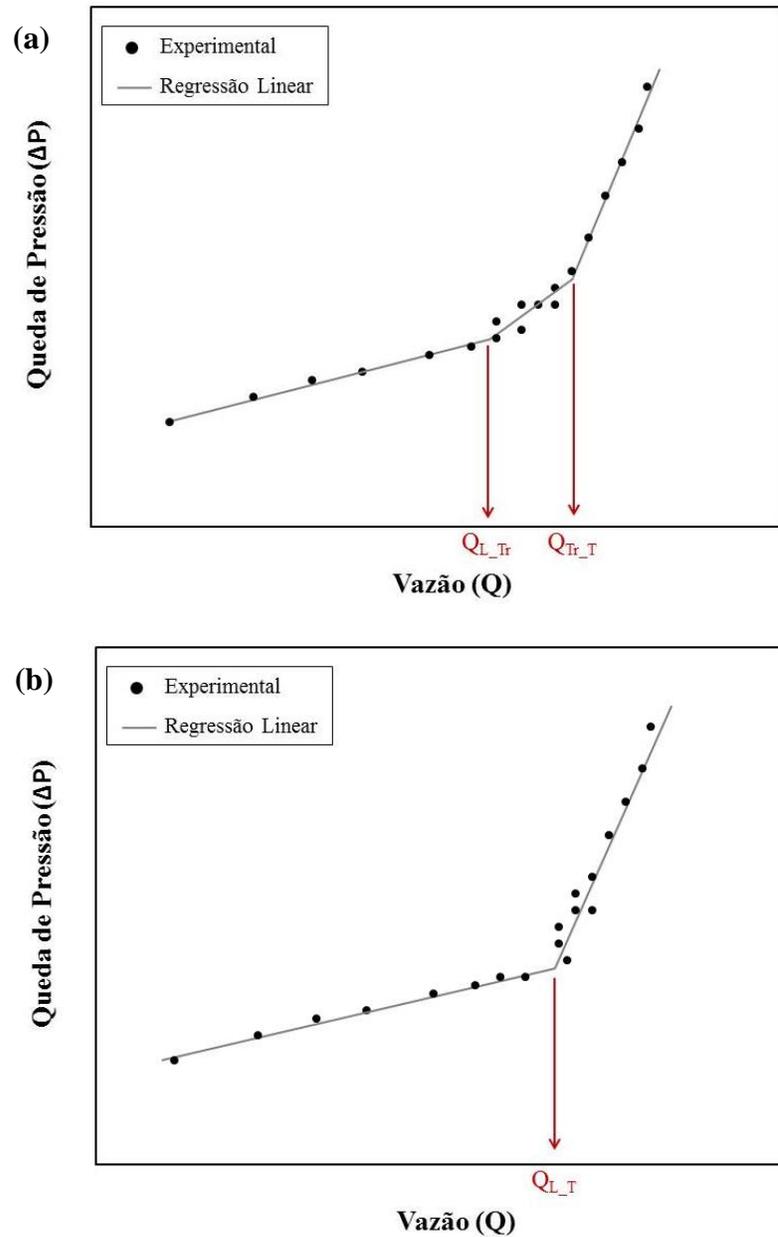
A Figura 19 ilustra a forma de determinação da vazão crítica por meio de gráficos de queda de pressão versus vazão volumétrica tanto quando os regimes são bem definidos (Figura 19a) como quando apenas as regiões laminar e turbulenta podem ser observadas (Figura 19b).

A partir da determinação da vazão crítica, calcula-se a velocidade e, então, o número de Reynolds crítico.

O número de Reynolds crítico pode ser visualizado graficamente, em um gráfico de fator de atrito versus Reynolds, sendo o ponto em que fosse percebido a mudança de inclinação da



reta. Porém, Ghobadi e Muzychka (2015) destacam a dificuldade em se encontrar o número de Reynolds crítico, visto que essa mudança é bem gradual. Essa observação também foi feita por Zhou e Shah (2004b) que ressaltam que no caso de serem fluidos não Newtonianos, essa mudança ainda é mais gradual.

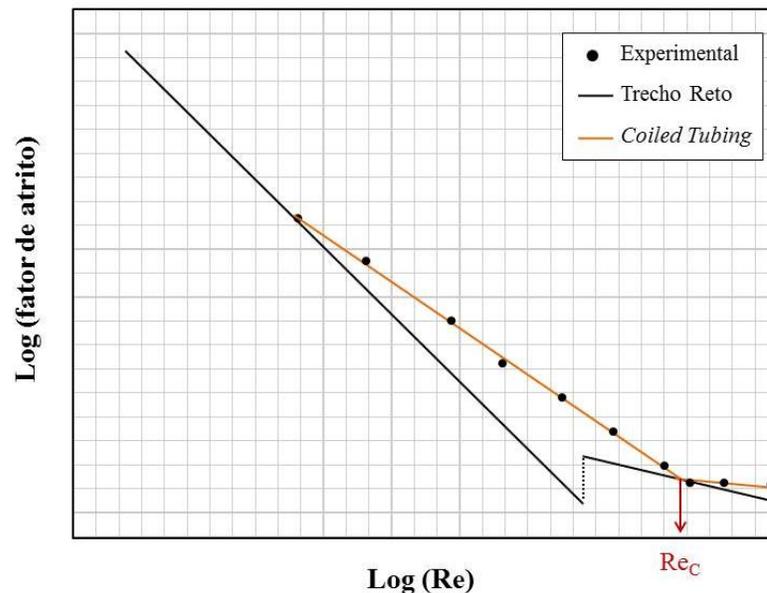


**Figura 19.** Ilustração da determinação da transição dos regimes de escoamento (a) bem definidos e (b) com apenas duas regiões definidas (Modificado de Fonte: PARAISO, 2011).

White (1929) realizou experimentos para avaliar a influência da curvatura no atrito. Os experimentos foram feitos em três tubos com razões de curvatura diferentes ( $\frac{1}{15}$ ,  $\frac{1}{50}$ ,  $\frac{1}{2050}$ ) e os

fluidos Newtonianos usados foram água e óleo. O autor gerou um gráfico de fator de atrito versus Reynolds com resultados do escoamento de água em trecho reto e em um de seus tubos curvados. Ele observou um maior valor de fator de atrito no tubo curvado em comparação com o trecho reto e que a linha, representando o escoamento laminar, do trecho curvado, tocou a linha representando o escoamento turbulento do trecho reto com número de Reynolds de 6000 e, a partir desse ponto teve uma mudança da inclinação da reta dos dados plotados no gráfico do tubo curvado. Dessa forma, o autor concluiu que o escoamento turbulento começou a partir de 6000 com sistema de razão de curvatura  $\frac{1}{50}$ . Em outra razão de curvatura ( $\frac{1}{2050}$ ), o regime turbulento teve início na faixa de 2250 a 3200. Pode-se observar por meio dos seus resultados uma extensão do regime laminar em tubos curvados em comparação com trecho reto. Além disso, avaliando os seus resultados é possível ver que quanto menor a razão de curvatura, menor foi o valor de Reynolds crítico.

A Figura 20 ilustra a forma como White (1929) determinou o Reynolds crítico ( $Re_c$ ) em seus experimentos.



**Figura 20.** Ilustração da determinação de Reynolds crítico (Fonte: Próprio autor com base nos resultados de WHITE, 1929).

Apesar da determinação de Reynolds crítico ser feita experimentalmente, nem sempre é possível a realização de experimentos. Por isso, correlações de Reynolds críticos são propostas para a determinação dos regimes de escoamento.

Ghobadi e Muzychka (2015) apresentaram em seu trabalho correlações de número de Reynolds crítico para fluidos Newtonianos que escoam em tubos curvados. Eles afirmam que o escoamento secundário estabiliza o regime laminar, fazendo com que o escoamento tenha esse comportamento em maiores valores de Reynolds crítico, em comparação com trecho reto que tenha características semelhantes.

Ghobadi e Muzychka (2015) também geraram um gráfico de número de Reynolds crítico ( $Re_c$ ) versus o inverso da razão de curvatura ( $R/r$ ) usando algumas das correlações encontradas na literatura. Os autores atestaram que o valor coincide para algumas correlações e que, em altas razões de curvatura, os valores encontrados estavam na faixa de  $6.000 < Re_c < 11.000$ , o que concorda com os resultados de White (1929) em que altas razões de curvatura levaram à altos números de Reynolds crítico.

Na Tabela 1 são apresentadas equações de Reynolds crítico citadas em artigos escritos por Zhou e Shah (2004b), Pawar *et al.* (2015) e Ghobadi e Muzychka (2015). Os autores apresentam outras equações, mas apenas as que se enquadram nas condições encontradas na unidade experimental e no estudo de caso (Apêndice B) são dispostas na Tabela 1.

**Tabela 1.** Correlações de Reynolds crítico desenvolvidas experimentalmente para escoamento de fluidos Newtonianos em trecho curvado.

<b>Autor</b>	<b>Correlações</b>	<b>Condições</b>
Ito (1959)	$Re_c = 20.000 \left(\frac{r}{R}\right)^{0,32} \quad (9)$	$15 < \frac{R}{r} < 860$
Kubair e Varrier (1961/2)	$Re_c = \frac{12.730}{(R/r)^{0,32}} \quad (10)$	$10 < \frac{R}{r} < 2.000$
Schmidt (1967)	$Re_c = 2.300 \left[1 + \frac{8,6}{(R/r)^{0,32}}\right] \quad (11)$	$\frac{R}{r} < 200$
Srinivasan <i>et al.</i> (1970)	$(Re_c)_{mín, máx} = 2.100 \left[1 + \frac{12}{(R_{máx, mín}/r)^{0,5}}\right] \quad (12)$	$\frac{R}{r} < 200$
Cioncolini e Santini (2006)	$Re_c = \frac{12.500}{(R/r)^{0,31}} \quad (13)$	$30 < \frac{R}{r} < 110$

Fonte: ITO (1959) *apud* ZHOU; SHAH (2004b), KUBAIR; VARRIER (1961/2), SCHMIDT (1967) e SRINIVASAN *et al.* (1970) *apud* GHOBADI; MUZYCHKA (2015), CIONCOLINI; SANTINI (2006).

Como pode ser observado na Tabela 1, todas as correlações de Reynolds crítico são função apenas da razão de curvatura. Isso indica que é a curvatura que altera o comportamento dos regimes, em comparação com trecho reto, principalmente, pelo efeito do escoamento secundário.

Zhou e Shah (2002c) fizeram um estudo de correlações de fator de atrito para fluidos Newtonianos e não Newtonianos, no regime laminar e turbulento. Para isso, foi importante a análise do Reynolds crítico para verificar o regime em que se encontravam os experimentos. Os autores utilizaram a correlação de Ito (Equação 9) e o resultado de Reynolds crítico calculado

pela correlação citada foi de 5.417 e 5.579. O primeiro valor era para um escoamento de água, fluido Newtoniano, e permitiu aos autores atestarem que toda a faixa de vazão trabalhada estava no regime turbulento. Porém, o segundo valor foi utilizado apenas para verificar um limite mínimo de Reynolds crítico, visto que estava sendo escoado 60 lb/Mgal de gel de hidroxipropil guar, fluido não Newtoniano. Para os autores, sabendo-se que em trecho reto fluidos não Newtonianos tendem a ter um Reynolds crítico maior que os Newtonianos, o mesmo ocorrerá para o escoamento em trecho curvado. Portanto, as correlações de Reynolds crítico para fluidos Newtonianos podem ser usadas somente como uma ideia mínima de ponto crítico, para o caso dos fluidos serem não Newtonianos.

O número de Reynolds crítico no escoamento de um fluido em um tubo curvado é diferente do determinado em trecho reto. O escoamento secundário (visto em 2.3.3.1) é um dos fatores responsáveis por essa diferença. Com isso, apesar de ser usado o número de Reynolds para esse tipo de geometria, alguns autores determinam o regime de escoamento com o número de Dean crítico, por esse levar em conta, também, a razão de curvatura.

Zhu (2016) achou o ponto crítico, da mudança do regime laminar para o turbulento, em termos do número de Dean. O valor encontrado foi 750 para o escoamento de água em um tubo de diâmetro interno de 52 mm e diâmetro da bobina de 2819,4 mm. O autor fez uma simulação fluidodinâmica (CFD) para apenas uma volta de tubo no carretel, considerando desprezível a torção do tubo. A Equação 14 foi a utilizada por Zhu (2016) na simulação.

$$De_c = 2.100 \left[ \left( \frac{r}{R} \right)^{0,5} + 12 \frac{r}{R} \right] \quad (14)$$

Zhu (2016) definiu nove diferentes velocidades de entrada do fluido para simular. Dentre elas, quatro estavam abaixo da velocidade crítica e o restante, acima. Como resultado da simulação, contornos de velocidade, na área de seção transversal do tubo, foram gerados. O autor pode observar que a velocidade é mais uniforme no escoamento turbulento que no laminar. Além disso, nos dois regimes a velocidade máxima estava mais próxima a parte externa da curvatura, no tubo. Notou-se ainda que quanto maior a velocidade de entrada, maior é o gradiente de pressão, em ambos os regimes.

## 2.5 Perda de Carga

A perda de carga é a perda de energia dinâmica do fluido por causa do atrito com a parede da tubulação durante o escoamento. A intensidade dessa perda é influenciada tanto pela tubulação em que o escoamento ocorre, quanto pelas características do fluido escoado e das condições operacionais. Podem-se citar como fatores importantes nessa influência: diâmetro, comprimento, rugosidade e geometria da tubulação; viscosidade, densidade e velocidade do fluido (FOX *et al.*, 2006).

Existem dois tipos principais de perda de carga em tubulação: a distribuída e a localizada. A perda de carga distribuída leva em conta a perda de energia no escoamento em tubos de seção constante, podendo ser afetada pelos fatores citados no parágrafo anterior. A perda de carga localizada é a perda de energia causada pela presença de acidentes, tais como: válvulas, conexões, entradas, entre outros, que promovem uma mudança de direção ou de velocidade do fluido. No caso desse último tipo de perda, pode-se usar um coeficiente de perda tabelado para

cada acidente em questão ou um valor de comprimento de trecho reto que forneça a mesma perda de carga desse acidente.

A perda de carga distribuída ( $h_d$ ) e localizada ( $h_s$ ) podem ser calculadas por meio das Equações 15 e 16, respectivamente (FOX *et al.*, 2006).

$$h_d = f_D \frac{L \langle v \rangle^2}{D 2g} \quad (15)$$

$$h_s = f_D \frac{L_{eq} \langle v \rangle^2}{D 2g} = K \frac{\langle v \rangle^2}{2g} \quad (16)$$

sendo  $f_D$  fator de atrito de Darcy,  $L$  comprimento do tubo,  $L_{eq}$  comprimento equivalente,  $D$  diâmetro do tubo,  $\langle v \rangle$  velocidade média,  $g$  aceleração da gravidade,  $K$  coeficiente de perda.

Tanto para o cálculo da perda de carga localizada quanto para a distribuída, existe um coeficiente de resistência fundamental para que o cálculo possa ser feito: o fator de atrito. Para fluidos Newtonianos ele é uma função do número de Reynolds e da rugosidade da tubulação.

No escoamento de um fluido em tubo curvado, não é possível calcular a perda de carga distribuída como se calcula no trecho reto. A razão é o fato do comportamento do fluido ser diferente no trecho curvado ao escoar, visto que esse muda de direção constantemente e ainda há um escoamento secundário, causado pela força centrífuga. Por poder assumir diversas razões de curvatura e ter efeitos particulares, não é trivial definir um coeficiente de perda ou um comprimento equivalente para um tubo curvado. O método encontrado para tentar prever essa perda de carga é por correlações de fator de atrito propostas para esse tipo de geometria. Existem equações de fator de atrito para tubos curvados desenvolvidas experimentalmente, analiticamente ou numericamente (GHOBADI; MUZYCHKA, 2015). As correlações variam para as diferentes condições tais como: fluido Newtoniano ou não Newtoniano, regime laminar ou turbulento. Elas podem ser função do número de Dean, número de Reynolds e razão de curvatura.

### 2.5.1 Perda de Carga: Trecho Reto X *Coiled Tubing*

Ali (2001) fez uma breve descrição dos primeiros trabalhos onde se constatou uma maior perda de carga em *coiled tubing*, em comparação com trecho reto, a uma mesma vazão e comprimento de tubo. O primeiro relato foi de Grindley e Gibson (1908 *apud* ALI, 2001; WHITE, 1929, PATIL, 2017), com escoamento de ar para determinar sua viscosidade e, depois, de Eustice (1910 *apud* ALI, 2001) com escoamento de água em várias razões de curvatura. Guan *et al.* (2014) analisaram a diferença de queda de pressão no escoamento de água em trecho reto e em um sistema de tubo curvado com razão de curvatura de 0,0242. Os autores observaram um aumento de diferença de pressão de 11 a 17% maior em tubo curvado em comparação com trecho reto. Medjani e Shah (2000) fizeram uma comparação semelhante, sendo que em termos do fator de atrito no escoamento de três fluidos poliméricos. Os autores observaram um aumento de duas a quatro vezes do fator de atrito em trecho curvado. Xuejun *et al.* (2015) justificam uma maior resistência ao escoamento de fluidos de perfuração em um *coiled tubing* em comparação com trecho reto a partir do efeito adicional que se tem no tubo curvado oriundo da interação entre as forças centrífugas e viscosas. Nos cálculos realizados pelos autores, avaliando a pressão para

diferentes diâmetros, comprimentos e vazões, tanto para a parte do *coiled tubing* na bobina quanto na parte de trecho reto no fundo do poço, os autores constatam uma maior pressão na parte enrolada na bobina.

## 2.5.2 Fator de Atrito

Algumas equações de fator de atrito para tubos enrolados são escritas como uma dependência do número de Dean. Contudo, como Ali (2001) ressaltou, o número de Dean foi desenvolvido para uma leve curvatura numa geometria toroidal. Isso indica que nem sempre ter o número de Dean como único parâmetro de dependência seja o mais correto. A dependência separada de Reynolds e razão de curvatura, em alguns momentos, apresenta-se como melhor opção ou, até mesmo, a adição de outros parâmetros considerando a torção, de acordo com a geometria.

### 2.5.2.1 Fator de Atrito – Fluido Newtoniano: escoamento Laminar e Turbulento

Na busca por correlações de fator de atrito para fluidos Newtonianos em tubos curvados, alguns artigos contendo listas de correlações foram encontrados. Os artigos que podem ser destacados nesse sentido são os dos autores: Ali (2001), com o estudo da perda de carga em tubos helicoidais, Zhou e Shah (2004b), com um artigo de revisão de escoamento de fluidos em *coiled tubing* e Ghobadi e Muzychka (2015) com uma revisão da troca térmica e perda de carga no escoamento de fluidos Newtonianos, em regime laminar, em tubos curvados. As correlações encontradas nesses trabalhos foram desenvolvidas por diversos autores de forma experimental, analítica ou numérica. Para cada uma delas, condições de aplicação testadas foram apresentadas, apontando uma indicação para o uso dessas equações se o sistema estiver sob essas condições. Sendo assim, as equações escolhidas para serem testadas nesse trabalho são apresentadas nas Tabelas 2 e 3. A escolha dessas correlações teve como princípio condições amplas que englobassem a aplicação não só à unidade piloto (descrita nos Materiais e Métodos), como também a um sistema *coiled tubing* real (descrito no Apêndice B).

Uma característica que pode ser observada nas correlações de fator de atrito para essa geometria, inclusive comentada por Ali (2001), é que as correlações para o regime laminar (Tabela 2) são uma razão entre correlações de fator de atrito para trecho curvado ( $f_c$ ) e para trecho reto ( $f_r$ ), com mesmo diâmetro. Porém, dois tipos de correlações de fator de atrito para trecho reto ( $f_r$ ) podem ser calculados para fluidos Newtonianos em regime laminar: fator de atrito de Darcy (Equação 17) e fator de atrito de Fanning (Equação 18).

$$f_D = \frac{64}{Re} \quad (17)$$

$$f = \frac{16}{Re} \quad (18)$$

Em virtude dessa diferença entre as Equações 17 e 18, mesmo com uma lista de correlações encontrada em artigos, é necessária a busca dos artigos originais para ver se as correlações foram desenvolvidas com base em Darcy ou Fanning.

**Tabela 2.** Correlações de fator de atrito para escoamento de fluidos Newtonianos em tubos curvados em regime laminar.

<b>Autor</b>	<b>Correlações</b>	<b>Condições</b>
Adler (1934)	$\frac{f_c}{f_r} = 0,1064(De)^{0,5}$ (19)	$De > 10^2$
Barua (1963)	$\frac{f_c}{f_r} = 0,509 + 0,0918(De)^{0,5}$ (20)	$10^2 < De < 10^4$
Srinivasan <i>et al.</i> (1968)	$\frac{f_c}{f_r} = 0,1125(De)^{0,5}$ (21)	$De > 300$ $7 < R/r < 104$
Dennis (1980)	$\frac{f_c}{f_r} = 0,388 + 0,1015(De)^{0,5}$ (22)	Alto Dean

Fonte: ADLER (1934) *apud* ZHOU; SHAH (2004b), BARUA (1963), SRINIVASAN *et al.* (1968) *apud* GHOBADI; MUZYCHKA (2015), ITO (1969), DENNIS (1980).

Nesse trabalho, o fator de atrito em trecho reto usado em todas as correlações apresentadas na Tabela 2 foi o fator de atrito de Fanning (Equação 18).

Todas as equações na Tabela 2 foram desenvolvidas numérica ou analiticamente, exceto a Equação 21 que teve seu desenvolvimento a partir de dados experimentais.

Outra observação a ser destacada é a escolha da equação de fator de atrito com base nos regimes de escoamento: laminar ou turbulento. Conforme apresentado na seção 2.4, o regime laminar em tubos curvados é estendido para números de Reynolds maiores que 2100, que é o limite em um trecho reto. Porém, como essa região de transição varia também com a curvatura, não é possível a definição de um único valor para todos os tubos curvados e, conseqüentemente, definir o exato limite para uso das equações da Tabela 2.

Na Tabela 3 são apresentadas as correlações de fator de atrito para fluidos Newtonianos em regime turbulento.

As equações de fator de atrito apresentadas na Tabela 3, em sua maioria, não tem a dependência de fator de atrito de trecho reto, o que facilita a aplicação. A única exceção é a Equação 26. Nesse caso, o fator de atrito de trecho reto é calculado por meio da equação de Blasius (Equação 27), usada em regime turbulento para fluidos Newtonianos.

Ao observar as condições de aplicação das equações apresentadas na Tabela 3, pode-se observar que a faixa de aplicação da Equação 23 engloba o regime laminar, inclusive se fosse um caso de trecho reto, que possui regime laminar com um limite superior menor que de um trecho curvado.

Zhou e Shah (2004b) destacam que há uma concordância de resultados entre as Equações 24, 25 e 26.

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

<b>Autor</b>	<b>Correlações</b>	<b>Condições</b>	
White (1932)	$f_c = 0,08Re^{-0,25} + 0,012 \left(\frac{r}{R}\right)^{0,5}$ <p style="text-align: center;"><b>(23)</b></p>	$1.500 < Re < 10^5$	
Ito (1959)	$f_c = \frac{1}{4} \left(\frac{r}{R}\right)^{0,5} \left\{ 0,029 + 0,304 \left[ Re \left(\frac{r}{R}\right)^2 \right]^{-0,25} \right\}$ <p style="text-align: center;"><b>(24)</b></p>	$0,034 < Re(r/R)^2 < 300$	
Srinivasan <i>et al.</i> (1970)	$f_c = \frac{0,084(r/R)^{0,2}}{De^{0,2}}$ <p style="text-align: center;"><b>(25)</b></p>	$De_c < De < 14.000$	
Mishra e Gupta (1979)	$f_c = f_r + 0,0075 \left(\frac{r}{R}\right)^{0,5}$ <p style="text-align: center;"><b>(26)</b></p>	$f_r = \frac{0,079}{Re^{0,25}}$ <p style="text-align: center;"><b>(27)</b></p>	$4.500 < Re < 10^5$

Fonte: WHITE (1932) *apud* ALI (2001), Adaptado de ZHOU; SHAH (2004b).

## 2.6 Resumo dos Itens 2.2 a 2.5

Conforme apresentado nos itens 2.2 a 2.5, os fluidos podem ser classificados como Newtonianos ou não Newtonianos dependendo da relação que eles manifestam entre tensão e taxa de cisalhamento. A viscosidade dos fluidos é o que promove a resistência ao escoamento, podendo ser influenciada pela temperatura e pressão, dependendo do tipo de fluido.

O escoamento do fluido pode ser caracterizado pelo adimensional conhecido como número de Reynolds, que relaciona as forças inerciais e viscosas em diversas geometrias. Porém, quando se trata de um tubo curvado, outros adimensionais precisam ser considerados, tais como: razão de curvatura e número de Dean. A razão de curvatura é a relação do raio interno do tubo com o raio de onde esse é curvado. O número de Dean associa o número de Reynolds e a razão de curvatura, relacionando as forças inerciais, centrífugas e viscosas.

As forças centrífugas encontradas no escoamento de fluidos em tubos curvados levam à formação de vórtices, conhecidos como escoamento secundário. O escoamento é classificado como tal por ser perpendicular à direção desejada, axial, do escoamento primário. O escoamento secundário afeta diversos fenômenos como a transferência de calor e de massa, além da perda de carga, intensificando todos esses fenômenos. Além disso, o escoamento secundário é o responsável por estender o regime laminar no escoamento de fluidos em tubos curvados. Dessa forma, a razão de curvatura, que dá a característica da curvatura nos cálculos, é considerada tanto nas correlações de Reynolds crítico quanto nas de fator de atrito. Correlações de fator de atrito propostas para tubo enrolado proporcionam o cálculo da perda de carga nesse tipo de geometria.



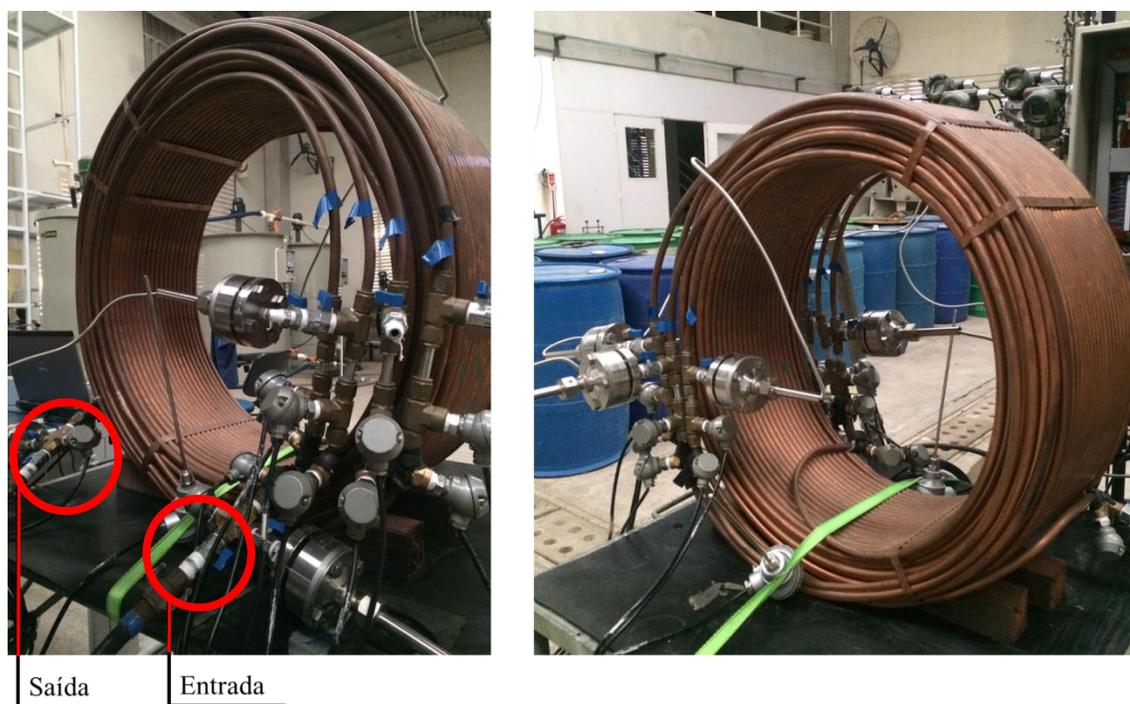
### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Conforme dito no Capítulo 1, um dos objetivos desse trabalho é construir uma unidade piloto de *coiled tubing*, sendo essa referida nessa dissertação como unidade CT. Desse modo, são apresentados os detalhes desta unidade e os equipamentos nela contidos, assim como todo o aparato experimental e o sistema de bombeio e controle de temperatura do fluido. O fluido usado nesse experimento também é descrito.

Ademais, uma metodologia de cálculo de perda de carga para o escoamento de fluidos em *coiled tubing* foi proposta nesse capítulo. Em seguida, foi descrita a forma como os experimentos foram conduzidos de modo a verificar essa metodologia sugerida. O método usado para calibração dos termopares também foi detalhado.

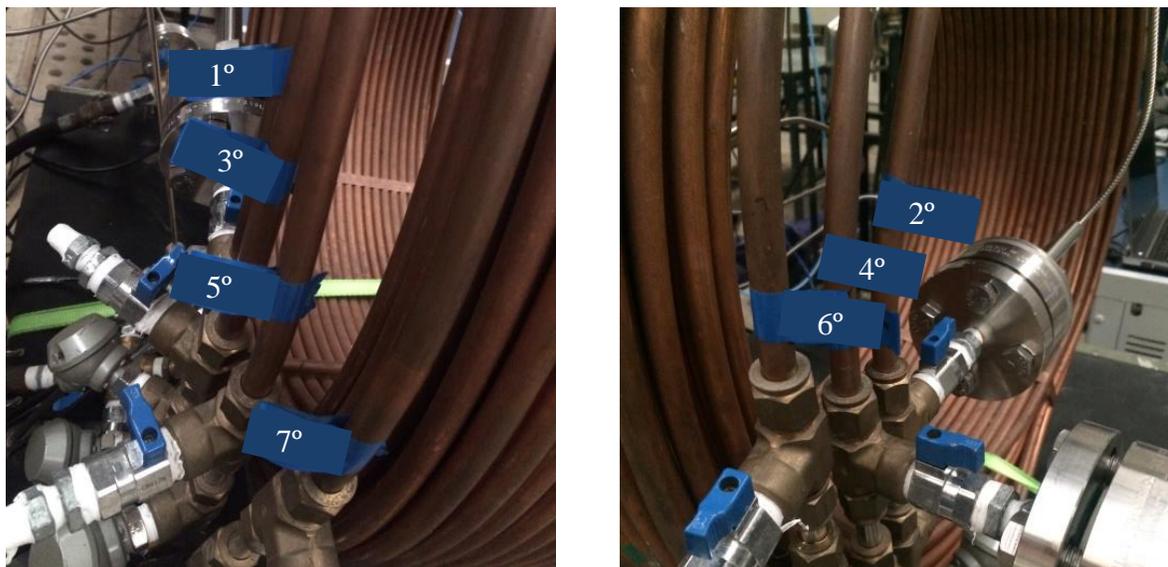
#### 3.1 Unidade CT

A importância da unidade CT se deve pelo fato de no caso real ser difícil a aquisição de dados mais minuciosos, que são de extrema importância quando se deseja avaliar correlações e criar uma metodologia capaz de descrever e prever algumas variáveis do processo. Por isso, nessa unidade procurou-se construir um aparato que fosse representativo, com várias camadas e onde nelas pudessem ser medidos dados de pressão e temperatura. A unidade tem oito camadas ao todo, sendo a primeira da entrada até o primeiro ponto, camada mais interna, e assim por diante até a oitava que é do sétimo ponto à saída, camada mais externa. A Figura 21 apresenta a unidade CT, dando destaque à entrada e à saída e às duas frentes da unidade.

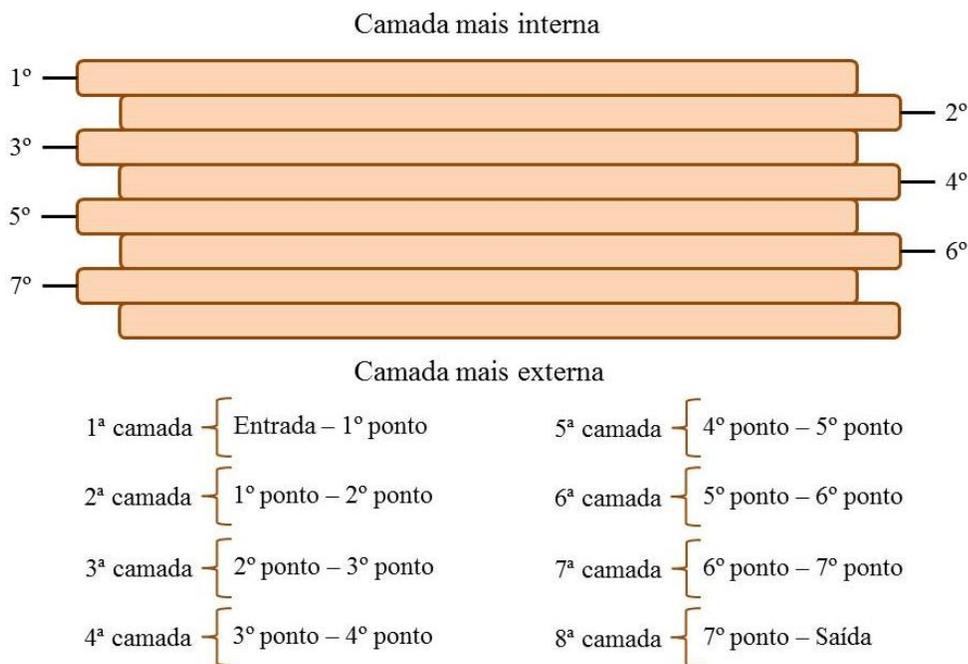


**Figura 21.** Foto das duas frentes da unidade CT.

Para facilitar a identificação de cada camada, etiquetas foram colocadas indicando o final da camada a que se referem e o início da próxima. Ou seja, no 1º ponto é quando a primeira volta é completada e, portanto, a primeira camada. Do 1º ponto ao 2º, tem-se a segunda camada e assim por diante. Todos os pontos ímpares ficam em uma face da unidade e os pares na outra, como pode ser observado na Figura 22. A Figura 23 é uma ilustração dos pontos destacados na unidade experimental, a entrada e saída não são indicadas nesse esquema.



**Figura 22.** Foto da unidade CT com destaque nas etiquetas que representam o fim das camadas.



**Figura 23.** Desenho ilustrativo dos pontos extremos das camadas.

### 3.1.1 Bobina

Com o objetivo de representar o conjunto flexitubo-carretel em uma escala menor, buscaram-se opções de tubo que fossem flexíveis e ao mesmo tempo bons condutores de calor. O tubo escolhido foi o tubo de cobre, pela sua flexibilidade e por ser bastante utilizado nos estudos de troca térmica em geometria espiral. Além disso, na escolha do diâmetro interno da bobina também se procurou atentar à similaridade da unidade piloto com a de um caso real (Apêndice B). Quanto à similaridade geométrica, a razão de curvatura foi o valor adimensional usado como parâmetro. Como a bobina de cobre tem oito camadas, conseqüentemente tem oito razões de curvatura que, nesse caso, variam de 0,014 a 0,018. Em comparação com um caso real que foi usado como base, a razão de curvatura de 0,014 também pode ser encontrada nesse caso real. Quanto à similaridade dinâmica, o adimensional usado foi o número de Reynolds no bombeio de água. A máxima ordem de grandeza alcançada pelo sistema atual quando se bombeia água é de  $10^4$  e essa é a menor ordem de grandeza no bombeio do mesmo fluido no caso real.

A Tabela 4 apresenta as especificações e dimensões da bobina de tubo de cobre da fabricante Termomecânica e a Figura 24 uma foto da bobina.

**Tabela 4.** Dados da bobina de tubo de cobre fornecidos pela fabricante.

<b>Tubo</b>		<b>Bobina</b>	
D <sub>padrão</sub> (in)	1/2	D <sub>interno</sub> (cm)	61,5
D <sub>externo</sub> (mm)	12,70	D <sub>externo</sub> (cm)	79,5
Espessura (mm)	0,79	Nº de camadas	8
Pressão de Trabalho (kgf/cm <sup>2</sup> )	54,78	Nº de voltas por camada	20



**Figura 24.** Bobina de tubo de cobre representando o *coiled tubing* numa escala piloto.

Além de algumas informações apresentadas na Tabela 5 fornecidas pela fabricante da bobina, a empresa também forneceu o valor de calor específico a 20°C (Cobre Fosforado – UNSC12200), sendo esse de 0,092 cal/g°C.

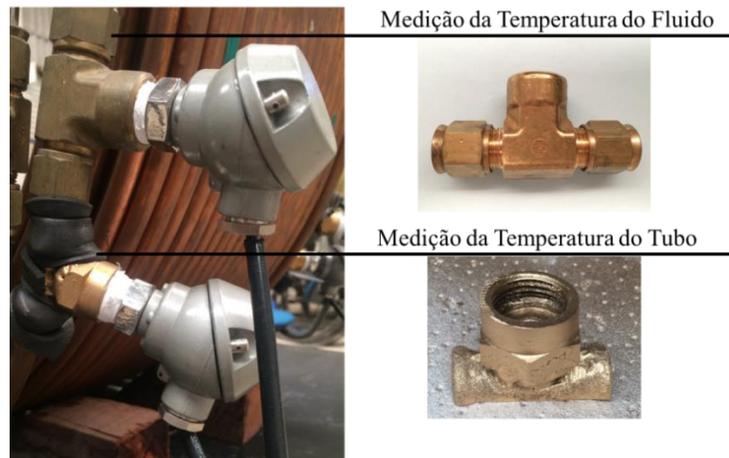
### 3.1.2 Termopar

Para a medição da temperatura, foram adquiridos vinte e dois termopares do tipo Pt-100 para medir a temperatura do metal e do fluido e dois para a aquisição da temperatura do ambiente. Todos os sensores foram fabricados por encomenda e possuem rosca de 1/2 in BSP. Os termopares usados para medir a temperatura do fluido e metal tem haste de 3 mm de espessura por 15 mm de comprimento e cabeçote miniatura. Já os termopares destinados para medição da temperatura ambiente possuem haste de 6 mm de espessura e 500 mm de comprimento e cabeçote do tipo jumo. A Figura 25 apresenta a foto dos dois tipos de termopares adquiridos.



**Figura 25.** Termopar do tipo Pt-100 para aquisição da temperatura (a) do fluido e metal e (b) do ambiente.

A detecção da temperatura é feita na extremidade da haste de cada Pt-100. Por isso, o tamanho da haste dos sensores para medir a temperatura do fluido foi escolhido de modo que, ao rosquear o sensor em uma conexão Te, a ponta da haste fique no centro do tubo. Para a temperatura do metal, conexões foram elaboradas no próprio laboratório de modo a permitir rosquear o Pt-100 até tocar na parede externa do tubo. Além disso, uma fita isolante foi colocada para envolver essas conexões para que o Pt-100, que mede a temperatura do metal, não sofra influência do ambiente. A Figura 26 apresenta as imagens de dois Pt-100 instalados na unidade, um para medir a temperatura do fluido e outro do metal e foto das conexões compradas e adaptadas no laboratório.



**Figura 26.** Termopares instalados em uma das camadas para medição da temperatura do fluido e do tubo.

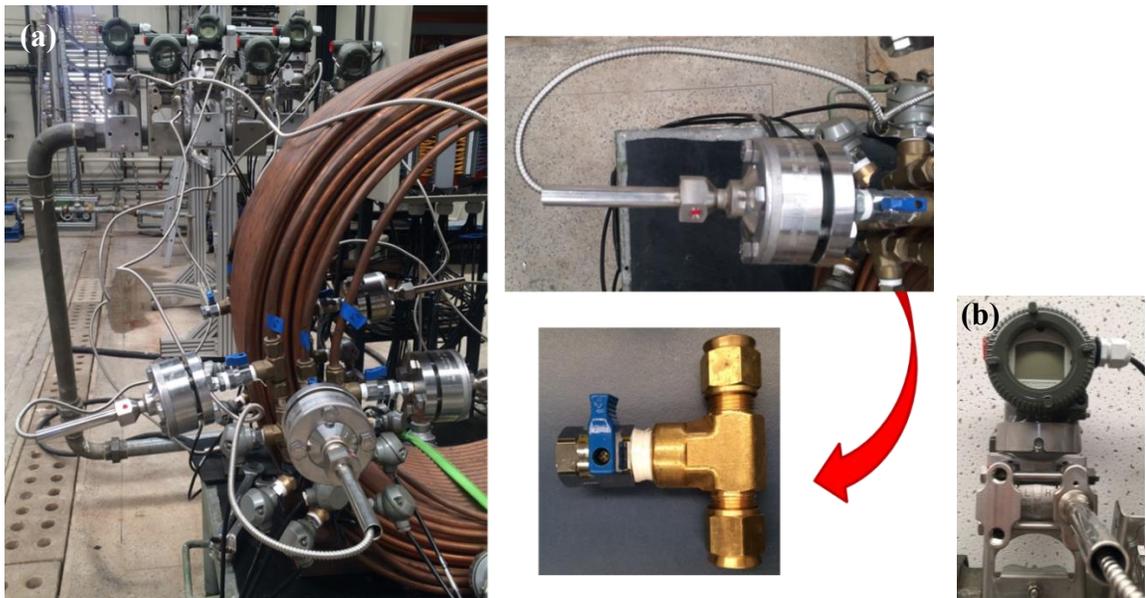
Quanto aos sensores para a medição da temperatura do ar, foi escolhido um tamanho maior para serem usados em um túnel de vento – projeto futuro sugerido – onde será colocada a unidade CT para controle da temperatura ambiente e verificação da convecção forçada causada pelo vento que passar pela unidade. A ideia seria poder colocar um sensor antes e outro depois da unidade CT para verificar possíveis mudanças de temperatura com a convecção forçada.

Nesse primeiro momento, dois sensores Pt-100 foram instalados em cada camada, um para medir a temperatura do fluido e outro para a do tubo. O mesmo foi feito também na entrada e saída da unidade CT. Apenas um sensor adquirido para verificar a temperatura ambiente foi utilizado.

### 3.1.3 Transmissores de Pressão

Com o intuito de acompanhar a pressão em diferentes camadas da unidade CT, foram adquiridos seis transmissores de pressão manométrica. O fato de serem manométricos permite o cálculo de uma variedade de combinações de queda de pressão nos diferentes pontos da linha. Nove válvulas esfera foram acopladas à bobina, sete nas extremidades das camadas, uma na entrada e outra na saída. Em cada válvula foi colocado um flange que é usado para conectar o transmissor de pressão ao local onde se deseja medir, como apresentado na Figura 27a. A colocação desses flanges facilita a troca dos transmissores de posição, visto que são seis transmissores e nove locais possíveis e desejáveis de serem medidas as pressões.

Os transmissores adquiridos possuem selo remoto, que permite que a pressão do fluido seja medida sem que o fluido entre em contato com a cabeça do transmissor. A escolha desse tipo de transmissor foi visando o estudo futuro que será feito com fluidos não Newtonianos, como fluidos poliméricos e pasta de cimento, que no caso, é bem abrasiva. Os transmissores são da empresa Yokogawa e a faixa de calibração deles foi de 0 a 24 bar. Os valores de pressão podem ser lidos por meio de um *display* (Figura 27b).



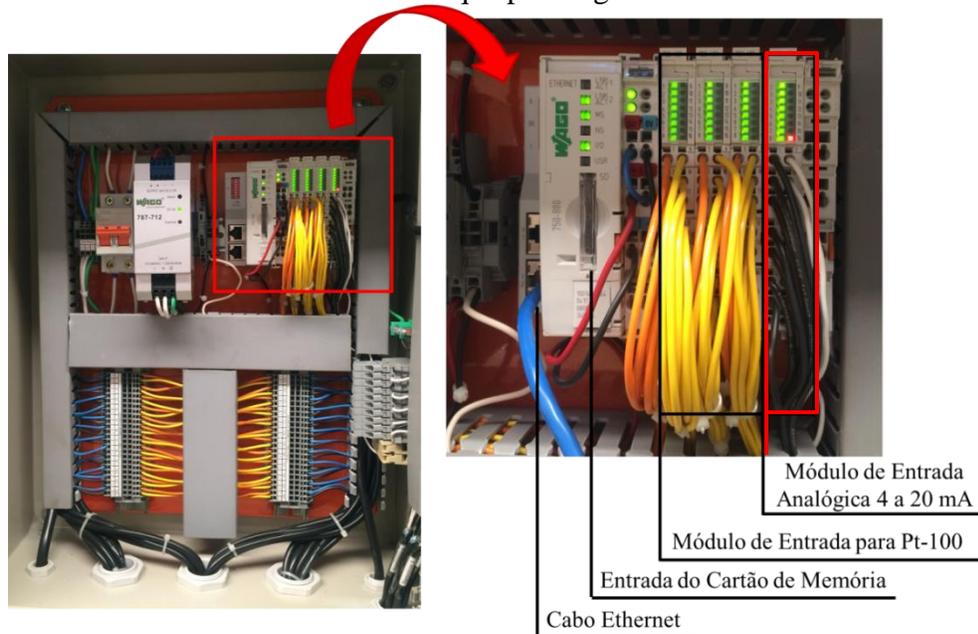
**Figura 27.** (a) Transmissores de pressão manométrica instalados na unidade CT e válvula esfera; (b) *Display* de um transmissor de pressão.

### 3.1.4 Aquisição dos Dados

Para acompanhamento dos dados de temperatura por meio dos sensores Pt-100 foi necessária a instalação de módulos de aquisição visto que eles não possuem *display*. Esses sensores fornecem a medida de temperatura por meio de uma relação com a resistência elétrica dos fios metálicos neles presente, que nesse caso é de platina (Pt). Os fios conectados no cabeçote são ligados a três módulos (da empresa Wago), de oito canais cada, com entradas para as termorresistências ou RTDs (sigla em inglês para *Resistance Temperature Detector*). Para visualização da temperatura ao longo de cada experimento e aquisição dos dados, um *software* foi desenvolvido pela empresa PMP soluções, permitindo uma fácil interface entre o operador e os dados lidos pelos equipamentos instalados. O programa permite o salvamento dos dados em intervalos de segundos, minutos ou horas.

Visando aprimorar o acompanhamento dos dados nos experimentos, um módulo de entrada analógica de 4 a 20 mA foi adquirido para que pudessem ser instalados nele os transmissores de pressão e o medidor de vazão. Esse módulo possui oito entradas, porém somente sete estão sendo usadas, seis com os transmissores e uma com o medidor de vazão. Com isso, dados de pressão e vazão também são visualizados por meio do *software* e salvos. Todos os resultados são salvos em um cartão de memória que fica no CLP (Controlador Lógico Programável) ou, mais conhecido na sigla em inglês, PLC (*Programmable Logic Controller*). A comunicação entre os módulos e o *software* no computador é feita por meio de cabo ethernet.

A Figura 28 é uma foto do PLC com destaque para alguns itens.



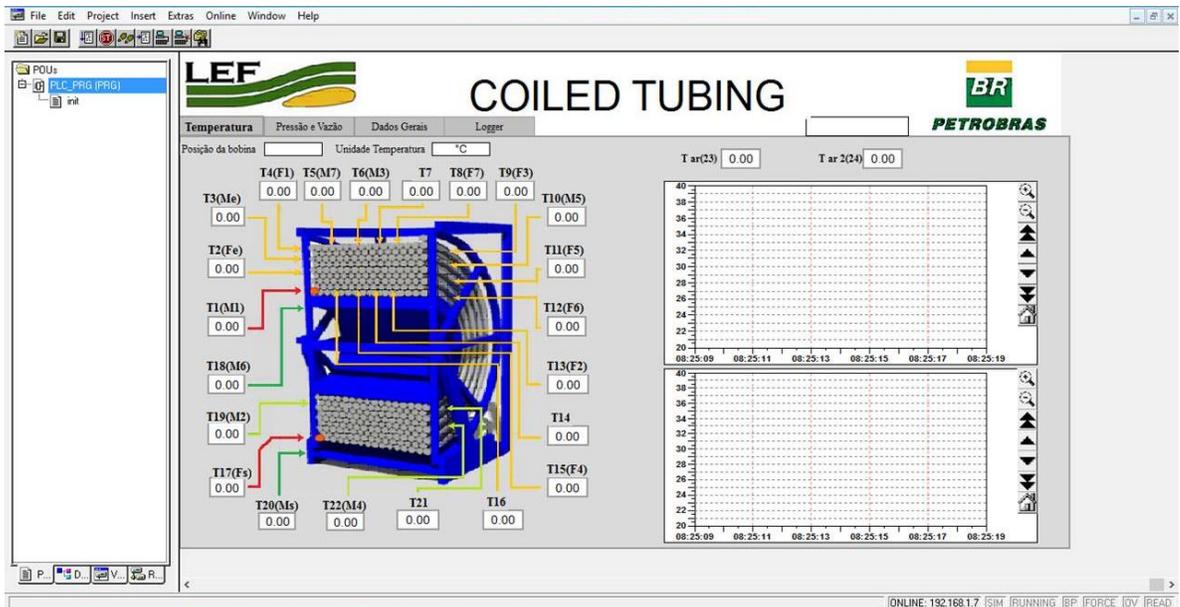
**Figura 28.** PLC com módulos de aquisição de dados de temperatura, pressão e vazão.

No *software* instalado no computador, quatro interfaces podem ser acompanhadas durante a realização de um experimento. A primeira é a de temperatura (Figura 29a), onde os valores de temperatura medidos são indicados, assim como gráficos de temperatura com o tempo. Na segunda interface (Figura 29b), dados de vazão e pressão são lidos e exibidos em gráficos com o

tempo. A terceira interface (Figura 29c) foi construída visando trabalhos futuros com controle e medição de condições ambientes e análise da reologia de fluidos não Newtonianos, onde essa interface permitiria a entrada manual desses dados. A última interface, *Logger* (Figura 29d), é o local onde todos os dados medidos são expostos, onde o nome do arquivo é definido e o início e final da aquisição dos dados são comandados. Além disso, é onde se define o intervalo de aquisição dos dados: segundo, minuto ou hora.

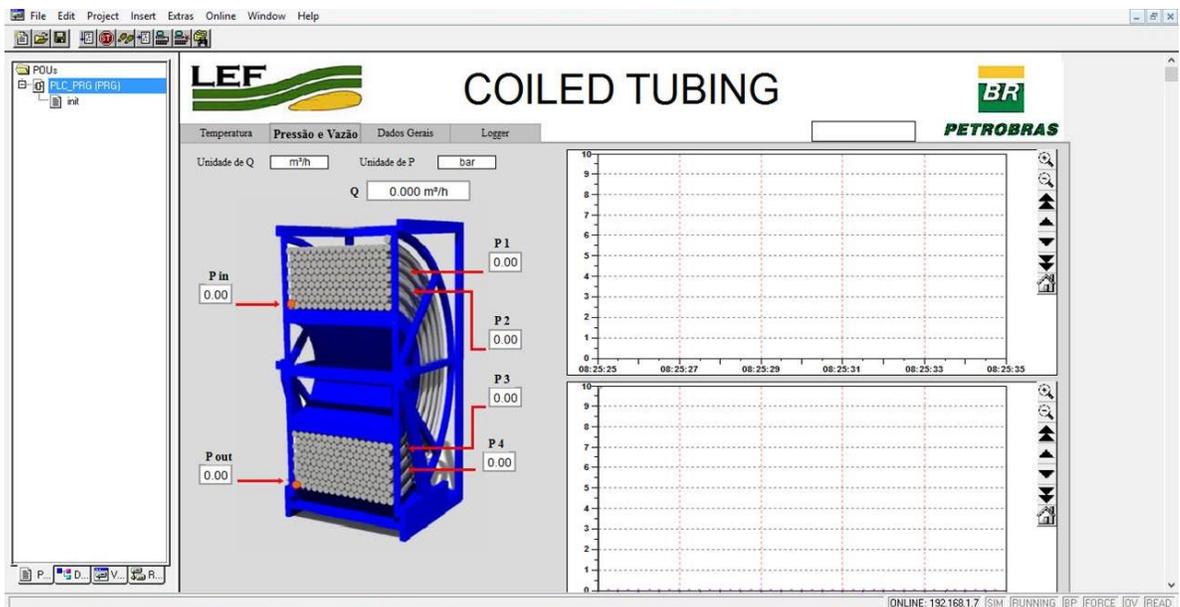
### Aba de Temperatura

(a)



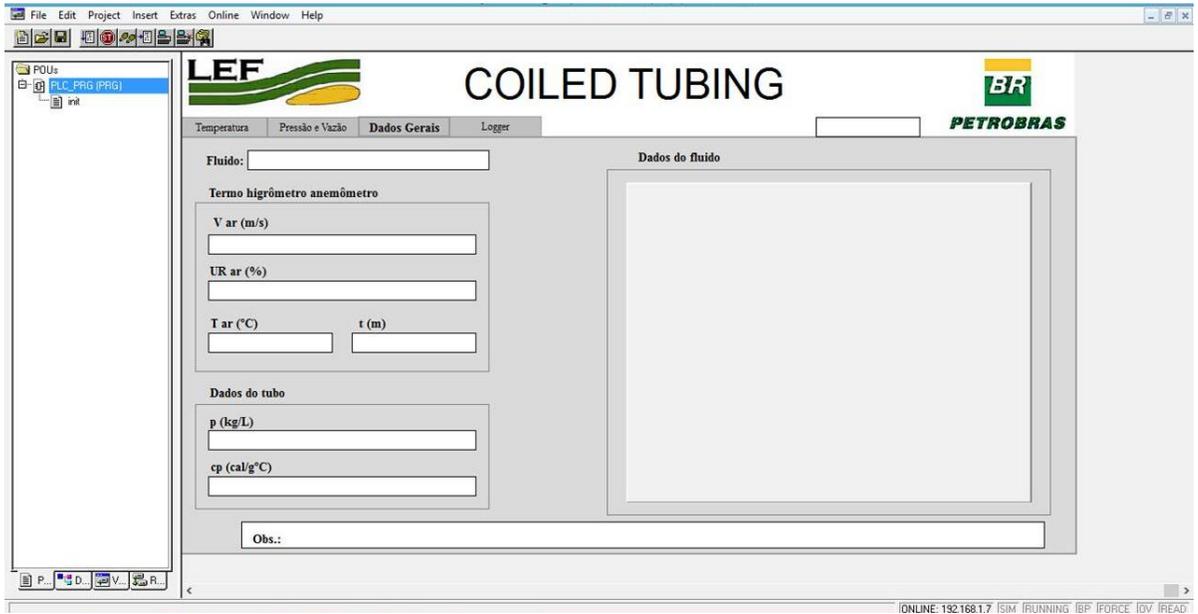
### Aba de Pressão e Vazão

(b)



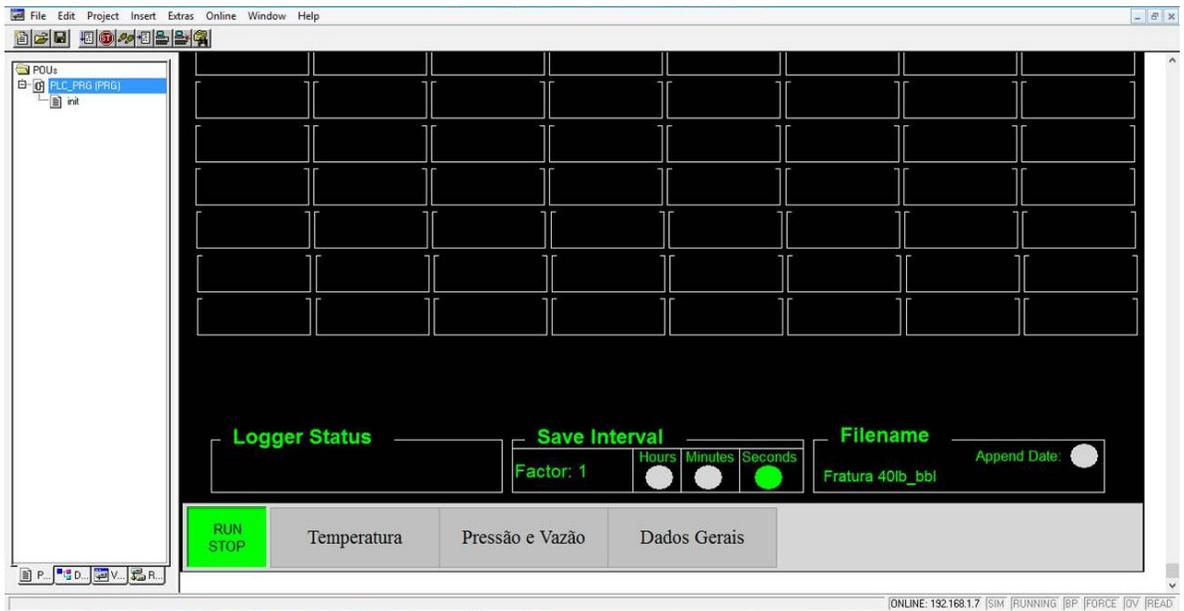
## Aba de Dados Gerais

(c)



## Aba de Registro

(d)

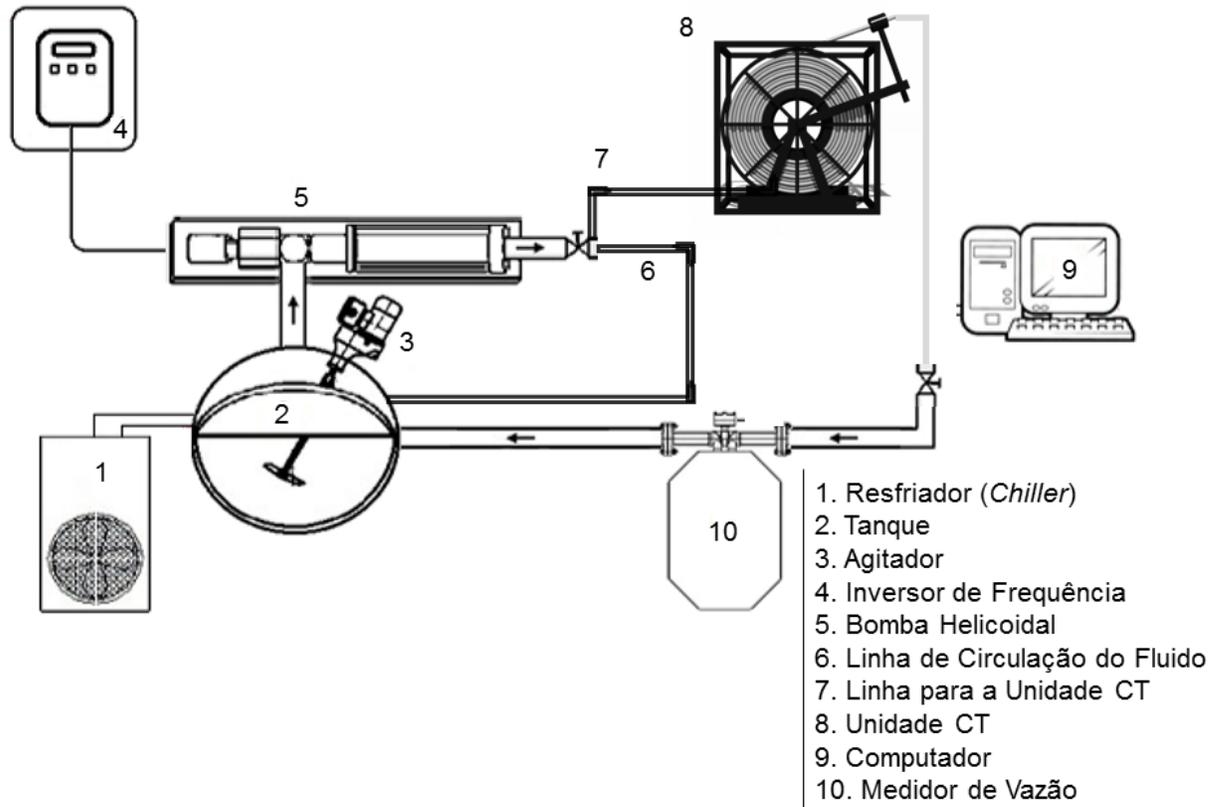


**Figura 29.** Interfaces do *software* com as abas de: (a) temperatura; (b) pressão e vazão; (c) dados gerais e (d) logger.



### 3.2 Unidade Experimental

A unidade CT foi instalada a um sistema de bombeio composito, dessa forma, toda a unidade experimental. A Figura 30 ilustra por meio de um desenho esquemático a unidade experimental.

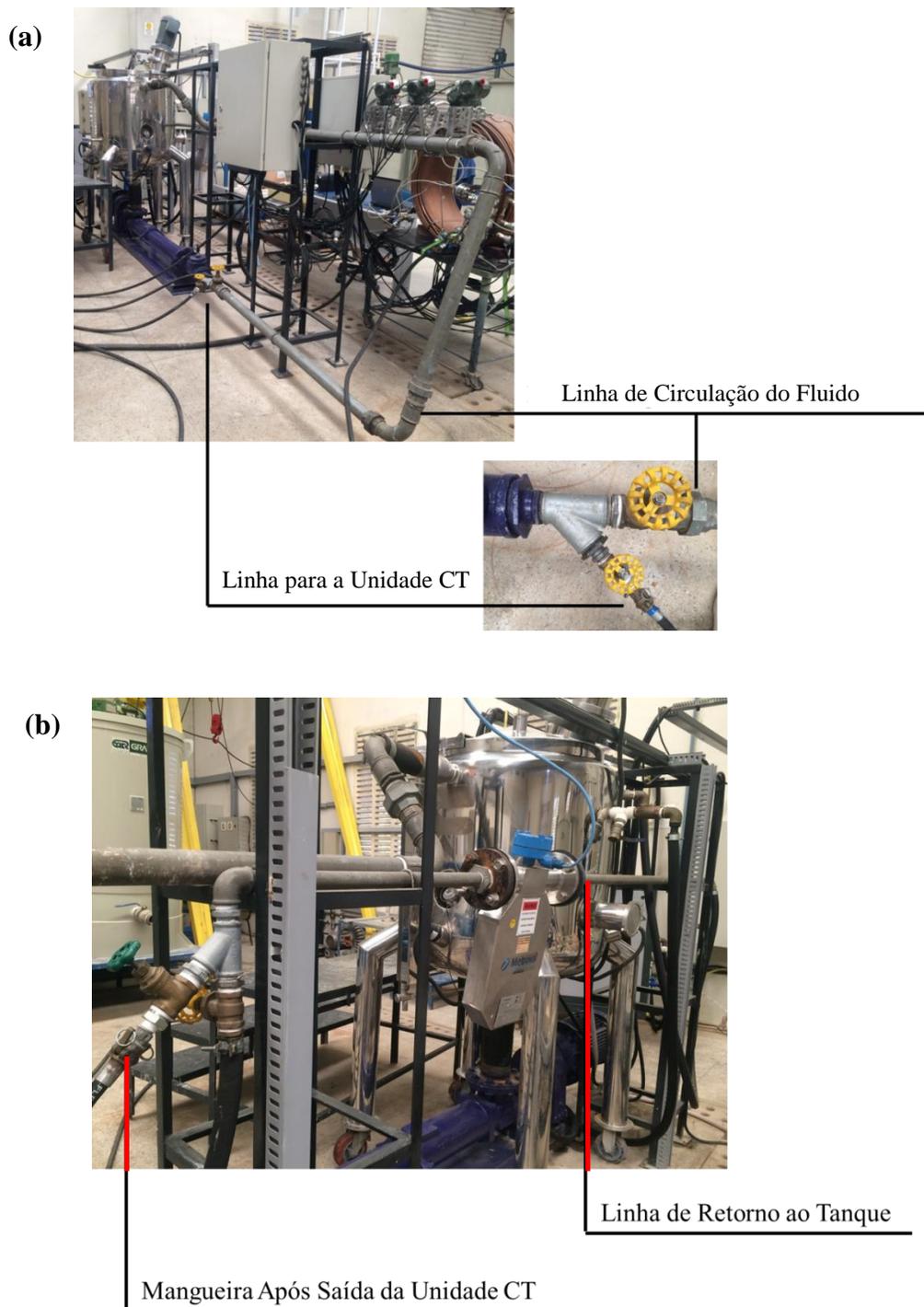


**Figura 30.** Desenho esquemático da unidade experimental.

Para melhor entendimento do caminho do fluido durante um experimento, os itens da legenda da Figura 30 serão apontados entre colchetes no texto.

O fluido é adicionado ao tanque [2] que possui um sistema de agitação [3] e uma camisa para controle de temperatura. O sistema de controle de temperatura é composto por três resistências, acopladas à camisa do tanque e um *chiller* [1], com sistema de bombeio para essa camisa. Após o controle da temperatura do fluido, seu fluxo é iniciado por meio de uma bomba de deslocamento positivo [5]. A rotação da bomba e, conseqüentemente, a vazão do fluido, é controlada por meio de um inversor de frequência [4]. A bomba desloca o fluido para uma tubulação de aço de 2 in, que é a linha de circulação do fluido [6] (Figura 31a), e, por meio de duas válvulas, o fluido é direcionado à unidade CT [8]. A válvula da linha de circulação também é usada para auxílio do controle de vazão, pois permite ou não a passagem do fluido para essa linha, alterando a vazão que vai para a linha da unidade CT [7]. Após a saída dessa unidade, o fluido passa por um medidor de vazão [10] retornando, em seguida, ao tanque. O fluido esco

nesse circuito fechado. A Figura 31 (a e b) apresenta fotos com destaque para essas manobras presentes para escoamento do fluido para a unidade CT e retorno ao tanque.



**Figura 31.** Fotos da unidade experimental com destaque para linha (a) antes e (b) depois da unidade CT.

Os equipamentos e materiais contidos na unidade experimental serão mais detalhados nos subitens 3.2.1 a 3.2.4.

### 3.2.1 Tanque

O tanque (Figura 32) é feito de aço inox e é composto por uma camisa para controle de temperatura e um sistema de agitação. A rotação do agitador é controlada por um inversor de frequência. A capacidade do tanque é de 200 L.

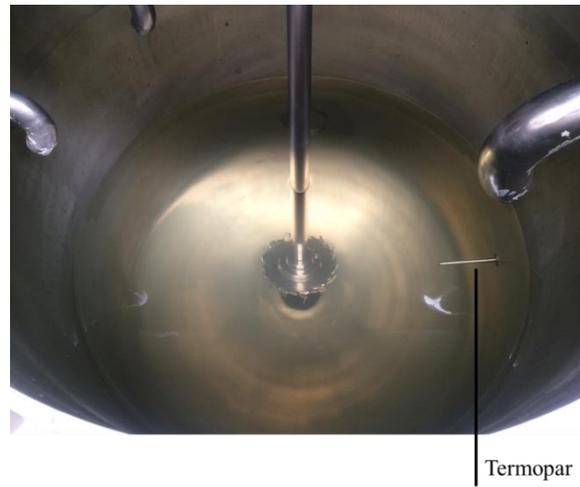


**Figura 32.** Foto do tanque.

### 3.2.2 Sistema de controle de temperatura

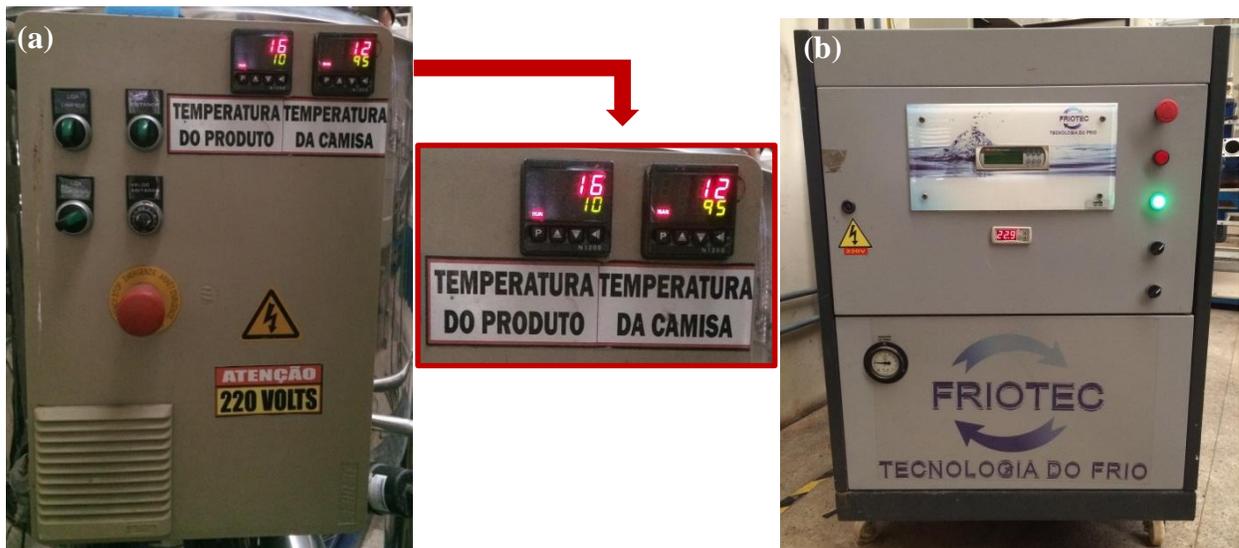
A temperatura é controlada por meio de um sistema de aquecimento e resfriamento. O aquecimento é obtido com a ação de três resistências elétricas de 5000 kW. Já o resfriamento é realizado por um *chiller* com potência de 15.000 kcal/h . Para facilitar o controle de temperatura, uma adaptação foi realizada nesses equipamentos de modo que ambos os sistemas trabalhassem de forma acoplada. Isto é, após a determinação da temperatura de *setpoint*, temperatura desejada, o atraque dos contadores da resistência ou *chiller* é feito conforme a necessidade para alcance do *setpoint*. Em outras palavras, esse é um sistema *on/off*.

A temperatura do fluido, a qual se deseja controlar, é medida por meio de um termopar presente dentro do tanque, conforme mostrado na Figura 33.



**Figura 33.** Foto do interior do tanque com destaque para o termopar para o fluido.

Seis temperaturas podem ser lidas em *display*: a do *chiller* (Figura 34b), da camisa do tanque e do fluido (produto) dentro do tanque (Figura 34a); sendo três delas, temperaturas medidas e três temperaturas escolhidas como *setpoint*. A Figura 34 apresenta as fotos do quadro de controle do tanque (a) e do *chiller* (b).



**Figura 34.** Foto (a) do quadro de controle acoplado ao tanque e (b) do *chiller*.

Em ambos os *displays* acoplados ao tanque (Figura 34a), as temperaturas que estão em vermelho são as temperaturas que estão sendo medidas e as em verde as que foram determinadas como *setpoint*, no produto (fluido) e na camisa (fluido de refrigeração e aquecimento dentro da camisa do tanque). O *setpoint* da camisa indica o limite máximo que a temperatura do fluido da camisa pode chegar para tentar alcançar a temperatura de *setpoint* do fluido dentro do tanque. O

valor de 95°C foi escolhido, visto que o fluido de aquecimento e refrigeração é a água. No *chiller* um *setpoint* mínimo também foi determinado para evitar o congelamento da água.

### 3.2.3 Bomba do sistema

A bomba utilizada no sistema é de deslocamento positivo e possui potência de 25 HP. Essa é uma bomba de alta vazão (20 m<sup>3</sup>/h), porém, por meio de um inversor de frequência é possível alterar a rotação do eixo da bomba mudando, assim, a vazão do sistema. Quanto à pressão, sua capacidade máxima é de 12 kgf/cm<sup>2</sup> de pressão de recalque.

Essa bomba foi dimensionada para o sistema descrito por Paraiso (2011) e o uso dela no estudo dessa dissertação, apesar de ser um limitante, foi fundamental para dar início aos estudos nessa nova unidade. A limitação referida é o bombeio em vazões maiores que as aplicadas nesse trabalho, visto que o sistema CT gera uma alta perda de carga, requerendo pressão de bombeio maior que 12 kgf/cm<sup>2</sup>. A Figura 35 apresenta a foto da bomba descrita (a) e do inversor de frequência (b).

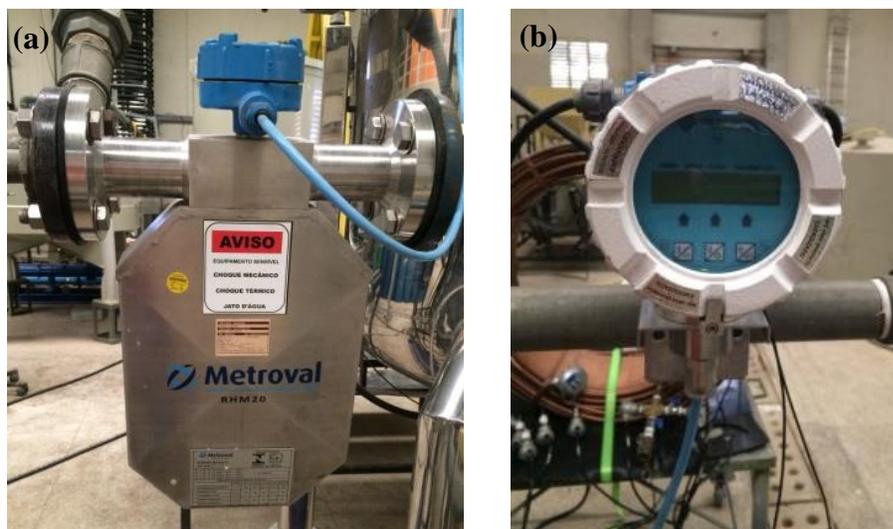


**Figura 35.** Foto (a) da bomba de deslocamento positivo e (b) do inversor de frequência.

Dados da capacidade dos equipamentos apresentados nos itens 3.2.1 a 3.2.3 foram retirados da dissertação de Paraiso (2011). Isso se deve ao fato desses equipamentos terem sido adquiridos para o projeto do autor.

### 3.2.4 Medidor de Vazão

A medição da vazão foi feita por meio de um medidor de vazão mássico, que verifica o fluxo de massa por efeito Coriolis. O equipamento é da empresa Metroval e o modelo é o RHM 20. A escolha desse medidor de vazão se deve ao fato da precisão fornecida pelo equipamento e por ser bastante usado nos projetos do mesmo laboratório. Além da vazão, o medidor também fornece a densidade do fluido e a temperatura, que podem ser lidas por meio de um *display*. A Figura 36 apresenta a foto do medidor de vazão e do seu *display*, respectivamente.



**Figura 36.** Foto (a) do medidor de vazão e (b) do seu *display*.

Para critério de acompanhamento dos dados, utilizou-se o canal de saída analógica dos dados de vazão. Esse foi acoplado ao mesmo módulo de aquisição dos transmissores de pressão (descrito em 3.1.4) para que, desse modo, os valores de vazão também fossem salvos ao longo do tempo.

### 3.3 Fluido

O planejamento, dimensionamento e montagem da unidade CT foi uma importante etapa na elaboração desse trabalho e teve por objetivo poder medir pressão, temperatura e avaliar o comportamento dos fluidos, entre outros detalhes que não podem ser verificados em um estudo de caso. Sabe-se que fluidos que são normalmente bombeados na operação de abandono de poços são: água industrial, fluidos de deslocamento e pasta de cimento, sendo o primeiro, Newtoniano, e os dois últimos, não Newtonianos.

Como esse trabalho dá início a uma análise experimental de escoamento de fluidos em CT, em escala piloto, decidiu-se por utilizar o fluido mais simples dentre os citados no parágrafo anterior, a água. A água foi escolhida por ser um fluido Newtoniano, com propriedades físico-químicas bem conhecidas e por ter viscosidade modificada apenas com a temperatura. Apesar da água não gerar tanto atrito quanto uma pasta de cimento, usá-la para ter um primeiro entendimento e conhecimento de uma unidade piloto é de suma importância.

### 3.4 Metodologia de Cálculo

#### 3.4.1 Perda de Carga

O objetivo desta seção é apresentar a metodologia usada para prever a perda de carga no escoamento de fluidos em tubos enrolados. Como os fluidos reais apresentam certa viscosidade, o atrito destes com a parede de uma tubulação faz com que eles dissipem energia em forma de calor, gerando aquecimento do fluido. No escoamento de pastas de cimento, por exemplo, esse

aquecimento do fluido pode provocar mudanças nas suas propriedades físico-químicas, além de poder alterar o tempo de cura, o que é prejudicial para a cimentação. Sabendo disso, um dos objetivos desse trabalho é avaliar uma metodologia para prever a perda de carga em uma unidade experimental que possa representar o que ocorre em uma situação no campo. A previsão da perda de carga também tem sua importância no dimensionamento da pressão de bombeio. Nesse trabalho, será verificada a perda de carga quando água está sendo escoada, mas a principal mudança na metodologia de cálculo entre água e pasta de cimento é a correlação de fator de atrito que será usada.

A Equação 28 é a representação da energia mecânica para fluidos incompressíveis, reais, ou seja, que apresentam viscosidade, e que escoam do ponto 1 ao 2 em escoamento permanente. Essa equação é conhecida como Equação de Bernoulli modificada (FOX *et al.*, 2006).

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{\langle v_1 \rangle^2}{2g} + z_1 - h_t = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\langle v_2 \rangle^2}{2g} + z_2 \quad (28)$$

$$h_t = h_d + h_s \quad (29)$$

sendo  $P$  pressão,  $\rho$  densidade do fluido,  $g$  aceleração da gravidade,  $\langle v \rangle$  velocidade média,  $z$  altura,  $h_t$  perda de carga por atrito total,  $h_d$  perda de carga distribuída e  $h_s$  perda de carga localizada.

Sabendo-se que a altura da entrada ( $z_1$ ) é igual a da saída ( $z_2$ ) da unidade CT (Figura 21 – 3.1), que o diâmetro é o mesmo ao longo de todo o tubo e, portanto, a velocidade média é a mesma e considerando que o trecho de tubo não tem acidentes, chega-se a Equação 30.

$$h_d = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad (30)$$

A perda de carga distribuída ( $h_d$ ) pode ser calculada por meio da Equação 31 que é similar à Equação 15 (seção 2.5), sendo que para o fator de atrito de Fanning.

$$h_d = 4f \frac{L \langle v \rangle^2}{D 2g} \quad (31)$$

sendo  $f$  fator de atrito de Fanning,  $L$  comprimento do tubo,  $D$  diâmetro do tubo,  $\langle v \rangle$  velocidade média,  $g$  aceleração da gravidade.

Igualando as Equações 30 e 31 e isolando o fator de atrito de Fanning, chega-se a Equação 32, que será considerada a forma como se calculará o fator de atrito experimental de Fanning.

$$f = \frac{\Delta P D}{2\rho L \langle v \rangle^2} \quad (32)$$

Com dados experimentais de queda de pressão ( $\Delta P$ ) e vazão ( $Q$ ), pode-se encontrar o fator de atrito experimental (Equação 32). Tendo em vista que o diâmetro do tubo da unidade CT é o mesmo, a velocidade média ( $\langle v \rangle$ ) pode ser calculada por meio da Equação 33.

$$\langle v \rangle = \frac{Q}{\pi r^2} \quad (33)$$

sendo  $r$  o raio interno do tubo.

A partir do cálculo de fator de atrito experimental será possível avaliar as correlações de fator de atrito apresentadas nas Tabelas 3 e 4 (seção 2.5.2.1). A avaliação será feita por meio da comparação entre os valores de fator de atrito experimental e os calculados para diferentes razões de curvatura ( $r/R$ ).

Após a avaliação de correlações de fator de atrito e verificação da melhor correlação, a queda de pressão total e das camadas será avaliada. Como o foco do projeto é um sistema CT real, é importante levar em consideração que, nesse caso, o diâmetro da tubulação pode variar (Apêndice B). Essa variação leva a alteração da velocidade do escoamento, para que seja mantida a vazão constante, atendendo ao princípio da equação da continuidade em escoamento de fluidos incompressíveis. Além disso, diversas camadas de tubo podem ser formadas e a mudança de camada alterará a razão de curvatura que, conseqüentemente, alterará o fator de atrito. Portanto, para que essa alteração seja levada em consideração, o cálculo da perda de carga total será calculado como um somatório das perdas de carga em cada camada. No caso de haver uma mudança de diâmetro e velocidade, esse somatório se abre na camada em que isso ocorrer. Levando em conta essas considerações, a proposta de cálculo para a perda de carga total é apresentada na Equação 34.

$$\left(\frac{\Delta P}{\rho g}\right) = \left(2f_1 \frac{L_1}{D} \frac{v^2}{g}\right)_{1^a \text{ cam.}} + \left(2f_2 \frac{L_2}{D} \frac{v^2}{g}\right)_{2^a \text{ cam.}} + \dots + \left(2f_n \frac{L_n}{D} \frac{v^2}{g}\right)_{n\text{-ésima cam.}} \quad (34)$$

Medir o diferencial de pressão em algumas camadas e poder comparar o valor calculado com o obtido experimentalmente permitirá avaliar o método proposto para o cálculo da perda de carga total.

Um detalhe importante que também será verificado é o regime de escoamento no qual o fluido escoará. Correlações de número de Reynolds críticos apresentadas na Tabela 2 e de número de Dean crítico (Equação 14) serão avaliadas. A determinação experimental do momento de transição do regime laminar para turbulento será feita por meio do gráfico de queda de pressão ( $\Delta P$ ) versus vazão ( $Q$ ). A mudança de inclinação da curva será o indicativo avaliado para mudança do regime de escoamento.

Todas as análises feitas entre valores experimentais e calculados por correlações serão descritas por meio do erro percentual absoluto (Equação 35).

$$\text{Erro Percentual Absoluto (\%)} = \frac{|\text{Valor experimental} - \text{Valor calculado}|}{\text{Valor experimental}} \times 100 \quad (35)$$

O valor experimental é o valor de referência e o calculado o qual se deseja verificar.

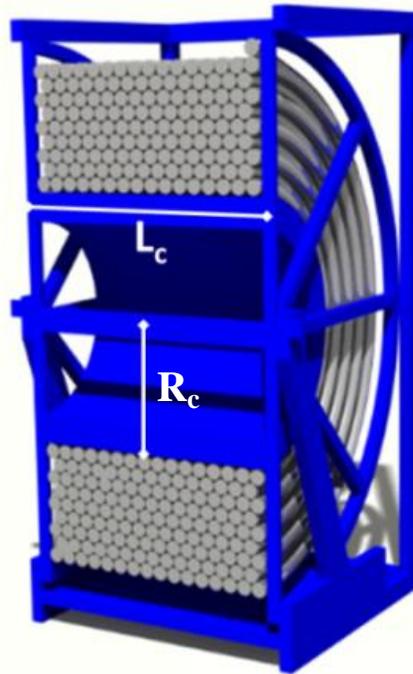


### 3.4.2 Geometria do Tubo por Camada

Esse t3pico apresenta a maneira como se prop3e calcular o n3mero de camadas e o comprimento de flexitubo em cada camada, para que seja poss3vel a determina33o da perda de carga em um sistema CT em escala real. A mesma metodologia foi usada para o c3lculo do comprimento de cada camada na unidade piloto, visto que o n3mero de camadas, nesse caso, j3 3 algo conhecido.

#### 3.4.2.1 N3mero de Camadas no Carretel e Comprimento do Tubo por Camada

Como foi visto na se33o 3.4.1, o c3lculo da perda de carga ser3 feito por meio de um somat3rio das perdas por atrito em cada camada. Portanto, 3 preciso determinar o n3mero de camadas que se formar3o para um dado comprimento do tubo em uma dada geometria de carretel ou bobina. Sabendo que o carretel 3 cil3ndrico, a Figura 37 o representa indicando o seu raio ( $R_c$ ) e largura ( $L_c$ ).



**Figura 37.** Desenho Ilustra33o de corte de conjunto carretel-flexitubo.

Antes de analisar o n3mero de camadas 3 preciso determinar o comprimento de tubo que h3 em cada camada. Considerando a primeira camada de flexitubo, que possui raio externo indicado por  $r_{ext}$ , o n3mero de voltas ( $N_v$ ) que pode ser dado de flexitubo no carretel est3 apresentado na Equa33o 36.

$$N_v = \frac{L_c}{2r_{ext}} \quad (36)$$

O perímetro de um cilindro é  $2\pi R$ , contudo, sabendo que a parede do flexitubo possui uma dada espessura, considerou-se  $R$  igual ao raio de curvatura apresentado na Equação 5, porém utilizando o raio externo do flexitubo ( $r_{ext}$ ) ao invés do interno ( $r$ ) (Equação 37).

$$\frac{r}{R} = \frac{r}{R_c + (2 \cdot N - 1)r_{ext}} \quad (37)$$

Portanto, o comprimento necessário para dar uma volta dele no carretel foi considerado  $2\pi(R_c + r_{ext})$ . Visto isso, o comprimento de flexitubo usado para completar a primeira camada é o produto deste perímetro ( $2\pi(R_c + r_{ext})$ ) com o número de voltas (Equação 36) conforme a Equação 38.

$$L_1 = \frac{L_c}{2r_{ext}} 2\pi(R_c + r_{ext}) \quad (38)$$

Para a segunda camada em diante, considerou-se que os tubos da camada seguinte têm seus raios na mesma direção dos raios dos tubos da camada anterior, como representado na Figura 38.



**Figura 38.** Corte de duas camadas de flexitubos alinhados.

Depois de feita a consideração representada na Figura 38, a segunda camada terá um novo perímetro a ser percorrido em cada volta, sendo este  $2\pi R$ , com  $R = R_c + 3r_{ext}$ . Portanto, pode-se generalizar o comprimento do tubo usado na  $N$ -ésima camada como indicado na Equação 39.

$$L_N = \frac{L_c}{2r_{ext}} 2\pi[R_c + (2N - 1)r_{ext}] = L_c\pi \left[ \frac{R_c}{r_{ext}} + (2N - 1) \right] \quad (39)$$

Ao serem feitas suposições de valores de raio, comprimento e número de camadas, observou-se que os valores de comprimento de cada camada seguem uma progressão aritmética (P.A.), onde a razão, constante que se é adicionada a cada termo, é  $2\pi L_c$ . Numa progressão aritmética, o último termo ( $a_n$ ) pode ser encontrado por meio da Equação 40, sendo  $a_1$  o primeiro termo,  $n$  o número de termos e  $r_a$  a razão.

$$a_n = a_1 + (n - 1)r_a \quad (40)$$

Considerando o primeiro termo igual a  $L_1$  (Equação 38), o número de termos ( $n$ ) igual ao número de camadas ( $N$ ) e a razão ( $r_a$ ) sendo  $2\pi L_c$ , chegou-se a mesma equação generalizada para o comprimento de flexitubo na  $N$ -ésima camada representada pela Equação 39. Tendo sido confirmada a progressão aritmética do comprimento das camadas, a Equação 41, que indica a soma de todos os termos de uma P.A. ( $S_n$ ), pode ser aplicada para determinar o número de

camadas que são formadas num carretel, a partir do comprimento de tubo total  $L_T$  ou vice-versa (Equação 42).

$$S_n = \frac{[(a_1 + a_n)n]}{2} \quad (41)$$

$$L_T = \pi L_c \left[ \left( N \frac{R_c}{r_{ext}} \right) + N^2 \right] \quad (42)$$

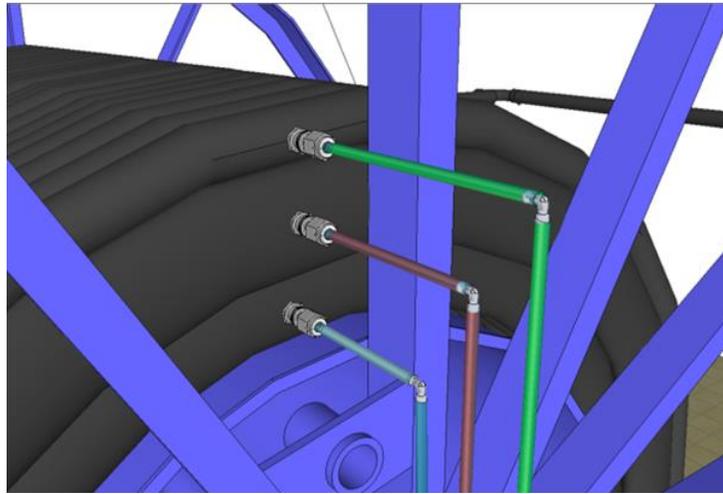
No caso da unidade piloto, sabe-se o número de camadas e encontra-se o comprimento de tubo total; porém, para um caso real onde se sabe somente o comprimento do tubo, o inverso é feito.

### 3.5 Metodologia Experimental: Teste de Perda de Carga

O principal objetivo do teste de perda de carga é poder avaliar correlações de fator de atrito e a metodologia adotada para a previsão dessa perda. Como a unidade é composta de seis transmissores de pressão, mas nove pontos onde essa pressão pode ser medida (entrada, saída e mais sete pontos), decidiu-se por posicionar os transmissores pulando um ponto de medição. Desse modo, apenas o resultado de cinco transmissores serão usados. Tendo em vista que os transmissores de pressão são manométricos, calculou-se o diferencial de pressão a cada duas camadas e o diferencial de toda a unidade CT. As posições nas quais os transmissores de pressão manométrica foram colocadas, assim como, as camadas às quais cada diferencial de pressão se refere, são indicadas na Tabela 5 e a Figura 39 ilustra a instalação dos transmissores nos extremos das camadas.

**Tabela 5.** Posições dos transmissores de pressão e duplas camadas avaliadas.

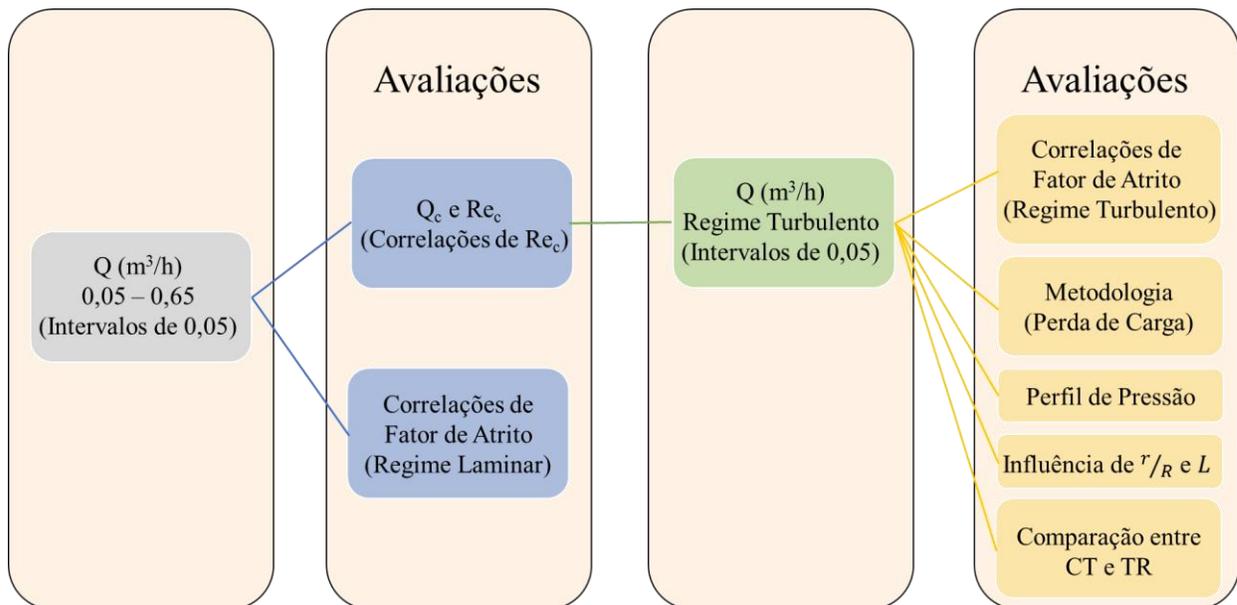
Posições	Local de Medição de Pressão	Diferencial de Pressão de Duplas Camadas
Entrada	X	
1		1 <sup>a</sup> e 2 <sup>a</sup> camada
2	X	
3		3 <sup>a</sup> e 4 <sup>a</sup> camada
4	X	
5		5 <sup>a</sup> e 6 <sup>a</sup> camada
6	X	
7		7 <sup>a</sup> e 8 <sup>a</sup> camada
Saída	X	



**Figura 39.** Representação das camadas e tomadas de pressão sugeridas.

Tendo os transmissores posicionados, foi necessária a escolha das vazões nas quais seriam feitas as leituras das pressões. A menor vazão foi de  $0,05 \text{ m}^3/\text{h}$ . Quanto ao limite superior usado, levou-se em consideração que a pressão máxima de recalque da bomba era de  $12 \text{ kgf/cm}^2$ , o que é um limitante. Considerando, porém, que mesmo tendo esse valor máximo, a bomba é capaz de ir um pouco além, o valor de  $0,65 \text{ m}^3/\text{h}$  foi escolhido como vazão máxima, o que gera uma pressão na bomba na faixa de  $16$  a  $20 \text{ kgf/cm}^2$ . A vazão foi medida com intervalos de  $0,05 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Para facilitar o entendimento dos experimentos e das avaliações realizadas para cada um deles, um esquema do tratamento dos dados é apresentado na Figura 40.



**Figura 40.** Esquema dos experimentos de perda de carga e suas avaliações.

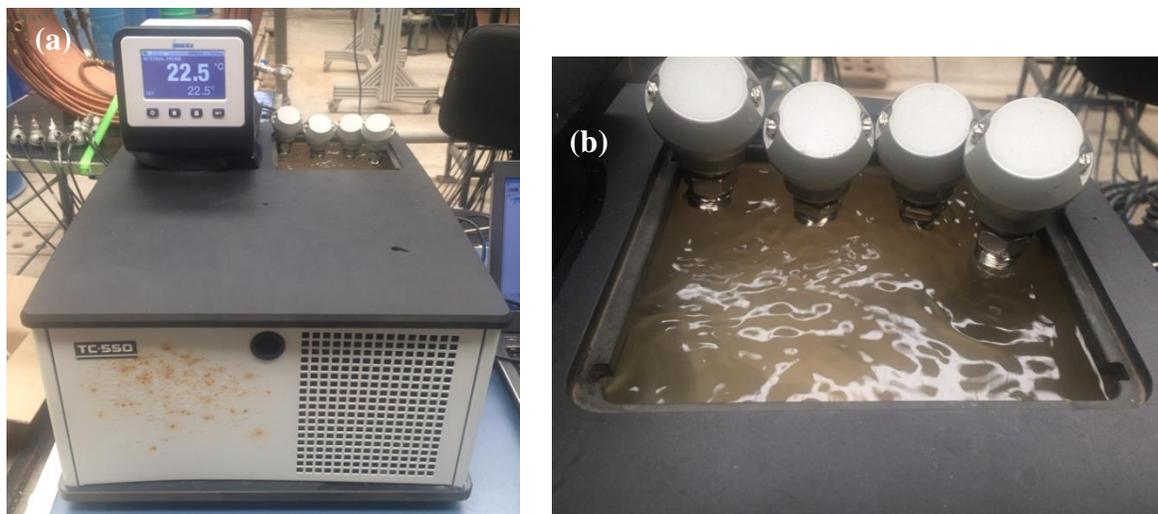
Testes foram realizados durante a montagem da unidade CT com o intuito de observar alguns comportamentos para que um planejamento dos experimentos fosse realizado. Uma das observações foi a mudança de temperatura do fluido e, conseqüentemente, no seu comportamento, dependendo da temperatura ambiente. Assim, para evitar variações de temperatura no sistema, a temperatura de *setpoint* do fluido foi próxima a do ambiente.

Experimentos foram feitos na faixa de vazão mais ampla possível, de 0,05 a 0,65 m<sup>3</sup>/h, e na faixa de escoamento em regime turbulento, como apresentado na Figura 40. No experimento de faixa mais ampla de vazão foram avaliados: regime de escoamento, por meio do número de Reynolds crítico, e correlações de fator de atrito para o regime laminar. No experimento em regime turbulento, além de serem avaliadas correlações de fator de atrito, a influência da razão de curvatura e comprimento de tubo também foi analisada.

O experimento na faixa de vazão em regime turbulento foi feito em triplicata.

### 3.6 Calibração dos Termopares

Os termopares tipo Pt-100 não possuem *display* e a calibração é feita diretamente no *software*. Os valores padrões de temperatura foram ajustados em um banho termostatizado da empresa Brookfield TC 550, como apresentado na Figura 41.



**Figura 41.** Foto (a) do banho termostatizado e (b) dos termopares tipo Pt-100 colocados no banho.

Fixou-se o *setpoint* do banho nas temperaturas de 10 a 60 °C, com intervalos de 5 °C. Para cada temperatura fixada no banho, a temperatura lida pelo Pt-100 foi anotada. A combinação da temperatura real (*setpoint*) e temperatura lida (Pt-100) para todos os pontos determinados foi plotada em um gráfico com eixo das abscissas sendo a temperatura lida e o eixo das ordenadas, a temperatura real. Os valores de temperatura foram obtidos em triplicata.

A partir dos dados de temperatura registrados, traçou-se uma reta que melhor ajustasse os pontos experimentais.

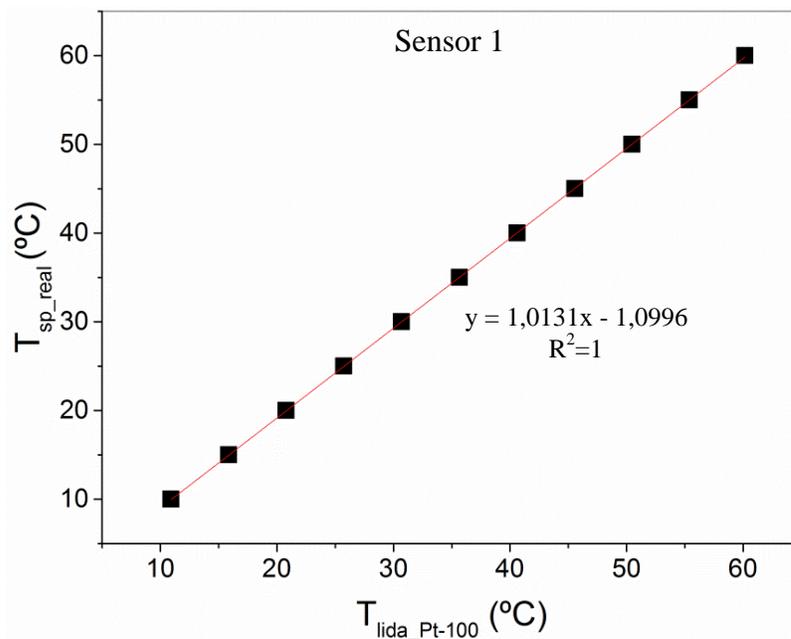
Os coeficientes angular e linear da reta gerada para cada sensor foram inseridos no programa que aquisita os valores de temperatura em tempo real e, assim, corrigindo os valores lidos.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesse capítulo os resultados do teste de pressão serão relatados e discutidos. Além disso, serão apresentados os resultados de calibração dos sensores de temperatura.

### 4.1 Resultados de Calibração dos Termopares

Vinte e quatro termopares foram comprados; porém, num primeiro momento, somente dezenove foram colocados na unidade CT. A calibração de cada sensor foi feita tendo como referência a temperatura de um banho termostatzado, que foi colocada na faixa de 10 a 60°C, com intervalos de 5°C. A calibração e correção de cada sensor foram feitas por meio de gráfico, a partir dos valores de temperatura reais, indicados no banho e os dados indicados pelos sensores no programa. Uma regressão linear dos pontos experimentais foi feita, gerando uma equação de reta. Os coeficientes angular e linear foram inseridos no programa para correção das temperaturas. O resultado de calibração de cada sensor é apresentado nas Tabelas 26 a 44, no Apêndice C. Somente o resultado dos sensores usados na unidade CT é exibido e esses foram escolhidos por terem sido os que apresentavam menor erro percentual absoluto médio. A Figura 42 apresenta o gráfico de calibração do sensor 1, para exemplificar a forma como todos os outros foram feitos.



**Figura 42.** Gráfico de calibração do sensor de temperatura 1.

Conforme pode ser visto na Figura 42, houve um bom ajuste dos dados experimentais visto que o coeficiente de determinação ( $R^2$ ) foi igual a 1. Esse coeficiente pode variar entre 0 e 1 e, quanto mais próximo de 1, melhor é o ajuste, ou seja, melhor a equação gerada explica os dados experimentais. Para o caso da calibração, quanto mais próximo de 1, melhor será a correção dos

valores dos sensores. Na Tabela 6, um resumo do resultado de calibração dos dezenove sensores é mostrado.

**Tabela 6.** Resumo dos resultados de calibração dos sensores de temperatura instalados na unidade CT.

Posição	Sensor	Coefficiente Angular	Coefficiente Linear	R <sup>2</sup>	Erro Percentual Absoluto Médio (%)
M1	1	1,01	-1,10	1,00	0,12
Fe	2	1,01	-0,99	1,00	0,07
Me	3	1,01	-0,95	1,00	0,11
F1	4	1,01	-0,83	1,00	0,15
M7	5	1,00	-1,37	1,00	0,12
M3	6	0,98	-1,23	0,9991	1,05
F7	8	1,00	-1,14	0,9999	0,35
F3	9	1,00	-0,61	0,9999	0,40
M5	10	1,01	-0,79	1,00	0,13
F5	11	1,01	-0,80	1,00	0,11
F6	12	1,01	-1,03	1,00	0,25
F2	13	1,00	-1,34	1,00	0,14
F4	15	1,01	-1,41	1,00	0,10
Fs	17	1,01	-1,04	1,00	0,07
M6	18	1,00	-1,24	0,9999	0,28
M2	19	0,98	-0,40	0,9979	1,48
Ms	20	1,00	-1,12	1,00	0,07
M4	22	1,01	-1,34	1,00	0,13
Amb	23	1,00	-2,32	1,00	0,08
<b>Média dos Erros (%)</b>					<b>0,27</b>

A posição dos sensores indicada na Tabela 6 refere-se ao local no qual eles foram instalados e o que estão medindo. Caso esteja medindo o fluido (F), o metal do tubo (M), a temperatura ambiente (Amb), na entrada da unidade CT (e), saída (s), ou nos pontos das camadas intermediárias (n°). A nomenclatura apresentada na Tabela 6 com a posição dos sensores é a mesma usada no programa de aquisição de dados (Figura 29a).

De acordo com os coeficientes de determinação da curva de calibração de cada sensor apresentados na Tabela 6, os ajustes foram satisfatórios.

Quanto ao erro percentual absoluto, esse foi calculado a partir da Equação 35 (seção 3.4.1). Os dados experimentais, nesse caso, são os valores de temperatura reais, colocados como *setpoint* no banho e os valores calculados são os obtidos a partir do uso dos coeficientes da reta de ajuste. O erro variou de 0,07 a 1,48 % e a média dos erros percentuais foi de 0,27%, como indicado na Tabela 6. Esse resultado indica que a calibração gerou uma boa correção da temperatura.

## 4.2 Resultados da Geometria da Unidade CT

A partir dos dados de dimensão do tubo e da bobina apresentados na Tabela 4 (seção 3.1.1), pode-se determinar o comprimento de cada camada, assim como o comprimento total da unidade CT, por meio da metodologia proposta na seção 3.4.2.

Sabendo-se que a unidade CT possui 8 camadas, a razão de curvatura de cada camada foi calculada a partir da Equação 37. Porém, como as avaliações de perda de carga são feitas para cada dupla camada, o somatório do comprimento das duplas camadas também foi calculado. O resultado desses cálculos é apresentado na Tabela 7.

**Tabela 7.** Resumo dos resultados da geometria da unidade CT.

Camada	Razão de Curvatura (r/R)	Comprimento de Cada Camada ( $L_N$ )	Duplas Camadas
			Comprimento
-	adim	m	m
1 <sup>a</sup>	0,0177	41,1	84,0
2 <sup>a</sup>	0,0170	42,8	
3 <sup>a</sup>	0,0164	44,5	90,6
4 <sup>a</sup>	0,0158	46,1	
5 <sup>a</sup>	0,0152	47,8	97,3
6 <sup>a</sup>	0,0147	49,5	
7 <sup>a</sup>	0,0143	51,1	103,9
8 <sup>a</sup>	0,0138	52,8	
Unidade CT		375,8	

Como o raio interno e externo do tubo são os mesmo ao longo de todo o comprimento e o raio da bobina (ou carretel) não varia, o único fator que influencia no resultado de razão de curvatura é a camada na qual ela está sendo calculada. Isso resulta, como observado na Tabela 7, em maiores razões de curvatura para as camadas mais internas, visto que o denominador da Equação 37 será menor e, o contrário, é observado nas camadas mais externas. Quanto ao comprimento, como indicado na Tabela 7, é coerente que ele seja maior para as camadas, visto que o raio de curvatura em que o tubo passa a ser enrolado aumenta com o número de camadas.

## 4.3 Resultados do Teste de Perda de Carga

O fluido utilizado em todos os experimentos foi água. Sua densidade foi medida por meio do medidor de vazão da Metroval (seção 3.2.4). O valor médio de densidade de todos os experimentos foi de  $990 \text{ kg/m}^3$ . Quanto à viscosidade, essa foi calculada para cada temperatura do fluido ao longo do experimento por meio da Equação 3 (seção 2.2.1), e a média dessas viscosidades foi usada nos cálculos. Conforme dito na metodologia do teste de perda de carga



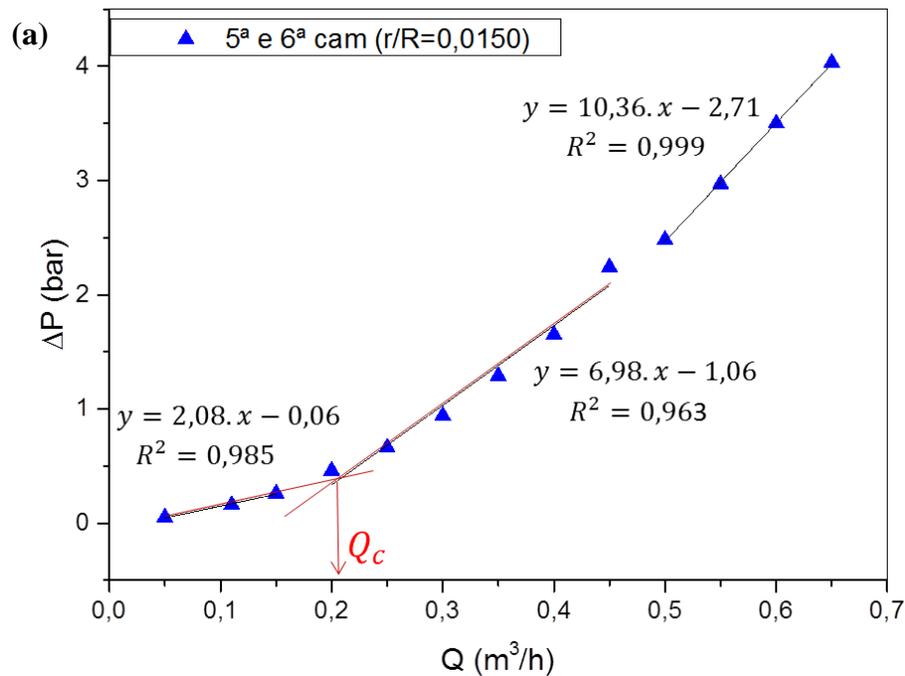
(seção 3.5), a temperatura de *setpoint* do fluido foi escolhida de modo que essa ficasse mais próxima a do meio ambiente. O teste de maior faixa de vazão teve sua temperatura ambiente e do fluido próxima a 21°C. Já o teste realizado na faixa de regime turbulento apresentou temperatura ambiente e do fluido entre 29 e 30°C, aproximadamente. Com isso, a viscosidade média da água nos teste citados foi de  $10 \cdot 10^{-4}$  Pa.s e  $8,2 \cdot 10^{-4}$  Pa.s, respectivamente.

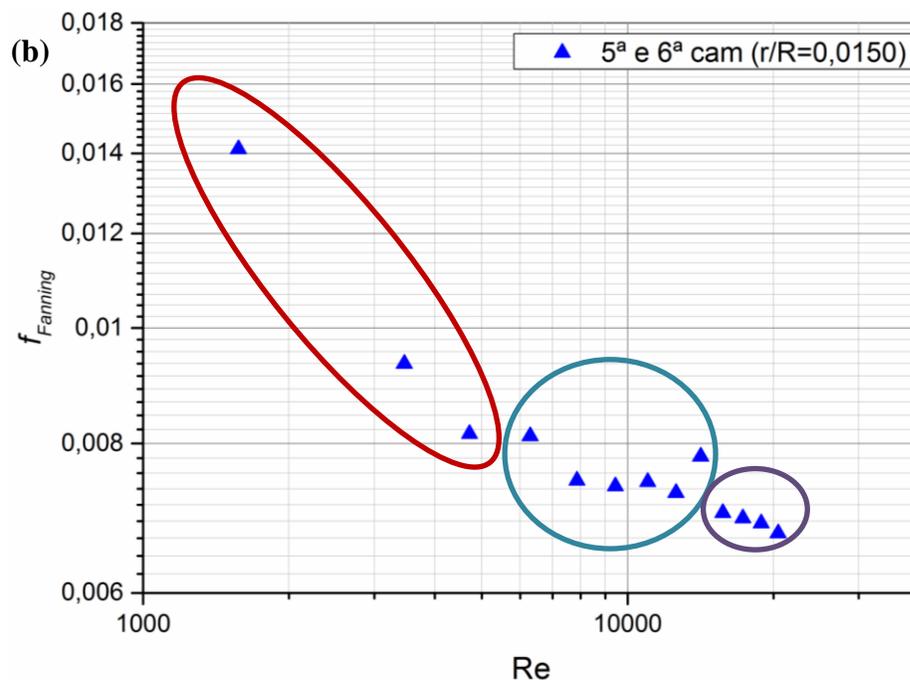
### 4.3.1 Avaliações do Teste de Perda de Carga: Ampla Faixa de Vazão

#### 4.3.1.1 Avaliação de Reynolds Crítico ( $Re_c$ )

Visando encontrar o número de Reynolds crítico ( $Re_c$ ), foi preciso, inicialmente, determinar a vazão crítica ( $Q_c$ ) para, a partir dela, calcular a velocidade crítica ( $v_c$ ) e, então, achar o número de Reynolds. A determinação da vazão crítica foi realizada por meio do gráfico de queda de pressão ( $\Delta P$ ) versus vazão volumétrica ( $Q$ ), como descrito na seção 2.4. Essa avaliação foi feita para cada dupla camada e para toda a unidade CT (da entrada à saída). A necessidade de se fazer uma avaliação para cada dupla camada deve-se ao fato do regime de escoamento ser influenciado pela razão de curvatura ( $r/R$ ). Isso é algo que precisa ser levado em consideração, tanto que as correlações de Reynolds crítico apresentadas na Tabela 1 (seção 2.4) são função da razão de curvatura.

A Figura 43 apresenta os gráficos usados para a avaliação dos regimes de escoamentos da 5ª e 6ª camada. Os gráficos de queda de pressão versus vazão, assim como de fator de atrito experimental versus número de Reynolds para todas as outras duplas camadas estão no Apêndice C (Figura 74 a 76).





**Figura 43.** (a) Queda de pressão versus vazão e (b) fator de atrito experimental versus número de Reynolds da 5ª e 6ª camada.

A determinação do regime de escoamento da 5ª e 6ª camada foi feita pela observação da mudança de inclinação dos dados experimentais ( $\blacktriangle$ ). A partir dessa observação, uma regressão linear foi efetuada para cada conjunto de valores que se considerou nas regiões: laminar, transição e turbulenta, respectivamente. Como a escolha do conjunto de valores por meio da inclinação não é trivial, visto que, em alguns casos, depende da interpretação do leitor, o gráfico de fator de atrito experimental ( $f_{Fanning}$ ) versus número de Reynolds ( $Re$ ) foi plotado (Figura 43b) para auxiliar nessa avaliação. Considerou-se a região de transição do quarto ao nono ponto, pois esse conjunto de pontos não apresentava comportamento tão linear. Após a escolha dos pontos e regressão linear dos conjuntos, calcularam-se os valores em que as retas se encontram, sendo esses interpretados como as transições entre os regimes laminar e de transição e, de transição e turbulento. O ponto de interesse e crítico no qual será focado o estudo é o que se encontra entre o laminar e o de transição ( $L_{Tr}$ ). O resultado das análises gráficas da 5ª e 6ª camada, assim como de todas as outras duplas camadas e de toda a unidade CT são apresentados na Tabela 8. Na Tabela 45 (Apêndice C) são apresentados os resultados da transição entre as regiões de transição e turbulenta ( $Tr_T$ ).

Os valores de vazão crítica foram próximos uns dos outros e estão entre 0,20 e 0,21 m<sup>3</sup>/h, conforme indicado na Tabela 8. Esse resultado similar pode ser uma consequência de valores de razão de curvatura bem próximos.

O número de Reynolds crítico calculado para cada dupla camada e para todo o sistema ficou entre 6394 e 6690, indicando, que o número de Reynolds crítico para tubos enrolados é bem maior que para trecho reto. Vale destacar que para um fluido Newtoniano em trecho reto, o Reynolds crítico é entre 2100 e 2300. Essa maior extensão do regime laminar foi justificada por

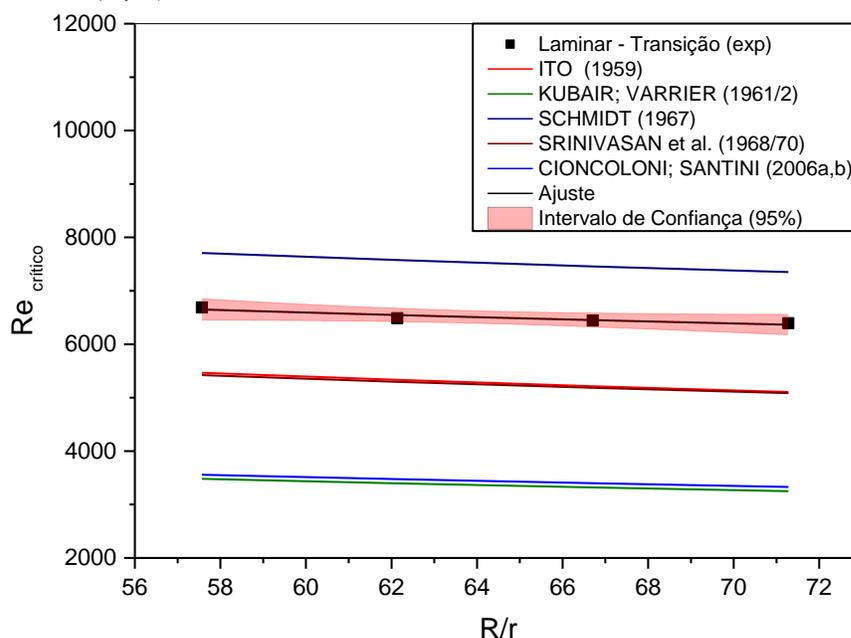
Ghobadi e Muzychka (2015), devido à presença do escoamento secundário, que estabiliza a característica laminar do escoamento.

**Tabela 8.** Resultado de Reynolds crítico determinado experimentalmente na unidade CT.

Posição	laminar					$Q_{L\_Tr}$ m <sup>3</sup> /h	$v_{L\_Tr}$ m/s	$Re_c$ adim	transição		
	r/R	R/r	a	b	$R^2$				a	b	$R^2$
	adim	adim									
1ª e 2ª cam	0,0174	58	1,88	-0,05	0,986	0,21	0,61	6690	6,31	-0,99	0,968
3ª e 4ª cam	0,0161	62	1,89	-0,05	0,999	0,21	0,59	6488	6,58	-1,01	0,968
5ª e 6ª cam	0,0150	67	2,08	-0,06	0,985	0,20	0,59	6444	6,98	-1,06	0,963
7ª e 8ª cam	0,0140	71	2,18	-0,05	0,992	0,20	0,58	6394	7,19	-1,07	0,968
Unidade CT	0,0156	64	8,04	-0,20	0,992	0,21	0,59	6499	27,07	-4,14	0,967

Os resultados de Reynolds crítico apresentados na Tabela 8 também concordam com os obtidos por White (1929), sendo quanto menor a razão de curvatura, menor o número de Reynolds crítico. Apesar de a diferença ser pequena entre os valores, devido à pequena diferença entre as razões de curvatura, ainda assim, é possível notar essa ordem decrescente. Há coerência nesse resultado uma vez que quando não há razão de curvatura, o trecho é reto e o número de Reynolds crítico é 2100.

Diante do fato que nem sempre é possível a determinação experimental do Reynolds crítico, correlações de Reynolds crítico para fluidos Newtonianos (Tabela 1 – seção 2.4) foram avaliadas buscando-se as que melhor representam os dados experimentais. A Figura 44 apresenta um gráfico dos valores de Reynolds crítico experimentais e os calculados em função do inverso da razão de curvatura ( $R/r$ ).



**Figura 44.** Número de Reynolds crítico experimental e calculado em função do inverso da razão de curvatura.

Conforme pode ser visto na Figura 44, os pontos experimentais ficaram entre os valores calculados pelas correlações de Ito (1959), Srinivasan *et al.* (1970) e Schmidt (1967), apresentando desvios consideráveis. Portanto, uma correlação foi proposta em busca de se obter uma descrição melhor dos dados experimentais. Sendo assim, com base no formato das equações apresentadas na Tabela 1, sugeriu-se a Equação 43.

$$Re_c = 2100 + \left( \frac{a}{(R/r)^b} \right) \quad (43)$$

sendo  $a$  e  $b$ , parâmetros a serem estimados.

A partir da Equação 43, realizou-se uma estimação não linear dos parâmetros  $a$  e  $b$ , tendo como dados, os valores experimentais de Reynolds crítico em função do inverso da razão de curvatura. A estimação foi feita usando o algoritmo de Levenberg-Marquardt para ajuste não-linear e a Equação 44 apresenta a Equação 43 com os valores dos parâmetros encontrados.

$$Re_c = 2100 + \left( \frac{15471}{(R/r)^{0,3}} \right) \quad (44)$$

O erro padrão dos parâmetros  $a$  e  $b$  foram, respectivamente, 4965,5 e 0,08.

A reta de cor preta na Figura 44 representa os valores calculados pela equação de ajuste e a faixa rosa, o intervalo de confiança de 95%, ou seja, o limite de confiança superior e inferior de um valor médio predito por meio da equação.

O erro absoluto percentual entre os valores de Reynolds e Dean crítico experimentais e os calculados pelas equações apresentadas na Tabela 1 e pelas Equações 14 e 44 são indicados na Tabela 9. Erros absolutos menores ou iguais a 20% estão destacados.

**Tabela 9.** Erro absoluto percentual entre Reynolds crítico experimental e calculado.

Posição	r/R	R/r	Re <sub>c</sub> exp.	De <sub>c</sub> exp.	Ito (1959)		Kubair e Varrier (1961/2)		Schmidt (1967)		Srinivasan <i>et al.</i> (1968/70)		Cioncolini e Santini (2006)		Equação 44		Zhu (2016)	
					Re <sub>c</sub>	Erro	Re <sub>c</sub>	Erro	Re <sub>c</sub>	Erro	Re <sub>c</sub>	Erro	Re <sub>c</sub>	Erro	Re <sub>c</sub>	Erro	De <sub>c</sub>	Erro
					adm.	%	adm.	%	adm.	%	adm.	%	adm.	%	adm.	%	adm.	%
1ª e 2ª cam	0,0174	58	6690	882	5467	<b>18</b>	3480	48	7707	<b>15</b>	5421	<b>19</b>	3558	47	6686	<b>0,1</b>	715	<b>19</b>
3ª e 4ª cam	0,0161	62	6488	823	5335	<b>18</b>	3396	48	7576	<b>17</b>	5297	<b>18</b>	3475	46	6582	<b>1,5</b>	672	<b>18</b>
5ª e 6ª cam	0,0150	67	6444	789	5215	<b>19</b>	3320	48	7458	<b>16</b>	5185	<b>20</b>	3399	47	6488	<b>0,7</b>	635	<b>20</b>
7ª e 8ª cam	0,0140	71	6394	757	5106	<b>20</b>	3250	49	7350	<b>15</b>	5085	<b>20</b>	3330	48	6402	<b>0,1</b>	602	<b>20</b>
Unidade CT	0,0156	64	6499	812	5281	<b>19</b>	3361	48	7523	<b>16</b>	5247	<b>19</b>	3441	47	6539	<b>0,6</b>	656	<b>19</b>

Conforme pode ser observado, das correlações encontradas na literatura, a proposta por Schmidt (1967) é a que mais se aproxima dos dados experimentais, com erro médio de 15,7%. A correlação proposta (Equação 44) apresentou erro percentual menor que 2%.

Uma possível justificativa para os elevados erros percentuais é a imprecisão que há em métodos gráficos.

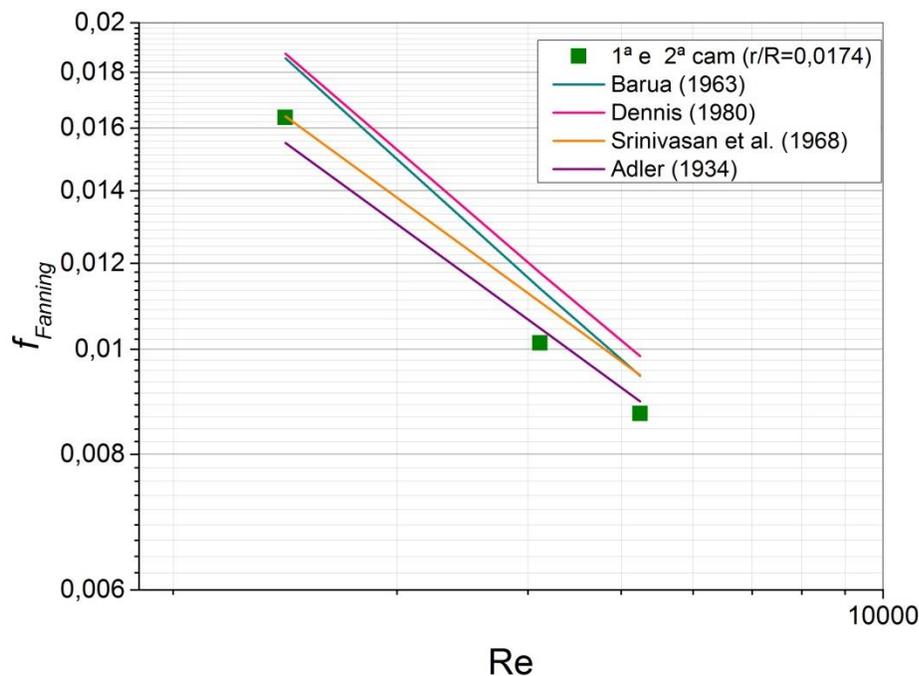
#### 4.3.1.2 Avaliação de Correlações de Fator de Atrito: Regime Laminar

Uma vez determinado o Reynolds crítico experimental, foi possível identificar as vazões nos quais os regimes eram laminar e turbulento. Visto isso, equações de fator de atrito propostas para o regime laminar e apresentadas na Tabela 2 (seção 2.5.2.1) puderam ser avaliadas.

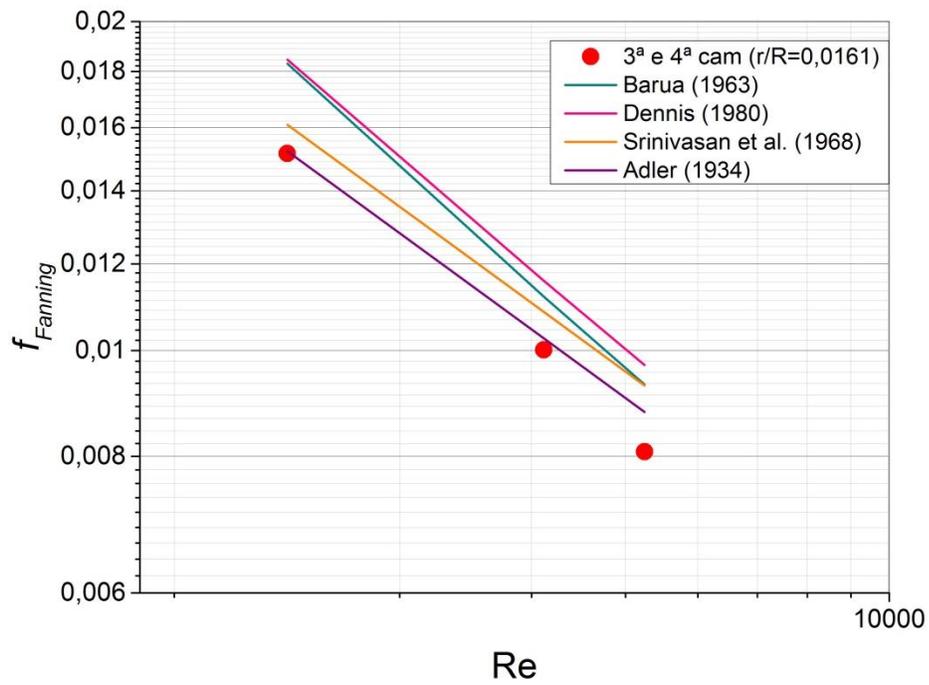
O fator de atrito experimental foi calculado a partir da Equação 32 (seção 3.4.1) utilizando os valores experimentais de queda de pressão e vazão volumétrica.

Visto que o fator de atrito calculado é função da razão de curvatura, gráficos de fator de atrito versus número de Reynolds para cada dupla camada foram gerados com os valores de fator de atrito experimental e os calculados pelas equações da Tabela 2. As Figuras 45 a 48 apresentam os gráficos para avaliação das correlações de fator de atrito no regime laminar das duplas camadas: 1ª e 2ª, 3ª e 4ª, 5ª e 6ª, 7ª e 8ª, respectivamente. Para uma melhor avaliação das correlações em todas as duplas camadas estudadas, erros absolutos percentuais entre os resultados de fator de atrito experimental e calculado foram determinados e são mostrados na Tabela 10. Erros menores que 5% são destacados. O valor de 5% foi escolhido para dar destaque à melhor correlação.

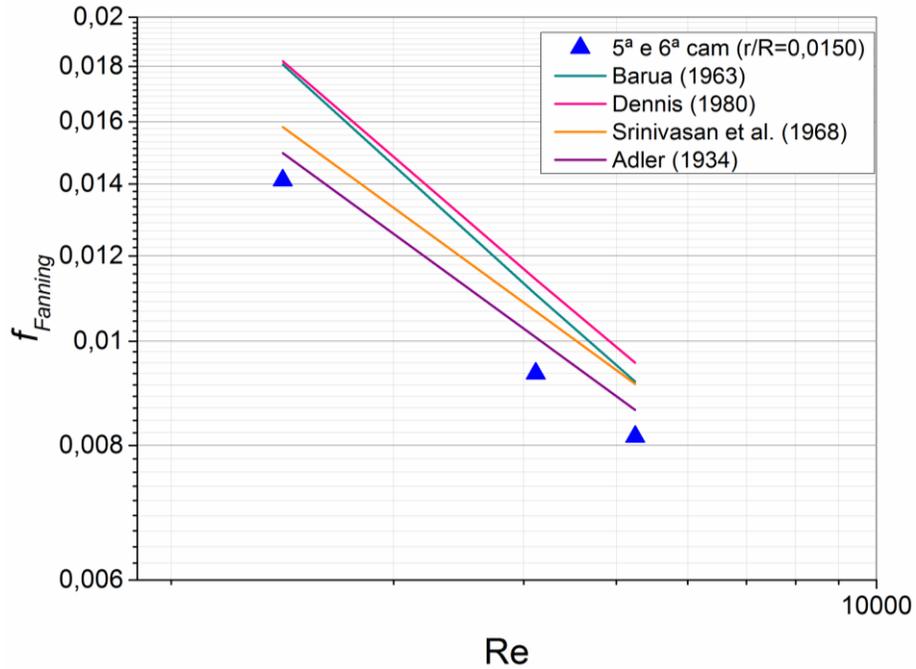
Analisando as Figuras 45 a 48, é possível observar que a correlação proposta por Adler (1934) é a que mais se aproxima dos dados experimentais. Para o menor valor de Reynolds analisado, a correlação de Srinivasan *et al.* (1968) também apresentou bom resultado com destaque nas Figuras 45 e 48, maior e menor razão de curvatura estudada, respectivamente.



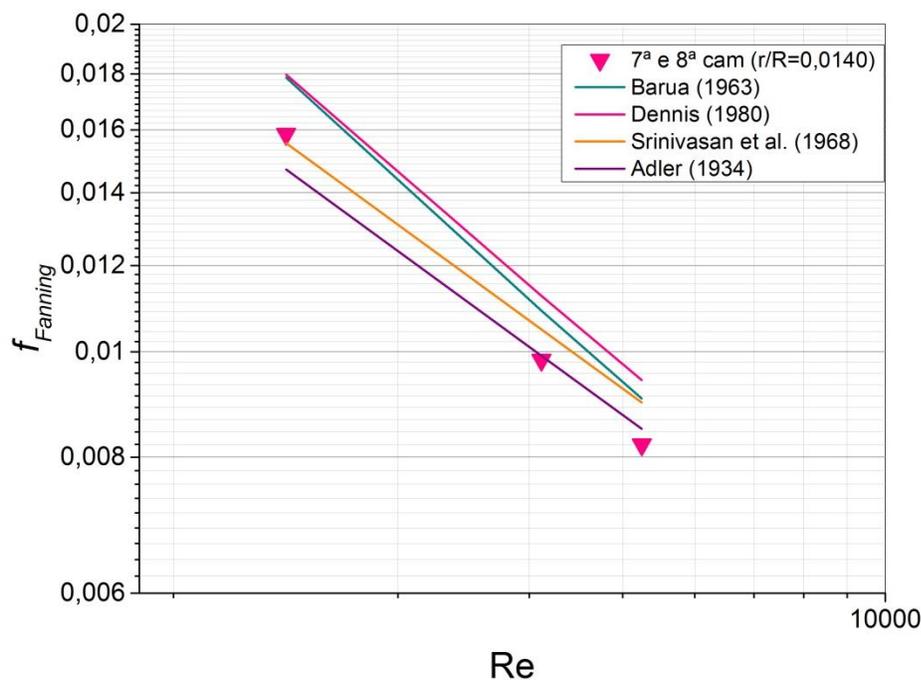
**Figura 45.** Fator de atrito experimental e calculado da 1ª e 2ª camada versus número de Reynolds no regime laminar.



**Figura 46.** Fator de atrito experimental e calculado da 3ª e 4ª camada versus número de Reynolds no regime laminar.



**Figura 47.** Fator de atrito experimental e calculado da 5ª e 6ª camada versus número de Reynolds no regime laminar.



**Figura 48.** Fator de atrito experimental e calculado da 7ª e 8ª camada versus número de Reynolds no regime laminar.

**Tabela 10.** Erro absoluto percentual entre fator de atrito experimental e calculado no regime laminar.

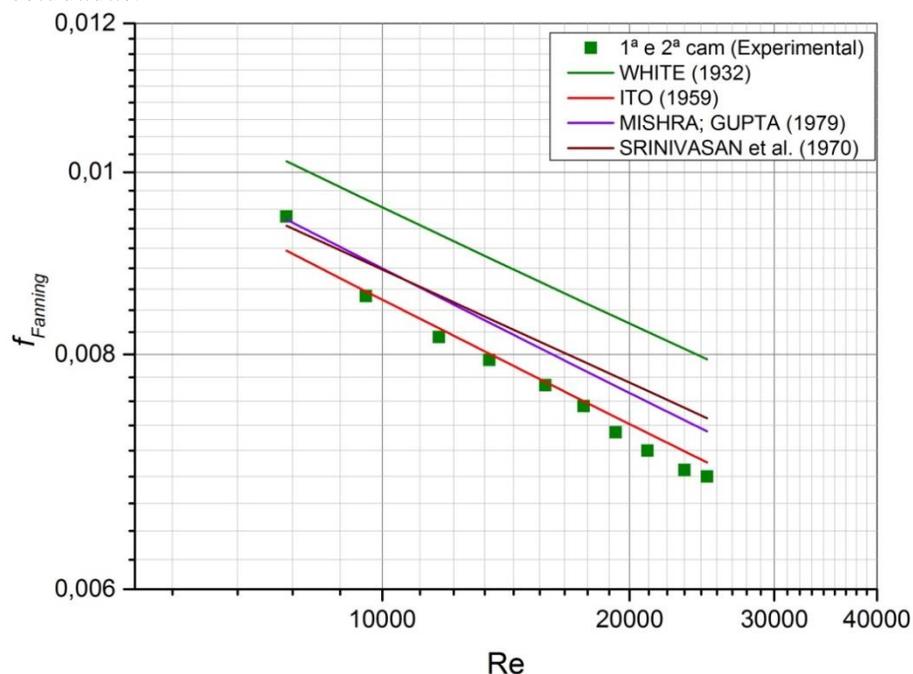
Q	Dupla Camada	Fator de Atrito Experimental	Calculado				Erro Percentual Absoluto			
			Laminar				Laminar			
			Barua (1963)	Dennis (1980)	Srinivasan <i>et al.</i> (1968)	Adler (1934)	Barua (1963)	Dennis (1980)	Srinivasan <i>et al.</i> (1968)	Adler (1934)
m <sup>3</sup> /h		bar	bar	bar	bar	bar	%	%	%	%
0,05	1ª e 2ª cam	0,0164	0,0186	0,0187	0,0164	0,0155	13,5	14,6	<b>0,3</b>	5,2
	3ª e 4ª cam	0,0152	0,0183	0,0185	0,0161	0,0152	20,8	21,9	6,2	<b>0,4</b>
	5ª e 6ª cam	0,0141	0,0181	0,0182	0,0158	0,0150	28,1	29,0	12,0	6,0
	7ª e 8ª cam	0,0159	0,0179	0,0180	0,0156	0,0147	12,8	13,5	<b>1,9</b>	7,2
0,11	1ª e 2ª cam	0,0101	0,0114	0,0118	0,0111	0,0105	12,2	16,1	9,1	<b>3,1</b>
	3ª e 4ª cam	0,0100	0,0112	0,0116	0,0108	0,0103	11,9	15,6	8,3	<b>2,4</b>
	5ª e 6ª cam	0,0093	0,0111	0,0114	0,0107	0,0101	18,4	22,3	14,2	8,1
	7ª e 8ª cam	0,0098	0,0109	0,0113	0,0105	0,0099	11,1	14,6	6,8	<b>1,0</b>
0,15	1ª e 2ª cam	0,0087	0,0095	0,0099	0,0095	0,0090	8,4	13,0	8,5	<b>2,6</b>
	3ª e 4ª cam	0,0081	0,0093	0,0097	0,0093	0,0088	15,2	20,0	15,0	8,7
	5ª e 6ª cam	0,0082	0,0092	0,0096	0,0091	0,0086	12,5	17,1	12,0	5,9
	7ª e 8ª cam	0,0082	0,0091	0,0094	0,0090	0,0085	10,2	14,6	9,3	<b>3,4</b>

Pode-se observar na Tabela 10, que os erros percentuais variam com a dupla camada, indicando que, uma correlação adequada para uma dada razão de curvatura, não necessariamente, será a mais indicada para outro sistema com razão de curvatura diferente. Porém, os erros percentuais em uma dada vazão nas diferentes razões de curvatura são próximos uns dos outros, o que sugere que, para razões de curvatura próximas, os erros percentuais são similares. Esse resultado é importante visto que em um sistema *coiled tubing* diversas razões de curvatura são assumidas em um mesmo sistema, e, portanto, tendo razões de curvatura próximas, é possível escolher uma correlação que preveja o fator de atrito mais adequado para o sistema. Isso pode ser verificado no resultado exibido na Tabela 10, onde os erros obtidos avaliando a correlação de Adler (1934) foram os menores em comparação com as outras correlações. E, apesar de não ter sido o menor em comparação com o de Srinivasan *et al.* (1968) em alguns momentos, o de Adler (1934) seria o mais indicado para esse sistema.

### 4.3.2 Avaliações do Teste de Perda de Carga: Regime Turbulento

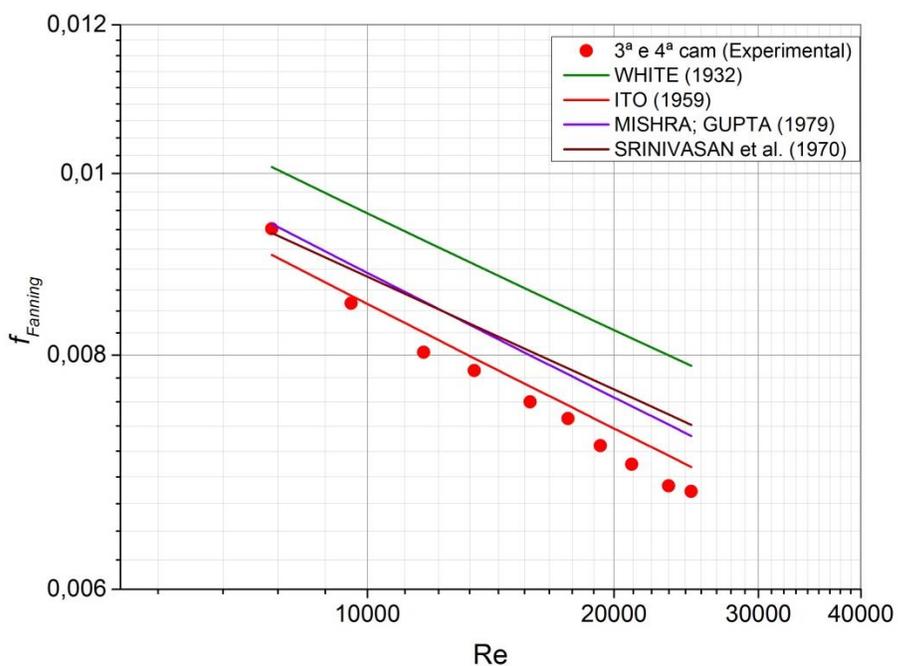
#### 4.3.2.1 Avaliação de Correlações de Fator de Atrito: Regime Turbulento

O fator de atrito experimental no regime turbulento foi calculado da mesma forma que no regime laminar. Tal como nas correlações de fator de atrito para fluidos Newtonianos no regime laminar, as correlações no regime turbulento também são função da razão de curvatura e, por isso, a comparação entre os valores de fator de atrito experimental e os calculados foi feita para cada dupla camada. As Figuras 49 a 52 são a representação gráfica da comparação entre o fator de atrito experimental e calculado por cada equação apresentada na Tabela 3 (seção 2.5.2.1) das duplas camadas estudadas.

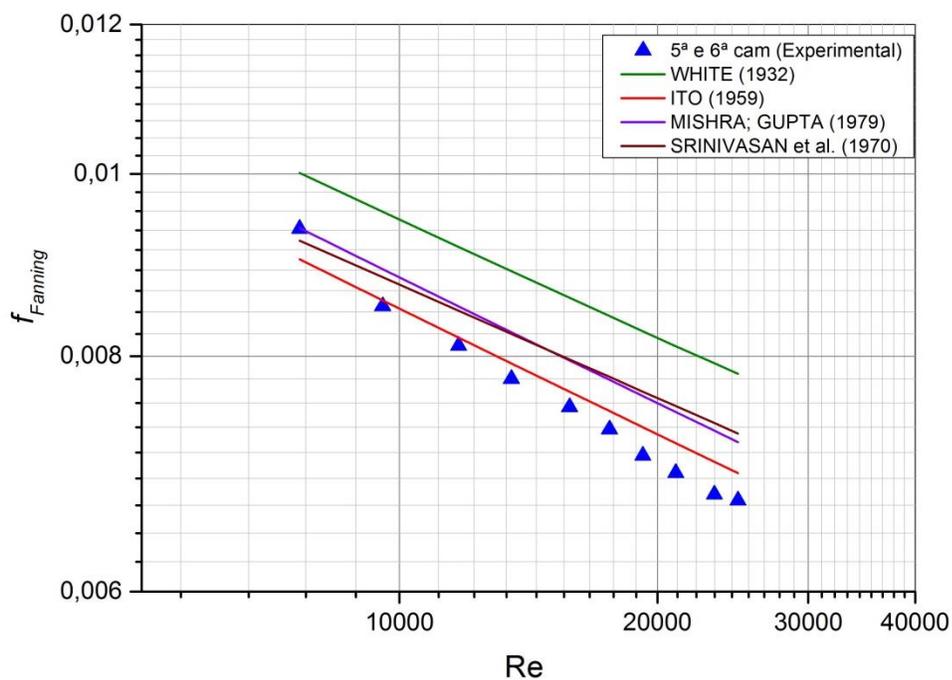


**Figura 49.** Fator de atrito experimental e calculado da 1ª e 2ª camada versus número de Reynolds no regime turbulento.

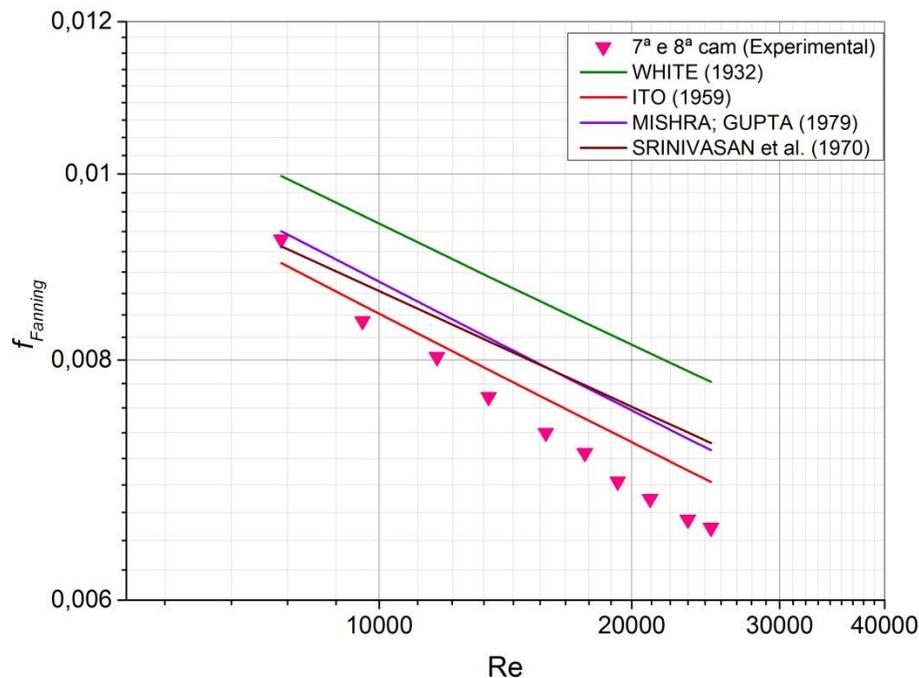




**Figura 50.** Fator de atrito experimental e calculado da 3ª e 4ª camada versus número de Reynolds no regime turbulento.



**Figura 51.** Fator de atrito experimental e calculado da 5ª e 6ª camada versus número de Reynolds no regime turbulento.



**Figura 52.** Fator de atrito experimental e calculado da 7ª e 8ª camada versus número de Reynolds no regime turbulento.

Comparando-se o comportamento, observado nas Figuras 49 a 52, entre as correlações da literatura, as quatro correlações possuem inclinações bem semelhantes e as equações de Mishra e Gupta (1979) e Srinivasan *et al.* (1970) estão sobrepostas em quase toda a extensão. Ainda na avaliação dessas figuras, nota-se que a correlação de Ito (1959) é a que mais se aproxima dos valores experimentais.

Os erros absolutos percentuais entre os resultados de fator de atrito experimentais e calculados no regime turbulento para todas as duplas camadas analisadas são apresentados na Tabela 11. Os erros menores que 5% são destacados.

Conforme pode ser visto na Tabela 11, a correlação de Ito (1959) foi a que apresentou menores erros percentuais na maior parte dos casos, com quase todos os erros menores que 5%. Assim como na análise dos resultados das correlações de fator de atrito no regime laminar, na Tabela 11 também se pode perceber uma diferença de erros percentuais dependendo da razão de curvatura. Na correlação de Ito (1959), para vazões maiores que 0,50 m<sup>3</sup>/h e razão de curvatura da 7ª e 8ª camada, os erros foram maiores que 5%. Porém, ainda assim, a equação proposta por Ito (1959) foi a mais adequada para essa geometria, no escoamento de água no regime turbulento. A segunda correlação mais indicada para esse sistema é a de Mishra e Gupta (1979). Novamente é importante ressaltar que a escolha da equação mais adequada depende da razão de curvatura, visto que a curvatura de um sistema altera o escoamento do fluido.

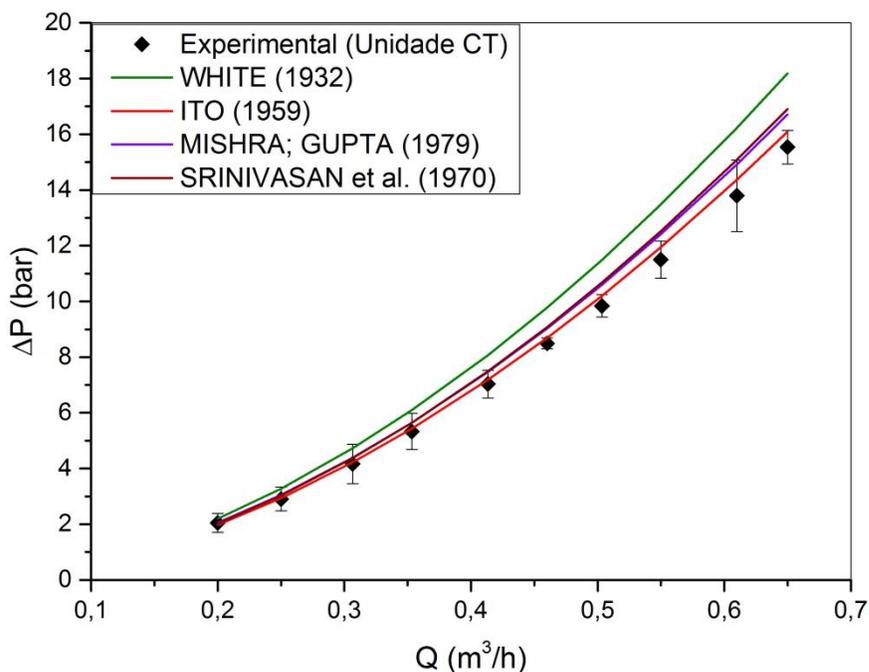
Quanto às datas das equações de fator de atrito estudadas, percebe-se que equações desenvolvidas há mais de 50 anos, descrevem muito bem sistemas recentemente estudados.

**Tabela 11.** Erro absoluto percentual entre fator de atrito experimental e calculado no regime turbulento.

Q	Camada	$f_{exp\_Fanning}$	Calculado				Erro Percentual Absoluto			
			White (1932)	Ito (1959)	Mishra; Gupta (1979)	Srinivasan <i>et al.</i> (1970)	White (1932)	Ito (1959)	Mishra; Gupta (1979)	Srinivasan <i>et al.</i> (1970)
m <sup>3</sup> /h	-	adim.	adim.	adim.	adim.	adim.	%	%	%	%
0,20	1ª e 2ª cam	0,0095	0,0101	0,0091	0,0094	0,0094	7,0	<b>4,1</b>	<b>0,4</b>	<b>1,1</b>
	3ª e 4ª cam	0,0093	0,0101	0,0090	0,0094	0,0093	7,9	<b>3,2</b>	<b>0,6</b>	<b>0,5</b>
	5ª e 6ª cam	0,0094	0,0100	0,0090	0,0094	0,0092	7,2	<b>3,6</b>	<b>0,2</b>	<b>1,3</b>
	7ª e 8ª cam	0,0092	0,0100	0,0090	0,0093	0,0092	7,9	<b>2,8</b>	<b>1,0</b>	<b>0,8</b>
0,25	1ª e 2ª cam	0,0086	0,0097	0,0086	0,0090	0,0090	12,6	<b>0,6</b>	<b>4,5</b>	<b>4,3</b>
	3ª e 4ª cam	0,0085	0,0096	0,0086	0,0089	0,0089	12,8	<b>1,0</b>	<b>4,9</b>	<b>4,3</b>
	5ª e 6ª cam	0,0085	0,0096	0,0086	0,0089	0,0088	12,4	<b>0,8</b>	<b>4,7</b>	<b>3,8</b>
	7ª e 8ª cam	0,0084	0,0095	0,0085	0,0089	0,0088	13,5	<b>1,9</b>	5,9	<b>4,6</b>
0,31	1ª e 2ª cam	0,0082	0,0093	0,0083	0,0086	0,0086	13,4	<b>1,1</b>	<b>5,0</b>	5,2
	3ª e 4ª cam	0,0080	0,0092	0,0082	0,0085	0,0085	14,7	<b>2,4</b>	6,4	6,3
	5ª e 6ª cam	0,0081	0,0092	0,0082	0,0085	0,0085	13,0	<b>1,1</b>	5,0	<b>4,6</b>
	7ª e 8ª cam	0,0080	0,0091	0,0082	0,0085	0,0084	13,5	<b>1,7</b>	5,6	<b>4,8</b>
0,35	1ª e 2ª cam	0,0079	0,0090	0,0080	0,0083	0,0084	13,3	<b>0,7</b>	<b>4,7</b>	5,2
	3ª e 4ª cam	0,0078	0,0089	0,0080	0,0083	0,0083	14,0	<b>1,5</b>	5,5	5,7
	5ª e 6ª cam	0,0078	0,0089	0,0079	0,0082	0,0082	14,2	<b>2,0</b>	6,0	5,8
	7ª e 8ª cam	0,0077	0,0088	0,0079	0,0082	0,0082	15,5	<b>3,3</b>	7,4	6,9
0,41	1ª e 2ª cam	0,0077	0,0087	0,0077	0,0080	0,0081	13,1	<b>0,4</b>	<b>4,3</b>	5,1
	3ª e 4ª cam	0,0076	0,0087	0,0077	0,0080	0,0080	14,6	<b>1,9</b>	5,9	6,4
	5ª e 6ª cam	0,0075	0,0086	0,0077	0,0080	0,0080	14,5	<b>2,0</b>	5,9	6,2
	7ª e 8ª cam	0,0073	0,0086	0,0076	0,0079	0,0079	16,7	<b>4,2</b>	8,2	8,1
0,46	1ª e 2ª cam	0,0075	0,0085	0,0076	0,0078	0,0079	13,6	<b>0,6</b>	<b>4,5</b>	5,6
	3ª e 4ª cam	0,0074	0,0085	0,0075	0,0078	0,0079	14,5	<b>1,6</b>	5,6	6,4
	5ª e 6ª cam	0,0073	0,0084	0,0075	0,0078	0,0078	15,1	<b>2,4</b>	6,3	6,8
	7ª e 8ª cam	0,0072	0,0084	0,0075	0,0077	0,0078	16,9	<b>4,2</b>	8,2	8,4
0,50	1ª e 2ª cam	0,0073	0,0084	0,0074	0,0077	0,0078	15,1	<b>1,9</b>	5,8	7,1
	3ª e 4ª cam	0,0072	0,0083	0,0074	0,0077	0,0077	16,2	<b>3,0</b>	7,0	8,0
	5ª e 6ª cam	0,0071	0,0083	0,0073	0,0076	0,0077	16,6	<b>3,6</b>	7,6	8,3
	7ª e 8ª cam	0,0069	0,0082	0,0073	0,0076	0,0076	18,7	5,7	9,8	10,2
0,55	1ª e 2ª cam	0,0071	0,0082	0,0073	0,0075	0,0077	15,7	<b>2,2</b>	6,2	7,6
	3ª e 4ª cam	0,0070	0,0082	0,0072	0,0075	0,0076	16,7	<b>3,4</b>	7,4	8,5
	5ª e 6ª cam	0,0069	0,0081	0,0072	0,0075	0,0075	17,0	<b>3,8</b>	7,8	8,7
	7ª e 8ª cam	0,0068	0,0081	0,0072	0,0074	0,0075	19,0	5,8	9,9	10,5
0,61	1ª e 2ª cam	0,0069	0,0081	0,0071	0,0074	0,0075	16,0	<b>2,3</b>	6,3	7,9
	3ª e 4ª cam	0,0068	0,0080	0,0071	0,0073	0,0074	17,4	<b>3,8</b>	7,8	9,2
	5ª e 6ª cam	0,0068	0,0079	0,0070	0,0073	0,0074	17,5	<b>4,1</b>	8,2	9,3
	7ª e 8ª cam	0,0066	0,0079	0,0070	0,0073	0,0073	19,5	6,1	10,2	11,0
0,65	1ª e 2ª cam	0,0069	0,0080	0,0070	0,0073	0,0074	15,4	<b>1,7</b>	5,7	7,4
	3ª e 4ª cam	0,0068	0,0079	0,0070	0,0072	0,0073	16,7	<b>3,1</b>	7,1	8,5
	5ª e 6ª cam	0,0067	0,0078	0,0069	0,0072	0,0073	16,9	<b>3,5</b>	7,5	8,7
	7ª e 8ª cam	0,0065	0,0078	0,0069	0,0072	0,0072	19,1	5,6	9,7	10,7

#### 4.3.2.2 Avaliação da Metodologia para o Cálculo da Perda de Carga Total

O principal foco ao se estudar correlações de fator de atrito que mais se adequam ao escoamento do fluido no sistema *coiled tubing* é poder, a partir disso, prever a perda de carga de todo o sistema. No entanto, precisa-se levar em conta a razão de curvatura, o diâmetro do tubo, o comprimento que está sendo enrolado, a velocidade do fluido, levando, desse modo, à proposta da Equação 34 apresentada na seção 3.4.1. Assim, utilizando as correlações propostas para o cálculo de fator de atrito da Tabela 3, o somatório da perda de carga calculada para todas as camadas no regime turbulento foi comparado com a queda de pressão medida na unidade CT e um gráfico de queda de pressão versus vazão foi gerado (Figura 53).



**Figura 53.** Queda de pressão da unidade CT experimental e calculada no regime turbulento.

Na Figura 53, os pontos experimentais possuem barra de erro e isso é consequência de terem sido feitas três repetições. Os erros absolutos percentuais entre a queda de pressão experimental e as calculadas são indicados na Tabela 12 com destaque para os valores menores ou iguais a 5%.

É notável, na Tabela 12, que os resultados de queda de pressão calculados tiveram uma semelhança ao resultado da avaliação de correlações de fator de atrito no regime turbulento, visto que a escolha da equação para prever o fator de atrito é fundamental para previsão da perda de carga. Porém, o que se deseja destacar na avaliação da Tabela 12, é que, a escolha da correlação de Ito (1959) apresentou erros percentuais menores que 5% em todas as vazões avaliadas. Isso indica que as considerações de somatório de perda de carga de todas as camadas - levando em conta a razão de curvatura, diâmetro e comprimento de cada camada - feitas na proposta da Equação 34 foram adequadas, visto que permitem uma boa descrição e previsão da perda de carga de todo o sistema.

**Tabela 12.** Erro absoluto percentual entre queda de pressão experimental e calculada.

$\Delta P_{\text{experimental}}$		$\Delta P_{\text{calculado}}$				Erro Percentual Absoluto			
Q	$\Delta P_{\text{Entrada-Saída}}$	White (1932)	Ito (1959)	Mishra e Gupta (1979)	Srinivasan <i>et al.</i> (1970)	White (1932)	Ito (1959)	Mishra e Gupta (1979)	Srinivasan <i>et al.</i> (1970)
	m <sup>3</sup> /h    bar	bar	bar	bar	bar	%	%	%	%
0,20	2,0 ± 0,34	2,2	2,0	2,1	2,0	7,5	<b>3,4</b>	<b>0,4</b>	<b>0,9</b>
0,25	2,9 ± 0,43	3,3	2,9	3,1	3,0	12,8	<b>1,1</b>	<b>5,0</b>	<b>4,2</b>
0,31	4,2 ± 0,71	4,7	4,2	4,4	4,4	13,6	<b>1,6</b>	5,5	5,2
0,35	5,3 ± 0,65	6,1	5,4	5,6	5,6	14,3	<b>2,0</b>	5,9	5,9
0,41	7,0 ± 0,50	8,1	7,2	7,5	7,5	14,8	<b>2,2</b>	6,2	6,5
0,46	8,5 ± 0,20	9,8	8,7	9,0	9,1	15,1	<b>2,3</b>	6,3	6,9
0,50	9,8 ± 0,41	11,5	10,2	10,6	10,7	16,7	<b>3,6</b>	7,7	8,5
0,55	11,5 ± 0,67	13,5	11,9	12,4	12,5	17,2	<b>3,9</b>	7,9	8,9
0,61	13,8 ± 1,28	16,2	14,4	14,9	15,1	17,7	<b>4,1</b>	8,2	9,4
0,65	15,5 ± 0,61	18,2	16,1	16,7	16,9	17,1	<b>3,5</b>	7,6	8,9

#### 4.3.2.3 Influência da Razão de Curvatura e Comprimento do Tubo

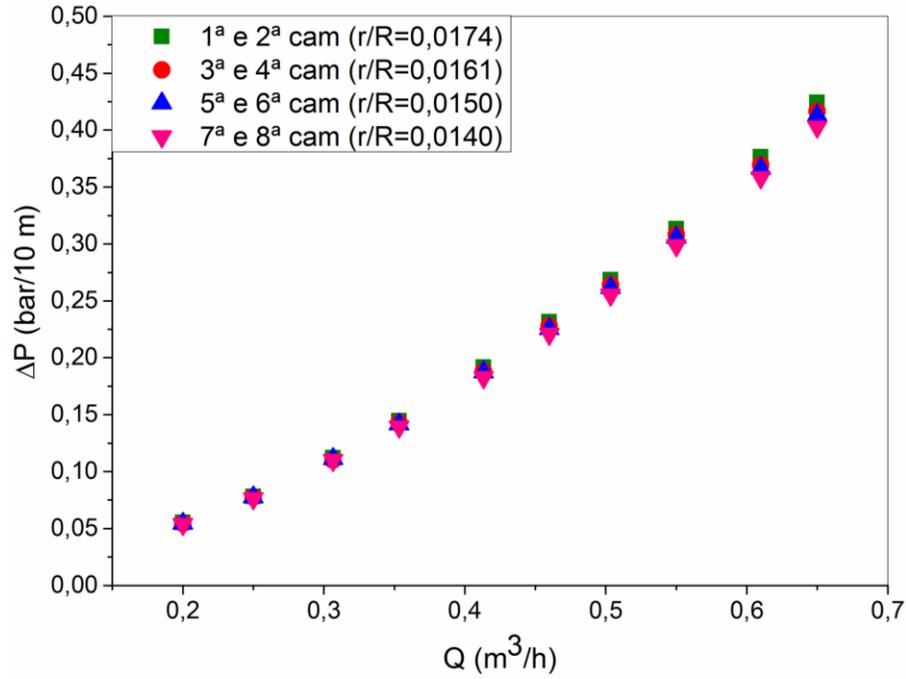
Como pode ser observada nas avaliações de fator de atrito e perda de carga, a razão de curvatura é uma variável de suma importância quando se trata de escoamento de fluidos em *coiled tubing*. Essa razão é um termo que surge porque os tubos podem ser enrolados em diversas camadas e o carretel onde os flexitubos são enrolados também pode mudar de tamanho, alterando, assim, a forma do perfil de escoamento.

Numa avaliação de fator de atrito e perda de carga, o comprimento do tubo também é algo relevante e esse comprimento muda dependendo da camada, visto que para camadas mais externas, em um mesmo sistema *coiled tubing*, é necessário um maior comprimento para se completar o mesmo número de voltas das camadas mais internas.

Por conta da influência que a razão de curvatura e o comprimento de tubo em cada camada possuem no cálculo de fator de atrito e perda de carga, decidiu-se quantificar a importância desses dois fatores no resultado de queda de pressão.

No primeiro instante, para avaliar apenas a razão de curvatura, o resultado de queda de pressão foi normalizado para cada 10 metros de tubo. Essa normalização foi feita, para ser possível comparar o resultado de queda de pressão entre as duplas camadas, sem levar em conta a diferença de comprimento que há entre essas camadas. A escolha por normalizar a cada 10 metros foi tomada por conta do comprimento da maioria das duplas camadas ser menor que 100 metros e, por isso, optou-se pela ordem de grandeza que englobasse a maior parte dos casos.

Um gráfico de queda de pressão a cada 10 metros ( $\Delta P/10m$ ) versus vazão volumétrica ( $Q$ ) foi gerado com o intuito de avaliar a diferença de queda de pressão entre as duplas camadas estudadas (Figura 54).



**Figura 54.** Queda de pressão das duplas camadas a cada 10 metros.

Avaliando a Figura 54, pode-se perceber que com o aumento da vazão, a diferença entre a queda de pressão das camadas aumenta. Nota-se, ainda, que quanto maior a razão de curvatura, maior a queda de pressão. Numa avaliação geral, entretanto, a diferença entre as razões de curvatura não gerou uma diferença tão significativa na queda de pressão, visto que as razões de curvatura têm valores próximos nesse trabalho. Esse comportamento também foi observado no trabalho de Jain *et al.* (2004). Entretanto, Jain *et al.* (2004) mostraram que os efeitos da curvatura para fluidos não Newtonianos são mais significativos que para Newtonianos.

Com o intuito de quantificar a variação de queda de pressão entre as duplas camadas, a 1ª e 2ª camadas foram tidas como referência e a comparação dos resultados de queda de pressão entre elas e as demais, foi calculada com a Equação 45 (Tabela 13).

$$\text{Variação (\%)} = \frac{|\Delta P_{12} - \Delta P_i|}{\Delta P_{12}} \times 100 \quad (45)$$

sendo a queda de pressão a cada 10 metros de tubo da 1ª e 2ª camada ( $\Delta P_{12}$ ) e das camadas às quais se referem ( $\Delta P_i$ ).

Comparando-se os resultados de variação de queda de pressão entre as duplas camadas na vazão mínima e máxima estudadas, 0,20 e 0,65  $m^3/h$ , respectivamente, pode-se confirmar o que foi observado na Figura 54, ou seja, nas maiores vazões, a diferença de queda de pressão entre as camadas é maior que nas menores. Outra observação que pode ser feita na Tabela 13 é que razões

de curvatura próximas apresentam resultados de queda de pressão similares e o aumento da diferença entre as razões influencia na queda de pressão.

**Tabela 13.** Variação de queda de pressão entre a 1ª e 2ª camada e as demais – efeito da razão de curvatura.

Q	Variação Absoluta Percentual		
	1ª e 2ª cam	1ª e 2ª cam	1ª e 2ª cam
	- 3ª e 4ª cam	- 5ª e 6ª cam	- 7ª e 8ª cam
m <sup>3</sup> /h	%	%	%
0,20	1,4	1,3	2,4
0,25	0,8	1,0	2,4
0,31	1,8	0,8	1,7
0,35	1,2	2,1	3,7
0,41	2,0	2,4	4,8
0,46	1,5	2,6	4,7
0,50	1,6	2,6	4,9
0,55	1,6	2,4	4,7
0,61	1,9	2,7	4,8
0,65	1,8	2,6	5,0

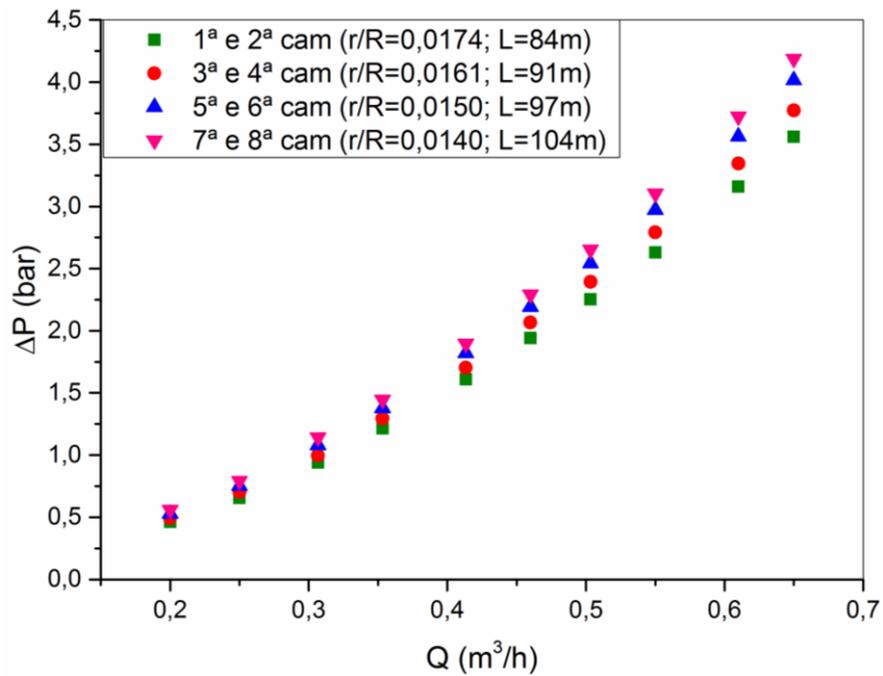
Avaliou-se também o efeito do comprimento, considerando o comprimento de cada dupla camada na queda de pressão. Desse modo, um gráfico de queda de pressão versus vazão volumétrica foi elaborado e é apresentado na Figura 55.

Nota-se na Figura 55, assim como na Figura 54, que o aumento da vazão leva a um aumento da diferença de queda de pressão entre as duplas camadas.

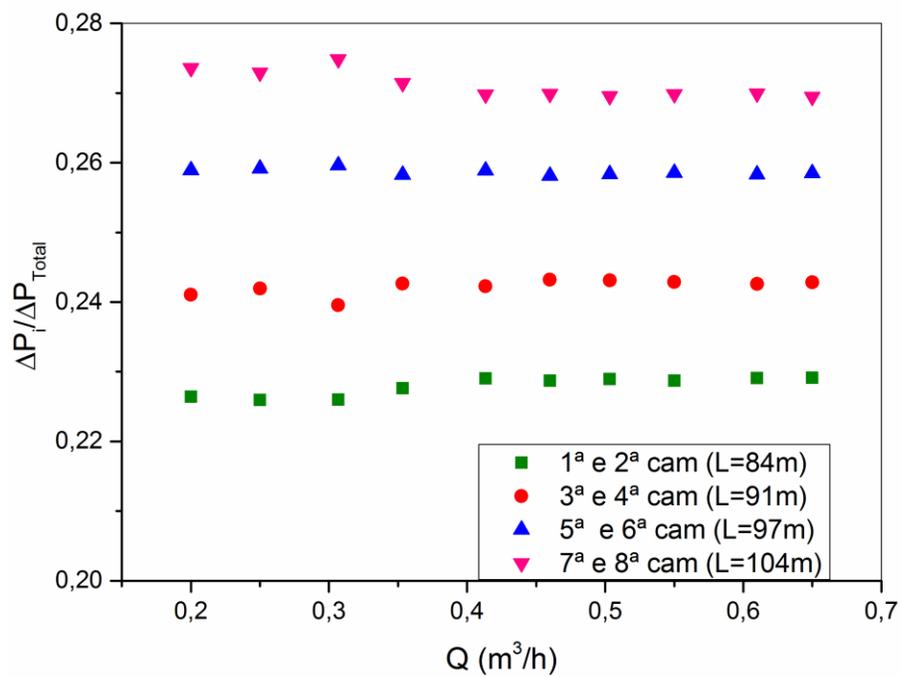
Comparando-se as Figuras 54 e 55, sem o efeito do comprimento, a maior razão de curvatura leva a uma maior queda de pressão; no entanto, adicionando-se o efeito do comprimento, as camadas mais externas, com menores razões de curvatura, apresentaram resultados de queda de pressão maiores. Ou seja, analisando a queda de pressão em uma mesma vazão, a ordem crescente de queda de pressão entre as duplas camadas é invertida da Figura 54 para a 55, o que demonstra maior contribuição do comprimento que da razão de curvatura no resultado de queda de pressão.

Conforme já mencionado, as camadas mais externas possuem maior comprimento em comparação com as mais internas porque como o raio no qual o tubo será curvado é maior (raio de curvatura), torna-se necessário um maior comprimento de tubo para manter o mesmo número de voltas das camadas mais internas, que no caso da unidade CT, todas possuem vinte voltas por camada (Tabela 4 – seção 3.1.1).

O resultado indicado na Figura 55 também pode ser visualizado se a normalização da queda de pressão de cada dupla camada ( $\Delta P_i$ ) for feita com a queda de pressão de toda a unidade CT ( $\Delta P_{Total}$ ) (Figura 56).



**Figura 55.** Queda de pressão das duplas camadas versus vazão volumétrica.



**Figura 56.** Queda de pressão das duplas camadas em relação a queda de pressão de toda a unidade CT.

A Figura 56 apresenta a contribuição de queda de pressão de cada dupla camada na queda de pressão total. Nessa figura, mais evidente ainda que na Figura 55, percebe-se que a

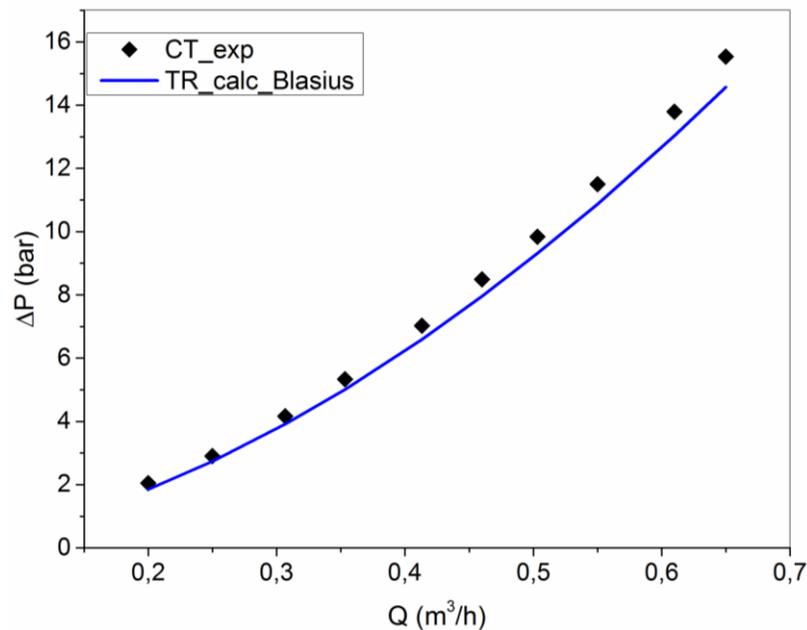


contribuição da perda de carga das duplas camadas mais externas são maiores que nas mais internas. Essa contribuição está, principalmente, atribuída ao comprimento, visto que quando avaliando somente a razão de curvatura, a ordem crescente de queda de pressão é inversa.

A diferença das contribuições de razão de curvatura e comprimento no cálculo da queda de pressão total também é considerada matematicamente. As equações de fator de atrito no regime turbulento apresentadas na Tabela 3 consideram a razão de curvatura elevada a uma potência de 0,5 ou menor, enquanto o comprimento é elevado à potência igual a 1, no cálculo da perda de carga total, o que gera uma maior contribuição do comprimento que da razão de curvatura nos cálculos. A potência na qual a razão de curvatura é elevada, sendo menor que 1, é apresentada desde o surgimento do número de Dean (Equação 7 – seção 2.3.3), adimensional oriundo do critério proposto por Dean (Equação 6 / DEAN, 1928) após simplificações na equação do movimento, que indica o efeito da curvatura no escoamento. Além disso, os resultados experimentais que levaram à determinação de correlações de fator de atrito, também concordam com a influência da curvatura ser considerada com expoente menor que 1.

#### 4.3.2.4 Avaliação da Influência da Curvatura na Queda de Pressão

Em alguns estudos de perda de carga no escoamento de fluidos em tubos curvados, tubos de trecho reto também são avaliados com o intuito de comparar os dois sistemas. Na pesquisa apresentada nessa dissertação, não foi feita a avaliação experimental da perda de carga em trecho reto. Contudo, a fim de se comparar a perda de carga entre a unidade CT e um trecho reto com as mesmas dimensões de diâmetro de tubo e comprimento, calculou-se o fator de atrito para escoamento de água em trecho reto com a equação de Blasius, para regime turbulento (Equação 27 – Tabela 3 – seção 2.5.2.1). Tal comparação de perda de carga é apresentada na Figura 57.



**Figura 57.** Queda de pressão experimental da unidade CT e calculada de um trecho reto.

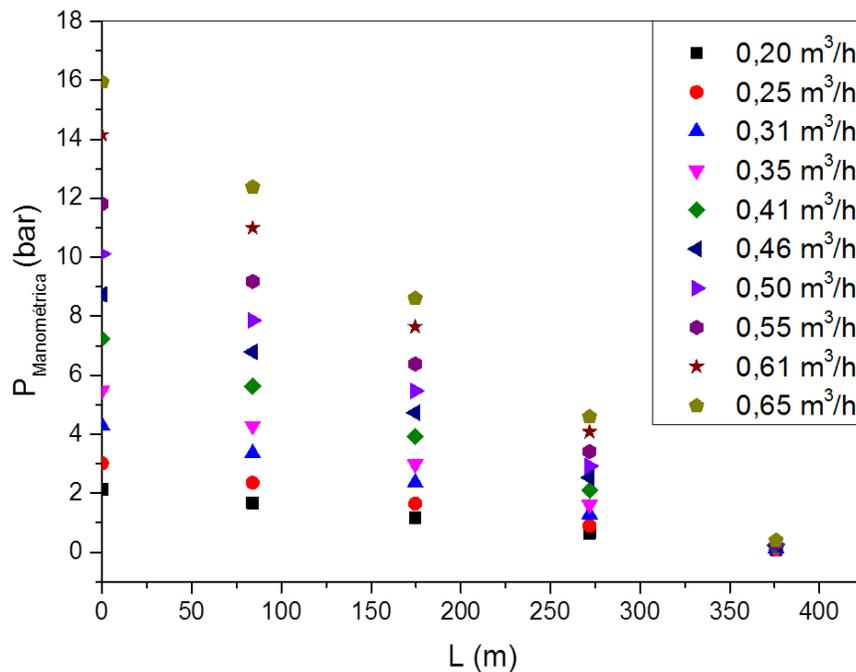
Na Figura 57 é possível notar que a perda de carga experimental da unidade CT é maior que a queda de pressão calculada para um trecho reto de mesmas dimensões. A diferença entre as perdas de carga é mais notável com o aumento da vazão. O desvio absoluto percentual médio de toda a faixa de vazão foi de 6,2%.

Azouz *et al.* (1998) ao compararem o fator de atrito entre um sistema *coiled tubing* e um trecho reto com costura – que já apresenta perda de carga maior que tubo liso – no escoamento de água, constatam que o aumento do fator de atrito em *coiled tubing* foi 33 a 44% em comparação com trecho reto. Os autores afirmam que quanto maior o número de Reynolds, maior a diferença entre o fator de atrito dos sistemas. A faixa de Reynolds avaliada pelos autores foi de  $1,3 \times 10^5$  a  $3,2 \times 10^5$ .

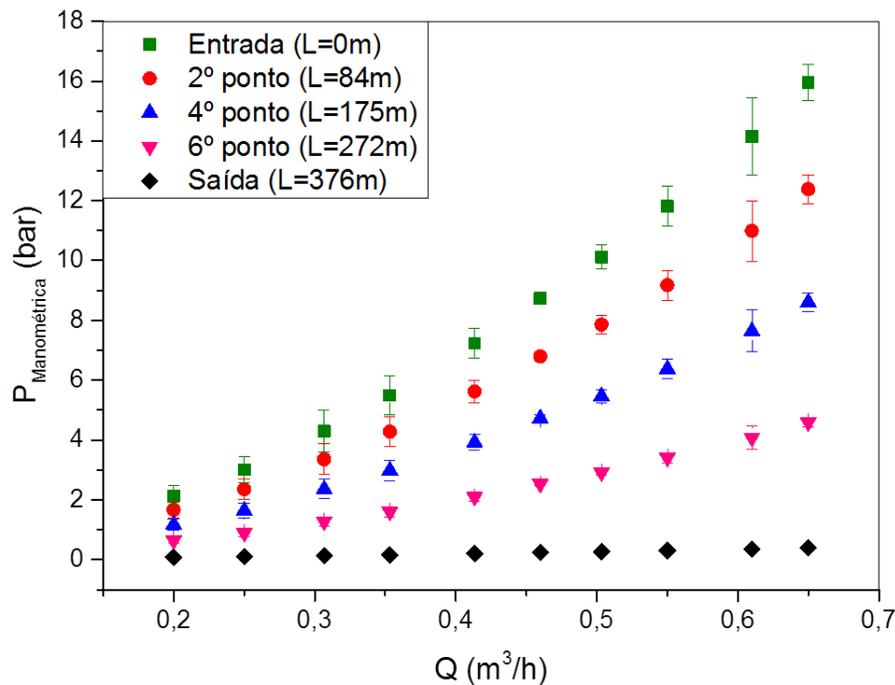
Zhou e Shah (2004a), ao compararem resultados experimentais do escoamento de água e fluidos não Newtonianos, constataram que a perda de carga causada por atrito em *coiled tubing* é maior que em trecho reto. Os autores justificaram esse resultado com o efeito das forças centrífugas nos tubos curvados, que geram escoamento secundário aumentando, assim, o atrito e, conseqüentemente, a perda de carga.

#### 4.3.2.5 Avaliação do Perfil de Pressão

O perfil de pressão analisado é o perfil axial, ao longo do comprimento do tubo. A importância de se conhecer esse perfil é poder, em um trabalho futuro de simulação, verificar o comportamento do resultado simulado, frente ao resultado experimental. O resultado das pressões manométricas medidas ao longo do comprimento do tubo nas vazões de 0,20 a 0,65 m<sup>3</sup>/h é mostrado nas Figuras 58 e 59.



**Figura 58.** Pressão manométrica versus comprimento no escoamento de água na unidade CT.



**Figura 59.** Pressão manométrica versus vazão no escoamento de água na unidade CT.

A Figura 58 apresenta a mudança de pressão com a vazão nos pontos fixos medidos e a Figura 59, como a pressão muda com a posição em uma mesma vazão.

Em ambos os gráficos, apresentados nas Figuras 58 e 59, pode-se perceber que a maior pressão, para cada vazão, é manifesta na entrada e vai decaindo, até a saída. Esse comportamento é o esperado, visto que o fluido precisa dessa maior pressão no início para que seja deslocado, escoando, assim, do maior para o menor ponto de pressão. O aumento da vazão gera aumento de pressão, e esse é percebido em todos os pontos medidos. Contudo, vale ressaltar, que mesmo com o aumento da pressão na saída, ainda assim, as pressões são muito inferiores às dos demais pontos.

Comparando-se os resultados de pressão em relação à pressão da saída e avaliando a diferença entre esses resultados percentuais de cada ponto, nota-se que o incremento de pressão entre a entrada e 2º ponto e entre o 2º ponto e o 4º são proporcionalmente semelhantes, assim como entre 4º e 6º ponto e entre o 6º ponto e a saída. Porém, nos dois últimos casos, o incremento de pressão entre os pontos é o dobro ou mais do incremento nos dois casos iniciais, das camadas mais internas. Isso indica um maior aumento das pressões manométricas nos pontos mais externos, em relação à saída, o que também aponta para uma maior queda de pressão nas camadas com maiores comprimentos como discutido na seção 4.3.2.3.

## 5 CONCLUSÕES

A unidade experimental foi validada para o escoamento de água, fluido Newtoniano em regime laminar e turbulento (Reynolds de  $1,6 \times 10^3$  a  $2,5 \times 10^4$ ).

Quanto às avaliações feitas no estudo da perda de carga, destacam-se:

- O Reynolds crítico experimental foi na faixa de 6394 a 6690, dependendo da razão de curvatura, o que é resultado do escoamento secundário, que estabiliza e prolonga a faixa de Reynolds de regime laminar comparado a um trecho reto que é até 2100;
- Uma correlação para Reynolds crítico foi proposta a partir da estimação de parâmetros usando dados experimentais;
- Correlações de fator de atrito foram analisadas no regime laminar e turbulento. Das equações vistas, sugere-se o uso das equações de Adler (1934) e Ito (1959), para os regimes laminar e turbulento, respectivamente, por terem apresentado erro percentual entre os valores experimentais e calculados menores que 9%;
- A metodologia proposta para o cálculo de perda de carga para um sistema com diferentes camadas e, conseqüentemente, com diferentes razões de curvatura, demonstrou-se eficiente, com erro percentual entre os valores de queda de pressão experimentais e calculados menores que 5%, usando-se a equação de Ito (1959).
- A influência da curvatura mostrou-se significativa frente a um escoamento de trecho reto, gerando uma queda de pressão maior em torno de 6,2%. As razões de curvatura, no entanto, não apresentaram muita diferença de queda de pressão na comparação entre essas razões, visto que os valores de razão de curvatura são próximos. Porém, o comprimento de cada dupla camada, demonstrou diferença na comparação da queda de pressão entre as duplas camadas, sendo as camadas mais externas, as que apresentaram maior queda de pressão, por terem maior comprimento.

## 6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O escoamento de fluidos em sistemas *coiled tubing* apresenta diversos desafios pelo fato de haver o escoamento secundário, que aumenta a perda de carga e a troca térmica, que mudam de acordo com a razão de curvatura. O conhecimento do escoamento em tubos curvados, assim como suas consequências, é de suma importância para operações da área de petróleo em que o sistema *coiled tubing* é usado, especialmente o abandono de poços com escoamento de pasta de cimento. Visando maior conhecimento dos fatores afetados pela curvatura do tubo, como perda de carga, e a previsão desses fatores, uma unidade *coiled tubing* foi construída.

A unidade CT construída apresenta duas características muito importantes quando comparada às unidades experimentais encontradas na literatura: a presença de oito camadas em um mesmo sistema, o acompanhamento da pressão e da temperatura em cada camada, o que permite o estudo não só da perda de carga, mas da troca térmica para uma aplicação em operações de poços de petróleo.

Dada à importância do escoamento em *coiled tubing*, propõe-se a continuação dos estudos para busca da previsão da temperatura do fluido ao longo do comprimento do tubo em um sistema *coiled tubing* para melhor formulação de fluidos, especialmente da pasta de cimento, no abandono de poços de petróleo. Sugestões mais específicas são dadas no próximo capítulo.

## 7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O estudo da perda de carga e troca térmica no escoamento de fluidos em *coiled tubing* na aplicação em processos relacionados ao poço de petróleo, principalmente o abandono do poço, é algo que tem uma grande variedade de possibilidades e análises o que gera muitas ideias para trabalhos futuros.

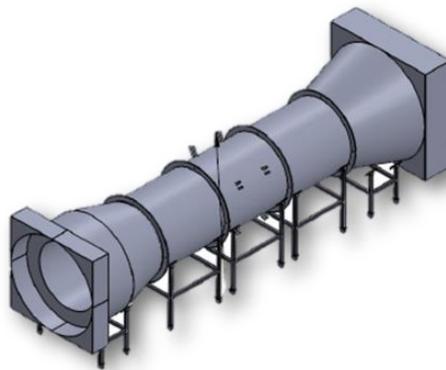
Quanto à unidade experimental, sugerem-se algumas mudanças nos equipamentos para um estudo mais amplo e mais preciso.

- Sistema de bombeio

A aquisição de uma bomba com pressão de recalque maior, tendo o cuidado com a pressão máxima de trabalho dos outros materiais como válvulas e a bobina. No caso da bobina, essa tem pressão máxima de trabalho de  $54,78 \text{ kgf/cm}^2$  e pressão de ruptura de  $273,90 \text{ kgf/cm}^2$ , de acordo com o fabricante. Ainda na questão da escolha da bomba, que seja uma com escoamento mais contínuo, para que não haja tanta variação da vazão e que seja adequada para fluidos abrasivos, principalmente seu sistema de vedação, visando o uso de novos fluidos.

- Controle da Temperatura no Entorno da Unidade CT

Sugere-se um controle de temperatura ambiente em torno da unidade CT, permitindo a réplica de experimentos, temperatura controlada e constante, o que é mais adequado para verificação de influência de fatores. Para o controle da temperatura ambiente, propõe-se a utilização de um túnel de vento. Esse, além de permitir um controle da temperatura, irá proporcionar o estudo da troca térmica por convecção forçada na parte externa da bobina, que pode ser uma realidade nas plataformas devido ao vento. O projeto de um túnel de vento foi realizado junto com o projeto da unidade CT e, por isso, uma foto está ilustrada na Figura 60.



**Figura 60.** Desenho esquemático do projeto do túnel de vento para a unidade CT.

Indica-se alocação da unidade CT dentro do túnel, mas de uma forma que a unidade possa ser rotacionada para que o estudo da convecção externa seja feito na lateral e na frente da unidade CT. Um termopar seria colocado antes da unidade e o outro após para medida da temperatura

ambiente. Um termo higo anemômetro foi adquirido que permite a medição da umidade relativa, da temperatura e do vento.

- Controle de Temperatura do Fluido

Sugere-se uma melhoria no sistema de controle de temperatura do fluido no tanque para diminuir a histerese, com controle PID. Quanto ao fluido usado no sistema de controle de temperatura, propõe-se trocar água por um fluido que tenha um maior range entre a temperatura de fusão e ebulição.

Percebeu-se que o conjunto válvula - conexão usado para direcionar o fluido da unidade de circulação para a unidade CT gera uma perda de carga que altera a temperatura do fluido, da temperatura controlada no tanque àquela que é medida quando o fluido entra na unidade CT. Por isso, propõe-se mudar a forma como o deslocamento do fluido da unidade de bombeio para a unidade CT é feito, para um modo que gere menos perda de carga e ganho de temperatura antes de chegar à entrada da unidade CT. Mas acredita-se que com uma bomba com maior pressão de recalque já irá permitir uma vazão maior na unidade CT sem que se tenha que fechar totalmente a válvula da linha de circulação, o que já reduziria o ganho de energia naquele ponto de *bypass*.

Além de mudanças estruturais, sugerem-se novas análises e fluidos.

- Fluidos Não Newtonianos

Após modificações na unidade CT para aprimoramento do controle de temperatura e maior pressão de bombeio, sugere-se fazer análises de perda de carga e troca térmica nessas novas condições com fluidos Newtonianos e, posteriormente, fluidos não Newtonianos. Fluidos poliméricos e diferentes formulações de pasta de cimento são sugeridos para que seja feita a análise de correlações de fator de atrito de fluidos não Newtonianos. Na literatura, encontram-se apenas correlações baseadas no modelo da potência, por isso, sugere-se o desenvolvimento de uma correlação de fator de atrito que possa ser usada com base no modelo de Herschel-Bulkley que engloba não só uma resposta potencial do fluido, como apresenta um limite de escoamento. Sugere-se ainda que seja feita uma análise reológica de pastas de cimento cujas formulações sejam as mesmas utilizadas no abandono do poço. Que essa análise seja feita em diferentes temperaturas e que, a partir desse resultado seja feita uma curva mestre relacionando a mudança de comportamento reológico com a temperatura. A tixotropia das pastas de cimento também precisa ser levada em consideração.

- Bombeio de Fluidos em Sequência

Como no caso real uma sequência de fluidos é bombeada, sugere-se a aquisição de um novo tanque com alimentação para a unidade CT e que sejam bombeados diferentes fluidos em sequência e até mesmo com diferentes temperaturas para que seja verificada a influência da temperatura de um fluido no outro e na própria unidade CT.

## 8 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 25. Regulamento Técnico nº 2/2002, de 6 de março de 2002. Procedimentos a serem adotados no abandono de poços de petróleo e/ou gás. Disponível em: <[http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll/leg/folder\\_portarias\\_anp/portarias\\_anp\\_tec/2002/mar%C3%A7o/panp%2025%20-%202002.xml](http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll/leg/folder_portarias_anp/portarias_anp_tec/2002/mar%C3%A7o/panp%2025%20-%202002.xml)>. Acesso em: 10 dez. 2015.

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.

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.

BAKER HUGHES. Drilling fluids reference manual. Baker Hughes drilling fluids, 2006.

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

Bridge Plugs [20--?]. Disponível em: <<http://www.shopbakerhughes.com/completion-tools/plugs-retainers/bridge-plugs.html>>. Acesso em: 26 nov. 2015.

BRODKEY, R. S. **The phenomena of fluid motions**. Dover Publications, Inc. New York, 1967.

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 [20--?]. Disponível em: <<http://www.shopbakerhughes.com/completion-tools/plugs-retainers/cement-retainers.html>>. Acesso em: 26 nov. 2015.

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



COILED Tubing Equipment [20--?]. Disponível em: <<https://www.emaze.com/@ALZTCZQ>>. Acesso em: 9 ago. 2018.

CUMING, H. G. The secondary flow in curved pipes. **Aeronautical Research Council Reports and Memoranda**, 1955.

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.

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: 14 ago. 2018

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.

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.

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

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 [20--?]. Disponível em: < <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAfjyIAA/operacoes-rotineiras-numa-sonda>>. Acesso em: 10 dez. 2015.

GRAND DUKE, Drill Pipe. 2015. Disponível em: < <http://grandduke-rus.com/en/catalog/oil-pipes/drill-pipe/>> Acesso em: 12 ago. 2018.

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

GROVER, J; BARDEN, A. Coiled tubing offers pre-commissioning tool for deepwater pipelines. 2015. Disponível em: <<http://www.offshore-mag.com/articles/print/volume-75/issue-6/pipelines-flowlines/coiled-tubing-offers-pre-commissioning-tool-for-deepwater-pipelines.html>> Acesso em: set. 2017.

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.

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

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.

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, 1961/2.

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.

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

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.

MESA Rotativa para Sonda de Perfuração [20--?]. Disponível em: <<http://portuguese.alibaba.com/product-gs/zp205-rotary-table-for-drilling-rig-457376327.html>>. Acesso em: 10 dez. 2015.

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

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

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.

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\\_Development-Topic\\_Papers/2-25\\_Well\\_Plugging\\_and\\_Abandonment\\_Paper.pdf](https://www.npc.org/Prudent_Development-Topic_Papers/2-25_Well_Plugging_and_Abandonment_Paper.pdf)>. Acesso em: 14 nov. 2015.

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

PACIFIC Northwest National Laboratory. Sensors & Electronics - Macro Property Measurements: Complex Fluid Type Governs Behavior, jul. 2011. Disponível em: <<https://technet.pnnl.gov/sensors/macro/projects/es4FIType.stm>>. Acesso em: 13 ago. 2018.

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.

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.; 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 [20--?]. Disponível em: <<http://www.glossary.oilfield.slb.com/Terms/p/pa.aspx>>. Acesso em: 25 nov. 2015.

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.

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

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.

SILVA, M. G. P.; *et al.* Avaliação de equações pertinentes aos projetos hidráulicos com fluidos de perfuração, pastas de cimento e fluidos de completação no escoamento tubular e anular, **Relatório Técnico Interno**, n° 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](http://user.das.ufsc.br/~plucenio/DAS5946/aula5/Apr_DrRenato_A_Silva.pdf)>. Acesso em: 18 nov. 2015.

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.

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.

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

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

## 9 APÊNDICES

APÊNDICE A – Fluidos Não Newtonianos

APÊNDICE B – Estudo de Caso

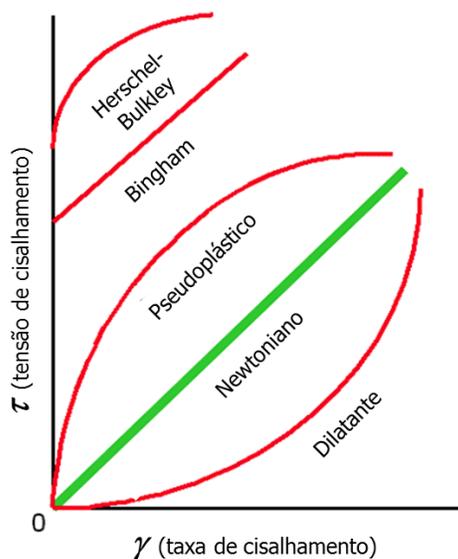
APÊNDICE C – Dados de Calibração dos Termopares e Resultados de Reynolds Crítico

APÊNDICE D – Estudo Preliminar de Troca Térmica

## APÊNDICE A – Fluidos Não Newtonianos

Nesse apêndice serão relatados os tipos de fluidos não Newtonianos e alguns adimensionais que caracterizam o escoamento desses fluidos como número de Reynolds, Reynolds crítico e correlações de fator de atrito para o escoamento em trecho curvado.

Os fluidos não Newtonianos são classificados dessa forma por não seguirem a lei de Newton da viscosidade. Ou seja, não apresentarem uma relação linear entre tensão e taxa de cisalhamento ou por possuírem uma tensão mínima para que inicie o escoamento. A Figura 61 apresenta os principais tipos de fluidos não Newtonianos.



**Figura 61.** Curva de fluxo de fluidos Não Newtonianos e Newtoniano (Fonte: Adaptado de PACIFIC, 2011).

Os fluidos pseudoplásticos tem sua viscosidade reduzida com o aumento da taxa de cisalhamento, enquanto os dilatantes, a viscosidade aumenta com o aumento da taxa. Os fluidos de Bingham precisam de uma tensão mínima para que comecem a escoar, tendo um comportamento de sólido até que essa tensão seja alcançada. E, após o início do escoamento, tem uma relação linear entre tensão e taxa de cisalhamento (FOX *et al.*, 2006). Já os de Herschel-Bulkley, além dessa tensão mínima necessária, com o aumento da taxa de cisalhamento, há uma diminuição da viscosidade.

A viscosidade dos fluidos não Newtonianos varia com a taxa de cisalhamento. Portanto, essa passa a ser denominada viscosidade aparente e não mais viscosidade absoluta, como em fluidos Newtonianos.

Com o intuito de representar esses comportamentos matematicamente, modelos reológicos foram elaborados para cada tipo de fluido.

### A-1 Fluidos Não Newtonianos Independentes do Tempo: Modelos Reológicos

Os modelos reológicos apresentados nessa seção são modelos para fluidos que tem seu comportamento reológico independente do tempo.

- Modelo de Ostwald de Waale

O modelo de Ostwald de Waale, também conhecido como modelo *power law* ou da potência, relaciona a tensão e taxa de cisalhamento de forma potencial (Equação 46).

$$\tau = k\gamma^n \quad (46)$$

sendo  $\tau$  tensão de cisalhamento (Pa),  $k$  índice de consistência (Pa.s<sup>n</sup>),  $\gamma$  taxa de cisalhamento (s<sup>-1</sup>) e  $n$  índice de comportamento (adimensional). Se o valor de  $n$  for entre 0 e 1, tem-se representado os fluidos pseudoplásticos. Caso  $n$  seja maior que 1, indica que os fluidos tem comportamento dilatante. Quanto mais próximo da unidade, mais próximo será o comportamento como de um fluido Newtoniano (MACHADO, 2002).

De acordo com Machado (2002) emulsões e soluções poliméricas são exemplos de fluidos com comportamento pseudoplástico e, algumas dispersões de polímeros, de dilatante.

- Modelo de Bingham

Os fluidos que seguem o modelo de Bingham são conhecidos como plástico de Bingham ou plástico ideal. Alguns exemplos são: suspensões de argila e lama de perfuração (FOX *et al.*, 2006). O modelo matemático que descreve o comportamento desses fluidos está apresentado na Equação 47.

$$\tau = VP_B\gamma + LE_B \quad (47)$$

sendo  $\tau$  tensão de cisalhamento (Pa),  $VP_B$  viscosidade plástica de Bingham (Pa.s<sup>n</sup>),  $\gamma$  taxa de cisalhamento (s<sup>-1</sup>) e  $LE_B$  limite de escoamento de Bingham (Pa).

- Modelo de Herschel-Bulkley

O modelo de Herschel-Bulkley possui três parâmetros (Equação 48), tendo nele representado o comportamento de um fluido de potência que também possui tensão crítica para que comece a escoar.

$$\tau = k_{HB}\gamma^{n_{HB}} + LE_{HB} \quad (48)$$

sendo  $\tau$  tensão de cisalhamento (Pa),  $k_{HB}$  índice de consistência de Herschel-Bulkley (Pa.s<sup>n</sup>),  $\gamma$  taxa de cisalhamento (s<sup>-1</sup>),  $n_{HB}$  índice de comportamento de Herschel-Bulkley (adimensional) e  $LE_{HB}$  limite de escoamento de Herschel-Bulkley (Pa).

Segundo Nelson (1990), os modelos da potência e Bingham são os mais usados para pasta de cimento. Paraiso (2011), entretanto, propõe o uso do modelo de Herschel-Bulkley por apresentar características dos dois modelos anteriormente citados. Ele, em seu estudo reológico

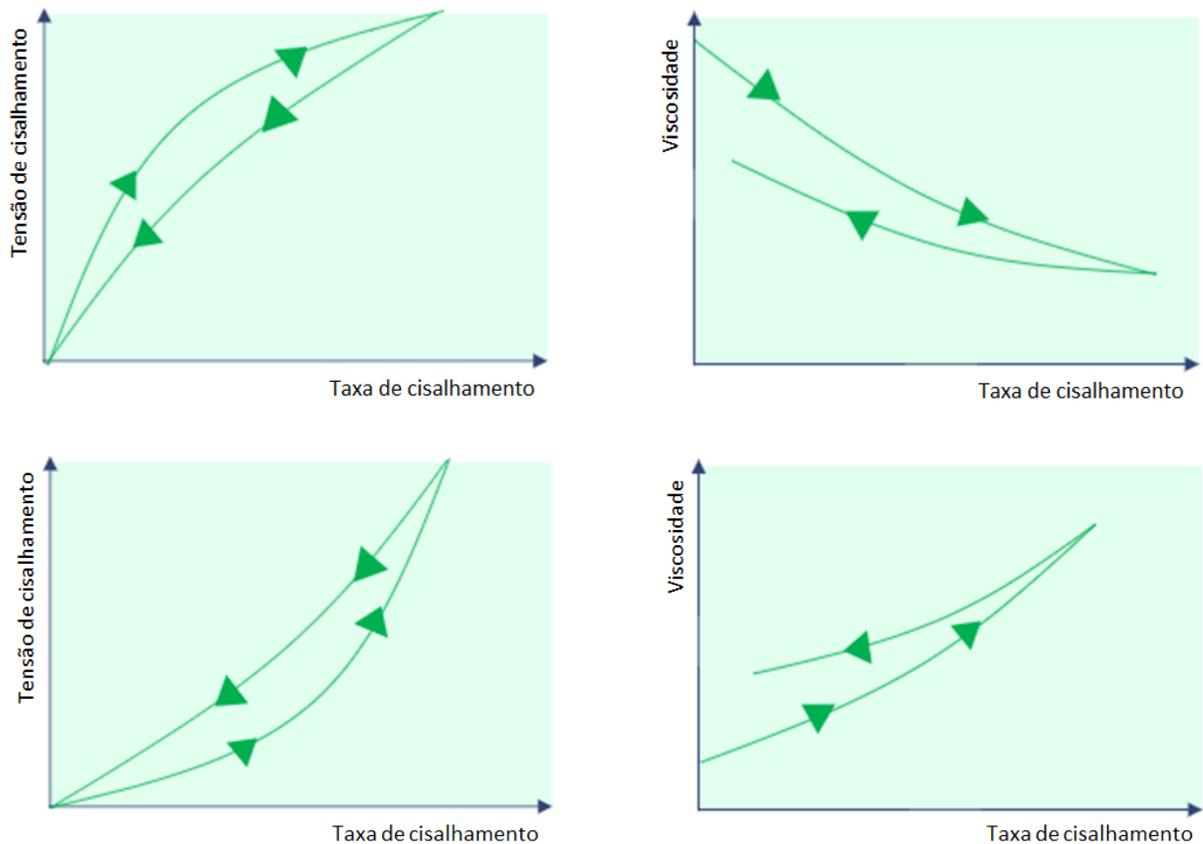


da pasta de cimento, aponta o modelo de Herschel-Bulkley como melhor sugestão por ter apresentado o melhor resultado na caracterização reológica da pasta de cimento estudada.

## A-2 Fluidos Não Newtonianos Dependentes do Tempo

Os fluidos dependentes do tempo, quando submetidos a uma taxa de cisalhamento constante, apresentam uma mudança na sua viscosidade aparente ou tensão de cisalhamento (MACHADO, 2002). Esses fluidos são classificados como reopéticos ou tixotrópicos. Os fluidos reopéticos apresentam um aumento da tensão, a uma taxa de cisalhamento constante, com o tempo (GREEN; PERRY, 2008). Os tixotrópicos apresentam comportamento oposto.

A Figura 62 apresenta as curvas de fluxo e viscosidade de fluidos tixotrópicos e reopéticos, respectivamente.



**Figura 62.** Curva de fluxo e de viscosidade de fluidos (a) tixotrópico, (b) reopético  
(Fonte: Adaptado de JORGE *et al.*, 2015).

De acordo com Mewis e Wagner (2009), os fluidos tixotrópicos podem ser entendidos e definidos de duas formas. Uma delas é, estando os fluidos inicialmente em repouso, ao escoarem, a viscosidade diminui com o tempo. A outra forma é a recuperação da viscosidade do fluido ao cessar o escoamento. Machado (2002) cita os fluidos de perfuração e as pastas de cimento como fluidos que exibem tixotropia.

Existem modelos matemáticos relacionados ao comportamento tixotrópico de fluidos (BARNES, 1997), porém isso não é algo trivial. Rodrigues *et al.* (2017), apresenta uma avaliação dos procedimentos para determinar curva de fluxo de pasta de cimento, onde avalia dois tipos de pasta de cimento. Os autores constataam que o tempo apropriado de duração da aplicação de determinadas taxas de deformação dependia também do tipo de pasta. Isso demonstra a complexidade em descrever comportamentos de fluidos que mudam com o tempo.

### A-3 Número de Reynolds Modificado

Assim como modelos reológicos foram desenvolvidos com o intuito de descrever o comportamento de fluidos não Newtonianos, correlações de número de Reynolds modificado também foram criadas. Desse modo, o número de Reynolds pode ser calculado com base nos parâmetros reológicos de cada modelo, ao invés de calcular um valor de Reynolds para cada viscosidade aparente, em cada taxa de cisalhamento. As Equações 49, 50 e 51 apresentam as fórmulas para o cálculo do número de Reynolds modificado para o modelo da potência ( $Re_p$ ), Bingham ( $Re_B$ ) e Herschel-Bulkley ( $Re_{HB}$ ), respectivamente.

$$Re_p = \frac{D\langle v \rangle \rho}{k \left(\frac{8v}{D}\right)^{n-1} \left(\frac{3n+1}{4n}\right)^n} \quad (49)$$

$$Re_B = \frac{D\langle v \rangle \rho}{VP_B} \quad (50)$$

$$Re_{HB} = \frac{8D^{n_{HB}}\langle v \rangle^{2-n_{HB}} \rho}{k_{HB}[2(3n_{HB}+1)/n_{HB}]^{n_{HB}}} \quad (51)$$

### A-4 Número de Reynolds Crítico para Fluidos Não Newtonianos

Conforme apresentado na seção 2.4, o número de Reynolds crítico de fluidos Newtonianos que escoam em trecho reto é 2100, 2300. Contudo, como fluidos não Newtonianos apresentam viscosidade aparente, ou seja, que muda com a taxa de deformação, o número de Reynolds crítico passa a ser definido de acordo com as propriedades reológicas do fluido em questão. Lenschow (1992 *apud* OCHOA, 2006) propõe duas equações de Reynolds crítico para fluidos que apresentam comportamento de potência, utilizando o valor do índice de comportamento. A Equação 52 é para a determinação do limite em que o regime é laminar e a Equação 53 para o momento em que o regime passa a ser turbulento.

$$Re_c = 3470 - 1370n \quad (52)$$

$$Re_c = 4270 - 1370n \quad (53)$$

Paraiso (2011) fez a determinação de Reynolds crítico experimental para pasta de cimento escoando em um tubo de trecho reto de 1 in nas temperaturas de 15, 25 e 60 °C. Na análise utilizando a equação de número de Reynolds modificado para fluido da potência, os valores obtidos foram 3547, 2949, 3375, nas respectivas temperaturas. Pode-se observar, que os valores de Reynolds críticos foram maiores para esses fluidos não Newtonianos que para os valores conhecidos dos Newtonianos.

Segundo o que foi visto na seção 2.4, como não há correlações de Reynolds crítico para o escoamento de fluidos não Newtonianos em tubo curvado e, sabendo que em trecho reto o Reynolds crítico de fluidos não Newtonianos é maior que de Newtonianos, utiliza-se o valor de Reynolds crítico de fluidos Newtonianos em trecho curvado como garantia que o escoamento até esse valor é laminar.

### A-5 Fator de Atrito – Fluido Não Newtoniano: Escoamento Laminar e Turbulento

A Tabela 14 apresenta algumas das correlações desenvolvidas para o cálculo do fator de atrito para fluidos não Newtonianos que seguem o modelo da potência.

**Tabela 14.** Correlações de fator de atrito para o escoamento de fluidos não Newtonianos em tubos curvados.

Autor	Correlações	Condições
Mashelkar e Devarajan (1977)	$f_c = (9,069 - 9,438n + 4,374n^2) \left(\frac{r}{R}\right)^{0,5} De'^{(-0,768+0,122n)}$ <p style="text-align: center;"><b>(54)</b></p>	$70 < De' < 400$
	$De' = \frac{(2r)^n \langle v \rangle^{2-n} \rho}{K} \left(\frac{r}{R}\right)^{0,5}$ <p style="text-align: center;"><b>(55)</b></p>	$0,01 < r/R < 0,135$
Mishra e Gupta (1979)	$f_c = f_r + [1 + 0,033(\log De_2)^4]$ <p style="text-align: center;"><b>(56)</b></p>	$f_r = \frac{16}{Re_2}$ <p style="text-align: center;"><b>(57)</b></p>
	$Re_2 = \frac{D \langle v \rangle \rho}{\mu_2}$ <p style="text-align: center;"><b>(58)</b></p>	$\mu_2 = K \left(\frac{8 \langle v \rangle}{D}\right)^{n-1}$ <p style="text-align: center;"><b>(59)</b></p>
McCann <i>et al.</i> (1996)	$f = \frac{1,06a}{Re_p^{0,8b}} \left(\frac{r}{R}\right)^{0,1}$ <p style="text-align: center;"><b>(60)</b></p>	$a = \frac{\log(n) + 3,93}{50} \quad b = \frac{1,75 - \log(n)}{7}$ <p style="text-align: center;"><b>(61)                      (62)</b></p>

Fonte: MASHELKAR; DEVARAJAN (1977) *apud* ZHOU; SHAH (2004b), MISHRA; GUPTA (1979) e McCANN *et al.* (1996).

O cálculo do fator de atrito para fluidos não Newtonianos em comparação com os Newtonianos é um pouco mais complexo devido às variações de propriedades reológicas e diversidade de comportamento de fluidos não Newtonianos. Na literatura, um maior número de estudos do escoamento de fluidos Newtonianos em tubos enrolados é encontrado em comparação com fluidos não Newtonianos (ZHOU; SHAH, 2004b).

Nesse trabalho, apesar de não ser dado o início aos estudos de perda de carga de fluidos não Newtonianos, essas correlações apresentadas na Tabela 14 são indicadas como sugestões para análise em trabalhos futuros. Visto que o principal foco de análise do projeto é o escoamento de pasta de cimento, fluido não Newtoniano. O fato de ter menos estudos com fluidos não Newtonianos em sistema *coiled tubing* e, no caso da pasta de cimento como fluido, não ter sido encontrado nenhum trabalho nesse tipo de geometria, aponta a importância da continuidade desse trabalho para a obtenção de conclusões mais consistentes para a aplicação no abandono de poços de petróleo.

## A-6 Referências

Nessa seção serão listadas as referências usadas no Apêndice A e que não constam no capítulo 7, assim como referências encontradas com estudo do escoamento de fluidos em *coiled tubing* e operações com *coiled tubing* no ramo do petróleo.

- Referências do Apêndice A

JORGE, A. R.; COELHO, C. FREIRE, C. DIAS, C. Teoria da Reologia. Tecnologia Farmacêutica II. Universidade de Lisboa, 2015. Disponível em: < <https://slideplayer.com.br/slide/11681547/>>. Acesso em: 17 ago. 2018.

BARNES, H. A. Thixotropy – a review. **J. Non-Newtonian Fluid Mech.**, v. 70, p. 1-33, 1997.

LENSCHOW, J. Pressure Drop Calculations for Drilling Fluid, **SPE** 25520, 10 ago. 1992.

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.

MEWIS, J.; WAGNER, N. J. Thixotropy. **Advances in Colloid and Interface Science**, 147–148, p. 214–227, 2009.

RODRIGUES, E. C.; SILVA, F. A.; MIRANDA, C. R.; CAVALCANTE, G. M. S.; MENDES, P. R. S. An appraisal of procedures to determine the flow curve of cement slurries. **Journal of Petroleum Science and Engineering**, v. 159, p. 617–623, 2017.

- Referências sobre Escoamento de Fluidos em *Coiled Tubing*

HOQUE, M.; ALAM, M. A numerical study of MHD laminar flow in a rotating curved pipe with circular cross section. **Open Journal of Fluid Dynamics**, v. 5, p. 121-127, 2015. doi: 10.4236/ojfd.2015.52014

KHAN, M.M.K. Friction factor and flow characterization of non-newtonian fluids. 11th Australian Fluid Mechanics Conference, University of Tasmania, Hobart, Australia, dec. 1992.

KRISHNA, B.S.V.S. Prediction of pressure drop n 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.

LIGRANI, P.M. A study of Dean vortex development and structure in a curved rectangular channel with aspect ratio of 40 and Dean numbers up to 430. NASA, July 1994.

MUJAWAR, B.A.; RAO, M.R. Flow on non-newtonian fluids through helical coils. **Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.**, v. 17, n. 1, p. 22-27, 1978.

PATANKAR, S.V.; PRATAP, V.S.; SPALDING, D.B. Prediction of turbulent flow in curved pipes. **J. Fluid Mech.**, v. 67, n. 3, p. 583-595, 1975.

TAYLOR, G.I; The criterion for turbulence in curved pipes. **Proc. R. Soc. Lond. A**, v. 124, p. 243-249, 1929. doi: 10.1098/rspa.1929.0111

ZHOU, Y.; SHAH, S. N. Fluid Flow in Coiled Tubing: CFD Simulation. **Canadian International Petroleum Conference**, paper 2003-212, p. 1-10, 2003.

- Referências sobre Operações com *Coiled Tubing*

ABSHIRE, L. W.; DESAI, P.; MUELLER, D.; PAULSEN, W. B.; ROBERTSON, R. D. B.; SOLHEIM, T. Offshore permanent well abandonment. **Oilfield Review**, v. 24, n. 1, p. 42-50, 2012.

BAKER HUGHES. Coiled tubing solutions. Baker Hughes Baker Oil Tools, 2003.

PILISI, N. **An advisory system for selecting drilling technologies and methods in tight gas reservoirs**. 2009. f. 178. Thesis (Master of Science - Petroleum Engineering) - Texas A&M University, May 2009.

RAHIMOV, E. **Through tubing rotary managed pressure drilling**. 2009. f. 84. Master's thesis - Faculty of science and technology, Universitetet i Stavanger, Stavanger, June 2009.

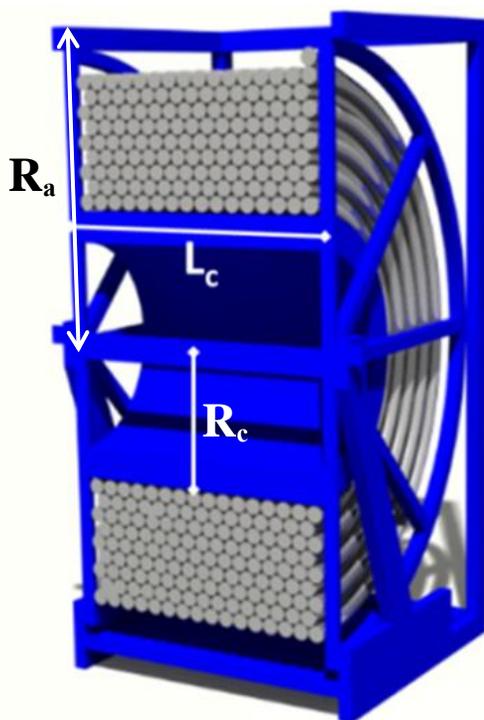
## APÊNDICE B – Estudo de Caso

O estudo de caso apresentado nesse apêndice foi usado como parâmetro no planejamento e montagem da unidade experimental CT e os dados foram fornecidos pelo CENPES/PETROBRAS.

Nesse caso, três operações foram realizadas com o mesmo flexitubo para abandono de um poço, onde foram feitos três tampões em diferentes profundidades por meio da cimentação.

### B-1 Dados do Conjunto Flexitubo e Outras Estruturas

O carretel do flexitubo tem as seguintes características: 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 63).



**Figura 63.** Ilustração das dimensões do sistema coiled tubing do estudo de caso.

Quanto ao flexitubo, seu comprimento total é de 5331 m, seu diâmetro externo é o mesmo em toda a sua extensão, porém a espessura da parede varia, fazendo com que o diâmetro interno seja diferente ao longo do tubo, sendo o maior diâmetro interno o que está no fundo do poço, diminuindo nos trechos anteriores e o menor diâmetro interno é que está na entrada do flexitubo, na superfície. Os dados mais detalhados da geometria do flexitubo são apresentados na Tabela 15.

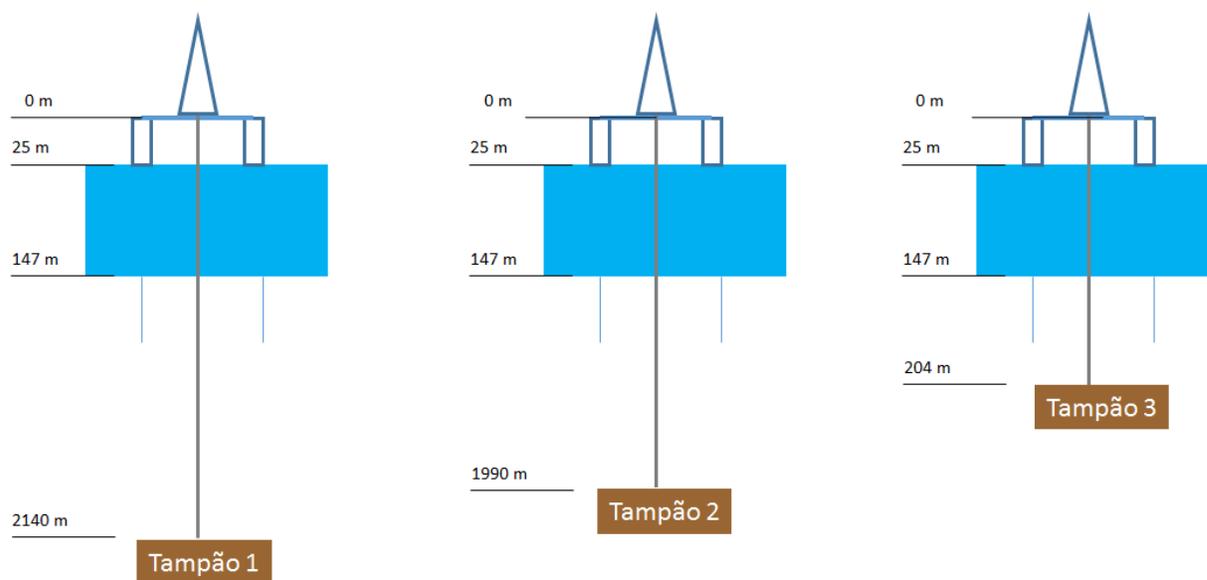
Em cada operação, para estabelecimento de cada tampão, um comprimento diferente de flexitubo está enrolado no carretel, já que os tampões são construídos em profundidades

diferentes, sendo estas de 2140, 1990 e 204 m para os tampões 1, 2 e 3, respectivamente (Figura 64).

**Tabela 15.** Dados da geometria do flexitubo.

Diâmetro externo		Diâmetro interno		Espessura		Comprimento	Peso		Volume	
in	m	in	m	in	m	m	lb	kg	bbl	m <sup>3</sup>
1,5	0,0381	1,21	0,0307	0,15	0,0038	1573,8	10844	4918,76	7,3	1,16
1,5	0,0381	1,19	0,0302	0,16	0,0041	1389,9	10220	4635,71	6,3	1,00
1,5	0,0381	1,15	0,0292	0,18	0,0046	1310,6	10658	4834,39	5,5	0,87
1,5	0,0381	1,12	0,0285	0,19	0,0048	1056,7	9224	4183,94	4,2	0,67

Fonte: CENPES/Petrobras, 2015.



**Figura 64.** Desenho esquemático da profundidade de cada tampão (Fonte: CENPES/Petrobras, 2015).

Como o foco é o estudo do flexitubo que está enrolado, e este possui diferentes diâmetros internos, precisou-se considerar a distância dos equipamentos, da lâmina d'água e profundidade atingida para que se soubesse o real comprimento e diâmetro do flexitubo enrolado. O comprimento da linha entre a unidade de cimentação e a entrada do carretel é de 157 m, tendo diâmetro interno de 2 in (0,0508 m). A altura da mesa rotativa é de 25 m e a da lâmina d'água é de 122 m. Quanto ao comprimento do tubo na saída do carretel, passando pelo injetor até a mesa, esse é de 30 m no total.

A Tabela 16 apresenta os diâmetros internos do flexitubo e o comprimento correspondente de cada um que está enrolado no carretel, assim como o comprimento total.

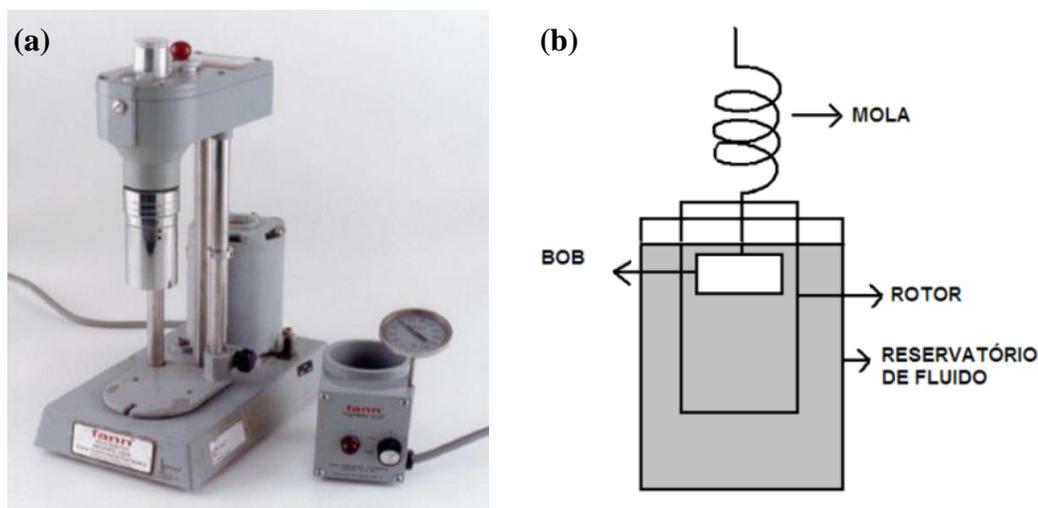
**Tabela 16.** Dados de comprimento de flexitubo enrolado no carretel.

Diâmetro interno (in)	Comprimento (m)		
	Tampão 1	Tampão 2	Tampão 3
1,12	1056,7	1056,7	1056,7
1,15	1310,6	1310,6	1310,6
1,19	794	946,8	1389,1
1,21	-	-	1340
Comprimento total (m)	3161,3	3311	5096,5

Fonte: CENPES/Petrobras, 2015.

## B-2 Dados da Pasta de Cimento

A pasta de cimento utilizada nos três tampões possui densidade de 15,8 lb/gal (1893,26 kg/m<sup>3</sup>). Segundo informações fornecidas por químicos da empresa, o calor específico ( $c_p$ ) de uma pasta de cimento pode variar de 900 a 1100 J/kg°C. Quanto à reologia, sua análise foi feita no viscosímetro Fann (Modelo 35A) (Figura 65) nas rotações de 3, 6, 30, 60, 100, 200 e 300 rpm, onde as taxas de cisalhamento, que são função da rotação, são, respectivamente, 5,11; 10,21; 51,07; 102,14; 170,23; 340,46 e 510,69 s<sup>-1</sup>.



**Figura 65.** (a) Viscosímetro Fann (Modelo 35A); (b) Ilustração do conjunto bob-rotor (Fonte: PETROBRAS, 2005).

Para cada taxa aplicada, leu-se o ângulo gerado pela torção da mola, que tem relação com a tensão de cisalhamento do fluido. As leituras foram feitas de modo ascendente e descendente.

A Tabela 17 apresenta os dados lidos no viscosímetro das pastas, assim como a temperatura das mesmas.



**Tabela 17.** Dados obtidos no viscosímetro Fann (Modelo 35A) e de temperatura das pastas de cimento.

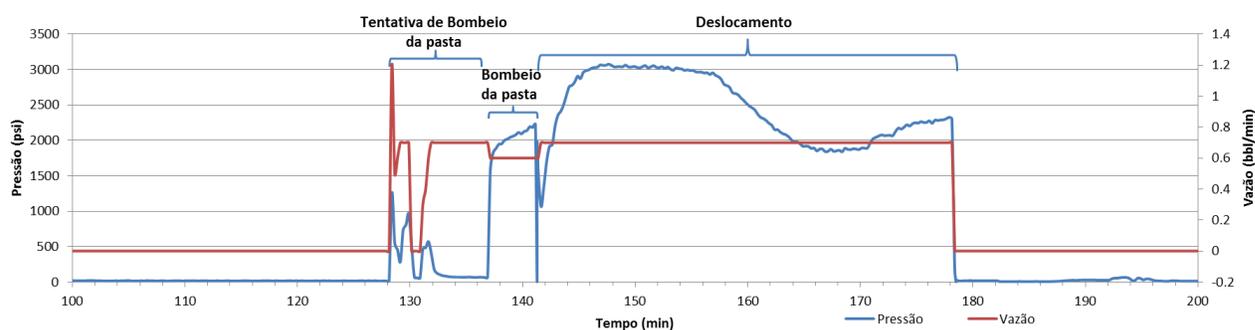
Rotações (rpm)	Tampão 1		Tampão 2		Tampão 3	
	Leitura asc. (°)	Leitura desc. (°)	Leitura asc. (°)	Leitura desc. (°)	Leitura asc. (°)	Leitura desc. (°)
3	6	3	3	2	3	2
6	7	4	4	3	4	3
30	8	6	-	-	-	-
60	11	9	-	-	-	-
100	13	11	26	25	26	25
200	19	18	46	44	46	44
300	24	24	65	65	65	65
Temperatura (°F) da pasta (°C)	100 37,8		90 32,2		90 32,2	

Fonte: CENPES/Petrobras, 2015.

### B-3 Dados de Bombeio e Temperatura no Flexitubo

A operação de abandono do poço utilizando o flexitubo é realizada em algumas etapas. Posiciona-se a saída do tubo na região em que se deseja bombear cimento, porém, a princípio, é feito o preenchimento das linhas de superfície com água industrial. Em seguida, realiza-se um teste de pressão e, então, o *flush* das linhas é feito, ou seja, o jato na tubulação com água industrial. Posteriormente, bombeia-se água industrial, para-se o bombeio para que a pasta de cimento seja preparada e, então, bombeia-se a pasta. Após o bombeio da pasta, bombeia-se água industrial e fluido de completção, com o objetivo de empurrar e deslocar a pasta de cimento para a região que se deseja estabelecer o tampão, por meio do peso do fluido e pressão de bombeio.

Os dados dessa operação para os tampões 1, 2 e 3 são apresentados nas Figuras 66 a 68 e Tabelas 18 a 20, respectivamente.

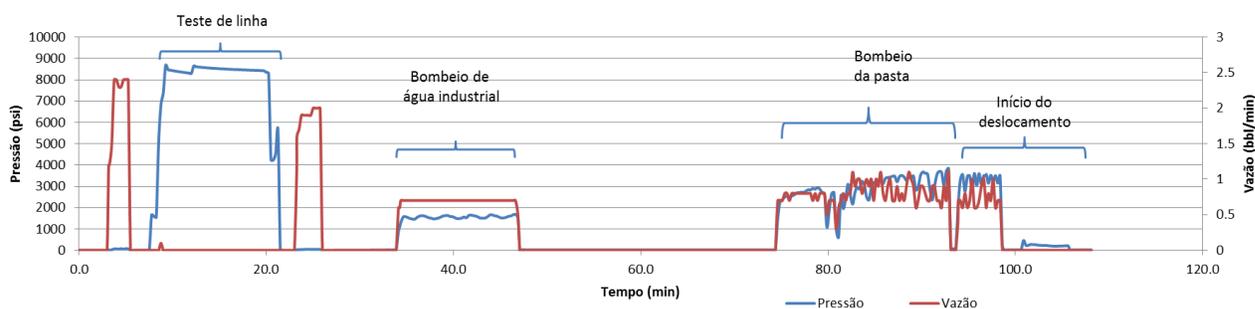


**Figura 66.** Gráfico com dados de bombeio de fluidos na formação do Tampão 1 (Fonte: CENPES/Petrobras, 2015).

**Tabela 18.** Dados da operação de bombeio de fluidos – Tampão 1.

Tempo inicial	Tempo final	Vazão máx.		Pressão máx.		Volume total		Fluido sendo bombeado	Etapa
		bbl/min	m <sup>3</sup> /s	psi	Pa	bbl	m <sup>3</sup>		
0	26	0	0	8496	5,86.10 <sup>7</sup>	-	-	Água industrial	Teste de pressão
40	64	0,7	0,002	2208	1,52.10 <sup>7</sup>	18	2,86	Água industrial	Bombeio de água
130	143	0,7	0,002	2228	1,54.10 <sup>7</sup>	5,3	0,84	Pasta de cimento	Bombeio de pasta
143	180	0,7	0,002	3076	2,12.10 <sup>7</sup>	26,54	4,22	Água industrial	Deslocamento com água industrial

Fonte: CENPES/Petrobras, 2015.

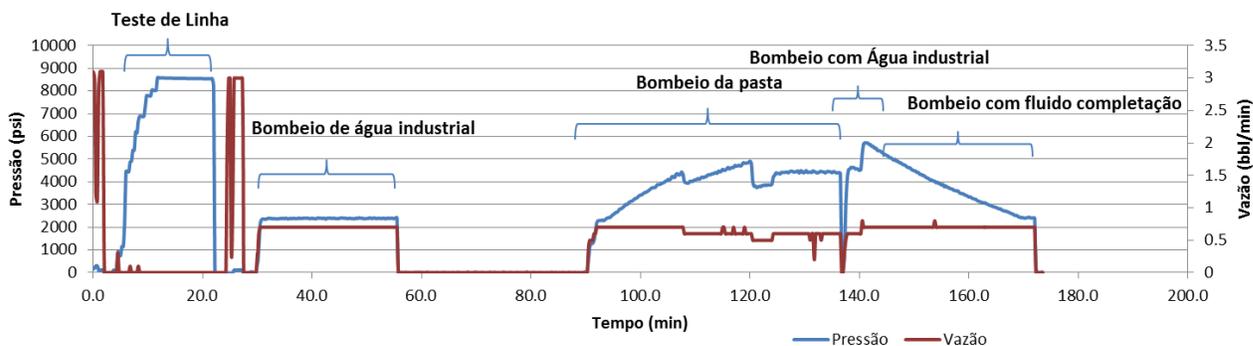


**Figura 67.** Gráfico com dados de bombeio de fluidos na formação do Tampão 2 (Fonte: CENPES/Petrobras, 2015).

**Tabela 19.** Dados da operação de bombeio de fluidos – Tampão 2.

Tempo inicial	Tempo final	Vazão máx.		Pressão máx.		Volume total		Fluido sendo bombeado	Etapa
		bbl/min	m <sup>3</sup> /s	psi	Pa	bbl	m <sup>3</sup>		
7,7	21,5	0,0	0,000	8678	5,98.10 <sup>7</sup>	0,00	0,00	Água industrial	Teste de pressão
34,3	46,9	0,7	0,002	1680	1,16.10 <sup>7</sup>	9,15	1,45	Água industrial	Bombeio de água
74,6	93,6	1,1	0,003	3833	2,64.10 <sup>7</sup>	14,6	2,32	Pasta de cimento	Bombeio de pasta
93,9	102,1	1	0,003	3606	2,49.10 <sup>7</sup>	3,4	0,54	Água industrial	Deslocamento com água industrial

Fonte: CENPES/Petrobras, 2015.



**Figura 68.** Gráfico com dados de bombeio de fluidos na formação do Tampão 3 (Fonte: CENPES/Petrobras, 2015).

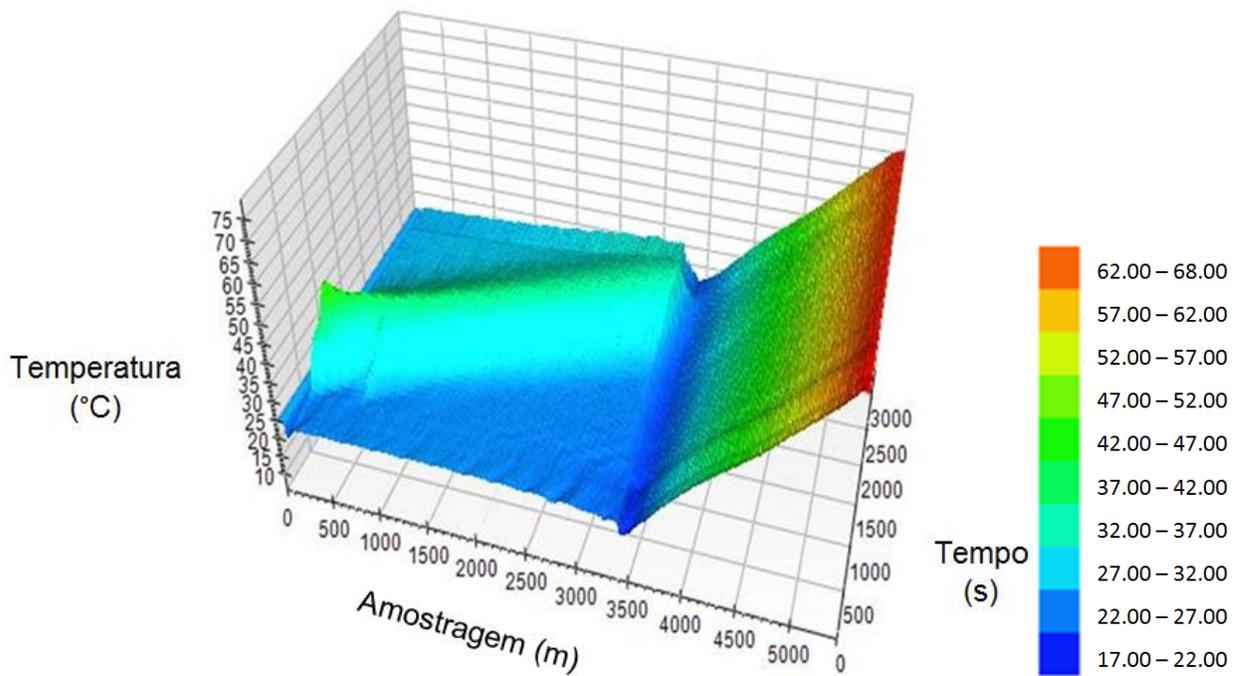
**Tabela 20.** Dados da operação de bombeio de fluidos – Tampão 3.

Tempo inicial	Tempo final	Vazão máx.		Pressão máx.		Volume total		Fluido sendo bombeado	Etapa
		bbl/min	m <sup>3</sup> /s	psi	Pa	bbl	m <sup>3</sup>		
0,0	2,1	3,1	0,008	304	2,1.10 <sup>6</sup>	5,10	0,81	Água industrial	Preenchimento das linhas de superfície
4,5	22	0,0	0,00	8590	5,92.10 <sup>7</sup>	0,00	0,00	Água industrial	Teste de pressão
24,8	27,4	3,0	0,008	116	8,0.10 <sup>5</sup>	7,85	1,25	Água industrial	Flush das linhas
30,1	56	0,7	0,002	2420	1,67.10 <sup>7</sup>	18,58	2,95	Água industrial	Bombeio de água industrial
56	90	0,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	Preparo da pasta de cimento
90	137	0,7	0,002	4914	3,4.10 <sup>7</sup>	29,06	4,62	Pasta de cimento	Bombeio de pasta
137	145	0,7	0,002	5723	3,95.10 <sup>7</sup>	5,24	0,83	Água industrial	Deslocamento com água industrial
145	172,3	0,7	0,002	5165	3,56.10 <sup>7</sup>	19,97	3,17	Fluido de completção	Deslocamento com fluido de completção

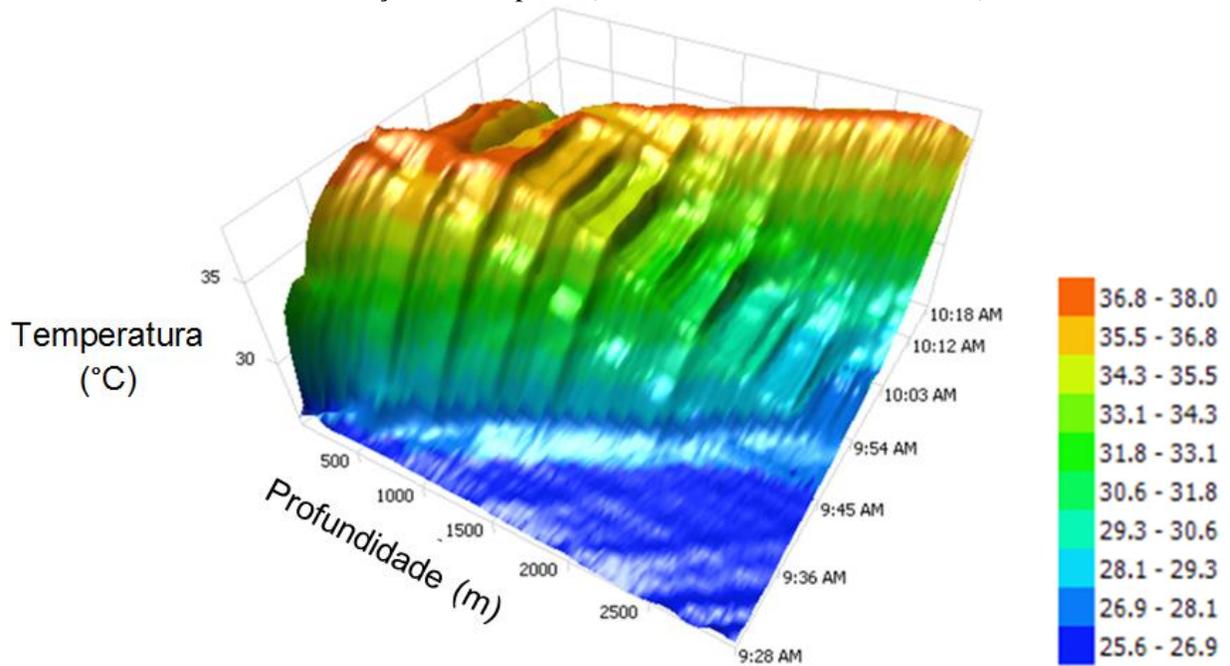
Fonte: CENPES/Petrobras, 2015.

Os dados de temperatura no flexitubo foram coletados por meio de uma sonda de fibra ótica presente no interior do flexitubo ao longo de todo o seu comprimento. Contudo, os dados eram coletados a cada meio metro e a cada minuto.

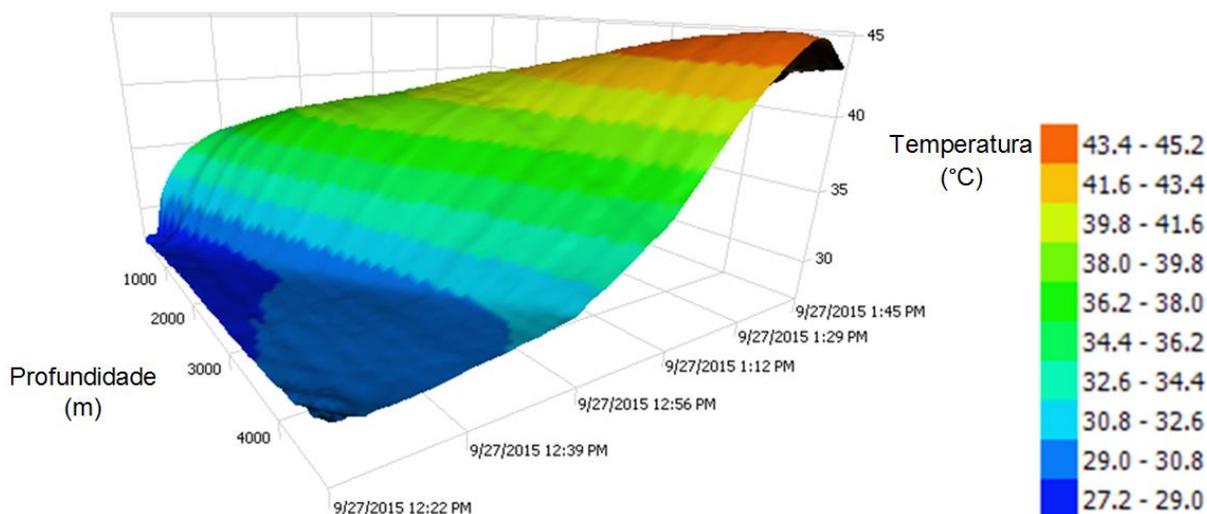
Os dados de temperatura coletados ao longo da extensão do flexitubo com o tempo são plotados nos gráficos apresentados nas Figuras 69 a 71, dos tampões 1, 2 e 3, respectivamente.



**Figura 69.** Dados de temperatura distribuída durante o bombeio da pasta de cimento e deslocamento dela na formação do Tampão 1 (Fonte: CENPES/Petrobras, 2015).



**Figura 70.** Dados de temperatura distribuída no carretel durante cimentação do Tampão 2 (Fonte: CENPES/Petrobras, 2015).



**Figura 71.** Dados de temperatura distribuída no carretel durante cimentação do Tampão 3 (Fonte: CENPES/Petrobras, 2015).

As Figuras 69 a 71 apresentam o perfil de temperatura dos fluidos ao longo do comprimento do flexitubo e com o tempo no estabelecimento dos três tampões, quando pasta de cimento estava sendo bombeada. O início do comprimento está relacionado ao flexitubo enrolado no carretel, depois segue para a região de lâmina d'água e, ao final, o poço, região de maior temperatura. Nos três casos, água industrial foi bombeada antes da pasta de cimento. O início do escoamento de pasta no flexitubo é percebido com um aumento de temperatura, visto que a pasta apresenta maior temperatura que a água por conta da energia de mistura no seu preparo. A variação de temperatura após início do bombeio da pasta também pode ser percebida nas Figuras 69 a 71, o que é consequência do ganho de energia por atrito e perda de calor por troca térmica com o ambiente.

#### **B-4 Análise dos Dados**

Visando o planejamento da unidade experimental CT, foi necessário avaliar alguns dados apresentados no estudo de caso. Primeiramente, o número de camadas formadas durante a operação de cada tampão foi definido. Assim, as razões de curvatura do caso com maior número de camadas foram determinadas com o intuito de obter adimensional para verificação da similaridade geométrica. A faixa de número de Reynolds também foi calculada objetivando uma similaridade dinâmica. Ademais, correlações de Reynolds crítico apresentadas na seção 2.4 foram usadas para avaliar o regime de escoamento da operação.

##### **B-4.1. Número de Camadas**

Cada tampão foi estabelecido em uma dada profundidade, portanto, o comprimento de flexitubo enrolado é diferente em cada caso. Na Tabela 16 (seção B-1) estão indicados os valores de comprimento total enrolado no carretel em cada tampão. A partir desse dado foi possível calcular o número de camadas que todo esse comprimento geraria, assim como o número de

camadas gerado de cada trecho. A metodologia usada para esses cálculos é apresentada na seção 3.4.2. A Tabela 21 apresenta os resultados quanto ao número de camadas.

**Tabela 21.** Número de camadas formadas nos três casos.

Tampão	Comprimento de tubo enrolado	Número de Camadas				Nº total de camadas
	m	Trecho 1	Trecho 2	Trecho 3	Trecho 4	
1	3161	3.53	3.87	2.14	0	9.54
2	3311	3.53	3.87	2.53	0	9.93
3	5097	3.53	3.87	3.67	3.22	14.29

Os trechos apresentados na Tabela 21 se referem aos comprimentos de tubo com os quatro diâmetros internos que o flexitubo possui e que foram apresentados na Tabela 15 (seção B-1). Pode-se observar na Tabela 21 que nos três casos, os trechos 1, 2 e 3 estão completamente enrolados no carretel e que apenas no último caso, o quarto trecho tem uma parte envolvida. Assim, o caso que será usado para avaliação visando a similaridade com a unidade experimental é o tampão 3, por ter maior comprimento de tubo enrolado e com maior número de trechos também.

#### B-4.2. Razão de Curvatura: Tampão 3

As razões de curvatura do sistema *coiled tubing* no caso do Tampão 3 foram calculadas a partir da Equação 37 (seção 3.4.2.1) e o resultado é apresentado na Tabela 22.

**Tabela 22.** Razão de curvatura de cada camada no Tampão 3.

Camada	Razão de Curvatura (r/R)			
	Trecho 1	Trecho 2	Trecho 3	Trecho 4
1	0,014	0,013	0,012	0,011
2	0,013	0,012	0,011	0,010
3	0,013	0,012	0,011	0,010
4	0,013	0,012	0,011	0,010

Observando a Tabela 21 é possível perceber que o número de camadas formadas em cada trecho não é um valor inteiro e o número de camadas total foi aproximadamente 14. Contudo, no cálculo da razão de curvatura (Tabela 22), consideraram-se quatro camadas para cada trecho, arredondando os valores fornecidos na Tabela 21. O arredondamento do número de camadas não afeta a avaliação da razão de curvatura pelo fato dos valores de razão de curvatura serem bem próximos. Os valores de razão de curvatura apresentados na Tabela 22 estão entre 0,010 e 0,014. A bobina escolhida para o estabelecimento da unidade experimental tem uma das razões de

curvatura igual a 0,014 (Tabela 7 – seção 4.2), que está presente não só no caso do Tampão 3 como em todos os Tampões.

### B-4.3. Determinação dos Parâmetros Reológicos da Pasta de Cimento

Com base nos resultados de ângulo e rotação dos testes realizados com as pastas de cimento no viscosímetro Fann 35A (Tabela 17 – seção B-2), tensão ( $\tau$ ) e taxa de cisalhamento ( $\gamma$ ) foram calculados. O cálculo desses valores foi feito por meio das Equações 63 e 64, que estão relacionadas ao conjunto R1-B1 (rotor-bob) do viscosímetro Fann.

$$\tau = 0,511 \times \theta \quad (63)$$

$$\gamma = 1,7023 \times \Omega \quad (64)$$

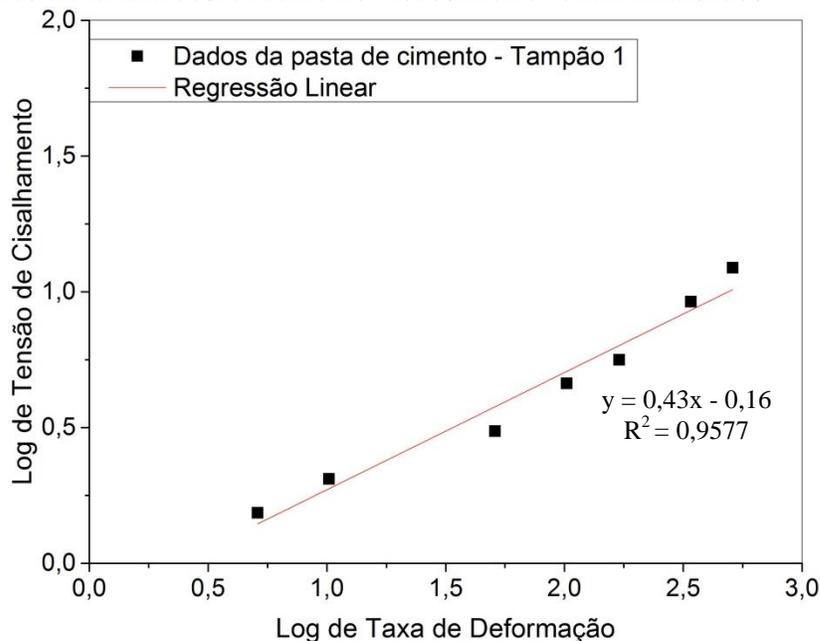
sendo  $\tau$  tensão de cisalhamento (Pa),  $\theta$  ângulo ( $^\circ$ ),  $\gamma$  taxa de cisalhamento ( $s^{-1}$ ) e  $\Omega$  rotação (rpm).

A partir dos dados de tensão e taxa de deformação, os parâmetros reológicos – índice de comportamento ( $n$ ) e índice de consistência ( $k$ ) – foram definidos por meio da linearização da Equação 46 (seção A.1) (Equação 65).

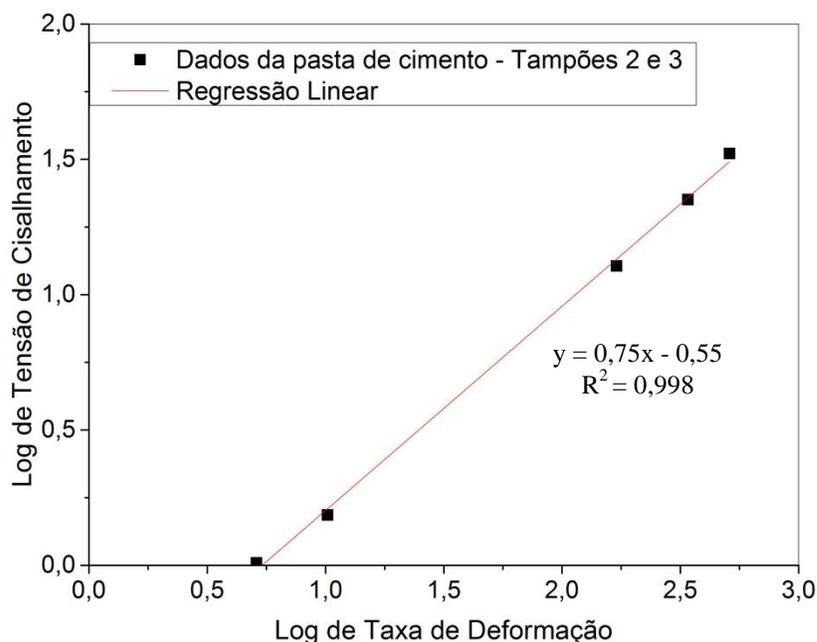
$$\log \tau = \log k + n \log \gamma \quad (65)$$

A escolha do modelo reológico usado deve-se ao fato das correlações de fator de atrito para escoamento de fluidos não Newtonianos em *coiled tubing* encontradas na literatura terem como base o modelo da potência (Tabela 14 – seção A-5).

As Figuras 72 e 73 apresentam os gráficos usados na determinação dos parâmetros reológicos por meio dos coeficientes angular ( $n$ ) e linear ( $\log k$ ) no gráfico  $\log \tau$  versus  $\log \gamma$ . Somente os valores da leitura descendente no viscosímetro foram analisados.



**Figura 72.** Logaritmo da tensão e taxa de deformação da pasta do Tampão 1.



**Figura 73.** Logaritmo da tensão e taxa de deformação da pasta do Tampões 2 e 3.

Os resultados de tensão, taxa de deformação e os parâmetros reológicos do modelo da potência para as pastas de cimento analisadas são apresentados na Tabela 23.

**Tabela 23.** Parâmetros reológicos das pastas de cimento utilizadas no estudo de caso.

Tampão 1				Tampão 2 e 3			
$\tau$	$\gamma$	$n$	$k$	$\tau$	$\gamma$	$n$	$k$
Pa	$s^{-1}$	adim.	Pa.s	Pa	$s^{-2}$	adim.	Pa.s
12,26	510,69	0,43	0,69	33,22	510,69	0,75	0,28
9,20	340,46			22,48	340,46		
5,62	170,23			12,78	170,23		
4,60	102,14			-	-		
3,07	51,07			-	-		
2,04	10,21			1,53	10,21		
1,53	5,11			1,02	5,11		

Analisando a Tabela 23 e as Figuras 72 e 73, percebe-se que os valores de índice comportamento apresentados indicam uma característica pseudoplástica das pastas de cimento, visto que os valores de  $n$  foram menores que 1.



Apesar da perda de carga e correlações de fator de atrito não terem sido avaliadas no trabalho apresentado nessa dissertação, o resultado da análise reológica das pastas de cimento auxiliará na previsão estimada de perda de carga para escolha de uma bomba adequada para o bombeio de pastas de cimento na unidade experimental; assim como permite o cálculo do número de Reynolds no qual o fluido foi submetido nas operações.

#### B-4.4. Número de Reynolds e Regime de Escoamento

O número de Reynolds das operações é calculado a partir das vazões indicadas nas Tabelas 18 a 20 para água e pasta de cimento. Para cada vazão há uma faixa de Reynolds, visto que o diâmetro interno do flexitubo varia (Tabela 15 – seção B-1). Para a pasta de cimento, o Reynolds modificado para o modelo da potência foi usado e as propriedades da pasta foram: densidade de  $1893 \text{ kg/m}^3$  e índice de comportamento e consistência de 0,75 e 0,28 Pa.s, respectivamente. As faixas de número de Reynolds são apresentadas na Tabela 24.

. **Tabela 24.** Número de Reynolds das operações do estudo de caso.

Fluido	Q		Re
	bbbl/min	$\text{m}^3/\text{h}$	adim
Água	0,7	6,7	$7,7 \cdot 10^4 - 8,3 \cdot 10^4$
	1	9,5	$1,1 \cdot 10^5 - 1,2 \cdot 10^5$
	3	28,6	$3,3 \cdot 10^5 - 3,6 \cdot 10^5$
	3,1	29,6	$3,4 \cdot 10^5 - 3,7 \cdot 10^5$
Pasta de Cimento	0,7	6,7	$2,4 \cdot 10^3 - 2,7 \cdot 10^3$
	1,1	10,5	$4,2 \cdot 10^3 - 4,8 \cdot 10^3$

Conforme pode ser observado na Tabela 24, a faixa de número de Reynolds para água foi de  $7,7 \cdot 10^4$  a  $3,7 \cdot 10^5$  e para a pasta de cimento, a faixa foi de  $2,4 \cdot 10^3$  a  $4,8 \cdot 10^3$ . Nota-se que, mesmo com mesma vazão aplicada no bombeio de água e pasta de cimento, o número de Reynolds da pasta de cimento é uma ordem de grandeza menor, por conta das forças viscosas que são mais significativas na pasta devido à sua composição e reologia.

Quanto à similaridade dinâmica da unidade experimental CT com o estudo de caso, a ordem de grandeza de  $10^4$  de número de Reynolds foi a máxima atingida com a bomba instalada na unidade nessa dissertação e é a mínima encontrada no estudo de caso.

Para verificação do regime de escoamento aplicado nas operações do estudo de caso, utilizaram-se correlações de número de Reynolds crítico apresentadas na Tabela 1 (seção 2.4). Essas correlações foram desenvolvidas para fluidos Newtonianos, portanto, no caso do escoamento de fluidos não Newtonianos, o valor de Reynolds crítico resultante dessas equações

serve apenas como indicador mínimo, garantindo que os valores abaixo do Reynolds indicado estão no regime laminar. A Tabela 25 apresenta os valores de Reynolds crítico calculados tendo como base o caso do Tampão 3, que possui maior número de razões de curvatura.

**Tabela 25.** Reynolds crítico de fluido Newtoniano no caso do Tampão 3.

Trecho	Camada	r/R	R/r	Reynolds Crítico				
				Ito (1959)	Kubair e Varrier (1961/2)	Schmidt (1967)	Srinivasan et al. (1968/70)	Cioncolini e Santini (2006)
1	1	0,014	72	5098	3245	7342	5077	3325
	2	0,013	74	5038	3207	7283	5023	3287
	3	0,013	77	4981	3171	7227	4972	3252
	4	0,013	80	4927	3136	7173	4923	3217
2	1	0,013	78	4969	3163	7214	4961	3244
	2	0,012	80	4917	3130	7163	4914	3211
	3	0,012	83	4867	3098	7113	4869	3179
	4	0,012	85	4819	3067	7066	4826	3149
3	1	0,012	85	4822	3069	7069	4830	3151
	2	0,011	88	4777	3041	7025	4790	3123
	3	0,011	90	4734	3013	6982	4752	3095
	4	0,011	93	4693	2987	6941	4716	3069
4	1	0,011	94	4680	2979	6928	4705	3061
	2	0,010	96	4641	2954	6890	4671	3036
	3	0,010	99	4603	2930	6853	4639	3012
	4	0,010	101	4567	2907	6817	4607	2989

Todas as correlações de Reynolds crítico usadas na Tabela 25 são função apenas da razão de curvatura. Observa-se na Tabela 25 que, em todas as correlações, quanto menor a razão de curvatura ( $r/R$ ) menor é o valor de Reynolds crítico. Apesar de essa tendência ser observada em todos os resultados da Tabela 25, nem todos os valores concordam entre si. Percebe-se que os resultados mais próximos estão entre as correlações de Ito (1969) e Srinivasan *et al.* (1968/70), com valores entre 4500 e 5100; e entre as correlações de Kubair e Varrier (1961/2) e Cioncolini e Santini (2006), com valores entre 2900 e 3400. A diferença entre os resultados pode ser consequência da metodologia usada para determinação dos valores de Reynolds crítico, porém

todos os valores são maiores que o Reynolds crítico para fluidos Newtonianos em trecho reto (2100, 2300).

Quanto ao regime de escoamento, para todas as faixas de Reynolds da água e de acordo com todas as correlações de Reynolds crítico, o regime de escoamento das operações é turbulento. Quanto à pasta de cimento, na vazão de 0,7 bbl/min, a pasta está no regime laminar, de acordo com todas as correlações de Reynolds crítico, mas na vazão de 1,1 bbl/min, a pasta pode estar no regime turbulento de acordo com as correlações de Kubair e Varrier (1961/2) e Cioncolini e Santini (2006), mas está no regime laminar de acordo com as demais correlações.

## APÊNDICE C – Dados de Calibração dos Termopares e Resultados de Reynolds Crítico

Nesse apêndice são apresentados os resultados de calibração dos termopares e os demais resultados da avaliação de Reynolds crítico como continuação das seções 4.1 e 4.3.1.1, respectivamente.

Os valores de temperatura lidos nos termopares e os calculados com os coeficientes angular e linear da reta de ajuste, assim como o erro percentual entre esses valores dos termopares instalados na unidade CT são expostos nas Tabelas 26 a 44.

Os erros percentuais entre os valores de temperatura reais e os calculados foram entre 0,07 e 1,48 %, o que assegura resultados de temperatura consistentes nos experimentos a serem realizados na unidade CT.

Os gráficos de queda de pressão versus vazão, assim como de fator de atrito experimental versus Reynolds – das duplas camadas 1ª e 2ª, 3ª e 4ª, 7ª e 8ª – usados na determinação de Reynolds crítico são apresentados nas Figuras 74 a 76.

Na Tabela 45, o resumo dos valores de Reynolds que se encontram entre a transição e o regime turbulento são indicados. Pode-se observar que, para todas as razões de curvatura, o escoamento passa a ser completamente turbulento com número de Reynolds acima de 15000. Alguns autores, como Cioncolini e Santini (2006), também propõem o cálculo do número de Reynolds para esse ponto de transição no escoamento de fluidos Newtonianos em *coiled tubing*.

**Tabela 26.** Resultado de calibração do termopar – sensor 1.

Sensor 1							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub> °C	T <sub>L1</sub> °C	T <sub>L2</sub> °C	T <sub>L3</sub> °C	T <sub>Lm</sub> °C	σ °C	°C	%
10	10,8	11	11	10,93	0,12	9,98	0,23
15	15,8	15,9	15,9	15,87	0,06	14,98	0,16
20	20,9	20,8	20,7	20,80	0,10	19,97	0,13
25	25,7	25,7	25,8	25,75	0,07	24,99	0,05
30	30,7	30,7	30,7	30,70	0,00	30,00	0,01
35	35,7	35,7	35,6	35,67	0,06	35,04	0,10
40	40,6	40,6	40,7	40,63	0,06	40,07	0,17
45	45,5	45,6	45,6	45,57	0,06	45,07	0,15
50	50,5	50,4	50,5	50,47	0,06	50,03	0,06
55	55,3	55,4	55,5	55,40	0,10	55,03	0,05
60	60,1	60,1	60,3	60,17	0,12	59,86	0,24
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,12</b>

**Tabela 27.** Resultado de calibração do termopar – sensor 2.

<b>Sensor 2</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T	Desvio de T	T <sub>calculada</sub>	Erro
	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	lida	lida		Percentual
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	σ		Absoluto
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	10,8	10,9	11	10,90	0,10	10,03	0,26
15	15,8	15,9	15,8	15,83	0,06	15,01	0,07
20	20,8	20,8	20,7	20,77	0,06	20,00	0,02
25	25,7	25,7	25,7	25,70	0,00	24,98	0,08
30	30,6	30,7	30,6	30,63	0,06	29,97	0,11
35	35,6	35,6	35,6	35,60	0,00	34,98	0,04
40	40,6	40,6	40,5	40,57	0,06	40,00	0,01
45	45,5	45,5	45,5	45,50	0,00	44,99	0,03
50	50,5	50,5	50,5	50,50	0,00	50,04	0,08
55	55,4	55,4	55,5	55,43	0,06	55,03	0,05
60	60,3	60,3	60,4	60,33	0,06	59,98	0,04
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,07</b>

**Tabela 28.** Resultado de calibração do termopar – sensor 3.

<b>Sensor 3</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T	Desvio de T	T <sub>calculada</sub>	Erro
	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	lida	lida		Percentual
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	σ		Absoluto
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	10,7	10,8	10,9	10,80	0,10	9,97	0,33
15	15,8	15,8	15,7	15,77	0,06	14,99	0,08
20	20,8	20,7	20,7	20,73	0,06	20,01	0,04
25	25,7	25,7	25,7	25,70	0,00	25,03	0,12
30	30,6	30,6	30,6	30,60	0,00	29,98	0,06
35	35,6	35,6	35,6	35,60	0,00	35,04	0,11
40	40,5	40,5	40,5	40,50	0,00	39,99	0,02
45	45,5	45,4	45,4	45,43	0,06	44,98	0,05
50	50,5	50,5	50,5	50,50	0,00	50,10	0,20
55	55,3	55,4	55,4	55,37	0,06	55,02	0,03
60	60,2	60,2	60,2	60,20	0,00	59,90	0,16
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,11</b>

**Tabela 29.** Resultado de calibração do termopar – sensor 4.

<b>Sensor 4</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	σ		
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	10,7	10,8	10,9	10,80	0,10	10,08	0,75
15	15,7	15,7	15,7	15,70	0,00	15,02	0,14
20	20,6	20,6	20,6	20,60	0,00	19,97	0,17
25	25,5	25,6	25,6	25,55	0,07	24,96	0,15
30	30,5	30,5	30,5	30,50	0,00	29,96	0,14
35	35,5	35,5	35,5	35,50	0,00	35,00	0,01
40	40,4	40,4	40,4	40,40	0,00	39,95	0,12
45	45,4	45,4	45,4	45,40	0,00	45,00	0,01
50	50,3	50,4	50,4	50,37	0,06	50,01	0,02
55	55,3	55,3	55,4	55,33	0,06	55,02	0,04
60	60,3	60,3	60,3	60,30	0,00	60,04	0,06
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,15</b>

**Tabela 30.** Resultado de calibração do termopar – sensor 5.

<b>Sensor 5</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	σ		
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	11,3	11,4	11,4	11,37	0,06	10,04	0,37
15	16,4	16,3	16,3	16,33	0,06	15,02	0,13
20	21,3	21,3	21,3	21,30	0,00	20,00	0,02
25	26,3	26,3	26,3	26,30	0,00	25,02	0,08
30	31,2	31,2	31,2	31,20	0,00	29,94	0,21
35	36,2	36,2	36,2	36,20	0,00	34,95	0,13
40	41,2	41,2	41,2	41,20	0,00	39,97	0,07
45	46,1	46,2	46,2	46,17	0,06	44,95	0,10
50	51,2	51,2	51,3	51,23	0,06	50,04	0,08
55	56,2	56,2	56,3	56,23	0,06	55,06	0,10
60	61,1	61,2	61,2	61,17	0,06	60,01	0,01
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,12</b>

**Tabela 31.** Resultado de calibração do termopar – sensor 6.

<b>Sensor 6</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	σ		
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	11,5	11,4	11,4	11,43	0,06	10,00	0,01
15	16,8	17	16,9	16,90	0,10	15,37	2,45
20	21,9	21,9	21,9	21,90	0,00	20,28	1,38
25	26,9	26,8	26,8	26,83	0,06	25,12	0,48
30	31,7	31,8	31,8	31,77	0,06	29,97	0,12
35	36,6	36,6	36,7	36,63	0,06	34,74	0,73
40	41,1	41,2	41,2	41,17	0,06	39,20	2,01
45	46,1	46,1	46,2	46,13	0,06	44,07	2,06
50	52,7	52,8	52,9	52,80	0,10	50,62	1,24
55	57,6	57,6	57,7	57,63	0,06	55,36	0,66
60	62,6	62,7	62,6	62,63	0,06	60,27	0,46
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>1,05</b>

**Tabela 32.** Resultado de calibração do termopar – sensor 8.

<b>Sensor 8</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	σ		
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	11,2	11,2	11,2	11,20	0,00	10,06	0,61
15	16,1	16,1	16,1	16,10	0,00	14,96	0,26
20	21,1	21,1	21,2	21,13	0,06	19,99	0,03
25	26,1	26,1	26,1	26,10	0,00	24,96	0,16
30	31,0	31	31	31,00	0,00	29,86	0,46
35	36,0	36	36	36,00	0,00	34,86	0,40
40	41,2	41,5	41,6	41,43	0,21	40,29	0,73
45	46,3	46,4	46,6	46,43	0,15	45,29	0,65
50	50,9	51	51	50,97	0,06	49,83	0,35
55	56	56,1	56,1	56,07	0,06	54,93	0,13
60	61,1	61,1	61,1	61,10	0,00	59,96	0,07
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,35</b>

**Tabela 33.** Resultado de calibração do termopar – sensor 9.

<b>Sensor 9</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	σ		
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	10,8	10,7	10,8	10,77	0,06	10,16	1,57
15	15,7	15,5	15,4	15,53	0,15	14,93	0,49
20	20,7	20,7	20,7	20,70	0,00	20,09	0,47
25	25,7	25,6	25,6	25,63	0,06	25,03	0,12
30	30,5	30,5	30,5	30,50	0,00	29,90	0,34
35	35,6	35,5	35,5	35,53	0,06	34,93	0,19
40	40,5	40,5	40,5	40,50	0,00	39,90	0,25
45	45,4	45,4	45,4	45,40	0,00	44,80	0,44
50	50,5	50,6	50,6	50,57	0,06	49,97	0,06
55	55,7	55,8	55,7	55,73	0,06	55,14	0,26
60	60,7	60,8	60,7	60,73	0,06	60,14	0,24
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,40</b>

**Tabela 34.** Resultado de calibração do termopar – sensor 10.

<b>Sensor 10</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	σ		
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	10,8	10,7	10,7	10,73	0,06	10,02	0,17
15	15,6	15,6	15,7	15,63	0,06	14,95	0,32
20	20,6	20,7	20,7	20,67	0,06	20,02	0,10
25	25,6	25,5	25,6	25,57	0,06	24,95	0,18
30	30,5	30,6	30,6	30,57	0,06	29,99	0,04
35	35,6	35,6	35,6	35,60	0,00	35,06	0,17
40	40,5	40,5	40,5	40,50	0,00	39,99	0,02
45	45,5	45,5	45,5	45,50	0,00	45,03	0,06
50	50,5	50,5	50,6	50,53	0,06	50,10	0,19
55	55,3	55,4	55,4	55,37	0,06	54,96	0,07
60	60,3	60,3	60,3	60,30	0,00	59,93	0,11
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,13</b>



**Tabela 35.** Resultado de calibração do termopar – sensor 11.

<b>Sensor 11</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	$\sigma$		
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	10,8	10,7	10,7	10,73	0,06	10,01	0,11
15	15,7	15,7	15,6	15,67	0,06	14,98	0,14
20	20,7	20,7	20,7	20,70	0,00	20,05	0,24
25	25,6	25,6	25,6	25,60	0,00	24,98	0,07
30	30,5	30,5	30,6	30,53	0,06	29,95	0,17
35	35,6	35,6	35,6	35,60	0,00	35,05	0,15
40	40,5	40,5	40,5	40,50	0,00	39,99	0,03
45	45,4	45,4	45,5	45,43	0,06	44,95	0,10
50	50,4	50,5	50,6	50,50	0,10	50,06	0,11
55	55,3	55,4	55,4	55,37	0,06	54,96	0,08
60	60,4	60,4	60,4	60,40	0,00	60,03	0,04
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,11</b>

**Tabela 36.** Resultado de calibração do termopar – sensor 12.

<b>Sensor 12</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	$\sigma$		
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	11,1	10,8	10,8	10,90	0,17	10,03	0,32
15	15,7	15,7	15,6	15,67	0,06	14,87	0,87
20	20,7	20,7	20,7	20,70	0,00	19,98	0,11
25	25,6	25,7	25,7	25,67	0,06	25,02	0,07
30	30,5	30,6	30,6	30,57	0,06	29,99	0,03
35	35,6	35,6	35,6	35,60	0,00	35,10	0,28
40	40,5	40,5	40,5	40,50	0,00	40,07	0,18
45	45,4	45,4	45,5	45,43	0,06	45,08	0,17
50	50,3	50,4	50,5	50,40	0,10	50,12	0,24
55	54,5	55,1	55,3	54,97	0,42	54,75	0,45
60	60	60,2	60,2	60,13	0,12	60,00	0,01
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,25</b>

**Tabela 37.** Resultado de calibração do termopar – sensor 13.

<b>Sensor 13</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	σ		
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	11,3	11,4	11,4	11,37	0,06	10,03	0,29
15	16,3	16,3	16,3	16,30	0,00	14,96	0,25
20	21,4	21,3	21,4	21,37	0,06	20,03	0,14
25	26,4	26,4	26,4	26,40	0,00	25,06	0,25
30	31,3	31,3	31,3	31,30	0,00	29,96	0,13
35	36,3	36,3	36,3	36,30	0,00	34,96	0,11
40	41,3	41,3	41,3	41,30	0,00	39,96	0,10
45	46,3	46,3	46,3	46,30	0,00	44,96	0,09
50	51,4	51,4	51,4	51,40	0,00	50,06	0,12
55	56,3	56,3	56,4	56,33	0,06	54,99	0,01
60	61,4	61,3	61,4	61,37	0,06	60,03	0,04
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,14</b>

**Tabela 38.** Resultado de calibração do termopar – sensor 15.

<b>Sensor 15</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	σ		
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	11,5	11,4	11,3	11,40	0,10	10,05	0,52
15	16,3	16,3	16,3	16,30	0,00	14,98	0,15
20	21,2	21,3	21,4	21,30	0,10	20,00	0,02
25	26,3	26,3	26,2	26,27	0,06	25,00	0,01
30	31,2	31,2	31,2	31,20	0,00	29,96	0,14
35	36,2	36,2	36,2	36,20	0,00	34,98	0,04
40	41,2	41,2	41,2	41,20	0,00	40,01	0,03
45	46,1	46,1	46,2	46,13	0,06	44,97	0,06
50	51,1	51,1	51,2	51,13	0,06	50,00	0,00
55	56	56,3	56,1	56,13	0,15	55,02	0,05
60	61,1	61,1	61,1	61,10	0,00	60,02	0,03
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,10</b>

**Tabela 39.** Resultado de calibração do termopar – sensor 17.

<b>Sensor 17</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	σ		
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	10,9	10,8	11	10,90	0,10	9,99	0,06
15	15,8	15,9	15,9	15,87	0,06	15,02	0,15
20	20,9	20,8	20,7	20,80	0,10	20,02	0,09
25	25,7	25,7	25,7	25,70	0,00	24,98	0,08
30	30,6	30,6	30,6	30,60	0,00	29,94	0,20
35	35,6	35,6	35,6	35,60	0,00	35,00	0,01
40	40,6	40,5	40,6	40,57	0,06	40,03	0,08
45	45,5	45,5	45,5	45,50	0,00	45,03	0,06
50	50,4	50,4	50,4	50,40	0,00	49,99	0,02
55	55,4	55,3	55,4	55,37	0,06	55,02	0,03
60	60,2	60,3	60,3	60,27	0,06	59,98	0,04
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,07</b>

**Tabela 40.** Resultado de calibração do termopar – sensor 18.

<b>Sensor 18</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	σ		
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	11,1	11,1	11,2	11,13	0,06	9,94	0,59
15	16,1	16,2	16,2	16,17	0,06	14,99	0,04
20	21,2	21,1	21,1	21,13	0,06	19,98	0,09
25	26,2	26,2	26,2	26,20	0,00	25,07	0,28
30	31,1	31,1	31,1	31,10	0,00	29,99	0,04
35	36,1	36,2	36,1	36,13	0,06	35,04	0,12
40	41,1	41,1	41,2	41,13	0,06	40,06	0,16
45	46,1	46,1	46,1	46,10	0,00	45,05	0,11
50	51,2	51,2	51,2	51,20	0,00	50,17	0,34
55	56,2	54,2	56,1	55,50	1,13	54,49	0,93
60	61,2	61,2	61,2	61,20	0,00	60,21	0,35
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,28</b>

**Tabela 41.** Resultado de calibração do termopar – sensor 19.

<b>Sensor 19</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	σ		
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	11	10,9	11,1	11,00	0,10	10,38	3,84
15	16,1	16	16	16,03	0,06	15,32	2,12
20	21,0	21	20,9	20,97	0,06	20,15	0,77
25	26,0	25,9	26	25,97	0,06	25,06	0,22
30	30,9	30,9	30,9	30,90	0,00	29,89	0,36
35	35,9	35,9	35,9	35,90	0,00	34,79	0,59
40	40,8	40,8	40,8	40,80	0,00	39,60	1,01
45	45,8	45,8	45,7	45,77	0,06	44,46	1,19
50	50,7	50,7	50,7	50,70	0,00	49,30	1,40
55	55,6	55,6	55,7	55,63	0,06	54,14	1,57
60	60,6	69,5	60,6	63,57	5,14	61,91	3,19
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>1,48</b>

**Tabela 42.** Resultado de calibração do termopar – sensor 20.

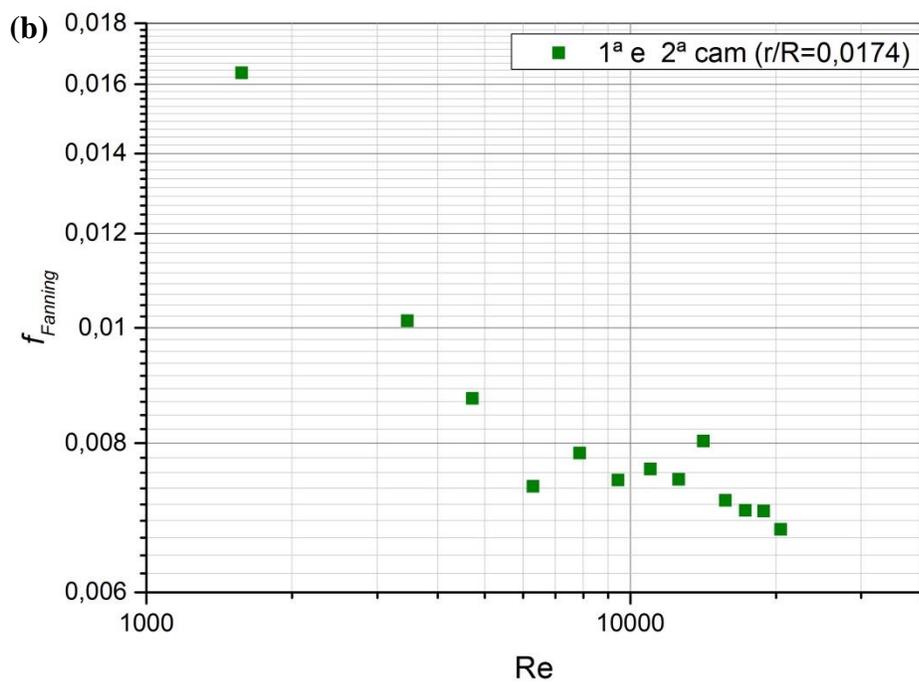
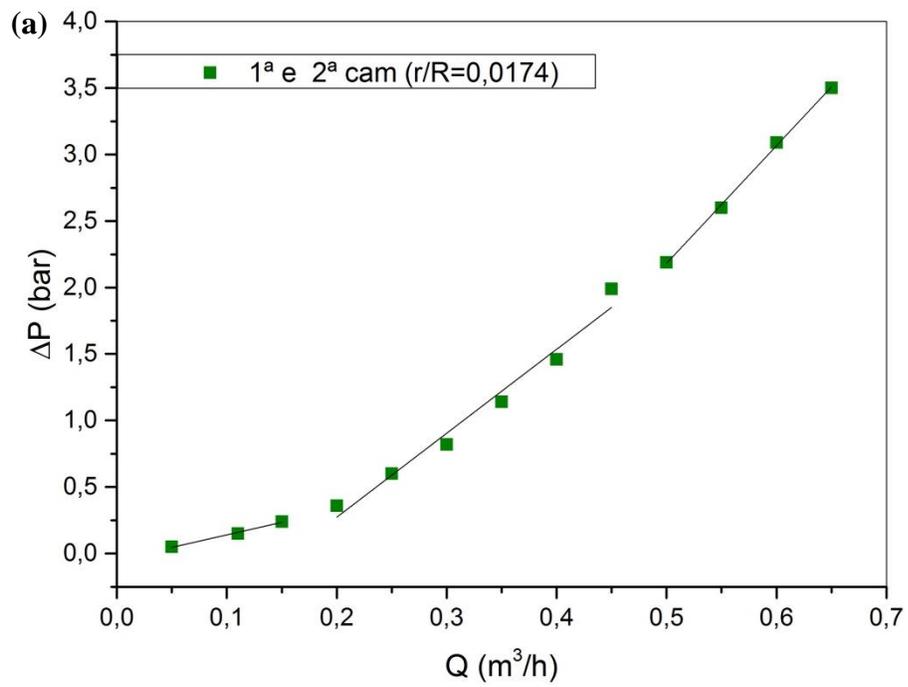
<b>Sensor 20</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	σ		
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	11,1	11	11,2	11,10	0,10	9,99	0,11
15	16,1	16,1	16,2	16,13	0,06	15,03	0,18
20	21,1	21,1	21	21,07	0,06	19,96	0,18
25	26,1	26,1	26,1	26,10	0,00	25,00	0,00
30	31,1	31,1	31,1	31,10	0,00	30,01	0,02
35	36,1	36,1	36,1	36,10	0,00	35,01	0,03
40	41,1	41,1	41,1	41,10	0,00	40,01	0,03
45	46,1	46	46,1	46,07	0,06	44,98	0,04
50	51,1	51,1	51,1	51,10	0,00	50,02	0,04
55	56,1	56,1	56,1	56,10	0,00	55,02	0,05
60	61,1	61,1	60,9	61,03	0,12	59,96	0,06
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,07</b>

**Tabela 43.** Resultado de calibração do termopar – sensor 22.

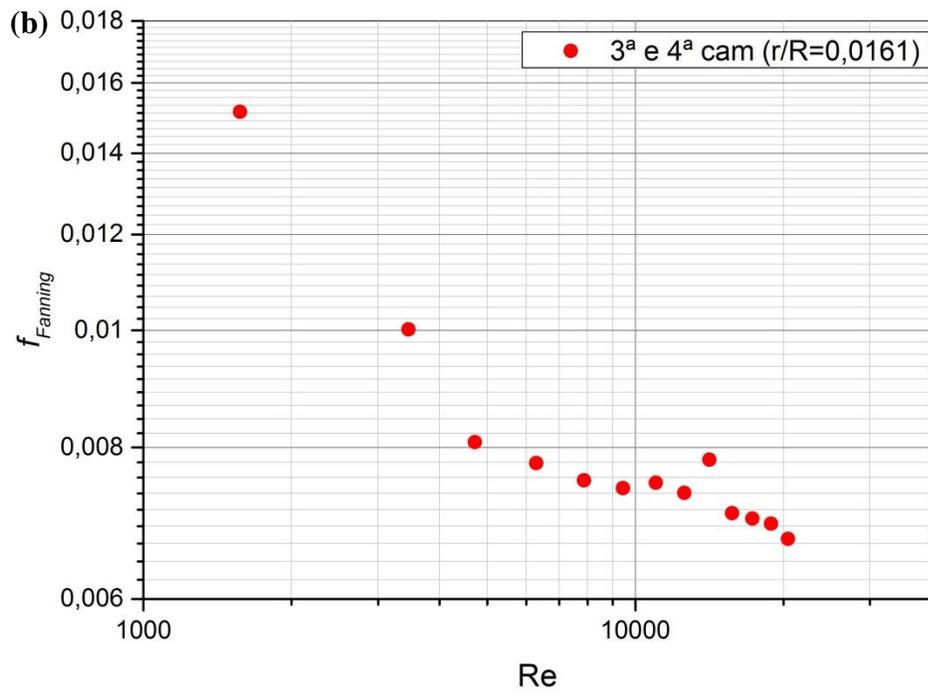
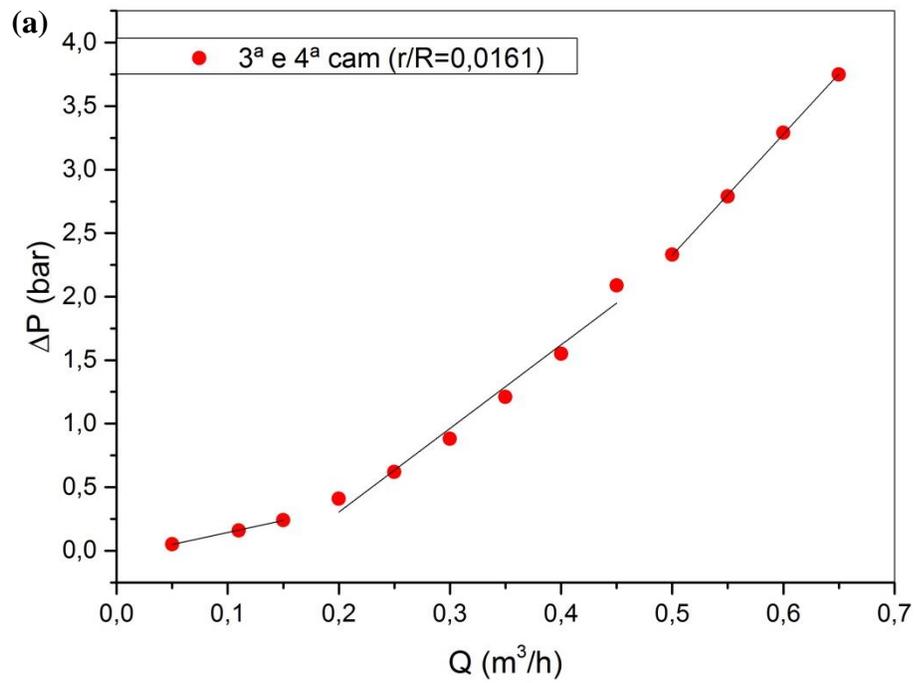
<b>Sensor 22</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	σ		
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	11,2	11,1	11,2	11,17	0,06	9,94	0,60
15	16,2	16,2	16,2	16,20	0,00	15,02	0,16
20	21,3	21,2	21,1	21,20	0,10	20,07	0,36
25	26,0	26,1	26,1	26,07	0,06	24,99	0,05
30	31,0	31	31	31,00	0,00	29,97	0,10
35	36,0	36	36	36,00	0,00	35,02	0,05
40	40,9	40,9	41	40,93	0,06	40,00	0,00
45	45,9	45,9	45,9	45,90	0,00	45,02	0,04
50	50,8	50,8	50,8	50,80	0,00	49,96	0,07
55	55,8	55,8	55,8	55,80	0,00	55,01	0,02
60	60,7	60,7	60,8	60,73	0,06	60,00	0,01
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,13</b>

**Tabela 44.** Resultado de calibração do termopar – sensor 23.

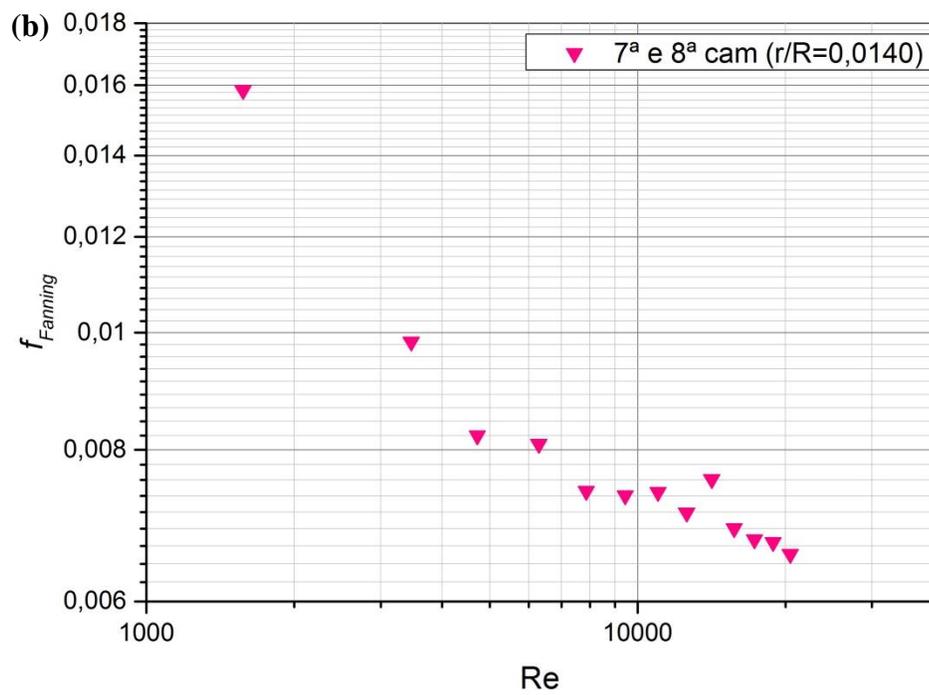
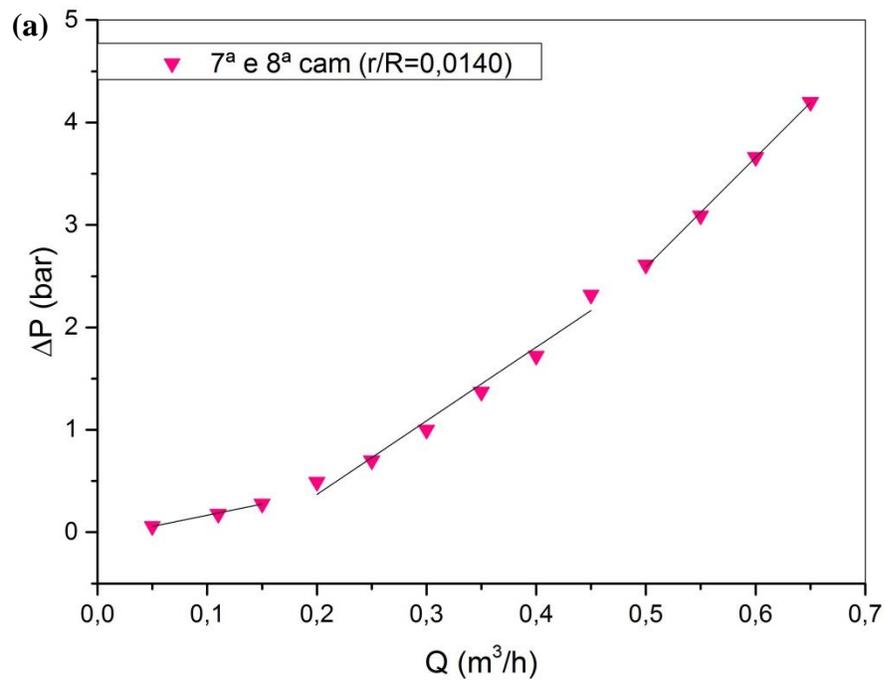
<b>Sensor 23</b>							
T do banho (real)	T lida no pt-100 sem calibração			Média de T lida	Desvio de T lida	T <sub>calculada</sub>	Erro Percentual Absoluto
T <sub>sp</sub>	T <sub>L1</sub>	T <sub>L2</sub>	T <sub>L3</sub>	T <sub>Lm</sub>	σ		
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
10	12,3	12,3	12,4	12,33	0,06	9,98	0,21
15	17,4	17,4	17,4	17,40	0,00	15,03	0,21
20	22,4	22,4	22,4	22,40	0,00	20,02	0,08
25	27,4	27,4	27,4	27,40	0,00	25,00	0,01
30	32,4	32,4	32,4	32,40	-	29,99	0,04
35	37,4	37,4	37,4	37,40	0,00	34,97	0,08
40	42,5	42,4	42,5	42,47	0,06	40,02	0,06
45	47,4	47,4	47,4	47,40	0,00	44,94	0,12
50	52,5	52,5	52,5	52,50	0,00	50,03	0,06
55	57,5	57,5	57,5	57,50	0,00	55,01	0,03
60	62,5	62,5	62,5	62,50	0,00	60,00	0,00
<b>Erro Percentual Absoluto Médio (%)</b>							<b>0,08</b>



**Figura 74.** (a) Queda de pressão versus vazão e (b) fator de atrito experimental versus número de Reynolds da 1ª e 2ª camada.



**Figura 75.** (a) Queda de pressão versus vazão e (b) fator de atrito experimental versus número de Reynolds da 3ª e 4ª camada.



**Figura 76.** (a) Queda de pressão versus vazão e (b) fator de atrito experimental versus número de Reynolds da 7ª e 8ª camada.



**Tabela 45.** Resultado do ponto crítico entre transição e regime turbulento determinado experimentalmente na unidade CT.

Posição	transição					$Q_{Tr\_T}$	$v_{Tr\_T}$	$Re_c$	turbulento		
	$r/R$	$R/r$	a	b	$R^2$				a	b	$R^2$
	adim	adim									
1ª e 2ª cam	0,0174	58	6,31	-0,99	0,968	0,49	1,41	15537	8,84	-2,24	0,998
3ª e 4ª cam	0,0161	62	6,58	-1,01	0,968	0,48	1,38	15221	9,52	-2,43	1,000
5ª e 6ª cam	0,0150	67	6,98	-1,06	0,963	0,49	1,40	15362	10,36	-2,71	0,999
7ª e 8ª cam	0,0140	71	7,19	-1,07	0,968	0,48	1,38	15148	10,68	-2,75	0,998
Unidade CT	0,0156	64	27,07	-4,14	0,967	0,49	1,39	15304	39,40	-10,14	0,999

## APÊNDICE D – Troca Térmica

Nesse apêndice serão apresentados conceitos básicos de troca térmica com um foco maior na convecção. Além disso, correlações de Nusselt para escoamento de fluidos Newtonianos em *coiled tubing* serão apresentadas. Resultados de experimentos preliminares de avaliação da troca térmica na unidade CT serão exibidos, assim como uma proposta simplificada de avaliar a troca térmica em regime permanente.

### D-1. Conceitos Básicos de Troca Térmica

A fim de entender a troca térmica, é preciso conhecer conceitos que estão por trás desse fenômeno. De modo a exemplificar, se dois corpos com temperaturas diferentes entram em contato, o gradiente de temperatura entre eles, ou seja, essa diferença de temperatura fará com que parte da energia do corpo de maior temperatura seja cedida ao corpo de menor temperatura. Essa energia em trânsito é conhecida como calor e os efeitos dessa troca de calor podem ser mensurados por meio da temperatura (KREITH *et al.*, 2011). Portanto, o calor é a energia térmica em fluxo enquanto a temperatura, a grandeza física relacionada ao estado energético do corpo.

A direção do fluxo de calor de um corpo de maior temperatura para um de menor pode ser mais bem entendido com a segunda lei da termodinâmica. Sendo a dissipação do gradiente de temperatura uma busca para atingir o equilíbrio térmico (FERNANDES *et al.*, 2006)

Quando o calor recebido por um corpo altera apenas a sua temperatura, mantendo seu estado físico, denomina-se esse tipo de calor de calor sensível. O calor sensível pode ser calculado por meio da Equação 66.

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T \quad (66)$$

sendo  $Q$  a quantidade de calor (J),  $m$  a massa (kg),  $c$  o calor específico (J/kg.K) e  $\Delta T$  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. O calor específico da água é 1 cal/g°C (4186 J/kg.K). De acordo com o CENPES a pasta de cimento (uma dada formulação) pode ter calor específico entre 900 e 1100 J/kg°C. Ou seja, para que 1 kg de água ou pasta de cimento tenha uma variação de 1°C ou 1K (visto que a variação em graus Celsius e Kelvin é a mesma), é necessário fornecer mais calor para a água que para a pasta de cimento.

Existem três formas principais de propagação de calor: radiação, condução e convecção. Para que as três formas aconteçam é necessário que haja um gradiente de temperatura. No caso da convecção, ainda é necessário o transporte de massa (KREITH *et al.*, 2011).

A radiação térmica é um tipo de troca térmica que não precisa de um meio material para se propagar, ou seja, pode ocorrer inclusive no vácuo. Isso é possível, pois essa troca é oriunda de ondas eletromagnéticas. Um corpo pode tanto emitir quanto absorver radiação térmica e pode até mesmo refletir essa radiação. A taxa de radiação pode ser calculada a partir da Equação 67.

$$q_{rad} = \sigma \varepsilon A (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (67)$$

sendo  $q_{rad}$  taxa de calor por radiação térmica ( $W = J/s$ ),  $\sigma$  constante de Stefan Boltzmann ( $5,67 \times 10^{-8} W/m^2K^4$ ),  $\varepsilon$  emissividade (adimensional),  $A_s$  área da superfície ( $m^2$ ),  $T_s$  temperatura da superfície (K),  $T_{amb}$  temperatura ambiente (K).

A troca térmica por condução ocorre em um sólido ou fluido, contanto que o meio seja estacionário (INCROPERA *et al.*, 2006). A uma alta temperatura, há uma maior agitação dos átomos e moléculas, portanto, em um sólido, por exemplo, o calor é transferido de uma maior temperatura para uma menor por meio da colisão e movimentação aleatória dessas moléculas. A taxa de calor por condução pode ser calculada por meio da Equação 68.

$$q_{cond} = k \cdot A \cdot \frac{(T_{maior} - T_{menor})}{L} \quad (68)$$

sendo  $q_{cond}$  a taxa de calor por condução (W),  $k$  condutividade térmica (W/m.K),  $A$  área normal à direção da transferência de calor ( $m^2$ ),  $T$  temperatura (K) e  $L$  o comprimento (m). A condutividade térmica é uma característica do material onde a condução acontece, sendo melhor condutor, quanto maior for essa condutividade.

Outra forma de troca térmica é a por convecção. Esse tipo de troca térmica é a combinação de duas: difusão e advecção, sendo a primeira oriunda de movimentação molecular aleatória e a segunda da movimentação global de um fluido (INCROPERA *et al.*, 2006). Para exemplificar, em uma placa plana, com temperatura maior que a do fluido que passa por ela, haverá um perfil de velocidade, onde a velocidade do fluido é nula no contato com a superfície, devido à condição de não deslizamento. Nessa interface, superfície-fluido, ocorre a condução, por ser uma região mais estacionária (KREITH *et al.*, 2011). Mas, à medida que o fluido passa por essa placa, um perfil de temperatura começa a ser formado, assim como uma camada limite é desenvolvida.

A convecção pode ser classificada de acordo com a característica do escoamento do fluido (INCROPERA *et al.*, 2006). Se esse escoamento é forçado por uma bomba ou ventilador, por exemplo, tem-se a convecção forçada, como exemplo, pode-se pensar em um *cooler* de computador. Caso o escoamento seja provocado por uma diferença de densidade, que é causada pela diferença de temperatura, essa convecção é tida como natural ou livre. Para ilustrar essa diferença de densidade, pode-se imaginar um ar frio em contato com uma superfície quente. As moléculas desse ar, em contato com uma alta temperatura, vão ser agitadas devido à temperatura, tendo seu volume aumentado e densidade reduzida. Essa menor densidade irá fazer com que esse ar, mais leve e mais quente, suba e, em contrapartida, o ar mais frio, com maior densidade, irá descer, originando um movimento cíclico. A taxa de calor por convecção pode ser calculada pela lei de Newton do resfriamento por meio da Equação 69.

$$q_{conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (69)$$

sendo  $q_{conv}$  a taxa de calor por convecção (W),  $h$  o coeficiente convectivo de troca térmica (W/m<sup>2</sup>K),  $A$  área de troca térmica ( $m^2$ ),  $T_s$  temperatura da superfície (K) e  $T_\infty$  temperatura do fluido (K).

No caso expresso na Equação 69, a temperatura da superfície é maior que a do fluido. Caso fosse o contrário, a diferença de temperatura estaria invertida na Equação 69. O coeficiente

convectivo de troca térmica depende da geometria da superfície em contato com o fluido, das propriedades físicas e velocidade do fluido e da diferença de temperatura (KREITH *et al.*, 2011).

A determinação do coeficiente convectivo de troca térmica é o grande desafio quando há convecção. Uma das formas de auxiliar nessa determinação é utilizar um adimensional que relacione as variáveis que influenciam esse coeficiente. O adimensional usado é o número de Nusselt ( $Nu$ ), que pode ser representado pela Equação 70 na sua forma média, independente da posição.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}L_c}{k_f} \quad (70)$$

sendo  $\overline{Nu}$  número de Nusselt médio (adimensional),  $\bar{h}$  coeficiente convectivo de troca térmica médio ( $W/m^2K$ ),  $L_c$  comprimento característico (m) e  $k_f$  condutividade térmica do fluido ( $W/m.K$ ).

Dependendo do fluido, da geometria em que esse escoar e do tipo de convecção, correlações de Nusselt são desenvolvidas experimentalmente a fim de relacionar o número de Nusselt com adimensionais ligados às variáveis que influenciam na convecção. Caso a convecção seja natural, as correlações de Nusselt são função do número de Grashof e Prandtl (Equações 71 a 73). Sendo convecção forçada, as correlações de Nusselt passam a ser função de Reynolds e Prandtl (Equação 74).

$$\overline{Nu} = f(Gr, Pr) \quad (71)$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (72)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (73)$$

$$\overline{Nu} = f(Re, Pr) \quad (74)$$

sendo  $Gr$  número de Grashof (adimensional),  $Pr$  número de Prandtl (adimensional),  $g$  aceleração da gravidade ( $m/s^2$ ),  $\beta$  coeficiente de dilatação térmica ( $1/K$ ) (Equação 75, para gases ideais),  $T_s$  temperatura da superfície (K),  $T_\infty$  temperatura de referência, ambiente (K),  $L_c$  comprimento característico (m),  $\nu$  viscosidade cinemática ( $m^2/s$ ) (Equação 77),  $\alpha$  difusividade térmica ( $m^2/s$ ) (Equação 78).

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (75)$$

Sendo,

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (76)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (77)$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot c_p} \quad (78)$$

sendo  $T_f$  temperatura de filme (K),  $\mu$  viscosidade dinâmica (Pa.s = kg/m.s),  $\rho$  densidade (kg/m<sup>3</sup>),  $k$  condutividade térmica (W/m.K),  $c_p$  capacidade calorífica (J/kg.K).

Green e Perry (2008) apresentam equações de condutividade térmica e viscosidade do ar e da água e capacidade calorífica e densidade do ar em função da temperatura em K (Equações 79 a 83). A viscosidade da água foi apresentada na Equação 3 (seção 2.2.1). Todas as propriedades do ar foram calculadas na temperatura de filme (Equação 76).

$$k_{ar} = \frac{0,00031417 \cdot T^{0,7786}}{1 + \frac{(-0,7116)}{T} + \frac{2121,7}{T^2}} \quad (79)$$

$$\mu_{ar} = \frac{1,425 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0,5039}}{1 + \frac{108,3}{T}} \quad (80)$$

$$c_{p\_ar} = 1175 + (-1,599 \cdot T) + (4,837 \cdot 10^{-3} \cdot T^2) + (-4,67 \cdot 10^{-6} \cdot T^3) \quad (81)$$

$$\rho_{ar} = 3,326 + (1,076 \cdot 10^{-5} \cdot T^2) - (1,039 \cdot 10^{-2} \cdot T) \quad (82)$$

$$k_{\acute{a}gua\_liq} = -0,432 + (0,0057255 \cdot T) + (-0,000008078 \cdot T^2) + (1,861 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) \quad (83)$$

Como pode ser visto nessa seção, a troca térmica parte do princípio que há uma diferença térmica entre dois corpos, por exemplo, e, a busca pelo equilíbrio térmico entre esses corpos faz com que haja uma transferência de calor do corpo de maior para o corpo de menor temperatura. O calor pode ser trocado por meio da condução, convecção ou radiação térmica e as taxas desses tipos de propagação de calor são proporcionais à diferença de temperatura entre os corpos.

Na transferência de calor por convecção, a determinação do coeficiente convectivo de troca térmica ( $h$ ) é um dos desafios e o adimensional que representa esse coeficiente é o número de Nusselt. Correlações de número de Nusselt são propostas tanto para a convecção natural quanto forçada. Essas correlações são função de adimensionais que representam as variáveis que influenciam no coeficiente convectivo.

## D-2. Correlações de Nusselt: Fluidos Newtonianos em Tubos Curvados

Ghobadi e Muzychka (2015) fizeram uma revisão de correlações de perda de carga e troca térmica de fluidos Newtonianos que escoam em tubos curvados de seção circular. Dentre as correlações apresentadas pelos autores, na Tabela 46 são apresentadas aquelas que foram desenvolvidas para uma faixa de Dean que englobam a unidade experimental e/ou o sistema *coiled tubing* do estudo de caso.

Nota-se na Tabela 46 que as correlações apresentadas são função do número de Dean e Prandtl, sendo o número de Dean uma função entre o número de Reynolds e a razão de curvatura (Equação 7 – seção 2.3.3). Ou seja, essas correlações são desenvolvidas para a convecção forçada de fluidos Newtonianos que escoam em um tubo curvado.

**Tabela 46.** Correlações de número de Nusselt para fluidos Newtonianos em tubos curvados de seção circular.

Autor	Correlações	Condições
Kalb e Seader (1974)	$Nu = 0,836(De)^{0,5}(Pr)^{0,1}$ (84)	$De > 80$ $0,7 < Pr < 5$
Janssen e Hoogendoorn (1978)	$Nu = 0,616(fRe^2)^{0,26}(Pr)^{1/6}$ (85)	$De > 20$ $20 < Pr < 40$
Yildiz <i>et al.</i> (1997)	$Nu = 0,0551(De)^{0,864}(Pr)^{0,4}$ (86)	$1.265 < De < 2.850$ $Pr = 0,7$
Rainieri <i>et al.</i> (2012)	$Nu = 1,168(De)^{0,47}(Pr)^{0,16}$ (87)	$12 < De < 280$ $125 < Pr < 280$

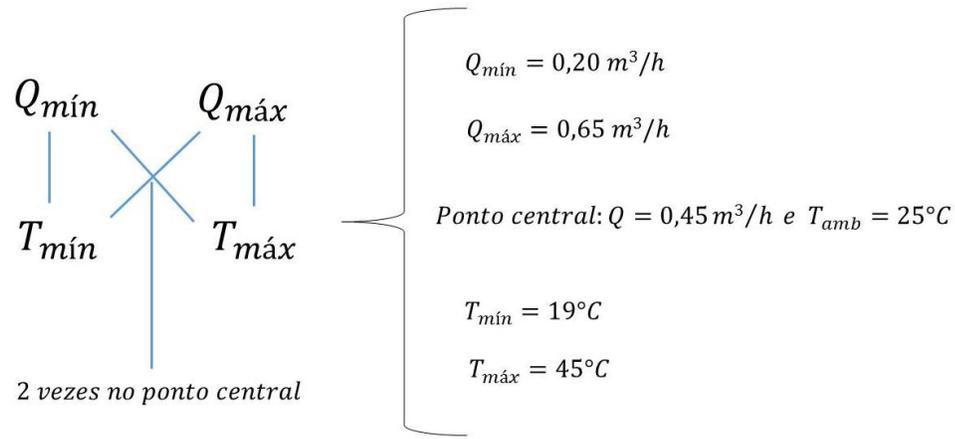
Fonte: GHOBADI; MUZYCHKA (2015) (modificado).

Dependendo do balanço de energia a ser considerado no escoamento de fluidos em *coiled tubing*, podem-se testar as correlações apresentadas na Tabela 46, caso a convecção forçada no escoamento dos fluidos seja considerada.

## D-3. Metodologia Experimental: Teste de Troca Térmica

O objetivo desse teste é avaliar, de forma preliminar, a influência da temperatura ambiente e energia gerada pela perda de carga na temperatura do fluido. Optou-se por fazer um planejamento com dois fatores e dois níveis e duas observações no ponto central. Os fatores escolhidos foram vazão e temperatura de entrada do fluido na unidade CT sendo os níveis o valor máximo e mínimo e, o ponto central, a vazão média e a temperatura de entrada do fluido próxima

a do ambiente. O desenho esquemático dos experimentos e combinações dos fatores e níveis é apresentado na Figura 77 e o número total de experimentos é seis.



**Figura 77.** Planejamento experimental: Teste de Troca Térmica.

Todos os experimentos foram realizados com temperatura ambiente de  $25^\circ C \pm 3^\circ C$ . O fluido utilizado foi água. Para cada experimento, fixou-se a vazão por 2h e 40 min à 3h.

A temperatura do fluido foi controlada no tanque da unidade experimental de modo que alcançasse a temperatura de entrada no *coiled tubing* de acordo com o planejamento, com variação de  $\pm 2^\circ C$ .

Visando o cuidado com os equipamentos do sistema de controle de temperatura, um relé de retardo foi instalado no *chiller* para que ao ser requerido o funcionamento do mesmo, haja um tempo de intervalo para que ele ligue o compressor e o ventilador. O objetivo desse relé é evitar o ligar e desligar dos equipamentos do *chiller* quando a temperatura estiver bem próxima de chegar ou sair do *setpoint*, dependendo da situação. O tempo determinado no relé foi de trinta segundos. Na resistência, contudo, não foi instalado o relé, mas foi determinada uma diferença de temperatura abaixo da temperatura de setpoint para que ela seja ligada, sendo esse valor de  $1^\circ C$ . Esses detalhes são importantes de serem conhecidos para melhor entendimento dos resultados apresentados nesse apêndice, visto que isso gera uma histerese no sistema.

### D.3.1. Balanço de Energia

Com o intuito de avaliar a troca térmica envolvida no escoamento de água na unidade CT, escolheu-se os experimentos com temperatura de entrada da água a  $45^\circ C$ , nas vazões de 0,20 e  $0,65 \text{ m}^3/h$ . O balanço de energia proposto é apresentado na Equação 88 nas formas de taxa de calor (W).

$$q_{sensível} = q_{atrito} - (q_{convecção\ natural} + q_{radiação}) \quad (88)$$

ou seja, o calor necessário para que a temperatura da água mude da temperatura de entrada para a temperatura da saída é oriundo do calor gerado por conta da perda de carga por atrito descontado

do calor perdido por convecção e radiação térmica para o ambiente. A Equação 89 apresenta a Equação 88 explicitando as taxas de calor.

$$\rho Q c_p (T_{f\text{ sai}} - T_{f\text{ entra}}) = \Delta P \cdot Q - [\sum \bar{h}_e A (T_{t\text{ média}} - T_{amb}) + \sigma \varepsilon A (T_{t\text{ média}}^4 - T_{amb}^4)] \quad (89)$$

sendo  $\rho$  a densidade do fluido (água) ( $\text{kg/m}^3$ ),  $Q$  a vazão volumétrica ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),  $c_p$  capacidade calorífica do fluido (água:  $4180 \text{ J/Kg.K}$ ),  $T_{f\text{ sai}}$  temperatura de saída do fluido (K),  $T_{f\text{ entra}}$  temperatura de entrada do fluido (K),  $\Delta P$  queda de pressão total (Pa),  $\bar{h}_e$  coeficiente convectivo de troca térmica médio externo ( $\text{W/m}^2\text{K}$ ),  $A$  área de troca térmica ( $\text{m}^2$ ),  $T_{t\text{ média}}$  temperatura média do tubo de cobre (K),  $T_{amb}$  temperatura ambiente (K).

Considera-se convecção natural no balanço de energia, por não haver força externa na vizinhança da unidade CT que force a convecção. A taxa de calor por convecção natural é apresentada na forma de somatório na Equação 89 devido às considerações feitas quanto à geometria da unidade CT.

### D.3.2. Considerações e Correlações de Nusselt

Visando determinar o coeficiente convectivo de troca térmica, foi necessário escolher correlações de Nusselt de convecção natural para igualar as Equações 70 e 71, conforme Equação 90.

$$\bar{h} = \frac{k_f}{L_c} f(Gr, Pr) \quad (90)$$

As correlações de Nusselt de convecção natural dependem da geometria e da direção em que é considerada a troca térmica, por conta da camada limite de temperatura formada. Como análise preliminar da troca térmica, considerou-se a unidade CT como um cilindro maciço anular, como ilustrado na Figura 78.



**Figura 78.** Ilustração da consideração feita na unidade CT.

Os valores de A e B apresentados na Figura 78 foram calculados conforme Equações 91 e 92.

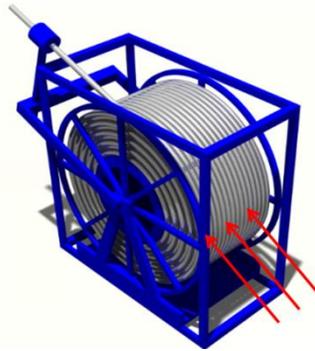


$$A = \frac{\text{perímetro do tubo}}{2} \times n^{\circ} \text{ de camadas} \quad (91)$$

$$B = \frac{\text{perímetro do tubo}}{2} \times n^{\circ} \text{ de voltas em cada camadas} \quad (92)$$

As direções de troca térmica consideradas (Figuras 79, 80 e 81), assim como as correlações de Nusselt, faixa de aplicação, comprimento característico e área de troca térmica correspondentes (Equações 93 a 106) são:

- **Escoamento Externo em Cilindro Horizontal**  
(CHURCHILL; CHU, 1975 *apud* BERGMAN *et al.*, 2014 – Cap.9, p. 390)



**Figura 79.** Ilustração de escoamento externo na unidade CT.

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0,60 + \frac{0,387Ra_D^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (93)$$

$$10^{-5} < Ra_D < 10^{12} \quad (94)$$

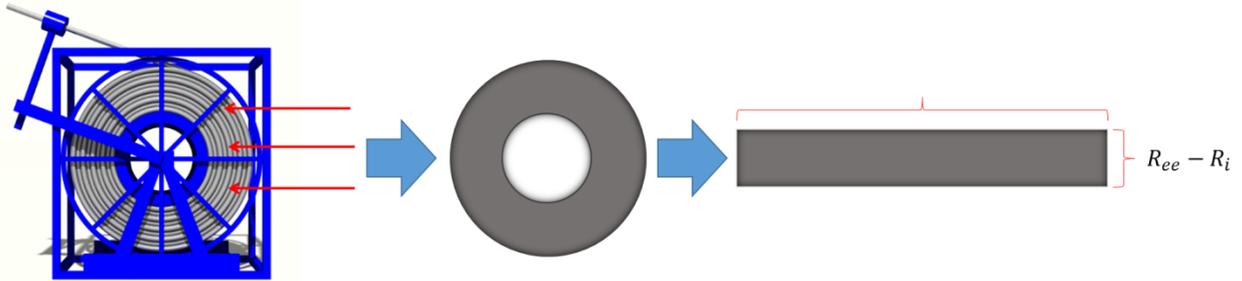
$$L_c = D_{ee} \quad (95)$$

$$A_c = 2\pi R_{ee} L_e \quad (96)$$

- **Escoamento em Placa Vertical (2 Faces)**  
(CHURCHILL; CHU, 1975 *apud* BERGMAN *et al.*, 2014 – Cap.9, p. 386)

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (97)$$

$$10^4 \leq Ra_L \leq 10^{13} \quad (98)$$

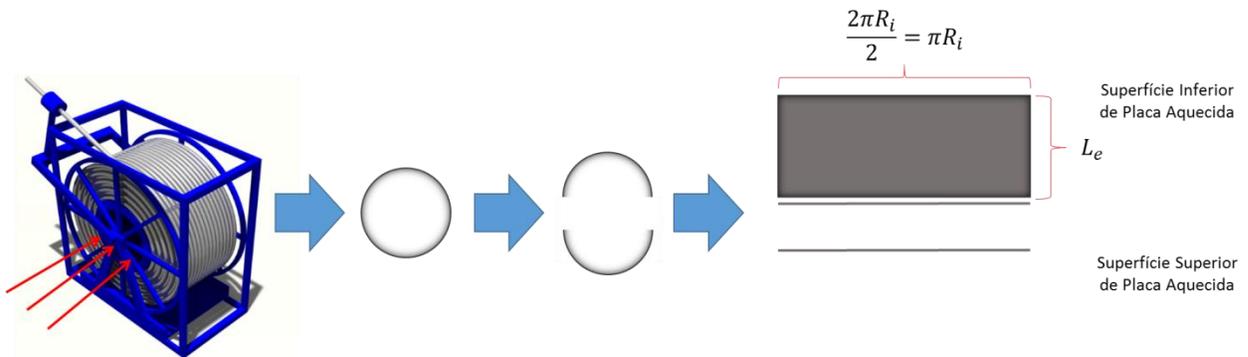


**Figura 80.** Ilustração de escoamento em placa vertical (face da unidade CT).

$$L_c = R_{ee} - R_i \quad (99)$$

$$A_L = \pi (R_{ee}^2 - R_i^2) \quad (100)$$

- **Escoamento em Placa Plana Horizontal**  
(LLOYD; MORAN, 1974 & RADZIEMSKA; LEWANDOWSKI, 2001 *apud* BERGMAN *et al.*, 2014 – Cap.9, p. 389)



**Figura 81.** Ilustração de escoamento em placa plana superior e inferior (na parte interna do carretel da unidade CT).

- Superfície Inferior de Placa Aquecida

$$\overline{Nu}_L = 0,54 Ra_L^{1/4} \quad (101)$$

$$10^4 \leq Ra_L \leq 10^7, Pr \geq 0,7 \quad (102)$$

- Superfície Superior de Placa Aquecida

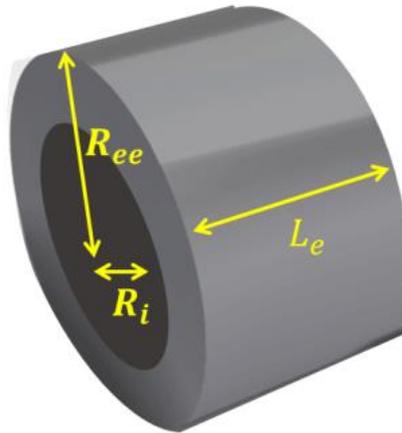
$$\overline{Nu}_L = 0,52Ra_L^{1/5} \quad (103)$$

$$10^4 \leq Ra_L \leq 10^9, Pr \geq 0,7 \quad (104)$$

$$L_c = \frac{\text{área}}{\text{perímetro}} = \frac{\pi R_i L_e}{2(\pi R_i + L_e)} \quad (105)$$

$$A_L = \pi R_i L_e \quad (106)$$

sendo  $Ra$  o número de Rayleigh (adimensional), que é o produto do número de Grashof e Prandtl,  $R_{ee}$  o raio externo do carretel com comprimento estendido (m) e  $L_e$  a largura do carretel com comprimento estendido (m). Os valores com comprimento estendido estão relacionados à consideração apresentada na Figura 78 e são indicados na Figura 82.



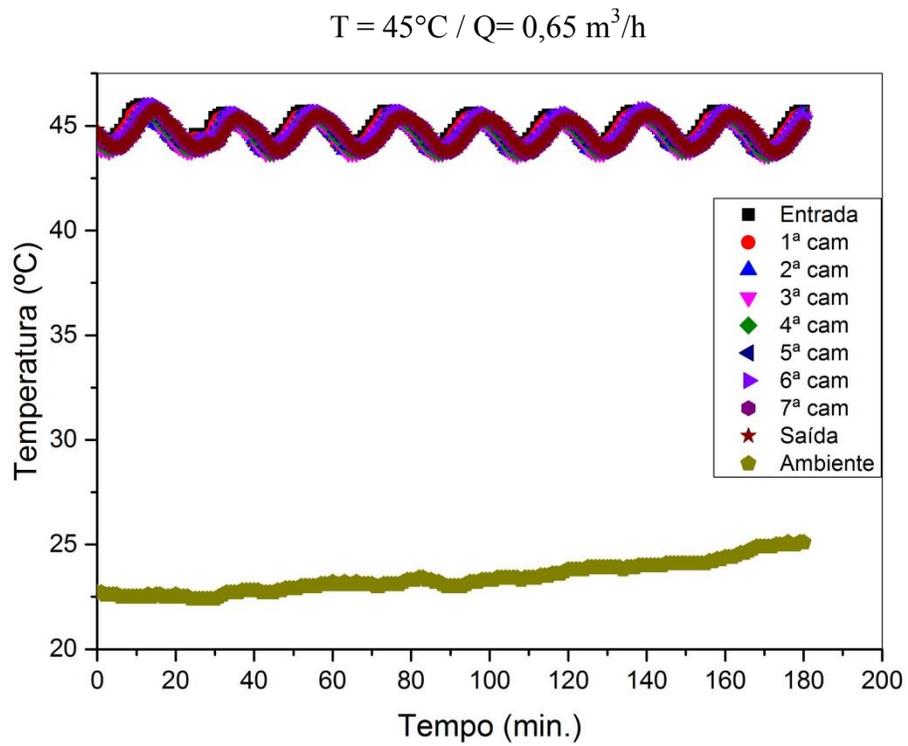
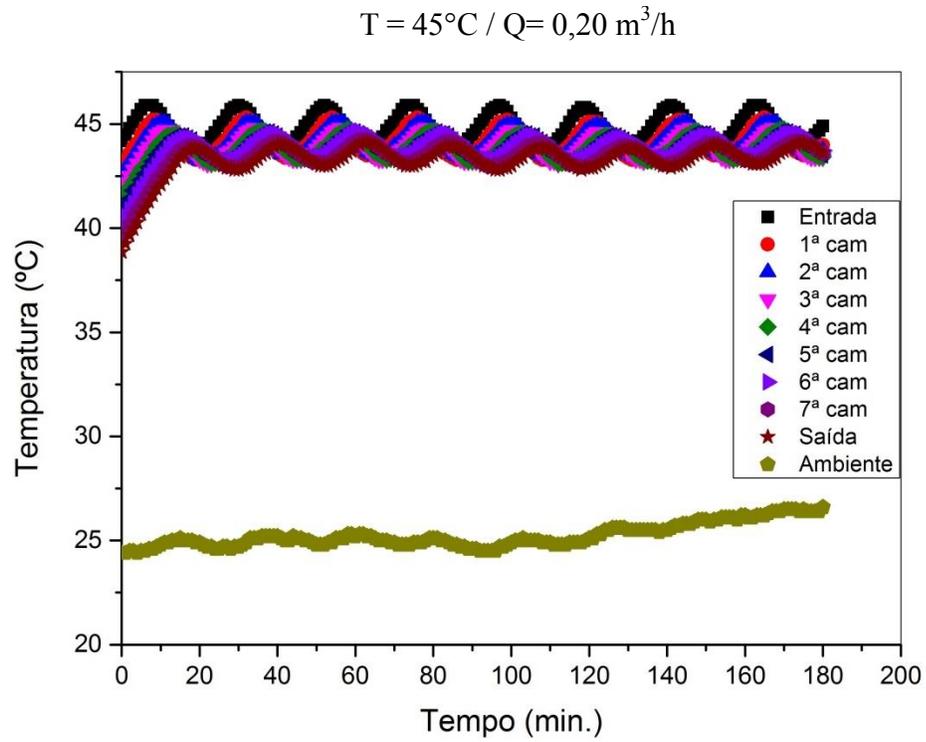
**Figura 82.** Ilustração das dimensões da unidade CT modificada.

#### D-4. Resultados do Teste Preliminar de Troca Térmica

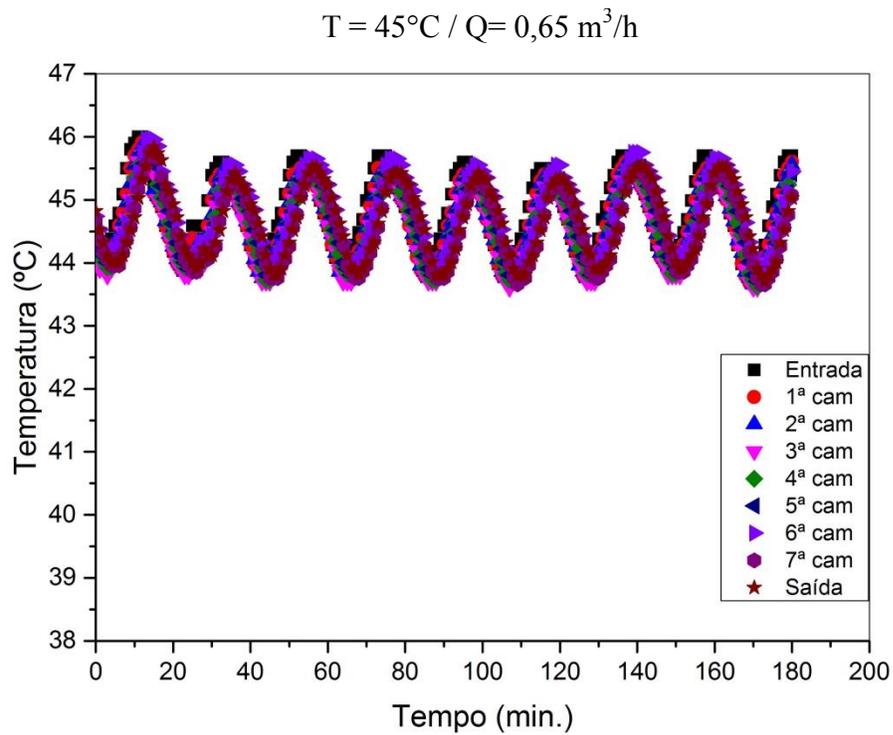
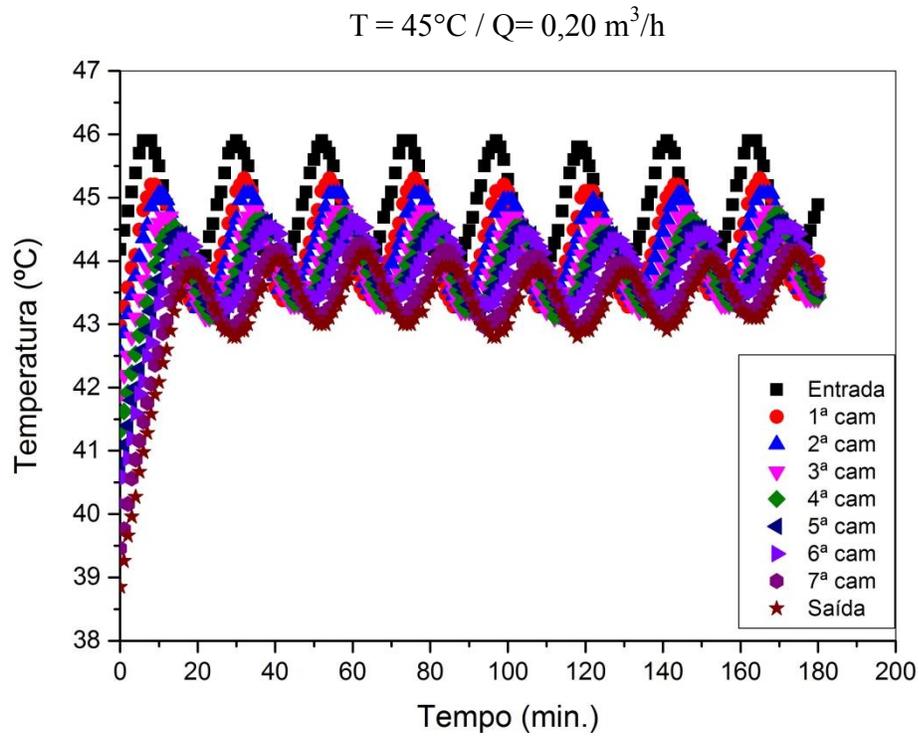
Testes para avaliar a temperatura no escoamento de água na unidade CT foram realizados conforme planejamento apresentado na Figura 77. O resultado da temperatura do fluido medido na entrada, saída e ao final de cada camada intermediária é apresentado ao longo do tempo.

As Figura 83 e 84 apresentam o resultado quando o fluido de entrada estava a 45°C, as Figuras 85 e 86, com fluido a 19°C e a Figura 87, com fluido a 25°C.

Conforme pode ser notado nas Figuras 83 a 87, a temperatura de entrada é periódica e, conseqüentemente, todas as temperaturas nas camadas seguintes. A temperatura de entrada tem esse comportamento devido ao sistema de controle de temperatura do fluido no tanque que, por ser *on/off*, apresenta uma histerese na temperatura controlada. Por conta desse resultado do sistema de controle, apenas uma análise preliminar foi feita com os resultados da temperatura.

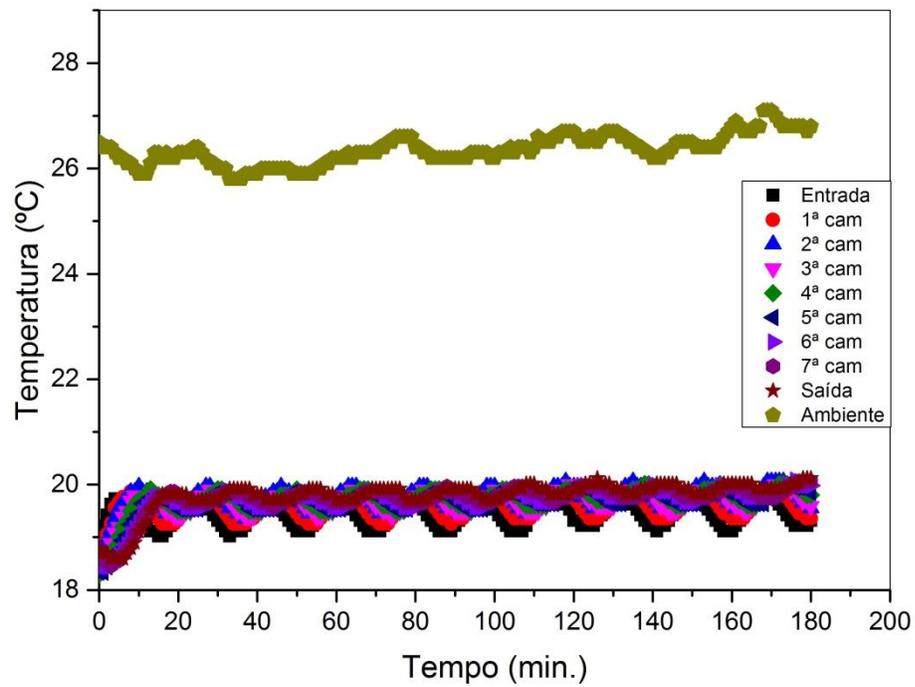


**Figura 83.** Temperatura ambiente e do fluido em todas as camadas com temperatura do fluido de entrada desejada de  $45^{\circ}\text{C}$  à (a)  $0,20 \text{ m}^3/\text{h}$  e (b)  $0,65 \text{ m}^3/\text{h}$ .

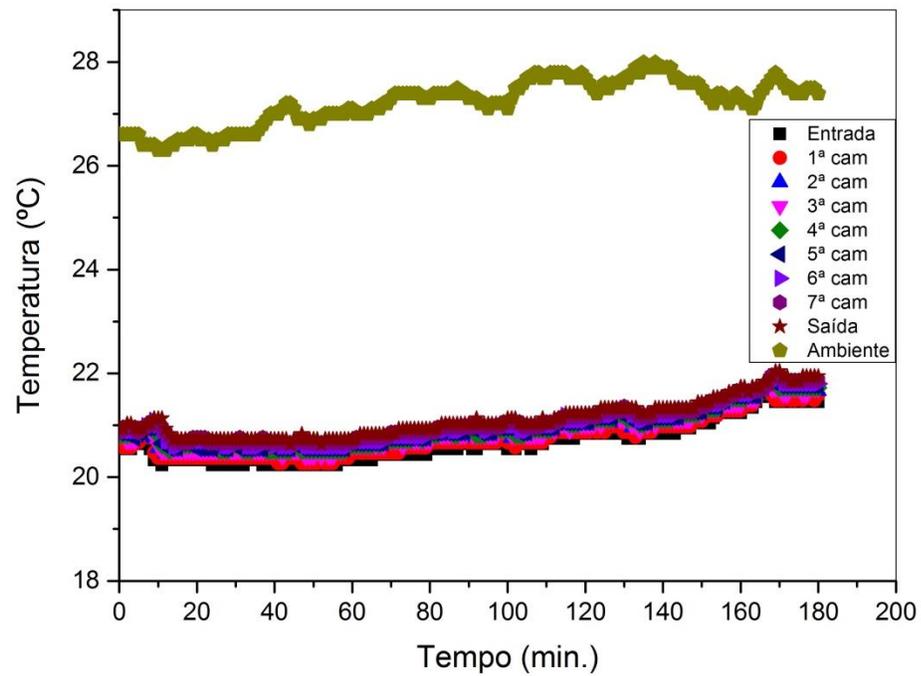


**Figura 84.** Destaque para a temperatura do fluido em todas as camadas com temperatura do fluido de entrada desejada de  $45^{\circ}\text{C}$  à (a)  $0,20 \text{ m}^3/\text{h}$  e (b)  $0,65 \text{ m}^3/\text{h}$ .

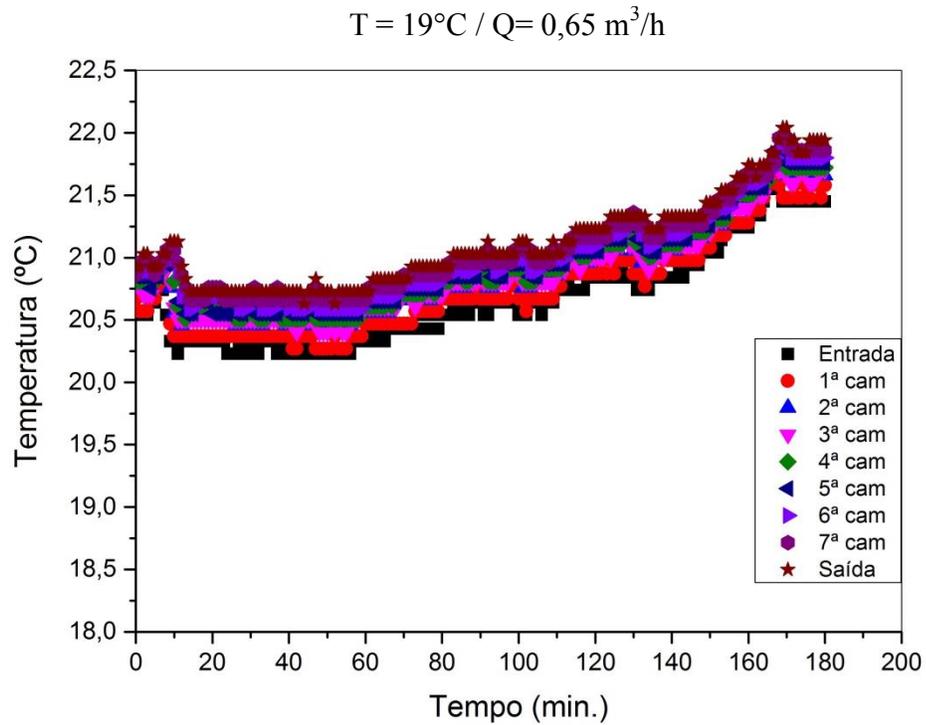
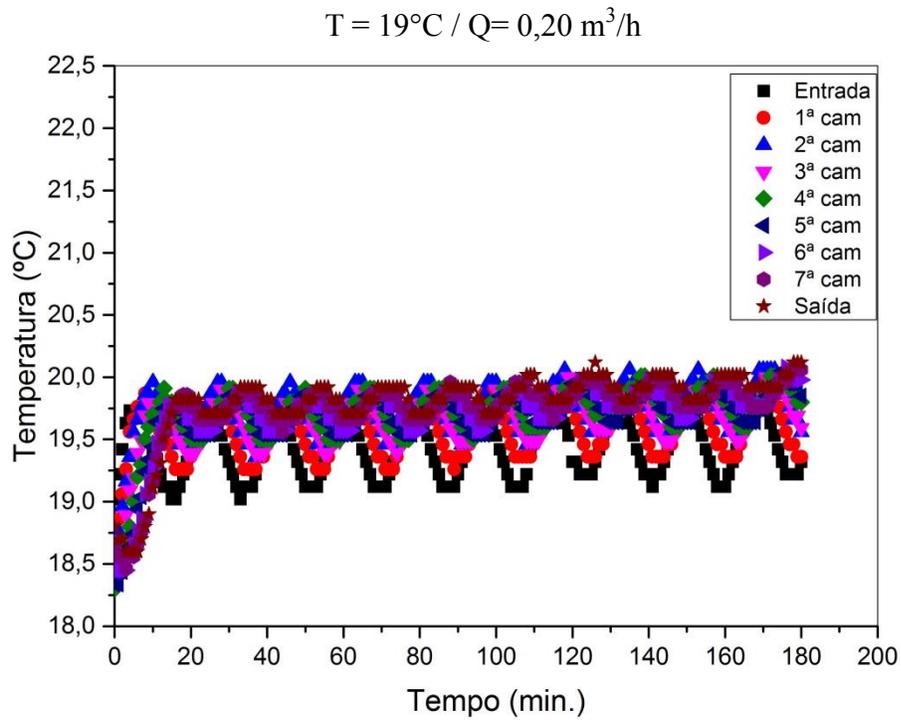
$T = 19^{\circ}\text{C} / Q = 0,20 \text{ m}^3/\text{h}$



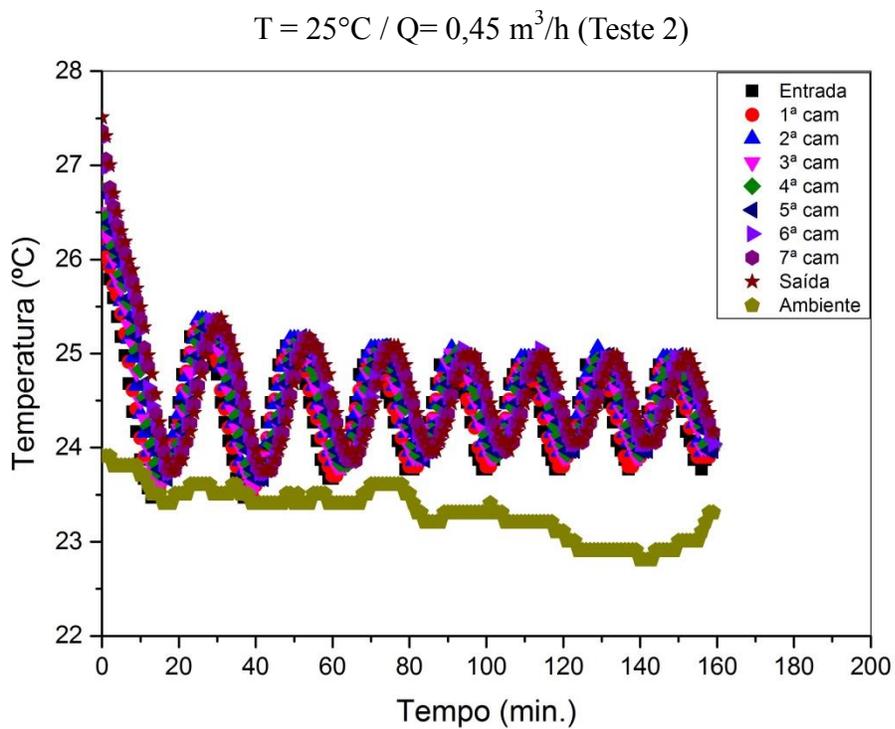
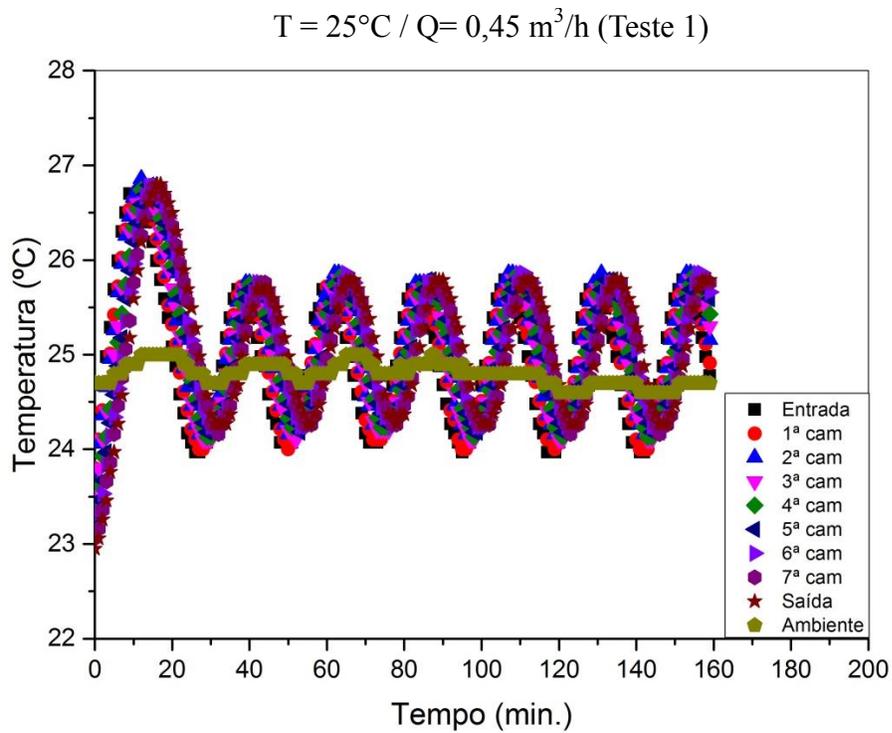
$T = 19^{\circ}\text{C} / Q = 0,65 \text{ m}^3/\text{h}$



**Figura 85.** Destaque para a temperatura do fluido em todas as camadas com temperatura do fluido de entrada desejada de  $19^{\circ}\text{C}$  à (a)  $0,20 \text{ m}^3/\text{h}$  e (b)  $0,65 \text{ m}^3/\text{h}$ .



**Figura 86.** Temperatura ambiente e do fluido em todas as camadas com temperatura do fluido de entrada desejada de  $19^{\circ}\text{C}$  à (a)  $0,20 \text{ m}^3/\text{h}$  e (b)  $0,65 \text{ m}^3/\text{h}$ .



**Figura 87.** Temperatura ambiente e do fluido em todas as camadas com temperatura do fluido de entrada desejada de  $25^{\circ}\text{C}$  à  $0,45 \text{ m}^3/\text{h}$ , um gráfico para cada dia de teste.



As Figuras 83 e 84 mostram o fluido com temperatura de entrada de 45°C que escoava numa vazão de 0,20 m<sup>3</sup>/h e 0,65 m<sup>3</sup>/h. Visando facilitar o entendimento, apenas as temperaturas de entrada e saída serão discutidas. Nota-se que quando o fluido escoava em baixa vazão, a temperatura de saída do fluido diminuiu em relação à de entrada. Esse resultado pode ser entendido como uma combinação da baixa energia ganha por atrito e perda de calor para o ambiente, visto que ao escoar em alta vazão, essa perda de energia para o ambiente é compensada pelo ganho de energia térmica por atrito. A troca de temperatura com o ambiente é entendida como resultado da busca pelo equilíbrio térmico entre a temperatura do fluido no *coiled tubing* e o ambiente, com a troca ocorrendo da maior temperatura, fluido, para a menor temperatura, ambiente.

As Figuras 85 e 86 apresentam o fluido com temperatura de entrada de 19°C que escoava numa vazão de 0,20 m<sup>3</sup>/h e 0,65 m<sup>3</sup>/h. Em ambos os casos, pelo fato da temperatura do fluido estar abaixo da temperatura ambiente, a temperatura de saída do fluido foi maior que a de entrada. Nesse caso, o sentido da troca térmica estava do ambiente para o fluido. Na circunstância de maior vazão, por conta do efeito do aumento da temperatura por conta do ambiente e do atrito, não foi possível controlar a temperatura de entrada do fluido, tanto que a entrada, que apresenta resultado periódico, nesse caso, apresentou aumento crescente de temperatura. Por conta desse fato sugere-se o aumento da potência do sistema de refrigeração, assim como o uso de um fluido para o sistema de controle de temperatura que tenha uma temperatura de fusão menor que 0°C, visto que a temperatura no Chiller nessa circunstância estava próxima à 1°C.

A Figura 87 apresenta o resultado de dois testes realizados com temperatura de entrada de 25°C, próxima à do ambiente, e vazão de 0,45 m<sup>3</sup>/h. Percebe-se nesse resultado, que a temperatura de saída foi bem similar à de entrada. Sabendo-se que a taxa de calor é proporcional à diferença de temperatura dos corpos que buscam o equilíbrio térmico, pelo fato do fluido e do ambiente estarem com temperaturas bem similares, não houve muito o efeito dessa troca térmica na temperatura final do fluido.

Visando analisar os resultados do balanço de energia proposto para o experimento com temperatura de entrada à 45°C, a taxa de calor sensível, com a variação de temperatura entre entrada e saída da unidade CT foi calculada e comparada com as taxas de calor propostas no balanço de energia e o erro absoluto percentual entre essas taxas é apresentado na Tabela 47. Nessa tabela também são expostos os valores médios de temperatura de entrada e saída do fluido e do tubo, assim como de temperatura ambiente.

**Tabela 47.** Resultado do balanço de energia proposto para o experimento de 45°C nas duas vazões.

Q	Temperatura média				Ambiente	q <sub>sensível</sub>	q <sub>atrito</sub> - q <sub>conv</sub> - q <sub>rad</sub>	Erro Absoluto
	Água		Tubo					
	Entrada	Saída	Entrada	Saída				
m <sup>3</sup> /h	°C	°C	°C	°C	°C	W	W	%
0,20	44,8	43,5	38,7	36,2	25,0	-291,9	-224,6	-23,1
0,66	44,9	44,8	39,8	36,5	23,1	-22,9	-2,4	-89,5

Na Tabela 47 é possível observar os resultados discutidos e vistos nas Figuras 83 e 84, onde a temperatura de saída do fluido que escoou na menor vazão foi menor que a de entrada e menor em comparação à temperatura de saída do fluido que escoou na maior vazão.

Quanto ao balanço de energia, nota-se que no resultado em alta vazão o erro absoluto foi quase quatro vezes maior que o resultado em baixa vazão. Provavelmente isso pode ser justificado pela alta contribuição da taxa de calor por atrito considerada no balanço de energia, visto que essa taxa foi calculada como o produto da queda de pressão total do sistema com a vazão volumétrica, o que indicaria que toda a energia mecânica estaria sendo transformada em energia térmica, o que não é verdade, uma vez que parte da energia mecânica é usada no deslocamento do fluido e parte é perdida por atrito na forma de calor. Desse modo, sugere-se uma nova forma de avaliar essa taxa por atrito e, então, fazer uma nova análise das considerações propostas para o balanço de energia.

Conclui-se nos resultados de temperatura não só a importância da energia perdida na forma de calor por conta do atrito, mas também a troca de energia que há com o ambiente, fatores que influenciam de forma combinada no resultado de temperatura ao longo do sistema *coiled tubing*.

#### D-5. Referência

Nessa seção serão listadas as referências usadas no Apêndice D e que não constam no capítulo 7, assim como referências encontradas com estudo da troca térmica em tubos curvados.

Na maior parte das referências encontradas na literatura, tubos curvados ou serpentinas são estudados, contento diversas voltas, mas apenas uma camada. Além disso, em geral, os estudos são feitos com o foco em trocadores de calor. Isso demonstra a importância de se continuar estudando o escoamento de fluido em *coiled tubing* avaliando tanto a perda de carga como a troca térmica.

- Referências do Apêndice D

BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, 7 ed., Rio de Janeiro: LTC, Cap. 9, p. 386, 389, 390, 2014

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

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

INCROPERA, F. P.; DeWITT, D. P., BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**, 6 ed., Wiley, 2006

JANSSEN, L. A. M.; HOOGENDOORN, C. J. Laminar Convection Heat Transfer in Helical Coiled Tubes, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 21, pp. 1197-1206, 1978.

KALB, C. E.; SEADER, J. D. Fully Developed Viscous Flow, Heat Transfer in Curved Tubes with Uniform Wall Temperatures, **American Institute of Chemical Engineers Journal**, vol. 20, pp. 40-346, 1974.

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

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

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

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.

RAINIERI, S.; BOZZOLI, F.; GATTANI, L.; PAGLIARINI, G. Compound Convective Heat Transfer Enhancement in Helically Coiled Wall Corrugated Tubes, **International of Journal Heat and Mass Transfer**, v. 59, pp. 353-362, 2013.

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.

- Referências sobre Troca Térmica em Tubos Curvados

ALI, M. E. Free convection heat transfer from the outer surface of vertically oriented helical coils in glycerol-water solution. *Heat and Mass Transfer*, v. 40, p. 615-620, 2004. doi: 0.1007/S00231-003-0431-2

ALI, S. K. A.; SINGH, L. P.; GUPTA, S. N. Laminar forced convection to fluids in coiled pipe submerged in agitated vessel. *Int. J. Mech. Eng. & Rob. Res.*, v. 4, n. 1, p. 24-32, 2015.

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

KUBAIR, V.; KULOOR, N.R. Heat transfer to Newtonian fluids n coiled pipes in laminar flow. *Int. J. Heat Mass Transfer.*, v. 9, p. 63-75, 1966.

KUMAR, P.C.M.; KUMAR, J.; SENDHILNATHAN, S.; TAMILARASAN, R.; SURESH, S. Heat Transfer and pressure drop of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nano fluid as coolant in shell and helically coiled tube heat exchanger. *Bulgarian Chemical Communications*, v. 46, n. 4, p. 743-749, 2014.

NIGAM, K.D.P.; ARGWAL, S.; SRIVASTAVA, V.K. Laminar convection on non-Newtonian fluids n the thermal entrance region of coiled circular tubes. *Chemical Engineering Journal*, v. 84, p. 223-237, 2001.

PAWAR, S.S.; SUNNAPWAR, V.K. Studies on convective heat transfer through helical coils. *Heat Mass Transfer*, v. 49, p. 1741-1754, 2013. doi: 10.1007/s00231-013-1210-3

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