

Referências Bibliográficas

ABB, **Heat transfer – Potential Operating problems.** Disponível em: < www.abb.be/global/abbzh/abbzh251.nsf >. Acesso em: 06 Mar. 2005.

AZEVEDO, L. F. A.; BRAGA, A. M. B.; NIECKELE, A. O.; SOUZA MENDES, P. R. **Simulating Pipeline Pigging Operations.** In: THE PIPELINE PIGGING CONFERENCE, 15-17 June 1999, Stavanger, Noruega. Proceedings of the 1999 Pipeline Pigging Conference, pp. 1-21.

BENDIKSEN, K. H.; MALNES, D.; MOE, R.; NULAND, S. **The Dynamic Two-Fluid Model OLGA: Theory and Application.** SPE 24790. In: SPE Annual Technical Conference and Exhibition, May 1991.

BROWN, T.L., CLAPHAN, J., DANIELSON, T.J., **Application of a Transient Heat Transfer Model for Bundled Multiphase Pipelines.** In: SPE Annual Technical Conference and Exhibition, 6-9 October 1996.

CAMPO, A., **Quick algebraic Estimate of the Thickness of insulation for the design of process pipelines with allowable heat losses to ambient air.** Heat Transfer Engineering, vol. 23, no. 3, pp. 25-34, 2002.

DANIELSON, T. J., BROWN, L. D., **An analytic model for a flowing bundle system.** SPE 56719, In: SPE Annual Technical Conference, 1999.

DENNIEL, S., LAOUIR, N., **Active Heating for Ultra-Deepwater PiP and risers.** OTC 13138. In: Offshore Technology Conference, Houston, 30 April – 3 May, 2001.

DWIGHT, J., NIGEL, M., JANARDHAN, D., **Prediction of cool down times and designing of insulation for subsea production equipment.** OTC 16507, 2004.

ERICKSON, D.D., MAI, M.C., **A Multiphase Temperature Prediction Program,** SPE 24790, In: SPE Annual Technical Conference, October 4-7, 1992.

ENG, E.I., RONALDS, B.F., EDWARDS, T.J., **The deepwater Subsea Tieback Option for Future Oil and Gas Production in Australia.** SPE 64485, In: SPE Annual Technical Conference, October 16-18, 2000.

FERREIRA, G.E., **Introdução ao escoamento bifásico transiente aplicado à indústria de petróleo, uma abordagem prática.** Cenpes/PDP/TE, 2004.

FORSDYKE, I.N., **Flow assurance in Multiphase Environments.** SPE 37237, In: SPE International Symposium on Oilfield Chemistry, Houston, February, 18-21, 1997.

HOLMAN, J. P. **Transferência de Calor.** McGraw-Hill Ltda., 1983.

JEJE, O., MATTAR, L., **Comparison of correlations for viscosity of sour natural gases.** In: Petroleum Society's 5th Canadian International Petroleum Conference, Calgary, 2004.

KNUDSEN, J.G., KATZ, D.L., **Fluid Dynamics and Heat Transfer,** McGraw Hill Book Co., New York City, 1958.

MODISETTE, J. L.; MODISETTE J. P. **Transient and Succession-of-Steady-States Pipeline Flow Models.** In: PIPELINE SIMULATION INTEREST GROUP – PSIG 33rd Annual Meeting, 2001, Salt Lake City, Utah. Disponível em: < <http://www.psig.org/papers/2001/0108.pdf>>. Acesso em: 15 abr. 2004

MONTEIRO, C. L. **Simulação do Deslocamento de Pigs em Tubulações.** Rio de Janeiro, 1997. ___p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

MOKHATAB, S. **New Approximation of Friction Factor Developed for General Gas-Flow Equation.** Oil & Gas Journal, p. 62-63, Julho de 2002.

NIECKELE, A. O.; AZEVEDO, L. F. A.; BRAGA, A. M. B. **Transient Pig Motion Through Non-Isothermal Gas and Liquid Pipelines.** In: ASME INTERNATIONAL PIPELINE CONFERENCE – IPC 2000, 1–6 Outubro 2000, Alberta, Canadá, Proceedings of ASME International Conference, vol 1, pp. 611-618.

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

ENERGY SOLUTIONS INC., **Pipeline Studio v. 2.5**, 2004.

SCANDPOWER PETROLEUM TECHNOLOGY, **OLGA 2000 Transient Multiphase Flow Simulator**. Disponível em: <www.olga2000.com/capabilities/olga2000_intro.pdf>. Acesso em: 17 jul. 2004.

SCHROEDER, D. W. **A Tutorial on Pipe Flow Equations**. Stoner Associates, Inc., 2001.

STONER ASSOCIATES INC. TECHNICAL REFERENCES, **Stoner Pipeline Simulator v. 9.3**, 2001.

TAXY, S., LEBRETON, E., **Use of Computational Fluid Dynamics to Investigate the Impact of Cold Spots on Subsea Insulation Performance**. OTC 16502, Offshore Technology Conference, Houston, 3-6 May 2004.

ZABARAS, G.J. ZHANG, J.J., **Bundle-Flowline Thermal analysis**, SPE 52632, In: SPE Annual Technical Conference, 1998.

Apêndice A

Validação do Código Implementado

Apresentam-se neste apêndice os testes para validar o código implementado para o cálculo do transiente térmico na parede da tubulação com diferentes camadas de isolamento. As comparações são feitas tanto em regime permanente quanto em regime transiente, com as propriedades constantes ou variando as propriedades de cada camada na direção radial. Para verificar a confiabilidade do código implementado, efetuam-se comparações com a solução analítica e com o software “CFT” (Nieckele, 2004) o mesmo que já foi extensivamente testado.

Adicionalmente, investigou-se a influência do passo de tempo, do número de volumes de controle e o esquema de discretização da condutância nas faces das diferentes camadas (linear ou logarítmico).

Os dados da geometria do problema teste selecionado e as propriedades consideradas são mostrados a seguir:

- **Geometria:**

Comprimento do duto, $L = 1000$ m

- Raio externo: $r_{ex} = 20''$
- Raio interno: $r_{in} = 16''$
- Número de camadas, $NC = 5$ e 50
- Raio das camadas: Determinado em função do número de camada, assim:

$$r_i = r_{in} + \frac{i}{NC}(r_{ex} - r_{in}) \quad , \quad i = 1, NC \quad (6.1)$$

- **Propriedades dos materiais:**

Inicialmente considerou-se todas as camadas possuindo o mesmo material, com as seguintes propriedades:

- Densidade, $\rho_{in} = 5 \text{ kg/m}^3$
- Condutividade térmica, $k_{in} = 2 \text{ W/(mK)}$
- Calor específico a pressão constante, $c_{pin} = 2 \text{ kJ/(kgK)}$

No segundo caso as propriedades de cada camada foram consideradas variando linearmente entre os valores de referência acima, correspondendo à primeira camada e os valores das propriedades da última camada:

- Densidade da última camada, $\rho_{ex} = 50 \text{ kg/m}^3$
- Condutividade térmica da última camada, $k_{ex} = 10 \text{ W/(mK)}$
- Calor específico a pressão constante, $c_{pex} = 20 \text{ kJ/(kgK)}$

- **Condições de Contorno:**

Considerou-se que tanto a superfície interna como a externa da tubulação encontravam-se trocando calor por convecção com o fluido e o meio externo respectivamente. A temperatura assim como o coeficiente de transferência de calor interno e externo são:

- Temperatura do fluido interno, $T_{in} = 324 \text{ K}$
- Temperatura ambiente, $T_{ex} = 278 \text{ K}$
- Coeficiente convectivo interno, $h_{in} = 5 \text{ W/(m}^2\text{K)}$
- Coeficiente convectivo externo, $h_{ex} = 1 \text{ W/(m}^2\text{K)}$

A 1.

Testes Considerando as Propriedades Constantes

Consideraram-se todas as camadas com as mesmas propriedades, ou seja, a condutividade térmica, a densidade e o calor específico a pressão constante.

A.1.1

Regime Permanente

Foi resolvida a equação de condução de calor em regime permanente, equação (3.2), para obter a solução exata do problema, equação (3.3), os resultados obtidos com a solução numérica foram comparados com a solução exata.

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (6.2)$$

$$T = T_{in} + C_1 \left[\ln\left(\frac{r}{r_{in}}\right) + \frac{1}{Bi_{in}} \right] ; \quad C_1 = \frac{(T_{ex} - T_{in})}{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right) + \frac{1}{Bi_{out}} + \frac{1}{Bi_{in}}} \quad (6.3)$$

sendo

$$Bi_{in} = \frac{h_{in} r_{in}}{k_{in}} ; \quad Bi_{out} = \frac{h_{ex} r_{out}}{k_{ex}} \quad (6.4)$$

Onde Bi_{in} e Bi_{out} são os números de Biot na parede interior e exterior respectivamente.

A Fig. A.1 apresenta uma comparação dos resultados obtidos com a simulação numérica e os resultados da solução exata. Além de verificar a implementação do código, o teste teve como objetivo verificar a influência do passo de tempo e do número de volumes de controle representado pelo número de camadas. Os resultados obtidos foram análogos para diferentes passos de tempo, e para diferente número de camadas, sendo mostrados somente os resultados para passo de tempo $Dt = 10s$, e para 5 e 50 camadas. Observa-se que uma excelente concordância entre as soluções foi obtida com erros muito pequenos como mostrados na Fig. A.2.

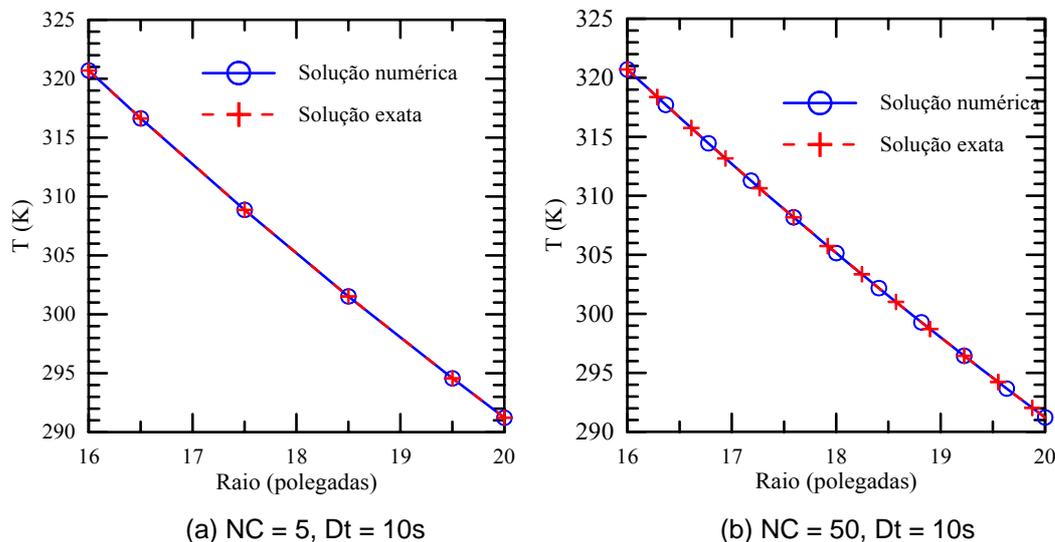


Figura A.1 - Comparação da solução numérica com a exata.

As Figs. A.2 e A.3 ilustram os erros obtidos considerando os dois esquemas de discretização da condutância nas fases, ou seja, o linear (LIN) e o logarítmico

(LOG) e variando o número de camadas, de 5 no primeiro caso a 50 para o segundo caso. Pode-se observar que os erros normalizados no esquema logarítmico foram menores que do esquema linear, mas ambos são muito pequenos, portanto não faz diferença utilizar qualquer um dos esquemas. Neste trabalho se optou por utilizar o esquema linear por ser mais barato.

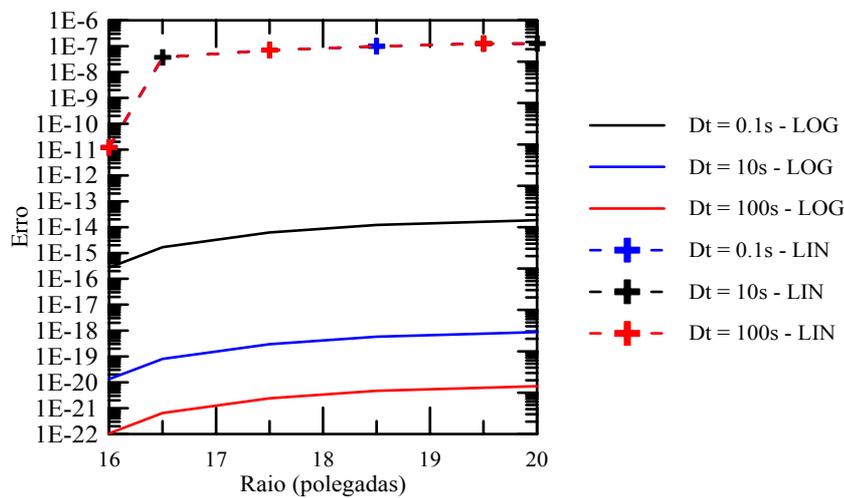


Figura A.2 - Erros normalizados utilizando esquemas de discretização linear (LIN) e logarítmico (LOG) para diferentes passos de tempo, $N_c = 5$

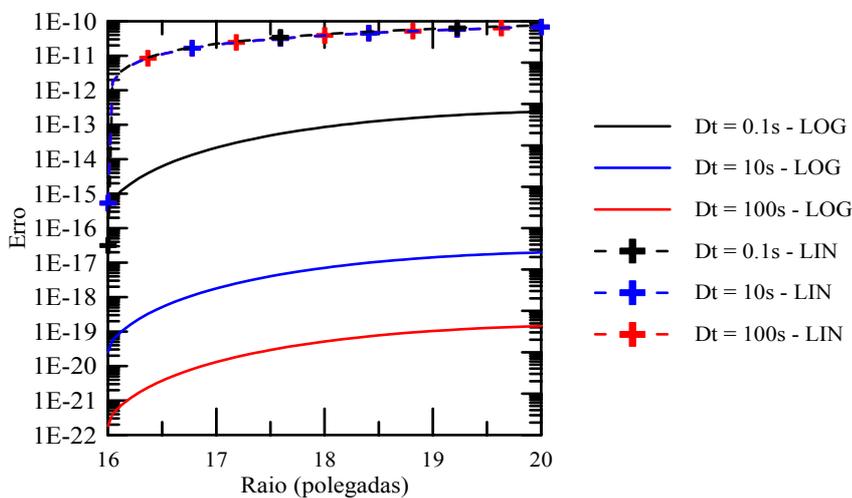


Figura A.3 - Erros normalizados utilizando esquemas de discretização linear (LIN) e logarítmico (LOG) para diferentes passos de tempo, $N_C = 50$

A.1.2 Regime Transiente

Para o cálculo do transiente foi assumida como condição inicial uma

distribuição de temperatura (T_{old}) igual à média entre a temperatura ambiente e a temperatura do fluido

$$T_{old} = 0,5(T_{in} + T_{ex}) = 0,5(324 + 278) = 301 \text{ K} \quad (6.5)$$

Os resultados da simulação para o regime transiente foram comparados com os resultados do *software* “CFT”. A Fig. A.4 mostra esta comparação para uma configuração com 5 camadas de isolamento e diferentes passos de tempo. Os passos de tempo escolhidos foram 0,1s, 1s e 10s e o tempo final para este teste foi de 50 s já que o regime permanente é atingido rapidamente. Os resultados são apresentados para cinco coordenadas radiais correspondentes ao raio interno r_{in} , externo r_{out} , raio médio entre os dois, $r_{1/2}$ e raios a $1/4$ e $3/4$ de distância entre os raios interno e externo, $r_{1/4}$, $r_{3/4}$. Pode-se observar na Figura 6.3 que os resultados do presente modelo apresentam uma excelente concordância com os resultados do *software* CFT.

Observa-se, que com passos de tempo maiores se atinge o regime permanente muito mais rápido que com passos de tempo pequenos e que as soluções obtidas são muito próximas, independentemente do passo de tempo considerado.

A.2 Testes Considerando as Propriedades Variáveis

Nesta seção consideram-se as propriedades dos materiais das camadas variando linearmente com os raios das camadas. Os objetivos destes testes são os mesmos dos testes anteriores.

A.2.1 Regime Permanente

A comparação dos resultados obtidos para o regime permanente com o código implementado no presente trabalho e o *software* “CFT” são apresentados na Fig. A.5. Pode-se apreciar novamente que os resultados são iguais para ambos os casos.

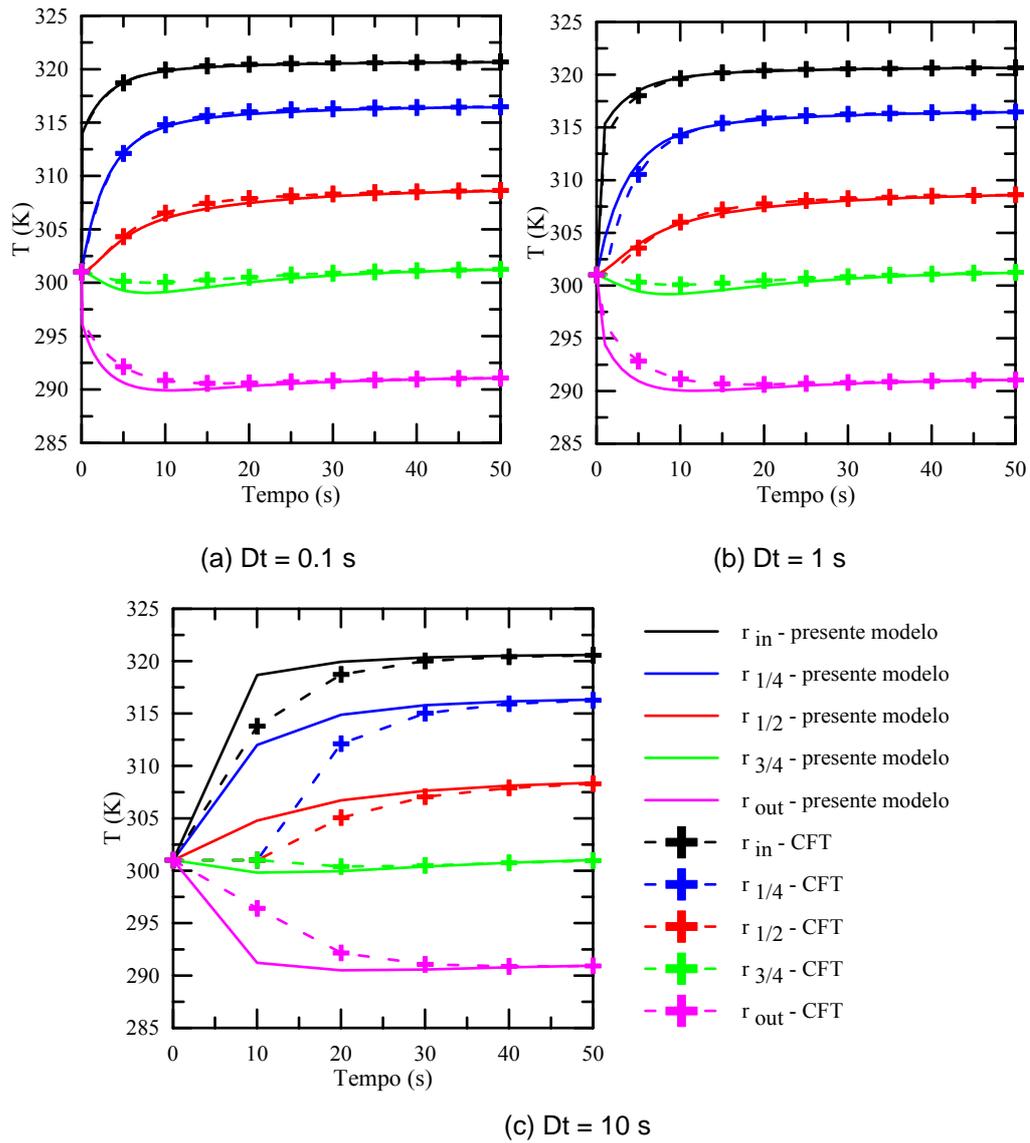


Figura A.4 – Solução do regime transiente, para diferentes passos de tempo, $NC = 5$.

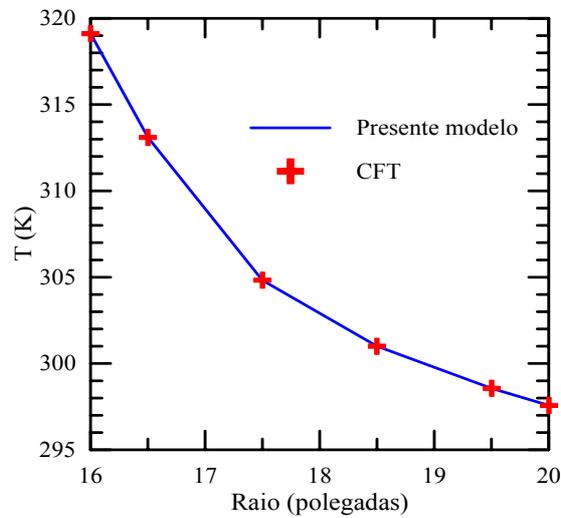


Figura A.5 - Temperaturas em regime permanente: $NC=5$, $Dt=10s$

A.2.2 Regime Transiente

As coordenadas utilizadas, a condição inicial e os passos de tempo para a comparação dos resultados são as mesmas que para o caso de regime transiente com propriedades constantes. Os resultados são mostrados na Fig. A.6, onde também se pode ver uma grande concordância entre os resultados obtidos.

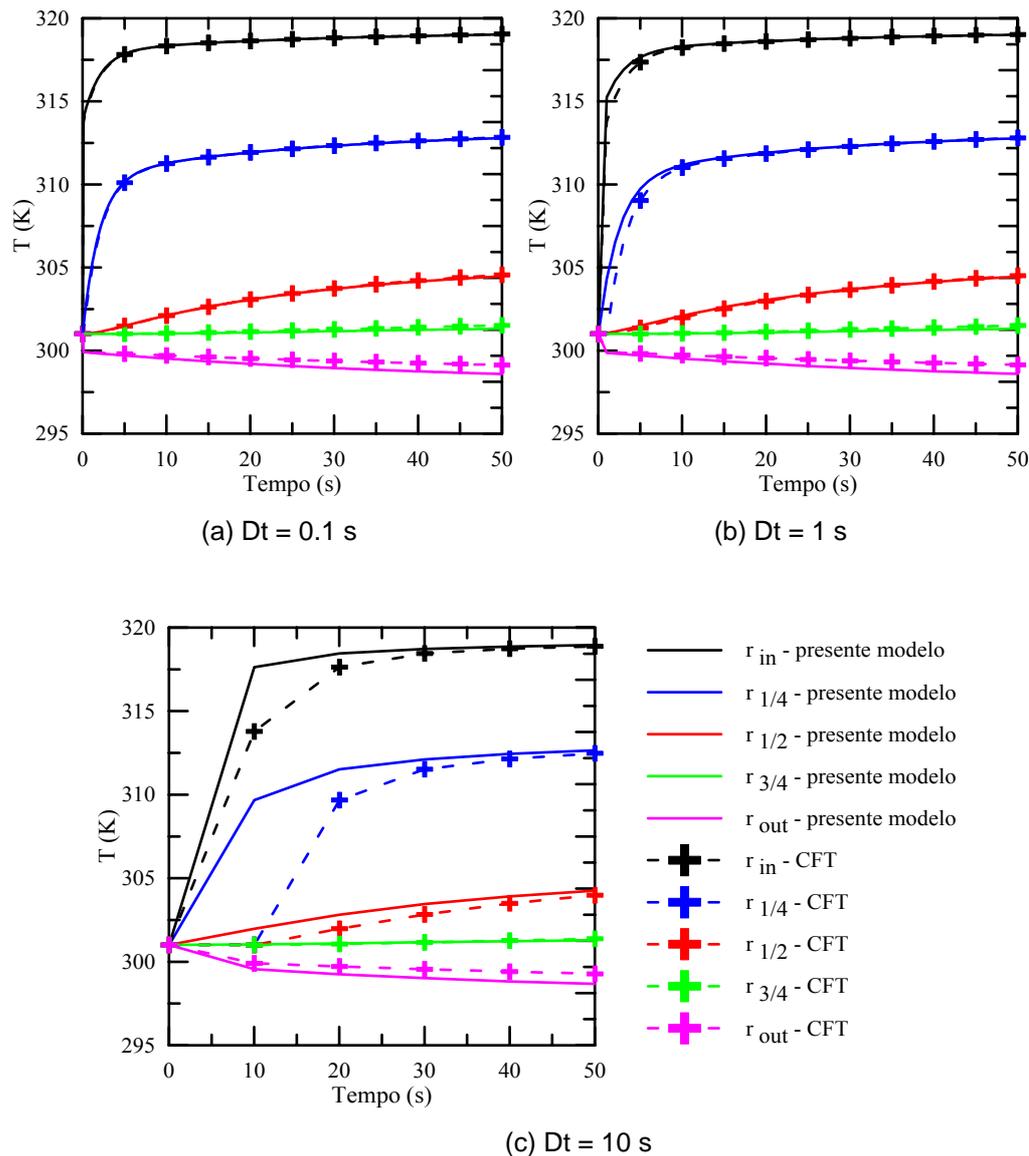


Figura A.6 – Solução do regime transiente, para diferentes passos de tempo, $NC = 5$.

A. 3 Dependência do Número de Volumes de Controle por Camada

Na presente simulação estuda-se a influência do número de volumes de controle por camada. Dois testes foram realizados, sendo que no primeiro

considerou-se 5 camadas com um volume de controle por camada e no segundo teste considerou-se 20 volumes de controle por camada. Os resultados obtidos para o regime permanente são mostrados na Fig. A.7, onde se pode observar uma grande concordância entre os perfis de temperatura obtidos.

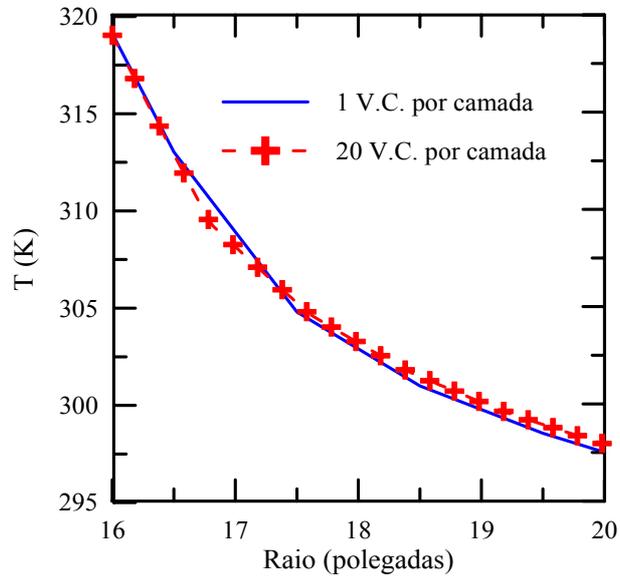


Figura A.7 - Influência do número de volumes de controle (V.C.) por camada.