

4 Análise de Resultados

Neste capítulo investiga-se uma situação típica de resfriamento, correspondendo a uma parada de produção em linhas submarinas, utilizando os modelos descritos no Capítulo 2. Investiga-se também o desempenho de três *softwares* comerciais (*Pipeline Studio*, *Stoner* e *OLGA*) para prever o escoamento e a distribuição de temperatura do caso de interesse.

O propósito da análise de resfriamento durante a parada da linha é determinar o tempo requerido para que a linha atinja uma temperatura crítica, por exemplo, para formação de hidratos ou deposição de parafinas.

O principal objetivo desta análise é avaliar a influência da capacidade térmica do tubo, com suas diferentes camadas de isolamento, na perda de calor para o ambiente e conseqüentemente no tempo de resfriamento.

Tendo por objetivo quantificar a influência da capacidade térmica da parede do duto na solução da transferência de calor pelas paredes do duto, duas situações simples foram selecionadas para serem investigadas. A primeira corresponde ao escoamento de um líquido na tubulação, enquanto a segunda corresponde ao escoamento de um gás. Em ambos os casos, consideraram-se uma tubulação horizontal, com espessura constante e com uma camada de isolamento. O escoamento é controlado por uma válvula a montante, e o fluido é descarregado para um ambiente com pressão constante, como ilustrado na Fig. 4.1.

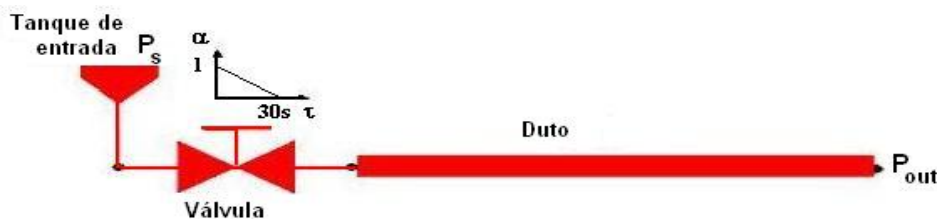


Figura 4.1 – Configuração utilizada para o análise de transiente

Para determinar o tempo de resfriamento, considerou-se que inicialmente o fluido entrando quente na tubulação, encontrava-se escoando em regime

permanente, com vazão constante na entrada, perdendo calor para um ambiente frio. Por alguma razão operacional, a válvula na extremidade do duto é fechada. Uma vez que o fluido quente não está mais sendo introduzido na tubulação, a temperatura ao longo do duto começa a cair a medida que o tempo passa, eventualmente atingindo equilíbrio com a temperatura do meio ambiente. Estabeleceu-se então, um determinado valor de temperatura crítica e investigou-se o tempo que o fluido levaria para atingir esta temperatura.

Para ambos os testes, consideraram-se como condição inicial que a válvula a montante da tubulação encontrava-se totalmente aberta, com o fluido (petróleo ou gás) entrando no duto a 60 °C e perdendo calor para o ambiente marinho a 5 °C. A análise se inicia com a válvula sendo completamente fechada em alguns segundos. Considerou-se uma temperatura crítica igual a 15 °C.

A vazão através da válvula é dada por:

$$Q = \alpha (Cd A_v)_o \sqrt{2 (P_s - P) / \rho} \quad (4.1)$$

onde $(Cd A_v)_o$ é o produto do coeficiente de descarga pela área da válvula totalmente aberta, P_s é a pressão no tanque de entrada, P é a pressão a jusante da válvula e α é a percentagem de abertura da válvula,

$$\alpha = 1 - t / t_o \quad \text{para} \quad t \leq t_o \quad ; \quad \alpha = 0 \quad \text{para} \quad t > t_o \quad (4.2)$$

onde t_o é o tempo de fechamento.

Os testes foram realizados para os líquidos e gases utilizando os dois modelos descritos no Capítulo 2, modelo *Pigsim-U* e *Pigsim-W*, correspondendo aos modelos utilizando coeficiente global de transferência de calor, sem capacidade térmica da tubulação e seu revestimento e resolvendo a condução de calor transiente nas paredes. Nos dois casos, também foi possível utilizar o *software OLGA* com as duas modelagens, *Olga-U* e *Olga-W*, correspondendo à utilização do coeficiente global e resolvendo o problema de condução de calor na parede. O *software Stoner*, com capacidade térmica, só foi utilizado para testarem líquidos e o *software Pipeline Studio* foi testado para os líquidos (*TLNET*) somente sem capacidade térmica, utilizando o coeficiente global de troca de calor e para os gases (*TGNET*) utilizando os dois modelos, com e sem capacidade térmica.

Além da comparação com os resultados das simulações obtidas com os *softwares* comerciais, realizou-se uma análise de sensibilidade de alguns dos parâmetros que influenciam no transiente térmico. Os parâmetros característicos de cada caso e os resultados obtidos com o código implementado e com os *softwares* comerciais são apresentados a seguir:

4.1. Escoamento de Líquidos

O presente teste consiste na análise do resfriamento de um líquido, escoando em uma tubulação de aço, do tipo 6 in - Sch 80 - API 5L X56 com 1 km de comprimento, com isolamento de lã de vidro. O líquido selecionado foi o óleo de Albacora.

Os parâmetros da tubulação são:

- Comprimento: $L = 1000$ m
- Diâmetro interno: $D = 15,24$ cm
- Espessura: $e = 1,27$ cm
- Rugosidade interna: $\varepsilon = 0,01$ mm
- Módulo de elasticidade: $E = 2,1 \times 10^{11}$ Pa
- Coeficiente de Poisson: $\mu = 0,3$
- Isolamento: $e_{iso} = 20,0$ cm

As propriedades termofísicas da tubulação e isolamento encontram-se na Tabela 4.1.

Propriedade	Aço	Lã vidro
Densidade (kg/m^3)	7800	52
Calor específico (J/kg K)	500	657
Condutividade térmica (W/m K)	50	0,38
Espessura da parede (mm)	12,7	200

Tabela 4.1 Propriedades da parede do duto

Como cada *software* investigado utiliza diferentes correlações para avaliar as propriedades, optou-se por simplificar a definição destas para minimizar as

diferenças entre os programas e permitir uma melhor identificação da influência da capacidade térmica no problema de resfriamento. As propriedades do óleo selecionado encontram-se a seguir, onde se considerou somente a dependência da massa específica com a pressão e temperatura, sendo a viscosidade, o calor específico a pressão constante e a condutividade térmica especificados a um valor constante representativo.

- Pressão de referência: $P_{ref} = 1 \text{ kgf/cm}^2$
- Temperatura de referência: $T_{ref} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
- Massa específica de referência: $\rho_{ref} = 882 \text{ kg/m}^3$
- Velocidade do som, $a = 1286 \text{ m/s}$
- Coeficiente de expansão térmica, $\beta = 7,88 \times 10^{-4} \text{ 1/K}$
- Calor específico a pressão constante: $c_p = 1831 \text{ J/(kg K)}$
- Condutividade térmica: $k = 0,1313 \text{ W/(m K)}$
- Viscosidade absoluta: $\mu_{ref} = 2,572 \times 10^{-2} \text{ kg/(m s)}$

As propriedades do fluido foram especificadas para cada um dos *softwares* de tal forma de definir o mesmo fluido em todas as simulações.

Para a determinação do coeficiente convectivo de transferência de calor entre o duto e o ambiente marinho, as seguintes propriedades da água de mar foram utilizadas:

- Velocidade: $V_\infty = 0,8 \text{ m/s}$
- Massa específica: $\rho_\infty = 1055 \text{ kg/(m}^3\text{)}$
- Condutividade térmica: $k_\infty = 0,59 \text{ W/(mK)}$
- Viscosidade absoluta: $\mu_\infty = 1,08 \times 10^{-3} \text{ kg/(m s)}$
- Número de Prandtl: $Pr_\infty = 8,81$

Resultando em um coeficiente de transferência de calor convectivo externo, eq. (2.54), $h_o = 2000 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$. É interessante observar que o *software Pipeline Studio* não permite a especificação de valores acima deste limite para o coeficiente de transferência de calor com o meio externo. O coeficiente global de troca térmica obtido, eq. (2.46), foi de $U_w = 4,23 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$.

Como o modelo do *Stoner* só permite simular casos de dutos enterrados e considera a condução de calor em uma camada de terra ao redor do tubo, é

necessário especificar a espessura desta camada; mas como o intuito era simular a transferência de calor por convecção em um duto submerso, a seguinte relação foi utilizada para obter uma espessura equivalente e_{solo} , igualando a transferência de calor por condução nessa camada ($q = \Delta T / R_{k,solo}$) com a convecção [$q = \Delta T / (h_o \pi D L)$], e considerando as propriedades da camada como se fossem as da água.

$$\frac{k_{\infty} 2 \pi L}{\ln[(D_o + 2 e_{solo}) / D_o]} = h_o \pi D_o L \quad (4.3)$$

onde, D_o é o raio externo do duto, e_{solo} é a espessura da camada, k_{∞} e h_o são a condutividade térmica da água e o coeficiente de transferência de calor por convecção, respectivamente. Explicitando e na equação anterior, temos:

$$e_{solo} = R_o \left[\exp \left(\frac{k_{\infty}}{h_o} \right) - 1 \right] \quad (4.4)$$

Portanto, o valor de e_{solo} obtido e utilizado no modelo foi 0,301 mm.

A malha e o passo de tempo selecionados para a presente análise foram definidos após a realização de um teste de malha e passo de tempo. Buscando um compromisso entre tempo de processamento e precisão, considerou-se a solução independente dos parâmetros numéricos para uma diferença máxima de 1°C para a temperatura ao longo da tubulação durante o transiente. A tubulação foi discretizada utilizando volumes de controle uniformemente distribuídos com tamanho igual a $\Delta x = 10m$ e um passo de tempo $\Delta t = 10s$. Porém, como o software *TLNET* possui um esquema de discretização com ordem inferior de discretização, foi necessário utilizar um espaçamento de $\Delta x = 5m$ e passo de tempo de $\Delta t = 1s$. Em todas as simulações, foi utilizado um tempo máximo de 12 horas.

Para o cálculo do transiente térmico na parede, só um volume de controle foi definido na parede do tubo e cinco volumes de controle foram especificados na camada de isolamento. No Apêndice A1, pode-se encontrar um teste de validação do modelo radial e onde se mostra que cinco volumes de controle são suficientes para modelar a condução radial.

Para avaliar a influência da capacidade térmica, primeiramente obtiveram-se as soluções com os modelos *Pigsim-W* e *Pigsim-U*. A seguir, visando avaliar os

softwares comerciais, os resultados foram comparados com os obtidos por estes. Finalmente, as condições iniciais, condições de contorno, propriedades do fluido e a configuração geométrica da tubulação foram mantidas constantes, e investigou-se a influência das propriedades das camadas.

4.1.1 Condições de Contorno e Inicial

A condição inicial do problema corresponde ao escoamento em regime permanente do óleo de Albacora entrando no domínio a 60 °C, com válvula totalmente aberta, perdendo calor para a água à 5°C, com o coeficiente de transferência de calor externo igual a 2000 W/(m² K). O produto do coeficiente de descarga pela área para a válvula totalmente aberta é $(Cd A_v)_o = 0,1 \text{ m}^2$, sendo a pressão no tanque de alimentação $P_s = 7,16 \text{ kgf/cm}^2$, o que corresponde de acordo com a eq. (4.1), a uma vazão volumétrica de 180 m³/h (**Re**=1,4 × 10⁴, **Pr**=358).

A condição inicial do problema foi determinada numericamente, para cada um dos *softwares* testados. A Fig. 4.2 apresenta os perfis de temperatura ao longo da tubulação obtidos com os modelos implementados e com os diferentes *softwares* comerciais. Pode-se observar uma grande concordância nos resultados obtidos, com diferenças de 0,16% quando comparados entre si. Observa-se ainda, que devido ao forte isolamento, a queda de temperatura do óleo ao longo da tubulação no regime permanente é muito pequena.

Considerando propriedades constantes, pode-se determinar analiticamente o perfil de temperatura ao longo da tubulação como sendo:

$$\frac{(T - T_\infty)}{(T_{in} - T_\infty)} = \exp\left(-\frac{\overline{\text{Nu}}}{\text{Re Pr}} \frac{x}{D}\right) ; \quad \overline{\text{Nu}} = \frac{U_e D}{k}. \quad (4.5)$$

De acordo com as eq. (2.45) e (2.51), o número de Nusselt médio correspondente ao regime permanente inicial é igual a 4,86, o que resulta numa pequena queda de temperatura, pois a tubulação encontra-se fortemente isolada. A temperatura prevista na saída da tubulação pela eq. (4.5) é igual a 59,6 °C, valor que concorda com o obtido com os diversos *softwares* (diferença de aproximadamente 1 %).

O cenário transiente foi criado fechando a válvula na entrada do duto em $t_o = 30 \text{ s}$, de acordo com a eq. (4.2).

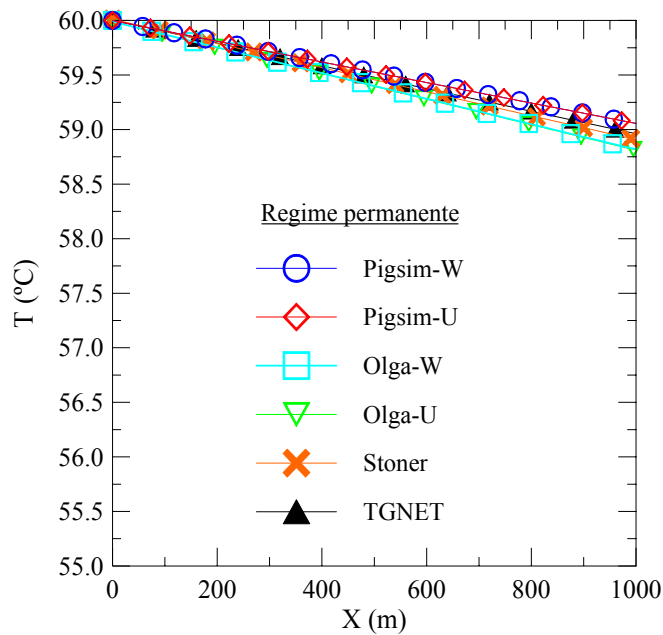


Figura 4.2 – Regime permanente

4.1.2 Influência da Capacidade Térmica.

Após o fechamento da válvula, o óleo começa a resfriar significativamente. Visando avaliar a influência da capacidade térmica, apresenta-se na Fig. 4.3 a variação da temperatura com tempo para uma coordenada no centro da tubulação ($x = 500$ m). Os resultados obtidos com os modelos *Pigsim-W* e *Pigsim-U*, considerando e não considerando a capacidade térmica são apresentados. Nesta mesma figura, os resultados obtidos com os *softwares* comerciais também são apresentados. Apresenta-se também o perfil de temperatura obtido para o duto deitado no leito marinho sem isolamento. Pode-se observar que para este caso o fluido atinge a temperatura crítica de 15 °C, em aproximadamente 1 hora e 15 minutos, o que ressalta a importância do isolamento.

Os perfis obtidos com o *TLNET* e o *Olga-U* são coincidentes e bem próximos ao obtido com o *Pigsim-U*, já que como explicado anteriormente, estes modelos negligenciam a capacidade térmica do duto e da camada de isolamento. O *TLNET* e *Olga* predizem um tempo de aproximadamente 5 horas para o fluido, nesta coordenada, atingir a temperatura de 20 °C, enquanto que *Pigsim-U* prevê um tempo maior em 25 minutos. Após 6 horas e 75 minutos, o fluido atinge a temperatura crítica de 15 °C, de acordo com o *TLNET* e *Olga*. Neste tempo a

temperatura prevista pelo *Pigsim-U* é de 16 °C, e somente após mais 25 minutos atinge a temperatura de 15°C. Esta diferença entre os *softwares* pode ser atribuída às diferenças referentes não só as correlações empregadas por cada *software* para avaliar as propriedades, mas também as correlações para avaliar o coeficiente de transferência de calor interno.

Uma análise da Fig. 4.3 mostra a importância de se considerar a capacidade térmica do duto e do isolamento (modelos *Pigsim-W*, *Stoner* e *Olga-W*). A energia armazenada nesta camada atrasa o resfriamento e todos os *softwares* prevêem um tempo maior que 12 horas para o fluido atingir a temperatura crítica de 15 °C. Observa-se que o resultado obtido com o *Stoner* é próximo ao obtido com o modelo *Pigsim-W*. No entanto, o *Stoner* prevê 10 horas e 50 minutos para o fluido atingir 20 °C, enquanto que o *Pigsim-W* prevê 12 horas. A Fig. 4.3 também mostra que o perfil obtido com o modelo *Olga-W* utilizando o módulo 3D-Thermal do *OLGA* é o menos conservativo de todos e após 12 horas a temperatura fica aproximadamente 7 °C acima do valor obtido com o *Pigsim-W*. É necessário mencionar aqui que após um tempo muito grande todos os perfis tendem à temperatura ambiente (5°C)

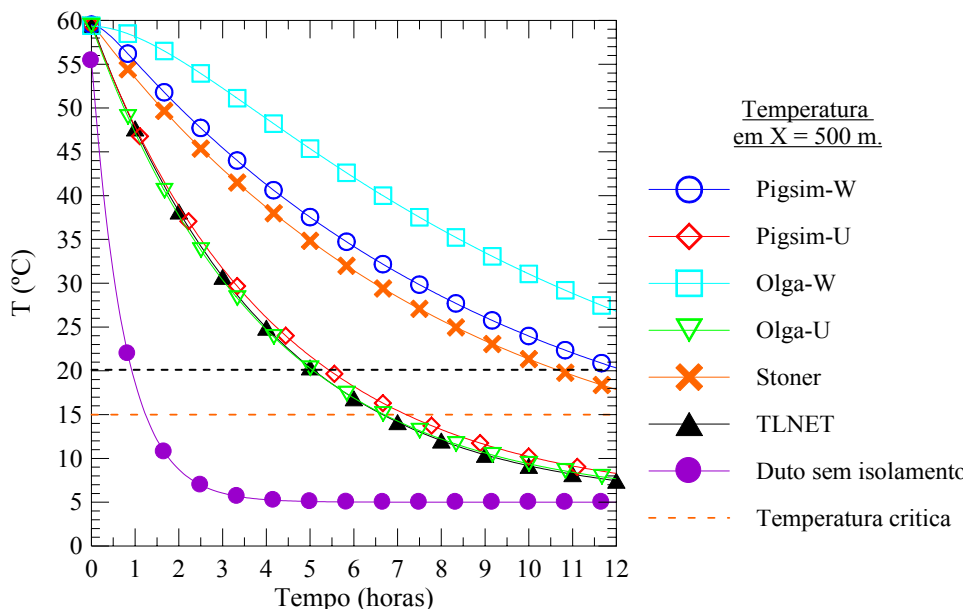


Figura 4.3 – Variação de temperatura com o tempo em x = 500m.

As Figs. 4.4 e 4.5 apresentam os perfis de temperatura ao longo do duto para dois instantes de tempos diferentes durante o processo de resfriamento, correspondentes a 4 e 8 horas após o fechamento da válvula, respectivamente.

Analisando a distribuição de temperatura axial nesta figuras pode-se ver que todos os modelos predizem uma queda muito pequena na temperatura ao longo do duto. Este comportamento era esperado, pois como inicialmente a queda de temperatura é muito pequena, e o líquido é quase incompressível, toda a tubulação desacelera e resfria igualmente. Portanto, pode-se afirmar que a hipótese de desprezar a condução axial é razoável.

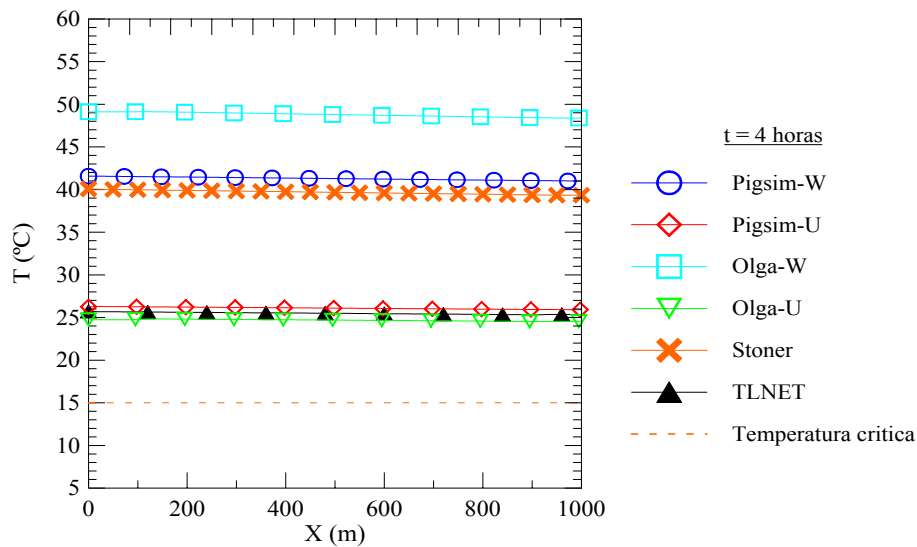


Figura 4.4 – Perfil de temperatura após 4 horas do fechamento da válvula

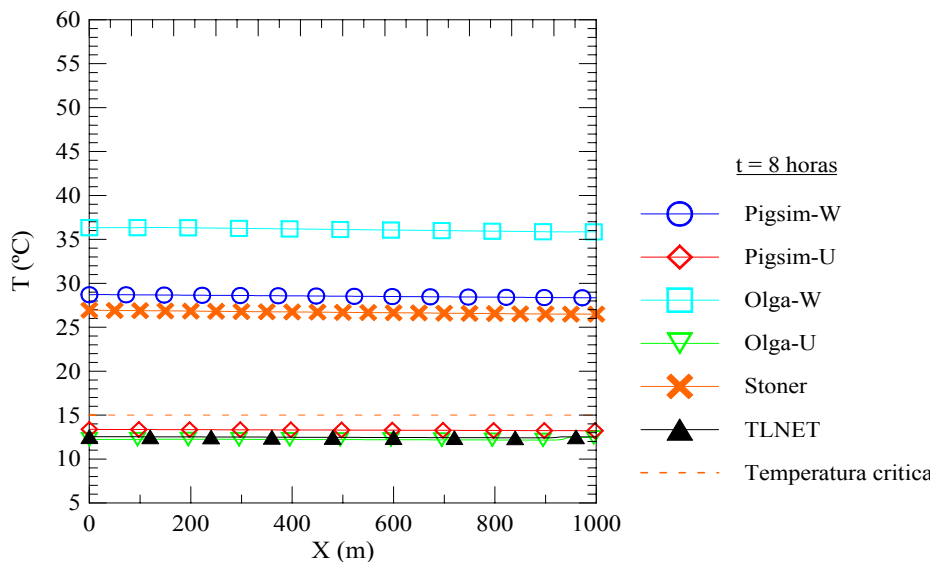


Figura 4.5 – Perfil de temperatura após 8 horas do fechamento da válvula

Novamente, os resultados utilizando os modelos *Pigsim-U*, *TLNET* e *Olga-U* são muito próximos, já que foram obtidos desprezando as propriedades térmicas

dos materiais das paredes. Pode-se observar também que a curva obtida com o modelo *Pigsim-W* é muito próxima da obtida utilizando o *Stoner*, e que as duas apresentam uma maior queda que o perfil obtido com o *Olga-W*.

Os modelos utilizados pelos *softwares Stoner e Pigsim-W* para avaliar a condução de calor na parede são bem semelhantes, i.e., condução de calor radial, já o software *Olga* utiliza um modelo bi-dimensional para avaliar a condução de calor ao redor do duto. No entanto, este fato não pode explicar a diferença entre as soluções, especialmente no presente caso, que apresenta simetria angular. O resfriamento mais lento obtido com o *Olga-W* pode ser atribuído a diferenças nas correlações empíricas utilizadas para avaliar o coeficiente de transferência de calor interno. Como dito no Capítulo 2, o software *Olga* não fornece esta informação.

A Fig. 4.6 apresenta perfis de temperatura obtidos com o modelo *Pigsim-W* para diferentes instantes de tempo durante o processo de resfriamento. Pode ser visto mais uma vez que a distribuição axial de temperaturas ao longo do duto é uniforme, e que a temperatura cai mais rapidamente no início do resfriamento (entre $t = 2$ e 4 horas do início o transiente) e este gradiente vai diminuindo a medida que a temperatura do fluido se aproxima da temperatura do ambiente ($t = 8, 10$ e 12 horas).

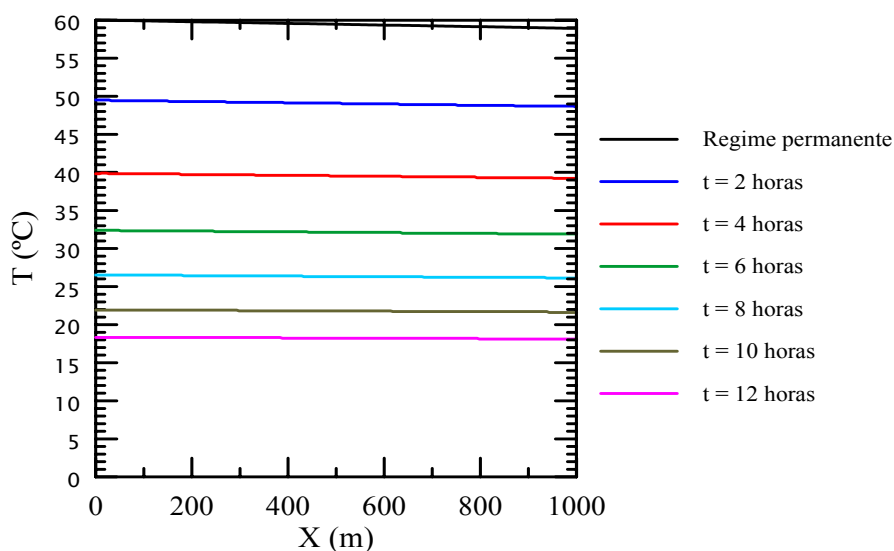


Figura 4.6 – Perfis de temperatura ao longo do duto, obtidos com o modelo *Pigsim-W*

A Fig. 4.7 apresenta a variação da temperatura com a coordenada radial. O primeiro trecho de temperatura constante corresponde à parede da tubulação, a

qual possui pequena espessura e alta condutividade térmica, resultando numa temperatura aproximadamente uniforme na espessura da parede do duto. Os outros pontos correspondem ao isolamento, os quais apresentam uma queda forte da temperatura. Devido ao alto coeficiente de troca de calor externo, a temperatura na superfície externa do duto (raio = 28,9 cm) é bem próxima da temperatura do ambiente de 5 °C.

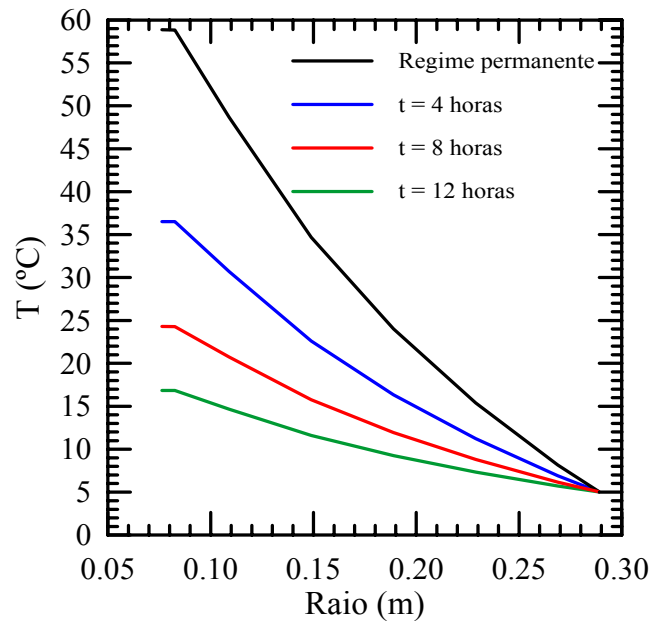


Figura 4.7– Temperatura na parede do duto em X = 500m.

As Figs. 4.8a e 4.8b apresentam a taxa de transferência de calor e fluxo de calor com o tempo, obtidos com o *Pigsim_W*, através da parede interna do duto, entre o duto e o isolamento e na parede externa do isolamento, na seção central do duto (x = 500 m). Pode-se observar uma variação brusca no fluxo de calor entre o fluido e o duto no começo do processo. A variação é devido à redução da velocidade a zero, influenciando diretamente no coeficiente de transferência de calor interno. Note que a diferença entre as taxas de transferência de calor está diretamente relacionada com a energia armazenada nas respectivas camadas (duto e isolante).

$$\frac{\partial E_{st}}{\partial t} = Q_{entra} - Q_{sai}, \quad \frac{\partial E_{st}}{\partial t} = \rho_{s,i} c_{p,s,i} \nabla \frac{\partial T_{s,i}}{\partial t} \quad (4.6)$$

sendo os fluxos obtidos a partir de

$$Q = -k_{s,i} A \frac{\partial T_{s,i}}{\partial r} \quad (4.7)$$

Como o fluido está esfriando, o fluxo que sai é maior do que o que entra em uma determinada camada. A variação da energia armazenada depende do volume e da taxa de variação da temperatura. Ao desprezar o termo $\partial E_{st} / \partial t$ para modelar a perda de calor para o ambiente, o calor que entra em uma camada é igual ao que sai.

Observam-se na Fig. 4.8a, que as taxas de transferência de calor na interface aço - isolamento e isolamento-ambiente são muito próximas, enquanto que uma grande diferença na taxa de transferência de calor pode ser observada entre a parede interna e externa do duto, indicando que a energia armazenada na parede de aço é significativa, apesar de sua pequena espessura. Na Fig. 4.8b, observa-se que o fluxo de calor na parede externa do aço é dominante, enquanto que na superfície externa do isolante é pequeno. Pode-se afirmar que este comportamento é devido aos valores da condutividade térmica do aço e isolante, pois como visto na Fig. 4.7, que apresenta o perfil radial da temperatura, o gradiente de temperatura do aço é bem menor do que no isolante. Note ainda que apesar do fluxo de calor externo ao isolante ser inferior aos outros, nesta superfície tem-se a maior da taxa de transferência de calor devido a maior área de troca. Ainda analisando a Fig. 4.8, pode-se observar que a medida que o tempo aumenta, como a temperatura cai, a energia armazenada diminui e as taxas de transferência de calor se aproximam.

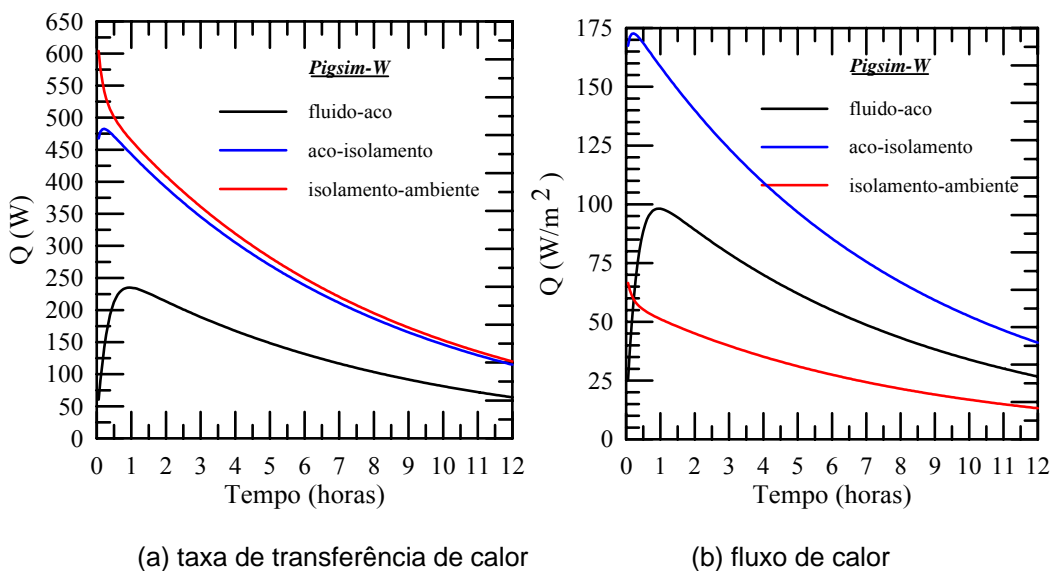


Figura 4.8 – Perdas de calor em uma seção na metade do duto ($x = 500$ m)

Para melhor compreender o comportamento da taxa de resfriamento do óleo ao longo do tempo, é conveniente analisar a variação da pressão e velocidade,

assim como dos parâmetros que influenciam diretamente na taxa de transferência de calor.

Na Fig. 4.9 são mostrados os perfis de pressão e velocidade ao longo do duto para diferentes instantes de tempo. A Fig. 4.9a mostra os perfis de pressão no regime permanente, no momento do fechamento da válvula ($t = 30$ s) e após uma hora do fechamento da válvula, após este tempo pode-se observar que a pressão fica constante e igual ao valor da pressão de descarga do duto. Na Fig. 4.9b podem-se observar os perfis de velocidade para diferentes instantes de tempo. Na condição inicial de regime permanente, a velocidade é aproximadamente constante e igual 2,7 m/s. Imediatamente após o fechamento da válvula a velocidade cai bruscamente. Uma hora depois, observa-se reversão do escoamento (velocidades negativas) e após 12 horas a velocidade do fluido tende a zero.

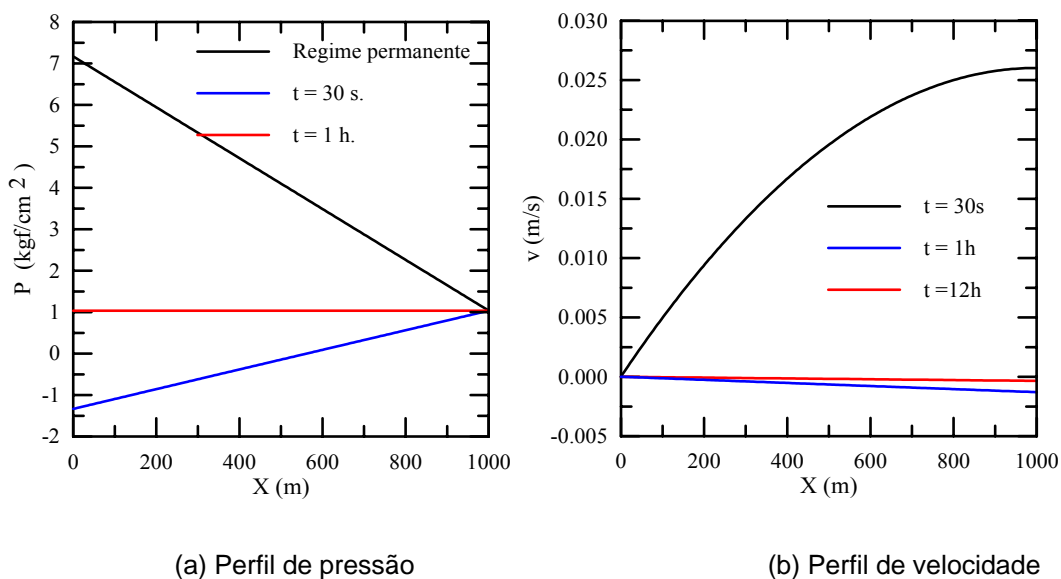


Figura 4.9 – Perfis de pressão e velocidade

A Fig. 4.10 apresenta a variação da pressão, da massa específica e da velocidade com o tempo para uma coordenada localizada na metade do duto ($x = 500$ m.). Pode-se observar a rápida queda nos valores da pressão devido ao fechamento da válvula, a seguir, a pressão aumenta até atingir o valor da pressão de descarga. Pode-se observar a rápida queda da velocidade no início do transiente, devido a grande queda de pressão, chegando a induzir uma reversão do escoamento. A seguir, a velocidade tende a zero, quando a pressão na tubulação é uniformizada com o valor da descarga. A massa específica varia linearmente com

a pressão, mas com o inverso da temperatura, eq. (2.57). Observa-se que a influência da temperatura na massa específica é dominante e a mesma cresce com o tempo.

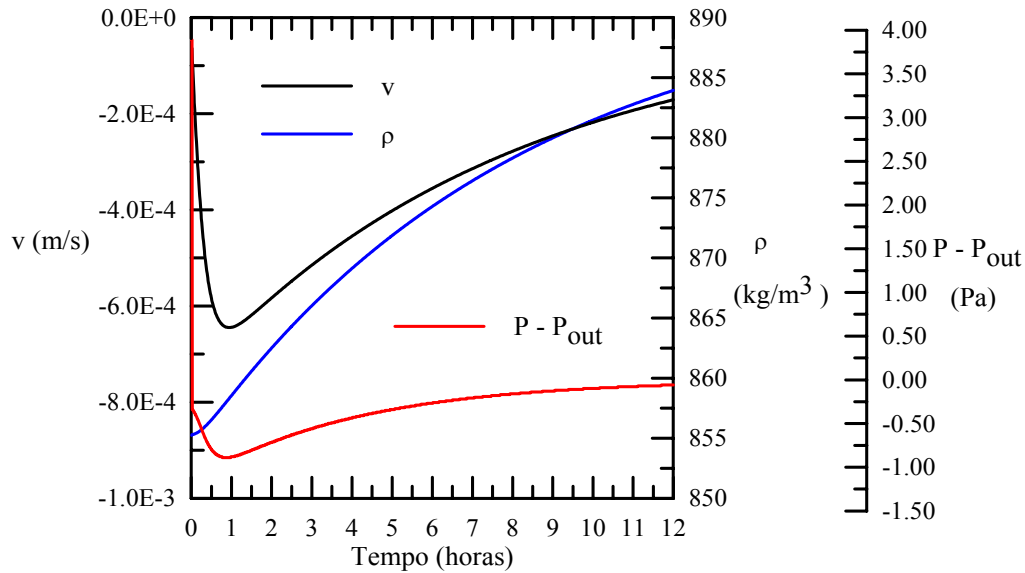


Figura 4.10 – Variação da pressão, velocidade e massa específica com o tempo em $x = 500\text{m}$.

Na Fig. 4.11 são mostradas as variações temporais do número de Reynolds Re , número de Grashof Gr , na mesma coordenada utilizada para apresentar a pressão, velocidade e massa específica, isto é, na metade do duto ($x = 500\text{ m}$). O número de Reynolds depende do módulo da velocidade e massa específica, eq. (2.20). Pode-se observar que seu comportamento com o tempo é governado pelo módulo da velocidade, apresentando um aumento do número de Reynolds no início do transiente, porém este cai à medida que o fluido tende a ficar estagnado. Uma vez que o número de Reynolds é sempre baixo, o escoamento encontra-se sempre no regime laminar.

Na Fig. 4.12 são mostradas as variações de algumas combinações dos números de Reynolds Re e do número de Grashof Gr com o tempo. Como Gr/Re^2 é sempre maior do que um, pode-se afirmar que a transferência de calor entre o fluido e a parede interna da tubulação é sempre por convecção natural. Neste caso, de acordo com a eq. (2.52), o número de Nusselt depende do produto $Gr Re$. Nota-se na Fig. 4.11, que o número de Grashof apresenta um comportamento semelhante ao do número de Reynolds, assim como o produto Gr

Re.

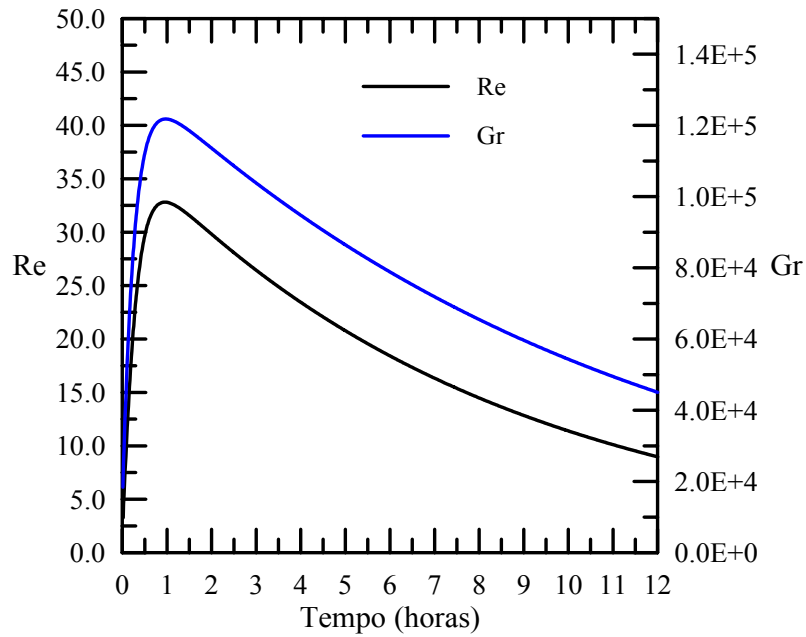


Figura 4.11 – Variação dos números de Reynolds e de Grashof com o tempo em $x = 500$ m.

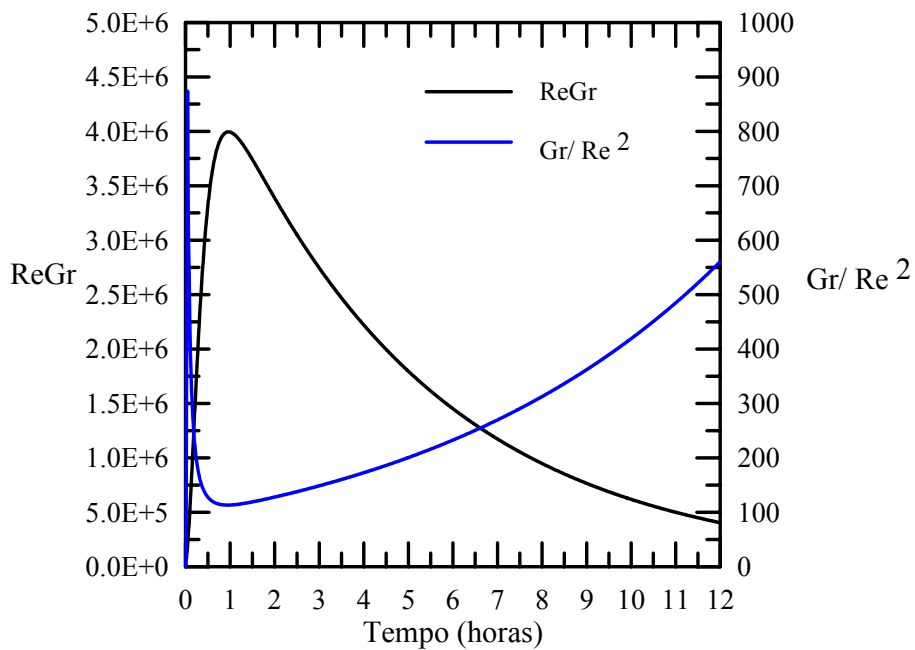


Figura 4.12 – Variação dos parâmetros $ReGr$ e Gr/Re^2 com o tempo em $x = 500$ m.

A Fig. 4.13 apresenta a variação temporal do número de Nusselt. Após um rápido crescimento do número de Nusselt, pode-se observar uma queda deste medida que o fluido fica estagnado, devido à queda da diferença de temperaturas

entre o fluido e a parede interna do duto. O número de Nusselt apresenta o mesmo comportamento que $\mathbf{Re Gr}$ (Fig. 4.12), indicando que a influência da convecção natural é dominante, de acordo com a eq. (2.52).

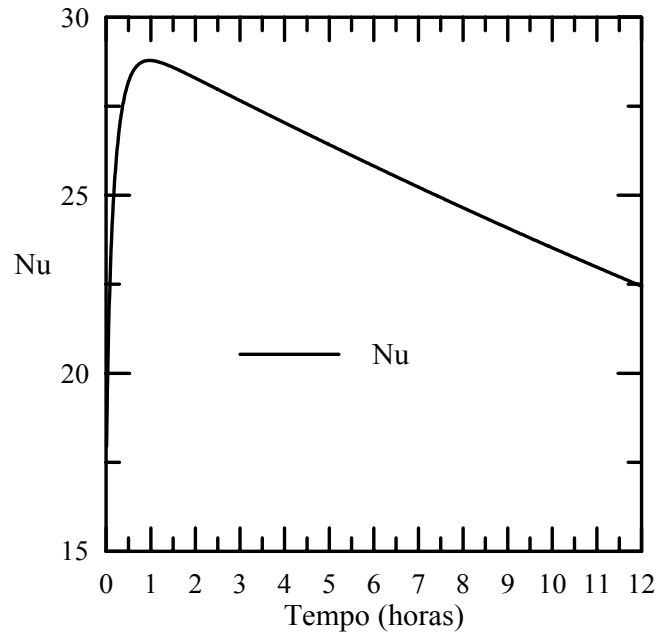


Figura 4.13 – Variação do número de Nusselt com o tempo em $x = 500\text{m}$.

4.1.3. Análise Paramétrica

Visando realizar uma análise da influência dos principais parâmetros na determinação do perfil de temperatura, as equações de conservação do fluido junto com a equação de condução de calor na parede do duto foram adimensionalizadas, e são mostradas a seguir (conservação de massa, quantidade de movimento linear, energia e equação da condução de calor, respectivamente),

$$\frac{DP^*}{Dt^*} + \frac{\rho^* a^{*2}}{\xi} \left(\frac{\partial V^*}{\partial X} + \frac{V^*}{A^*} \frac{\partial A^*}{\partial X} - \beta^* \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) = 0 \quad (4.8)$$

$$\frac{DV^*}{Dt^*} = -\frac{1}{\rho^*} \frac{\partial P^*}{\partial X} - f \frac{V^{*2}}{2} - \frac{\mathbf{Gr Pr}}{\beta^*} \text{sen } \theta \quad (4.9)$$

$$\frac{\mathbf{Pe}^2}{\mathbf{Ec}} \frac{D\Phi}{Dt^*} = \frac{\beta^* T^*}{\rho^*} \frac{Dp^*}{Dt^*} + f \frac{V^{*3}}{2} - \frac{\mathbf{Pe}^2}{\mathbf{Ec}} \frac{4U^*}{\rho^*} (\Phi - \Phi_{ref}) \quad (4.10)$$

$$\frac{1}{\alpha^*} \frac{\partial \theta}{\partial t^*} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial R^2} \quad (4.11)$$

com as seguintes variáveis adimensionais:

$$\Phi = \frac{T - T_\infty}{T_{in} - T_\infty} \quad ; \quad V^* = \frac{VD}{\alpha_{fl}} \quad ;$$

$$P^* = \frac{PD^2}{\rho_{ref} \alpha_{fl}^2} \quad (4.12)$$

$$X = \frac{x}{D} \quad ; \quad t^* = \frac{t \alpha_{fl}}{D^2}$$

e parâmetros adimensionais:

$$a^* = \frac{aD}{\alpha} \quad ; \quad \alpha^* = \frac{\alpha_{s,j}}{\alpha} \quad ; \quad \rho^* = \frac{\rho}{\rho_{ref}} \quad ; \quad \beta^* = \beta(T_{in} - T_\infty)$$

$$U^* = \frac{UD}{k} \quad ; \quad A^* = \frac{A}{D^2} \quad ; \quad \frac{\varepsilon}{D}$$

$$\mathbf{Pe} = \mathbf{RePr} \quad ; \quad \mathbf{Re} = \frac{\rho_{ref} V D}{\mu_{fl}} \quad ; \quad \mathbf{Pr} = \frac{\mu_{fl} c_p}{k} \quad (4.13)$$

$$\mathbf{Ec} = \frac{c_p(T_{in} - T_\infty)}{(\alpha/D)^2} \quad ; \quad \mathbf{Gr} = \frac{\rho_{ref}^2 g \beta (T_{in} - T_\infty) D^3}{\mu_{fl}^2}$$

Observando o número elevado de parâmetros adimensionais que governam o problema, uma análise de sensibilidade de todos estes parâmetros torna-se uma tarefa complicada. Porém, para o caso atual, onde se está interessado na influência

das propriedades térmicas durante o resfriamento, apenas algumas das propriedades foram investigadas no presente estudo. Todos os parâmetros adimensionais relacionados ao fluido foram mantidos constantes. Investigaram-se somente os parâmetros relacionados com a tubulação, em especial seu revestimento.

Os testes de sensibilidade paramétrica foram feitos com o modelo *Pigsim-W* e os resultados foram comparados com os obtidos com o modelo *Pigsim-U*.

A influência das propriedades térmicas do isolamento pode ser observada nas Figs. 4.14 e 4.15, onde as soluções foram obtidas mantendo o mesmo fluido, geometria, as condições de contorno e a condição inicial, só mudando os parâmetros térmicos do isolamento. Os parâmetros de referência para o caso base foram $k_{iso}/k = 2,89$ e $\alpha_{iso}/\alpha = 136$. Estes parâmetros foram variados alterando-se somente as propriedades do isolamento, mas não das propriedades do fluido.

No primeiro teste, mostrado na Fig. 4.14, a razão α_{iso}/α foi mantida constante enquanto o valor de k_{iso}/k foi multiplicando-o e dividindo-o por 10. Neste teste o valor de k_{iso} foi alterado, mantendo constante o valor da difusividade, portanto o valor de $(\rho c_p)_{iso}$ também foi alterado. Pode ser visto que, como esperado, a queda de temperatura diminui quando o valor da condutividade diminui.

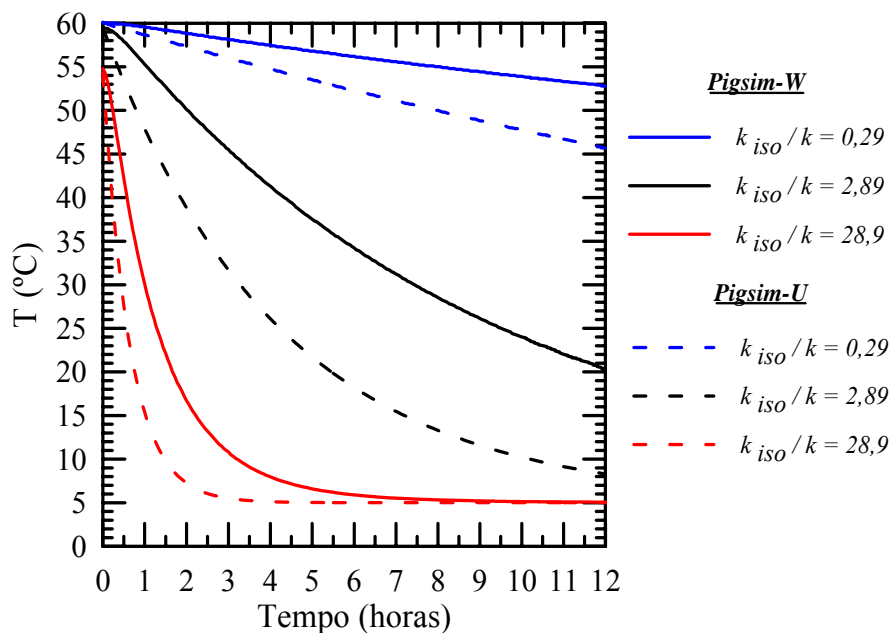


Figura 4.14 – Variação de temperatura com o tempo em $x = 500m$. Avaliação da influência da condutividade térmica

Os efeitos da difusividade térmica no perfil de temperatura a medida que o tempo passa, podem ser analisados na Fig. 4.15, para um ponto na metade do duto ($x=500$ m). Neste teste a razão k_{iso}/k foi mantida constante. Observa-se que uma queda de temperatura menor é obtida quando α_{iso} diminui, i.e., quando $(\rho c_p)_{iso}$ cresce.

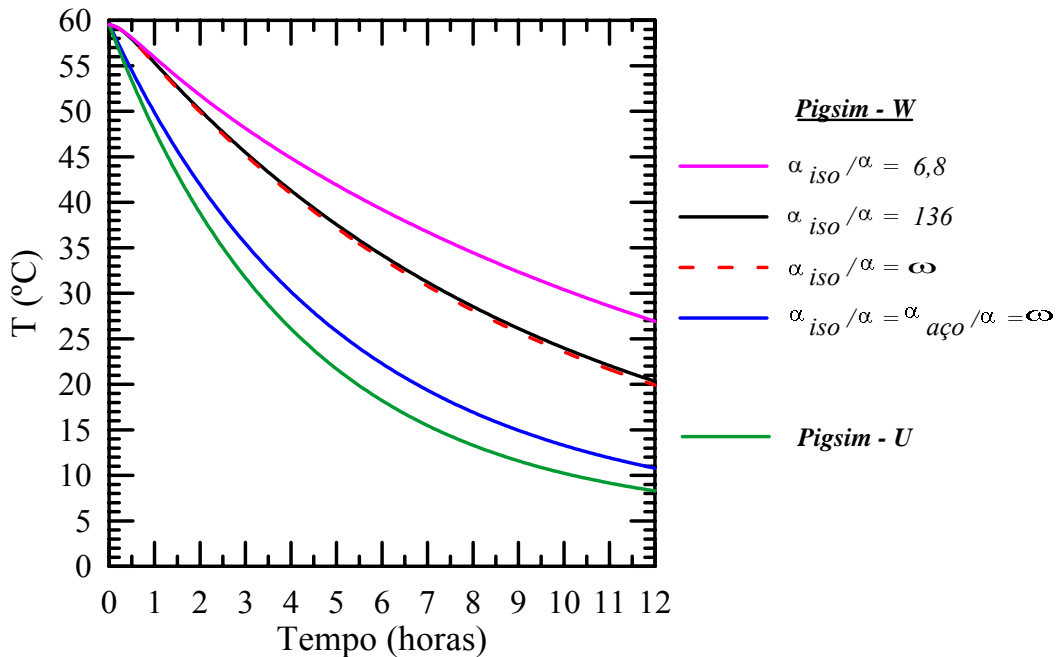


Figura 4.15 – Variação de temperatura com o tempo em $x = 500$ m. Avaliação da influência da difusividade térmica

Voltando a analisar a Fig. 4.14, pode-se observar que a diferença entre as curvas com e sem capacidade térmica para $k_{iso}/k = 0,29$ e $28,9$ são menores do que para $k_{iso}/k = 2,89$. Estas curvas foram obtidas mantendo a razão de α_{iso}/α constante, logo, variando $\rho c_p)_{iso}$. Foi visto na Fig. 4.15, que aumentar α_{iso} , diminuindo $\rho c_p)_{iso}$, aumenta a queda de temperatura. No teste apresentado na Fig. 4.14, ao variar k_{iso}/k , mantendo α_{iso}/α , $\rho c_p)_{iso}$ também variou, mas esta grandeza induz uma tendência oposta no perfil de temperatura, o que explica porque a influência da capacidade térmica do isolante cresce e depois diminui.

No teste apresentado na Fig. 4.15, o valor de referência de α_{iso} foi dividido por 20, e como a variação do perfil de temperatura foi pequena com valores de α_{iso} maiores, um valor muito grande (equivalente a ρc_p zero) foi utilizado. Na mesma figura, pode-se observar o resultado obtido como modelo *Pigsim-U*, o qual utiliza o coeficiente global de troca térmica, e, portanto a solução independente do

valor de α (já que este modelo negligencia a capacidade térmica do tubo e do isolamento). Mais uma curva foi incluída nesta figura, a qual foi obtida ao desprezar-se a capacidade térmica não só do isolamento, mas também do tubo. É interessante observar que a capacidade térmica do isolamento não apresenta influência na variação do perfil de temperatura com o tempo, no entanto, a influência da capacidade térmica do tubo é grande, i.e., a variação da temperatura com o tempo é grande. Deve-se ressaltar a importância da modelagem do termo referente à energia armazenada na tubulação, pois tanto a parede do duto quanto para o isolante contribuem de forma significativa para a variação da energia armazenada, seja através da taxa de variação da temperatura, seja pela energia armazenada. Para o ponto testado ($x=500\text{m}$), uma diferença de até $10\text{ }^\circ\text{C}$ pode ser observada após 12 horas de resfriamento, devido à capacidade térmica da parede do tubo. Pode-se concluir então que apesar da espessura da parede do tubo ser muito pequena quanto comparada com a espessura do isolamento, uma grande influência é obtida no perfil de temperatura e conseqüentemente na taxa de resfriamento.

Ainda observando a Fig. 4.15, pode-se comparar o perfil obtido com o modelo *Pigsim-U* que utiliza um coeficiente global de troca térmica e o resultado do modelo *Pigsim-W* negligenciando a capacidade térmica do tubo e do isolamento ($\alpha_{\text{iso}}/\alpha=\alpha_w/\alpha=\infty$). Pode-se ver que estes perfis são próximos, com uma diferença de aproximadamente $3\text{ }^\circ\text{C}$. Esta diferença é devido à malha utilizada na discretização, pois a diferença diminuiu quando uma malha mais fina foi testada.

A perda de calor para o ambiente e através de cada camada é ilustrada na Fig. 4.16 para o caso onde a capacidade térmica do isolante foi desprezada ($\alpha_{\text{iso}}/\alpha=\infty$). Observa-se igualdade entre as taxas de transferência de calor para a camada sem capacidade térmica. Os resultados comprovam o fato de que apesar da pequena espessura, a energia armazenada na camada de aço é dominante no processo.

Já a Fig. 4.17 corresponde ao caso onde a capacidade térmica do isolante e do aço foram desprezadas ($\alpha_{\text{iso}}/\alpha=\alpha_w/\alpha=\infty$). Pode-se observar que a taxa de transferência de calor é a mesma através de cada camada, como era de se esperar e coincide com a taxa de transferência de calor obtida com o *Pigsim_U*.

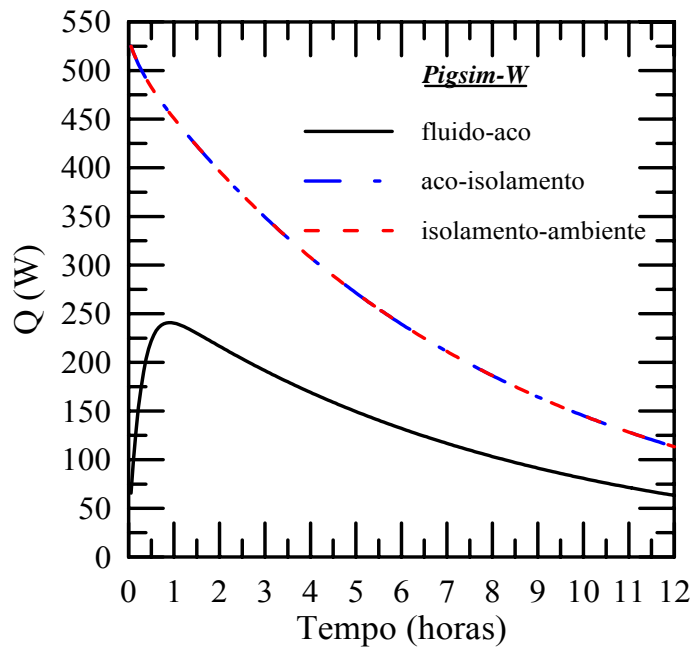


Figura 4.16 Taxa de transferência de calor com o tempo em uma seção na metade do duto ($x = 500$ m). $\alpha_{iso}/\alpha = \infty$

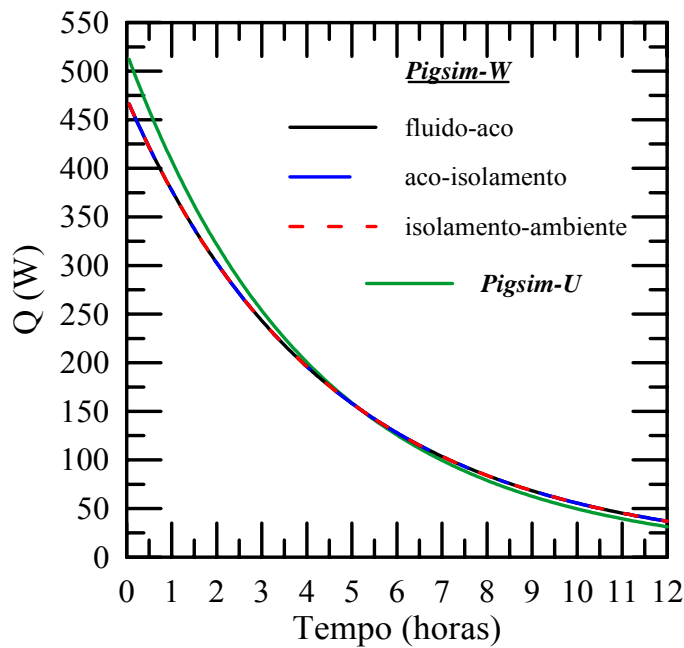


Figura 4.17 - Taxa de transferência de calor com o tempo em uma seção na metade do duto ($x = 500$ m), $\alpha_{iso}/\alpha = \infty$ e $\alpha_{aco}/\alpha = \infty$

Nas Figs. 4.18 e 4.19 são apresentadas as influências de alguns parâmetros geométricos como a espessura do isolamento e o diâmetro do duto na determinação do perfil de temperatura. Ambos os testes foram realizados utilizando os modelos *Pigsim-W* e *Pigsim-U*.

Observa-se na Fig. 4.18 que quanto maior a espessura do isolante, menor a queda de temperatura, como era de se esperar. Note que a distância entre as curvas com e sem capacidade térmica crescem com o aumento da espessura do isolante, logo quanto maior a espessura do isolante, mais crítico é o efeito da energia armazenada.

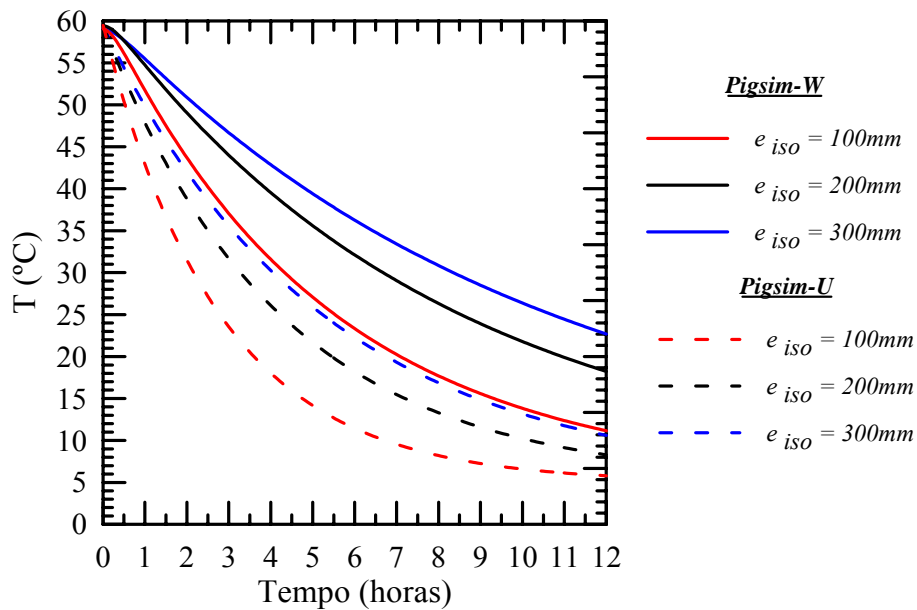


Figura 4.18 – Variação da temperatura com o tempo em $x = 500m$. Avaliação da influência da espessura do isolamento

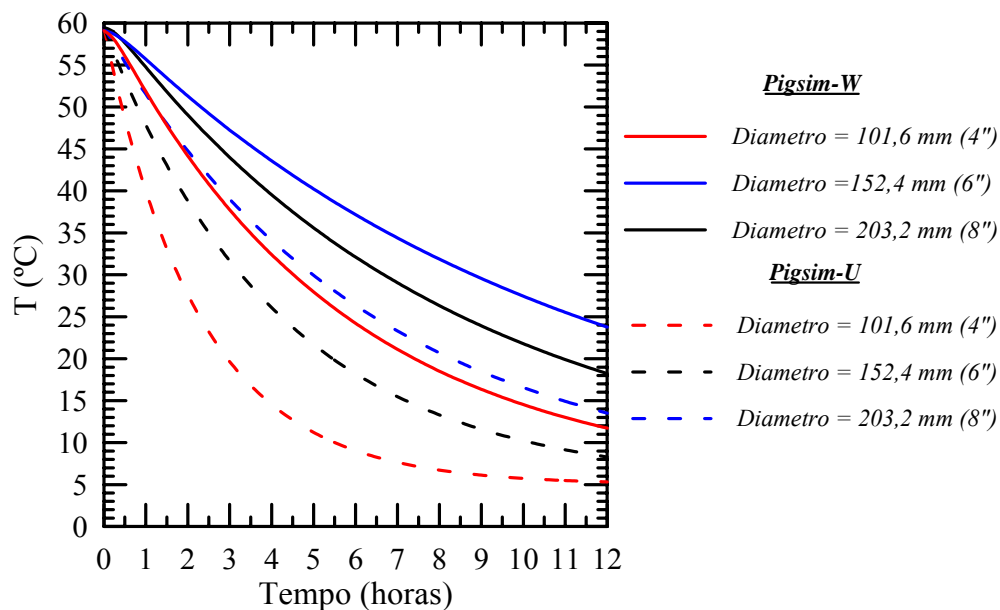


Figura 4.19 – Variação da temperatura com o tempo em $x = 500m$. Avaliação da influência do diâmetro do duto

A Fig. 4.19 apresenta a influência do diâmetro da tubulação. Neste caso, optou-se por não respeitar a igualdade de todos os parâmetros adimensionais. Mantiveram-se constantes todos os parâmetros dimensionais do caso base, isto é, todas as propriedades dos materiais, espessuras das camadas, etc. Neste caso, como a vazão inicial foi mantida constante, a velocidade inicial foi alterada. Ao aumentar o diâmetro a velocidade cai, o que leva a uma menor queda de temperatura ao longo da tubulação. Este comportamento é verificado com os dois modelos, porém observa-se uma influência maior da dimensão no duto na temperatura no começo do transiente sem capacidade térmica, a qual diminui a medida que o fluido esfria. A influência do diâmetro do duto na taxa de queda da temperatura do fluido com o tempo é pequena, isto é, a temperatura cai aproximadamente da mesma forma, independente do diâmetro.

4.2. Escoamento de Gás

Nesta simulação, estuda-se a influência da capacidade térmica das camadas na determinação do perfil de temperatura para o escoamento de um gás em uma tubulação horizontal de aço, do tipo 10 in - Sch 80 - API 5L X56 com 20 km de comprimento, com isolamento de lã de vidro.

Os parâmetros da tubulação são:

- Comprimento, $L = 20$ km
- Diâmetro interno, $D_{in} = 254$ mm (10")
- Espessura, $e = 12,7$ mm
- Rugosidade interna, $\varepsilon = 0,018$ mm
- Módulo de elasticidade, $E = 2,1 \times 10^{11}$ Pa
- Coeficiente de Poisson, $\mu = 0,3$
- Isolamento: $e_{iso} = 20,0$ cm

As propriedades termofísicas da tubulação e isolamento são as mesmas que no caso do líquido (Tabela 4.1).

De forma análoga ao caso do líquido, optou-se por simplificar a definição das propriedades do fluido para minimizar as diferenças entre as definições dos diferentes *softwares* e permitir uma melhor identificação da influência da capacidade térmica no problema de resfriamento. As propriedades do gás

selecionado encontram-se a seguir, onde considerou-se somente a dependência da massa específica com a pressão e temperatura, sendo a viscosidade, o calor específico a pressão constante e a condutividade térmica especificados a um valor constante representativo.

- Pressão de referência: $P_{ref} = 60 \text{ kgf/cm}^2$
- Temperatura de referência: $T_{ref} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$
- Gravidade específica: $SG = 0,6$
- Constante do gás: $R = 478,3 \text{ N m/(kg K)}$
- Calor específico a pressão constante: $c_p = 2244 \text{ J/(kgK)}$
- Condutividade térmica: $k = 0,03011 \text{ W/(mK)}$
- Viscosidade absoluta: $\mu_{ref} = 1,05 \times 10^{-5} \text{ kg/(m s)}$

As propriedades do fluido foram especificadas para cada um dos *softwares* de forma a definir o mesmo fluido em todas as simulações.

Para o cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor entre o duto e o ambiente marinho utilizaram-se as mesmas propriedades da água do mar que o caso do líquido, portanto, $h_0 = 2000 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$, resultando para este caso um Coeficiente global de troca térmica, eq.(2.46) de $U_w = 3,3625 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$.

A malha e o passo de tempo selecionados para estes testes foram de $\Delta x = 200\text{m}$ e $\Delta t = 10\text{s}$, para todos os *softwares*. Um tempo máximo de 12 horas foi considerado nas simulações. Além disso, só um volume de controle foi definido na parede do tubo e 5 volumes de controle foram especificados na camada de isolamento.

A metodologia utilizada nesta análise foi a mesma que no caso do líquido, ou seja, primeiramente obtivemos as soluções com os modelos *Pigsim-W* e *Pigsim-U*, e a seguir comparam-se estes resultados com os obtidos utilizando os *softwares* comerciais.

4.2.1 Condições de Contorno e Inicial

Novamente, a condição inicial deste problema corresponde ao escoamento em regime permanente do gás entrando na tubulação a $60 \text{ }^\circ\text{C}$, com a válvula totalmente aberta, perdendo calor para a água à 5°C . O produto do coeficiente de descarga pela área para a válvula totalmente aberta é $(Cd A_v)_o = 0,9 \text{ m}^2$, sendo a

pressão no tanque de alimentação $P_s = 71,4 \text{ kgf/cm}^2$, o que corresponde de acordo com a eq. (4.1), a uma vazão mássica de $23,2 \text{ kg/s}$ ($Re=1 \times 10^7$, $Pr=0,78$). A pressão na saída do duto foi de $P_{out} = 49,0 \text{ kgf/cm}^2$. O número de Nusselt global correspondente ao escoamento inicial no regime permanente é igual a $28,3$; de acordo com as eqs. (2.45) e (2.51),

A Fig. 4.20 apresenta os perfis de temperaturas em regime permanente obtidas com o modelo implementado e com os *softwares* comerciais. Os resultados mostram uma grande concordância, com uma queda de aproximadamente $35 \text{ }^\circ\text{C}$ ao longo dos 20 km do duto. Os resultados dos modelos desenvolvidos neste trabalho coincidiram perfeitamente com os resultados do *OLGA* e apresentaram uma pequena diferença com relação aos perfis de temperatura obtidos com o *TGNET*, a qual foi de aproximadamente $3 \text{ }^\circ\text{C}$ no centro da tubulação ($x = 10 \text{ km}$). A solução exata do problema para o regime permanente, assumindo propriedades constantes, eq. (4.5), prevê uma queda de somente $12 \text{ }^\circ\text{C}$. Neste caso, a discrepância entre a solução exata e as soluções numéricas é maior, devido a grande dependência das propriedades do gás na pressão e temperatura.

Depois de obtida a solução em regime permanente, o cenário transiente foi criado fechando a válvula na entrada do duto em $t_o = 30 \text{ s}$, de acordo com a eq. (4.2).

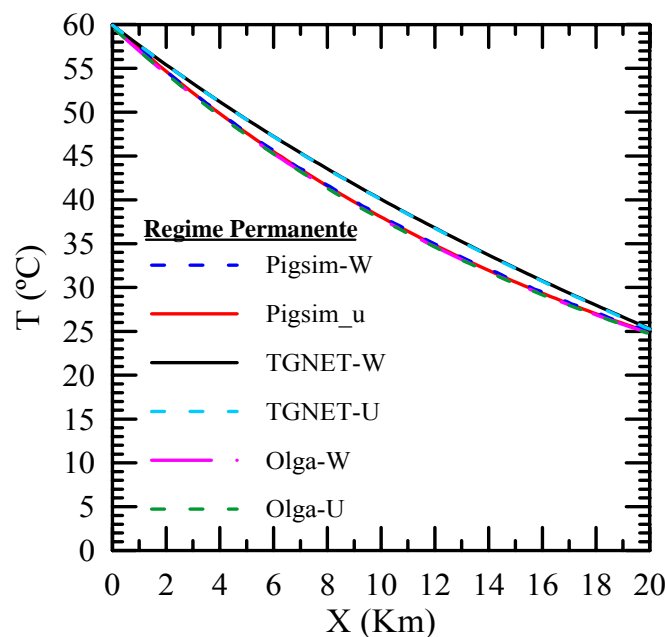


Figura 4.20 – Regime permanente para o escoamento do gás

4.2.2 Influência da Capacidade Térmica

Após o fechamento da válvula, o gás começa a resfriar significativamente. Na Fig. 4.21 apresenta-se a variação da temperatura com tempo para uma coordenada no centro da tubulação ($x = 10$ km). Os resultados obtidos com os modelos *Pigsim-W* e *Pigsim-U*, considerando e não considerando a capacidade térmica são apresentados. Nesta mesma figura, são incluídos os resultados obtidos com os *softwares* comerciais.

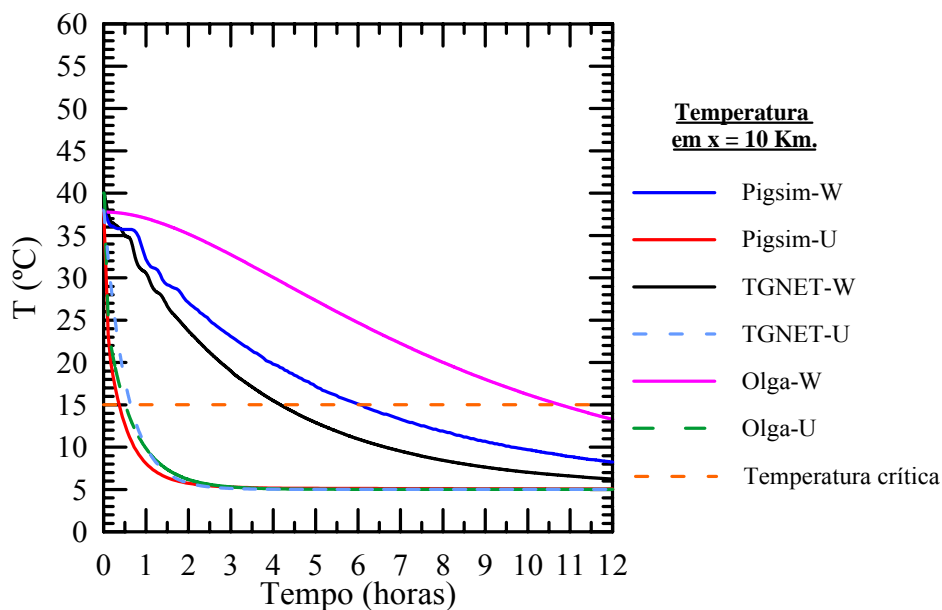


Figura 4.21 – Variação da temperatura com o tempo em $x = 10$ km.

Observa-se uma grande concordância nos perfis obtidos com os softwares utilizando o coeficiente global de troca térmica (*Pigsim-U*, *TGNET-U* e *Olga-U*). A queda de temperatura até atingir a temperatura crítica nestes casos é menos de 1 hora. Nesta mesma figura, pode-se observar a importância de considerar a capacidade térmica do duto e do isolamento (modelos *Pigsim-W*, *TGNET-W* e *Olga-W*). Assim, observa-se que o resultado obtido com o *TGNET-W* demora aproximadamente 4 horas para atingir a temperatura crítica, fixada em 15 °C, enquanto o modelo *Pigsim-W* demora cerca de 6 horas para atingir esta temperatura. Como no caso do líquido o modelo *Olga-W* é o menos conservativo e demora aproximadamente 10,5 horas em atingir a temperatura crítica. Pela tendência destas curvas pode-se afirmar que estas tendem a um mesmo valor após um tempo maior. Esta diferença entre os *softwares* pode ser atribuída às pequenas diferenças

referentes não só as correlações empregadas por cada *software* para avaliar as propriedades, mas também as correlações para avaliar a perda de carga e o coeficiente de transferência de calor interno.

As Figs. 4.22e 4.23 apresentam os perfis de temperatura ao longo do duto para dois instantes de tempos diferentes durante o processo de resfriamento, correspondentes a 2 e 4 horas após o fechamento da válvula, respectivamente.

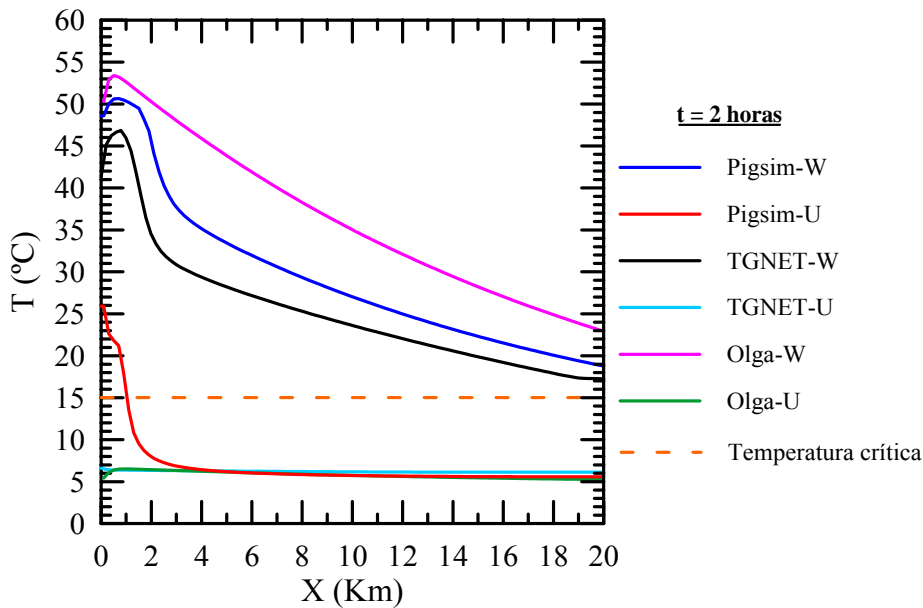


Figura 4.22 – Perfil de temperatura após 2 horas do fechamento da válvula

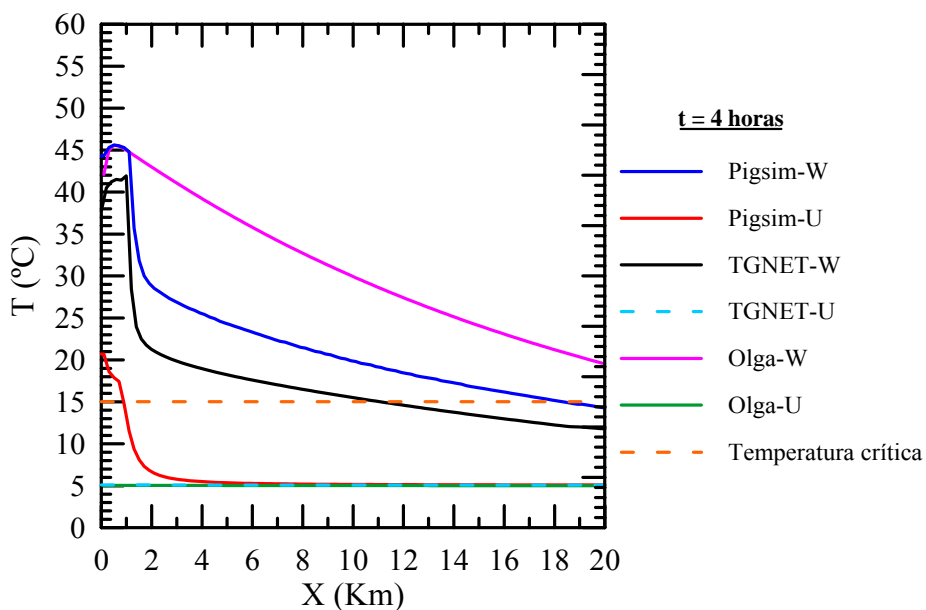


Figura 4.23 – Perfil da temperatura após 4 horas do fechamento da válvula

Os modelos *TGNET-U* e *Olga-U* que negligenciam a capacidade térmica

das camadas predizem uns perfis de temperatura quase uniformes ao longo do duto para cada instante de tempo. Já o modelo *Pigsim-U* apresenta uma diferença na entrada do duto, esta diferença poderia ser atribuída à definição do Coeficiente global de troca térmica, já que no modelo *Pigsim-U* este coeficiente considera a condução de calor na parede do duto e a convecção de calor entre o duto quente e a água marinha; o coeficiente convectivo de transferência de calor entre o fluido e a parede interna é calculado pelo próprio programa e não é incluído no coeficiente global de troca térmica. Lamentavelmente a informação disponível não mostra como é definido o coeficiente global de troca térmica para os modelos *TGNET-U* e *Olga-U*.

Para o caso dos modelos levando em consideração a capacidade térmica das camadas (*Pigsim-W*, *TGNET-W* e *Olga-W*) pode-se observar que as taxas de resfriamento dos gases são maiores do que no caso do líquido. Os perfis obtidos com os modelos *Pigsim-W*, e *TGNET-W* seguem a mesma tendência, ou seja, após experimentar um pequeno aumento de temperatura na entrada do duto, eles sofrem uma grande queda da temperatura em aproximadamente $x = 1,5$ km. Depois deste trecho a queda de temperatura é mais suave. Esta grande queda de temperatura ao longo do duto era esperada segundo o visto nos perfis obtidos no regime permanente.

O isolamento não tem grande influência neste caso como no caso dos líquidos, a baixa capacidade térmica do gás influencia no perfil de temperatura e a queda de temperatura também é influenciada pelo resfriamento devido à expansão do gás referente à queda de pressão. Outro fator importante a ser considerado na análise de gases é a compressibilidade, já que diferente da maioria dos líquidos, os efeitos da compressibilidade influenciam seriamente na determinação do perfil de temperatura.

Novamente o modelo *Olga-W* apresenta a menor queda de temperatura, e como mencionado no caso do líquido esta diferença poderia ser atribuída à diferença de correlações utilizadas no cálculo da transferência de calor entre o fluido e a parede do duto.

A variação axial da temperatura para diferentes instantes de tempo, utilizando o modelo *Pigsim-W* é apresentada na Fig. 4.24. Observa-se que a temperatura apresenta uma queda suave de 35 °C ao longo do duto no regime permanente. Após o fechamento da válvula, observa-se uma variação axial brusca

no perfil de temperatura na região próxima da entrada. A medida que o tempo passa, a temperatura vai caindo e a variação brusca ocorre cada vez mais próxima da entrada. Para compreender este comportamento é necessário analisar a influência dos parâmetros que governam o regime de escoamento.

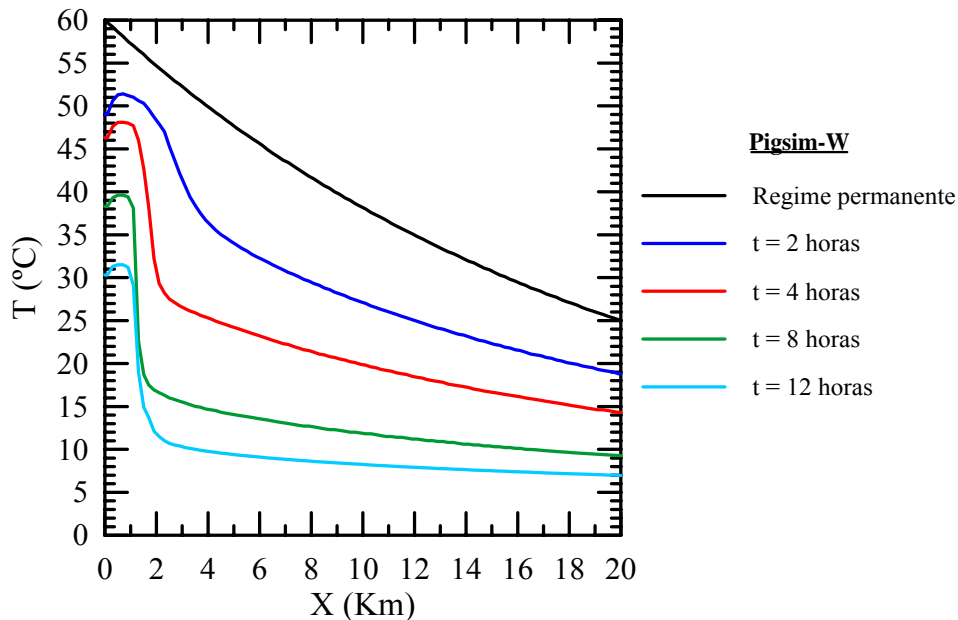


Figura 4.24 – Perfis de temperatura obtidos com o modelo *Pigsim-W*

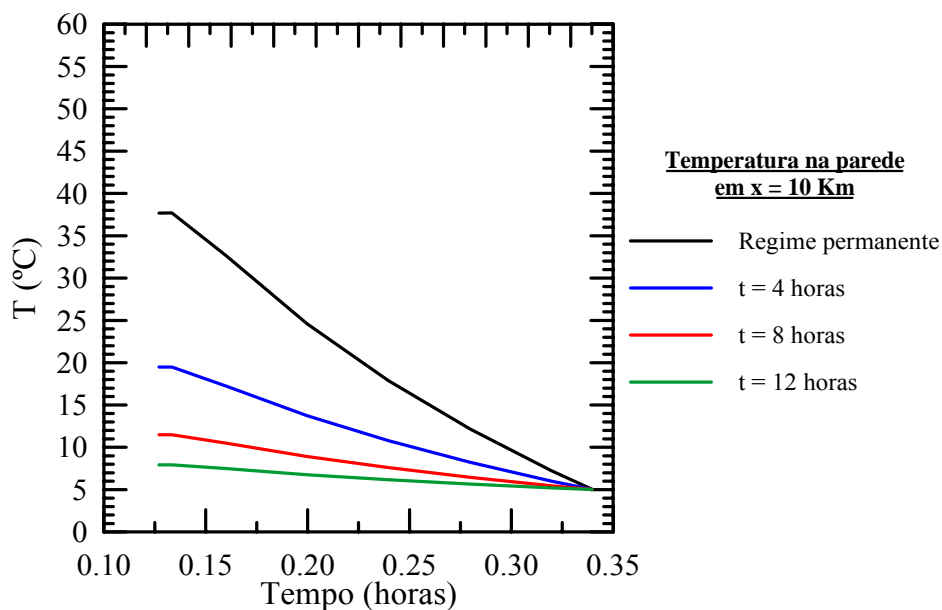
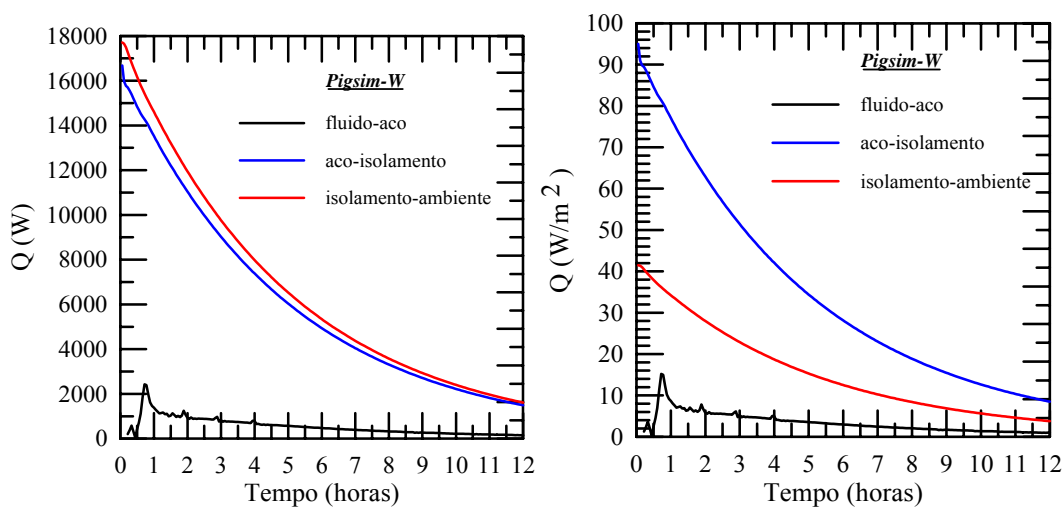


Figura 4.25 – Variação da temperatura da parede do duto com o tempo em $x = 10$ km.

A Fig. 4.25 apresenta a variação da temperatura com a coordenada radial. Também como no caso do líquido, o primeiro trecho de temperatura constante

corresponde à parede da tubulação, a qual possui pequena espessura e alta condutividade térmica, resultando em uma temperatura aproximadamente uniforme na espessura da parede do duto. Os outros pontos correspondem ao isolamento, os quais apresentam uma queda maior da temperatura. Neste caso, devido á maior taxa de resfriamento do gás, a parede do duto leva menos tempo para atingir a temperatura do ambiente marinho, como pode ser visto nesta figura.

Nas Figs. 4.26 podem-se observar as taxas de transferência de calor e os fluxos de calor com o tempo para uma seção localizada em $x = 10$ km, obtidas com o modelo *Pigsim-W*. São amostradas a transferência de calor através da parede interna do duto, entre o duto e o isolamento e na parede externa do isolamento, na seção central do duto ($x = 500$ m). Na Fig. 4.26a podem-se observar que as taxas de transferência de calor na interface aço - isolamento e isolamento - ambiente são muito próximas, enquanto que uma grande diferença na taxa de transferência de calor pode ser observada entre a parede interna e externa do duto, indicando que a energia armazenada na parede de aço é significativa, apesar de sua pequena espessura. Na Fig. 4.26b, observa-se que o fluxo de calor na parede externa do aço é dominante para o caso do líquido. Neste caso, diferente do caso do líquido, o fluxo na superfície externa do isolante é maior que na superfície interna do duto. Pode-se observar também que, a medida que o tempo aumenta, como a temperatura cai, a energia armazenada diminui e as taxas de transferência de calor se aproximam.



(a) taxa de transferência de calor

(b) fluxo de calor

Figura 4.26 – Perdas de calor em uma seção na metade do duto ($x = 10$ km.)

Novamente, como no caso do líquido, para compreender melhor o comportamento destas curvas foi necessário analisar a tendência de alguns parâmetros como a pressão, massa específica, e os parâmetros relacionados com a transferência de calor como Reynolds Re , Nusselt Nu , e o parâmetro Gr/Re^2 .

A Fig. 4.27a mostra o perfil de pressão ao longo do duto para diferentes instantes de tempo partindo do regime permanente. Observa-se uma queda linear da pressão no regime permanente, característica de escoamento hidrodinamicamente desenvolvido, e após uma hora do fechamento da válvula o fluido já atinge o valor da pressão de descarga. Na Fig. 4.27b pode-se observar o perfil de velocidade para diferentes instantes de tempo. Observa-se que no regime permanente, o valor da velocidade aumenta, apesar da vazão em massa ser constante, devido à queda da massa específica com a pressão. Logo após o fechamento da válvula a velocidade na região da entrada cai bruscamente, mas devido à compressibilidade do gás, a velocidade no final da tubulação praticamente não se altera. A medida que o tempo passa, a velocidade vai caindo ao longo da tubulação e após uma hora do fechamento a velocidade do fluido tende a zero.

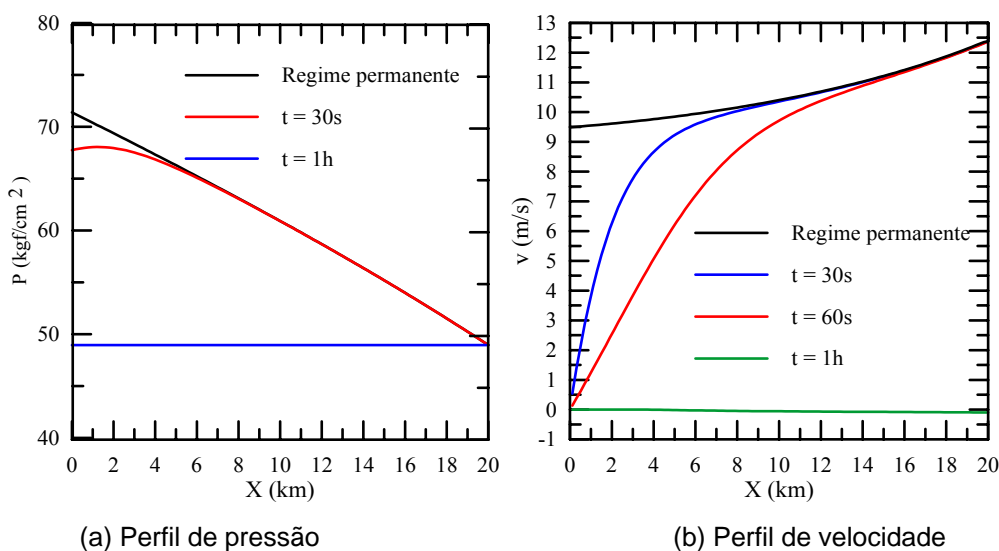


Figura 4.27 – Perfis de pressão e velocidade

A Fig. 4.28 apresenta a variação temporal da velocidade, massa específica e da pressão em uma coordenada localizada na metade do duto ($x = 10$ km). Pode-se observar que, após uma rápida queda devido ao fechamento da válvula, a pressão atinge o valor da pressão de descarga. Como consequência desta queda da

pressão, a velocidade também experimenta uma rápida queda no início do transiente, e a seguir tende a zero quando a pressão atinge o valor da pressão de descarga. No caso do gás, a massa específica depende da pressão, da temperatura e do fator de compressibilidade do fluido, eq. (2.58). Neste caso, a variação do fator de compressibilidade é muito pequena, e como no caso do líquido, a dependência da massa específica com a temperatura é dominante. Sendo assim, a massa específica cresce com o tempo, devido à queda da temperatura.

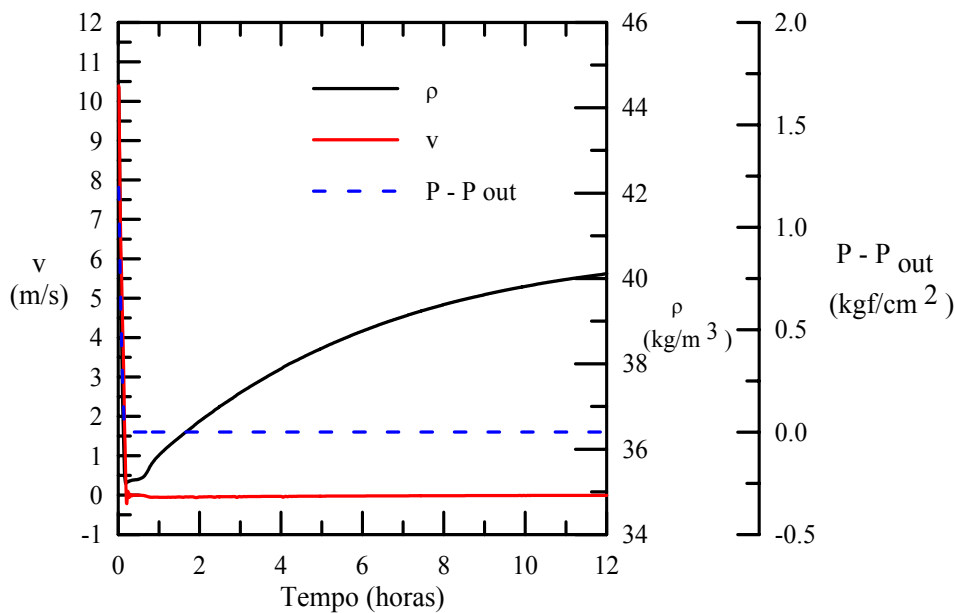


Figura 4.28 - Variação da velocidade, massa específica e pressão com o tempo em $x = 10$ Km.

A Fig. 4.29 apresenta a variação com o tempo do número de Reynolds. Observa-se uma queda acentuada após o fechamento da válvula. Porém, como o número de Reynolds é governado pelo módulo da velocidade, eq. (2.20), este sofre um aumento, quando a velocidade torna-se mais negativa e a seguir seu valor cai conforme o valor da velocidade tende a zero. Nota-se uma perturbação de Re devido a uma oscilação da velocidade. Durante as primeiras 12 horas após o fechamento da válvula, o número de Reynolds é superior a 2500, caracterizando regime turbulento de escoamento. Observa-se, no entanto, que aproximadamente 30 minutos após o fechamento da válvula, devido a grande queda de velocidade, há uma mudança no regime de escoamento, o que influencia diretamente os coeficientes de atrito e de transferência de calor.

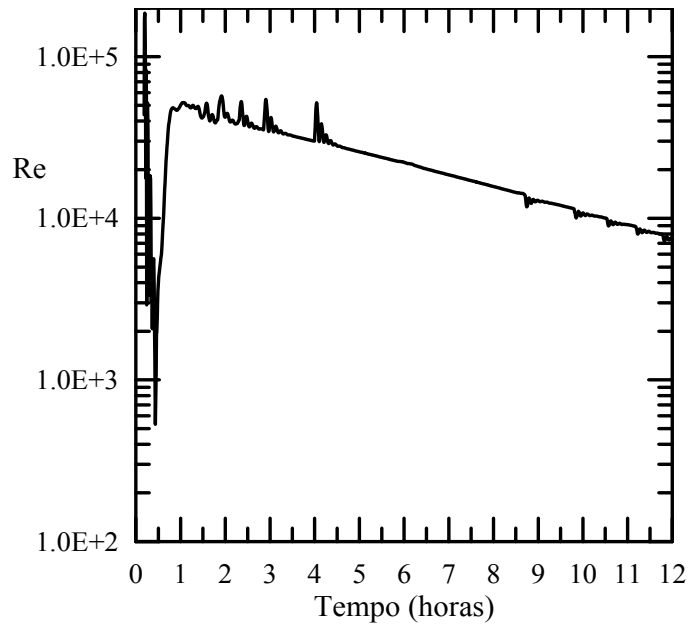


Figura 4.29 – Variação do número de Reynolds com o tempo em $x = 10$ km.

Na Fig. 4.30 são mostradas as variações temporais do número de Grashof e da diferença de temperaturas entre o fluido e a parede interna do duto. Pode-se observar que ao longo de todo o transiente existe uma relação direta entre o número de Grashof e a diferença de temperatura do gás e da parede interna da tubulação, T_{sol} . Nota-se que os picos do número de Grashof, e da diferença de temperaturas ocorrem aproximadamente no mesmo instante que o vale no número de Reynolds.

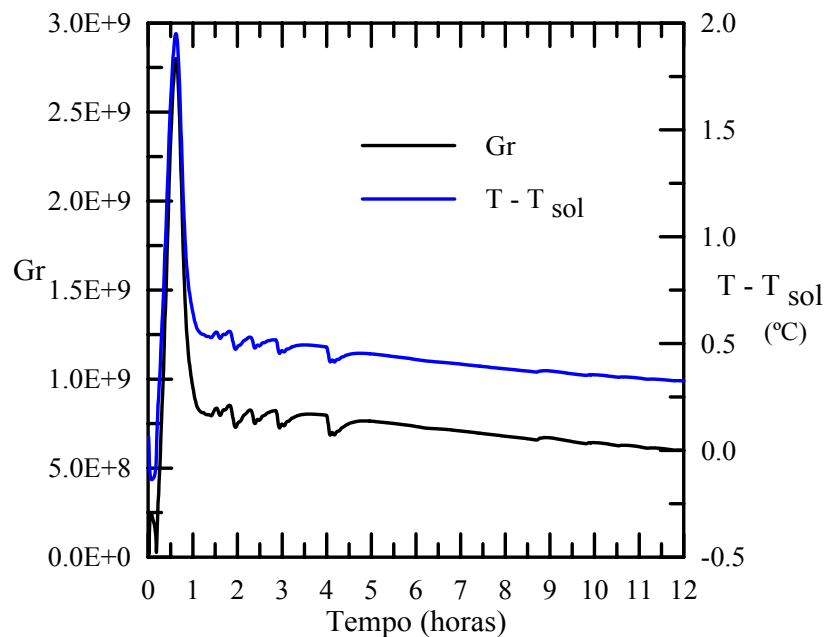


Figura 4.30 – Variação temporal do número de Grashof e da diferença de temperaturas entre o fluido e a parede interna do duto ($T - T_{sol}$) em $x = 10$ km.

Na Fig. 4.31 são apresentadas duas combinações dos números de Reynolds Re e do Grashof Gr , que controlam a transferência de calor entre o fluido e a parede do duto. Neste caso, o parâmetro Gr/Re^2 é sempre menor do que 1, portanto, a transferência de calor é governada pela convecção forçada.

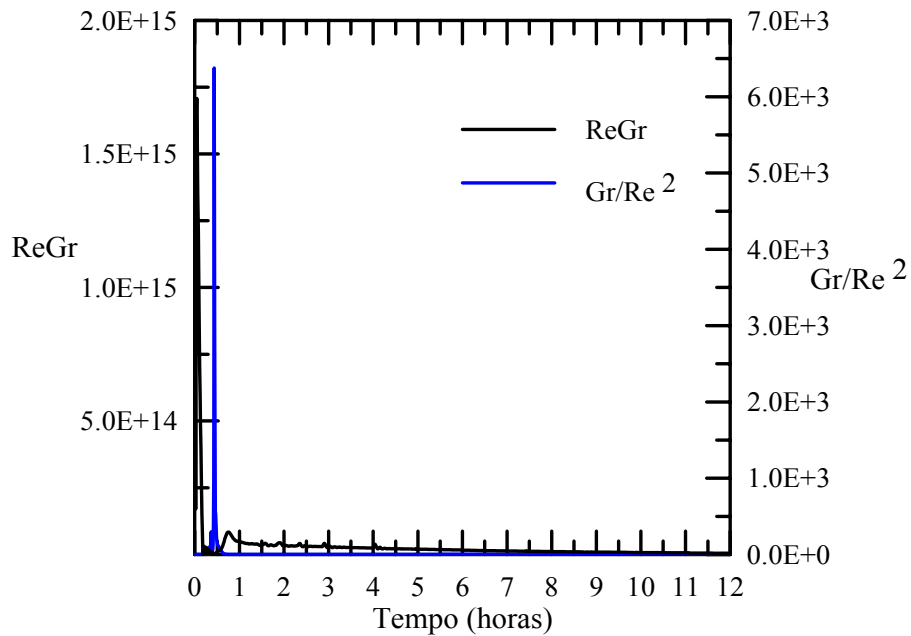


Figura 4.31 – Variação temporal dos parâmetros $ReGr$ e Gr/Re^2 em $x = 10$ km.

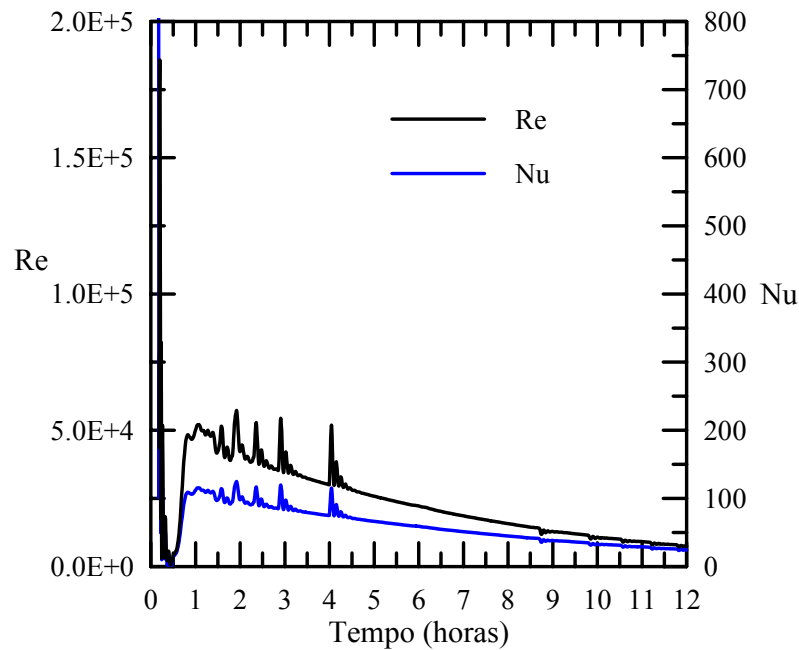


Figura 4.32 – Variação temporal dos números de Reynolds e Nusselt em $x = 10$ km.

A variação temporal do número de Nusselt é apresentada na Fig. 4.32, juntamente com o número de Reynolds. Como a transferência de calor é governada pela convecção forçada, eq. (2.51), a tendência do \mathbf{Nu} é similar a do número de Reynolds, ou seja, após uma perturbação no início do transiente, o valor de Nusselt cai à medida que o fluido tende a ficar estagnado. A queda do número de Nusselt é um pouco mais acentuada, devido à diminuição da diferença de temperaturas entre o fluido e a parede interna do duto, como observado na Fig. 4.30.

4.2.3. Análise Paramétrica

A influência da difusividade térmica do isolamento no perfil de temperatura, a medida que o tempo passa, pode ser observada na Fig. 4.33, onde as soluções foram obtidas mantendo o mesmo fluido, geometria, as condições de contorno e a condição inicial, só mudando os parâmetros térmicos do isolamento. O parâmetro de referência para o caso base foi $\alpha_{iso}/\alpha = 35,36$. Este parâmetro foi variado alterando-se somente as propriedades do isolamento, mas não das propriedades do fluido. Neste teste a razão k_{iso}/k foi mantida constante. Observa-se que como no caso do líquido, uma queda de temperatura menor é obtida quando α_{iso} diminui, i.e., quando $(\rho c_p)_{iso}$ cresce.

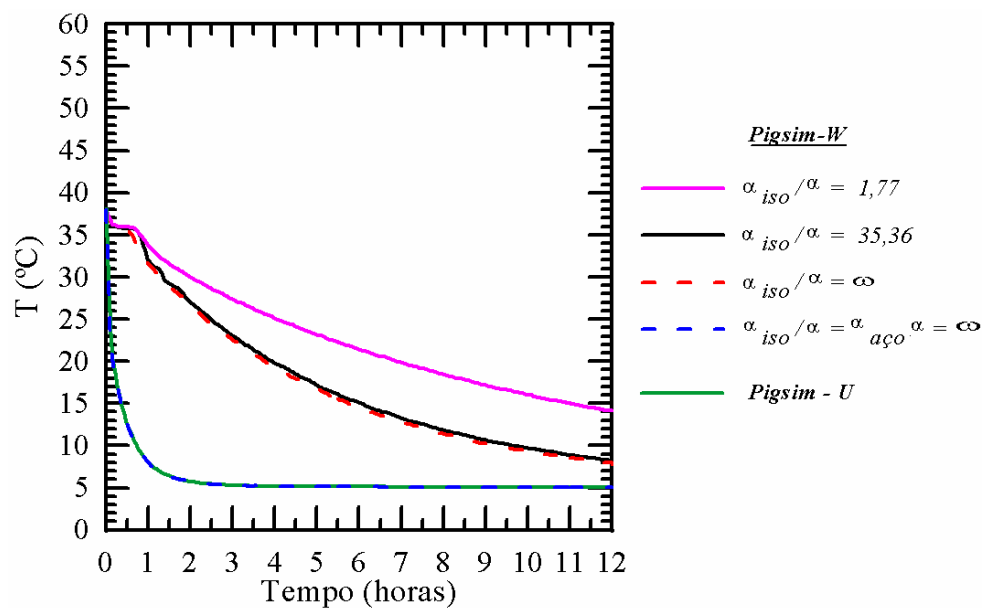


Figura 4.33 – Perfil de temperatura com o tempo em $x = 10$ km. Avaliação da influência da difusividade térmica

Neste teste, novamente, o valor de referência de α_{iso} foi dividido por 20 ($\alpha_{iso}/\alpha = 1,7683$), e como a variação do perfil de temperatura foi pequena com valores de α_{iso} maiores, um valor muito grande (equivalente a ρc_p zero) foi utilizado. Na mesma figura, pode-se observar o resultado obtido como modelo *Pigsim-U*, o qual utiliza o coeficiente global de troca térmica, e, portanto a solução independente do valor de α (já que este modelo negligencia a capacidade térmica do tubo e do isolamento). A solução desprezando-se a capacidade térmica não só do isolamento, mas também do tubo também foi incluída neste gráfico. Observa-se que neste caso, a solução com o coeficiente global de troca térmica coincide perfeitamente com a solução obtida desprezando a capacidade térmica das camadas e do aço.

Com o intuito de descobrir o motivo da grande variação da temperatura na entrada do duto com os modelos *Pigsim-W* e *TGNET-W* comparados com o modelo *Olga-W*, investigou-se a influência na solução das correlações para avaliar o coeficiente de transferência de calor interno.

No modelo *Pigsim-W* foi estabelecido um limite de velocidade no fluido, após o fechamento da válvula, para modelar a transferência de calor por convecção. Abaixo de determinado limite, considerou-se transferência de calor como sendo somente por condução. O valor limite foi inicialmente definido como $vel_{limite} = 1,0 \times 10^{-8}$ m/s. Os resultados do teste utilizando este valor são mostrados na Fig. 4.34. Na mesma figura incluíram-se os resultados de outros testes considerando: $vel_{limite} = 1,0 \times 10^{-4}$ m/s, $vel_{limite} = 1,0 \times 10^{-2}$ m/s e $vel_{limite} = 0,1$ m/s.

Também foi realizado um teste com o modelo *Pigsim-W*, utilizando as mesmas correlações da transferência de calor que o *software* TGNET, mostradas no Capítulo 2. Os testes com este modelo foram chamados de *Pigsim-Tgnet*. Dois testes foram realizados com este modelo, o primeiro com uma $vel_{limite} = 1,0 \times 10^{-4}$ m/s e o segundo com $vel_{limite} = 0,1$ m/s.

Da Fig. 4.34 pode-se observar que os resultados obtidos com o modelo *Pigsim-W* para $vel_{limite} = 1,0 \times 10^{-8}$ m/s e $vel_{limite} = 1,0 \times 10^{-4}$ m/s foram os mesmos, já uma pequena diferença foi obtida quando consideramos $vel_{limite} = 1,0 \times 10^{-2}$ m/s. Surpreendentemente quando fixamos $vel_{limite} = 0,1$ m/s o perfil de temperatura obtido coincidiu com o perfil do Olga. O mesmo resultado foi obtido quando utilizamos o modelo *Pigsim-Tgnet* com $vel_{limite} = 0,1$ m/s.

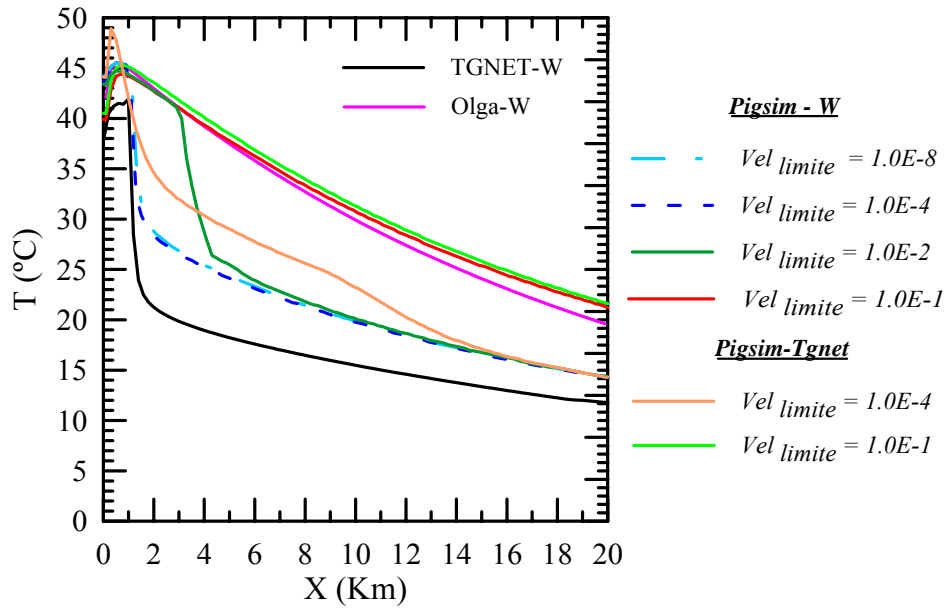


Figura 4.34 – Comparação das correlações utilizadas pelos diferentes softwares

Este último teste mostra que não só a capacidade térmica do duto deve ser considerada, como a correlação utilizada para avaliar o fluxo de calor na parede interna do duto influencia de forma significativa a solução e deve ser cuidadosamente escolhida.