

# SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO DE AR NO DUTO CURVO DE EXAUSTÃO DE UMA CALDEIRA

CFD Analysis of Air Flow in Boiler Exhaust Flue Gas

TOMAZONI, J.T.S.  
BESKOW, A.B.  
INDRUSIAK, M.L.S.  
SILVA, C.V.

**RESUMO:** O presente trabalho apresenta uma investigação numérica do comportamento dos gases de exaustão da caldeira aquotubular da Fase B da Usina Presidente Médici em Candiota - RS. O objetivo foi analisar o escoamento de um modelo em escala reduzida construído no laboratório de Mecânica dos Fluidos da UFRGS, o qual apresenta as mesmas características existentes na Usina em tamanho natural. Uma investigação neste mesmo modelo reduzido propondo as mesmas modificações geométricas utilizadas por Indrusiak (1997) também foi conduzida. Para o estudo deste escoamento foi utilizado o software comercial Ansys 12.1, a fim de simular as mesmas condições do escoamento aplicado no aparato experimental.

Geometrias foram elaboradas com as mesmas características do aparato experimental, sendo posteriormente aplicadas as condições de contorno para a simulação. A análise dos resultados das simulações, quando comparada com os resultados de Indrusiak (1997) e de Humphrey et al. (1981), para o campo velocidades no Economizador, e para o campo de pressão no duto curvo aponta que estes resultados estão bastante próximos, indicando que a modelagem adotada, bem como o modelo de turbulência  $k-\varepsilon$  EARSM é adequado para o uso deste tipo de problemas onde ocorre o descolamento da camada limite.

**Palavras-chave:** Gerador de Vapor, RANS, Turbulência, CFD.

**ABSTRACT:** This paper presents a numerical investigation of the behavior of the flue gas from the boiler of Phase B Power Plant President Medici in Candiota - RS. The objective was to analyze the flow of a small-scale model built in the Fluid Mechanics Laboratory at UFRGS, which has the same features found in full-sized plant. A limited research in this same model proposing the same geometrical modifications used by Indrusiak (1997) was also conducted. To study this flow was used the commercial software Ansys 12.1, to simulate the same conditions of flow applied in the experimental apparatus. Geometries were prepared with the same characteristics of the experimental apparatus, and subsequently applied the boundary conditions for the simulation. The results of the simulations compared with the results of Indrusiak (1997) and Humphrey et al. (1981), for the velocity field in the economizer, and the pressure field in the curved duct are very close, indicating that the modeling adopted, and the turbulence model  $k-\varepsilon$  EARSM is suitable for boundary layer separation problems.

**Keywords:** Boiler, RANS, Turbulence, CFD.

## Introdução

O carvão mineral é a principal fonte de geração de energia elétrica em vários países. A abundância das reservas e o desenvolvimento de tecnologias de limpeza e combustão eficiente, conjugados à necessidade de expansão dos sistemas elétricos e restrições ao uso de outras fontes, indicam que as usinas termoeletricas movidas a carvão mineral continuarão sendo, por muitas décadas, uma das principais fontes de produção de energia elétrica. No

Brasil, a participação do carvão na produção de eletricidade ainda é muito reduzida, 1,5% em 1999, em virtude do grande potencial hidráulico do país e das características físicas e geográficas das reservas. Em razão do crescimento econômico, com o conseqüente aumento de demanda no consumo de energia elétrica, a saturação do sistema de geração e distribuição de energia de outras regiões do país, observa-se a tendência de crescimento da produção e distribuição de energia através da implantação de usinas termoelétricas movidas a carvão mineral. Este carvão, extraído de jazidas carboníferas da região sul do Brasil, o qual apresenta alto teor de cinzas, trouxe grandes problemas para a operação da Usina Termoelétrica Presidente Médici - Fase B, principalmente em relação ao desgaste por erosão, causando furos nos dutos do economizador, causada pela alta abrasividade das cinzas.

Em 1995, a Usina termoelétrica Presidente Médici, Fase B, apresentou problemas de operação por indisponibilidade devido a furos nos tubos dos economizadores das duas caldeiras, deixando de produzir 163 GWh de energia neste período. Em 1996 a situação se agravou, a Usina deveria funcionar na sua máxima carga, pois a estiagem na região sudeste do país motivou essa demanda e, novamente, pelos mesmos problemas, a Usina deixou de produzir 126 GWh, gerando um gasto de 113 dias em manutenção preventiva para trocas de tubos, conforme relatório de falhas e defeitos com indisponibilidades (INDRUSIAK, 1997). Pelas características geométricas da caldeira, o escoamento chega com velocidades e concentrações de cinzas distribuídas irregularmente sobre o Economizador, Estas partículas de cinzas irão colidir contra os tubos e dissipar grande parte de sua energia cinética no trabalho de erosão sobre estes tubos. Não sendo uniforme, a erosão sobrecarrega uma área nos tubos, acelerando o processo de desgaste, posteriormente causando os furos nos mesmos (INDRUSIAK, 1997). Estudos já foram feitos para amenizar o problema conforme descrito por Indrusiak (1997), bem como a construção de um aparato experimental com variações de velocidades ao longo da tubulação. Também foram feitas alterações geométricas no aparato experimental que não implicassem em perdas térmicas, e contribuíssem para uniformizar a velocidade na seção do Economizador.

Os escoamentos que se desenvolvem em dutos com grandes raios de curvatura são caracterizados como escoamentos governados, predominantemente, por forças cisalhantes. Nos escoamentos com pequenos raios de curvatura, as forças governantes são basicamente inerciais. Após trabalhos experimentais em escoamento turbulento em um tubo reto de seção retangular e escoamento laminar em um tubo curvo de seção retangular, Humphrey et al. (1981) usaram a mesma seção de testes para estudar escoamentos turbulentos em tubo curvo de seção retangular. O trabalho mostra também dois tipos de escoamento secundário: o de

segundo tipo, causado pela seção quadrada, devido às tensões normais, e o de primeiro tipo, muito mais forte, definido pelo desequilíbrio entre o gradiente de pressão e a força centrífuga, devido à curvatura. O principal efeito da curva sobre o escoamento é o de induzir fortes movimentos cruzados que geram um par de vórtices em contra rotação na direção longitudinal.

Rodrigues et al. (1997) realizaram um estudo experimental dos perfis de velocidades médias e de intensidades de turbulência, em escoamentos turbulentos plenamente desenvolvidos, no interior de dutos curvos de seção retangular com grandes raios de curvatura. Os resultados encontrados mostram que a intensidade de turbulência é maior na proximidade da parede externa, e que o ponto de intensidade de turbulência mínima dos perfis é deslocado para o interior da curvatura. Conforme demonstram os estudos de Hunt e Joubert (1979) e de Elis e Joubert (1974), nos escoamentos que se estabelece em geometrias curvas, a natureza diversificada das forças geradas pela curvatura da geometria do duto cria a necessidade de classificação dos escoamentos em dutos curvos segundo a ordem de grandeza dos raios de curvatura. Em outro trabalho, Buarque (2007) analisa os escoamentos sobre superfícies onduladas. Seu principal objetivo é estudar a dinâmica do escoamento turbulento em um canal com fundo ondulado, utilizando a técnica de Simulação Numérica Direta (DNS).

Chandratilleke et al. (2012) apresentam uma investigação numérica para examinar o movimento de vórtices secundários e processo de transferência de calor associada no fluxo do fluido através de passagens curvas. Outro estudo com simulações numéricas foi feito por Spode (2006) onde foram avaliadas três metodologias: RANS, LES e Híbrida de modelagem de turbulência, através da simulação numérica do escoamento turbulento sobre degraus. Os resultados para as três metodologias revelaram que a simulação de grandes escalas e métodos Híbridos RNS/LES, apresenta descrições muito semelhantes para o escoamento turbulento sobre o degrau, divergindo dos resultados da metodologia RANS, onde momentos estatísticos de segunda ordem são suprimidos, com ausência de estruturas tridimensionais e transientes. Milan (1997) apresenta resultados numéricos para escoamentos turbulentos formados por duas correntes coaxiais passando através de contrações e expansões em tubo de seção circular com parede senoidal. O modelo  $k-\varepsilon$ , em sua forma Standard, é utilizado na modelagem de turbulência. Os resultados reproduzem primeiramente o caso laminar, em seguida é mostrado soluções para escoamentos turbulentos desenvolvidos e em desenvolvimento no interior de tubos. Schmeda-López (2007) analisa o efeito da camada limite em um duto curvo de seção retangular utilizando as transformadas de Fourier e ondaletas. Com este método concluiu que

há um fenômeno de desprendimento de vórtice na região estudada e este desprendimento aparentemente é periódico.

Ma et al. (2011) descrevem as simulações de fluxo turbulento realizado com base em uma técnica recém desenvolvida, e parcialmente com as médias do modelo de Navier-Stokes (RANS), incluindo a separação, recirculação, o reatamento e o mecanismo de vórtice turbulento. O foco é como prever com precisão o movimento de separação, recolocar e prescrever computacionalmente. Sun et al. (2012) apresentam um estudo sobre fluxo em curvaturas de noventa graus, utilizando um método numérico de CFD. Modelos tridimensionais de curvatura sem placa guia e curvaturas com diferentes placas guia, é estudado também o campo de fluxo. As melhores condições são para placas de guias instalados nas curvaturas, resultando num melhor resultado alcançado.

No sentido de melhor compreender o comportamento do escoamento sobre o duto curso de exaustão da caldeira aquotubular da Fase B da Usina Presidente Médici, neste trabalho apresenta-se um estudo em CFD sobre um modelo reduzido construído por Indrusiak (1997). Como ferramenta de investigação foi utilizado o software comercial Ansys CFX 12.1, que trata de um código genérico de Dinâmica dos Fluidos Computacional, baseado em técnicas de volumes finitos.

## **Modelo Matemático**

Nesta seção é apresentada a formulação matemática para se descrever o modelo do escoamento de fluido viscoso e incompressível através dos princípios básicos de conservação da massa, da quantidade de movimento para escoamento turbulento e da conservação de energia. Considera-se ar atmosférico como fluido de trabalho e o meio contínuo como válido. Para representar a turbulência do escoamento, aplicam-se sobre as equações de conservação o RANS – *Reynolds Average Navier-Stokes* assumindo-se as Médias de Favre para as propriedades do fluido (HINZE, 1975). O modelo de turbulência  $k-\varepsilon$  EARSM - *Explicit Algebraic Reynolds Stress Models* (WALLIN e JOHANSSON, 2000) foi utilizado, juntamente com funções de parede adequadas para cada modelo.

## **Conservação da massa**

Considerando o regime transiente de operação, a equação da conservação de massa pode ser expressa da seguinte forma

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{U}_i)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

onde  $\bar{\rho}$  é a massa específica média do fluido,  $x$  é a coordenada espacial,  $\bar{U}_i$  é a velocidade média do componente  $i$ , e  $t$  é o tempo.

### Conservação da quantidade de movimento

Para um escoamento incompressível a equação da conservação da quantidade de movimento é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \bar{U}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{U}_i \bar{U}_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_j} \delta + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{eff} \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial \sigma}{\partial x_j \partial x_i} + S_u \quad (2)$$

onde a viscosidade efetiva é  $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ . Nessa expressão  $\mu$  é a viscosidade dinâmica da mistura e  $\mu_t$  é a viscosidade turbulenta, definida como  $\mu_t = \rho k / \omega$ , onde  $k$  e  $\omega$  são a energia cinética turbulenta e a frequência turbulenta obtidas com o modelo de turbulência. O termo  $p' = \bar{p} - (2/3)k$  representa uma pressão modificada, onde  $\bar{p}$  é a pressão média da mistura e  $\delta$  é a função delta de Kronecker para a notação indicial. O termo  $S_u$  representa um termo fonte médio.

### Modelo físico

No presente estudo as simulações serão realizadas sobre o modelo em escala reduzida. Considera-se também que, nesta mesma geometria, seja introduzido um defletor, solução proposta por Indrusiak (1997) para o problema de desgaste nos tubos do economizador. Os resultados serão comparados com os obtidos por Indrusiak (1997) e Humphrey et al.(1981). Sendo assim, a Fig. 1 apresenta de forma simplificada a geometria em questão, a fim de, na sequência, especificar as devidas condições de contorno para a simulação, bem como as análises dos escoamentos nas tubulações da caldeira.

Os modelos reduzidos foram construídos levando-se em consideração todas as características do modelo experimental, com algumas simplificações na geometria em relação à situação encontrada na usina. A mais significativa delas é a montagem de apenas um duto curvo e, em consequência, metade do Economizador. Na entrada do duto foi montada uma seção convergente, para evitar os efeitos da entrada brusca, pois a entrada ficando muito brusca surgiriam problemas como erros na malha.

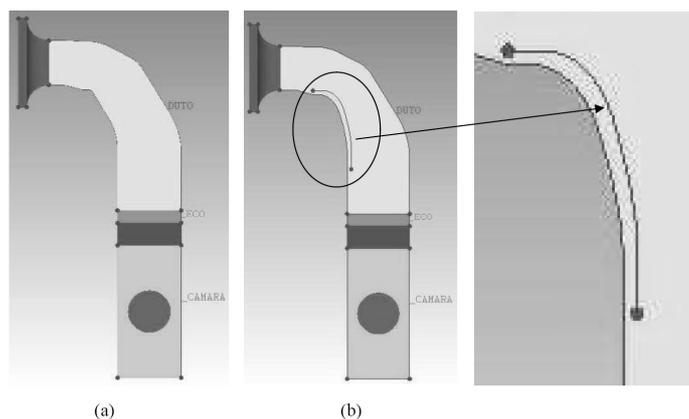


Figura 1 – Desenho do modelo para simulação em Ansys: (a) Modelo em escala reduzida sem alterações; (b) Modelo em escala reduzida com alterações (defletor).

O modelo experimental simplifica o banco de tubos usando tubos retos, ignorando a região de curvas na extremidade. Maiores detalhes da geometria real da caldeira e também da bancada podem ser encontrados em Indrusiak (1997). Para análise com o software do escoamento nessa região, neste trabalho será considerado um redutor de velocidades, meio poroso, com as mesmas características do aparato experimental existente, considerando a perda e carga nesta área do modelo experimental.

Para o cálculo da perda de carga quadrática, no banco de tubos do modelo reduzido, foi utilizado o detalhe esquemático do banco de tubos do aparato experimental, conforme Fig. 2, onde os mesmos estão em arranjo retangular distanciados, tanto no sentido do escoamento como transversal, de 6,6 mm. O diâmetro externo dos tubos é de 2,4 mm, com temperatura superficial de 20°C. Considera-se que a velocidade média do escoamento de ar na seção seja de 5,3 m/s e a temperatura também seja de 20°C. O aparato experimental foi construído com 3 camadas de tubos transversais ao escoamento. Utilizando o software Maple, atribuindo às entradas conforme descrito, o software calculou o coeficiente quadrático de perda de carga na tubulação, sendo o valor calculado de  $1,12 \text{ kg.m}^{-4}$ .

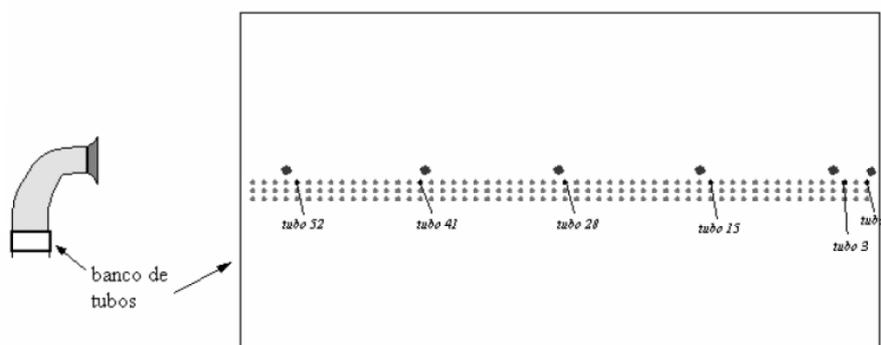


Figura 2 – Detalhe esquemático do banco de tubos (INDRUSIAK, 1997).

No experimento em laboratório, Indrusiak (1997) utilizou fios de lã para visualizar o escoamento ao longo do duto curvo, chamada técnica de “*tufts*”. Estes fios foram presos por uma extremidade na parede lateral plana do duto, como se pode observar na Fig. 3. As posições dos fios de lã na região próxima à parede convexa do duto sugerem a existência de escoamento reverso, com a formação de grandes vórtices girando em sentido anti-horário quando vistos da posição da Fig. 3. Observa-se também que conforme o número de Reynolds aumenta o efeito se intensificava. Foi utilizada uma sonda tipo Pitot para o levantamento do perfil de velocidades na seção do duto sobre o banco de tubos.

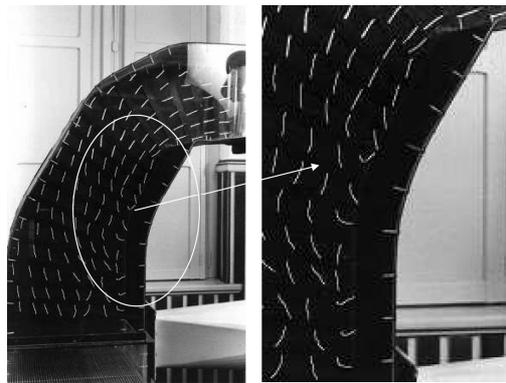


Figura 3 – Visualização do escoamento: sem defletor (INDRUSIAK, 1997).

Para a etapa seguinte do seu trabalho Indrusiak (1997) buscou uma alteração na geometria do duto, estruturalmente viável, que não implicasse em perdas térmicas e contribuísse para iniformizar a velocidade na seção do Economizador. A solução mais comum para escoamentos em dutos curvos é a colocação de chapas direcionadoras na região da curva, de modo a transformar o duto em vários dutos paralelos de menor seção. Dentro de vários estudos para melhor distribuição do escoamento do duto, Indrusiak (1997) optou pela construção de um defletor na parede convexa da curva. Este defletor situado a 38 mm acima do banco de tubos pode ser visto na Fig. 4.

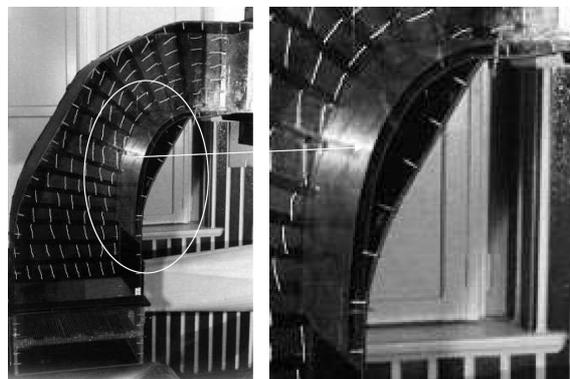


Figura 4 – Visualização do escoamento: com defletor (INDRUSIAK, 1997).

## Condições de Contorno

As condições de contorno empregadas na solução das simulações levaram em consideração as características utilizadas no experimento de Indrusiak (1997), a fim de obter resultados com as mesmas características, validando a modelagem do presente trabalho. A pressão atmosférica local utilizada foi de 1 atm, o coeficiente de perda de carga quadrática, como já citado anteriormente no banco de tubos é de  $1,12 \text{ kg.m}^{-4}$ . O ar do escoamento está a uma temperatura de  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ . As características do desenho obedecem as mesmas características do aparato experimental, conforme especificado na Fig. 5.

Os resultados experimentais foram apresentados para dois valores do número de Reynolds,  $8,9 \times 10^4$  e  $1,35 \times 10^5$ , tanto para o modelo original tanto para modelo com melhorias, ou seja, com a implantação do defletor. Assim pode-se observar que, quanto maior a velocidade, maior a recirculação de ar e o descolamento da camada limite.

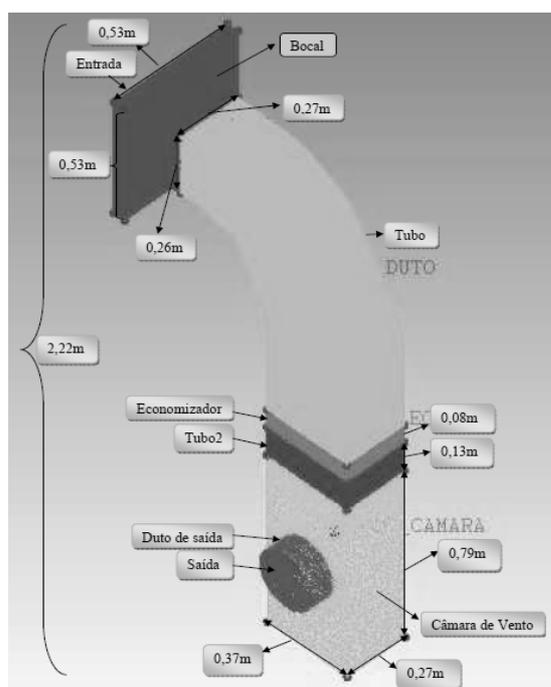


Figura 5 – Desenho da malha, e medidas do aparato experimental.

## Malha Computacional

Neste trabalho a geometria e a malha foram criadas dentro do software ICEM-CFD. A malha é construída com volumes tetraédricos no interior do domínio, sendo que volumes prismáticos são aplicados nas superfícies sólidas do domínio a fim de prever o comportamento da camada limite. A malha gerada para o problema tem de cerca de  $3 \times 10^6$  elementos, tanto para a geometria original, quanto para a geometria com o defletor. Nas paredes foram

introduzidas três camadas de prismas. O refinamento da malha levou em consideração as partes mais importantes para análise do escoamento, como pode ser analisado na Fig.5. O refinamento ficou mais concentrado no Tubo, Tubo2 e no Economizador com aproximadamente 8 mm de aresta em cada elemento, onde a análise do escoamento será mais importante. Posterior a estas partes o refinamento com 10 mm em cada elemento na Entrada, e com 20 mm em cada elemento no Bocal, no Duto de saída e na saída, finalizando com 40 mm em cada elemento na Câmara de vento onde o estudo do escoamento está menos concentrado.

Na Fig. 6 é possível observar as divisões das secções e uma ampla visão da malha. Na Fig. 7 pode-se observar o refinamento da malha no Duto de saída, na saída no Economizador e no Tubo2. Na Fig. 7 também se pode observar melhor os detalhes da malha e seu refinamento na Entrada, no Bocal e no Tubo.

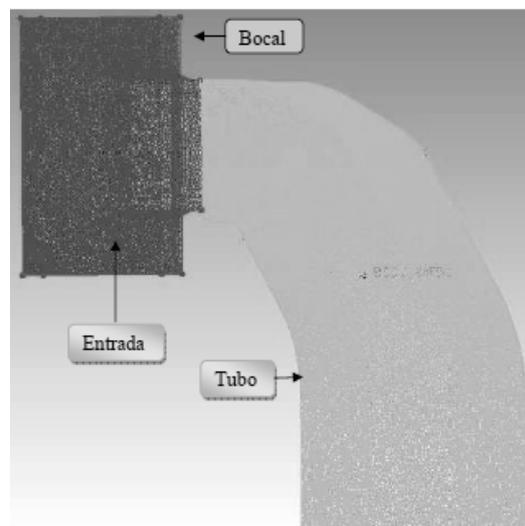


Figura 6 – Desenho da malha e seu refinamento.

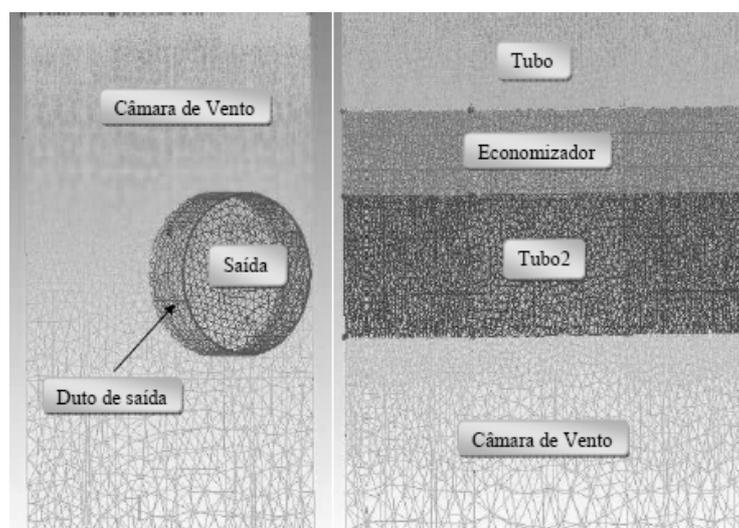


Figura 7 – Desenho da malha e seu refinamento.

Um estudo de independência de malha foi realizado para se chegar a um melhor resultado de tamanho de malha e tempo de simulação. Na Fig. 8 apresentam-se, para uma região no duto, os valores da distribuição de velocidades para os diferentes tamanhos de malha estudados.

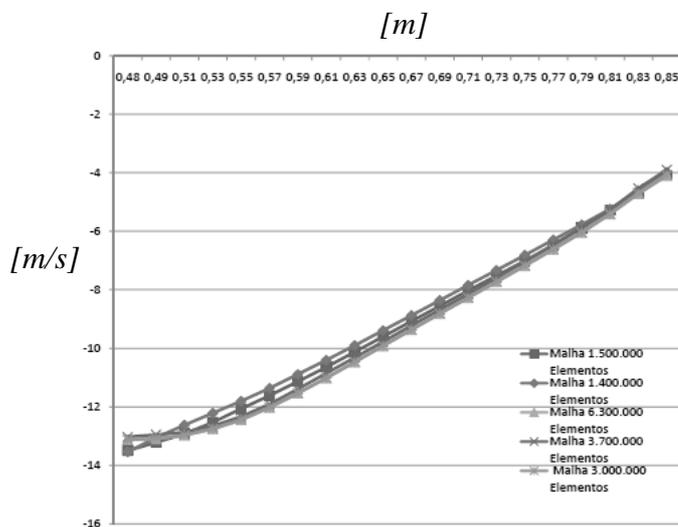


Figura 8 – Distribuição de velocidades para diferentes malhas sobre uma linha central do duto.

## Método Numérico

Os resultados para os campos de propriedades foram encontrados utilizando o software comercial Ansys CFX 12.1, baseado no Método de Volumes Finitos (MVF) de Patankar (1980). O esquema de interpolação "Up-Wind" foi adotado para avaliar os fluxos nas faces dos volumes de controle. O acoplamento entre pressão e velocidade foi resolvido pelo algoritmo SIMPLE de Patankar (1980). Fatores de relaxação foram utilizados uma vez que as equações de conservação apresentam comportamento não-linear. O critério de convergência adotado foi o RMS - *Root Mean Square* e o valor adotado para todas as equações foi inferior a  $1 \times 10^{-6}$ . O tempo físico para a solução do problema ficou em cerca de 7 horas. Para tal, foram utilizados computadores com processadores Intel Quad Core, com 8 Gb de RAM, com processamento em paralelo com quatro núcleos físicos.

## Resultados

A visualização do escoamento ao longo do duto curvo tem como objetivo auxiliar a interpretação dos resultados experimentais e simulações feitas em Ansys. Nos resultados experimentais de Indrusiak (1997) esta visualização teve como base a técnica de *Tufts*, como já citado, na qual fios de lã são presos em uma das extremidades na parede lateral plana do

duto, e colocados no escoamento para visualização do seu efeito. Já na simulação em Ansys são fornecidas condições de contorno ao software para que tenham as mesmas características do aparato experimental. O experimento foi realizado no maior e menor número de Reynolds possível da Seção, sendo estes iguais a  $1,35 \times 10^5$  e  $8,9 \times 10^4$ . Como dado de entrada no software Ansys, foram atribuídas as vazões mássicas levando em consideração estes valores dos números de Reynolds, sendo estas vazões definidas nas condições de contorno de cada simulação.

Pode-se observar na Fig. 9-a o resultado experimental para o escoamento com  $Re = 1,35 \times 10^5$ .

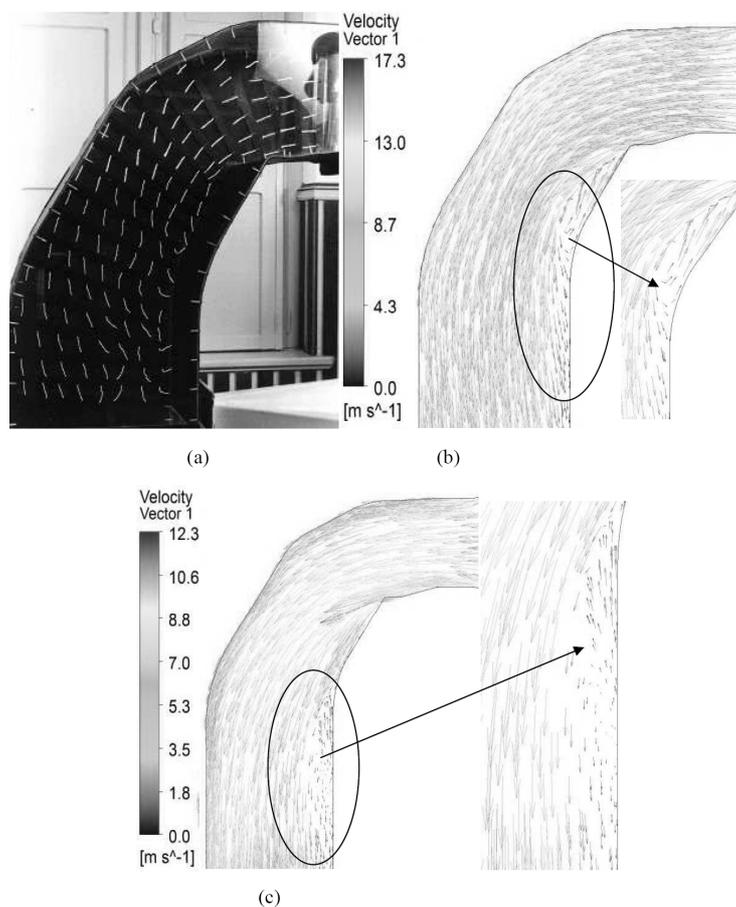


Figura 9 – Visualização do escoamento: (a) Resultados de Indrusiak (1997) pela técnica de *Tufts*, configuração original para  $Re = 1,35 \times 10^5$ ; (b) Ansys no presente trabalho, sobre a parede do ventilador; (c) Ansys para o presente trabalho sobre o plano de centro.

Nas Figs 9-b e 9-c visualiza-se o campo de vetores velocidade obtidos nas simulações no software Ansys do presente trabalho, sendo que a visualização em Ansys apresenta-se no mesmo plano de Indrusiak (1997) para o caso 9-b, plano este localizado superior ao duto de saída do ventilador. Na Fig. 9-c apresenta-se um plano central onde se pode visualizar

diferença entre os mesmos. No plano central a visualização do escoamento reverso e separação da camada limite são bem mais visíveis e intensos em relação ao plano superior ao duto de saída do ventilador. Nota-se na Fig.9-c que os vetores fazem o caminho inverso dos demais, produzindo um grande vórtice próximo a parede convexa, ocupando quase um terço da seção do tubo. Este efeito se reduz com a diminuição do número de Reynolds, como pode ser visualizado no Fig. 10. Através dos dados das simulações, constata-se que o vórtice formado nessa região não é simétrico em relação às paredes laterais.

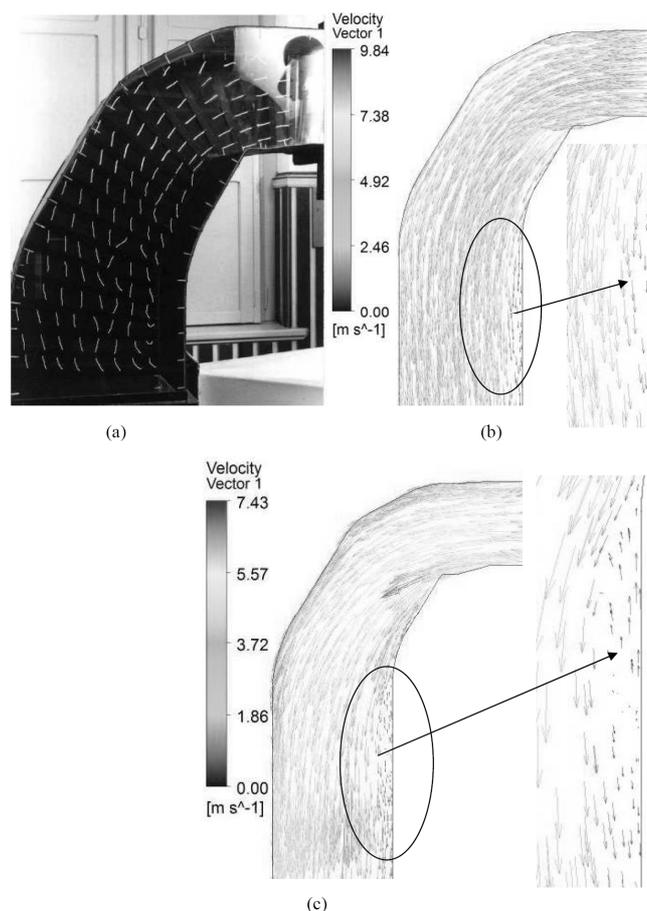


Figura 10 – Visualização do escoamento: (a) Resultados de Indrusiak (1997) pela técnica de *Tufts*, configuração original para  $Re = 8,9 \times 10^4$ ; (b) Ansys no presente trabalho, sobre a parede do ventilador; (c) Ansys para o presente trabalho sobre o plano de centro.

Na Fig. 10-a pode-se visualizar o escoamento com Reynolds menor com valor de  $8,9 \times 10^4$  pela técnica de *Tufts*, sendo que a Fig 10-b representa resultados das simulações do escoamento para este mesmo número de Re num plano localizado na região superior ao duto de saída do ventilador. A Fig. 10-c está representando um plano central do duto curvo. Observa-se que o escoamento apresenta novamente uma recirculação maior na parte central do duto, concluindo-se que a velocidade não é uniforme nessa região do tubo.

Comparando-se as Figs. 9-b e 9-c com as Figs. 10-b e 10-c, nestas últimas o escoamento apresenta menores vórtices girando no sentido anti-horário, sendo que no plano igual ao de Indrusiak (1997) não se chega a observar o escoamento reverso, como esperado. Novamente, um fato importante, que não foi percebido pela avaliação experimental, consiste em que o vórtice formado não apresenta simetria em relação às paredes frontal e de fundo do duto.

Indrusiak (1997), a fim de resolver o problema, optou pela construção de um defletor na parede convexa da curva, variando a curvatura das paredes e a distância entre as mesmas, com o intuito de obter a melhor distribuição de velocidades com este dispositivo, e assim diminuir a erosão dos tubos do Economizador. A Fig. 11-a apresenta campo de vetores velocidade do escoamento com defletor para número de Reynolds  $1,35 \times 10^5$  pela técnica de *Tufts*, no qual se pode observar uma melhora na configuração do escoamento na seção do defletor em relação à geometria das Fig. 9-a e 10-a.

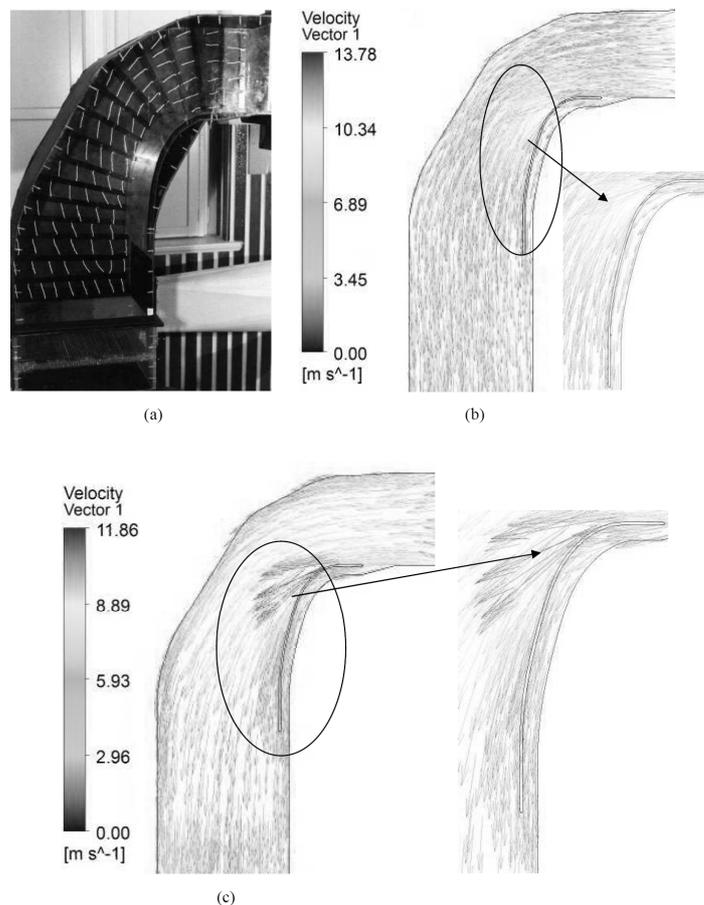


Figura 11 – Visualização do escoamento com defletor: (a) Resultados de Indrusiak (1997) técnica de *Tufts*, configuração final para  $Re = 1,35 \times 10^5$ ; (b) Ansys para o presente trabalho sobre a parede do ventilador; (c) Ansys no presente trabalho sobre o plano de centro.

Na Fig. 11-b observa-se a distribuição dos vetores velocidade obtidos pelas simulações no Ansys no plano acima da saída do ventilador. Na Fig. 11-c o mesmo campo de vetores é apresentado, porém para o plano de centro do duto curvo, onde se pode verificar novamente que existem diferenças entre os campos de vetores para estes planos. As velocidades acima da região de entrada do defletor são maiores no plano central. Uma observação importante pode ser inferida a estes resultados, pois no trabalho de Indrusiak (1997), por dificuldades experimentais, as velocidades não foram apresentadas em todo o domínio, acreditando-se que o vórtice produzido era simétrico. Outro fator importante relaciona-se à magnitude das velocidades. Com as velocidades ficaram elevadas na região, uma modificação no projeto do defletor precisa ser avaliada, pois a erosão iria destruir a estrutura em questão de semanas.

Um comportamento similar apresentado nos resultados da Fig. 11 aparece para o caso de Reynolds  $8,9 \times 10^4$ . As características esperadas para o escoamento devido à presença do defletor são previstas nos resultados com o Ansys, direcionando o escoamento para a parte inferior do duto, não formando escoamento reverso.

As Figs. 12-a, 12-b e 12-c representam o campo de velocidades adimensionalizadas do escoamento na região do Economizador da Caldeira, em escala reduzida, para configuração original da geometria, levando-se em consideração o Reynolds de  $1,35 \times 10^5$ . A Fig. 12-a foi obtida através dos resultados das simulações do escoamento com o software Ansys, desenvolvidas neste trabalho. Este plano onde se observa a distribuição de velocidades é um plano sobre a região do Economizador, conforme ilustrado na Fig. 5. A Fig. 12-b são os resultados experimentais de Indrusiak (1997) obtidos usando-se uma sonda tipo tubo de Pitot e representam a distribuição de velocidades médias normais adimensionalizadas por  $U_x/U_m$ , onde  $U_x$  é a velocidade na direção normal ao banco de tubos e  $U_m$  é a velocidade média na seção.

A Fig. 12-c representa isolinhas de velocidades obtidas no trabalho de Humphrey et al. (1981). O mesmo apresentou em seu trabalho a solução do campo de velocidades para escoamentos não desenvolvidos, com características semelhante ao trabalho de Indrusiak (1997). Verifica-se que não há uma boa concordância entre os valores numéricos dos dois trabalhos. As diferenças são relacionadas ao fato de que Humphrey et al. (1981) considera que o escoamento seja um perfil não simétrico na região de entrada.

Na Fig. 12-a se observa que as velocidades não estão uniformes em todo o economizador. Na parte inferior da figura, ou seja, na parede convexa, a velocidade é muito menor em relação à parte superior na parede côncava onde as velocidades são maiores. Segundo Indrusiak (1997), por este motivo os tubos do economizador da caldeira da

termoelétrica Presidente Médici estão com problema de desgaste, pois, com os particulados das cinzas mais a alta velocidade na parede côncava, intensifica-se a erosão dos tubos nesta região. Na Fig. 12-b ocorre o mesmo efeito que a Fig. 12-a onde na região inferior na figura, ou seja, na parede convexa da curva, obteve-se velocidade muito baixa e o gradiente de velocidade nesta região se desloca em direção ao centro do duto. A região de máxima velocidade fica bem mais próxima à parede côncava, na parte superior da figura.

Comparando-se as Figs. 12-a e 12-b, nota-se que as duas apresentam as mesmas características, menor velocidade na parte inferior e maior velocidade na parte superior da figura. Comparando-se a distribuição das velocidades em todo o plano das figuras se observam diferenças. Segundo Indrusiak (1997), em seu experimento observou-se que, próximo à parede convexa, na parte inferior da Fig. 12-b, o escoamento assumiu posições sugestivas de formação de vórtices, este efeito causa uma não uniformidade do escoamento.

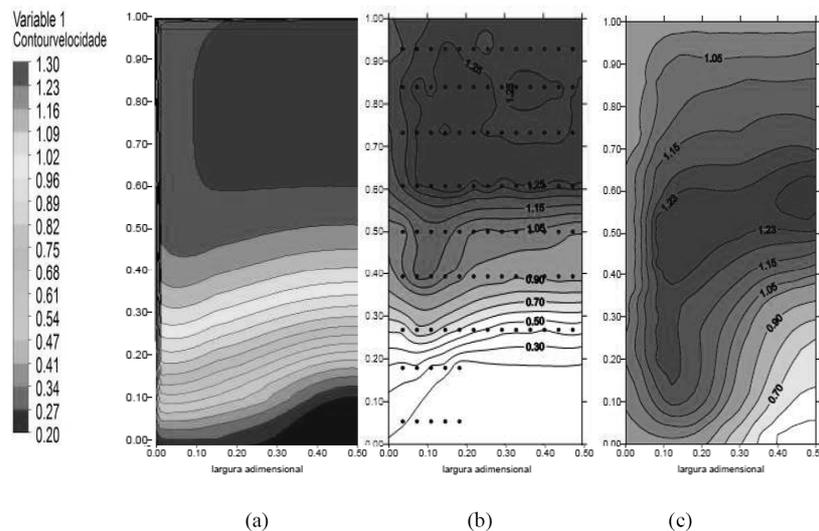


Figura 12 – Comparação entre os campos de velocidades na região do economizador sem considerar as alterações da geometria: (a) Análise da velocidade em Ansys; (b) Isolinhas de velocidade média axial de Indrusiak (1997); (c) Trabalho de Humphrey et al. (1981).

Na sequência comparam-se as Figs 12-b e 12-c onde, segundo Indrusiak (1997), a distribuição das isolinhas para velocidade adimensional da Fig. 12-b não correspondem exatamente ao resultado do modelo de Humphrey et. al. (1981). Esta diferença explica-se em parte por Humphrey et al.(1981) fazer um estudo de escoamento de um perfil não simétrico na região de entrada e apresentar um patamar de velocidades na região central. Na Fig. 12-b o gradiente de velocidade se desloca em direção ao centro do duto, a região de máxima velocidade ficando bem mais próxima da parede côncava do que no trabalho de Humphrey et al. (1981). Comparando-se os três resultados observa-se que a modelagem do presente

trabalho Fig.12-a, apresenta características mais próximas ao trabalho experimental de Indrusiak, Fig.12-b.

As Figs. 13-a e 13-b representam campos de velocidade para o escoamento na região do Economizador da Caldeira com a presença do defletor, levando-se em consideração o número de Reynolds  $1,35 \times 10^5$ . A Fig. 13-a representa o plano de velocidades adimensionalizadas acima do Economizador simulado em Ansys. A Fig 13-b representa isolinhas de velocidade média axial adimensional,  $U_x/U_m$ , na seção do banco de tubos (Economizador) obtidas de Indrusiak (1997) com a implantação do defletor. Verifica-se que as velocidades ficaram melhor distribuídas na seção do Economizador nesta nova configuração, embora o gradiente de velocidade ainda ocupe uma região bastante grande na parede interna da curva, se comparado com a lateral do duto, mais em consequência do duto curvo do que da separação propriamente, como pode-se concluir pelas semelhanças entre as Figs. 12-b e 12-c, pois no trabalho de Humphrey et al. (1981) não há separação da camada limite. Também se pode observar na Fig. 13-b que a região de quase estagnação em relação a Fig. 12-b desaparece neste gráfico.

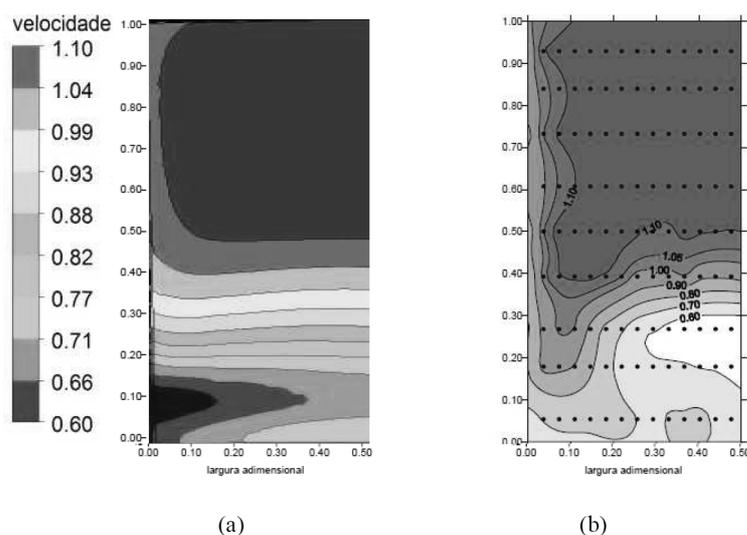


Figura 13 – Comparação entre os campos de velocidades na região do economizador considerando o defletor: (a) Análise da velocidade em Ansys; (b) Isolinhas de velocidade média axial de Indrusiak (1997).

Comparando-se os resultados da simulação em Ansys da velocidade acima do banco de tubos da Fig. 12-a, configuração original, e Fig. 13-a, com a implantação do defletor, pode-se observar que a distribuição de velocidades está aparentemente igual. No entanto, ao se comparar a magnitude dos valores para a velocidade adimensional, pode-se dizer que com a

implantação do defletor os valores ficaram mais próximos uns dos outros, melhorando a distribuição da velocidade deixando o campo mais uniforme, favorecendo assim, a melhor distribuição do escoamento na seção dos tubos do Economizador, apontando para uma diminuição do problema de erosão e diminuindo também a manutenção e as paradas da usina.

A fim de melhor comprovar os resultados da modelagem do presente trabalho, numa última etapa considera-se uma avaliação do campo de pressão ao longo do duto curvo do modelo, nas configurações original e com defletor, tendo como objetivo melhor compreensão do que ocorre ao longo do duto e as diferenças entre as duas configurações citadas.

Nas Figs. 14-a e 14-b se pode visualizar os campos de pressão no duto curvo da Caldeira, em escala reduzida, na configuração original da geometria, levando-se em consideração o número de Reynolds  $1,35 \times 10^5$ .

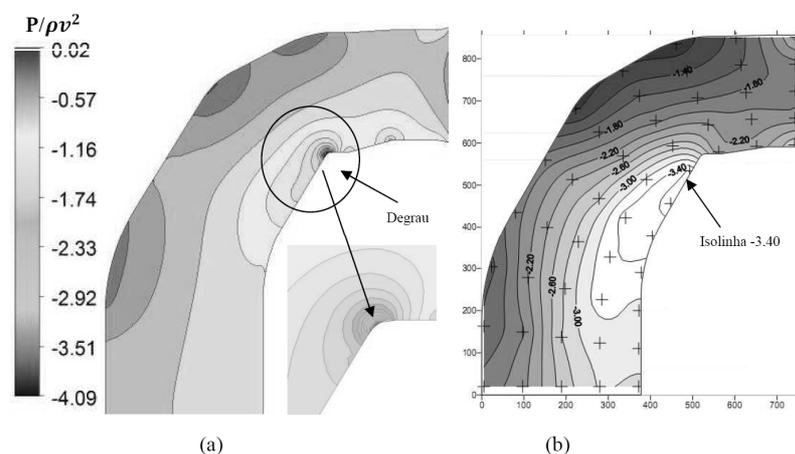


Figura 14 – Campo de pressão no duto curvo modelo em escala reduzido sem alterações: (a) Análise de pressão no duto em Ansys; (b) Isolinhas do campo de pressão do duto estudado por Indrusiak (1997).

A Fig. 14-a visualiza-se o campo de pressão para resultados em Ansys, desenvolvidos neste trabalho. A Fig. 14-b apresenta os resultados experimentais dos campos de pressão obtidos através de tomadas de pressão estática, uniformemente distribuídas na parede lateral da seção de ensaios. A pressão foi adimensionalizada na forma de coeficientes de pressão  $C_p$ , usando-se a velocidade média da seção. Na Fig. 14-b pode-se ver claramente que há uma região de baixa pressão após a primeira curva da parede convexa, contornada pela isolinha -3,4, que vai se recuperando ao longo desta parede. Esta recuperação da diferença de pressão gera ao longo da parede convexa e após a curva, em direção ao economizador, o gradiente de pressão adverso que é condição necessária para a separação da camada limite. Na Fig. 14-a pode-se observar uma pequena diferença de pressão na curvatura do degrau da geometria,

condição propícia à separação da camada limite e a formação de uma zona de recirculação próxima à parede que se propagam para frente em direção ao centro do duto. Pode-se verificar há concordância qualitativa entre os resultados numéricos e experimentais. Nas Figs. 15-a e 15-b pode-se visualizar o campo de pressão no duto curvo da Caldeira com a presença do defletor, levando-se em consideração o número de Reynolds  $1,35 \times 10^5$ . Na Fig. 15-a visualiza-se o campo de pressão para resultados em Ansys, desenvolvidos neste trabalho e a Fig. 15-b apresenta os resultados experimentais em forma de isolinhas do coeficiente de pressão.

Na Fig. 15-b a região de mínima pressão ocorre bem próxima à primeira curva, região contornada pela isolinha -2,60, e se recupera rapidamente criando nesta região um gradiente adverso, condição necessária para a separação da camada limite. Entretanto agora ela não ocorre possivelmente por se encontrar na região não divergente e com grandes raios de curvatura (INDRUSIAK, 1997). Novamente aqui se evidencia a grande utilidade da análise numérica. A região de baixa pressão coincide com a região de altíssima velocidade apresentada na Fig 11-c. Portanto, neste caso, a baixa pressão é causada, localmente, pela alta velocidade e não há escoamento reverso devido à elevada energia cinética.

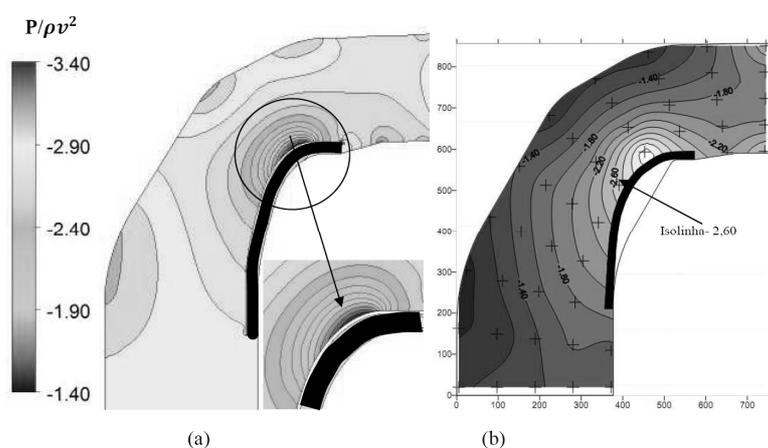


Figura 15 – Campo de pressão no duto curvo considerando o defletor: (a) Análise de pressão no duto em Ansys; (b) Isolinhas do campo de pressão do duto estudado por Indrusiak (1997).

A Fig. 15-a está com as mesmas características da Fig. 15-b, onde a região mínima de pressão ocorre bem próximo a parede curva e não há o descolamento da camada limite. Nestas figuras obtêm-se boa concordância entre os resultados do campo de pressão. Nota-se que o descolamento da camada limite diminuiu significativamente com a melhoria feita por Indrusiak (1997) pela inserção do defletor, onde se pode observar da mesma forma na simulação numérica. A aceleração do fluido na superfície onde havia o descolamento da

camada limite, causada pela inclusão do defletor, aumenta a quantidade de movimento do escoamento e evita a formação da recirculação.

## Conclusões

O principal objetivo deste estudo foi investigar o comportamento do escoamento dos gases de combustão no interior do duto curvo da região de exaustão da caldeira aquotubular da Fase B da Usina Presidente Médici. Simulações em CFD em modelo reduzido foram realizadas a fim de buscar informações que possam apontar para a solução do problema de desgaste presente neste duto. Como ferramenta de investigação foi utilizado o software comercial Ansys CFX 12, que trata de um código genérico de Dinâmica dos Fluidos Computacional, baseado em técnicas de volumes finitos. As simulações mostraram que os dados obtidos são coerentes com o escoamento do problema, onde a pressão e velocidade são maiores na parte côncava do Economizador onde ocorre a erosão dos tubos, responsável pela maior parte da indisponibilidade da usina. A simulação do escoamento apresenta as mesmas características do escoamento encontrado na literatura como em Indrusiak (1997), apresentando melhor concordância do que com os resultados de Humphrey et al.(1981).

As simulações em Ansys do presente estudo apontaram para divergências nas conclusões em relação ao trabalho de Humphrey et al.(1981) e de Indrusiak (1997), pois o escoamento no duto não é simétrico como suposto no experimento de Indrusiak (1997).

## AUTORES

Jackeline Teresinha Santin Tomazoni – Engenheira Mecânica formado pela Universidade Regional do Alto Uruguai e das Missões - URI - Campus de Erechim, atualmente é colaboradora na Construtora Gaucha Ltda. em Erechim, RS.

Arthur Beskow – Mestre em Ciências pela Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul – PUC-RS, atualmente é professor do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões – URI – Campus de Erechim.

Maria Luisa Sperb Indrusiak – Doutora em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, Brasil, atualmente é professora da Escola Politécnica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS.

Cristiano Vitorino da Silva <sup>1</sup> – Doutor em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, Brasil, atualmente é professor e coordenador do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões – URI – Campus de Erechim.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BUARQUE, D. C.. **Simulação numérica direta de um escoamento turbulento em um canal com fundo ondulado**. Dissertação de Mestrado, Promec – Programa de Pós Graduação em engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS., 2007.
- CHANDRATILLEKE, T. T., NADIM, N., NARAYANASWAMY, R.. **Vortex structure-based analysis of laminar flow behaviour and thermal characteristics in curved ducts**. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 59, pp. 75-86, 2012.
- ELLIS, L. B., JOUBERT, P. N.. **Turbulent shear flow in a curved duct**. *Journal of Fluid Mechanics*, Vol 62, pp. 65-84, 1974
- HINZE, J.O.. **Turbulence**. 2.ed. McGraw-Hill: New York, 1975.
- HUMPHREY, J. A. C., WHITELAW, J. H. and YEE, G.. **Turbulent flow in a square duct with strong curvature**. *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 103 , pp. 443-463, 1981.
- HUNT, I. A., JOUBERT, P. N.. **Effects of small streamline curvature on turbulent duct flow**. *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 91, pp. 633-659, 1979.
- INDRUSIAK, M. L. S.. **Escoamento turbulento na saída de um duto curvo de seção retangular**. Dissertação de Mestrado, Promec – Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, 1997.
- MA, J., WANG, F., YU, X., LIU, Z.. **A partially-averaged navier-stokes model for hill and curved duct flow**. *Journal of Hydrodynamics*, Vol. 23 (4), pp. 466-475, 2011.
- MILAN, A. 1997. **Simulação numérica de escoamento turbulento em duto circular de seção variável**. Tese de Mestrado no Programa de Pós Graduação do Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, SP., 1997.
- PATANKAR, S.V.. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. Hemisphere: Washington, DC, 1980.
- SCHMEDA-LÓPEZ, D. R.. **Análise do fenômeno de separação de camada limite no escoamento em um duto curvo de seção retangular pelo método das ondaletas**. Monografia de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS., 2007.
- SPODE, C.. **Simulação de grandes escalas e simulação híbrida RANS/LES do escoamento sobre o degrau com condições de contorno turbulentas**. Tese de Mestrado do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, MG., 2006.
- SUN, T., ZHANG, Y., WANG, Z.. **Research on flow in 90 curved duct with round section**. *Physics Procedia*, Vol. 24, pp. 692-699, 2012.
- WALLIN, S. JOHANSSON A., 2000. **A complete explicit algebraic Reynolds stress model for incompressible and compressible flows**. *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 403, pp. 89-132.