

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESCOAMENTO TURBULENTO NA SAÍDA DE UM DUTO CURVO  
DE SEÇÃO RETANGULAR

por

MARIA LUIZA SPERB INDRUSIAK

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, dezembro de 1997

ESCOAMENTO TURBULENTO NA SAÍDA DE UM DUTO CURVO  
DE SEÇÃO RETANGULAR

por

MARIA LUIZA SPERB INDRUSIAK

Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Sergio Viçosa Möller

Aprovado por:

Prof. Dr. Acir Mércio Loredo de Souza

Prof<sup>ª</sup> Dr<sup>ª</sup> Rosa Leamar Dias Blanco

Prof. Dr. Anildo Bristot

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 29 de dezembro de 1997

## AGRADECIMENTOS E DEDICATÓRIA

Gostaria de expressar minha gratidão às muitas pessoas que me deram sua ajuda e seu apoio durante os três anos da realização deste trabalho. Seria impossível mencionar a todas. Entretanto, quero lembrar especialmente a:

- Prof. Luiz Tiarajú dos Reis Loureiro, pelo desafio inicial;
- Prof. Dr. Luis Endres e Prof<sup>a</sup> Karen Vicari, pelo auxílio e pelo companheirismo no Laboratório de Mecânica dos Fluidos;
- Carlos, Cláudio, Gava, Rafael, Lorena e Cristiano, bolsistas do Laboratório, pelo auxílio na montagem da seção de testes;
- Eng. Adalmiro Rosa dos Santos, chefe da Oficina de Manutenção Mecânica, da CEEE, e toda sua equipe, pelo auxílio inestimável na confecção da seção de testes;
- Eng. Raul Martiny e Eng. Fernando Luís Todeschini, meus chefes imediatos na CEEE, pelo apoio e compreensão;
- Colegas da Usina Termoelétrica Presidente Médici, pelo incentivo e apoio logístico nas minhas visitas à usina;
- Eng. Arno Fehlberg, Eng. Roberto Ostermann, Eng. Paulo Roza, Eng. Eduardo Salomon, Eng. José Leajar T. Garcia (in memoriam), colegas de trabalho, pelo auxílio na hora certa;
- Prof. Dr. Sergio V. Möller, pela paciência e sabedoria com que me orientou;
- Eng. Leonardo Indrusiak, marido e colega, pelas sugestões oportunas e por ter sido, muitas vezes, pai e mãe da Antonia, da Malvina e da Francisca, a quem também agradeço por me permitirem tempo para a realização deste trabalho.

A todos agradeço e dedico este trabalho

## **RESUMO:**

Este trabalho teve como motivação buscar as causas e apresentar alternativas de soluções que busquem sanar ou reduzir o problema de desgaste localizado, produzido pela erosão das cinzas, nos tubos do economizador das caldeiras de uma usina termoelétrica a carvão.

Para este fim foi construído um modelo em escala de parte da caldeira, reproduzindo o duto curvo de retorno dos gases e, na saída do mesmo, um banco de barras de seção circular, simulando o banco de tubos do economizador. Medições de velocidade, utilizando uma sonda tipo tubo de Pitot e anemômetro de fio quente, medições do campo de pressão nas paredes e visualização do escoamento utilizando fios de lã foram aplicados para a análise do escoamento nas condições existentes na usina e nas configurações modificadas, propostas segundo critérios de controle da camada limite. A análise dos dados, comparada com medições de desgaste localizado na caldeira, levaram à identificação do processo hidrodinâmico existente e os efeitos resultantes nas modificações propostas.

## **ABSTRACT**

### **“TURBULENT FLOW IN THE OUTLET OF A RECTANGULAR CROSS SECTION CURVED DUCT”**

The purpose of this research work is to search for the sources and to present alternative solutions to solve or to reduce the problem of localized wear in the tubes of the energy saver heat exchanger in the boilers of a coal power plant.

With this purpose, a scale model of part of the boiler was built, which reproduces the curved duct which leads the combustion gas from the furnace to the heat exchanger. In the outlet of this duct, to simulate the pipes of the heat exchanger, a bank of rods with circular cross section was placed. Velocity measurements with Pitot probes and hot wires, pressure measurements on the walls of the duct and flow visualizations, using tuft method, were applied for the analysis of the flow in the actual conditions at the plant and in the several investigated modifications, proposed according to boundary-layer control criteria. Analysis of the results and comparison with localized wear measurements lead to the identification of the hydrodynamic process in the duct and allowed the evaluation of the improvements after the proposed modifications.

## ÍNDICE

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	1
1.1. Motivação.....	1
1.2. Revisão Bibliográfica.....	5
1.3. Objetivos.....	10
<b>2. FUNDAMENTOS</b> .....	11
2.1. Equações de Balanço.....	11
2.2. Considerações sobre o Escoamento Bifásico.....	13
<b>3. SEÇÃO DE TESTES</b> .....	17
3.1. Descrição.....	17
3.2. Determinação das Velocidades e Ângulos de Incidência com Anemômetro de Fio Quente.....	23
3.3. Aquisição e Análise de Dados.....	25
<b>4. RESULTADOS</b> .....	26
4.1. Visualização do Escoamento.....	26
4.2. Levantamento dos Perfis de Velocidade.....	29
4.2.1. Configuração Original.....	29
4.2.2. Modificações na Configuração Original.....	34
4.3. Perfis de Velocidade com o Anemômetro de Fio Quente.....	49
4.4. Campo de Pressão.....	52
<b>5. CONCLUSÕES</b> .....	55
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	57
<b>APÊNDICE</b> .....	62

## LISTA DE SÍMBOLOS

$B$  : coeficiente de calibração

$CV$  : variável auxiliar

$C_p$  : Coeficiente de pressão [ $P/\rho U^2$ ]

$D$  : diâmetro hidráulico do duto [mm]

$E$  : tensão medida com o anemômetro de fio quente [mV]

$E_0$  : tensão à velocidade zero [mV]

$\overline{E}_1$  : tensão média para a sonda a  $45^\circ$  [mV]

$\overline{E}_5$  : tensão média para a sonda a  $-45^\circ$  [mV]

$P$  : Pressão média temporal [Pa]

$R$  : raio hidráulico do duto [mm]

$Re$  : número de Reynolds [ $\rho UD/\mu$ ]

$U_\tau$  : velocidade de fricção na parede [m/s]

$U_p$  : velocidade da partícula [m/s]

$U$  : Velocidade média temporal [m/s]

$U_r$  : Velocidade média temporal na direção  $r$  [m/s]

$U_\theta$  : Velocidade média temporal na direção  $\theta$  [m/s]

$U_z$  : Velocidade média temporal na direção  $z$  [m/s]

$U_p$  : Velocidade média temporal da partícula [m/s]

$U_x$  : Velocidade média temporal na direção  $x$  [m/s]

$U_y$  : Velocidade média temporal na direção  $y$  [m/s]

$U_m$  : Velocidade média na seção, calculada pela vazão [m/s]

$a_p$  : aceleração da partícula [ $m/s^2$ ]

$d$  : diâmetro das partículas [ $\mu m$ ]

$g$  : aceleração da gravidade local [ $m/s^2$ ]

$m$  : coeficiente de calibração

$n$  : coeficiente de calibração

$r$  : coordenada radial

$r_p$  : raio de curvatura da trajetória da partícula [mm]

$r_l$  : raio de curvatura da linha de corrente do escoamento [mm]

$t$  : tempo [s]

$t^*$  : tempo de relaxação das partículas [s]

$u_r$  : termo flutuante da velocidade radial [m/s]  
 $u_\theta$  : termo flutuante da velocidade azimutal [m/s]  
 $u_z$  : termo flutuante da velocidade na direção  $z$  [m/s]  
 $x$  : coordenada normal à seção do banco de tubos  
 $y$  : coordenada tangencial à seção do banco de tubos e normal à coordenada  $z$   
 $z$  : coordenada na direção normal às paredes planas laterais da curva e paralela aos tubos do economizador  
 $\alpha$  : ângulo efetivo da sonda [graus]  
 $\beta$  : ângulo entre os raios de curvatura e a vertical [graus]  
 $\delta$  : ângulo de incidência do escoamento em relação ao eixo da sonda [graus]  
 $\mu$  : viscosidade do fluido [Kg/m s]  
 $\nu$  : viscosidade cinemática [m<sup>2</sup>/s]  
 $\rho$  : densidade do fluido [Kg/m<sup>3</sup>]  
 $\rho_p$  : densidade da partícula [Kg/m<sup>3</sup>]  
 $\theta$  : coordenada azimutal



## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1. Motivação

Durante o ano de 1996, enquanto este trabalho era realizado, a Usina Termoeletrica Presidente Médici, fase B, no município de Candiota - RS, deixou de gerar 126 GWh, por indisponibilidade devido a furos nos tubos dos Economizadores das duas Caldeiras, conforme Relatório de Falhas e Defeitos com Indisponibilidade - INDIMAN, de 1996, da Superintendência de Geração/CEEE. Ainda segundo o mesmo relatório, foram gastos 113 dias, equivalentes a 135 GWh, em manutenção preventiva para troca de tubos com espessura abaixo do limite recomendado. Em 1995 foram 163 GWh de energia deixada de gerar por furos nos tubos, conforme o mesmo relatório, relativo a 1995.

Em 1996, a situação tornou-se crítica, pois a estiagem na região sudeste do país motivou uma solicitação reiterada do Grupo Coordenador para a Operação Interligada - ELETROBRÁS para que a usina mantivesse sua disponibilidade de geração no máximo, conforme correspondência COES/GAB.96-120, arquivo CEEE.

Esta usina aproveita as jazidas carboníferas da região sul do estado, de alto teor de cinzas, cinzas estas responsáveis, desde o início da operação, por problemas de desgaste intenso e localizado, produzido pela erosão causada pela sua alta abrasividade. Uma das regiões de desgaste mais acentuado é o Economizador 1, responsável pela maior parte da indisponibilidade da usina. Por sua localização, qualquer furo nos tubos do Economizador 1, com a conseqüente perda de água, ocasiona uma parada da unidade, de dois a três dias, pois a água perdida escorre em direção ao precipitador e se mistura às cinzas, formando um espécie de cimento, de trabalhosa remoção.

As caldeiras da fase B da Usina Térmica Presidente Médici são do tipo torre de passagem simples. As paredes são refrigeradas a água e os trocadores de calor (superaquecedores, preaquecedores, reaquecedores, economizadores, etc.) são montados suspensos um acima do outro até o topo da caldeira, onde se situa o Economizador 2. A altura da Caldeira, de 60,4 m, corresponde a aproximadamente seis diâmetros hidráulicos. Do topo da caldeira saem dois dutos de gases da combustão. Estes dutos se unem mais abaixo, onde está o Economizador 1 e voltam a se dividir em dois para a ligação com os aquecedores de ar rotativos, os precipitadores

eletrostáticos e os ventiladores de tiragem induzida. Os dois dutos são iguais e de seção retangular. Esta seção não é constante ao longo da curva, pois inicia com 4200 x 4320 mm e termina com 6000 x 4320 mm. O duto é, portanto, divergente. Os raios de curvatura variam ao longo da curva, de 3000 a 8000 mm na parede côncava, e de 300 a 6000 mm na parede convexa. Os detalhes acima podem ser vistos nas figuras 1.1, que é uma cópia do desenho nº 78.017.0.52.G001, da empresa geradora, simplificada para permitir melhor visualização, e 1.2, que é uma foto parcial da caldeira.

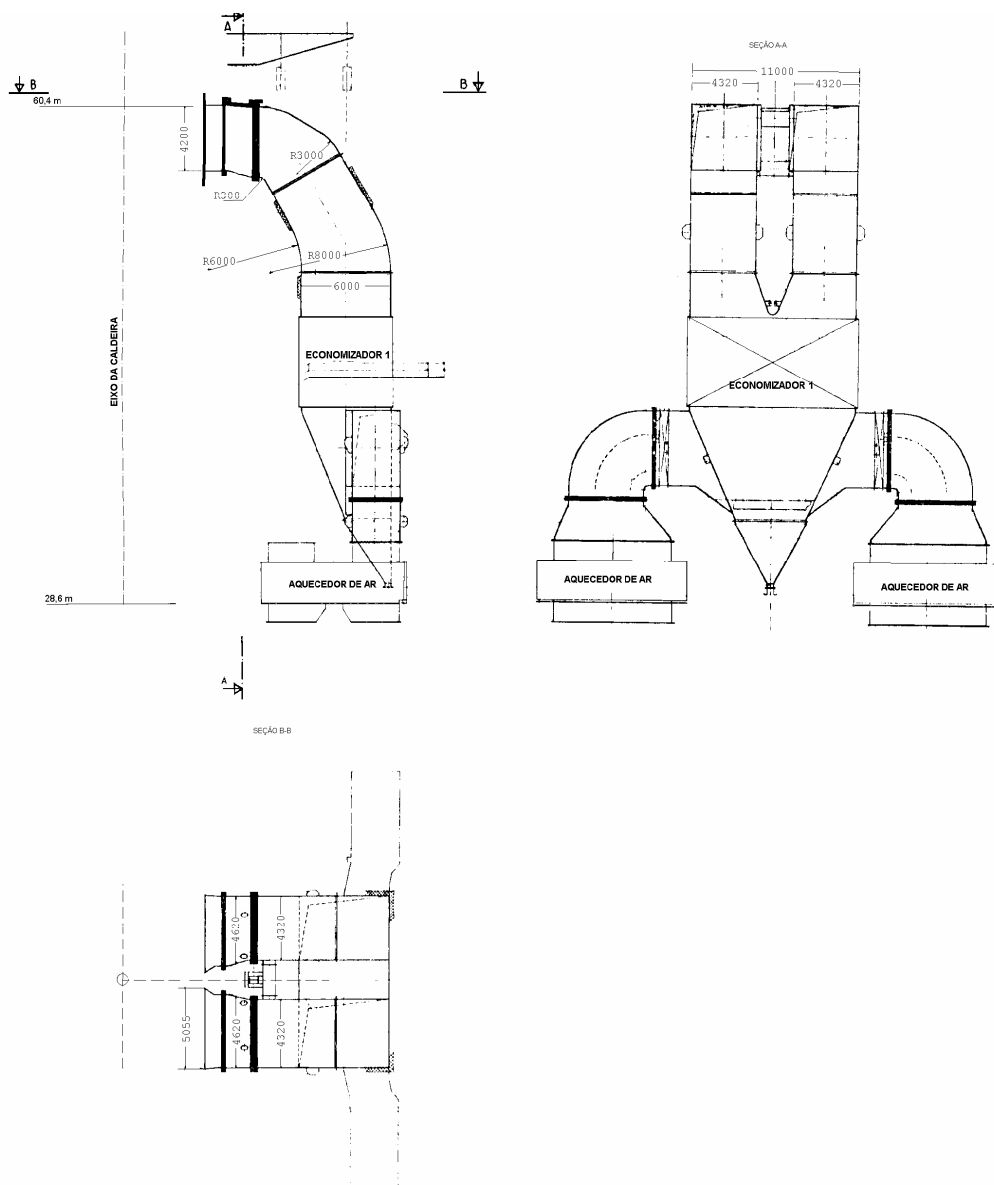


Fig. 1.1 : Cópia simplificada do desenho nº 78.017.0.52 G001, da empresa geradora: Dutos de Gases – Saída da Caldeira para o Aquecedor de Ar.

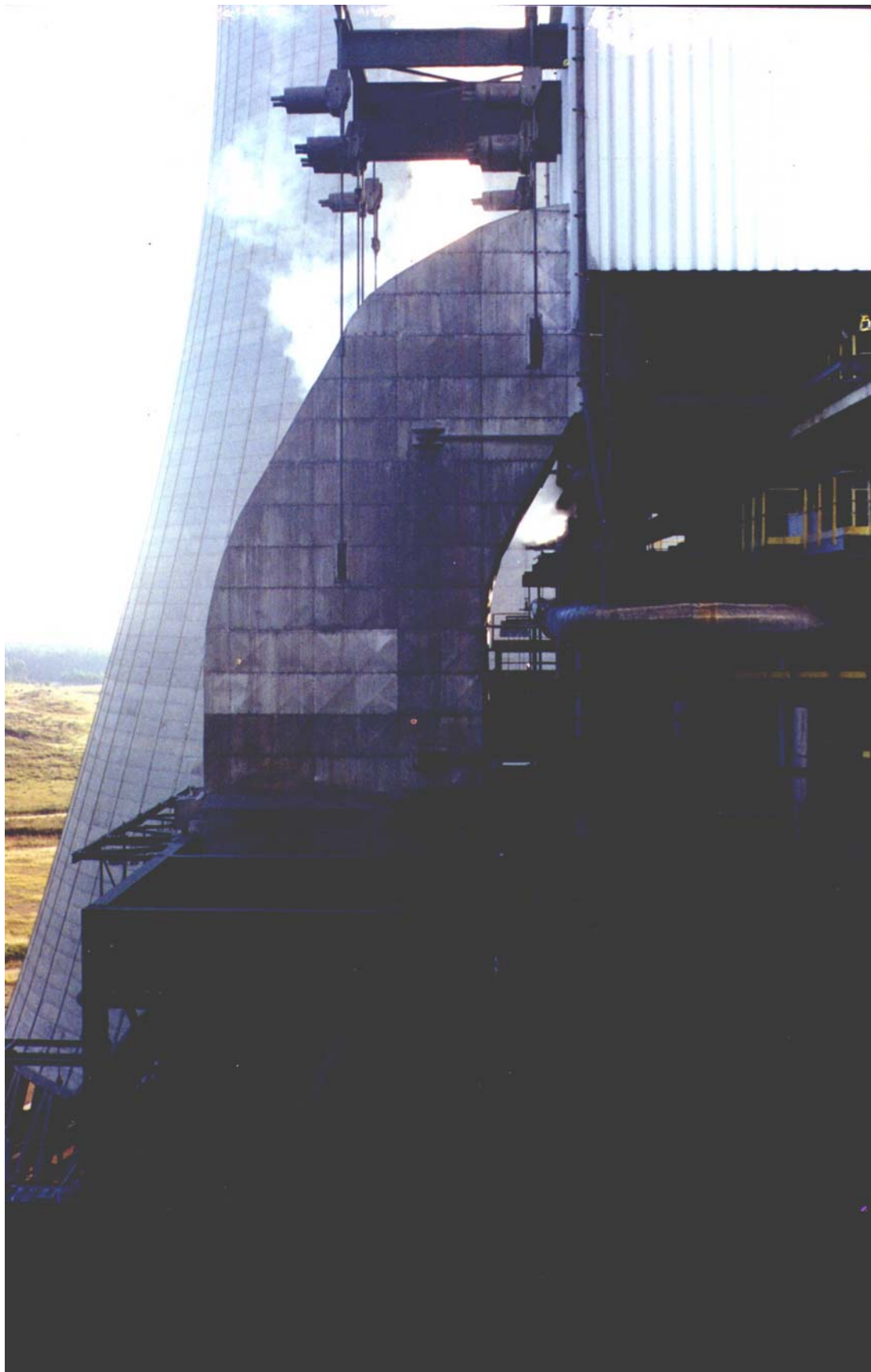


Fig. 1.2 : Foto da Caldeira do grupo 4 da Usina Presidente Médici. À direita fica a parte da Caldeira correspondente aos queimadores e superaquecedores e, bem ao alto, o Economizador 2. Seguindo o caminho do escoamento, temos os dutos curvos ao centro e, logo abaixo, o Economizador 1.

Os furos nos tubos do Economizador são causados por erosão das cinzas arrastadas no escoamento dos gases de combustão, que incidem transversalmente a estes tubos. Outros fatores que influenciam a erosão, mas que não são objetos deste trabalho, são a forma, tamanho e constituição das partículas, a dureza e elasticidade do material dos tubos, além de características construtivas e de montagem dos mesmos, tais como o vão entre apoios e o alinhamento.

Pelas características geométricas da Caldeira, o escoamento chega com velocidades e concentrações de cinza distribuídas irregularmente sobre o Economizador. Estas partículas de cinza irão colidir contra os tubos e dissipar grande parte de sua energia cinética no trabalho de erosão sobre estes tubos. Portanto, a erosão será proporcional ao quadrado da velocidade das partículas e irá aumentar quadraticamente com o aumento da mesma. Se a distribuição da velocidade não é uniforme na seção, a erosão também não será uniforme.

Na figura 1.3 foram traçadas isolinhas de erosão da primeira camada de tubos do Economizador 1 da Caldeira 4. O desgaste foi calculado pela diferença entre duas medições de espessura da primeira camada de tubos, realizadas em um intervalo de quatro meses, adimensionalizada pela espessura nominal e multiplicada por 100. Os dados foram obtidos dos Relatórios de Inspeção n<sup>os</sup> 091/95 e 115/95, da empresa geradora. Foram usados os dados correspondentes a todo o banco de tubos, que fica, conforme descrito, logo após a junção dos dois dutos curvos que saem lateralmente do topo da Caldeira. Por isto tem-se duas regiões quase simétricas de erosão.

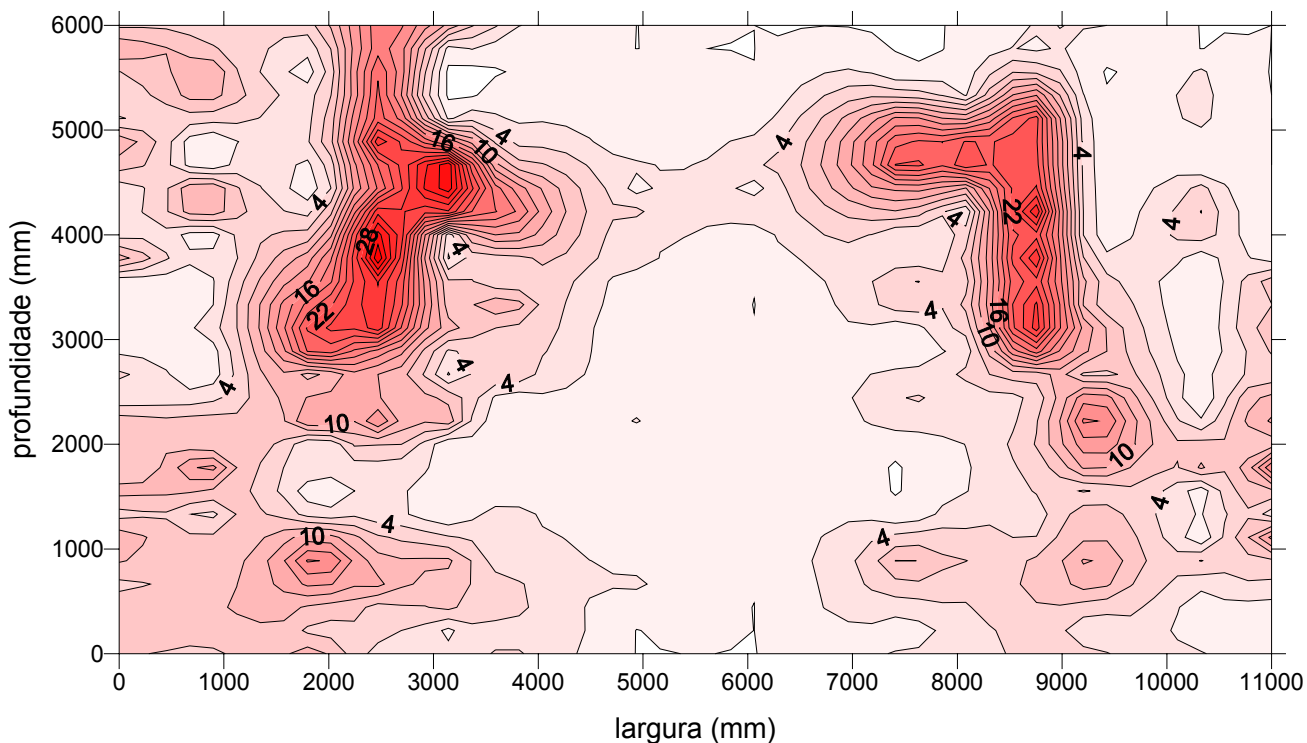


Fig. 1.3: Isolinhas de erosão nos tubos da primeira camada do Economizador 1.

Tendo em vista que a distribuição da erosão não é uniforme, pode-se concluir que a distribuição do escoamento (que transporta as cinzas) não é uniforme ao incidir sobre os tubos. É necessário, portanto, estudar o escoamento ao longo do duto, para determinar a distribuição das velocidades na seção do Economizador, de forma que alterações geométricas simples que melhorem esta distribuição possam ser propostas.

## 1.2. Revisão Bibliográfica

Em um duto curvo e de seção retangular encontram-se dois escoamentos secundários perpendiculares ao escoamento principal, um determinado pela seção retangular, denominado habitualmente escoamento secundário de segundo tipo, e outro, denominado escoamento secundário de primeiro tipo, determinado pela curvatura.

O escoamento secundário de segundo tipo ocorre perpendicularmente ao escoamento principal ao longo da bissetriz em direção aos cantos, onde se bifurca e retorna em direções opostas sobre a seção (Schlichting, 1968). Este escoamento é gerado pela distribuição das tensões de Reynolds nas regiões próximas ao canto do duto, transportando quantidade de movimento continuamente do centro para os cantos e elevando a velocidade nestes últimos.

Em dutos curvos existe também um escoamento secundário porque as partículas próximas ao centro do duto, que têm maior velocidade, são acionadas por uma maior força centrífuga do que as partículas mais lentas próximas à parede (Schlichting, 1968). Isto leva ao aparecimento do escoamento secundário de primeiro tipo, que é direcionado para fora da curvatura no centro do duto e para dentro da curvatura próximo à parede. A influência da curvatura é mais acentuada em escoamentos laminares do que em turbulentos.

Gessner, 1973, mostra que o escoamento circular transversal, dito de segundo tipo, que é sobreposto ao escoamento principal em dutos de seção retangular é da mesma magnitude que o escoamento transversal associado com o desenvolvimento da camada limite, mas difere deste por ser direcionado para a parede na vizinhança da bissetriz dos cantos. Como consequência, o escoamento secundário transporta quantidade de movimento, vorticidade e energia do escoamento principal para os cantos e então, por continuidade, estas quantidades são transportadas para longe dos cantos ao longo das paredes. Este efeito distorce a estrutura local do escoamento e, em particular, as linhas de velocidade média axial constante no plano normal à direção do escoamento axial.

No trabalho experimental de Launder e Ying, 1972, é mostrado que, quando as velocidades do escoamento secundário são normalizadas pela velocidade de fricção, os

resultados são sensivelmente independentes da rugosidade do tubo. Eles concluem, também, que as diferenças entre os trabalhos de vários autores citados, bem como a não conformidade de alguns resultados com a lei da conservação de massa, devem-se a que as velocidades secundárias são de ordem muito inferior à da velocidade principal. Isto significa que qualquer pequena distorção no escoamento causada pela sonda de medição usada pode ter um apreciável efeito nos valores das velocidades secundárias obtidas.

Um mapeamento preciso das velocidades e das tensões de Reynolds em tubo retangular e escoamento turbulento é feito por Melling e Whitelaw, 1976, usando anemômetro Doppler. Os resultados são comparados com vários trabalhos anteriores, concordando com os mesmos qualitativamente, mas apresentando diferenças quantitativas. Estas diferenças mostram a grande dificuldade de se fazer medições neste tipo de escoamento, tanto com anemômetro laser Doppler como com anemômetro de fio quente.

No trabalho experimental com visualização e modelagem numérica em escoamento laminar em duto curvo de seção quadrada, Humphrey et al., 1977, mostram o mecanismo da formação do escoamento secundário produzido pela curvatura. Os resultados mostram que a região de máxima velocidade se move do centro do duto em direção à parede côncava e que, ao fim da curva de  $90^\circ$ , está na região a 0,85 da largura adimensional do duto, a contar da parede convexa. Foram observadas pequenas regiões de recirculação no início da curva, próximo aos cantos da parede côncava, para números de Dean acima de 125. Para Humphrey et al., 1977, no escoamento turbulento é necessário uma curvatura muito mais forte (números de Dean muito maiores) para induzir separação.

O número de Dean, que é a relação entre a força inercial centrífuga e a força viscosa, é a variável adimensional característica que determina a influência da curvatura no escoamento (Schlichting, 1968).

Patankar et al., 1975, fizeram a modelagem de escoamento turbulento em tubo curvo de seção circular, usando diferenças finitas e um modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  (energia cinética de turbulência - taxa de dissipação). Os resultados apresentam boa concordância com dados experimentais de outros autores.

Para escoamentos em tubos helicoidais, com números de Reynolds muito pequenos, Wang, 1981, usou um sistema de coordenadas helicoidais, não ortogonais. O sistema de equações desenvolvido mostra que os efeitos da curvatura e torção diminuem quando o número de Reynolds aumenta, concordando portanto, com respeito à curvatura, com as citações de Schlichting, 1968.

Germano, 1982, propôs um sistema de coordenadas ortogonais para o mesmo problema de tubos helicoidais e comparou seus resultados com os de Wang, 1981. Com o novo sistema de coordenadas o autor pode concluir que, ao contrário dos resultados de Wang, o efeito da torção do duto é de segundo tipo, enquanto que o da curvatura, como já citado, é de primeiro tipo.

Murata et al., 1976, estudaram analiticamente o escoamento laminar em tubos curvos com curvatura variável. O modelo matemático por eles desenvolvido mostra que, em números de Reynolds muito pequenos, o escoamento se desvia para a parte interna da curva como um caminho de mínima energia. No entanto, com números de Reynolds maiores, a força centrífuga começa a atuar e o escoamento passa a se desviar para o lado externo da curva. A adaptação do escoamento à curvatura é tanto mais retardada quanto maior é o número de Reynolds.

O escoamento laminar em tubos curvos horizontais e verticais, uniformemente aquecidos, foi objeto do estudo analítico de Yao e Berger, 1978. Neste trabalho pode-se ver que o perfil da temperatura ao longo da curvatura é distorcido de forma similar ao perfil da velocidade axial.

Após os trabalhos experimentais em escoamento turbulento em tubo reto de seção retangular e escoamento laminar em tubo curvo de seção retangular, Humphrey et al., 1981, usaram a mesma seção de testes para estudar escoamento turbulento em tubo curvo de seção retangular. As velocidades foram medidas em vários pontos em cada seção e em várias seções ao longo da curva. Os resultados foram normalizados pela velocidade média do escoamento e comparados com os resultados do modelo numérico proposto. O trabalho mostra 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. A força motora para este movimento secundário é o desequilíbrio entre a força centrífuga e o gradiente de pressão radial que age sobre o escoamento mais lento nas paredes laterais da curva, deslocando-o, ao longo das paredes laterais, do lado externo para o interno da curva. A continuidade exige um movimento correspondente, deslocando o escoamento, ao longo do plano de simetria, do lado interno para o externo da curva. Como resultado, o escoamento de alta velocidade se acumula próximo à parede côncava da curva e o escoamento de baixa velocidade, próximo à parede convexa. Portanto, em escoamentos turbulentos, o escoamento secundário é responsável por uma forte convecção das tensões de Reynolds em direção normal ao escoamento principal e pelo encaminhamento do escoamento com alta energia turbulenta da parede côncava para a convexa. Este efeito é tanto maior quanto maior o  $n^{\circ}$  de Dean. O escoamento secundário de segundo tipo, que é importante em dutos retos

de seção não circular, é negligenciável comparado com o escoamento secundário de primeiro tipo.

No caso de escoamento não desenvolvido, Humphrey et al., 1981, sugerem que se deve esperar um comportamento do perfil de velocidade compatível com a situação de camada limite fina e escoamento potencial na região central. O ponto de máxima velocidade se desloca em direção à parede convexa, deslocando-se depois em direção à parede côncava à medida que as camadas limites estiverem mais espessas para fornecerem o escoamento lento que pode ser mais facilmente movido, formando então um padrão de escoamento secundário semelhante ao do escoamento desenvolvido visto no trabalho do autor.

Em trabalho experimental com escoamento não desenvolvido em uma seção de testes retangular, com uma relação entre os lados de 1:6, de forma a ter uma região central com escoamento bidimensional semelhante ao da placa plana, Kim et al., 1994, conseguiram estudar os efeitos da curvatura, simultaneamente, em duas situações distintas: uma região central de escoamento aproximadamente bidimensional e, nos extremos da seção, a formação de vórtices e a origem do movimento secundário impulsionado pelo gradiente de pressão. Nos dados obtidos para o escoamento no centro do duto, que não sofre a influência dos extremos da seção, pode-se ver que o equilíbrio entre o gradiente de pressão e a força centrífuga leva o ponto de velocidade máxima do perfil em direção à parede convexa. O gradiente de velocidades na camada limite da parede convexa se torna mais acentuado e o contrário ocorre na camada limite da parede côncava.

Os dados obtidos por Kim et al., 1994, mostram também o desenvolvimento do movimento secundário impulsionado pelo desequilíbrio entre a força centrífuga e o gradiente de pressão, a partir do escoamento mais lento na camada limite das paredes planas laterais. Este escoamento, deslocando-se em direção à parede convexa, gera vórtices que irão se deslocar para o interior da camada limite desta parede. No caso de seção aproximadamente quadrada os vórtices irão se encontrar com os originados na parede oposta, que são em sentido contrário. Este encontro gerará um escoamento que irá vencer o balanço desfavorável entre a força centrífuga e o gradiente de pressão, dando origem aos dois grandes vórtices em contra rotação característicos do escoamento em tubo curvo. Os resultados deste trabalho mostram também que, na parede convexa, a camada limite é submetida a um gradiente de pressão favorável no início da curva, seguido de um gradiente adverso na região da saída. Na parede côncava ocorre o oposto.

Em seu estudo numérico e experimental em escoamento turbulento não desenvolvido em tubo curvo de seção quadrada, Iacovides et al., 1990, apresentam perfis de velocidade axial ao longo da curva que mostram claramente o deslocamento da região das maiores velocidades para



a parte interna da curva e, após  $45^\circ$ , para a parte externa, devido à transferência convectiva do escoamento mais lento na região das paredes laterais, da parte externa para a parte interna da curva.

Estes perfis são comparados com os obtidos por Chang, 1983, em seção de testes idêntica, para o escoamento totalmente desenvolvido na entrada do duto, concluindo que os comportamentos dos dois escoamentos são semelhantes. O trabalho mostra que, ao contrário do que se poderia esperar, a camada limite fina não leva a um padrão de escoamento mais simples, ao contrário, o escoamento resultante é mais caótico.

Bara et al., 1992, estudaram, numérica e experimentalmente, o desenvolvimento de estruturas simétricas de dois e quatro vórtices de Dean em duto curvo de seção quadrada, em escoamento laminar e números de Dean até 150. A visualização do escoamento foi feita iluminando a seção desejada com uma fina lâmina de luz azul laser e injetando um pigmento fluorescente no escoamento.

O trabalho de Bara foi ampliado por Mees et al., 1996, para números de Dean até 600, ainda em escoamento laminar, tendo encontrado estruturas de escoamento simétricas e instáveis com até seis vórtices.

Os trabalhos analisados até aqui tratam apenas de escoamentos monofásicos, ou seja, escoamentos de apenas um fluido. Como no caso em estudo tem-se a presença das cinzas, arrastadas pelo escoamento principal, deve-se, portanto, dar atenção a este tema.

O comportamento de partículas sólidas em um escoamento de gases foi estudado por Owen, 1969, que estabeleceu critérios para a interação partícula - escoamento em tubos horizontais, comparando o tempo de relaxação das partículas, ou seja, o tempo que a partícula leva para se adaptar a uma mudança no escoamento, com as escalas de tempo dos vórtices deste escoamento. Este autor considera que partículas muito finas, em um escoamento turbulento com velocidade suficientemente alta, acompanham os pequenos vórtices do escoamento. À medida que o tamanho das partículas vai aumentando, elas passam a não acompanhar mais os pequenos vórtices e depois também os grandes vórtices.

Estudando escoamentos bifásicos em tubos, Choi e Chung, 1983, consideraram que o movimento das partículas suspensas, no conjunto, pode ser considerado como o de um escoamento secundário misturado ao escoamento primário, desde que, de acordo com os critérios de Owen, 1969, elas acompanhem os pequenos vórtices do escoamento. O movimento conjunto das partículas é tratado como um escoamento secundário com sua própria viscosidade virtual.

Chow, 1970, formula uma teoria macroscópica para escoamento bifásico usando médias volumétricas locais das equações de conservação do escoamento, obtendo uma fórmula para a

viscosidade efetiva em um escoamento incompressível, assumindo que não há velocidade relativa entre o escoamento e as partículas. A viscosidade assim obtida corresponde ao menor valor possível, uma vez que foi ignorado o movimento Browniano das partículas e a colisão entre as mesmas. A teoria é aplicável quando o tamanho das partículas é muito menor que o comprimento característico do escoamento e quando não há troca de massa entre as fases.

Escoamentos bifásicos em canais curvos em geral envolvem a ação combinada de forças gravitacionais, centrífugas e de sustentação, que tendem a produzir complicações como distribuição não homogênea de fases e escoamento reverso, que podem levar à corrosão e conseqüente falha dos tubos, conforme Usui et al., 1980. No caso em estudo, como uma das fases é composta de partículas sólidas, não ocorre corrosão, mas sim erosão, que é descrita por Collins, 1981, como uma forma de desgaste abrasivo causado por um escoamento de partículas duras movendo-se geralmente paralelamente à superfície, sob a ação de um escoamento de gases ou líquidos, ou de um campo de força. A distribuição não homogênea das fases irá levar a um aumento desta erosão na região de maior concentração da fase sólida.

### **1.3. Objetivos**

Este trabalho tem como primeiro objetivo estudar experimentalmente o comportamento do escoamento em um modelo do duto curvo de seção retangular na configuração geométrica peculiar das Caldeiras dos grupos geradores 3 e 4 da Usina Presidente Médici e, considerando os dados das inspeções realizadas nas mesmas Caldeiras, explicar a causa da erosão localizada nos tubos do Economizador.

Estabelecidas as causas, o segundo objetivo deste trabalho é propor, através de estudos de redistribuição do escoamento na seção experimental analisada, uma alternativa para, atendendo as condições de simplicidade e viabilidade técnico-econômica, reduzir a erosão e, conseqüentemente, aumentar a vida útil e diminuir a incidência de manutenções de emergência.

Por simplicidade, conforme será descrito adiante, somente o escoamento unifásico será estudado. A presença das partículas não será, portanto, considerada.

## 2. FUNDAMENTOS

### 2.1 Equações de Balanço

As equações de balanço, considerando densidade e viscosidade constantes e usando coordenadas cilíndricas, são as seguintes:

CONSERVAÇÃO DA MASSA:

$$\frac{\partial U_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial U_z}{\partial z} + \frac{U_r}{r} = 0 \quad (2.1)$$

CONSERVAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO

Na direção  $\theta$ :

$$\begin{aligned} \rho \left[ U_r \frac{\partial U_\theta}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} + U_z \frac{\partial U_\theta}{\partial z} + \frac{U_r U_\theta}{r} \right] &= -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \mu \left[ \frac{\partial^2 U_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 U_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 U_\theta}{\partial z^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} - \frac{U_\theta}{r^2} \right] \\ \dots - \rho \left[ \frac{\partial \overline{u_r u_\theta}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \overline{u_\theta u_\theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial \overline{u_z u_\theta}}{\partial z} + 2 \frac{\overline{u_r u_\theta}}{r} \right] & \end{aligned} \quad (2.2)$$

Na direção  $z$ :

$$\begin{aligned} \rho \left[ U_r \frac{\partial U_z}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \frac{\partial U_z}{\partial \theta} + U_z \frac{\partial U_z}{\partial z} \right] &= -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left[ \frac{\partial^2 U_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 U_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 U_z}{\partial z^2} \right] \dots \\ \dots - \rho \left[ \frac{\partial \overline{u_z u_r}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \overline{u_\theta u_z}}{\partial \theta} + \frac{\partial \overline{u_z u_z}}{\partial z} + \frac{\overline{u_z u_r}}{r} \right] & \end{aligned} \quad (2.3)$$

Na direção  $r$ :

$$\begin{aligned} \rho \left[ U_r \frac{\partial U_r}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \frac{\partial U_r}{\partial \theta} + U_z \frac{\partial U_r}{\partial z} - \frac{U_\theta^2}{r} \right] &= -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[ \frac{\partial^2 U_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_r}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 U_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 U_r}{\partial z^2} - \frac{U_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial U_r}{\partial \theta} \right] \dots \\ \dots - \rho \left[ \frac{\partial \overline{u_r u_r}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \overline{u_\theta u_r}}{\partial \theta} + \frac{\partial \overline{u_z u_r}}{\partial z} + \frac{\overline{u_r u_r}}{r} - \frac{\overline{u_\theta u_\theta}}{r} \right] & \end{aligned} \quad (2.4)$$

Nessas equações,  $U_r$ ,  $U_\theta$  e  $U_z$  são os termos médios e  $u_r$ ,  $u_\theta$  e  $u_z$  são os termos flutuantes da velocidade respectivamente nas direções  $r$ ,  $\theta$  e  $z$ ;  $\rho$  é a densidade,  $\mu$  a viscosidade e  $P$  é o valor médio da pressão.

Um ponto no escoamento ao longo da parte curva do duto é definido pelas coordenadas  $\theta$ ,  $z$  e  $r$ , conforme a figura 2.1.

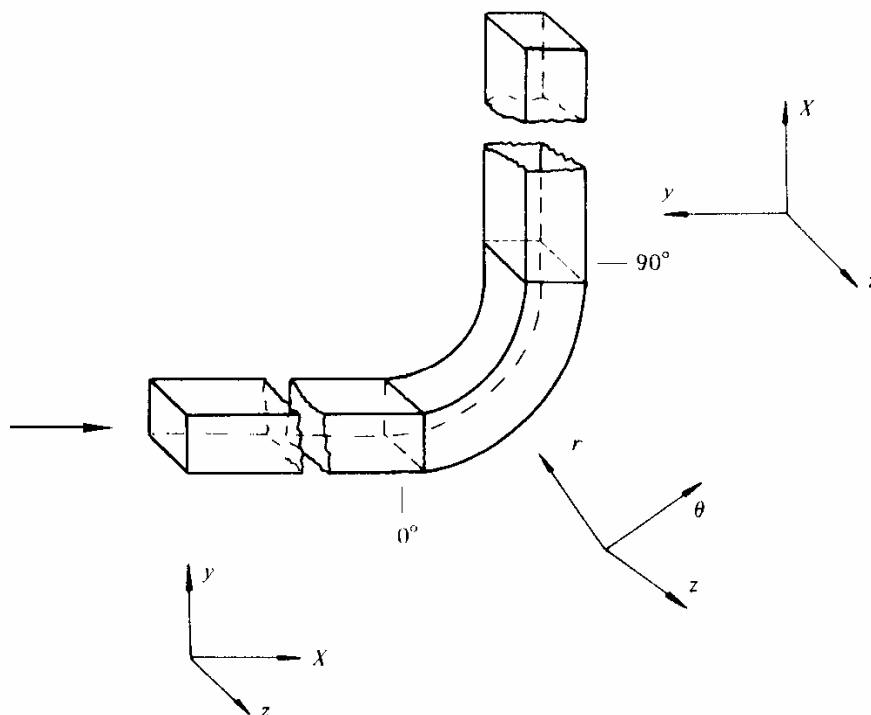


Fig. 2.1 : Indicação das coordenadas em um duto curvo genérico.

Para simplificar as equações acima, pode-se eliminar o termo  $\partial P / \partial z$  em toda a seção e os termos que contém  $1/r^2$ , quando o raio de curvatura for muito grande. Os termos  $\partial / \partial z$  ao longo do plano de simetria e as velocidades em todas as superfícies sólidas podem ser consideradas nulas.

Portanto, o presente escoamento é, além de bifásico, tridimensional, descrito pelas equações completas de Navier-Stokes, com poucas simplificações possíveis, e de geometria irregular, pois o raio de curvatura e a seção variam ao longo do escoamento. Os modelos numéricos existentes para escoamento turbulento em duto curvo de seção retangular, como Humphrey et al., 1981, e Kim e Patel, 1994, podem ser adaptados para este caso, mas necessitam de resultados experimentais, como os deste trabalho, como base para o desenvolvimento dos modelos necessários e para comparação dos resultados.

## 2.2 Considerações Sobre o escoamento Bifásico

O comportamento das partículas em um escoamento turbulento depende principalmente da concentração e tamanho destas partículas em relação à escala de turbulência do escoamento (Hinze, 1959).

Em grandes concentrações a interação direta entre partículas e o seu movimento relativo ao escoamento causa uma dissipação extra de energia cinética, amortecendo a turbulência no escoamento.

Por outro lado, quando a concentração é muito baixa, pode-se desconsiderar a interferência entre partículas e considerar cada uma de forma independente no escoamento. Se as partículas são grandes comparadas com a escala de turbulência, o principal efeito da turbulência na partícula é o de aumentar sua resistência ao escoamento e a partícula irá seguir aproximadamente os movimentos lentos de grande escala. Se, por outro lado, as partículas são muito pequenas comparadas com as menores escalas de turbulência, elas tenderão a seguir todos os vórtices do escoamento.

Conforme os critérios sugeridos por Owen, 1969, para partículas muito pequenas e baixas concentrações, o tempo de relaxação das partículas é comparado à escala de tempo dos vórtices do escoamento para se determinar o tipo de interação entre escoamento e partícula.

Sendo  $R$  o raio hidráulico do duto e  $U_\tau$  a velocidade de fricção na parede, a escala de tempo dos vórtices energéticos é assim definida por Townsend, 1976:

$$t = \frac{10^{-1} R}{U_\tau} \quad (2.5)$$

A equação para o movimento de uma partícula esférica, apresentada por Hinze, 1959 para um escoamento movendo-se com velocidade variável, é, desprezando-se as forças inerciais e os termos muito pequenos devidos à pequena densidade do escoamento relativa à das partículas:

$$\frac{\pi}{6} d^3 \rho_p \frac{dU_p}{dt} = 3\pi\mu d(U - U_p) \quad (2.6)$$

onde  $d$  é o diâmetro da partícula e  $\rho_p$  a sua densidade,  $U$  é a velocidade do escoamento e  $U_p$  a da partícula.

Na equação acima o termo à esquerda é a força necessária para acelerar a partícula e o termo à direita é a força de resistência viscosa de acordo com a lei de Stokes. O tempo de relaxação das partículas,  $t^*$ , pode ser calculado a partir da equação acima, integrando-se de 0 a  $t^*$ :

$$t^* = \frac{1}{18} \frac{\rho_p}{\rho} \frac{d^2}{\nu} \quad (2.7)$$

Para que a partícula acompanhe os menores vórtices do escoamento, seu tempo de relaxação deverá ser menor que a escala de tempo destes vórtices:

$$\frac{1}{18} \frac{\rho_p}{\rho} \frac{d^2}{\nu} < \frac{10^{-1} R}{U_\tau} \quad (2.8)$$

As cinzas volantes do carvão da mina de Candiota, caracterizadas por Andrade, 1985, são compostas predominantemente de partículas vítreas arredondadas e esféricas de composição sílico-aluminosa, de granulometria fina. Em média, 50% das partículas apresentam diâmetro menor que 19 $\mu\text{m}$  e 25% delas, diâmetro menor que 10 $\mu\text{m}$ . A densidade é de 2,1 g/cm<sup>3</sup>, entretanto as partículas individuais apresentam densidades de menos de 1 g/cm<sup>3</sup> até mais de 5 g/cm<sup>3</sup>.

Em estudo realizado pela própria empresa geradora (Indurski et al., 1992), a concentração de particulado na entrada dos precipitadores eletrostáticos, ou seja, na saída da Caldeira, é de 147,7 g/Nm<sup>3</sup>. Isto corresponde a uma concentração, em volume, nas condições de temperatura e pressão efetivas no Economizador 1, de 400°C e -200 mmCA, de 29,24.10<sup>-6</sup> m<sup>3</sup> de partículas por m<sup>3</sup> de gases. A concentração em massa, considerando a massa específica dos gases de 0,5446 Kg/m<sup>3</sup>, será de 0,112 Kg de partículas por Kg de gás nas condições reais de temperatura e pressão.

O valor da velocidade de fricção,  $U_\tau$ , necessário para o cálculo da escala de tempo dos menores vórtices, pode ser calculado da seguinte forma (Schlichting, 1968):

$$U_\tau = \sqrt{0,03955 U_m^{7/4} \nu^{1/4} D^{-1/4}} = 0,2937 \quad (2.9)$$

onde, de acordo com os dados de projeto, a velocidade média do escoamento  $U_m$  é de 8,2 m/s, o diâmetro  $D$  do tubo foi tomado como o diâmetro hidráulico da seção média do duto curvo, que é de 4,5 m e a viscosidade cinemática,  $\nu = \mu / \rho$ , foi calculada a partir dos dados apresentados na compilação de Babcock & Wilcox, 1972.

Pode-se considerar que o escoamento satisfaz as condições de baixa concentração e de partículas muito finas, pois para Owen, 1969, a concentração em massa deve ser de 10:1 ou menos e as partículas devem estar entre 0,1 e 100 $\mu\text{m}$ . Comparando-se as escalas de tempo conforme 2.8, obtém-se:

$$14,18.10^{-4} < 1,53 \quad (2.10)$$

Conclui-se, então, que as partículas acompanham até mesmo os menores vórtices do escoamento. Considerando-se agora o efeito da gravidade, conforme critério sugerido por Owen,

1964 e 1969, que estabelece que as forças inerciais têm influência no comportamento das partículas quando:

$$O(1) > \frac{\rho U_{\tau}^2}{\rho_p g d} \quad (2.11)$$

onde  $g$  é a aceleração da gravidade.

No caso estudado,

$$\frac{\rho U_{\tau}^2}{\rho_p g d} = 0,1191 = O(10^{-1}) \quad (2.12)$$

Deve-se, portanto, levar em consideração o peso e a força centrífuga no comportamento das partículas.

A equação de equilíbrio entre as fases sólida e gasosa pode ser estabelecida como:

$$\rho_p a_p = \frac{\rho_p U_p^2}{r_p} - \rho_p g \cos \beta - \left( \frac{\rho U^2}{r} - \rho g \cos \beta \right) \quad (2.13)$$

onde  $a_p$  é a aceleração da partícula,  $r_p$  é o raio de curvatura da trajetória da partícula,  $r$  é o raio de curvatura da linha de corrente do escoamento na posição considerada,  $U_p$  é a velocidade da partícula,  $U$  é a velocidade local do escoamento e  $\beta$  é o ângulo dos raios de curvatura com a vertical.

Considerando, para uma posição genérica, que a partícula e o gás estão com a mesma velocidade, que suas linhas de corrente têm o mesmo raio de curvatura em relação à geometria do duto e desconsiderando os termos dentro dos parênteses, que são muito pequenos, a equação 2.13 fica:

$$a_p = \frac{U^2}{r} - g \cos \beta \quad (2.14)$$

Para que não haja centrifugação das partículas, com o conseqüente aumento da concentração na região mais externa da curva, a aceleração centrífuga deve ser equilibrada ou suplantada pela gravidade, o que é descrito pela seguinte condição:

$$r \geq \frac{U^2}{g \cos \beta} \quad (2.15)$$

Tomando-se na equação acima  $g = 9,8 \text{ m/s}^2$  e a velocidade média de  $8,2 \text{ m/s}$ , pode-se considerar duas situações típicas, uma no início do duto, a  $30^\circ$  com a vertical e outra no final, a  $60^\circ$ . No primeiro caso, a condição acima indica  $r \geq 7,92\text{m}$  e, no segundo,  $r \geq 13,7\text{m}$ . Os raios efetivos, no centro do duto são, respectivamente,  $3\text{m}$  e  $9\text{m}$ , ficando aquém da condição de equilíbrio.

Ocorre, portanto, uma maior concentração de partículas na região próxima à parede côncava do duto curvo, o que, no caso estudado, levará a um agravamento do processo de erosão dos tubos nesta região. Este efeito cresce quadraticamente com o aumento da velocidade. Portanto, se a distribuição de velocidades for uniformizada ao longo do duto, haverá também uma distribuição mais uniforme da concentração de partículas incidindo sobre o banco de tubos.

O uso do modelo de escoamento monofásico irá diminuir a similaridade entre o mesmo e a caldeira, pois a presença das cinzas, em concentração variável, afeta a viscosidade local e, conseqüentemente, a distribuição de velocidade e pressões locais. No entanto, se calcularmos a viscosidade da mistura, para uma concentração média, usando a fórmula de Chow, 1970, e desconsiderando localmente o movimento relativo entre partícula e gás, encontraremos uma relação entre as viscosidades da mistura e do gás de 1,0001757. As variações de concentração sobre a seção, mesmo que sejam grandes, causariam apenas uma pequena variação na parte decimal deste valor, ou seja variações da ordem de décimos de milésimo. Isto é um erro pequeno comparado com os demais erros inerentes ao trabalho experimental.



### 3. SEÇÃO DE TESTES

#### 3.1 Descrição

A seção de testes, que pode ser vista nas figuras 3.1 e 3.2, foi construída atendendo a exigência de semelhança geométrica com as caldeiras da fase B da Usina Térmica Presidente Médici, já mostradas nas figuras 2.1 e 2.2. Foi escolhido o fator de escala 15,8 para possibilitar o uso de varetas de solda com diâmetro de 2,4 mm, em latão, material comercial, facilmente encontrável e de baixo custo, para a simulação dos tubos do trocador.

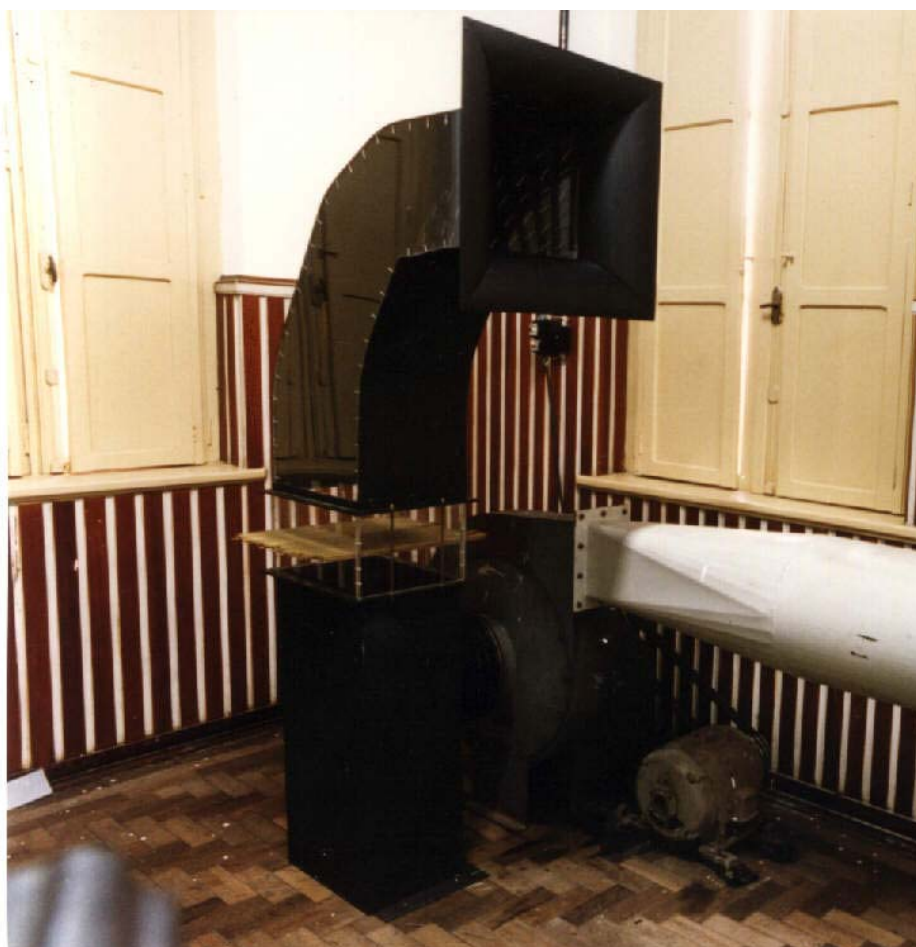


Fig. 3.1 : Foto da seção de testes.

Com esta escala, tomando os valores de densidade e viscosidade dos gases, nas condições de operação, que são de 465°C e -100 mmCA, compilados por Babcock & Wilcox, 1972, e do ar nas condições normais de temperatura e pressão, temos os seguintes números de Reynolds na seção de testes:

$$Re_{caldeira} = 6,5.10^5$$

$$Re_{modelo} = 1,7.10^5$$

Foram utilizados, para determinar os valores acima, os diâmetros hidráulicos equivalentes de cada duto e as velocidades médias, respectivamente, de projeto, para a Caldeira e calculada, para o modelo, a partir da vazão determinada pelo venturi montado na descarga da seção de testes.

A condição de similaridade dinâmica entre a Caldeira e o modelo não foi completamente alcançada devido às limitações impostas pelo fluido de trabalho, pelo espaço e equipamentos disponíveis.

No entanto, os dois números de Reynolds são de mesma ordem de grandeza, estando na faixa de escoamento totalmente turbulento, o que torna o modelo satisfatório, segundo Baker e Westine, 1991. As quantidades adimensionais do escoamento, tais como velocidade e pressão, serão função das coordenadas espaciais adimensionais e do número de Reynolds (Schlichting, 1968).

O modelo do tubo curvo que liga o topo da Caldeira ao Economizador, com 1120 mm de comprimento na linha central, foi confeccionado em chapa acrílica de 10 mm de espessura para as paredes laterais planas e chapa de aço de 2 mm de espessura para as paredes curvas. A chapa de aço foi dobrada, evitando-se cordões de solda, e pintada com tinta preta opaca.

Foram feitas algumas simplificações no modelo 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. Os dutos curvos são simétricos e sua ligação com a Caldeira e com o Economizador se dá através de seções divergentes, ou melhor, a parede lateral (plana) do duto é divergente nas extremidades, onde se liga ao corpo da Caldeira e ao Economizador. Este aumento de seção nas extremidades do duto curvo devido à inclinação da parede lateral foi desconsiderado no modelo, pois se pretendia estudar apenas o efeito da curvatura sobre o escoamento. Também foram ignorados os contraventos ao longo de todo o duto e os tirantes de sustentação dos tubos do Economizador.

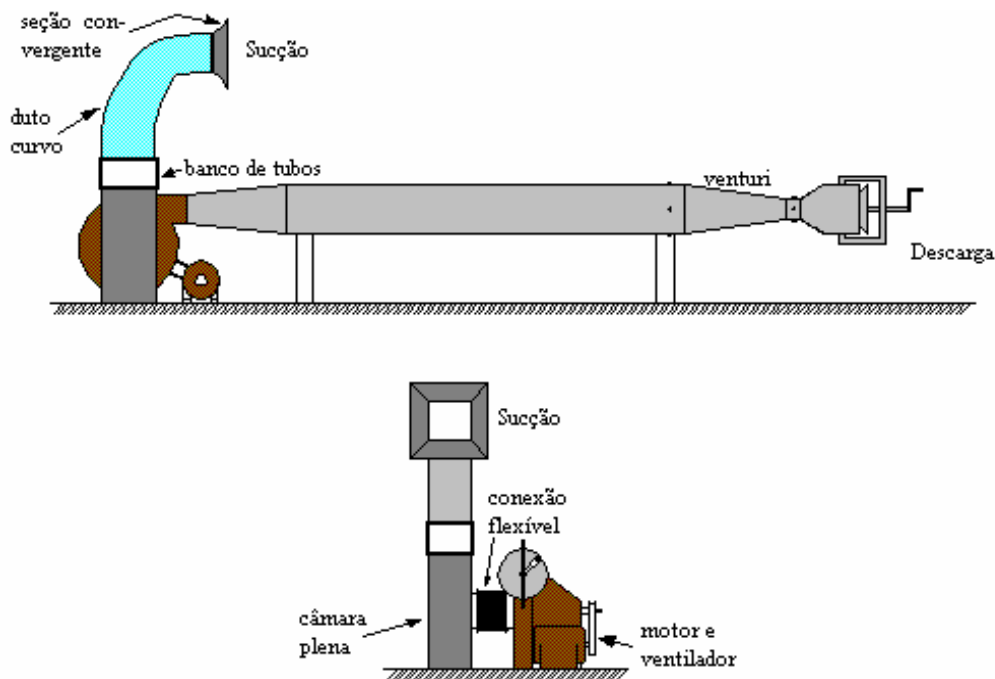


Fig. 3.2 : Esquema da seção de testes.

A Caldeira não foi modelada, pois foi considerada como uma câmara plena. No entanto, na entrada do duto foi montada uma seção convergente, para evitar os efeitos da entrada brusca.

O banco de tubos também foi simplificado, pois se usou tubos retos de um extremo ao outro, ignorando-se a região de curvas na extremidade. Além disso, na Caldeira temos 18 camadas de tubos e no modelo foram colocadas apenas 3 camadas. Um maior número de camadas de tubos não mudaria o aspecto do escoamento, contribuindo apenas para o aumento da perda de carga e conseqüente redução da velocidade média na seção (Silva, 1993).

O banco de tubos foi confeccionado com 3 camadas de 56 varetas de solda de 2,4 mm de diâmetro, as quais simulavam os tubos do banco, sendo estas varetas substituídas, nos pontos onde se fez medições de pressão total, por uma agulha cirúrgica de 2,2 mm de diâmetro externo. A agulha foi recoberta por várias camadas de pintura, até atingir 2,4 mm de diâmetro. A tomada para pressão total foi feita com uma broca odontológica de 0,8 mm de diâmetro. Esta sonda foi comparada com outra, composta da mesma agulha de 2,2 mm de diâmetro, com uma agulha menor, de 0,8 mm de diâmetro inserida na tomada de pressão, de modo a formar um tubo em L, tipo Pitot, como pode ser visto na figura 3.3. Ambas as sondas foram comparadas com uma sonda Pitot padrão. Os resultados encontram-se na figura 3.4 e, sendo a diferença considerada não significativa, optou-se, por simplicidade, pela primeira sonda. Posteriormente, usou-se a sonda em L, pois, com ela, as medições na seção de testes mostraram-se mais estáveis. A sensibilidade da sonda em L à direção do escoamento foi medida no mesmo túnel de vento usado

para a comparação com a sonda padrão. Os resultados são mostrados na figura 3.5 e estão de acordo com a literatura (Becker et al. 1974).

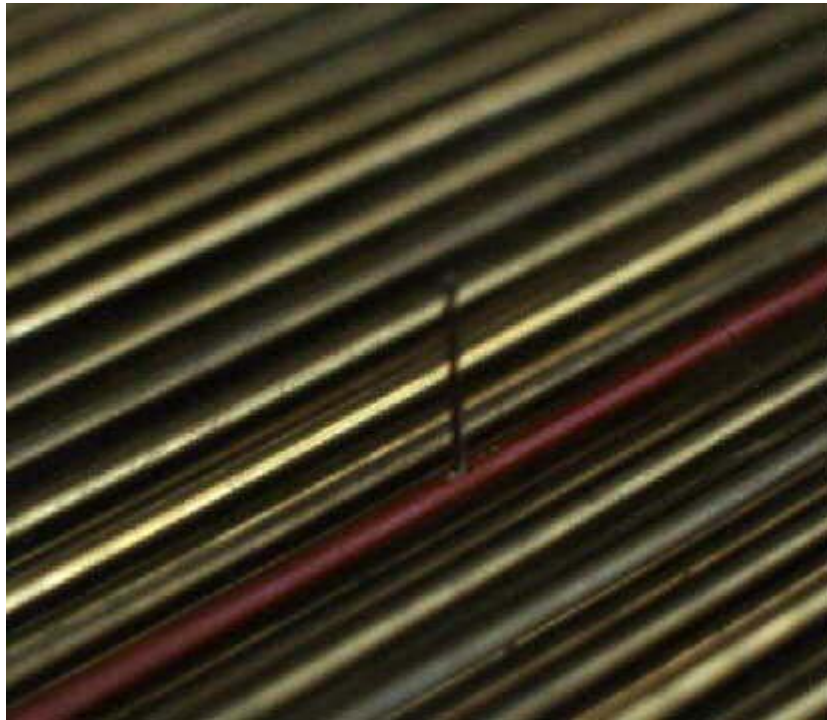


Figura 3.3 Vista da sonda tipo Pitot e seu tubo guia (em vermelho). Comprimento da sonda: 19,5 mm.

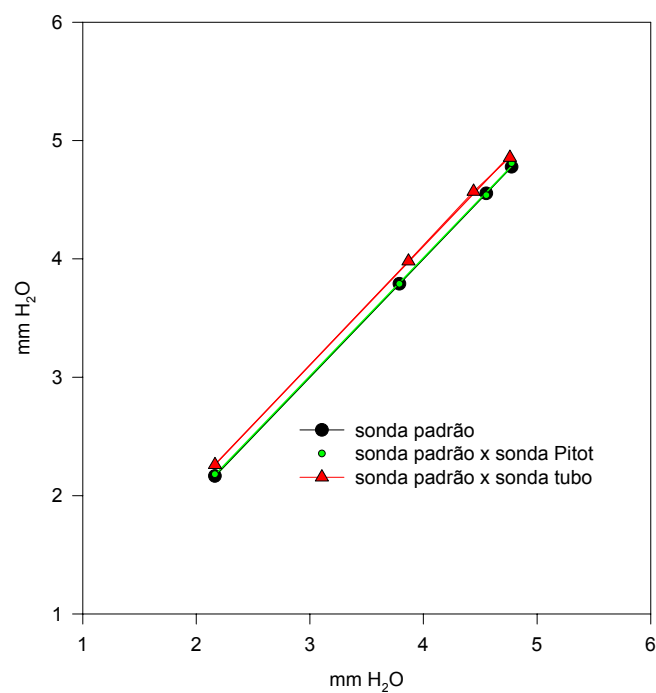


Fig. 3.4 : Comparação entre as sondas utilizadas: sonda padrão do laboratório, sonda tipo Pitot e sonda tubo conforme descrição.

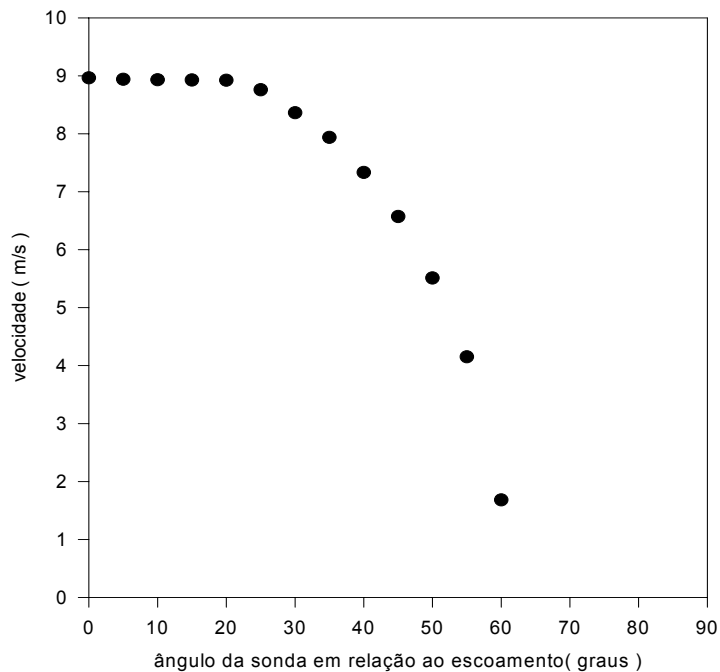


Figura 3.5: Sensibilidade da sonda Pitot ao ângulo com o escoamento.

As tomadas para pressão estática foram feitas ao longo de uma parede lateral, 5 mm acima do banco de tubos, nas proximidades dos tubos 1, 3, 15, 28, 41 e 52, de um total de 56, como pode-se ver na figura 3.6. Foi feita uma conexão, unindo os dois sinais contíguos de pressão, para a pressão estática relativa aos tubos 10, 22, 34 e 47. Esta simplificação foi adotada, observando-se o gráfico da pressão de parede da figura 3.7, onde se vê que a diferença entre a pressão estática obtida por regressão geométrica e a obtida por média simples é da ordem de 2% do valor considerado.

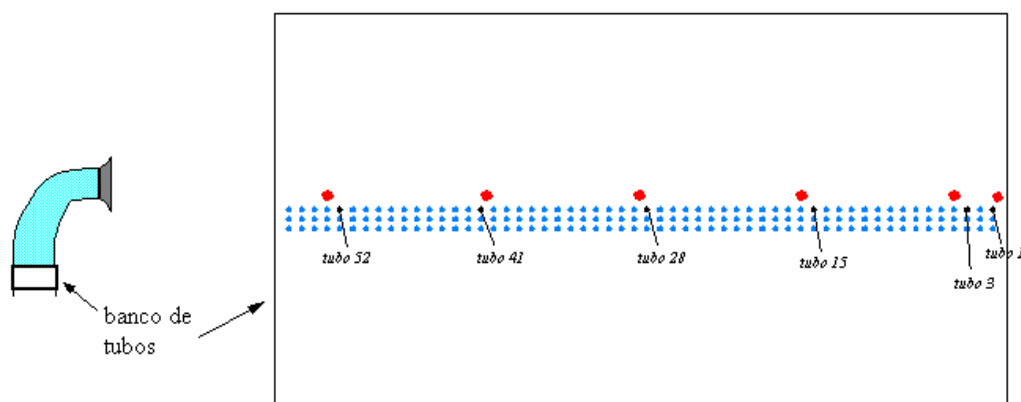


Fig. 3.6 : Detalhe esquemático do banco de tubos simulando o economizador mostrando a posição das tomadas para pressão estática (em vermelho) e os tubos onde foi adaptada a sonda tipo Pitot (em preto).

Ligando o banco de tubos à sucção do ventilador foi montada uma câmara plena com as dimensões de entrada iguais às da caixa do banco de tubos e 800 mm de altura. A conexão ao ventilador foi feita através de uma sanfona de borracha de diâmetro interno 250 mm. O ventilador é do tipo centrífugo com pás viradas para trás, acoplado por correias a um motor trifásico de 5 HP, 220 V.

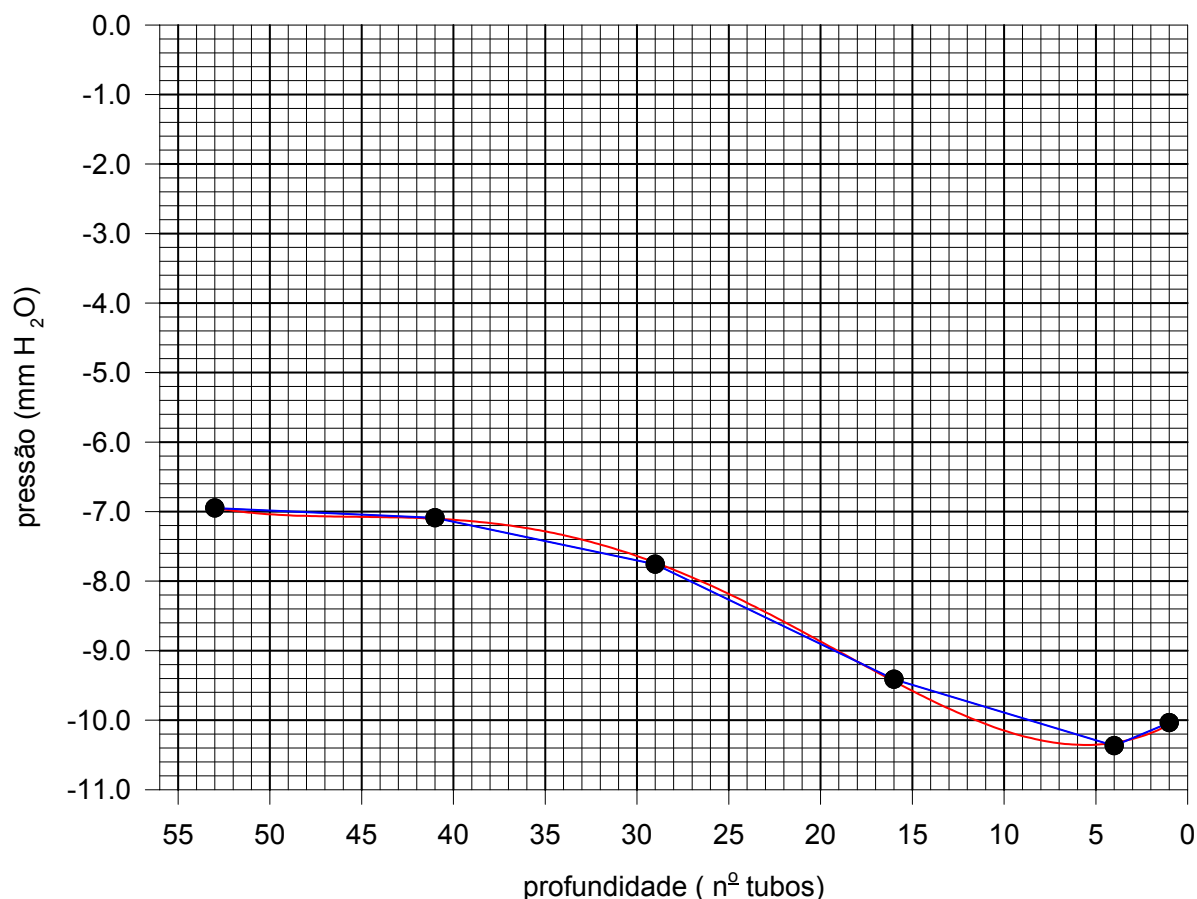


Fig. 3.7- Pressão na parede: comparação entre os valores obtidos por regressão geométrica e por média simples.

A vazão na seção foi controlada por meio de um obturador de ajuste contínuo montado na descarga do ventilador. Entre o ventilador e o obturador foi montado um venturi para medição das vazões, a partir das quais foram calculadas as velocidades médias na seção de testes. Para cada uma das seções de medição do venturi foram feitas quatro tomadas de pressão equidistantes ao longo do perímetro, interligadas de forma a formar um anel piezométrico, conforme sugerido em Benedict, 1984. Para a leitura da diferença de pressão foi usado um manômetro de coluna de água.

O equipamento de anemometria de fio quente à temperatura constante Dantec 55M01 foi utilizado com sonda de fio inclinado a 45° em relação ao eixo da sonda, normal ao banco de tubos, para as medições das componentes de velocidade normal e tangencial.

Tanto a sonda tipo Pitot como o anemômetro de fio quente foram posicionados com o auxílio de um paquímetro de profundidade, que determinava a distância entre um batente fixado à extremidade da sonda ou seu suporte e a parede da seção de testes.

Para a aquisição de dados, os sinais de tensão do anemômetro e do manômetro foram conectados a uma placa conversora analógico/digital Keithley Metrabyte/Asyst DAS-58 instalada em um computador pessoal. A avaliação dos resultados foi feita com um programa computacional desenvolvido a partir do método proposto por Hooper, 1980, modificado por Vosáhlo, 1984 e adaptado para as condições do experimento.

### 3.2 Determinação das Velocidades e Ângulos de Incidência com Anemômetro de Fio Quente

Os princípios da anemometria de fio quente, bem como o processo de calibração e a bancada utilizada, descritos por Vicari, 1996, são os mesmos utilizados neste trabalho.

O método de Hooper, 1980, parte da equação de Collis e Williams, 1959, que é uma modificação da lei de King, para a conversão dos valores de tensão em velocidade utilizando-se uma sonda com fio inclinado à direção do escoamento, dada por:

$$E^2 - E_0^2 = BU^n \cos^m(\alpha) \quad (3.1)$$

Na equação acima,  $\alpha$  é o ângulo efetivo da sonda,  $E$  é a tensão,  $B$ ,  $m$  e  $n$  são os coeficientes obtidos da calibração,  $E_0$  é a tensão medida com o escoamento a velocidade zero e  $U$  é a velocidade média temporal do escoamento. Neste trabalho, considerou-se o ângulo efetivo,  $\alpha$ , constante e igual a  $45^\circ$ , devido à incerteza de  $0,5^\circ$  do posicionamento da sonda na seção de calibração, devido a ser este o valor aproximado das variações em torno de  $45^\circ$  do ângulo efetivo (Vosáhlo, 1984).

As componentes normal ( $U_x$ ) e tangencial ( $U_y$ ) da velocidade incidente e, por extensão, o ângulo de incidência, na seção de testes, são obtidos a partir de duas leituras de tensão, feitas para um mesmo ponto, com a sonda de fio inclinado em duas posições, uma com o fio a  $45^\circ$  em relação à direção axial da sonda e outra a  $-45^\circ$ , conforme pode-se ver na figura 3.8.

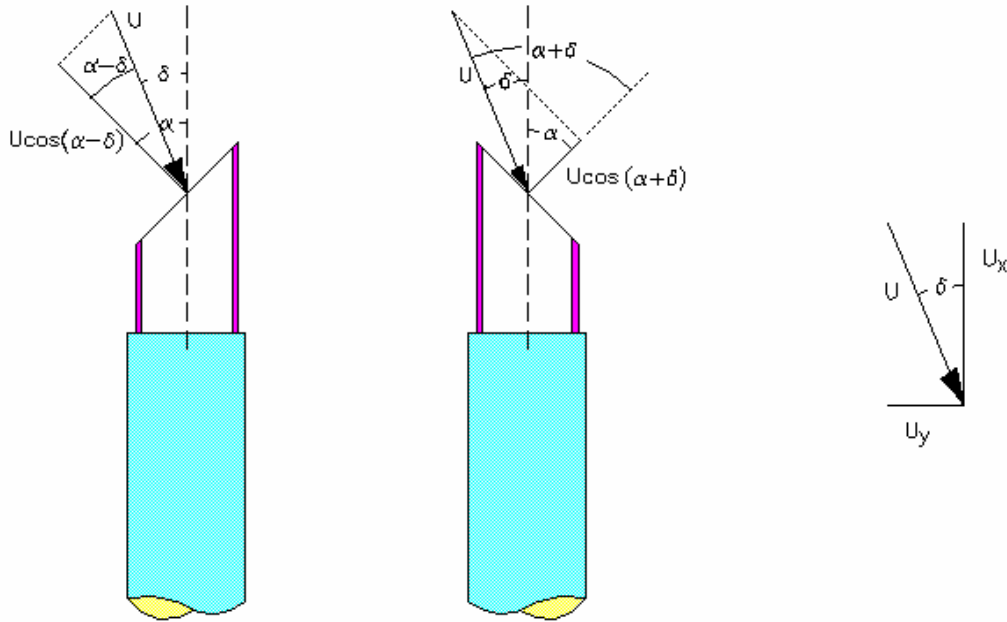


Fig. 3.8 : Posição das sondas inclinadas, com indicação dos vetores velocidade.

A equação 3.1, para as duas leituras, em cada ponto, fica:

$$\overline{E}_1^2 - \overline{E}_0^2 = BU^n \cos^m(\alpha - \delta) \quad (3.2)$$

$$\overline{E}_5^2 - \overline{E}_0^2 = BU^n \cos^m(\alpha + \delta) \quad (3.3)$$

onde  $\delta$  é o ângulo de incidência do escoamento em relação ao eixo da sonda,  $\overline{E}_1$  e  $\overline{E}_5$  são as tensões médias para a sonda com o fio a  $45^\circ$  e a  $-45^\circ$  respectivamente.

Dividindo as equações 3.2 pela equação 3.3, obtém-se:

$$\frac{\cos(\alpha - \delta)}{\cos(\alpha + \delta)} = \left( \frac{\overline{E}_1^2 - \overline{E}_0^2}{\overline{E}_5^2 - \overline{E}_0^2} \right)^{1/m} = CV \quad (3.4)$$

e rearranjando, obtém-se o ângulo entre o vetor velocidade e o eixo da sonda:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{U_y}{U_x} = \frac{CV \cos \alpha - \cos \alpha}{CV \operatorname{sen} \alpha + \operatorname{sen} \alpha} \quad (3.5)$$

A velocidade média em cada ponto pode então ser calculada a partir das equações 3.2 ou 3.3 e, a partir dela, se calcula as componentes nas direções  $x$  e  $y$ , respectivamente normal e tangencial à seção do banco de tubos.

$$U_x = U \operatorname{sen} \delta \quad (3.6)$$

$$U_y = U \cos \delta$$



### 3.3 Aquisição e Análise de Dados

O número de Reynolds na seção de testes, determinado a partir do diâmetro hidráulico e da velocidade média da seção, é fixo em cada experimento, tendo sido feitas leituras de temperatura e pressão atmosférica no início e no fim do período de aquisição de dados, com uma variação máxima de 1°C e 0,5 mmHg, respectivamente. Os cálculos das propriedades físicas do ar, como densidade e viscosidade dinâmica, nas condições da seção de testes e do venturi, foram realizados, a partir do valor médio destas leituras, segundo as equações dadas respectivamente por Stelzer, 1982 e Rehme, 1984. A velocidade média na seção é estabelecida a partir da vazão obtida no venturi.

Primeiramente foram feitas medições da velocidade média temporal utilizando-se o tubo de Pitot ligado a um manômetro eletrônico. O sinal de corrente lido pelo transdutor foi convertido para tensão, através de um circuito elétrico, e adquirido por meio da placa conversora A/D DAS-58, instalada no computador pessoal e ajustada para uma faixa de utilização de  $\pm 2,5$ Volts, sendo de 10000 leituras o tamanho da amostra e 500 Hz a frequência de aquisição. Todos os valores foram adimensionalizados pela velocidade média na seção do Economizador, calculada pela lei de conservação de massa, a partir da velocidade média obtida com o venturi na saída do túnel de vento.

Para as medições utilizando técnica de anemometria de fio quente, o sinal de tensão foi adquirido pela mesma placa conversora, com o mesmo ajuste, tamanho de amostra e frequência de aquisição, sendo a adimensionalização dos resultados processada da mesma forma.

A aquisição de dados foi feita, em todos os experimentos, utilizando um programa em MS-Quickbasic, fornecido pelo fabricante da placa conversora A/D adaptado para este experimento. Para a análise dos dados foram desenvolvidos programas computacionais em MS-FORTRAN PowerStation para calcular as médias e desvios padrões das amostras, as componentes da velocidade incidente e o ângulo de incidência.

## 4. RESULTADOS

### 4.1. Visualização do escoamento

A visualização do escoamento ao longo do duto curvo, que tem como objetivo auxiliar a interpretação dos resultados experimentais, foi feita utilizando-se fios de lã presos por uma extremidade na parede lateral plana do duto. O escoamento foi fotografado no maior e menor número de Reynolds possível na seção. Pode-se observar nas figuras 4.1 e 4.2 que 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 foto, ocupando aparentemente quase um terço da seção do tubo. Este efeito parece se intensificar com o aumento do número de Reynolds.

O escoamento incidente nos tubos do Economizador foi visualizado fixando-se fios de linha em um fio fino de aço estendido na região central do duto, paralelo às paredes laterais, a cerca de 100 mm acima dos tubos. Na figura 4.3 pode-se ver o resultado para Reynolds  $1,98 \cdot 10^5$ . As posições dos fios de linha sugerem que a região de separação se estende até a região do banco de tubos.



Fig. 4.1 : Visualização do escoamento, na configuração inicial ( $Re = 8,9 \cdot 10^4$ ).

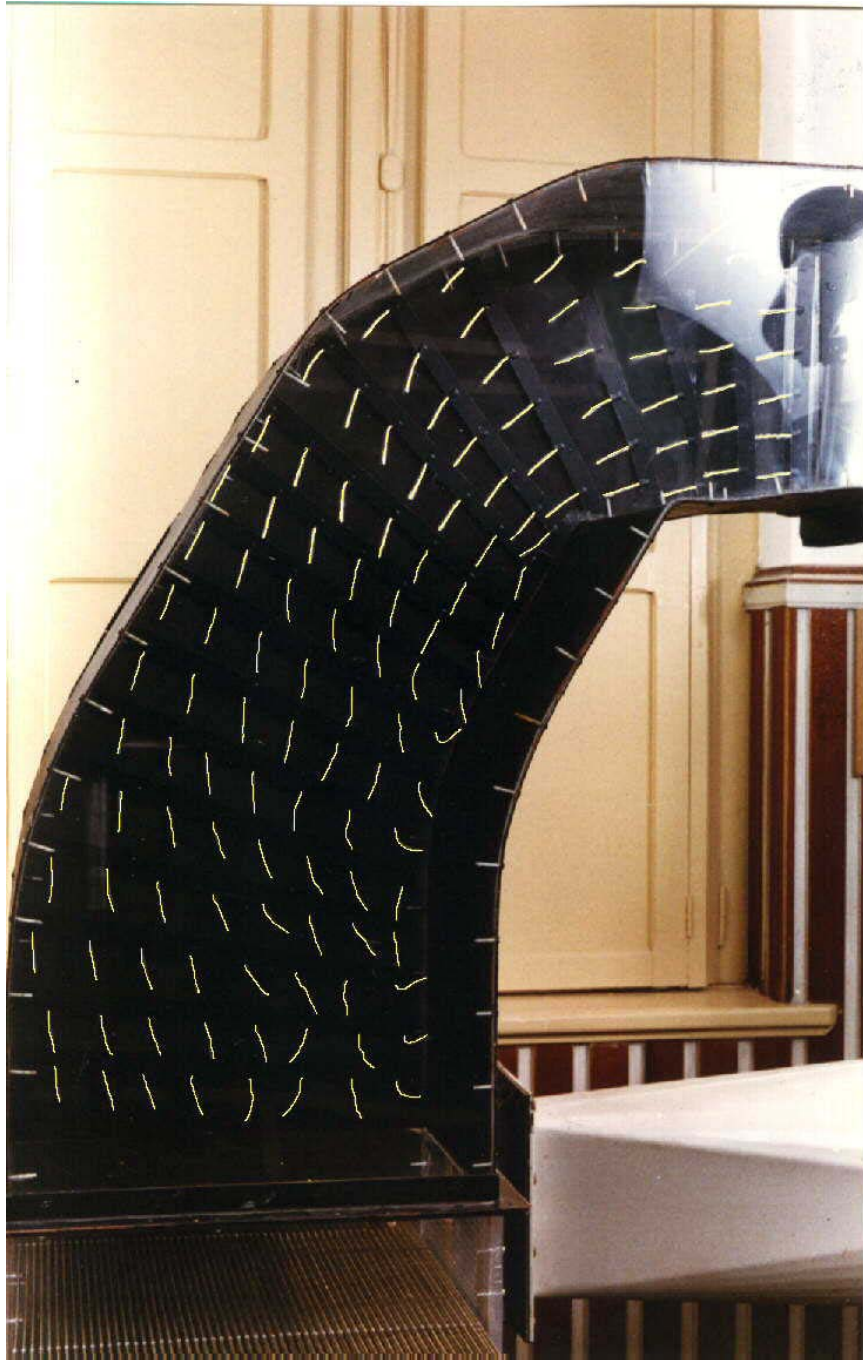


Fig. 4.2 : Visualização do escoamento na configuração inicial ( $Re = 1,35 \cdot 10^5$ ).



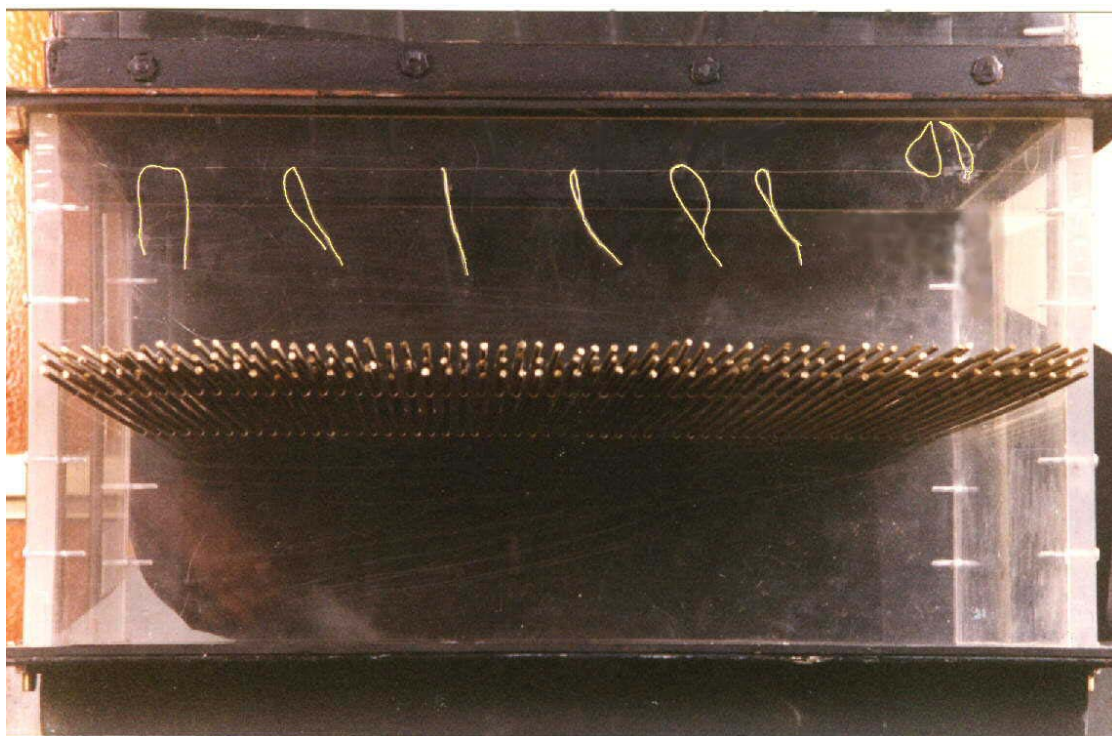


Fig. 4.3 : Visualização do escoamento no banco de tubos após o duto curvo, na configuração inicial ( $Re = 1,3 \cdot 10^5$ ).

## 4.2 Levantamento dos Perfis de Velocidade

### 4.2.1 Configuração Original

A primeira etapa do estudo consistiu no levantamento do perfil de velocidade na seção do duto sobre o banco de tubos. Usou-se a sonda tipo Pitot, já descrita, e tomadas de parede para medição da pressão estática, conectadas a um manômetro eletrônico Schoppe & Faeser tipo ARA 200 (Hartmann & Braun).

Foram feitas medições de pressão total ao longo dos tubos 3, 10, 15, 22, 28, 34, 41, 47 e 52, de um total de 56 (ver figura 3.6). Uma interferência mínima no escoamento foi garantida substituindo-se cada tubo pela sonda. As pressões estáticas foram tomadas na parede para os tubos 3, 15, 28, 41 e 52. Para os tubos 10, 22, 34 e 47 usou-se a média dos sinais vizinhos, ligando-se as respectivas tomadas de parede com tubos flexíveis unidos por uma conexão.

As medições de pressão dinâmica foram então transformadas em valores de velocidade. Os resultados podem ser vistos na figura 4.4. Observa-se que, para os tubos 3 e 10, a sonda não detectou escoamento no sentido normal aos tubos, exceto na região próxima às paredes laterais.

As velocidades foram adimensionalizadas pela velocidade média na seção de ensaios, determinada a partir da vazão obtida através do venturi montado na descarga da seção. As coordenadas (y , z) das posições da sonda, conforme estabelecido na figura 2.1, para uma seção retangular genérica, foram adimensionalizadas, respectivamente, pelas dimensões de profundidade e largura da seção de testes, exceto quando foi usada a numeração dos tubos, que é igual à numeração usada na Usina Presidente Médici. A origem da coordenada adimensional de profundidade, bem como da numeração dos tubos é a parede do duto que é a extensão da parede convexa da região curva deste duto.

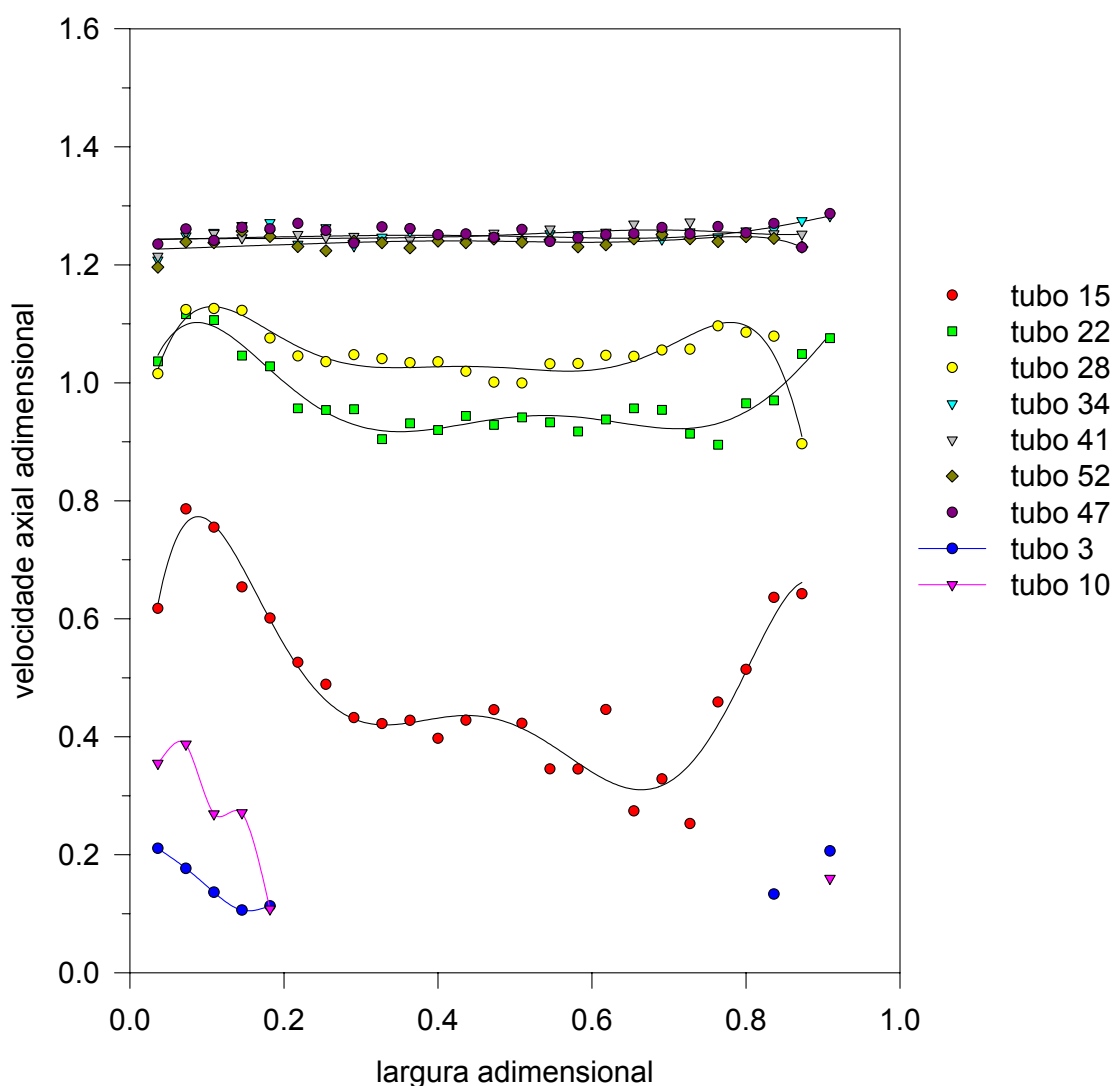


Fig. 4.4 : Perfis de velocidade para as várias posições da sonda

O fato da sonda não detectar escoamento no sentido axial indica que ali a direção do escoamento deve fazer um ângulo superior a  $60^\circ$  com a sonda. De fato, como pode ser visto na

figura 3.5, a sonda não capta a velocidade incidente a um ângulo acima de  $60^\circ$  entre a direção do escoamento e o eixo da sonda.

Foi realizado um ensaio colocando-se a sonda tipo Pitot da figura 3.3 no tubo 11, posição central e variando-se sua inclinação, com relação à normal ao banco de tubos, de  $0^\circ$  a  $70^\circ$ , ângulo máximo possível pelas características geométricas do banco de tubos e da sonda. O ponto de máxima velocidade encontra-se entre  $60^\circ$  e  $70^\circ$  de inclinação da sonda em relação à normal, como pode ser visto na figura 4.5.

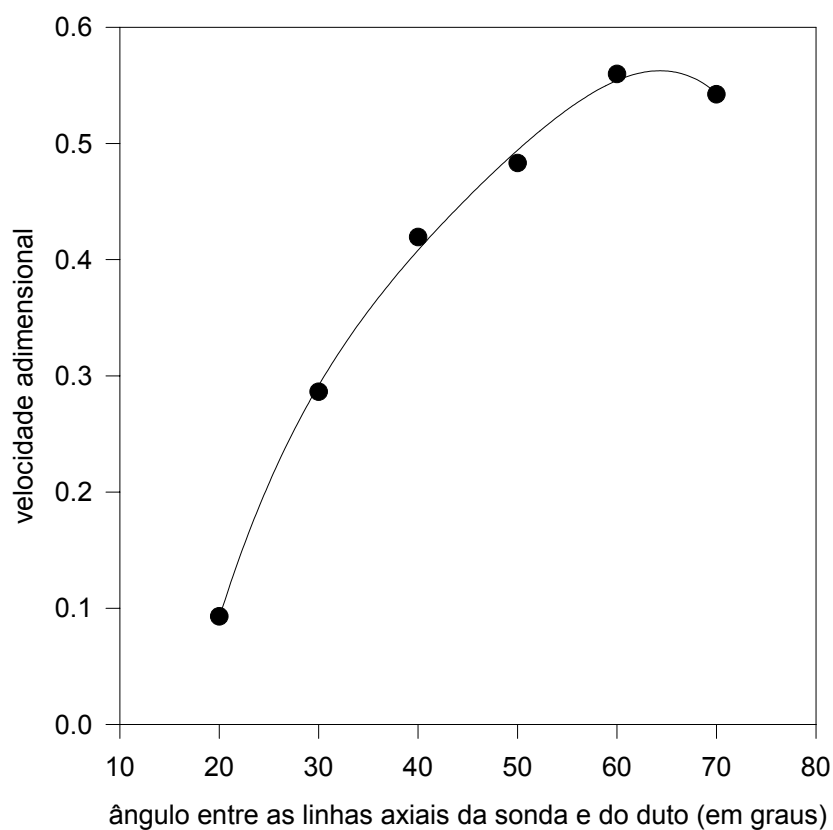


Fig. 4.5: Velocidade incidente na posição média do comprimento do tubo 11. As medidas foram feitas variando-se a inclinação da sonda a partir da normal ao banco de tubos.

O campo de velocidade obtido está representado na forma de isolinhas na figura 4.6a, que representa a distribuição da velocidade média normal adimensional,  $U_x/U_m$ , na seção do banco de tubos, onde  $U_x$  é a velocidade média temporal na direção normal ao banco de tubos e  $U_m$  é a velocidade média na seção.

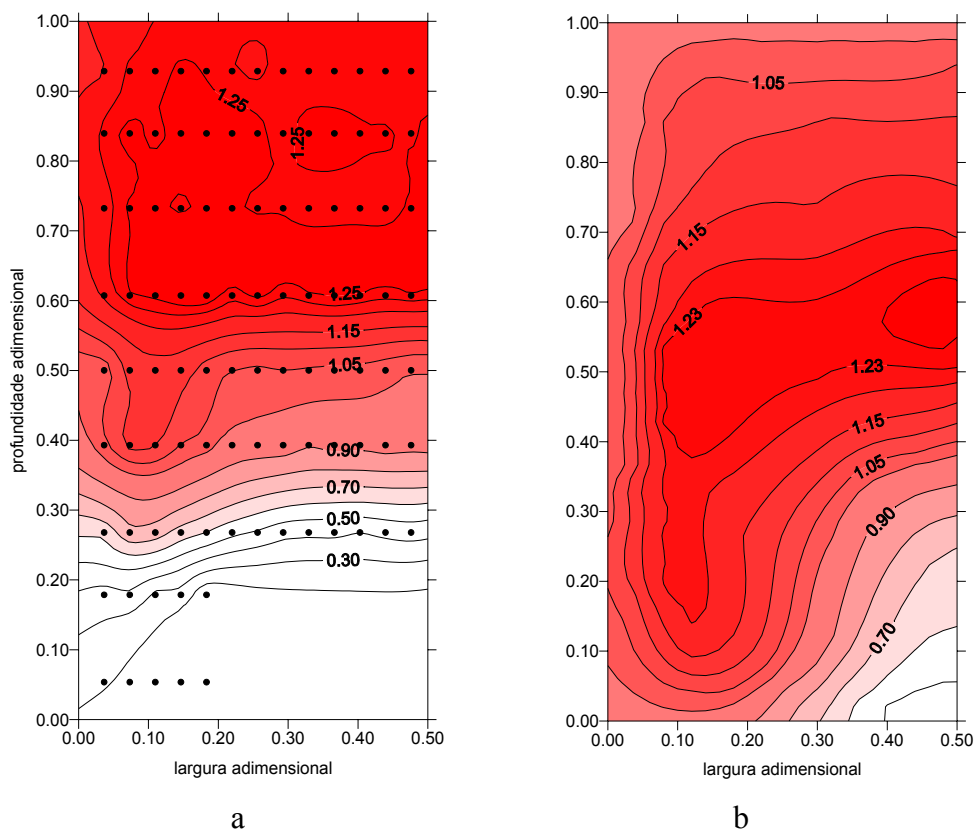


Fig. 4.6 Isolinhas de velocidade axial : a)na configuração original e b)no trabalho de Humphrey et al., 1981. Em a) estão marcados os pontos de medição.

A distribuição destas isolinhas não corresponde exatamente aos modelos encontrados na literatura, conforme pode ser visto na figura 4.6b, para escoamento permanente e desenvolvido (Humphrey et al., 1981), apresentado para comparação. Esta diferença explica-se em parte por ser o escoamento, objeto deste estudo, não desenvolvido e apresentar um patamar de velocidade na região central. A diferença principal, no entanto, está na região mais próxima à parede convexa da curva, onde temos velocidades muito baixas, sendo que, como já foi visto, nos tubos 3 e 10 não foi possível medir velocidades na região central (entre as posições de largura adimensional 0,2 e 0,8). O gradiente de velocidade nesta região 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. Observando-se a visualização do escoamento, nas figuras 4.1 a 4.3, pode-se ver que os fios de lâ próximos à parede convexa assumem posições sugestivas de formação de grandes vórtices. Este efeito aumenta com o  $n^{\circ}$  de Reynolds. Na figura 4.3 fica claro que há grandes vórtices nesta região, pela inversão do escoamento observada.

Idelchik, 1986, e Kim et al., 1994, mostram que, na região de entrada do escoamento na curva, há um aumento de pressão na parede côncava do duto e uma correspondente diminuição



da pressão na parede convexa. A passagem do escoamento da seção curva para a reta, por outro lado, é acompanhado pelo efeito inverso: diminuição de pressão na parede côncava e aumento na parede convexa. Este processo provoca, junto à parede convexa, um gradiente adverso de pressão que é a condição propícia à separação da camada limite e à formação de uma zona de grandes vórtices próximo à parede, que se propagam para frente e em direção ao centro do duto, reduzindo a seção do escoamento principal. Esta região de separação pode, em alguns casos, segundo Idelchik, chegar a 50% da seção do duto. Este efeito é intensificado, no presente caso, pelo pequeno raio de curvatura na parede convexa e pelo aumento da seção do duto. Idelchik sugere que o raio de curvatura da parede convexa deva ficar entre 1 e 2 vezes o diâmetro do duto. No presente caso, o raio da primeira curvatura é 0,06 vezes o diâmetro do duto e o da segunda, 1,33 vezes.

No trabalho de Humphrey, 1977, conforme já citado, foram observadas regiões de recirculação no início da curva, nas proximidades da parede côncava. No nosso caso, a separação e conseqüente recirculação ocorre na saída do duto, na parede convexa onde temos um número de Dean local quatro vezes maior do que na parede côncava, devido ao pequeno raio de curvatura.

A existência de escoamento axial na região próxima aos cantos, na parede convexa da curva, pode ser explicada, conforme Gessner, 1973, e Schlichting, 1968, pelo transporte de quantidade de movimento, vorticidade e energia do escoamento central para os cantos, ao longo da bissetriz, devido ao escoamento secundário de segundo tipo provocado pela seção retangular.

As isolinhas de velocidade foram também comparadas com as isolinhas de desgaste dos tubos do Economizador 1 da Usina Presidente Médici, apresentadas na figura 1.3. Considerando a existência, nas paredes laterais, de chapas defletoras logo acima do banco de tubos e, na parede côncava, de uma chapa defletora um pouco mais acima, além de grades promotoras de perdas de carga entre os tubos nas regiões próximas às paredes, pode-se esperar que a distribuição das isolinhas de velocidade não corresponda exatamente às isolinhas de erosão nestas regiões. No entanto, pode-se ver que as regiões de maior desgaste estão bem deslocadas em direção à parede côncava do duto, tal como acontece com a região de maior velocidade.

Em um escoamento turbulento, a possibilidade de separação da camada limite na presença de gradiente adverso de pressão é relativamente menor que no escoamento laminar. No entanto, as experiências de Nikuradse com canais divergentes, relatadas em Schlichting, 1968, indicam a ocorrência de separação a partir de 6 graus de divergência. Se relacionarmos o comprimento da linha média do duto, que é de 1089 mm, e a variação do diâmetro hidráulico

equivalente, mostrada na tabela 4.1, podemos calcular um ângulo de divergência de aproximadamente  $1,5^\circ$ , abaixo, portanto, do valor mínimo de  $6^\circ$  das experiências de Nikuradse. A divergência do duto não é, portanto, a causa da separação da camada limite, embora contribua para que esta ocorra.

Tabela 4.1 : Diâmetros hidráulicos equivalentes no duto curvo de seção retangular. Medidas em mm.

	dimensões	Dh equivalente
entrada do duto curvo	273 x 266	269,5
saída do duto curvo	273 x 377	316,7

A separação da camada limite pode ser evitada de várias maneiras, tais como a adoção de perfis adequados, a sucção do escoamento na região de estagnação, a aceleração da camada limite pela injeção, na região de estagnação, de escoamento com mais energia, o resfriamento da parede e, na camada limite laminar, a promoção de turbulência para antecipar a transição para escoamento turbulento da camada limite.

#### 4.2.2 Modificações na Configuração original

A etapa seguinte do trabalho consistiu em buscar uma alteração na geometria do duto, estruturalmente viável, que não implicasse em perdas térmicas e contribuísse para uniformizar a velocidade na seção do Economizador. A solução mais comum para escoamentos em dutos curvos é a colocação de várias chapas direcionadoras na região da curva, de modo a transformar o duto em vários dutos paralelos de menor seção, como mostrado em Idelchik, 1986. No caso em estudo, estas chapas, montadas na usina Presidente Médici, com todos os suportes necessários, além de acrescentar um peso extra considerável à estrutura, seriam elas próprias um risco para a integridade do Economizador, pois também estariam sujeitas à erosão e situadas em uma região de difícil inspeção. Uma pequena parte desta estrutura, ao se desprender, causaria possivelmente grandes danos nos tubos logo abaixo. Outra alternativa é a sucção do escoamento estagnado, implicando na construção de tubulações de contorno e perda do rendimento térmico do trocador. Optou-se então por estudar as alternativas de controle da camada limite por promotores de turbulência desta camada limite, modificação da curvatura da parede convexa do duto e injeção de escoamento com mais energia na região de estagnação.

Para facilitar a comparação de todas as alterações propostas, as medições foram realizadas ao longo da linha média da seção do trocador, desde a parede convexa até a parede côncava.

Nesta montagem a sonda não substituiu os tubos, pois foi posicionada perpendicularmente aos mesmos, deslizando entre a primeira e a segunda camadas, com a ponta 17 mm acima do primeiro tubo.

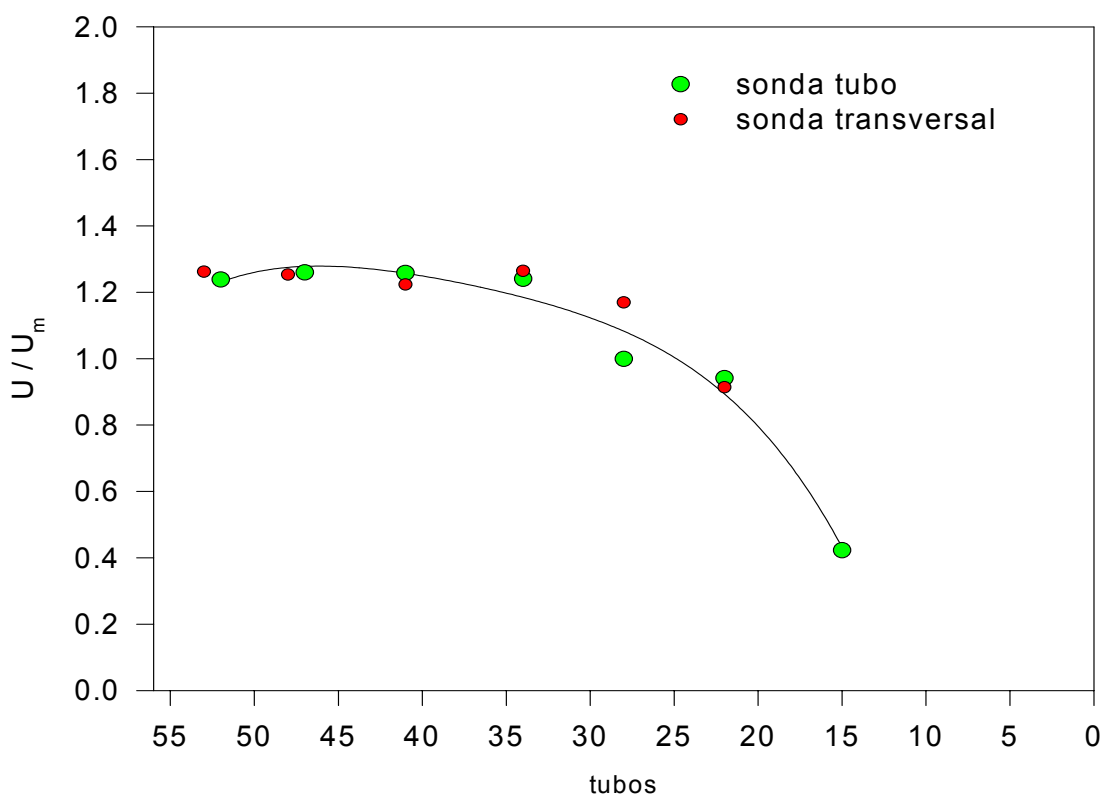


Fig. 4.7 : Comparação entre as medições de velocidade feitas com a sonda substituindo um tubo e com a mesma sonda posicionada transversalmente aos tubos.

Foi feita uma comparação entre os valores adimensionalizados de velocidade obtidos com a sonda na configuração anterior e na atual. Os resultados apresentados na figura 4.7, permitem concluir que a alteração de posição da sonda não interferiu significativamente no escoamento, podendo os valores ser considerados experimentalmente iguais.

Com a sonda deslocando-se perpendicularmente aos tubos, ao longo da linha média, pode-se facilmente fazer medições de pressão total em qualquer posição entre dois tubos ao longo desta linha.

Para a obtenção da pressão estática em qualquer posição, as medições foram feitas nas seis tomadas existentes e, a partir delas, foram obtidos os valores nos demais pontos por regressão geométrica. As medições são feitas intercaladas no mesmo ensaio em que são feitas as

medições de pressão total, de modo que as menores variações nas condições atmosféricas influenciarão igualmente as duas leituras.

Na figura 4.8, os valores de velocidade correspondentes aos valores de pressão dinâmica, obtidos conforme descrito acima, são comparados com os valores obtidos a partir da medida direta da pressão dinâmica, onde esta é possível. A partir destes resultados, considerou-se desnecessário fazer tomadas de pressão estática para cada ponto onde se desejava medir a

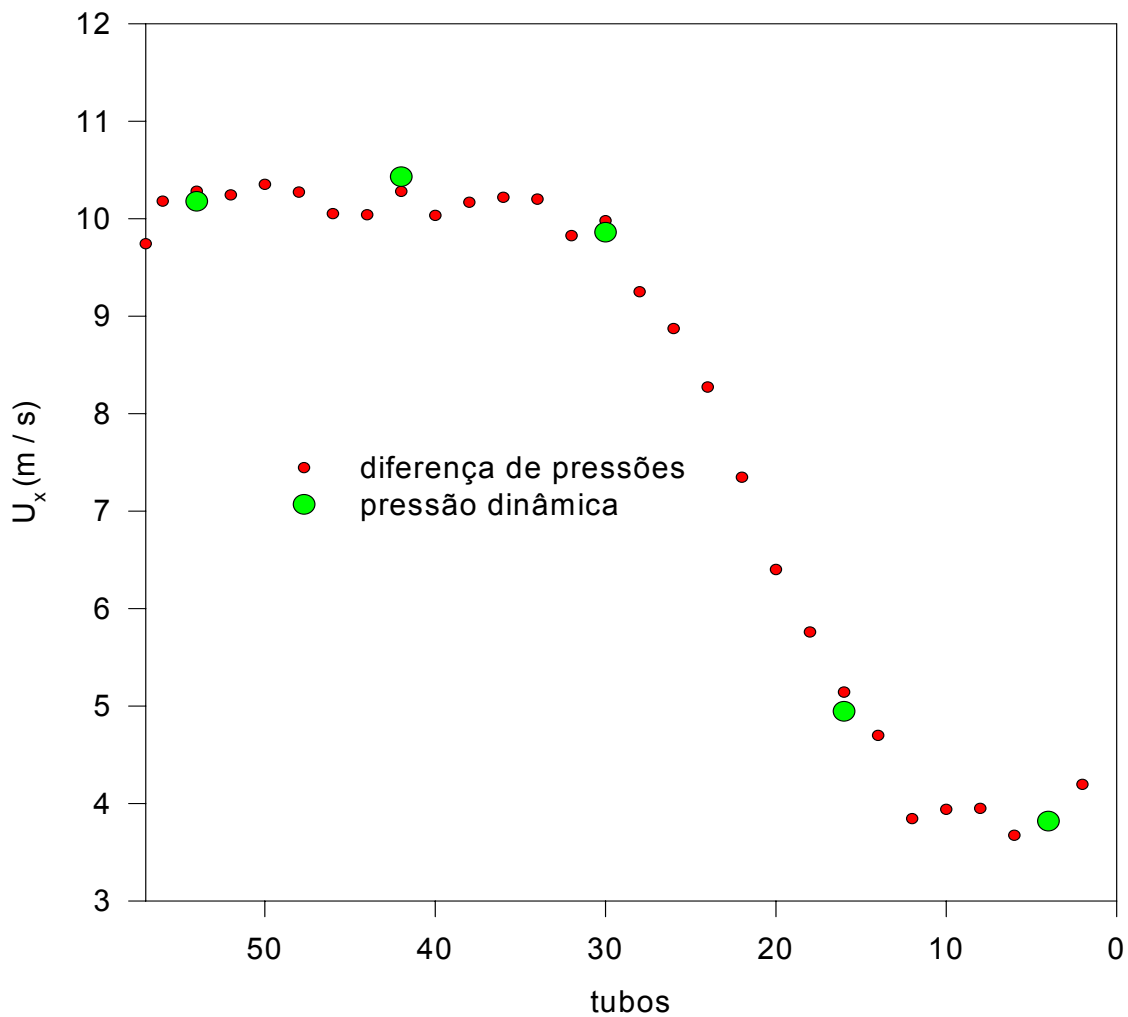


Fig. 4.8 : Comparação entre as medições realizadas pela leitura direta da pressão dinâmica e pela diferença entre as pressões dinâmica e estática, medidas separadamente.

velocidade.

Tendo sido assim estabelecida a sistemática de ensaios, passou-se a investigar as alterações sugeridas na configuração do duto.

Na figura 4.9, observa-se o perfil de velocidade na linha média do banco de tubos, para a configuração original e para o duto com um defletor na parede côncava da curva. Este defletor,

situado 38mm acima do banco de tubos, no modelo, existe efetivamente na Caldeira, tendo sido instalado alguns meses após a entrada em operação da unidade, com a intenção de espalhar as cinzas e diminuir a erosão localizada. Na mesma figura, podemos ver também os perfis de erosão percentual nas duas seções médias dos dutos curvos perpendiculares, obtidas a partir dos mesmos dados da figura 1.3. Pode-se ver que, para a região com um índice de erosão acima de 20% da espessura nominal dos tubos, no intervalo de tempo considerado, temos uma velocidade entre 10 e 30% maior que a velocidade média, ou seja, entre  $1,1 U_m$  e  $1,3 U_m$ .

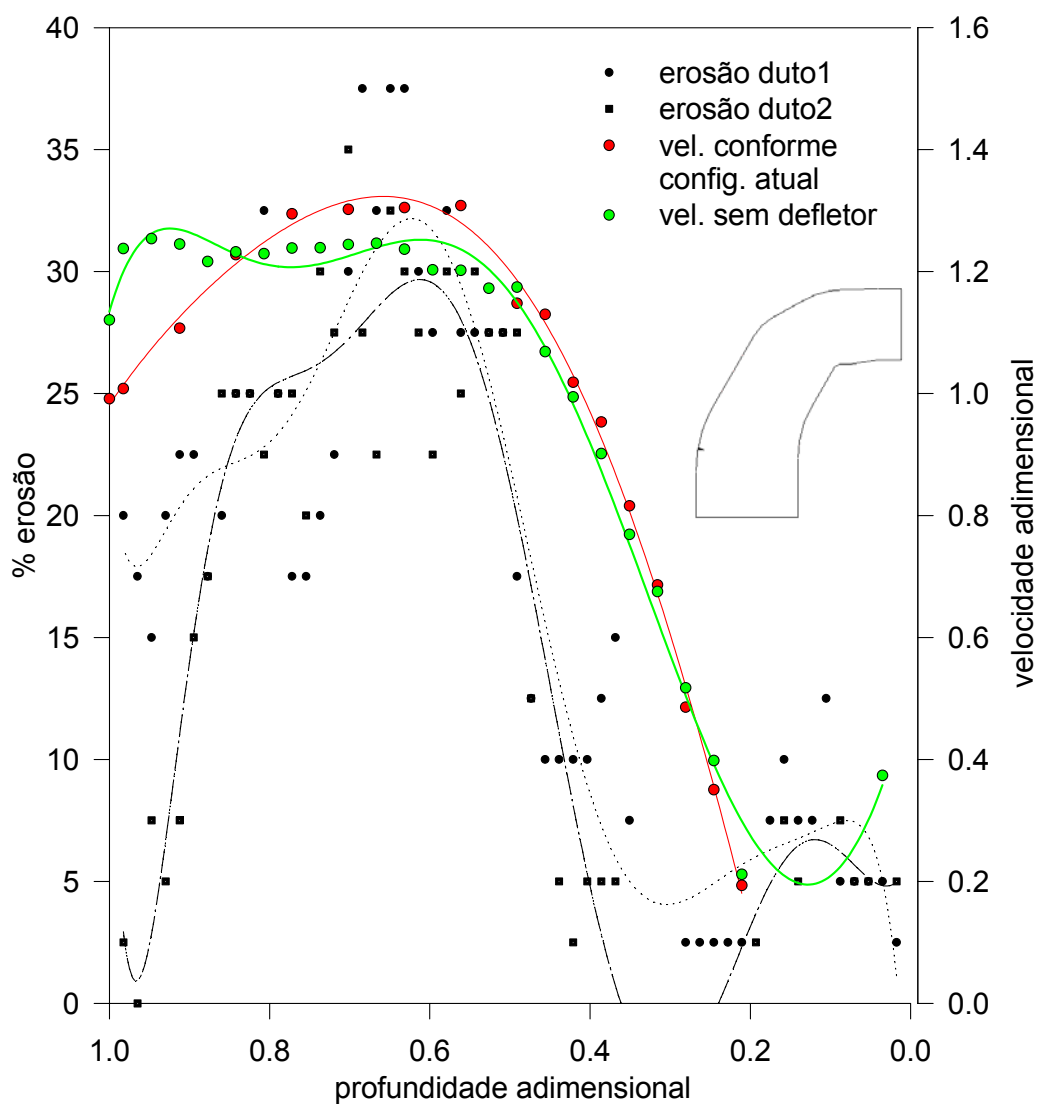


Fig. 4.9 : Comparação qualitativa entre os perfis de erosão dos tubos do Economizador nas seções centrais dos dutos curvos e o perfil de velocidades na mesma região do modelo em escala.

Comparando-se os dois perfis de velocidade da figura 4.9, podemos ver que o efeito do defletor foi de diminuir as velocidades na região próxima à parede côncava e produzir um

pequeno aumento das mesmas na região correspondente à profundidade adimensional entre 0,5 e 0,8. Não foram encontrados os dados de inspeções relativos ao período anterior à colocação do defletor, no entanto, de acordo com a equipe de manutenção, houve um ligeiro aumento da velocidade de erosão, após a colocação do mesmo, na região mais próxima ao centro do duto e uma redução na região mais próxima à parede côncava do duto.

A velocidade tem um papel preponderante na intensidade de erosão dos tubos. Como já foi visto, as partículas de cinza seguem os vórtices do escoamento dos gases aproximadamente com a mesma velocidade e têm uma energia cinética proporcional ao quadrado da mesma. Esta energia das partículas será transformada em trabalho de erosão sobre os tubos na colisão contra os mesmos. A concentração das partículas também é importante na erosão e a distribuição desta concentração também depende do quadrado da velocidade.

Observando-se a semelhança entre os perfis de erosão e velocidade, ambos com o defletor, e lembrando que o perfil de erosão se refere a dados reais da unidade geradora, enquanto que o perfil de velocidade se refere ao modelo em escala, pode-se concluir que os resultados do modelo estão representando bem o fenômeno estudado.

Do gráfico da figura 4.9, não se pode concluir pela vantagem ou não do defletor, visto que dados oficiais sobre a erosão antes da instalação do mesmo não são disponíveis. No entanto, considerando o papel preponderante da velocidade na intensidade da erosão nos tubos, pode-se dizer que, sem o defletor, haverá uma redução na erosão dos tubos na região com profundidade compreendida entre as posições adimensionais 0,4 e 1, em toda a largura do banco de tubos.

A primeira técnica de controle da camada limite testada foram os “arames de tropeço” de Prandtl. Os arames de tropeço são usados como promotores de turbulência na camada limite. Uma camada limite laminar só suporta mínimos gradientes adversos sem que haja separação. Assim, deve-se antecipar a transição para escoamento turbulento, para que a camada limite já seja turbulenta na região de gradiente adverso e possa suportá-lo sem que ocorra separação, ou com separação menos intensa.

Usando-se o critério da placa plana para determinar o  $x_{crit}$ , ou seja, a menor distância, a partir da entrada, onde ocorre a transição da camada limite laminar para turbulenta:

$$Re_{x_{crit}} = \left( \frac{U_{\infty} x}{\nu} \right)_{crit} = 3,2 \cdot 10^5 \quad (4.1)$$

e usando  $U_m$  como  $U_{\infty}$ , obtemos  $x_{crit} = 560$  mm.

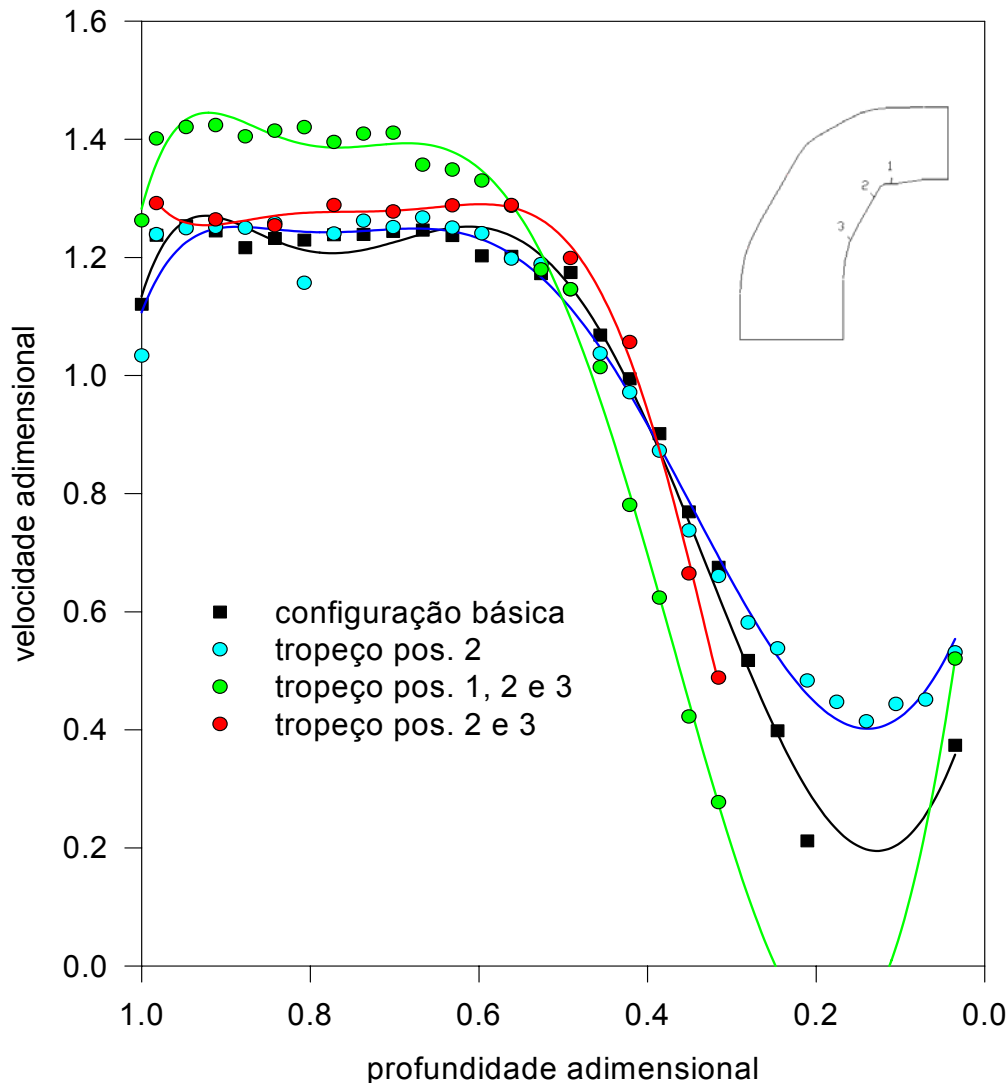


Fig. 4.10 : Comparação entre os perfis de velocidade com os pequenos obstáculos simulando promotores de turbulência em diversas posições na parede convexa do duto: pos. 1: 210mm, pos. 2: 290mm, pos. 3: 470mm.

Tomando-se o valor obtido para  $x_{crit}$  como referência inicial, colocou-se pequenos perfis  $L$ , simulando promotores de turbulência, ao longo da parede convexa da curva, a 210 mm, 290 mm e 470 mm da entrada do duto, com o objetivo de antecipar a transição. Pela figura 4.10, pode-se ver que não houve melhora no perfil de velocidades. Isto se deve, provavelmente, à camada limite já ser turbulenta em  $x_{crit}$ . Esta antecipação da transição é causada pelos vórtices formados devido à seção retangular e, especialmente, devido à curvatura, que, a partir das paredes laterais, invadem a camada limite da parede convexa da curva, como pode-se ver em Kim et al., 1994. A separação, portanto, não pode ser evitada ou retardada pela transição antecipada da camada limite, pois ela já é turbulenta na região onde esta ocorre.

A segunda tentativa de controlar a separação da camada limite foi a busca de um novo perfil geométrico para o duto curvo. Idelchik, 1986, mostra que, quando a curvatura da parede

convexa é aguda, o escoamento separa-se desta parede mais vigorosamente, chegando a 50% da seção do duto para ângulos de  $90^\circ$ . O arredondamento das curvas, especialmente a interna, torna o processo de separação menos intenso. A melhor condição para o raio de arredondamento da parede convexa da curva é a partir de 1,2 vezes o diâmetro hidráulico do duto. Por outro lado, o arredondamento da curvatura da parede côncava do duto curvo não tem grande influência na perda de carga do escoamento nem interfere no fenômeno de separação na parede convexa. Idelchik sugere o acréscimo de uma estrutura, formando uma curva mais suave na parede convexa, tomando-se o cuidado de não reduzir demasiadamente a seção do duto, pois o retorno à seção original a jusante irá também criar um gradiente adverso de pressão, pelo aumento da seção e conseqüente redução da velocidade.

Como já foi dito, na parede convexa do duto curvo estudado há dois raios de arredondamento, o primeiro, de 0,06 vezes o diâmetro hidráulico médio e o segundo, de 1,33 vezes o mesmo diâmetro. Construiu-se então uma nova parede, sobreposta à parede convexa da curva, atendendo às limitações estruturais da Caldeira e aumentando o primeiro raio de arredondamento. Os resultados das medições de velocidade podem ser vistos na figura 4.11, comparados com o perfil de velocidade do duto padrão. Embora haja uma pequena redução da velocidade na região entre as posições adimensionais 0,5 e 1, que corresponde à parede côncava, a velocidade próximo à parede convexa continua não sendo detectada pela sonda, o que é interpretado como um indicativo de que continua existindo a zona de separação nesta região.

A última técnica de controle de camada limite utilizada neste trabalho foi a da aceleração da camada limite pela injeção, na região de estagnação, de escoamento com mais energia desviado de outra região do escoamento.

A primeira tentativa foi feita deslocando-se a nova parede descrita acima, afastando-a da parede original, formando uma passagem separada. Posteriormente, mantendo-se a primeira parede na posição anterior, sobreposta à parede convexa, foi construída uma segunda parede. Esta nova parede fica afastada da primeira, de modo a formar com a mesma um duto curvo com as extremidades, a montante e a jusante, abertas. Este novo duto tem largura igual à do duto principal, profundidade igual à distância entre as duas paredes propostas e comprimento igual a 505 mm, iniciando a 190 mm da entrada do duto. A parte final deste duto adicional encontra-se na região de passagem do escoamento da parte curva para a reta do duto, onde há o efeito difusor que leva à separação e à formação de uma zona de vorticidade que se propaga para frente e em direção ao centro do duto (Idelchik, 1986). Este efeito difusor deverá ser ainda mais acentuado na Caldeira da usina, pois na mesma região há uma inflexão na parede lateral, que faz a ligação entre os dois dutos curvos, aumentando a seção dos mesmos, como pode ser visto na figura 1.1.



Como já foi mencionado na descrição da seção de ensaios, esta inflexão não foi modelada, pois o objetivo era estudar apenas o efeito da curvatura do duto sobre o escoamento.

O objetivo do duto adicional é de trazer, com o mínimo de perdas, o escoamento com mais energia da região de entrada para a região mais crítica, que é a da passagem do escoamento da região curva para a região reta do duto. Este escoamento com mais energia, ao ser injetado na região onde se inicia a separação, irá reduzir a formação dos grandes vórtices, reduzindo, em consequência, o escoamento reverso a partir da camada limite.

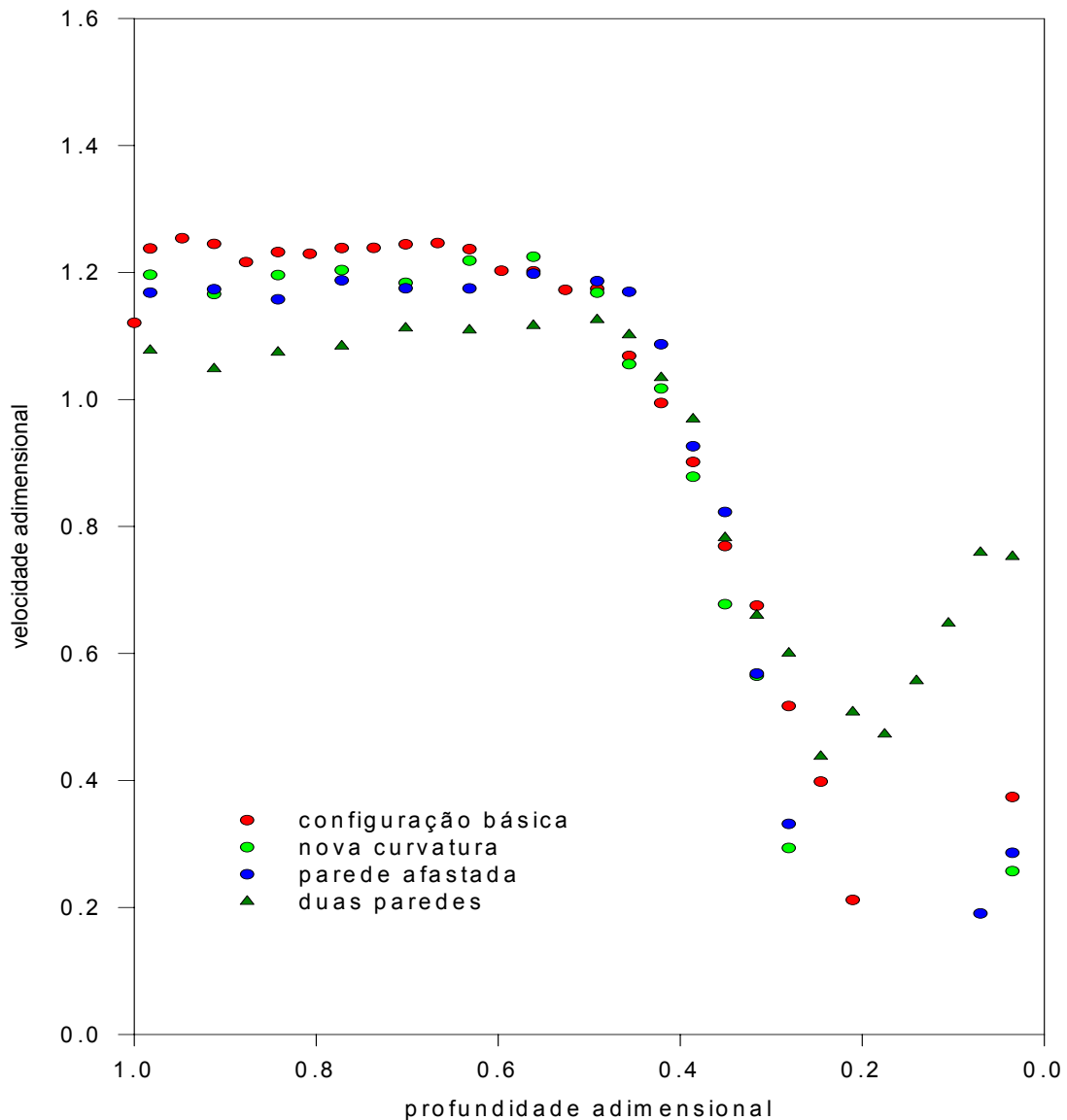


Fig. 4.11 comparação dos perfis de velocidade com paredes adicionais sobrepostas à parede convexa do duto curvo, em diversas posições.

Observando-se a figura 4.11 pode-se ver a gradativa redução dos maiores valores do perfil de velocidades, sendo que o perfil para “duas paredes” é o que apresenta maior redução, tendendo a aproximar os maiores e os menores valores. Também o gráfico de pressão na parede, na seção do Economizador, para a configuração básica e para a configuração com duas paredes

mostra diferenças significativas, como pode ser visto na figura 4.12. O gradiente da pressão entre a parede côncava e a convexa é menor na configuração proposta e, principalmente, as pressões são mais altas, ou seja, a perda de carga entre a entrada do duto e a seção de medição foi sensivelmente menor.

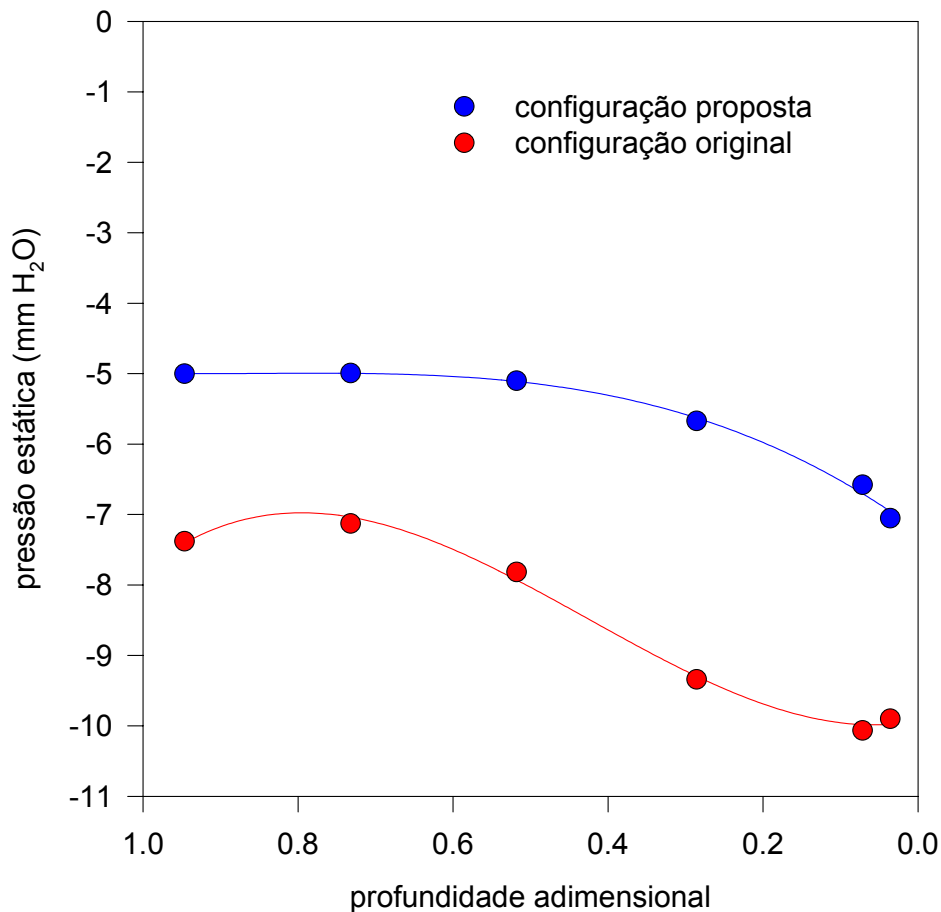
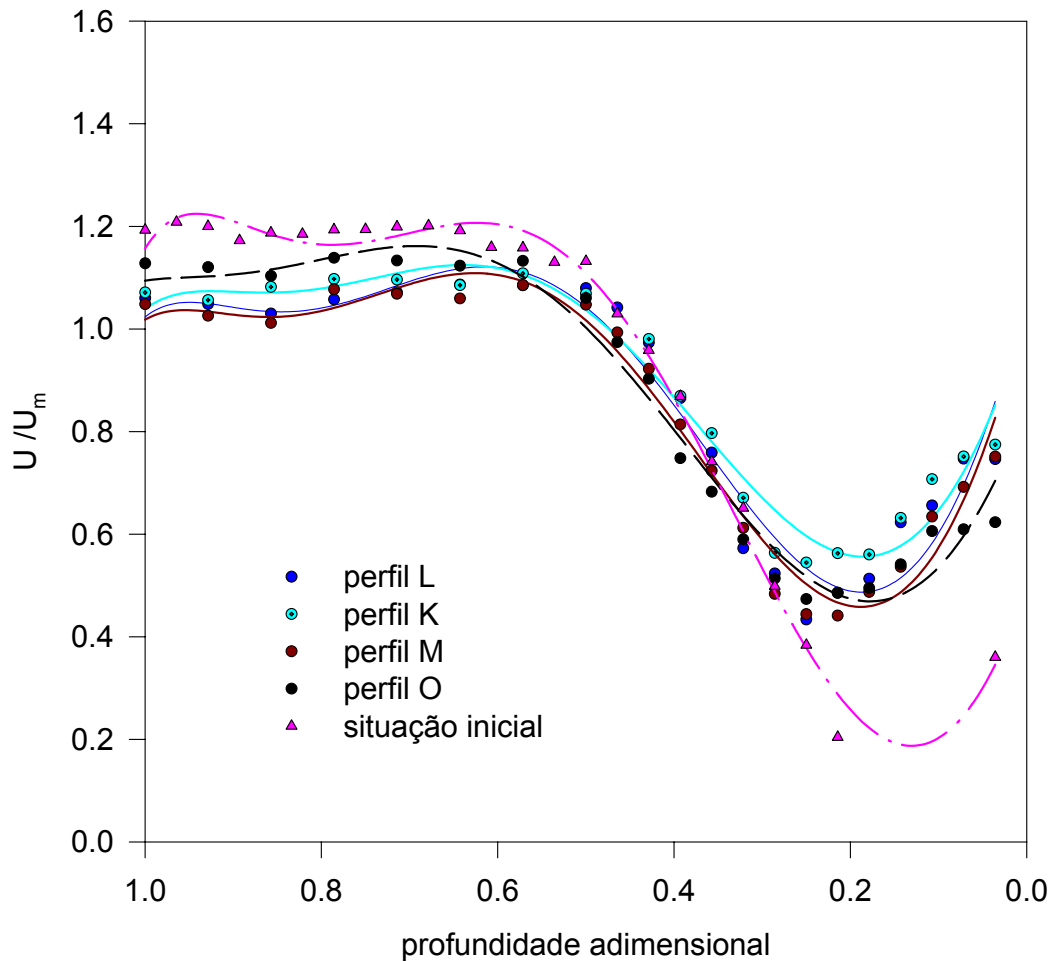


Fig. 4.12: Pressão estática na parede da seção de ensaios, no nível do economizador, nas configurações original e final.

A alternativa de injeção na camada limite mostrou-se, portanto, a mais eficiente para se obter a melhor distribuição de velocidades na seção do Economizador. Foram feitas, a seguir, modificações nesta configuração, variando-se a curvatura das paredes e a distância entre as mesmas, conforme o que pode ser visto na figura 4.13, com o intuito de obter a melhor distribuição de velocidades com este dispositivo. O melhor resultado final foi obtido com a

curvatura que tinha sido escolhida inicialmente (perfil M) e com um afastamento de 20 mm. O perfil final das paredes encontra-se no desenho em escala da figura 4.14<sup>(\*)</sup>.



<sup>(\*)</sup> Este dispositivo, tal como está descrito neste trabalho e apresentado na figura 4.14, bem como uma forma genérica do mesmo, foram patenteados no INPI - Instituto Nacional de Propriedade Industrial, órgão do Ministério de Indústria e Comércio, sob número PI 9703921, pela autora e pelo professor orientador deste trabalho.

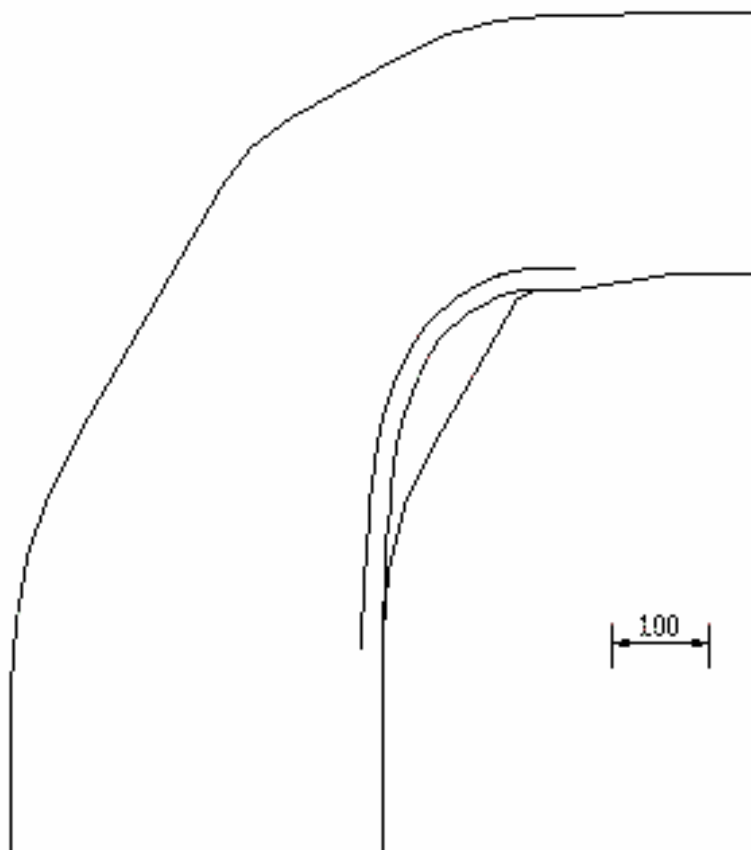


Fig. 4.14 : Vista em escala do perfil do duto com a alteração proposta

Para avaliar melhor o resultado obtido, retornou-se então ao método de medição anterior, usado no capítulo 4.2.1, com a sonda tipo Pitot substituindo os tubos da primeira camada do Economizador, de forma a obter-se o campo de velocidade sobre toda a superfície do Economizador. As leituras foram feitas tal como descrito anteriormente, ao longo dos tubos 3, 10, 15, 22, 28, 41 e 52, de um total de 56. Os valores das velocidades adimensionais obtidas a partir das diferenças entre pressões total e estática, medidas, respectivamente, com a sonda tipo Pitot e com tomadas de parede, são mostrados no gráfico da figura 4.15. Comparando-se as figuras 4.15 e 4.4, pode-se observar que, na situação final, houve uma aproximação dos perfis de velocidade entre si, com redução dos valores dos perfis correspondentes aos tubos mais próximos da parede côncava e uma grande elevação dos perfis correspondentes aos tubos mais próximos à parede convexa.

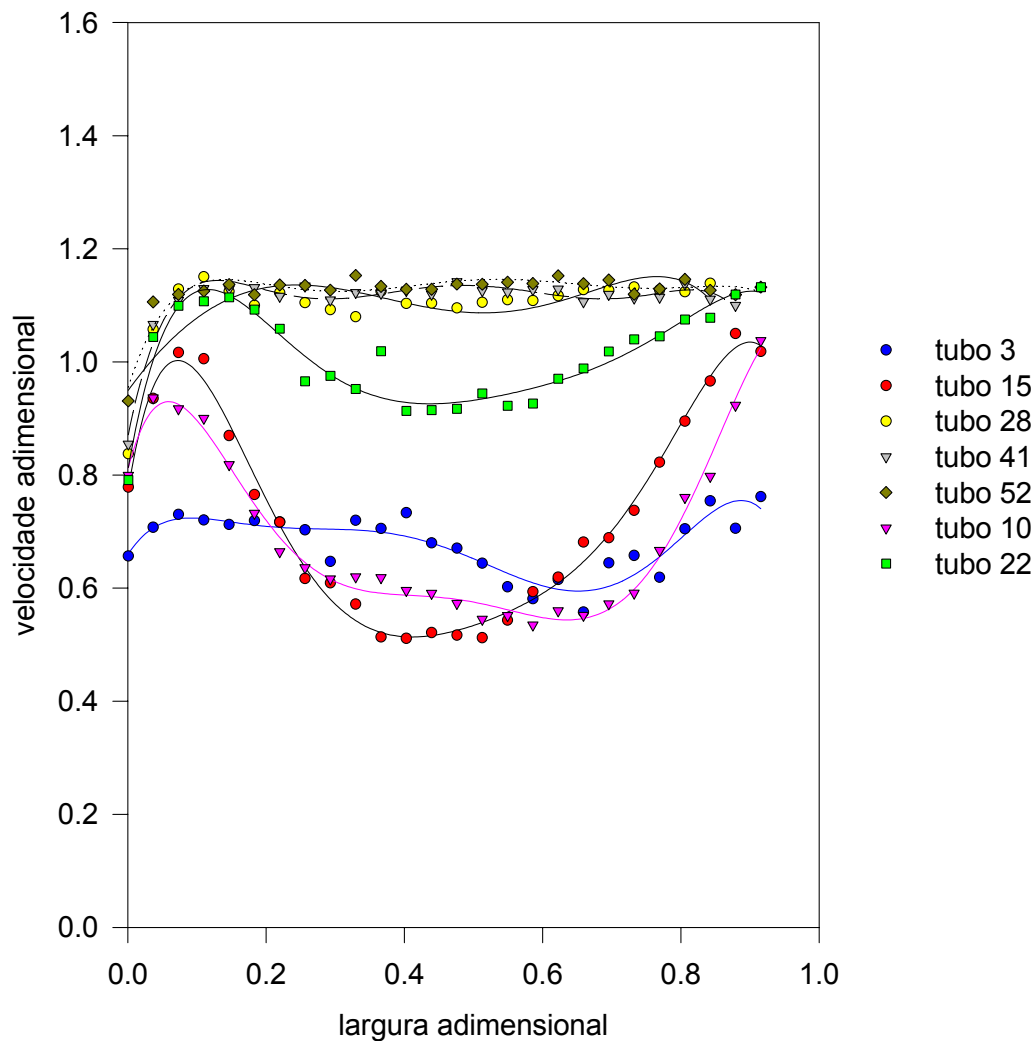


Fig. 4.15 : Perfis de velocidade para as várias posições da sonda, na configuração final.

O campo de velocidade obtido a partir dos dados da tabela 4.3 é apresentado, sob a forma de isolinhas, na figura 4.16.b, que representa a distribuição da velocidade média axial adimensional  $U_x / U_m$ , na seção do banco de tubos, com as duas paredes que foram estudadas e otimizadas neste trabalho. Na figura 4.16, também aparecem os gráficos da figura 4.6, para facilitar a comparação. Pode-se observar que a região de quase estagnação na configuração original desaparece neste gráfico. As isolinhas tomam um aspecto bem mais próximo às do trabalho de Humphrey et al., 1981. As velocidades ficam melhor distribuídas na seção do Economizador nesta configuração. Embora o gradiente de velocidade ainda ocupe uma região bastante grande na parede interna da curva, se compararmos com a lateral, isto é mais devido ao duto curvo do que à separação, como pode-se concluir pelas semelhanças entre as figuras b e c, pois no trabalho de Humphrey não há separação da camada limite.

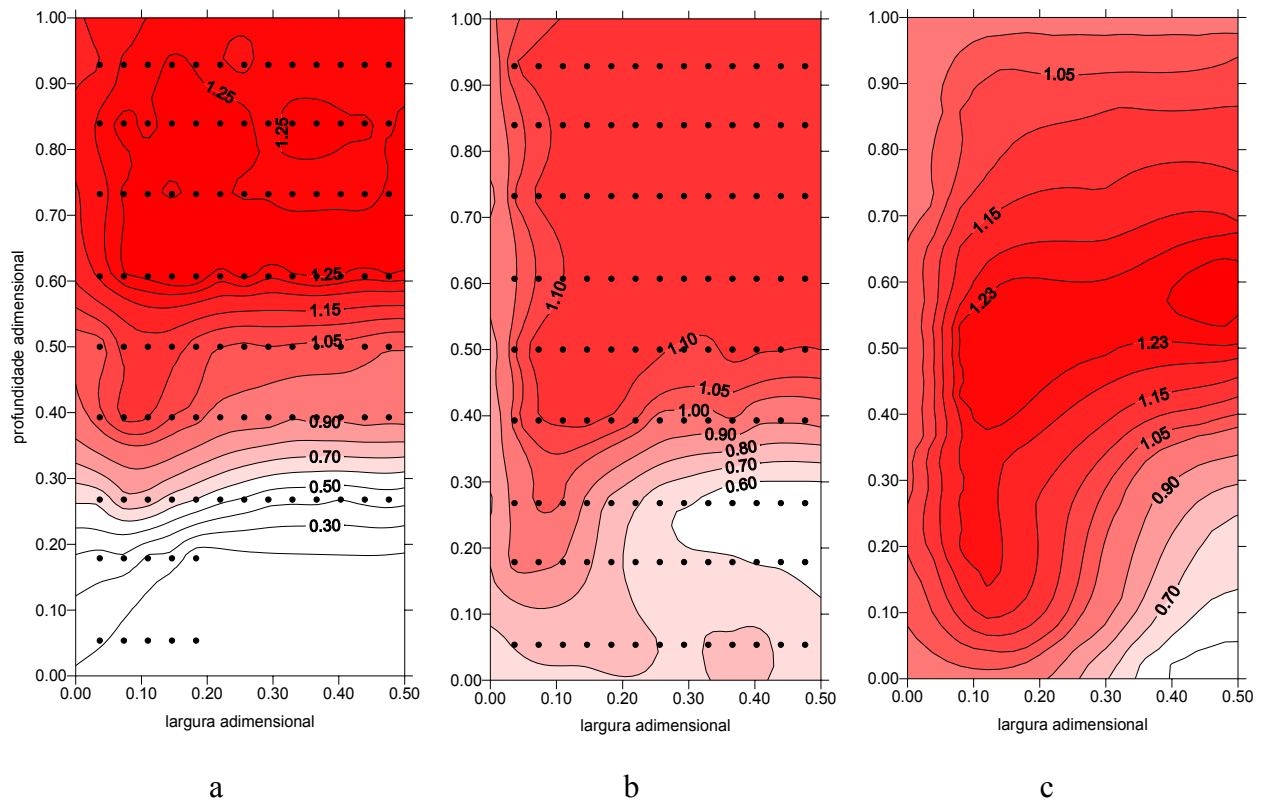


Fig. 4.16: Isolinhas de velocidade média axial adimensional  $U_x/U_m$ , em meia seção na altura do banco de tubos, no modelo em escala, a) na configuração original e b) na configuração final. Comparação com c) gráfico similar do trabalho de Humphrey et al., 1981. Em a) e b) estão marcados os pontos de medição.

A visualização do escoamento na configuração final, figuras 4.17 e 4.18, também mostra linhas de corrente mais regulares, sem indício de separação.

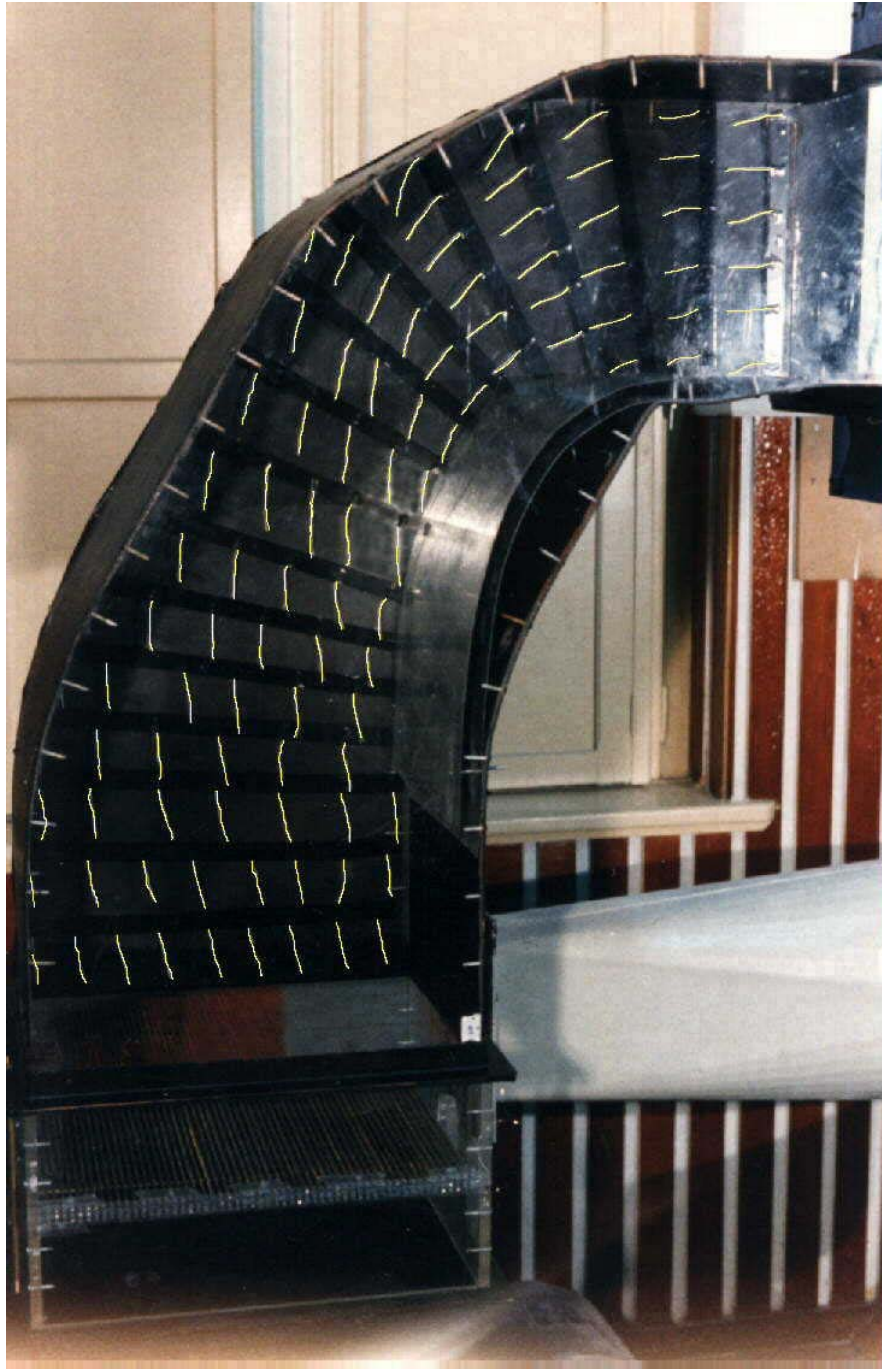


Fig. 4.17 : Visualização do escoamento na configuração final ( $Re = 6,2 \cdot 10^4$ ).



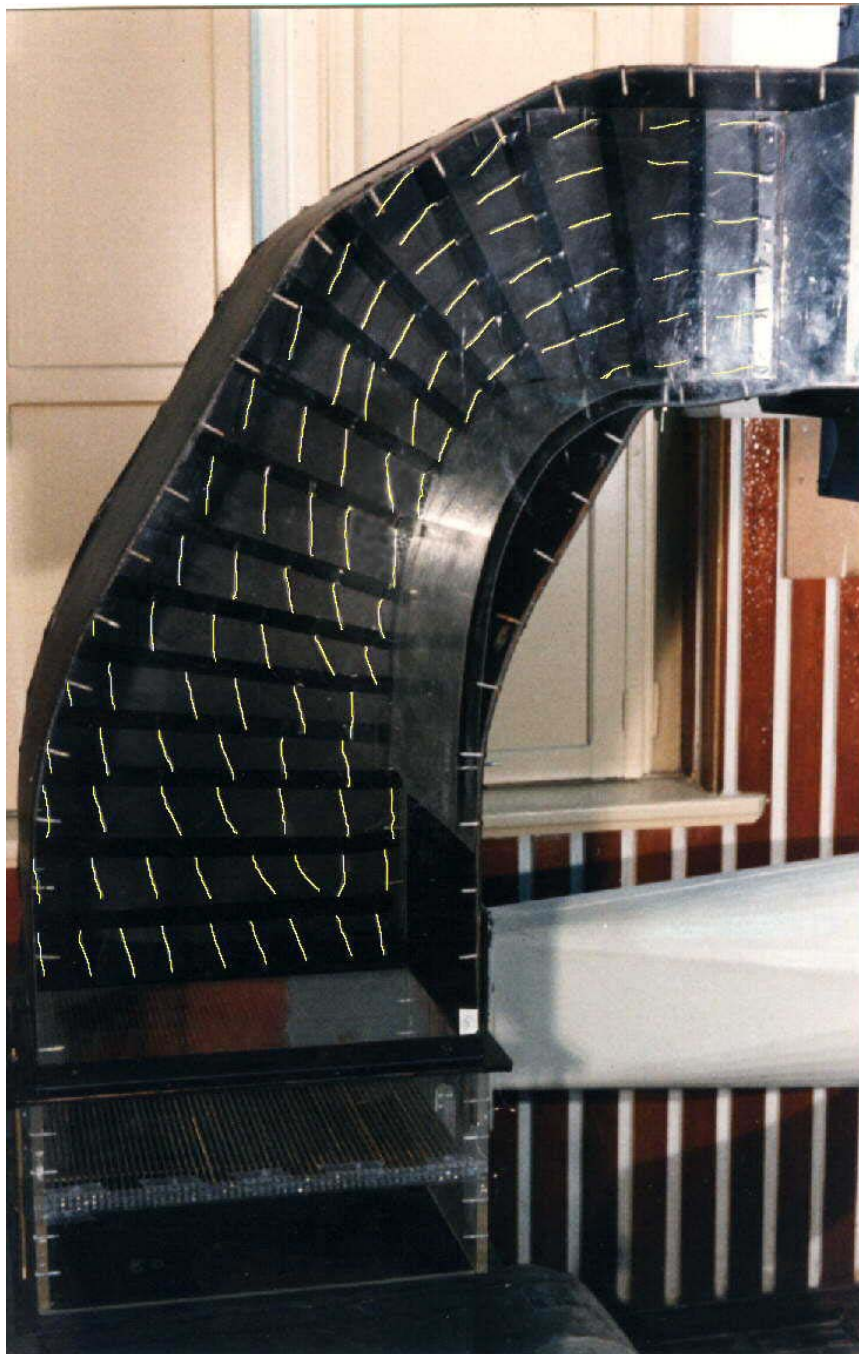


Fig. 4.18 : Visualização do escoamento na configuração final ( $Re = 1,82 \cdot 10^5$ ).



### 4.3 Perfis de velocidade com o Anemômetro de Fio Quente

Para obter-se os ângulos de incidência do escoamento sobre o banco de tubos, foi usada a técnica de anemometria de fio quente, com a sonda deslocando-se transversalmente aos tubos, 67 mm acima dos mesmos, na linha média do banco, como havia sido feito anteriormente com a sonda Pitot. Esta distância entre a sonda e os tubos, maior do que a usada com a sonda tipo Pitot, deve-se a razões construtivas da sonda do anemômetro.

Nas figuras 4.19 e 4.20 pode-se ver a comparação entre as leituras de velocidade feitas pelas duas sondas, na situação inicial e na final deste trabalho. Verifica-se que há uma melhor concordância entre os valores obtidos com o anemômetro e com o tubo de Pitot na configuração final, onde todas as informações obtidas (visualização, campo de velocidade e variação de pressão estática na seção) mostram que o escoamento é mais regular. No entanto, mesmo na configuração inicial, os resultados apresentam boa concordância, à exceção da região próxima à parede convexa, que é a região dos grandes vórtices, como pode-se ver na visualização.

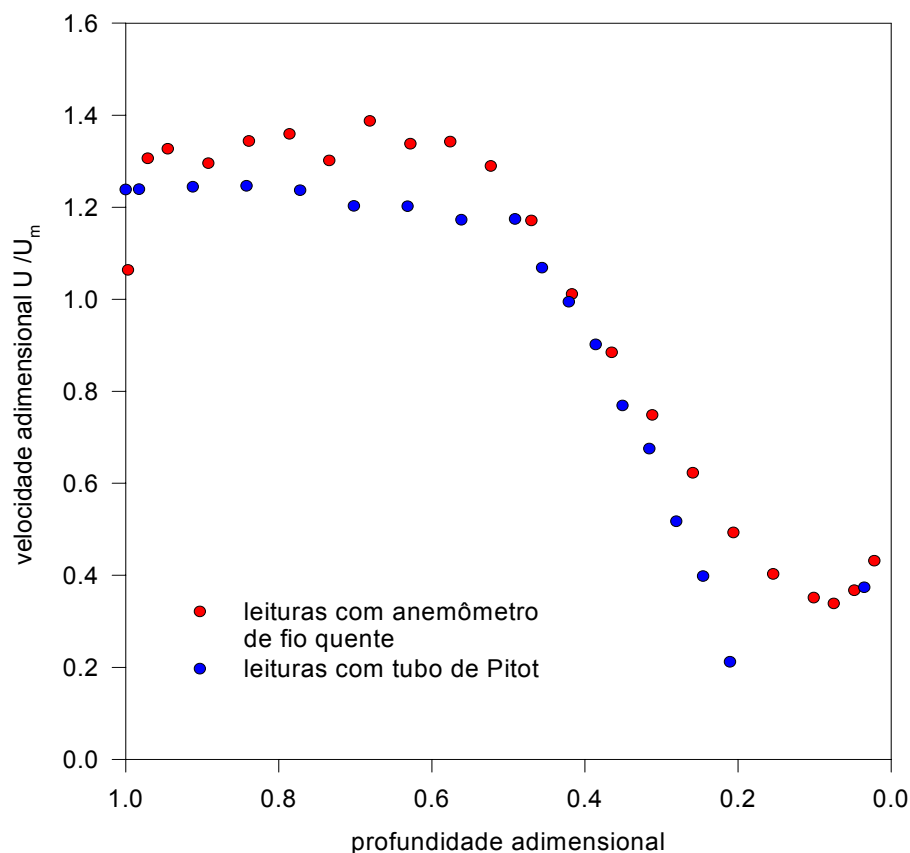


Fig. 4.19: Comparação entre as leituras de velocidade feitas com o Anemômetro de Fio Quente e com a sonda Pitot, na configuração inicial deste trabalho

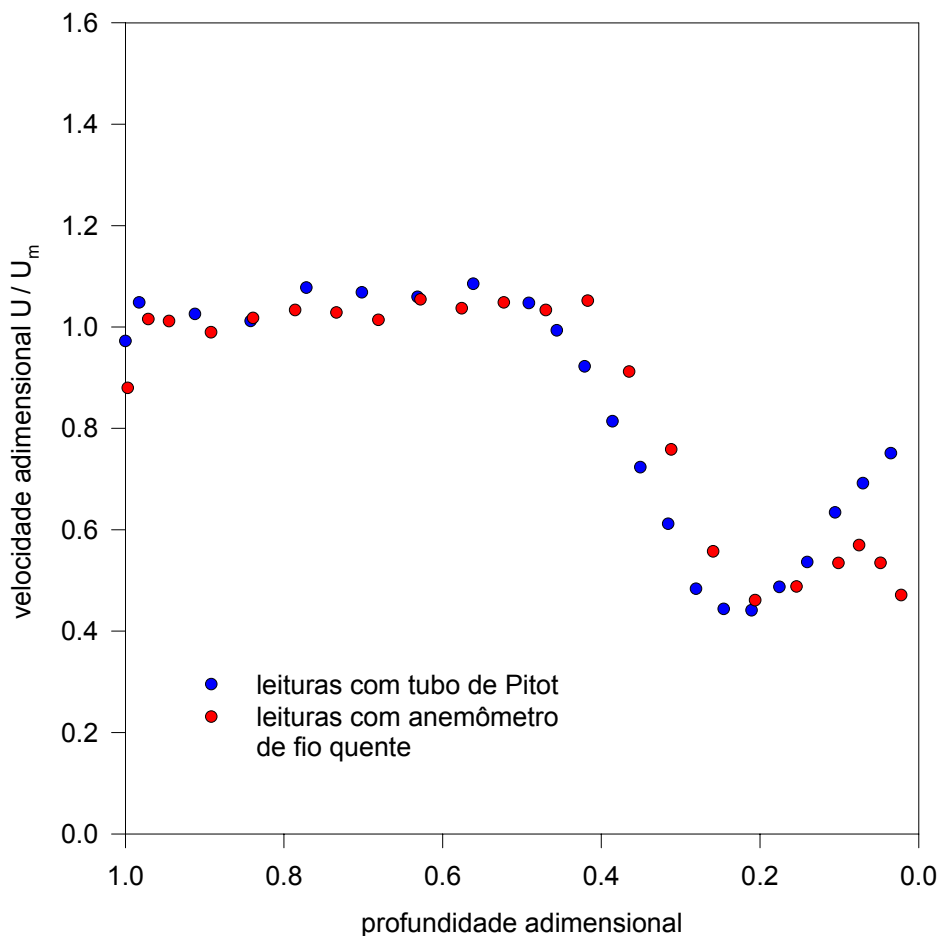


Fig. 4.20 : Comparação entre as leituras de velocidade feitas com o Anemômetro de Fio Quente e com a sonda Pitot, na configuração final deste trabalho

Na figura 4.21, pode-se ver os ângulos de incidência, obtidos a partir das leituras do anemômetro de fio quente. Pode-se observar que o escoamento com a modificação da configuração final incide formando pequenos ângulos com a normal, enquanto na configuração inicial temos ângulos de quase  $-20^\circ$ . Os ângulos foram considerados positivos no sentido horário a partir da normal à seção do banco de tubos.

Na figura 4.22, foram desenhados os vetores das velocidades incidentes, adimensionalizadas pela velocidade média na seção, nas configurações inicial e final. Os vetores desenhados representam, em escala, os valores das médias temporais da velocidade incidente  $\mathbf{U} = U_x \mathbf{i} + U_y \mathbf{j}$ , conforme descrito no capítulo 3.2.

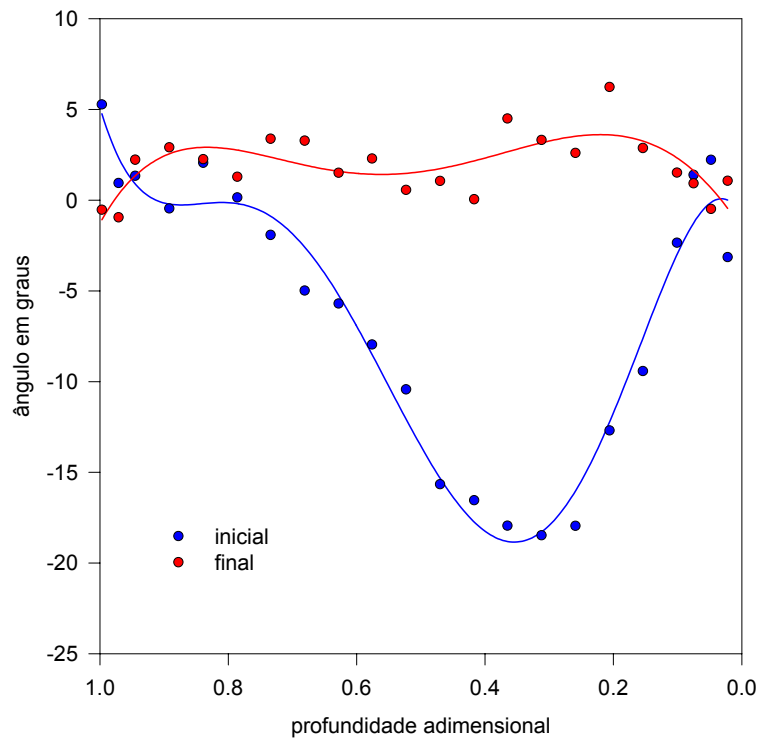


Fig. 4.21: Ângulos de incidência da velocidade incidente sobre os tubos do economizador.

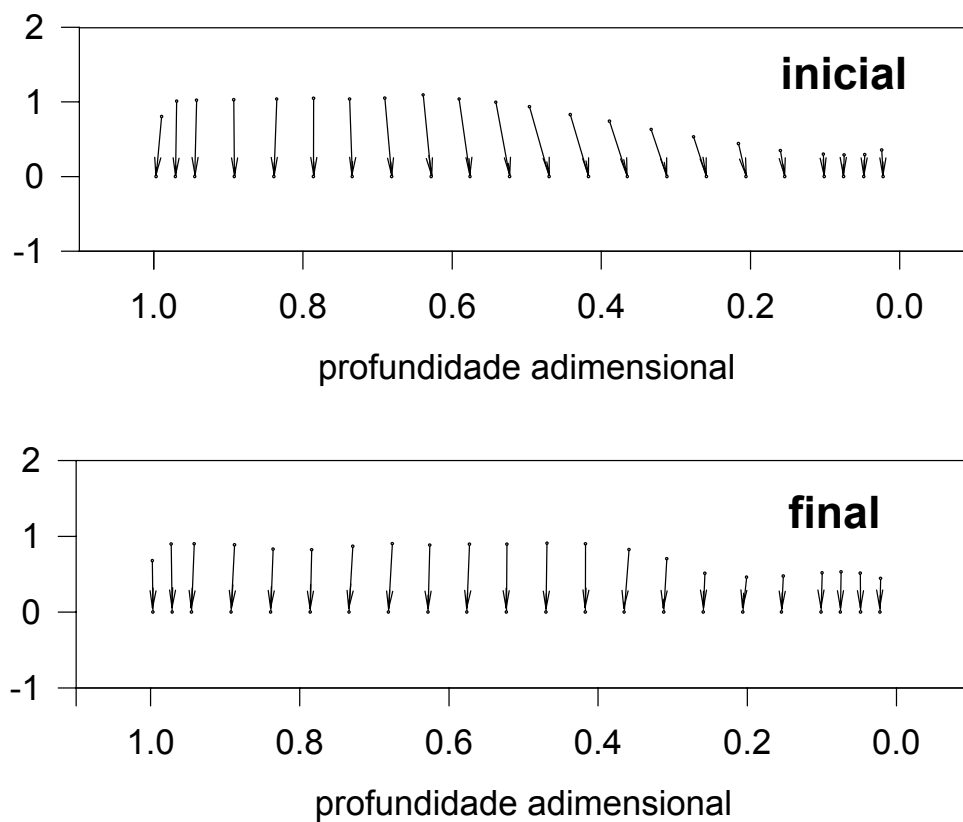


Fig. 4.22: Vetores representando as velocidades incidentes adimensionais nas configurações inicial e final.

Anteriormente havia-se concluído que, na configuração inicial, o ângulo da velocidade incidente, na região de separação, encontrava-se entre  $60^\circ$  e  $70^\circ$  de inclinação da sonda em relação à normal, conforme a figura 4.5, reforçando a idéia de escoamento reverso na região, sugerido na visualização da figura 4.3. No entanto, os ângulos vistos nas figuras 4.21 e 4.22 são bem menores. Isto pode ser explicado pelo fato de que, para a sonda, é indiferente se o ângulo do escoamento incidente é  $\delta$  ou é  $90^\circ - \delta$ . Observando-se a figura 3.8 fica claro que os valores obtidos para  $E_1$  e  $E_5$  serão os mesmos nas duas situações. Então, se na região do escoamento compreendida entre 0 e 0,4 da profundidade adimensional, que é a região de separação, com a formação e desprendimento de vórtices em contra-rotação, tivermos ângulos de incidência maiores que  $45^\circ$ , estes serão percebidos pelo método de medição como sendo o seu ângulo complementar. Na figura 4.21, pode-se ver que o ângulo, que vai aumentando a partir da parede côncava em direção à parede convexa, volta a diminuir a partir da posição 0,4, justamente quando se aproxima da região onde, de acordo com todos os resultados anteriores, incluindo a visualização, ocorrem os grandes vórtices em contra rotação e, portanto, o ângulo de incidência deveria aumentar. Portanto, nesta região, para a configuração inicial, os resultados da anemometria, na sistemática aplicada, devem ser encarados com reserva.

#### 4.4. Campo de pressão

A existência de um gradiente adverso de pressão é a condição necessária, embora não suficiente, para que ocorra o fenômeno de separação da camada limite. A última etapa deste trabalho foi levantar o campo de pressão ao longo do duto curvo do modelo, nas configurações inicial e final, tendo como objetivo trazer melhor compreensão para o que ocorre ao longo do duto e as diferenças entre as duas configurações citadas.

Foram então feitas tomadas de pressão estática, uniformemente distribuídas na parede lateral da seção de ensaios, de modo a formar uma malha, totalizando 50 pontos de medição. Com estes dados, foram feitos os gráficos em isolinhas das figuras 4.23 e 4.24, em que a pressão foi adimensionalizada na forma do coeficiente de pressão,  $C_p$ , usando-se a velocidade média da seção. Os centros das tomadas de pressão estática estão marcados nos gráficos. Na região que fica entre a parede convexa original e a parede que dá a nova curvatura, na figura 4.24, não há escoamento.

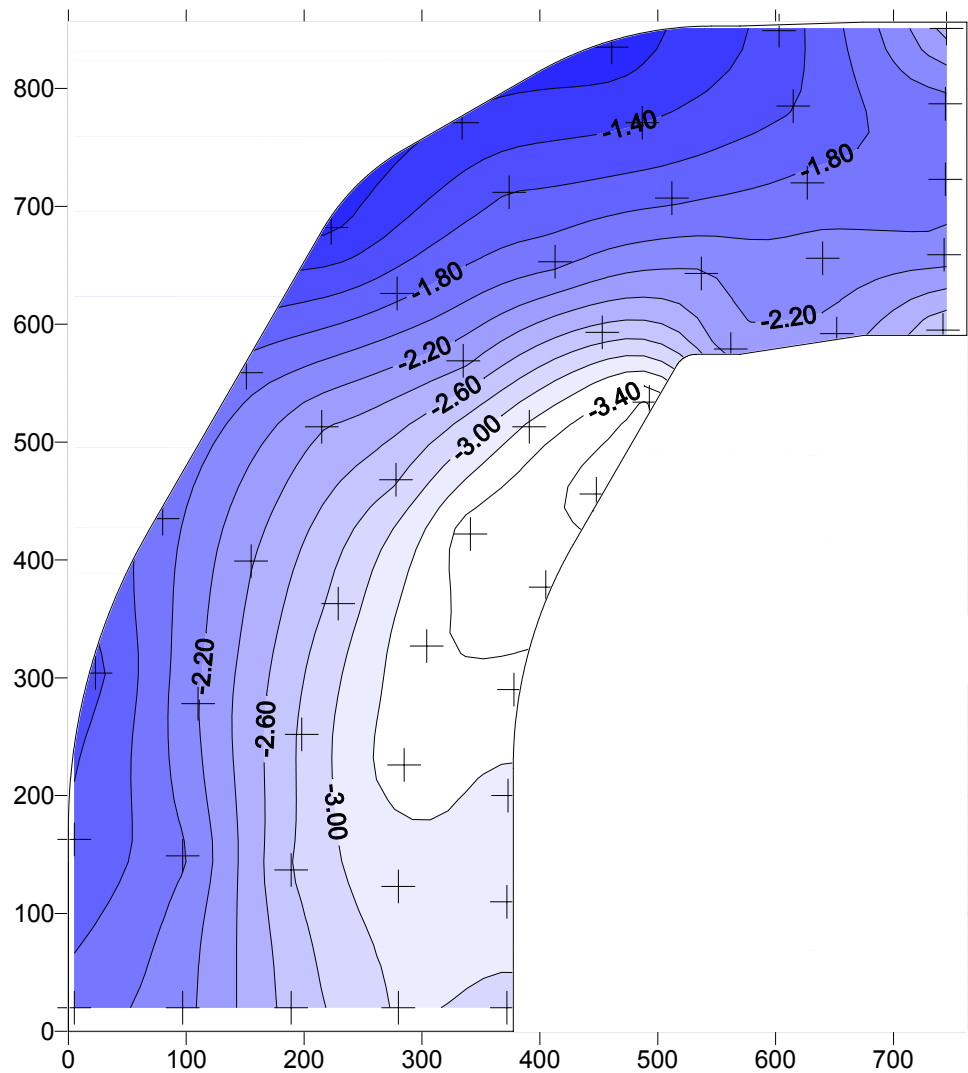


Fig. 4.23: Campo de pressão no duto curvo, na configuração inicial, medido na parede lateral. As coordenadas indicam as dimensões do modelo, em mm e as pressões estão adimensionalizadas na forma do coeficiente de pressão.

Observando-se a figura 4.23, podemos ver claramente que há uma região de pressão muito baixa após a primeira curva da parede convexa, contornada pela isolinha  $-3,40$ , que vai se recuperando ao longo desta parede, mas que, na saída do duto, ainda está com uma grande diferença a recuperar em relação à pressão na parede oposta. Esta recuperação da diferença de pressão gera, ao longo da parede convexa e após a curva, em direção ao banco de tubos, o gradiente adverso que é condição necessária para a separação. Por outro lado, na configuração final, a região de mínima pressão ocorre antes, bem próximo da primeira curva (região contornada pela isolinha  $-2,60$ ) e se recupera rapidamente, criando aí um gradiente adverso, condição necessária para a separação. Mas, como podemos ver na visualização das figuras 4.17 e 4.18, esta não ocorre, possivelmente por se encontrar na região não divergente e com um grande raio de curvatura. Mesmo que ocorresse a separação, esta não se estenderia até a saída do duto.

Em compensação, na saída do duto, o gradiente de pressão é suavizado na seção transversal, reduzindo a intensidade do gradiente adverso na parede convexa.

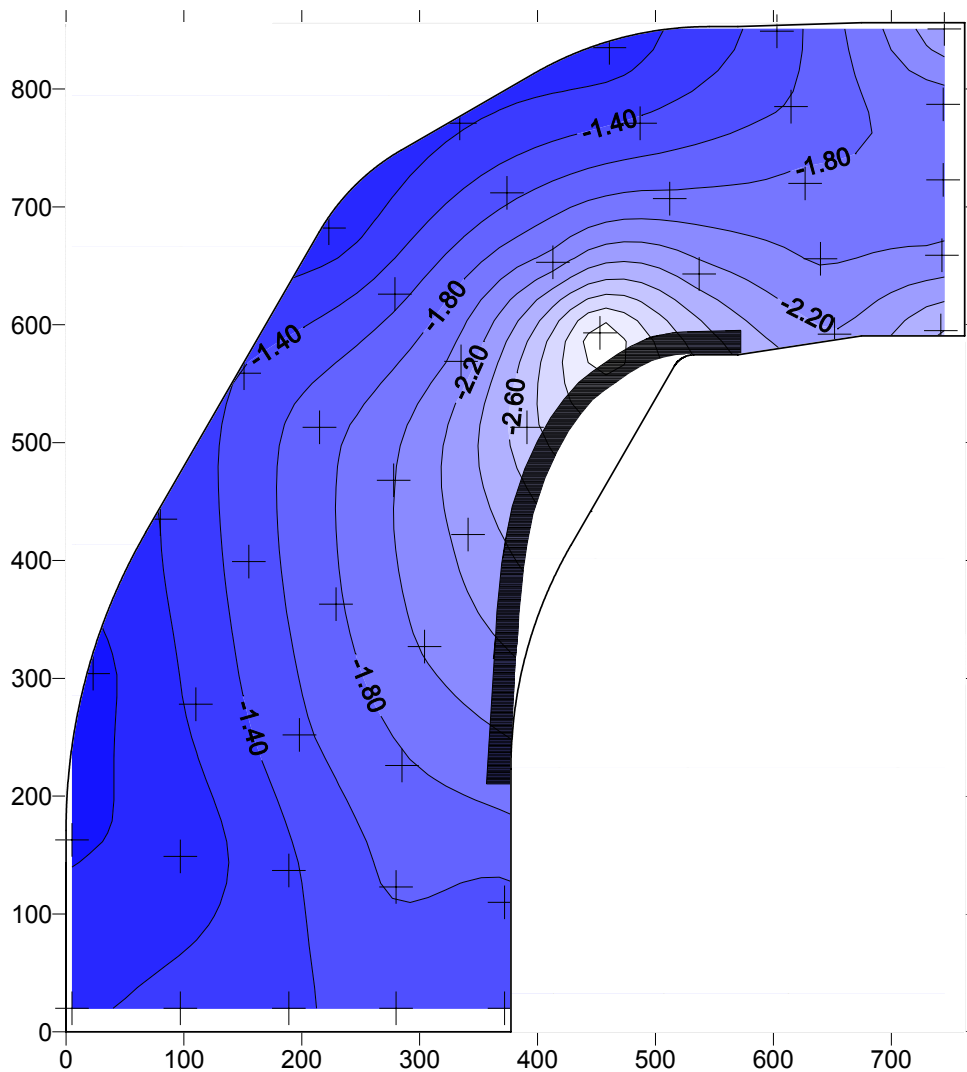


Fig. 4.24 : Campo de pressão no duto curvo, na configuração final, medido na parede lateral. As coordenadas indicam as dimensões do modelo, em mm e as pressões estão adimensionalizadas na forma do coeficiente de pressão.

## 5. CONCLUSÕES

O primeiro objetivo deste trabalho foi o de realizar um estudo experimental do comportamento do escoamento em um modelo de duto curvo de seção retangular reproduzindo, em escala, o duto de saída dos gases da caldeira e ligação com o Economizador 1, da Usina Termoeletrica Presidente Médici, no município de Candiota, RS. O segundo objetivo foi o de encontrar uma alternativa para reduzir a erosão, devida às cinzas transportadas pelos gases de combustão, dos tubos do Economizador, aumentando sua vida útil e diminuindo a indisponibilidade da caldeira.

Nesse modelo, foram realizadas medições da distribuição de velocidades e pressões na seção de saída do duto. Foram também feitas medições em uma seção central, perpendicular aos tubos do Economizador, com várias formas de acessórios, montados sobre a configuração original, aplicando diversas técnicas de controle da camada limite. Os resultados foram comparados com os dados de desgaste das paredes dos tubos do Economizador, na usina, indicando uma estreita relação entre erosão e velocidade do escoamento.

Também foi levantado o campo de pressão ao longo do duto. Os resultados mostraram que a configuração geométrica do duto é tal que, além do deslocamento da região de maior velocidade do perfil em direção à parede côncava, característico de escoamentos em dutos curvos, ainda ocorre a separação da camada limite na parede convexa, formando-se uma região de recirculação e reduzindo-se a seção útil do escoamento. Tais características explicam a erosão acentuada que ocorre com os tubos do Economizador na região próxima da parede côncava. A solução clássica para melhorar a distribuição do escoamento em dutos curvos, é a colocação de diversos defletores acompanhando a curva, de modo a dividir o duto em vários outros menores. Neste caso, tal solução foi descartada, pois os defletores acrescentariam um peso considerável à estrutura. Além disso, pela alta abrasividade da cinza arrastada pelos gases, tais defletores representariam um risco adicional à integridade do Economizador, pois estariam em local de difícil acesso para inspeção e a sua erosão poderia fazer com que se desprendessem e fossem projetados sobre os tubos, causando prejuízo ainda maior.

As medições, feitas com sonda tipo tubo de Pitot, foram confirmadas, para as configurações estudadas neste trabalho, por medições realizadas com anemômetro de fio quente. Houve em geral boa concordância entre os resultados.

Procurou-se melhorar a distribuição de velocidades reduzindo-se a zona de formação de grandes vórtices, consequência da separação da camada limite, que reduz a área útil para o escoamento. Isto foi obtido desenvolvendo-se um dispositivo que utiliza a técnica de controle da camada limite por meio da injeção de fluido com mais energia na região de separação, desviado de uma região anterior do escoamento. Este dispositivo foi patenteado sob o número PI9703921, no INPI - Ministério da Indústria e Comércio.

A alteração proposta por este trabalho, através do dispositivo patenteado, deve servir de base para um projeto de alteração semelhante no duto de gases das caldeiras da Usina Presidente Médici, esperando-se um aumento da sua disponibilidade e aumento da sua eficiência.

Como foi considerada aceitável a similaridade dinâmica entre o modelo e a parte modelada da caldeira real, os valores adimensionalizados de velocidade em cada posição (definida por coordenadas adimensionais) podem ser transpostos para as respectivas posições na caldeira.

Para trabalhos futuros, sugere-se:

Levantamento do perfil de velocidades em várias seções ao longo do duto, para observar o seu desenvolvimento e o início da separação da camada limite.

Modificação da técnica de anemometria de fio quente utilizada, para definir o ângulo de incidência na região de separação. Determinação de uma sistemática de medição para evitar erros de interpretação dos resultados.

Fazer a modelagem numérica do modelo e compará-la com os resultados experimentais obtidos neste trabalho.

Modelar o comportamento térmico do escoamento e estudar o efeito do resfriamento da parede convexa como técnica de prevenção da separação da camada limite.

Modelar o comportamento térmico do economizador nas configurações inicial e final deste trabalho, estudando a variação da sua eficiência térmica.