

NELSON KANJI HONMA

ESTUDO DO ESCOAMENTO EM JANELAS DE TRANSMISSÃO DE UM MOTOR DOIS TEMPOS

Trabalho de formatura apresentado ao
Departamento de Engenharia Mecânica
da Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo

Professor Orientador:
Guenther Carlos Krieger Filho

Aprovado
16.02.2001

São Paulo
2000

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600006352

Dedicatória

Aos meus pais que muito me incentivaram e ajudaram para que eu pudesse concluir meus estudos.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Guenther por ter me orientado e pelo auxílio e paciência no andamento deste trabalho.

Ao jovem Júnior por ter auxiliado na durante as experiências que foram feitas para verificar os resultados fornecidos pelo programa FLUENT.

Sumário

LISTA DE FIGURAS

RESUMO

1. INTRODUÇÃO	1
2. MODELO	5
3. EQUACIONAMENTO	6
4. SIMULAÇÃO E COMPARAÇÃO DE RESULTADOS DE ESCOAMENTO LAMINAR EM TUBOS	9
4.1 Descrição do caso	9
4.2 Resolução no FLUENT	10
4.3 Comparação com os resultados analíticos	14
5. ESTUDO DE UM TUBO RETO PARA O CASO TURBULENTO	19
5.2 Descrição do caso	19
5.3 Resolução no FLUENT	19
5.4 Comparação de resultados	21
6. ESTUDO DE PERDA SINGULAR EM REGIME PERMANENTE	23
6.1 Descrição do aparato experimental	24
6.2 Procedimento experimental	25
6.3 Tratamento dos dados experimentais	25
6.4 Simulação no FLUENT	27
6.5 Comparação de resultados	30
7. GERAÇÃO DA MALHA DA JANELA DE TRANSMISSÃO	33
8. SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO(FLUENT)	36
8.1 Verificação da independência da malha	36
8.1.1 Condições de contorno	36
8.2 Análise do perfil de velocidades	40
8.2 Malha modificada	42
8.2.1 Geração da malha modificada	42
8.2.2 Análise do perfil de velocidades da malha modificada	43
8.3 Análise da perda de carga	44
9. CONCLUSÃO E COMENTÁRIOS FINAIS	46
10. BIBLIOGRAFIA	48

Lista de figuras

Figura 1.1 Processos de lavagem em motores dois tempos	2
Figura 1.2 Diagrama indicador para um motor de dois tempos. (a) cilindro do tipo (a); (x) compressão adiabática	4
Figura 2.1 Esquema simplificado do motor	5
Figura 4.1 Malha com 10 x 200 nós.	11
Figura 4.2 Malha com 10 x 200 nós, refinada junto à parede e à entrada.	11
Figura 4.3 Campo de velocidades para o escoamento laminar.....	12
Figura 4.4 Campo de velocidades próximo à entrada.....	13
Figura 4.5 Campo de velocidades próximo à saída.	14
Figura 4.6 Perfis de velocidade para malha 10 x 200.	15
Figura 4.7 Perfis de velocidade para a malha refinada.	16
Figura 4.8 Velocidade ao longo do tubo (malha 10 x 200).	17
Figura 4.9 Velocidade ao longo do tubo (malha refinada).	18
Figura 5.1 Velocidade ao longo do eixo para escoamento turbulento.....	20
Figura 5.2 Pressão estática ao longo do eixo para escoamento turbulento.	21
Figura 5.3 - Comparação entre FLUENT e valor teórico.	22
Figura 6.1 Foto do trecho de tubulação com a redução	23
Figura 6.2 Esquema de instalação do experimento.	24
Figura 6.3 Redução com os respectivos pontos e medidas em milímetros.....	26
Figura 6.4 Resultado do levantamento de dados experimental.....	27
Figura 6.5 Elementos gerados no GAMBIT para a redução.....	28
Figura 6.6 Contornos de velocidade na singularidade.	29
Figura 6.7 Contorno de pressão para a redução.....	30
Figura 6.8 Velocidade ao longo do eixo para o experimento.....	31
Figura 6.9 Pressão ao longo do eixo para o experimento.	32
Figura 7.1 Foto do motor cortado	33
Figura 7.2 Foto do detalhe da janela de transmissão.....	33
Figura 7.3 Foto do molde gerado	34
Figura 7.4 Malha gerada da janela (WireFrame).....	35
Figura 8.1 Perfil de velocidades na direção X na entrada da janela.....	37
Figura 8.2 Linha gerada para a análise de independência de malha.....	38
Figura 8.3 Linha vista pelo plano paralelo ao plano XZ.....	38
Figura 8.4 Perfil de velocidades ao longo da linha gerada.....	39
Figura 8.5 Perfil de velocidades na direção X no plano gerado	41
Figura 8.6 Detalhe do perfil de velocidades na saída da janela	42
Figura 8.7 Janela modificada(WireFrame)	43
Figura 8.8 Perfil de velocidades na direção X no plano gerado	44

RESUMO

O processo de lavagem em motores kart é de suma importância para o desempenho. O projeto da geometria dos dutos e janelas de transferência da carga do carter para a câmara de combustão é fundamental para o desempenho do motor.

Neste projeto, buscou-se com o auxílio do programa CFD FLUENT um estudo sobre como a geometria das janelas de transmissão podem afetar o escoamento.

Após a familiarização dos programas que foram utilizados no programa(GAMBIT e FLUENT) foram feitas simulações para casos simples que possuem respostas bem conhecidas para verificar a precisão dos programas.

Foi constatado que para escoamentos laminares o programa fornece ótimos resultados. Para o escoamento turbulento, houve uma pequena diferença nos resultados obtidos do programa com aqueles esperados.

Após essa etapa, uma malha da janela de transmissão do motor foi construída e simulada para que fosse verificado o campo de velocidades do escoamento.

Uma região de maior gradiente de velocidades pode ser observada, indicando que este pode ser um local a ser modificado, de maneira a se obter uma queda na perda de carga do escoamento.

Em seguida uma outra janela com uma pequena modificação foi gerada e simulada para que fosse feita uma análise da mudança do comportamento do escoamento com a geometria.

As velocidades na saída da janela tiveram seu perfil de velocidades modificado. Analisando as diferenças de pressões na entrada e saída da janela de transmissão nos dois casos foi possível observar-se uma pequena diminuição na perda de carga no caso da janela modificada, mas que não pode ser conclusivo pois os valores obtidos estão próximos ao erro do programa.

1. INTRODUÇÃO

A característica que distingue o método de operação do motor de dois tempos é que, a cada curso de expansão corresponde a um curso de trabalho.

O bombeamento é feito através de um mecanismo chamado *bomba de lavagem*.

A figura 1 mostra diversos tipos de cilindros de dois tempos. Os princípios de sua operação são os mesmos, apesar das diferenças de projetos e disposição mecânica. Esses motores têm janelas que são descobertas pelo pistão, próximo do ponto morto inferior. Nas figuras 1a e 1b tais janelas ficam em apenas um dos extremos do cilindro, mas são divididas em dois grupos, um para a admissão e outro para a descarga. Nas figuras 1c e 1d as janelas de admissão são abertas por um pistão e as de descarga pelo outro. Nas figuras 1e e 1f existem válvulas controladas pelo pistão.

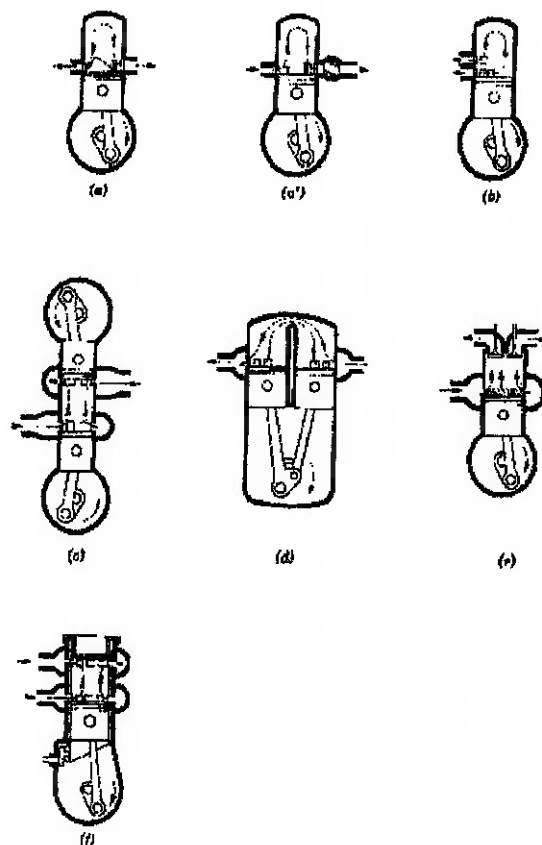


Figura 1.1 Processos de lavagem em motores dois tempos

Processo de Lavagem – Em todos os processos de dois tempos, comerciais, o ar ou uma mistura de combustível-ar, é fornecido na admissão com uma pressão mais elevada do que a do sistema de descarga, utilizando-se uma bomba de lavagem. A operação de limpeza do cilindro, retirando-se os gases de descarga e enchendo-o o mais possível com a mistura fresca é chamada lavagem.

A figura 2 mostra o diagrama de pressão vs ângulo de manivela, retirado de um motor de dois tempos, por meio de um dispositivo de mola fraca. Após a abertura das janelas de descarga, a pressão do cilindro cai rapidamente no processo de descompressão. O ângulo de descompressão é definido como o

ângulo de manivela compreendido entre a abertura da janela de descarga e o ponto em que a pressão do cilindro se iguala à de descarga.

Após o processo de descompressão, a pressão do cilindro usualmente cai abaixo da pressão de descarga, por um período correspondente a poucos graus, devido à inércia dos gases.

Logo após o início de abertura das janelas de descarga, as janelas de admissão são abertas e, tão logo a pressão do cilindro caia abaixo da pressão de lavagem a mistura nova escoar para o interior do cilindro. Este escoamento perdura enquanto permanecem abertas as janelas de admissão e a pressão total exceder a do cilindro.

Durante o escoamento da mistura nova através das janelas de admissão, os gases de descarga continuam a descarregar através da janela de descarga, como resultado do escoamento de alta velocidade no período de descompressão e também devido ao eventual aumento de pressão no cilindro, acima da pressão do sistema de descarga, decorrente do escoamento da mistura nova através das janelas de admissão. O ângulo de manivela durante o qual as janelas de admissão e de descarga estão abertas é chamado ângulo de lavagem, e o intervalo de tempo corresponde ao período de lavagem.

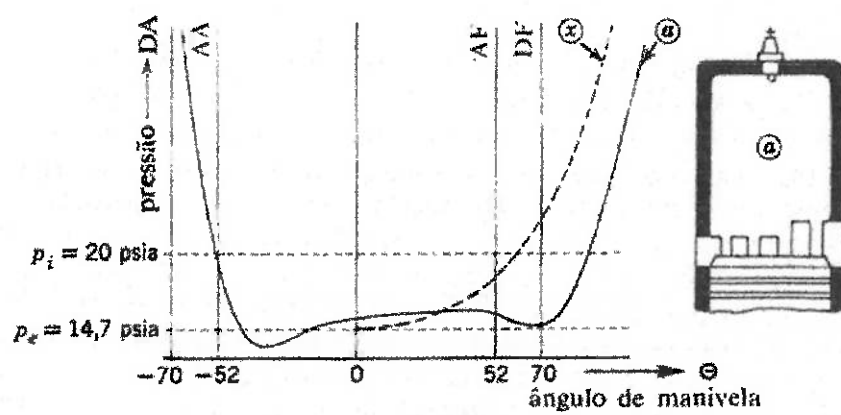


Figura 1.2 Diagrama indicador para um motor de dois tempos. (a) cilindro do tipo (a); (x) compressão adiabática.

2. MODELO

Abaixo temos o esquema do motor a ser estudado neste projeto:

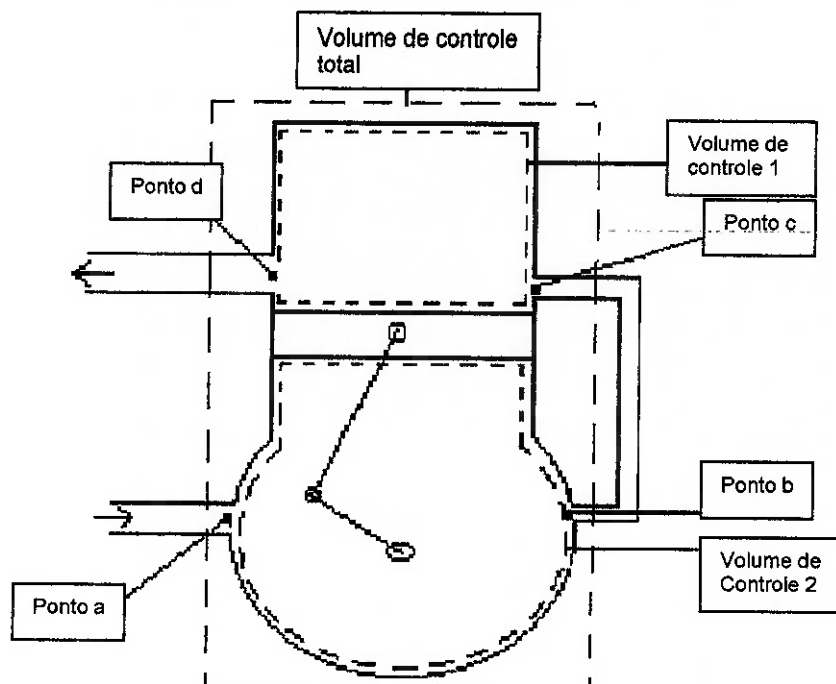


Figura 2.1 Esquema simplificado do motor

Com o objetivo de verificar a influência da diferença de pressões entre o carter e o cilindro no escoamento da mistura pelas janelas de transmissão será feita uma estimativa do campo de pressões através de uma análise termodinâmica nos 3 volumes de controle mostrados acima e com as equações obtidas por essa análise, será feita uma implementação em computador que modo a estimar estas pressões.

Após esta análise será feita a geração da malha de modelos simplificados da janela de transmissão e a simulação com os valores das pressões estimadas.

3. EQUACIONAMENTO

1ª Lei para volume de controle:

$$\dot{Q}_{VC} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g \cdot Z_e \right) = \frac{dE_{VC}}{dt} + \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + g \cdot Z_s \right) + \dot{W}_{VC}$$

Admitindo que o processo seja adiabático e que as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis, obtemos:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{W}_{VC} + (\dot{m}_e \cdot h_e - \dot{m}_s \cdot h_s)$$

Admitindo que não haja troca de calor e perda de carga nas janelas de transmissão, podemos assumir que não há acúmulo nas janelas durante o processo de escoamento e que a entalpia em c é igual a entalpia em d. Podemos definir uma vazão $\dot{m}_j$ que representa a vazão em massa pela janela de transmissão, h_j como sendo a entalpia da mistura em qualquer ponto da janela de transmissão. Substituindo o termo de variação de energia infinitesimal dentro do volume de controle pela variação de massa e energia para cada ângulo de manivela dentro deste volume de controle e aplicando a equação para os 3 volumes de controle, temos

$$\dot{m}_{VC1(\theta+\Delta\theta)} \cdot u_{VC1(\theta+\Delta\theta)} - \dot{m}_{VC1(\theta)} \cdot u_{VC1(\theta)} = -\dot{W}_{VC1} + \dot{m}_{JT} \cdot h_{JT} - \dot{m}_d \cdot h_d \quad (4)$$

$$\dot{m}_{VC2(\theta+\Delta\theta)} \cdot u_{VC2(\theta+\Delta\theta)} - \dot{m}_{VC2(\theta)} \cdot u_{VC2(\theta)} = -\dot{W}_{VC2} + \dot{m}_a \cdot h_a - \dot{m}_{JT} \cdot h_{JT} \quad (5)$$

$$\dot{m}_{VC1(\theta+\Delta\theta)} \cdot u_{VC1(\theta+\Delta\theta)} + \dot{m}_{VC2(\theta+\Delta\theta)} \cdot u_{VC2(\theta+\Delta\theta)} - \dot{m}_{VC1(\theta)} \cdot u_{VC1(\theta)} + \dot{m}_{VC2(\theta)} \cdot u_{VC2(\theta)} = (\dot{m}_a \cdot h_a - \dot{m}_d \cdot h_d) \cdot \frac{\Delta\theta}{\omega} \quad (6)$$

Pela conservação da massa, temos:

$$m_{VC1(\theta+\Delta\theta)} - m_{VC1(\theta)} = (\dot{m}_{JT} - \dot{m}_d) \cdot \frac{\Delta\theta}{\omega} \quad (2)$$

$$m_{VC2(\theta+\Delta\theta)} - m_{VC2(\theta)} = (\dot{m}_a - \dot{m}_{JT}) \cdot \frac{\Delta\theta}{\omega} \quad (3)$$

Pela equação de estado dos gases perfeito, temos que:

$$p_{VC1} \cdot V_{VC1} = m_{VC1} \cdot R_{ar} \cdot T_{VC1} \quad (7)$$

$$p_{VC2} \cdot V_{VC2} = m_{VC2} \cdot R_{ar} \cdot T_{VC2} \quad (8)$$

Pela relação $du = C_v \cdot dt$, temos

$$u_{VC1(\theta+\Delta\theta)} - u_{VC1(\theta)} = c_v (T_{VC1(\theta+\Delta\theta)} - T_{VC1(\theta)}) \quad (9)$$

$$u_{VC2(\theta+\Delta\theta)} - u_{VC2(\theta)} = c_v (T_{VC2(\theta+\Delta\theta)} - T_{VC2(\theta)}) \quad (10)$$

Pela equação do trabalho, temos:

$$W_{VC1} = p_{VC1} \cdot (V_{VC1(\theta+\Delta\theta)} - V_{VC1(\theta)}) \quad (11)$$

$$W_{VC2} = p_{VC2} \cdot (V_{VC2(\theta+\Delta\theta)} - V_{VC2(\theta)}) \quad (13)$$

Pela equação de escoamento em bocais, temos:

$$\dot{m}_a = \rho_{EXT} \cdot A_a \cdot \left\{ \frac{2}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{ATM}}{p_{VC2}} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \right\}^{1/2} \quad (14)$$

$$\dot{m}_d = \rho_{VC1} \cdot A_d \cdot \left\{ \frac{2}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{VC1}}{p_{ATM}} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \right\}^{1/2} \quad (15)$$

$$\dot{m}_{JT} = \rho_{VC2} \cdot A_{JT} \cdot \left\{ \frac{2}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{VC2}}{p_{VC1}} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

Pela relação $dh = c_p \cdot dT$, temos

$$h_a = c_p \cdot T_{EXT} \quad (16)$$

$$h_{JT} = c_p \cdot T_{VC2} \quad (12)$$

As equações obtidas acima formam um sistema de 16 equações e 16 incógnitas e sua resolução será feita através da redução de Gauss. O sistema foi tabelado e aparece no anexo 1.

Como foi assumido no começo da dedução das equações, foi adotado a hipótese de que não há troca de calor durante o processo. Isso significa que a combustão no motor está sendo ignorada numa primeira análise.

Após a simulação com as equações obtidas acima foi feita uma modificação na equação da primeira lei para incluir a transferência de calor provocada pela combustão. Isso será feito assumindo uma troca de calor $\dot{Q}$ entre determinados ângulos de manivela que representariam o início e o fim da combustão.

Durante a execução do programa para a resolução do sistema houve problemas numéricos devido às condições de funcionamento do motor como por exemplo a vazão $\dot{m}_j$ nula durante determinados ângulos de manivela, quando as janelas de admissão estão fechadas pelo cilindro.

Com os dados obtidos pelo programa foi construído o diagrama $p \times V$, como o da figura 1.2 e obteve-se uma figura semelhante.

4. SIMULAÇÃO E COMPARAÇÃO DE RESULTADOS DE ESCOAMENTO LAMINAR EM TUBOS

Para realizar-se uma familiarização e também para verificar os resultados obtidos pelo programa de simulação, foram feitas simulações de escoamento laminar em dutos retos, pois estes casos são bem conhecidos e detalhados em vários livros.

Após a geração da malha do duto reto e sua simulação traçou o perfil de velocidades ao longo do eixo de escoamento para verificar-se o comprimento de desenvolvimento fornecido pelo programa com o valor obtido na literatura.

Também se traçou o perfil de velocidades após o comprimento de desenvolvimento, pois este perfil também é um grande indicativo da precisão do programa.

Como o programa numérico possui diversos parâmetros e também modelos envolvidos nos cálculos, deve-se estabelecer um conjunto de ajustes necessários, para que a resposta fornecida esteja em acordo com a realidade. Para o caso laminar, as equações possuem soluções exatas e podem ser comparadas de modo a estabelecer parâmetros adequados de cálculo.

4.1 Descrição do caso

Para o estudo do escoamento laminar foi empregado um exemplo didático que é um tubo de 100 mm de diâmetro e com 1000 mm de comprimento. O fluido empregado foi o ar com densidade de $1,225 \text{ Kg/m}^3$ e com viscosidade de

$1,7894 \cdot 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$, sendo que na seção de entrada o perfil era do tipo bloco e com velocidade de 0,015 m/s. O número de Reynolds é 106,7.

4.2 Resolução no FLUENT

Antes de propriamente iniciar a resolução no FLUENT, é necessário gerar a malha no GAMBIT. Neste programa pode-se gerar o elemento (com a respectiva rede de nós) a ser estudado tanto em três dimensões, quanto em duas. Ainda em casos que possuam planos ou eixos de simetria deve-se construir os elementos de forma a aproveitar estas características, pois isto economiza cálculos e como consequência reduz o uso de memória do computador, o que pode agilizar o processo de simulação ou melhorar a precisão dos resultados.

Também é possível modificar as redes de nós, como quantidade de pontos, reduzir o intervalo da malha junto à parede e ainda selecionar o tipo de rede a ser criado.

Para este estudo optou-se por gerar malhas estruturadas (pois a geometria do tubo é simples).

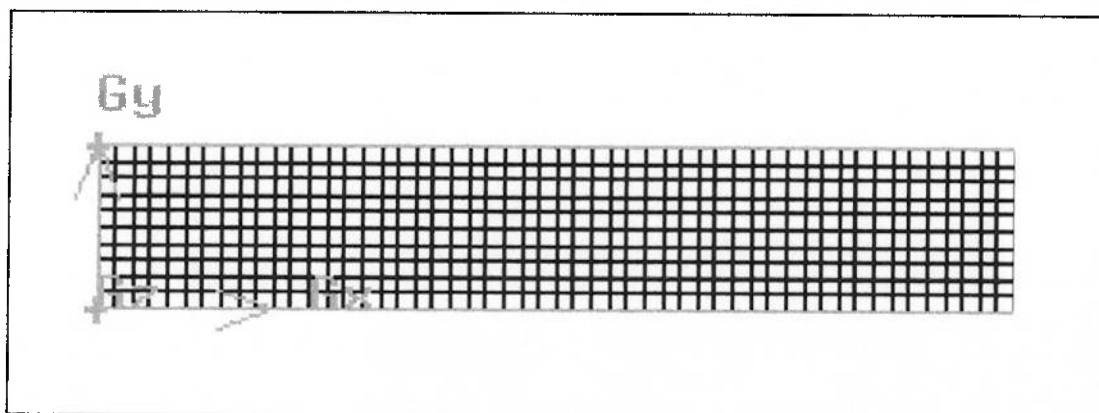


Figura 4.1 Malha com 10 x 200 nós.

Na figura acima está representada a malha com espaçamento regular gerada no trecho inicial do tubo, sendo que a linha na parte inferior representa o eixo de simetria.

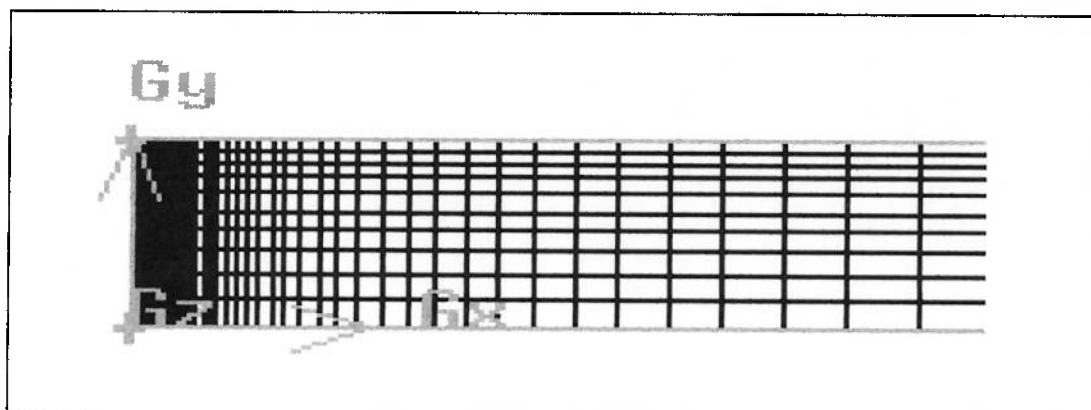


Figura 4.2 Malha com 10 x 200 nós, refinada junto à parede e à entrada.

A diferença mostrada acima está no melhor refinamento da malha junto à parede e ao trecho inicial, mantendo-se o número de nós igual ao da malha anterior.

Como condições de contorno foram utilizadas, na seção de entrada *velocity inlet*, na parede *wall*, na saída *outflow* e na linha de centro do tubo *axis* (obedecendo às condições impostas inicialmente).

Os resultados da simulação são apresentados a seguir sob forma de figuras. Elas mostram os contornos (campos) de velocidade no interior do tubo, através da escala de cores (cada cor representa uma velocidade de acordo com a escala a esquerda).

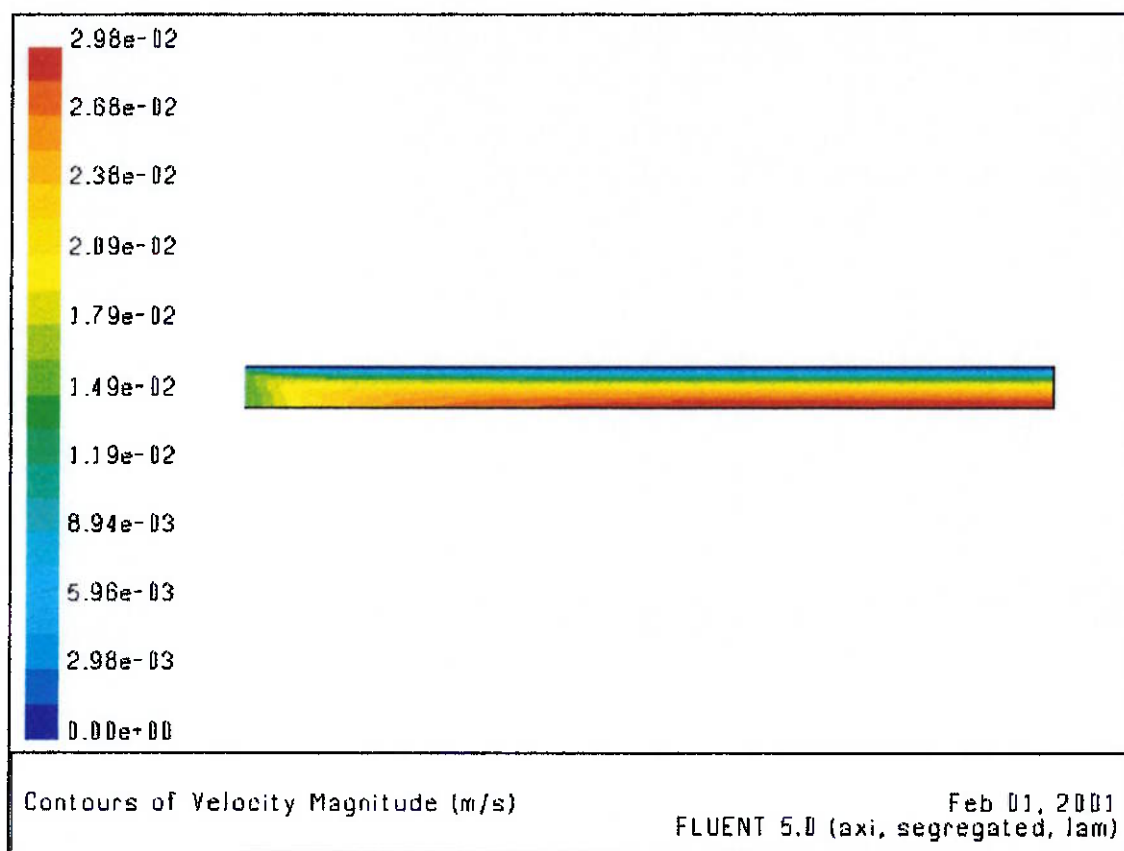


Figura 4.3 Campo de velocidades para o escoamento laminar.

A próxima figura apresenta o início do escoamento na entrada do tubo. É possível ver que a partir do canto superior esquerdo a camada limite se forma aos poucos.

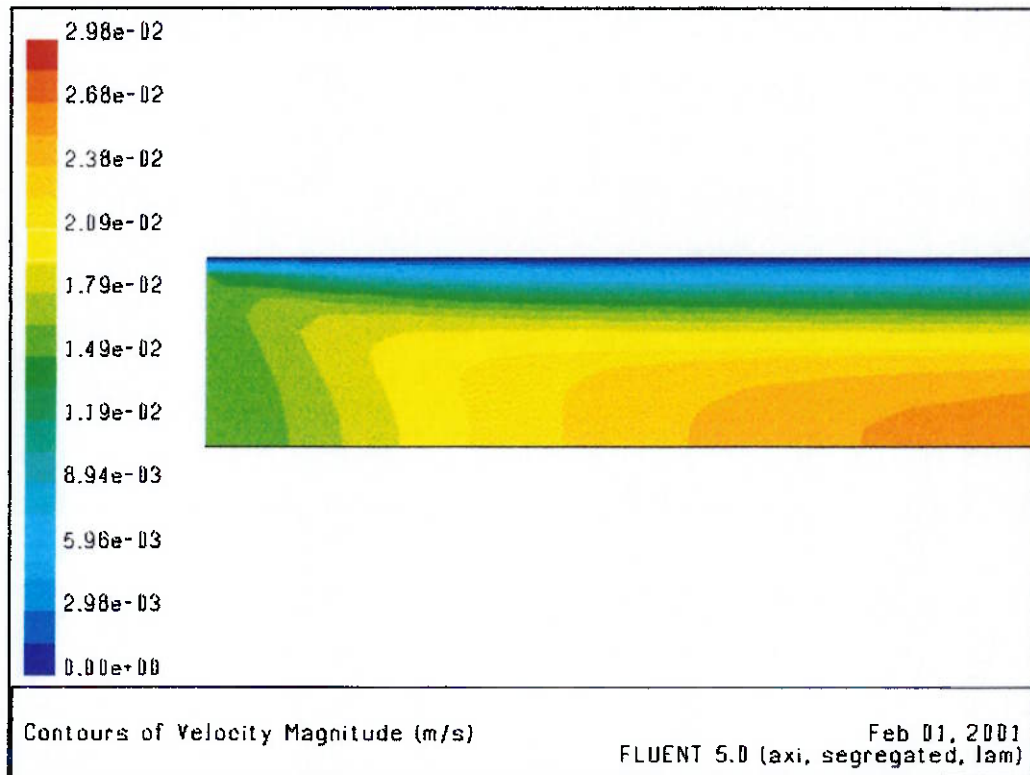


Figura 4.4 Campo de velocidades próximo à entrada.

E finalmente, na figura seguinte, nota-se no trecho final do tubo que o escoamento está completamente desenvolvido e as velocidades não se alteram mais.

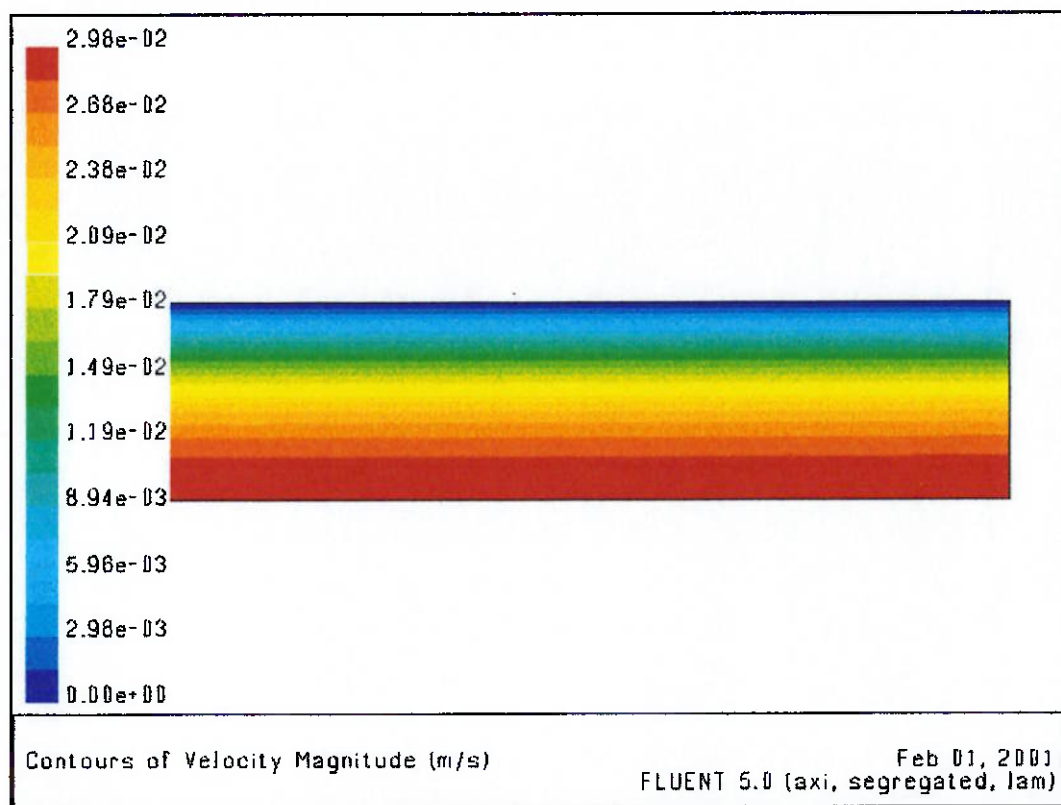


Figura 4.5 Campo de velocidades próximo à saída.

É importante ressaltar que os resultados conseguidos na simulação do escoamento laminar, após os diversos ajustes nos parâmetros do FLUENT, convergiram dentro dos limites estabelecidos nos resíduos.

4.3 Comparação com os resultados analíticos

Ao realizar a simulação no FLUENT, deve-se tomar precauções quanto ao controle do erro (que regula a convergência dos cálculos). Quando se realizou as primeiras iterações, o programa conseguia convergir, entretanto no momento de comparar os pontos obtidos, não havia nenhuma semelhança com os resultados

analíticos. Isto foi melhorado colocando o resíduo em torno de 10^{-5} para as diversas variáveis. O de perfil de velocidades analítico para o escoamento laminar em tubos é dado pela equação seguinte:

$$\frac{u}{U} = 1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2$$

Onde U é a velocidade na linha de centro do tubo, R é o raio do tubo e r é a distância a partir do eixo do tubo.

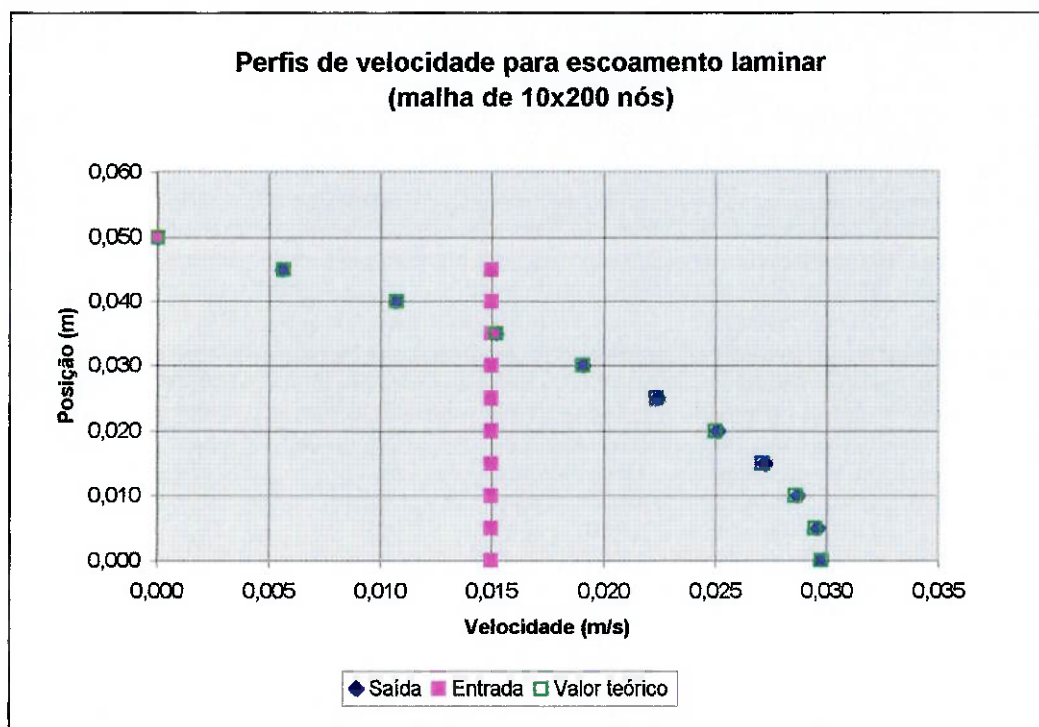


Figura 4.6 Perfis de velocidade para malha 10 x 200.

Na figura 4.6 estão representados na ordenada a posição a partir do eixo do tubo e na abcissa, a velocidade máxima. Pode-se observar ainda, que com uma malha de 10 x 200, a simulação forneceu praticamente o resultado analítico.

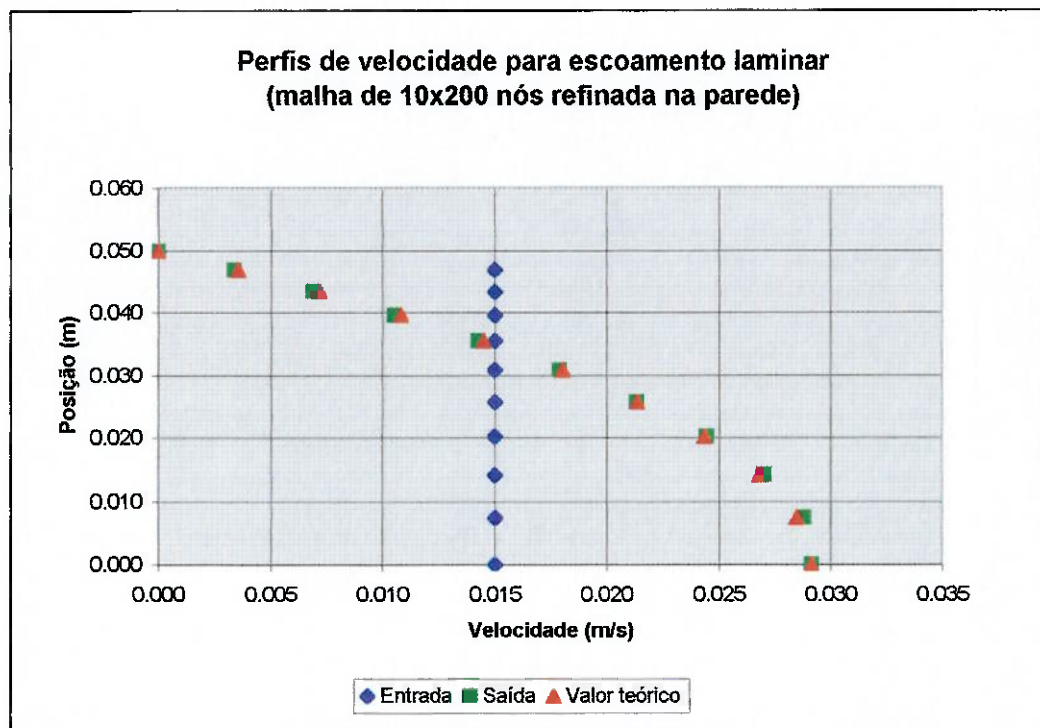


Figura 4.7 Perfis de velocidade para a malha refinada.

Também, com a malha refinada (figura 4.7) ocorreu o mesmo, ou seja, os valores obtidos são muito próximos aos valores teóricos.

Com estes resultados pode-se afirmar que o resultado fornecido é invariável ao tipo de malha utilizado neste caso, isto é, tanto faz utilizar a malha de espaçamento constante, quanto à malha refinada junto à parede que a resposta é igual.

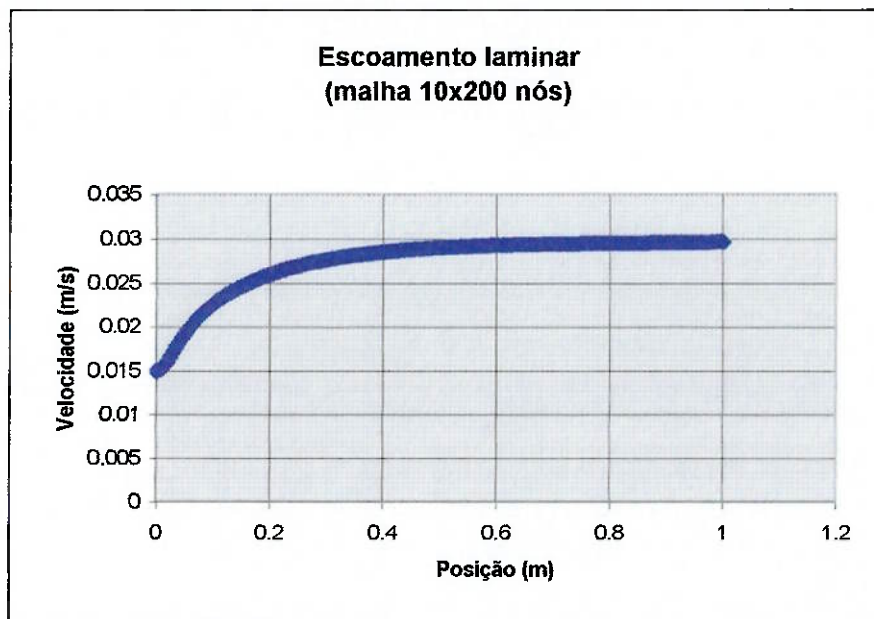


Figura 4.8 Velocidade ao longo do tubo (malha 10 x 200).

Para ilustrar melhor o escoamento ao longo do tubo, foi feito um gráfico (figuras 4.8 e 4.9) da velocidade máxima em função da posição longitudinal do tubo. Pode-se verificar que o escoamento se torna completamente desenvolvido em torno de 0,6 m, e está de acordo com a equação analítica para comprimento de desenvolvimento em escoamentos laminares que está mostrada a seguir:

$$\frac{L}{D} = 0.06 \cdot Re$$

Onde L é o comprimento de desenvolvimento, D é o diâmetro e Re é o número de Reynolds.

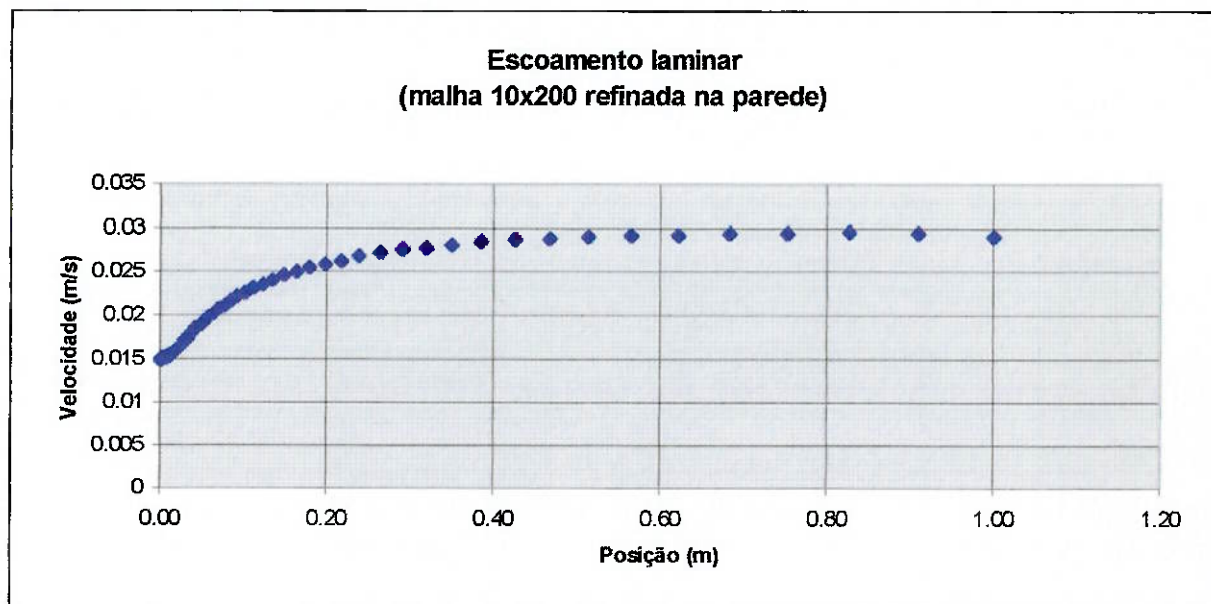


Figura 4.9 Velocidade ao longo do tubo (malha refinada).

Como para a malha refinada da parede e a de espaçamento igual os resultados anteriores já tinham convergido, para este novo gráfico isto não foi diferente, confirmando a análise já realizada.

5. ESTUDO DE UM TUBO RETO PARA O CASO TURBULENTO

Da mesma forma que no caso laminar, também deve-se estabelecer um conjunto de ajustes que forneçam dados condizentes com a realidade (ou pelo menos próximo dos dados experimentais). Entretanto, deve ser notado que para o escoamento turbulento não há uma solução analítica exata. O que se adota são modelos de turbulência e a partir destes é possível realizar comparações.

5.2 Descrição do caso

No estudo do escoamento turbulento foi empregado também um exemplo simples (um tubo liso de 100 mm de diâmetro e com 5000 mm de comprimento), sendo que na seção de entrada o perfil é do tipo bloco e com velocidade de 10 m/s. O fluido empregado também foi o ar com densidade de $1,225 \text{ Kg/m}^3$ e com viscosidade de $1,7894 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$. Assim com Reynolds igual a 68 458,7.

5.3 Resolução no FLUENT

Diferente do escoamento laminar, aqui é necessário definir tipo de modelo turbulento a ser empregado. Existem diversos modelos e portanto, variadas formas de abordagem e emprego das equações da continuidade, energia e Navier-Stokes (que também valem para este tipo de escoamento).

Não cabe neste momento discutir estes modelos, apenas adotar e trabalhar com um deles. O modelo utilizado foi o κ - ϵ , por ser o de abordagem mais elementar, mas que pode ser empregado em diversos problemas.

Dentro dos parâmetros do FLUENT, então tem-se modelo de turbulência κ - ϵ , tipo *standart* e funções padrão próxima à parede. Como variando o modelo empregado tem-se condições de contorno novas na entrada, o parâmetro de intensidade turbulenta foi de 4% e no comprimento turbulento empregou-se o mesmo valor do raio (50 mm).

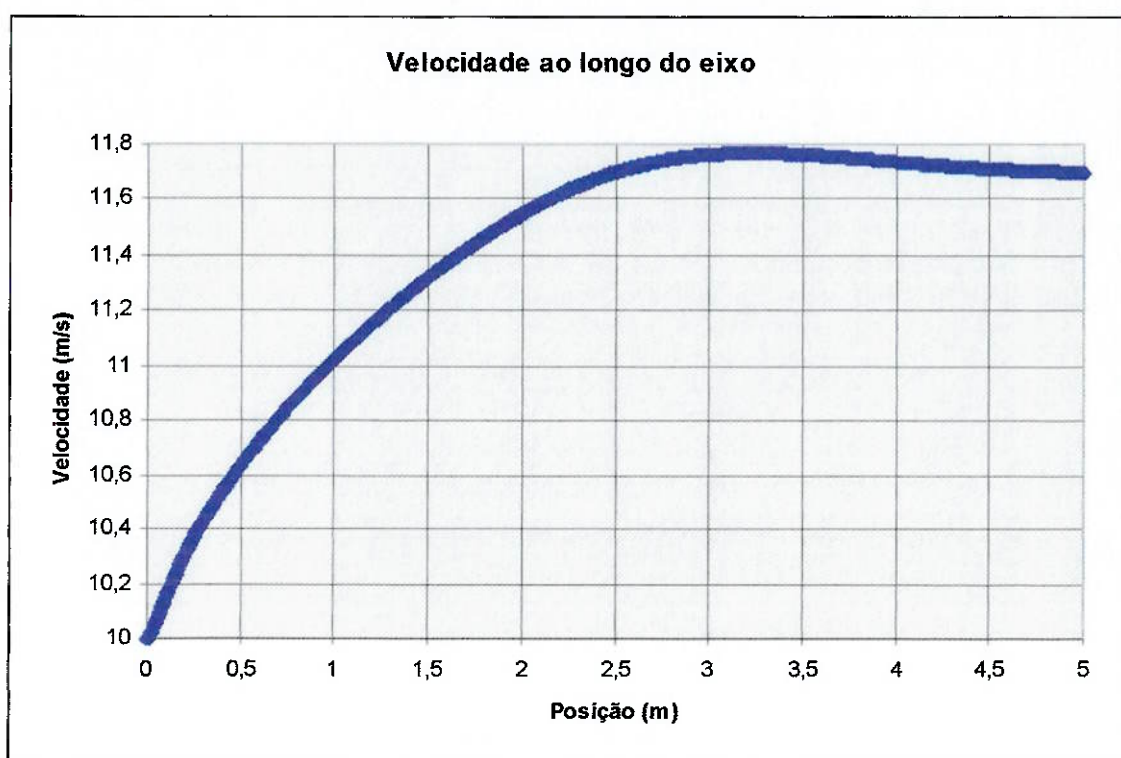


Figura 5.1 Velocidade ao longo do eixo para escoamento turbulento

A malha gerada foi do tipo *Quad Map* com espaçamento de 2 mm.

O resultado das velocidades obtidas é mostrado na figura 5.1. Observando ainda esta figura, nota-se que no trecho entre 3 m e 4,5 m, há uma sensível alteração na velocidade. Isto implica que o escoamento parece não estar se desenvolvendo adequadamente na simulação, pois teoricamente a velocidade deveria se manter constante após um certo comprimento.

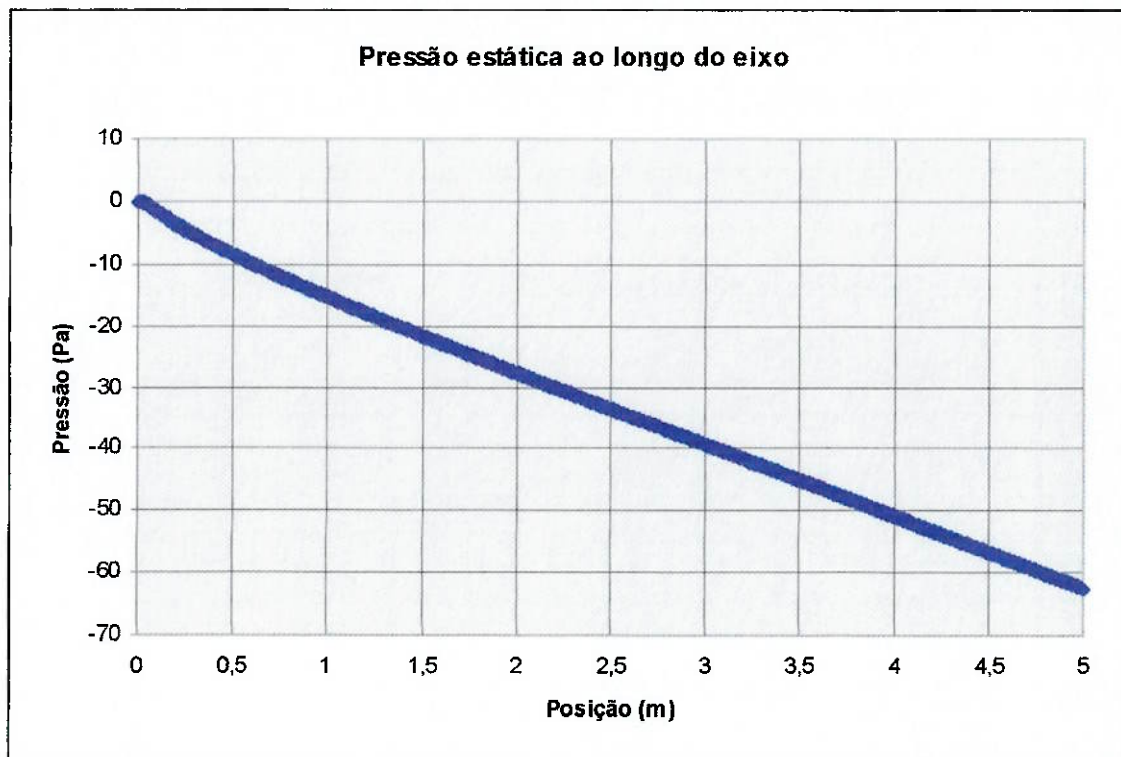


Figura 5.2 Pressão estática ao longo do eixo para escoamento turbulento.

Para que esta simulação convergisse foi necessário utilizar a dupla precisão, pois estava ocorrendo um problema de ponto flutuante. Contudo, ela convergiu após 3000 iterações.

5.4 Comparação de resultados

Verificando a velocidade ao longo do eixo o resultado foge ao esperado. Uma explicação para esta ocorrência é que alguma condição de contorno não deve estar adequada, como a intensidade turbulenta ou a rugosidade do tubo.

Mesmo assim estas condições foram por diversas vezes alteradas e não houve grandes mudanças. Foram ainda alvos de tentativas: as malhas (alterando entre *Quad Map* e *Tri Pave*), os métodos de discretização, os sub-modelos do κ - ϵ , as funções de parede, os resíduos e mudanças na condição de contorno (tanto

numericamente, quanto mudança no tipo de contorno *mass flow inlet* e *velocity inlet*).

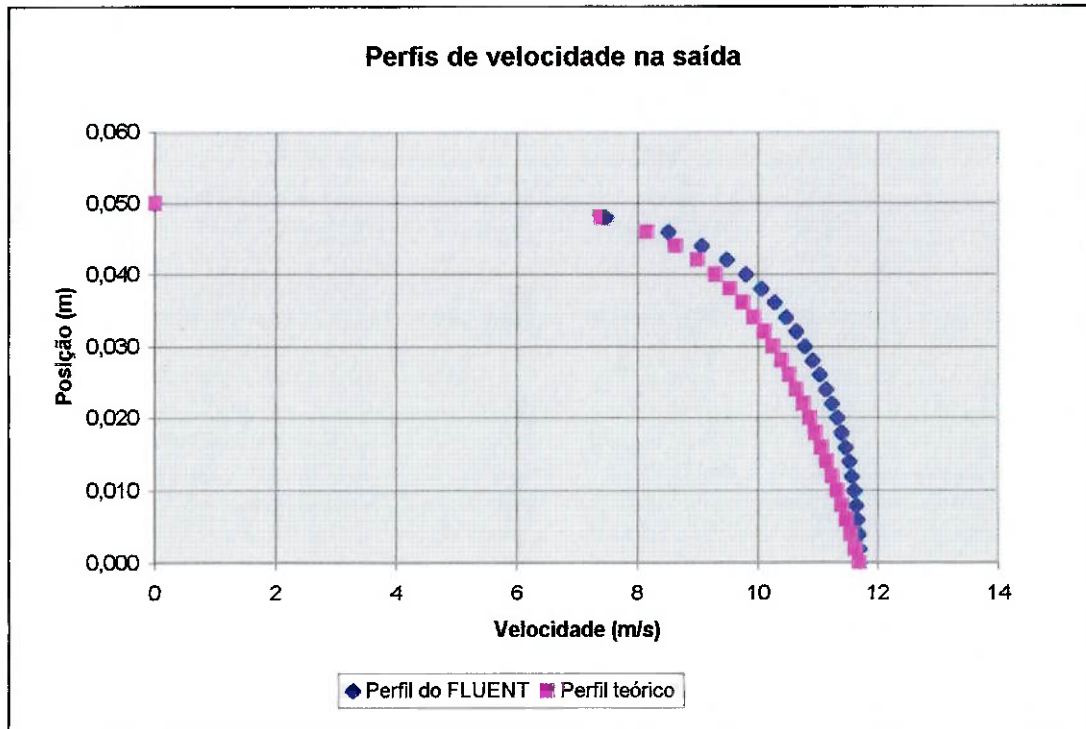


Figura 5.3 - Comparação entre FLUENT e valor teórico.

Na figura 5.3, são comparados os resultados teórico e do FLUENT. Há um erro em torno de 10% na posição de 25 mm do tubo. Mostrando que existe algum ajuste necessário e que, não foi realizado adequadamente.

Obs: Para o levantamento da curva de velocidades analítico ao longo do raio do tubo, foi utilizado a equação obtida pôr uma lei exponencial empírica, que é função da velocidade(U) na linha de centro, do raio(R) do tubo e da distância(r) do centro e de um expoente n para o número de Reynolds do escoamento(usualmente em torno de 7) . A equação está mostrada a seguir:

$$\frac{u}{U} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/n}$$

6. ESTUDO DE PERDA SINGULAR EM REGIME PERMANENTE

Para esta parte do projeto foi realizada uma experiência com a utilização de um trecho de tubulação com uma redução e com escoamento turbulento.

O intuito desta parte do trabalho é comparar os resultados fornecidos pelo programa FLUENT para um caso real.

A análise foi feita através da medição das pressão estática ao longo do tubo. A foto do trecho de tubulação montada está mostrada a seguir:

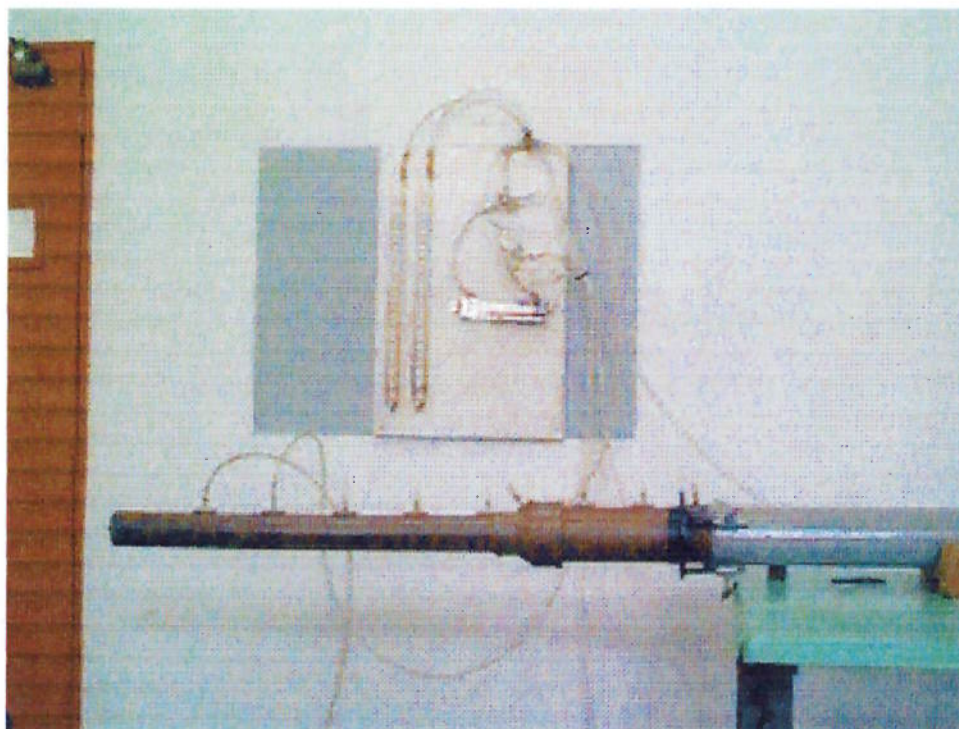


Figura 6.1 Foto do trecho de tubulação com a redução

6.1 Descrição do aparato experimental

O equipamento possui um motor para acionar o ventilador, cuja saída vai para o conduto de metal (de $\phi 4$ in) e a este está conectado um tubo de PVC, que possui uma redução (de $\phi 4$ para $\phi 3$ in) e um prolongamento (de $\phi 3$ in). No trecho deste tubo estão instalados conexões para se medir a pressão estática em diversos pontos, sendo que no fim do conduto metálico existe um tubo de Pitot.

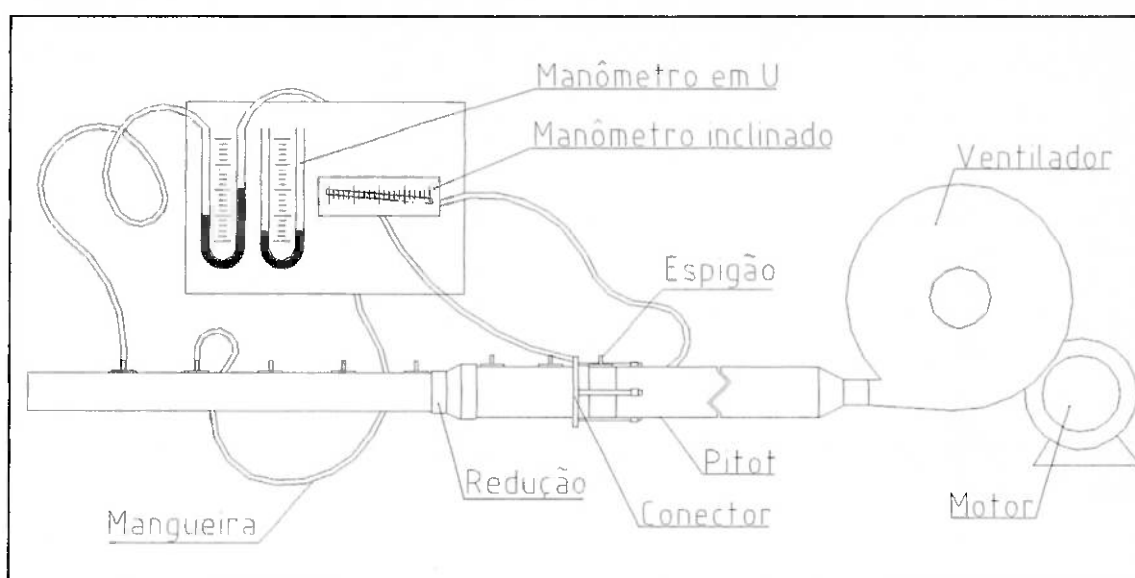


Figura 6.2 Esquema de instalação do experimento.

Ainda ao lado do equipamento existem dois manômetros diferenciais de água (com erro de leitura de 1 mm) e outro manômetro inclinado também de água com escala de 0 a 14 mm e com erro de leitura de 0,1 mm.

O motor é do tipo WEG de indução monofásica, 60 Hz, 0,5 cv, fornecendo 3465 rpm. O ventilador é da marca VENT-FOR.

6.2 Procedimento experimental

O procedimento experimental consiste na tomada das diferenças de pressões ao longo do trecho.

- 1) Conectar o Pitot ao manômetro inclinado;
- 2) Ligar o ventilador, sendo que a tomada de ar deve estar bloqueada;
- 3) Ajustar um determinada vazão;
- 4) Realizar a leitura do manômetro inclinado;
- 5) Desligar o ventilador;
- 6) Conectar as saídas dos manômetros verticais entre dois pontos;
- 7) Ligar novamente o ventilador, com a tomada de ar bloqueada;
- 8) Ajustar a mesma vazão anterior e começar novamente os procedimentos para obter a leitura dos outros pontos.

6.3 Tratamento dos dados experimentais

Após a realização do experimento foram obtidos os seguintes pontos e suas respectivas medições.

<i>mmca (0,1)</i>			
Pontos		Δp Pitot	Δp pontos
1	2	7,1	0,2
2	3	6,5	0,2
5	6	6,8	1,6
6	7	7,3	1,8
7	8	7,7	-2,0
8	9	8,4	5,3
6	9	7,8	6,1
7	9	7,5	4,4
6	8	6,9	-0,2
5	7	8,4	3,9
5	8	8,1	1,7
5	9	7,0	7,2

<i>mmca (1)</i>			
Pontos		Δp Pitot	Δp pontos
2	5	8,4	38
2	6	8,4	34
2	7	9,2	45
2	8	9,2	43
2	9	9,1	51
3	4	9,7	45
3	5	9,7	44
3	6	8,7	42
3	7	8,7	43
3	8	10,8	49
3	9	10,6	56

Tabela 6.1 Pontos obtidos no experimento.

OBS: A coluna de Δp do tubo de Pitot possui precisão de décimo de milímetro para as duas tabelas. O Δp entre os pontos possui precisão de um décimo de milímetro na primeira tabela e um milímetro na segunda tabela.

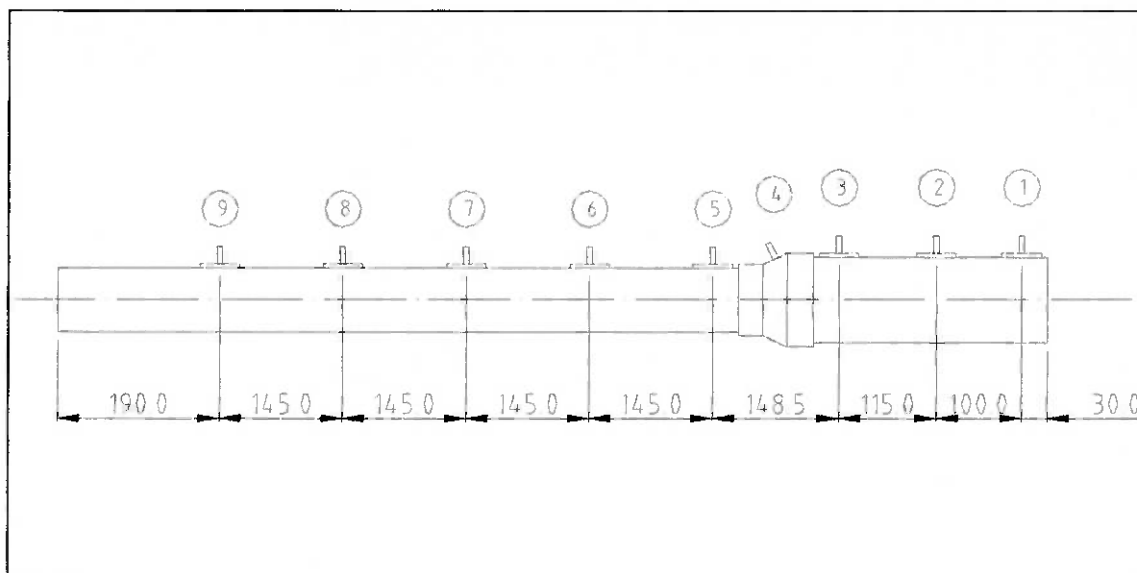


Figura 6.3 Redução com os respectivos pontos e medidas em milímetros.

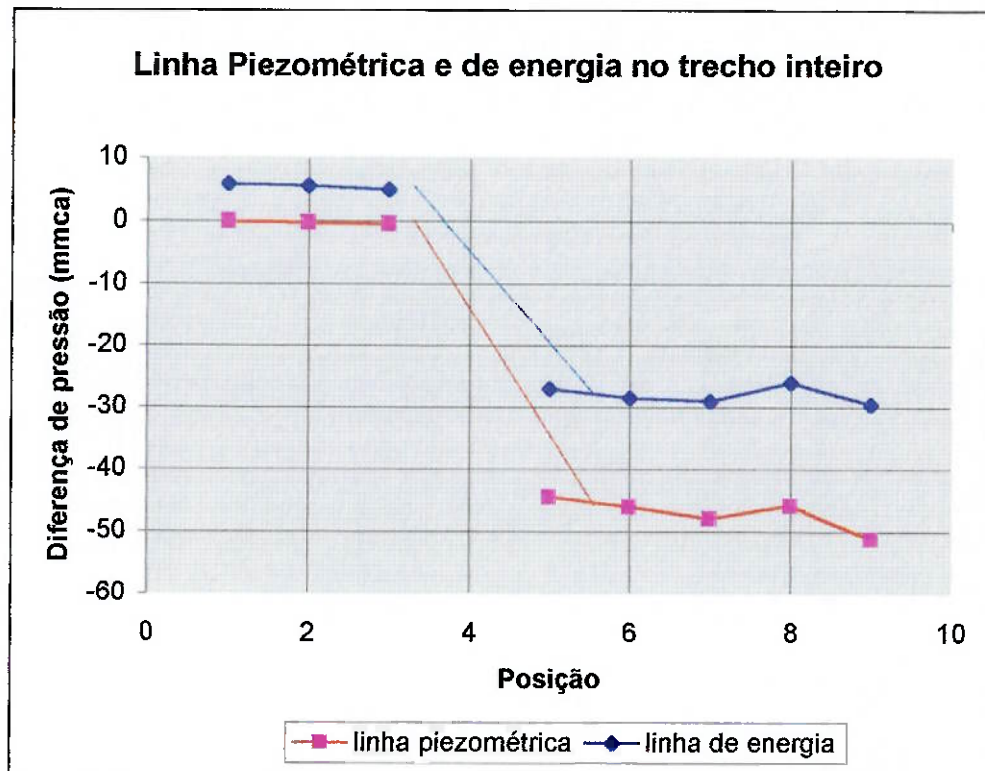


Figura 6.4 Resultado do levantamento de dados experimental.

Observando-se os pontos 7 e 8, nota-se um ligeiro aumento da pressão, o que sugere a existência de uma possível *vena contracta* no escoamento.

6.4 Simulação no FLUENT

O modelo turbulento adotado foi o κ - ϵ padrão. Para as condições de contorno foi utilizado intensidade de turbulência de 4%, comprimento de turbulência de 0.01 m e velocidade inicial de 10 m/s(*velocity inlet*) na entrada; *outflow* na saída, *wall* nas paredes e *axis* na linha de eixo de simetria da redução. Todas as demais condições foram padrões do FLUENT. A malha gerada para simular este escoamento, está representado abaixo:

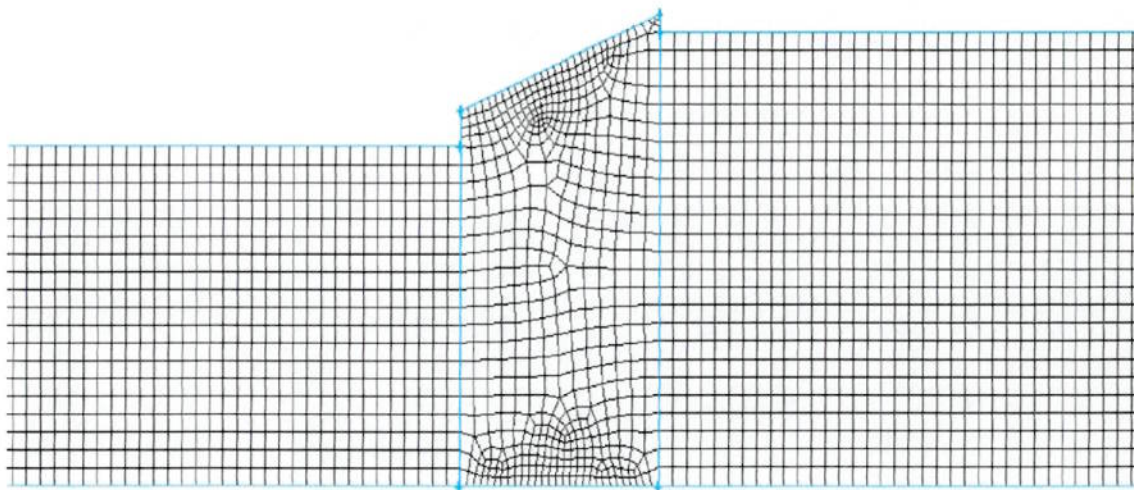


Figura 6.5 Elementos gerados no GAMBIT para a redução.

A simulação foi realizada para espaçamento de 5 mm. No trecho da singularidade, como pode ser observado na figura 6.5, o tipo de malha usada foi o *Tri Pave*, para haver uma melhor adaptação da geometria.

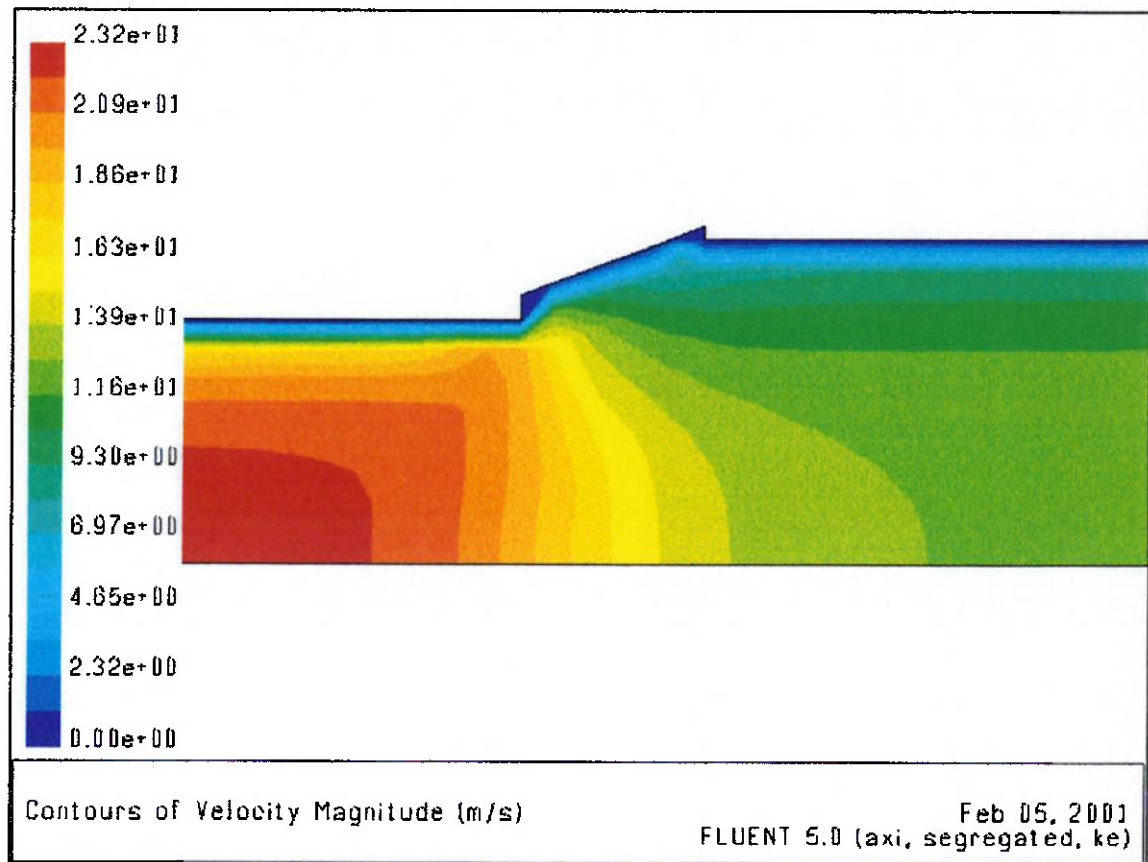


Figura 6.6 Contornos de velocidade na singularidade.

Na figura 6.7, nota-se a formação de uma pequena região de baixa pressão, logo após a redução, que indica a *vena contracta*.

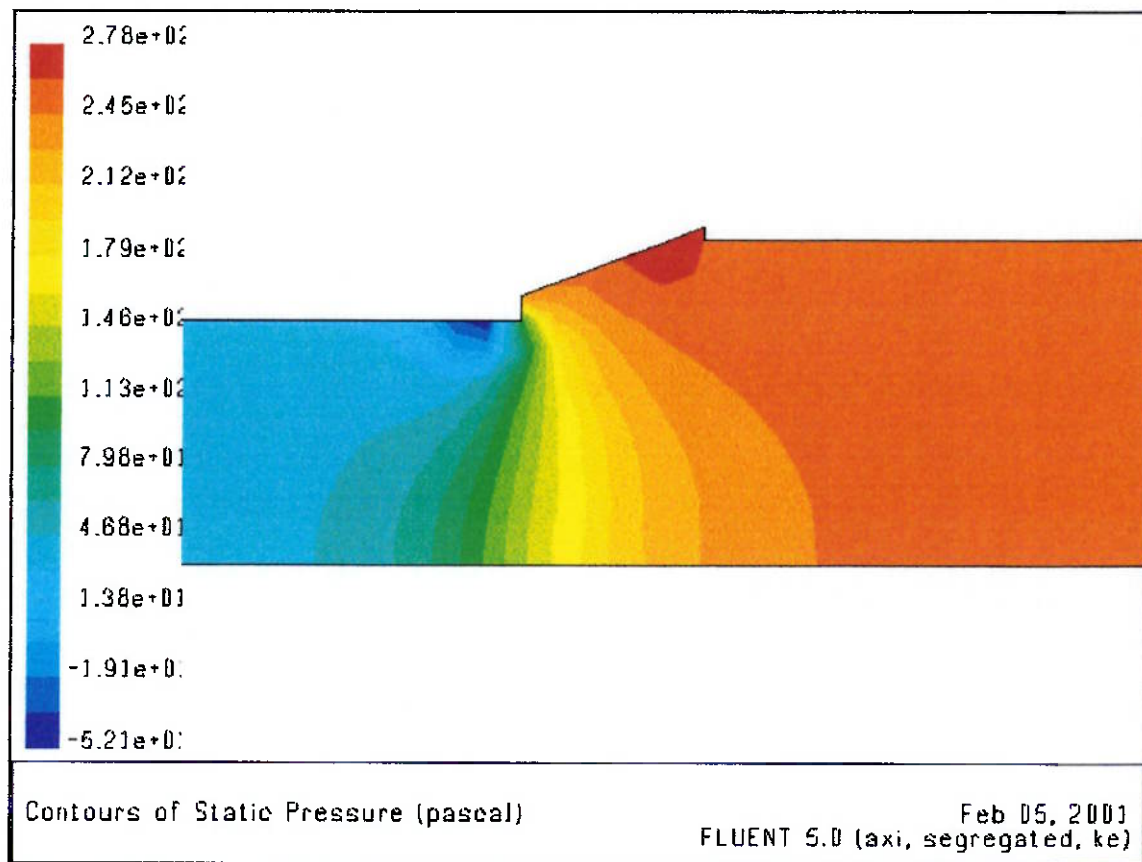


Figura 6.7 Contorno de pressão para a redução.

Entretanto, deve-se notar que no experimento físico ela é muito mais distante da singularidade do que a representada no FLUENT.

6.5 Comparação de resultados

Dada as dimensões do tubo, a velocidade teórica no trecho de seção menor deve ser a velocidade de entrada (10 m/s), multiplicado pelo resultado da divisão entre os quadrados dos diâmetros maior e menor, isto é, aproximadamente 18m/s.

Comparando com a figura 6.8, dentro de um erro de 10% é o que ocorre com a simulação.

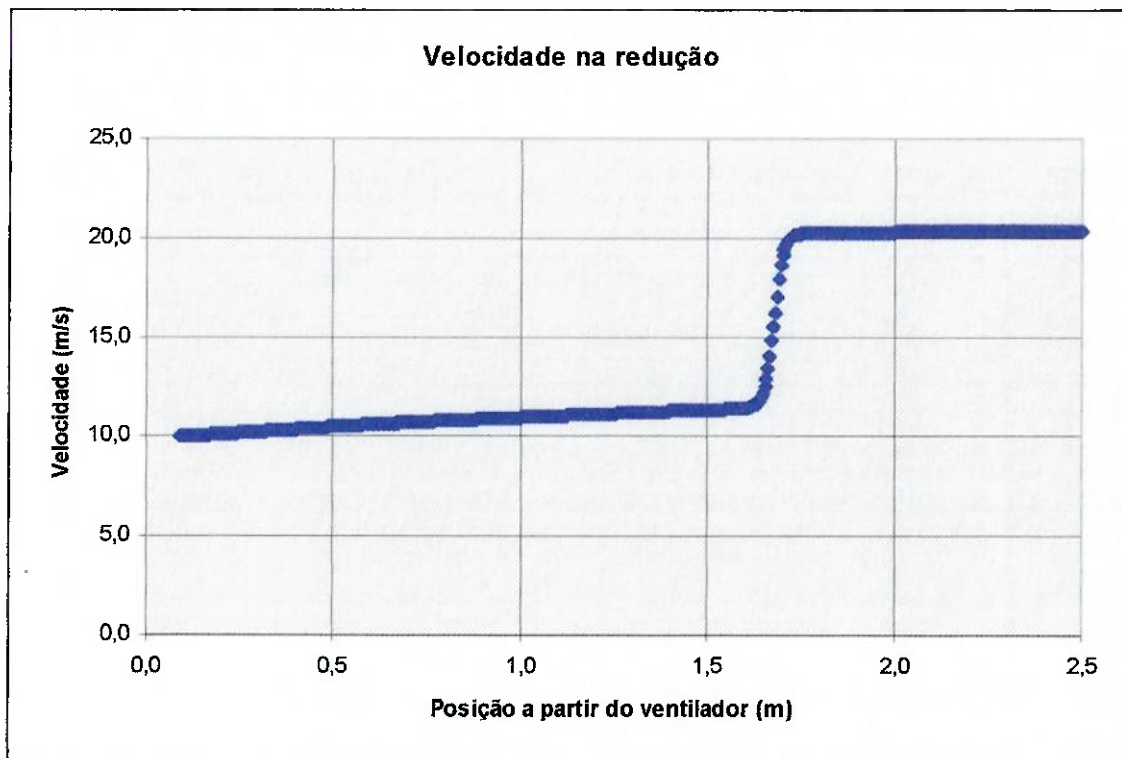


Figura 6.8 Velocidade ao longo do eixo para o experimento.

Para o caso da pressão, tomando-se a menor pressão obtida (próximo de - 50 mmca), tem-se um erro de 75%. Isto indica que os resultados da simulação ainda não estão adequados, pois não estão se aproximando do problema físico real.

Uma causa provável desta falta de aproximação com o fenômeno físico, pode ser a imprecisão na captura da *vena contracta*.

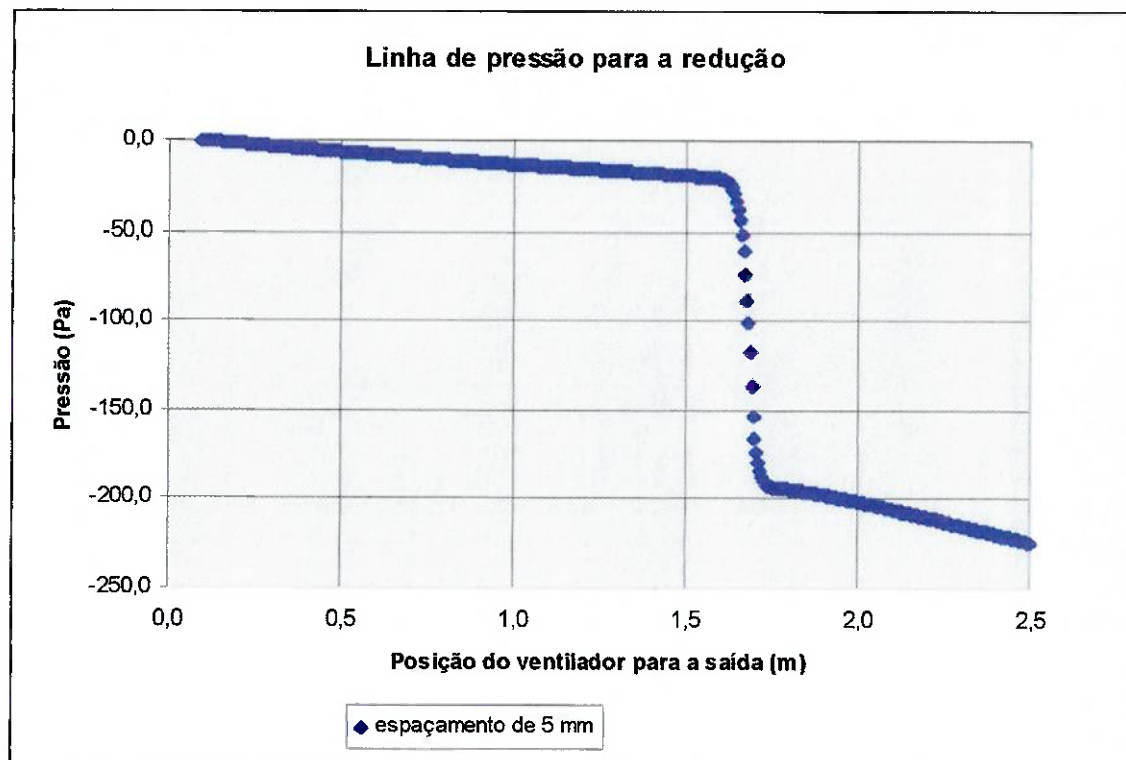


Figura 6.9 Pressão ao longo do eixo para o experimento.

Ainda são necessárias tomar diversas medidas para tornar os resultados mais precisos. Uma malha mais refinada talvez apurasse melhor o resultado.

7. GERAÇÃO DA MALHA DA JANELA DE TRANSMISSÃO

Para gerar a malha da janela de transmissão foi feito um molde a partir do motor cortado. As fotos do motor cortado e do molde feito são mostrados a seguir:



Figura 7.1 Foto do motor cortado



Figura 7.2 Foto do detalhe da janela de transmissão



Figura 7.3 Foto do molde gerado

A partir das medidas obtidas do molde, foi gerado a malha no programa GAMBIT e a figura da malha no modo WireFrame está mostrada a seguir:

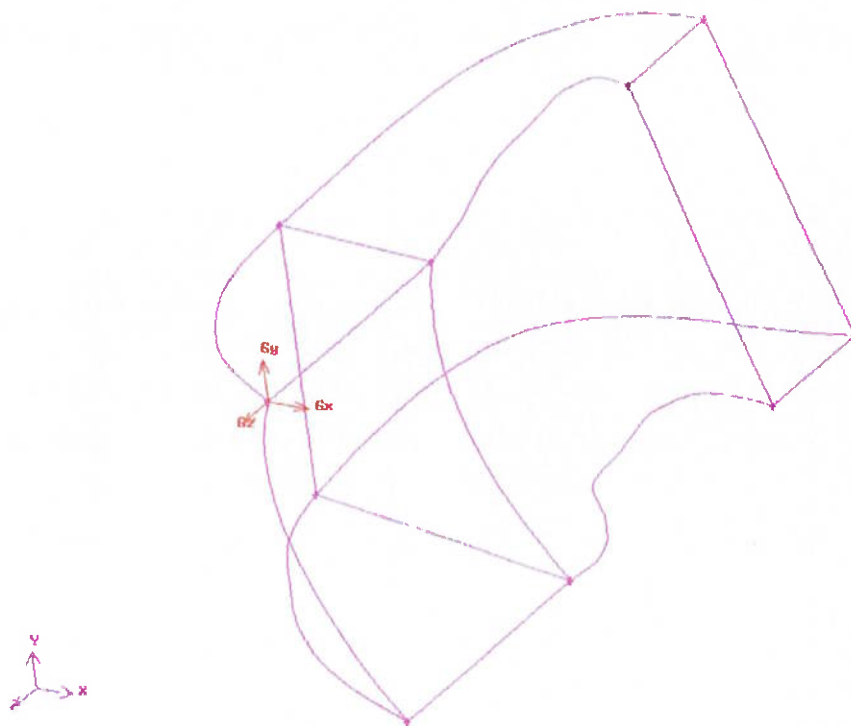


Figura 7.4 Malha gerada da janela (WireFrame)

8. SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO(FLUENT)

Nesta parte da experiência foram simuladas as malhas da janela de transmissão gerada a partir do molde e a janela modificada.

8.1 Verificação da independência da malha

Para verificar-se qual o tamanho adequado dos elementos das malhas para a realização das simulações sem que os resultados fossem afetados pela malha gerada, foi feita a verificação de independência da malha.

Para realizar esta verificação, foram geradas duas malhas com a mesma geometria da janela, mas tamanhos de elementos diferentes e depois elas foram simuladas.

Em seguida traçou uma linha passando pelo centro da malha e levantou-se a curva da magnitude da velocidade ao longo desta linha criada e depois foi feito a verificação dos resultados.

8.1.1 Condições de contorno

As condições de contorno foram, na seção de entrada *mass flow inlet*, na saída *outflow* e na parede *wall*. A condição de contorno *mass flow inlet* é um condição que impõe um fluxo de massa constante especificada pelo usuário. O perfil de velocidades na entrada não é necessariamente constante, como pode ser observado na figura seguinte, do caso simulado

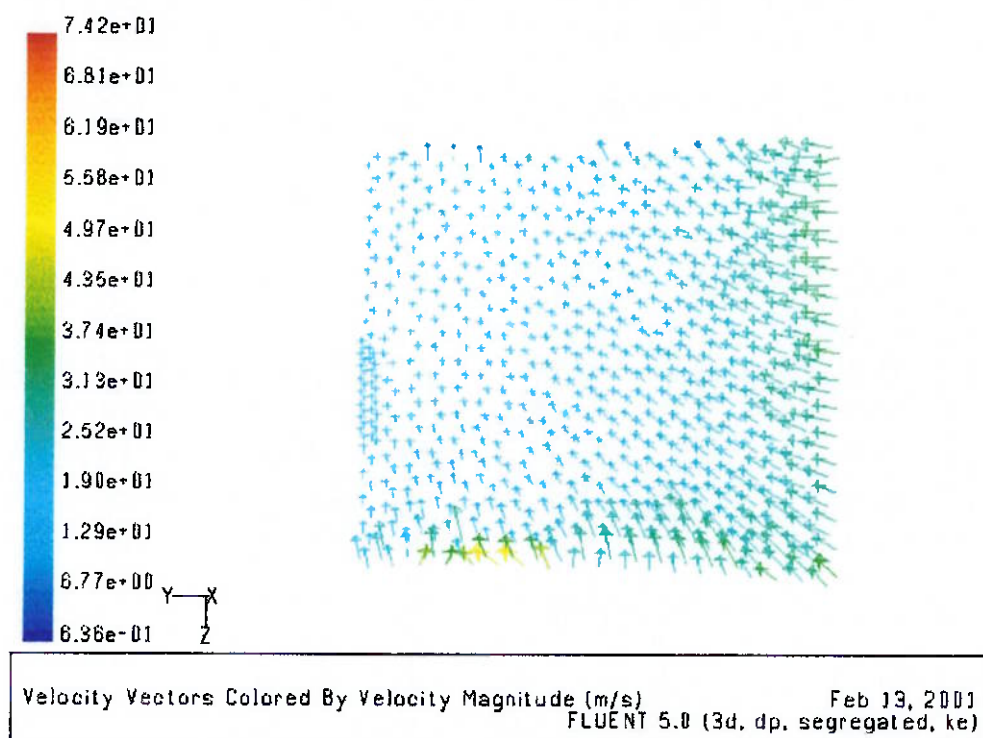


Figura 8.1 Perfil de velocidades na direção X na entrada da janela

Os valores negativos da velocidade X se deve a orientação do eixo de coordenadas.

O valor de vazão em massa foi de 0.019kg/s.

A condição de contorno *outflow* obedece à lei de conservação de massa.

A peça a ser simulada é a mesma mostrada na figura 8.4. A primeira malha gerada possui espaçamento 2 (como a malha foi gerada em milímetros, o espaçamento é 2 mm) e a segunda malha com a mesma geometria possui espaçamento 1.6.

As condições de contorno serão as mesmas para todas as malhas simuladas.

Após simular as duas malhas, foi gerado uma linha que passa pelo centro das duas peças, como mostrado na figura seguinte.

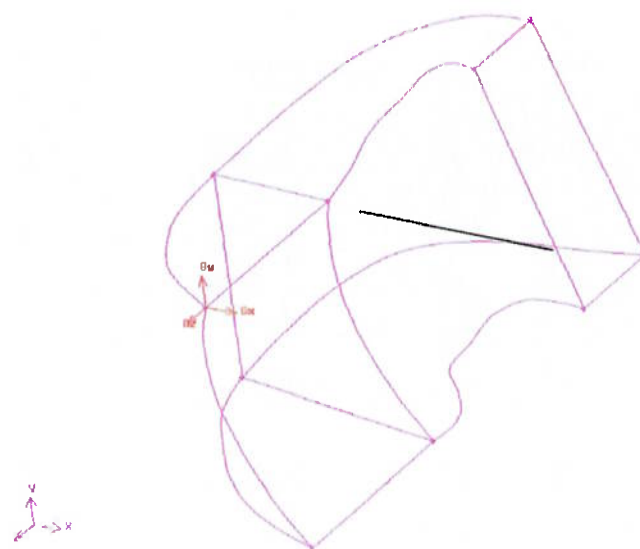


Figura 8.2 Linha gerada para a análise de independência de malha

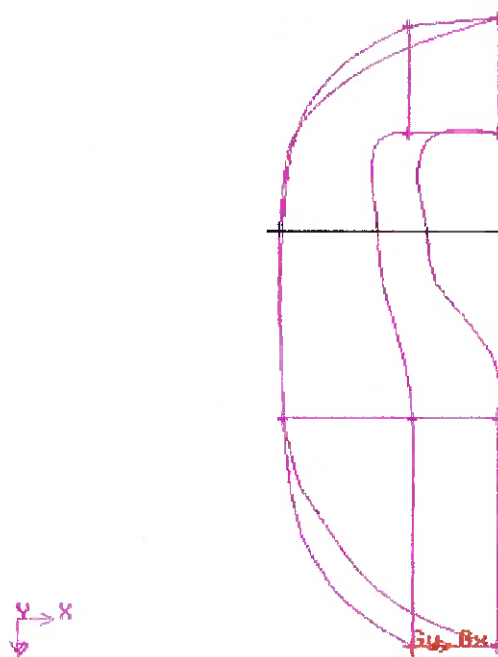


Figura 8.3 Linha vista pelo plano paralelo ao plano XZ

A malha gerada com espaçamento 2 gerou 18145 elementos e 4025 nós.

A malha com espaçamento 1.6 gerou 33977 elementos e 7181 nós.

Pelos valores acima podemos notar que a quantidade de elementos a mais gerada pela malha mais refinada pois quase o dobro do número de elementos e nós. Com isso é possível entender a necessidade de se achar o espaçamento adequado para a geração de malha sem afetar os resultados.

O critério para a verificação da independência da malha foi o perfil de velocidades ao longo da linha nas duas malhas.

O perfil de velocidades obtido está mostrado a seguir:

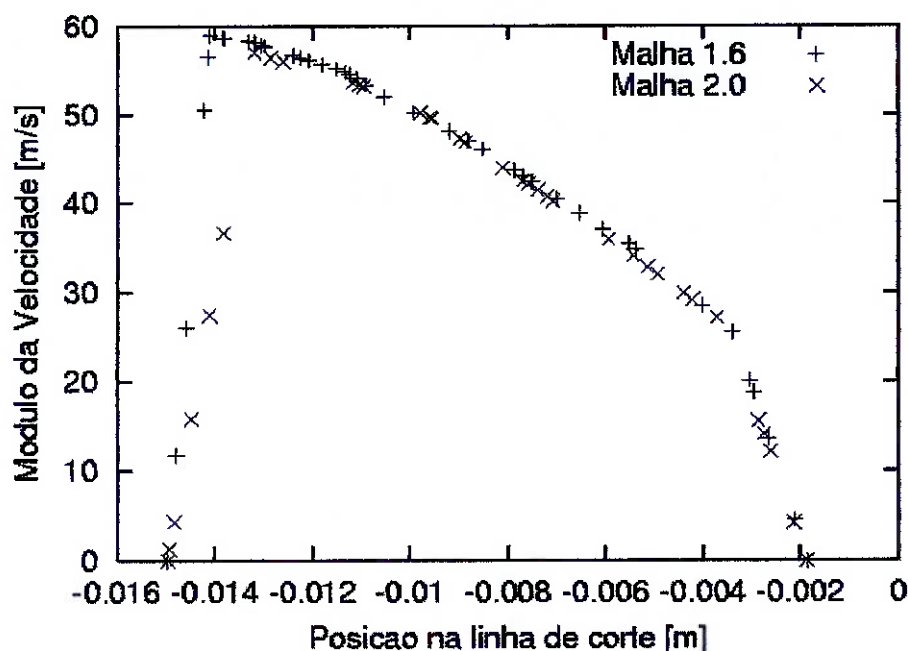


Figura 8.4 Perfil de velocidades ao longo da linha gerada

Como pode ser observado, praticamente não há diferença entre os dois gráficos na parte central. Isto demonstra que mesmo que se reduza os elementos

da malha para valores menores do que espaçamento 2, não haverá diferenças significativas nos resultados obtidos.

Obviamente as malhas geradas para o estudo terão espaçamento 2, para que o tempo de processamento não seja excessivamente longo.

As extremidades demonstram uma queda brusca na velocidade devido à maneira como o programa FLUENT calcula o perfil de velocidade próximo à parede. Neste local, o programa utiliza uma função específica para calcular a velocidade, independente da malha. A partir de uma determinada distância da parede, o programa realmente simula o escoamento através das equações de continuidade e momento.

8.2 Análise do perfil de velocidades

Como a malha gerada possui 3 dimensões, é difícil observar o perfil de velocidades do sólido. Por isso foi gerado um plano aproximadamente no meio do sólido paralelo ao plano XZ.

O perfil de velocidades na direção X neste plano está mostrado a seguir:

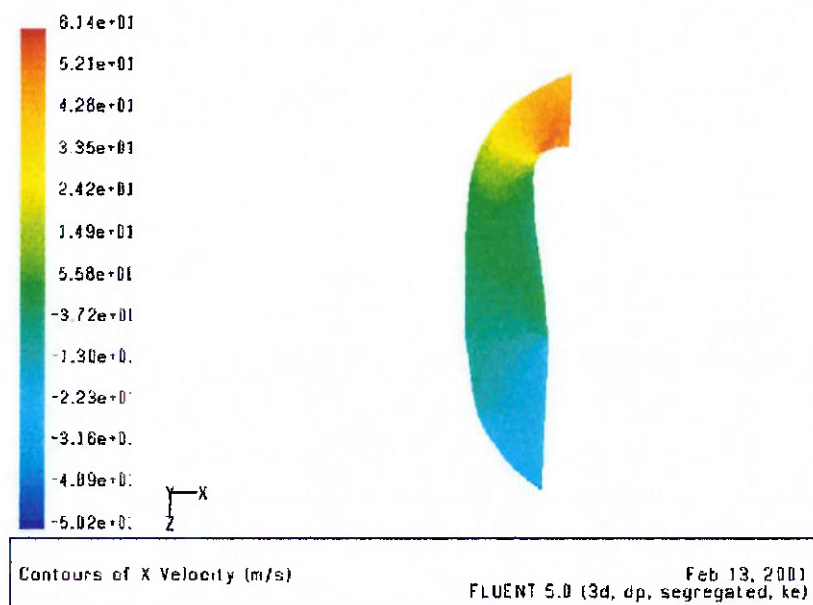


Figura 8.5 Perfil de velocidades na direção X no plano gerado

Pela figura pode se observar que a inversão no sentido da velocidade se aproximadamente no meio do plano.

Também pode ser observado que o maior gradiente de velocidades se encontra na parte inferior da saída, que pode ser melhor observado pela figura seguinte:

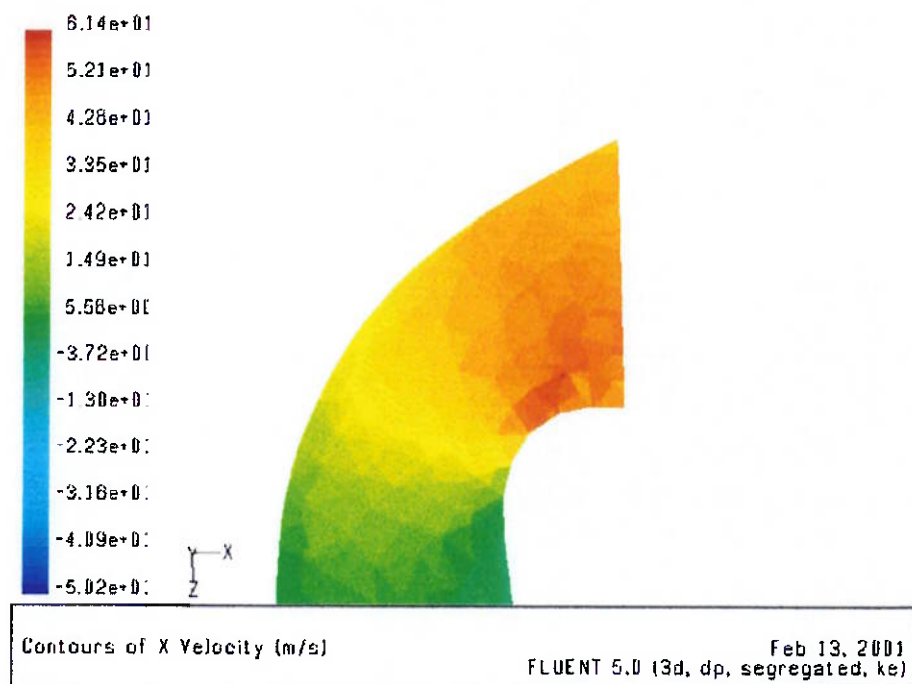


Figura 8.6 Detalhe do perfil de velocidades na saída da janela

8.2 Malha modificada

Com o intuito de estudar a mudança do perfil de velocidades e da perda de carga com a mudança de geometria, uma nova malha foi gerada e simulada.

8.2.1 Geração da malha modificada

A partir da malha gerada através do molde tirado do motor, uma nova janela foi gerada apenas arredondando-se a parede oposta à entrada e saída da janela. Essa modificação foi adotada pois supôs-se que as perdas de carga e influência na velocidade do escoamento eram maiores eram maiores nesta região. A malha gerada está mostrada a seguir:

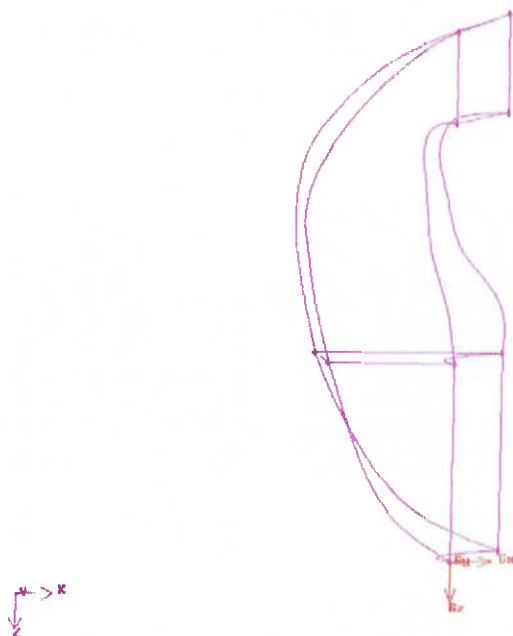


Figura 8.7 Janela modificada(WireFrame)

A malha com a geometria modificada gerou 19707 elementos e 4328 nós.

8.2.2 Análise do perfil de velocidades da malha modificada

Após a simulação da malha modificada, o perfil de velocidades foi plotado no mesmo plano gerado no item 8.2. O resultado esta mostrado a seguir:

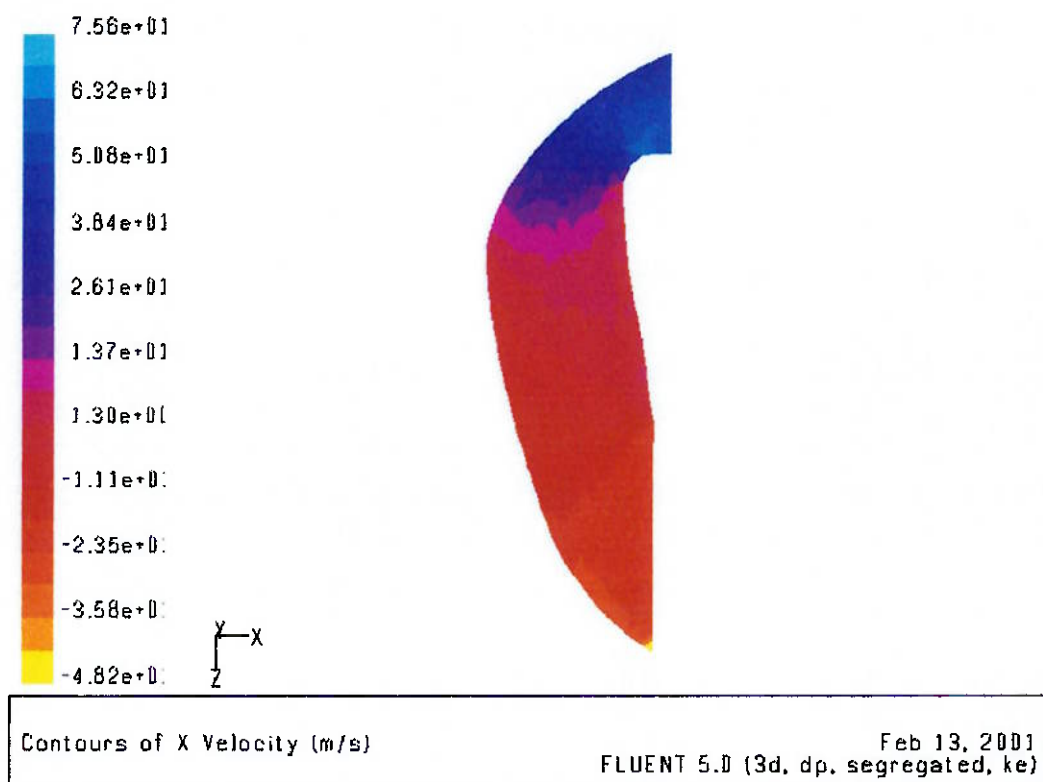


Figura 8.8 Perfil de velocidades na direção X no plano gerado

Devido a um problema no gerenciamento de cores do FLUENT as cores do perfil de velocidades se alteraram.

Mas observando os valores na barra de cores podemos observar que houve um pequeno decréscimo na velocidade de entrada e mas um considerável aumento na velocidade de saída se compararmos a figura 8.8 com a figura 8.5.

Podemos observar que o maior gradiente de velocidades se localiza na mesma posição que na simulação anterior, ou seja o perfil não se alterou muito.

8.3 Análise da perda de carga

O programa FLUENT possui uma função que calcula a pressão ponderada

pela área. Esta função multiplica a pressão sobre de cada elemento da área em questão e soma todos os valores obtidos. Em seguida divide este valor pela área total da área que está sendo feito o calculo desta pressão ponderada.

Utilizando esta função para a janela gerada a partir do molde(malha original) e a janela modificada na entrada e saída de cada malha em estudo, foram obtidos os seguintes resultados:

Malha original: saída→-1477,283Pa
 entrada→-3327,997Pa

Malha modificada: saída→-1327,955Pa
 entrada→-3140,847Pa

Pelos valores obtidos podemos verificar que a diferença entre a pressão de entrada e saída, ou seja a queda de pressão foi ligeiramente menor na janela modificada em relação à janela original(aproximadamente 2%).

9. CONCLUSÃO E COMENTÁRIOS FINAIS

Os resultados obtidos para o escoamento laminar e turbulento mostraram que os programas CFD como o FLUENT são bastante precisos para determinados casos e em outros os valores podem ser bem diferentes caso não sejam analisados fatores como a independência de malha e os modelos de turbulência empregados.

Para a correta análise dos resultados fornecidos, além do conhecimento profundo do próprio programa, são necessários conhecimentos a respeito dos modelos de escoamentos turbulentos empregados.

Analisando o perfil de velocidades no plano gerado nos dois casos foi possível notar o aumento da velocidade na saída da janela modificada.

Pela análise do perfil de velocidades no plano criado no dois casos simulados foi possível observar que o maior gradiente de velocidades se encontra na parte inferior da saída. Isso pode indicar que neste local o atrito viscoso pode ser considerável.

Não é possível se afirmar com muita certeza a respeito deste gradiente pois pode haver um influência da malha nesta região específica. Seriam necessários mais simulações com um refinamento melhor da malha nesta região para tirar-se um conclusão. Mesmo assim, estes resultados são um bom indicativo de que uma modificação na forma desta região possa favorecer a queda na perda de carga do escoamento.

O trabalho permitiu verificar a influência da forma da janela de transmissão no perfil de velocidades do escoamento.

Não foi possível tirar nenhuma conclusão a respeito da perda de carga da janela pelos valores obtidos através da função do FLUENT que calcula a pressão ponderada pela área, pois a diferença entre as quedas de pressão nas janelas foi muito próximo da precisão fornecida pelo programa.

Um estudo sistemático e a simulação de janelas com outras formas podem fornecer resultados mais conclusivos quanto à influência da forma da janela na queda de pressão.

10. BIBLIOGRAFIA

- Taylor, Charles F., Análise de Motores de Combustão Interna, volume 1, ed. Edgard Blücher LTDA, São Paulo, 1971.
- Van Wylen, G.J., Sontag, R.E., Fundamentos de Termodinâmica Clássica, Edgard Blücher, 4ª ed., São Paulo.
- Garcia, O., Brunetti, F., Apostila de Motores de Combustão Interna, ed. EPUSP, São Paulo, 1989.
- Maliska, Clovis R., Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 1995.
- Ferguson, Colin R., Internal Combustion Engines, John Wiley & Sons Inc, New York, 1986.

ANEXO 1

Equação	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	1																m_j	$\rho_{VC1} \cdot A_c \cdot M_1 \cdot c_1$
2	$-\Delta\theta/\omega$		$\Delta\theta/\omega$	1													m_a	$m_{VC1(\theta)}$
3	$\Delta\theta/\omega$	$-\Delta\theta/\omega$			1												m_d	$m_{VC2(\theta)}$
4						$m_{VC1(\theta+\Delta\theta)}$		1			$m_d \cdot \frac{\Delta\theta}{\omega}$	$-m_j \cdot \frac{\Delta\theta}{\omega}$					$m_{VC1(\theta+\Delta\theta)}$	$m_{VC1(\theta)} \cdot u_{VC1(\theta)}$
5							$m_{VC2(\theta+\Delta\theta)}$		1	$-m_o \cdot \frac{\Delta\theta}{\omega}$	$m_d \cdot \frac{\Delta\theta}{\omega}$	$m_j \cdot \frac{\Delta\theta}{\omega}$					$m_{VC2(\theta+\Delta\theta)}$	$m_{VC2(\theta)} \cdot u_{VC2(\theta)}$
6						$m_{VC1(\theta+\Delta\theta)}$	$m_{VC2(\theta+\Delta\theta)}$			$-m_a \cdot \frac{\Delta\theta}{\omega}$	$m_d \cdot \frac{\Delta\theta}{\omega}$						u_{VC1}	$m_{VC1(\theta)} \cdot u_{VC1(\theta)} + m_{VC2(\theta)} \cdot u_{VC2(\theta)}$
7													$V_{VC1(\theta+\Delta\theta)}$				$u_{VC2(\theta+\Delta\theta)}$	$m_{VC1(\theta+\Delta\theta)} \cdot R \cdot T_{VC1(\theta+\Delta\theta)}$
8														$V_{VC2(\theta+\Delta\theta)}$			W_{VC1}	$m_{VC2(\theta+\Delta\theta)} \cdot R \cdot T_{VC2(\theta)}$
9						1									$-C_v$		W_{VC2}	$u_{VC1(\theta)} - c_v \cdot T_{VC1(\theta)}$
10							1									$-C_v$	h_a	$u_{VC2(\theta)} - c_v \cdot T_{VC2(\theta)}$
11								1					$-V_{VC1(\theta+\Delta\theta)}$				h_d	$-p_{VC1(\theta+\Delta\theta)} \cdot V_{VC1(\theta)}$
12												1					h_j	$c_p \cdot T_{VC2}$
13									1					$-V_{VC2(\theta+\Delta\theta)}$			p_{VC1}	$-p_{VC2(\theta+\Delta\theta)} \cdot V_{VC2}$
14		1															p_{VC2}	$\rho_{VC2} \cdot A_a \cdot M_2 \cdot c_2$
15			1														T_{VC1}	$\rho_{ext} \cdot A_d \cdot M_{ext} \cdot c_{ext}$
16										1							T_{VC2}	$c_p \cdot T_{ext}$