

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA – UFU
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA – FEMEC
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

HUGO DE SANCHES SOUZA
**ANÁLISE DE ESCOAMENTO DE AR EM COLETORES DE ADMISSÃO
DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

Uberlândia

2017

HUGO DE SANCHES SOUZA

**ANÁLISE DE ESCOAMENTO DE AR EM COLETORES DE ADMISSÃO
DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

Trabalho de conclusão de curso
apresentado como requisito final
para obtenção do título de
Engenheiro Mecânico pela
Faculdade de Engenharia
Mecânica, Universidade Federal de
Uberlândia.

Orientadora: Prof. Dra. Ana Marta de Souza.

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dra. Ana Marta de Souza

Orientadora

Prof. Dr. Francisco José de Souza

Prof. Dra. Priscila Ferreira Barbosa de Sousa

Uberlândia (MG), 30 de Março 2017.

Não sou nada.

Nunca serei nada.

Não posso querer ser nada.

À parte isso, tenho em mim todos os sonhos do mundo.

Álvaro de Campos, “Tabacaria”.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro agradecimento se faz necessária lembrança dos alicerces que baseiam meus valores, sustentam meus desafios e comemoram juntos minhas conquistas. Um obrigado especial à minha família, com menção nominal à minha mãe, Angela, meu pai, Marco e meu irmão, Caio, que acompanharam a caminhada da formação profissional que culmina neste projeto de fim de curso.

Não menos importantes estão os amigos que acompanharam esta caminhada, em especial lembro aqui os que contribuíram para o desenvolvimento deste, seja com motivação, compartilhando a vida nos outros âmbitos concomitantes a este projeto ou trabalhando diretamente junto a mim para o desenvolvimento das ideias, os desenhos e referências que moldaram o atual estudo. Um muito obrigado especial à Taynara Brito, Rodrigo Fuga, Estevam Vargas e Fabíola Rodrigues por me disponibilizarem por vezes seu tempo, seu conhecimento e sua amizade.

Agradeço à minha orientadora, professora Ana Marta, cujo esforço em sua missão professoral não é medido para amparar não só tecnicamente seus alunos, porém procurar entendê-los em seu contexto de aprendizado e assim orientá-los de forma a construir um conhecimento mais autoral, mais proveitoso e produtivo. Obrigado pela paciência, pelo conhecimento e direcionamento nas diretrizes, mas principalmente pela disponibilidade na condução deste projeto.

Um agradecimento especial aqui se faz necessário à minha amiga, colega de profissão e trabalho, Isabella Ragoni. Seu alto nível de exigência ao encarar qualquer aspecto da vida, seu alto conhecimento técnico e inteligência compromissada ao que se propõe a fazer e principalmente, sua doação gratuita à amizade, foram alicerces para construção deste projeto. Um parágrafo não será o bastante para agradecer por toda a orientação, a disponibilidade de tempo em detrimento de seus afazeres, a correção dura quando necessário e muitas vezes um literal empurrão para me tirar da inércia e torpor que o dia a dia impõe.

Por fim, a todos aqueles que compartilharam este ciclo comigo, e que, mesmo não citados nominalmente, estão marcados nesta trajetória e nesta conclusão.

RESUMO

A busca de melhorias do desempenho do motor tornou-se muito relevante a medida em que passou a operar como uma ferramenta indispensável na geração de energia mecânica. Em busca de soluções de engenharia por maior desempenho, redução do impacto ambiental e custo há uma crescente demanda por inovação no setor, viabilizando estudos de otimização. Tendo o coletor de admissão grande importância para o rendimento esperado do motor cuja função principal é promover o fluxo adequado do ar que entrará em contato com o combustível na câmara de combustão, e sendo a geometria dos dutos de admissão papel fundamental de projeto, o atual trabalho se propõe a realizar uma análise de escoamento em dutos com diferentes geometrias aplicado ao coletor de admissão de um motor de combustão interna através da simulação numérica de um modelo matemático CDF no software AVL FIRE. O estudo tem o intuito de analisar comparativamente o comportamento da distribuição do fluxo de ar na admissão de um duto central e posterior distribuição do *pleno* aos dutos que conduzem o fluido à câmara de combustão de um motor ICE (*Ignição por centelha elétrica*), utilizando no estudo de caso um modelo de coletor composto de um duto de entrada central e quatro dutos de saída com comunicação à câmara de combustão. As simulações geram resultados gráficos em forma de imagens que serão tratadas e apresentadas comparativamente a serem posteriormente avaliadas sob alicerce da teoria de escoamento em dutos com diferentes configurações geométricas, de modo a avaliar os efeitos de recirculação, formação de vórtices, variabilidade cíclica e efeito viscoso na parede de dutos bem como as consequências destes fenômenos para o desempenho e funcionamento do motor.

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1	Componentes Básicos do motor ICE (COSTA, 2008).....	5
Figura 2	Estrutura básica e os quatro tempos de um motor alterantivo (BRUNETTI, 2012).....	7
Figura 3	Diagrama P-V (BRUNETTI,2012)	11
Figura 4	Exemplo de curvas de torque e potência (Disponível em: http://clubedocarroelettrico.com.br/index.php?/passo-a-passo/torque_ou_potencia/ >. Acesso em: 3 Março 2017.....	12
Figura 5	Gráfico da eficiência volumétrica em relação as rotações do motor, para dois comprimentos de dutos diferentes. Fonte: HANRIOT, 2001..	15
Figura 6	Estudo numérico e experimental do sistema de admissão de um motor de combustão interna. Fonte: DE SOUZA (2010)	16
Figura 7	Seções do duto: quadrada/retangular, circular ou segmentada, respectivamente (HEISLER, 1995).....	18
Figura 8	Fluxo Laminar	20
Figura 9	Regime Turbulento.....	20
Figura 10	Fluxograma de resolução de problemas CFD.....	23
Figura 11	Design do coletor de admissão do exemplo 900.	26
Figura 12	Coletor de admissão com geometrias do duto de admissão adaptados para forma a) circular b) quadrada e c) segmentada.....	26
Figura 13	Visão frontal duto de seção quadrada.....	29
Figura 14	Visão frontal duto de seção segmentada	29
Figura 15	Visão frontal duto de seção circular.	30
Figura 16	Ferramenta e valores para criação de uma malha com seleção da opção “Bordas Fechadas”.....	31
Figura 17	Borda de conexão na malha do duto de admissão.	31
Figura 18	Refinamento de malha.	32
Figura 19	Seleções de Entrada e Saída na malha de superfície.	33
Figura 20	Gerador de malha FAME Hexa.....	33
Figura 21	Ferramenta para checar a qualidade da malha criada.....	34
Figura 22	Definição de Case para Cálculo.....	35
Figura 23	Definições de contorno para a entrada.	36

Figura 24	Definição de contorno para a saída.	37
Figura 25	Fatores de Subrelaxação.	40
Figura 26	Parâmetros de Diferenciação.	40
Figura 27	Parâmetros de Solucionador Linear.	41
Figura 28	Parâmetros de Discretização.	41
Figura 29	Comparação Velocidades Duto de Entrada Corte Plano Z.	44
Figura 30	Gradiente de Vetores Velocidade na Duto de Seção Circular	45
Figura 31	Recirculação de ar no duto de seção circular observada através dos vetores de velocidade	46
Figura 32	Vetores Velocidade Duto de Seção Segmentada	46
Figura 33	(a) Vetores de velocidade de entrada nos dutos centrais e laterais de saída do coletor de admissão de seção circular.(b) Detalhe ampliado mostrando as diferenças entre vetores nos dutos laterais e circulares	47
Figura 34	Vetor Velocidade na Entrada do Cilindro Central Circular ..	48
Figura 35	Vetor Velocidade na Entrada do Cilindro Lateral Circular...	49
Figura 36	Vetores Velocidade nos Cilindros Centrais do Duto de Seção Quadrada	50
Figura 37	Vetores Velocidade nos Cilindros Centrais	51
Figura 38	Comparação Vetores Velocidade nos Cilindros Centrais....	52
Figura 39	Comparação Velocidades Dutos de Seção Circular X Quadrada	53
Figura 40	Comparação Velocidade Duto de Entrada	54
	a) Duto de Seção Circular	55
Figura 41	Comparação Vetor Velocidade para três configurações	55
Figura 42	Configuração de Pressão no <i>Pleno</i> e Cilindros de Distribuição	56

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
2	OBJETIVOS	3
2.1	Objetivo Geral	3
2.2	Objetivos Específicos	3
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
3.1	Motor Ciclo Otto	4
3.2	Motor ICE	4
3.2.1	Admissão	5
3.2.2	Compressão	6
3.2.3	Expansão	6
3.2.4	Exaustão	6
3.3	Características gerais de Motores Endotérmicos	7
3.3.1	Cilindrada	7
3.3.2	Avanço de Ignição	8
3.3.3	Razão de Compressão do Motor	8
3.3.4	Torque	9
3.3.5	Potência	10
3.3.6	Pressão média efetiva	10
3.3.7	Curvas de Torque e Potência	11
3.3.8	Eficiência Volumétrica	12
3.4	Coletor de Admissão	13
3.4.1	Influência da seção na eficiência volumétrica:	16
4	ESCOAMENTO EM DUTOS	18
4.1	CFD e AVL FIRE	22
5	ESTUDO DE CASO	25
5.1	Dados e parâmetros do volume de controle	25

5.2	Resolução e cálculo do problema proposto	34
5.3	Metodologia de resolução AVL FIRE	42
6	ANÁLISE DOS RESULTADOS	43
6.1	Análise Velocidade no Plano transversal ao eixo z do coletor de admissão.	43
6.2	Análise Velocidade no Plano Transversal ao eixo x do coletor de admissão (<i>Pleno</i> e dutos de saída)	48
6.3	Análise Velocidade no Plano Transversal ao eixo x do coletor de admissão (Duto central de admissão e <i>pleno</i>).	52
6.4	Análise Velocidade no Plano Transversal ao eixo y do coletor de admissão	54
7	CONCLUSÕES	57
8	REFERÊNCIAS	60

1 INTRODUÇÃO

Desde a criação do motor de quatro tempos pelos alemães Nikolaus August Otto e Eugen Langen em 1876, a partir da ideia proposta por Beau de Rochas em 1872, a humanidade atingiu uma nova fase na evolução tecnológica. O motor de combustão interna (MCI) passou a operar como uma ferramenta indispensável na geração de energia mecânica, sendo utilizado principalmente nos meios de transporte, como carros, caminhões e motocicletas, o que teve reflexo no acelerado crescimento da indústria automotiva. Com o passar do tempo, muitas inovações foram incorporadas aos motores, como a eletrônica embarcada, a química dos óleos e combustíveis e a ciência dos materiais, estratégias que contribuíram para o aperfeiçoamento dos sistemas de admissão e exaustão. (SOUZA, G. R., 2010)

Entretanto, a busca de melhorias do desempenho do motor tornou-se ainda mais relevante com as crescentes preocupações ambientais que ligam a poluição gerada pela grande frota de veículos, o aquecimento global e a qualidade de vida nos grandes centros urbanos com o melhor aproveitamento das fontes energéticas. As consequentes mudanças nas leis governamentais e a agravada competitividade da indústria automotiva acirrou a busca incessante por reduções, sejam elas de peso, de tempo de transformação, de emissões de poluentes, de poluição sonora, de consumo de combustível ou de custo. (CORREDORI, P.C. et al., 2015)

Nas últimas décadas, houve uma mudança considerável também nos métodos e procedimentos de estudo com o emprego de técnicas de simulação do comportamento termo-fluido-dinâmico, bem como de inovações tecnológicas capazes de estudar aspectos de geometria e visualização experimental do escoamento do fluido. Entre essas ferramentas destacam-se as técnicas de Elementos Finitos e Fluidodinâmica computacional (*Computational Fluid Dynamics, CFD*). A primeira contribuiu bastante com a possibilidade de cálculos estruturais de todos os componentes mecânicos, se expandindo também para análise de ruído e vibrações, auxílio no cálculo de dinâmica de sistemas (através do cálculo de rigidez), dentre outros. A segunda,

mais recente, ainda está em plena evolução, mas já vem sendo aplicada de forma consistente para o dimensionamento de escoamento de fluidos como o sistema de arrefecimento e gases de admissão e escape, dentre outros. Esses novos desenvolvimentos juntamente com as crescentes demandas por inovações contribuíram para viabilizar estudos de otimização dos mais diferentes parâmetros e elementos envolvidos no processo dos motores de combustão interna (RODRIGUEZ, A. J. D; VALLE, R. M., 2006).

Entre esses elementos, destaca-se o coletor de admissão, que apresenta grande importância para o rendimento esperado do motor, sendo um dos componentes mais alterados pelos preparadores quando procuram melhor desempenho. Sua função principal é promover o fluxo adequado da mistura ar/combustível nos motores injetados, ou apenas ar nos motores antigos a carburador, para o interior dos cilindros, tanto em volume quanto em velocidade.

Existem, de fato, inúmeros parâmetros de projeto de um coletor que podem influenciar o desempenho do motor ao qual ele faz parte. Porém, a geometria dos dutos de admissão tem um papel fundamental no projeto dos sistemas de admissão, sendo que o comprimento e o diâmetro do duto influenciam diretamente no resultado da mistura e, conseqüentemente, na potência do motor (HANRIOT, S. de M., 2001).

Este trabalho realizará um estudo de caso a fim de otimizar o projeto de um coletor de admissão para alcançar o melhor desempenho de um motor de combustão interna. Isso será feito através de uma análise computacional da geometria dos dutos de admissão através de uma simulação numérica de um modelo matemático no software CDF AVL FIRE, com intuito de diminuir as perdas de carga ao longo do escoamento do ar, e aumentar a eficiência volumétrica do modelo estudado.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

O principal objetivo desse trabalho é investigar o comportamento do ar dentro de um coletor de admissão de um motor de combustão interna. Para isso foram avaliados coletores de admissão com três diferentes geometrias de dutos. O modelo do coletor de admissão foi alterado através do software CATIA© e a avaliação fluidodinâmica computacional (*CFD*) foi realizada com auxílio do software AVL-Fire©.

2.2 Objetivos Específicos

- Remodelagem virtual em CATIA©;
- Simulação no programa AVL FIRE©;
- Análise das geometrias dos dutos de admissão.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Desde os primórdios da história, o ser humano tem sido colocado à frente do grande desafio que são os problemas de transporte. Sem grandes aptidões físicas naturais, uma das primeiras soluções identificadas e amplamente utilizadas pelos homens foi a tração animal. Mais tarde, as necessidades crescentes de produtividade e potência somadas ao desenvolvimento tecnológico e científico, principalmente no contexto histórico da corrida industrial ocorrida na Inglaterra no século XVIII, culminaram na inevitável substituição da força humana e animal pelas máquinas.

O principal resultado dos esforços de obtenção de força motriz para suprir a demanda dos maquinários foi a criação do motor a vapor. O seu funcionamento baseia-se na realização de trabalho mecânico pelo aproveitamento da energia do vapor de água a alta pressão, produzido externamente ao sistema, característica da qual decorre sua classificação como motor de combustão externa. Entretanto, ao mesmo tempo em que o aparato inovador resolvia uma série de necessidades, esse tipo de motor apresentava alguns inconvenientes a serem superados, por exemplo, baixo

rendimento e necessidade de grande espaço para instalação e utilização (LANDULFO, F. et.al., 2015).

A grande mudança ocorreu no século XIX, quando em 1860, Lenoir desenvolveu o primeiro motor de combustão interna para o uso comercial, caracterizado por um único cilindro horizontal. Seis anos depois, Otto e Langen propuseram um motor com 50% de redução no consumo de combustível comparado ao motor de Lenoir. Com intenção de sobrepor o problema da baixa eficiência térmica e o excessivo peso dos motores da época, Otto propôs um ciclo motor constituído de quatro tempos (ou cursos) de deslocamento do pistão para completar a sequência de eventos que produz um tempo de potência. (LANDULFO, F. et.al., 2015)

A maioria dos motores atuais opera dessa forma, a qual ficou conhecida como ciclo de quatro tempos (ou ciclo Otto).

3.1 Motor Ciclo Otto

Os motores ciclo Otto são máquinas termodinâmicas nas quais uma mistura formada por ar e combustível parcialmente vaporizado no sistema de alimentação é admitida no seu interior e em seguida comprimida, inflamada por uma centelha elétrica e queimada. O calor liberado deste aumenta a pressão da mistura previamente comprimida, transformando-a em trabalho mecânico por intermédio do mecanismo de um êmbolo em movimento retilíneo (LANDULFO, F. et.al., 2015).

Posteriormente, esse movimento retilíneo é transformado em rotativo por uma árvore de manivelas. Após realização de trabalho oriundo deste ciclo completo, os gases queimados no interior da câmara, praticamente já sem energia útil disponível, são expelidos para a atmosfera, dando espaço a uma nova mistura que poderá ser admitida. (RICCI, R., 2015).

3.2 Motor ICE (Ignição por Centelha Elétrica)

O princípio de funcionamento relacionado ao ciclo de potência do ciclo Otto é particular a classificação de motores denominados ICE, motores de ignição por centelha elétrica ou *Spark Ignition* (SI) que se diferenciam do conceito dos motores ciclo Diesel, denominados motores de ignição por compressão (ICO) ou *Compression Ignition* (CI).

São denominados motores ICE's aqueles cuja ignição do processo é efetuada por meio secundário, ou seja, existe a necessidade de um componente inserido no sistema que forneça uma faísca para o início da combustão da mistura no interior do cilindro. Estes motores são caracterizados por um conjunto de componentes básicos como podemos observar na Figura 1 : o sistema de ignição, pistão e seus anéis, biela, eixo de manivelas, comumente chamado de virabrequim, eixo comando de válvulas, válvulas de admissão e exaustão, cabeçote, bloco do motor. (RICCI, R., 2015).

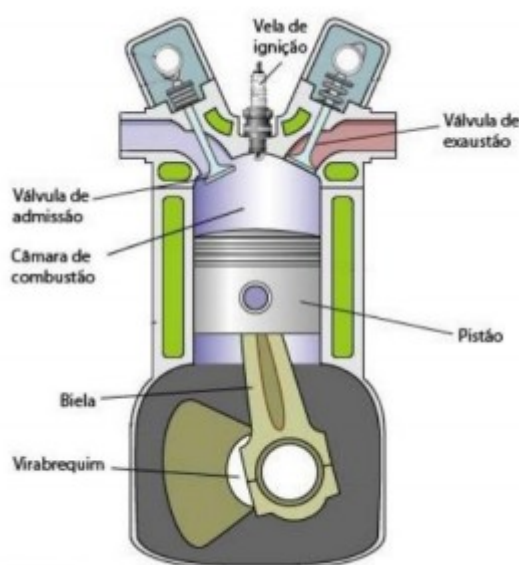


Figura 1 Componentes Básicos do motor ICE (COSTA, 2008)

Neste tipo de motor estudado, para que o ciclo de funcionamento se realize por completo, são necessários quatro deslocamentos, também conhecidos como tempos do motor, os quais serão descritos a seguir:

3.2.1 Admissão

O processo de admissão é a fase do ciclo onde a mistura ar-combustível é admitida no sistema. Essa etapa tem início assim que o eixo comando de válvulas aciona a válvula causando a abertura do pórtico de admissão. À medida que o pistão ou êmbolo, impelido de árvore de manivelas, desloca-se do seu ponto mais alto (Ponto morto superior, PMS) para o seu ponto mais baixo (Ponto morto inferior, PMI), é criada no interior do cilindro uma depressão, permitindo assim a entrada da mistura ar-combustível pulverizado pela abertura do pórtico. A fase de admissão é finalizada com o fechamento da

válvula e inicia-se a fase de compressão.

3.2.2 Compressão

Uma centelha elétrica é então disparada pelo sistema de ignição e a combustão se inicia, resultando em um aumento abrupto de pressão e volume que provoca o deslocamento do pistão girando por consequência o eixo de manivelas. A partir deste ponto, a válvula de admissão é fechada tornando o cilindro um compartimento estanque. Se tratando de uma compressão real, junto do aumento da pressão ocorre também o aumento da temperatura da mistura no interior do cilindro. No caso dos motores ICE, esta temperatura não deve atingir, em nenhum ponto do volume comprimido, valores capazes de causar a autoignição, a fim de evitar a ocorrência do fenômeno indesejado de Detonação. Este fenômeno, de maneira simplificada trata-se de uma queima irregular no interior do cilindro causando instabilidades no sistema, trepidações e perda crescente de potência. A fase de compressão se finaliza quando o êmbolo atinge o PMS.

3.2.3 Expansão

Estando o pistão no seu PMI, tem-se o cilindro do motor completamente cheio da mistura ar-combustível. Esta é a fase do ciclo que se considera como fase de trabalho, durante esta ocorre a real transformação de energia química em energia mecânica. A centelha é então lançada dentro da câmara de combustão, precisamente alguns graus antes do pistão impelido pela árvore de manivelas atingirem o PMS, buscando assim que a máxima pressão dentro do cilindro ocorra exatamente quando este alcançar o ponto morto superior, a fim de maximizar a eficiência do motor.

3.2.4 Exaustão

Quando o pistão atinge o PMI, no final do tempo da combustão, os gases existentes no interior do cilindro já se encontram à baixa pressão e não tem mais energia para ser aproveitada, exigindo assim seu descarte apropriado criando uma configuração favorável para início de um novo ciclo com enchimento da câmara na admissão.

Deste modo, se inicia a última fase do ciclo que observamos completo na Figura 2 , quando o eixo comando de válvulas causa a abertura do pórtico de exaustão através da válvula de exaustão. A partir disso, os gases de

combustão começam a ser expelidos para fora do cilindro devido a uma diferença de pressão, com o pistão partindo do PMI. Existe um tempo em que as válvulas de admissão e exaustão estão simultaneamente abertas, entre 20 e 30 graus do movimento angular do virabrequim, fenômeno denominado cruzamento de válvulas que tem papel fundamental para que a nova mistura que entra no cilindro englobe uma quantia aproveitada dos gases de escape com finalidade de melhoramento do processo de combustão. A fase é finalizada com o fechamento do pórto de escape pela válvula de exaustão. (RICCI, R., 2015).

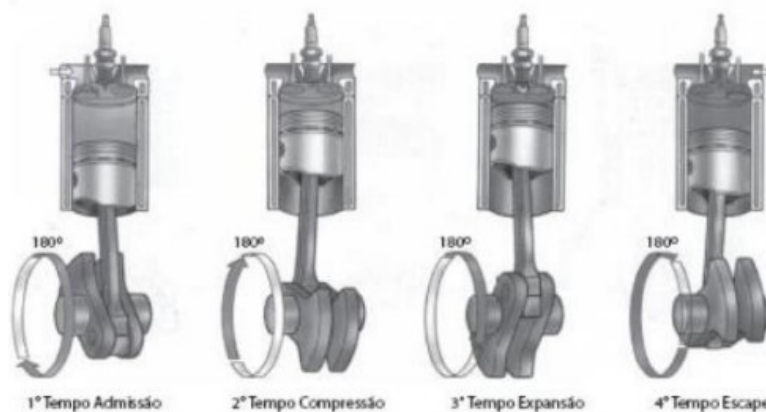


Figura 2 Estrutura básica e os quatro tempos de um motor alternativo (BRUNETTI, 2012)

3.3 Características gerais de Motores Endotérmicos

3.3.1 Cilindrada

O termo cilindrada refere-se ao volume deslocado pelo pistão do ponto morto superior (PMS) até o ponto morto inferior (PMI), multiplicado pelo número de cilindros do motor. A cilindrada de um motor de explosão pode ser calculada pela equação (1) abaixo:

$$V_{cilindrada} = nh \left(\pi \frac{D^2}{4} \right) \quad 1$$

Onde:

$V_{cilindrada}$ = cilindrada, expressa em cm³, litros ou pol³

D = diâmetro do pistão, em cm ou pol

h = curso do pistão do PMI ao PMS, em cm ou pol

n = número de cilindros

3.3.2 Avanço de Ignição

A velocidade de propagação da frente de chama na câmara de combustão aumenta com maior enchimento do cilindro e aumento da rotação do motor. A ignição deve ocorrer antes do ponto morto superior e o ponto de ignição adiantado com o aumento da rotação ou enchimento reduzido (BOSCH, 2005).

O ponto de ignição, também denominado avanço de ignição, é ajustado de acordo com a rotação e a carga, gerando um mapa característico para o funcionamento do motor. Esse mapeamento é feito pelo fabricante do motor normalmente com caráter sigiloso guardando as informações de melhor eficiência obtidas para aquele motor. (LANDULFO, F. et.al., 2015)

3.3.3 Razão de Compressão do Motor

A razão de compressão é o parâmetro que relaciona a quantidade de volume de mistura ar-combustível da fase de admissão que será comprimido anteriormente à fase subsequente de combustão, ocorrendo aqui uma redução do volume e grande aumento da pressão interna. Uma razão de compressão igual a 10, também indicada como 10:1, significa que durante a fase de compressão o volume interno admitido diminuirá 10 vezes no processo de compressão da mistura do sistema. A equação (2) que descreve a razão de compressão é dada abaixo:

$$Rc = \frac{V + v}{v} \quad 2$$

Onde:

Rc = relação de compressão (adimensional)

V = cilindrada individual (de um pistão), em cm^3 , pol^3 , litros

v = volume da câmara de combustão, em cm^3 , pol^3 , litros

As vantagens de aumentar a razão de compressão são o aumento de eficiência de combustão devido a maior velocidade da ocorrência da reação de combustão além de sua frente de chama bem definida, parâmetro desejável para controle e eficiência. Devido a menores áreas de exposição decorrentes da pressurização em conjunto com a velocidade do processo, as perdas relacionadas à energia térmica são minimizadas e refletem em desempenho e maior potência do motor.

Um dos fatores que limita o aumento da razão de compressão é a condição anisotrópica da compressão dentro do cilindro, característica que uma substância possui de sua propriedade física variar com a direção, causando um aumento de temperatura junto do aumento da pressão.

Outros fatores limitantes estão relacionados com as características do combustível utilizado e também da configuração adotada no motor. A octanagem do combustível é fator limitante, pois, caso a razão de compressão eleve a mistura a uma temperatura suficiente para atingir o ponto de autoignição, tem-se o fenômeno de detonação, acarretando em perda de eficiência além de desgaste do motor. Quando estudamos a temperatura envolvida no processo encontramos limitações relacionadas às propriedades físicas dos materiais, mesmo sem ocorrência da autoignição, as altas temperaturas envolvidas no processo podem causar fusão de alguns componentes ou elevar bruscamente o desgaste por funcionamento fora dos parâmetros desejados de projeto (RICCI, R., 2015).

Encontrar uma solução de engenharia com o compromisso da melhor razão de compressão para um dado conjunto de motor e combustível é um caminho extremamente importante na busca por melhor eficiência e competitividade dos veículos.

3.3.4 Torque

O torque é a representação da capacidade do motor de produzir trabalho, traduzido pelo potencial que o eixo de manivela possui em fazer girar uma massa em torno de si. O momento gerado pelo motor na saída do eixo de manivelas é denominado torque efetivo desenvolvido pelo motor.

Ele pode ser definido como o produto da força atuante (pressão exercida sobre a área da cabeça do pistão) pela distância perpendicular do eixo à direção dessa mesma força, sendo expresso pela equação (3):

$$T = F \times d \quad 3$$

Onde:

T = torque,

F = intensidade da força atuante,

d = distância perpendicular entre o eixo e a direção a força,

O torque depende exclusivamente do tamanho e da quantidade de

pistões, da relação de compressão e do tipo de combustível utilizado, variando muito pouco com a rotação do motor, devido à perda de eficiência nas rotações mais altas e muito baixas. (SODRÉ, J.R., COSTA, R. C. , DA SILVA, R. H. , 2008).

3.3.5 Potência

A potência de um motor é definida como o trabalho realizado numa unidade de tempo. (BRUNETTI, 2012). A potência é calculada pela equação (4) abaixo:

$$W = \frac{F \cdot d}{t} \quad 4$$

Onde:

W = potência,

F = intensidade da força atuante,

d = distância perpendicular entre o eixo e a direção a força,

t = tempo,

Ao contrário do torque, a potência depende da rotação do motor, ou seja, nas rotações mais altas alcança-se uma maior potência até um ponto em que, mesmo aumentando-se a rotação, a potência passa a diminuir.

3.3.6 Pressão média efetiva

Por definição, a pressão média do ciclo é uma pressão que, se fosse aplicada constantemente na cabeça do pistão, ao longo de um curso, realizaria o mesmo trabalho do ciclo (BRUNETTI, 2012). De maneira geométrica a pressão média efetiva pode ser representada no diagrama P-V ilustrado na Figura 3 como a altura de um retângulo de base delimitada pelo volume deslocado do cilindro, cuja área seja igual à área do ciclo.

Na prática, a pressão média do ciclo é descrita como o trabalho por unidade de cilindrada, sendo uma característica que independe do volume deslocado pelo ciclo, ou seja, do tamanho do motor, sendo usada para comparar o desempenho do ciclo de motores de diversos tamanhos. A máxima pressão média efetiva de um bom projeto de motor deve ser bem definida e essencialmente constante para vários tamanhos de motores (HEYWOOD, 1988).

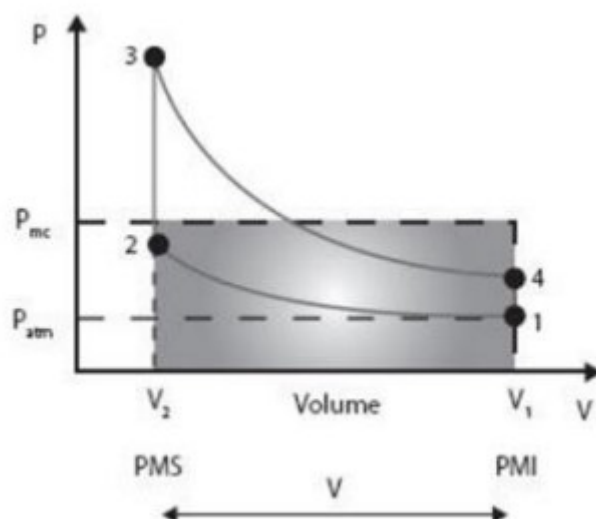


Figura 3 Diagrama P-V (BRUNETTI,2012)

3.3.7 Curvas de Torque e Potência

O desempenho do motor é, na maioria dos casos, indicado na forma de curvas de torque e potência que varrem a rotação de trabalho do motor. Tais curvas são, na verdade, a resposta de toda a interação de mecanismos e tecnologia envolvidos durante o funcionamento da máquina térmica. Através destas se obtém a sua identidade e é então possível determinar qual a melhor aplicação ou qual aprimoramento deve ser trabalhado em determinado motor. (JORGE MARTINS, 2006).

O motor, em resposta a todos os processos termodinâmicos em conjunto com seu complexo mecanismo, fornece no eixo de saída uma sequência de torques cíclicos obtidos através das fases de combustão do ciclo motor. Esta oscilação com frequência determinada é compensada pela existência de um volante de inércia que dá estabilidade ao conjunto e serve como reservatório de energia cinética, utilizada nas fases que consomem trabalho durante o ciclo. Assim, a resposta final no eixo do motor é um torque constante a certa rotação. Através da medição progressiva deste torque ao longo da faixa de rotação em que o motor opera pode se obter sua curva característica de torque. Em baixas rotações os avanços e atrasos de abertura e fechamento de válvulas resultam em baixo torque, mas com o aumento da velocidade o efeito dinâmico das colunas gasosas vai ganhando importância permitindo que maior quantidade

de ar seja admitida em cada ciclo chegando ao torque máximo. A partir daí, o aumento de rotação implicam em perdas de carga nos coletores e válvulas, maiores perdas por atrito e menor tempo de abertura de válvulas (MARTNS, J, 2006).

Sabendo que a potência de um equipamento é a quantidade de trabalho que este pode realizar em determinado tempo pode se determinar a potência de um motor multiplicando o trabalho realizado por cada ciclo do motor pela frequência de realização do mesmo. Sabe-se também que o trabalho realizado no ciclo fornece um torque ao eixo de saída, assim tendo como base a teoria que fundamenta que potência é a capacidade de aplicação de força em determinada velocidade é possível obter a potência do motor multiplicando seu torque por sua velocidade de rotação. Uma ilustração de ambas as curvas é vista na Figura 4 . Enquanto o torque sofre aumento com as rotações a curva de potência cresce rapidamente até o ponto onde o torque é máximo, após este ponto o aumento da potência se dá apenas devido ao aumento da rotação até o ponto em que a potência atinge seu máximo. Com o aumento da velocidade ocorre o aumento das perdas seja pela dificuldade de enchimento completo do cilindro ou pelo atrito excessivo o que faz com que a potência caia rapidamente após seu ponto de máximo.

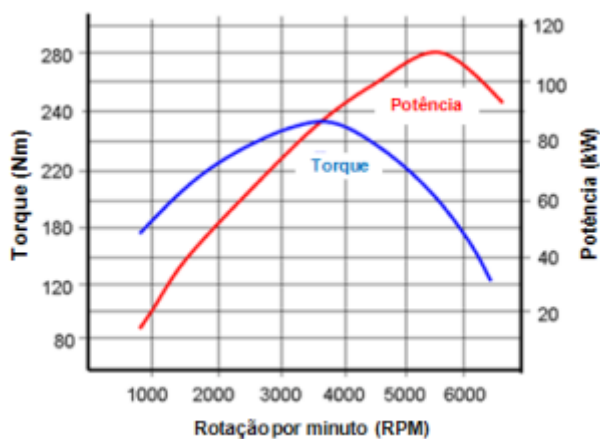


Figura 4 Exemplo de curvas de torque e potência (Disponível em: http://clubedocarroelettrico.com.br/index.php/?passo-a-passo/torque_ou_potencia/>. Acesso em: 3 Março 2017

3.3.8 Eficiência Volumétrica

Define-se a eficiência volumétrica como a relação entre a massa de mistura nova que entra para o cilindro durante o curso de admissão dividida pela massa de mistura que vai preencher o espaço disponível na câmara considerando-se a densidade do ar na admissão (Taylor, 1985).

$$e_{vol} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} + \frac{\varepsilon - \frac{p_{esc}}{p_{adm}}}{\gamma(\varepsilon - 1)} \quad 5$$

A eficiência volumétrica é um dos principais parâmetros de interesse na medida do desempenho do conjunto do cilindro como elemento de bombeamento.

Para avaliar esse desempenho é preciso definir a densidade de entrada como a densidade da mistura fresca na entrada da válvula ou próximo dela. Determinando a massa específica de entrada mediante estas condições, a eficiência volumétrica resultante mede as condições de bombeamento do cilindro e perdas na válvula somente (LANDULFO, F. et.al., 2015).

Quando a densidade é medida próxima da tomada de ar do motor, a eficiência volumétrica resultante mede o desempenho de escoamento de todo sistema admissional do motor, bem como as condições dos cilindros e perdas nas válvulas, e assim é chamada eficiência volumétrica global.

Nos motores de aspiração natural, com pequenas variações na temperatura e pressão no filtro do ar, corpo de borboleta e tubulação de admissão, a eficiência volumétrica global não difere muito da medida na entrada da válvula. Assim, por conveniência, esta medida é utilizada neste tipo de motor. Já nos motores sobrealimentados a eficiência volumétrica se mostra de pequeno significado como parâmetro pois não diferencia o desempenho do sobrealimentador utilizado e dos cilindros, sendo neste caso mais significativo a medição da pressão e a temperatura na saída do compressor (LANDULFO, F. et.al., 2015).

3.4 Coletor de Admissão

O coletor de admissão consiste em um conjunto de tubulações que tem como funções conduzir o ar ou mistura ar-combustível, já preparada, até a

entrada da câmara de combustão localizada no cabeçote do motor, contribuir para a vaporização da mistura gasosa proveniente do carburador e distribuí-la pelos cilindros em quantidades tão uniformes quanto possível. (SIMÕES, T. F, 2010).

Geralmente são construídos em ligas de alumínio, ou mesmo em ferro fundido, caso dos veículos mais antigos. Atualmente no Brasil, a maior parte dos coletores de admissão é fabricada de nylon (poliamida) com fibra de vidro, pois proporciona redução de peso, redução de atrito nos dutos e geometrias internas complexas.

O escoamento do ar nos dutos de admissão exerce grande influência sobre o funcionamento do motor, foco principal de estudo deste trabalho. Os coletores podem ser vistos como elementos de ligação entre o corpo de borboleta (ou carburador) e o motor propriamente dito, sendo responsáveis por transportar o ar do exterior do motor até os dutos de admissão do cabeçote do motor, tendo papel fundamental no comportamento e na eficiência do motor. Porém, além de seus efeitos no desempenho, os coletores também têm grande efeito sobre a poluição sonora e emissão de poluentes de motores alternativos.

De fato, os coletores de admissão são um dos componentes mais alterados pelos preparadores quando procuram melhor desempenho. Mudanças nesses sistemas levam à otimização da eficiência volumétrica dos motores, produzindo baixas perdas de pressão ao longo do escoamento do ar.

Segundo HEISLER (1995), melhorar o desempenho de um sistema de admissão significa, entre outras coisas, promover uma distribuição uniforme de intensidade de mistura para cada cilindro. Isso porque uma distribuição de ar não uniforme conduz a uma eficiência volumétrica não uniforme no cilindro, perda de potência e aumento do consumo de combustível. Entretanto, a uniformidade da entrada de ar em cada cilindro é diretamente dependente da geometria dos dutos, o que torna tanto o comprimento quanto o diâmetro dos mesmos muito importantes no projeto de sistemas de admissão. (HANRIOT, 2001).

Por esses motivos, o coletor de admissão pode assumir diferentes formas e níveis de complexidade, dependendo do desempenho, comportamento e utilização dos motores. Eles podem assumir as mais diversas configurações, desde formas de simples duto, podendo ter a adição de um

volume denominado *pleno* e até formar sistemas complexos de várias câmaras, dutos de diferentes comprimentos e borboletas para provocar desvio no fluxo, os chamados coletores de admissão variáveis. (CORREDORI, P. C. et al, 2015)

Vários estudos já foram feitos em relação aos efeitos da manipulação dos parâmetros de geometrias dos dutos de admissão no desempenho do motor. Benajes (1997) mostrou a relação entre os pulsos de pressão gerados na admissão a partir do fechamento das válvulas com as dimensões de dutos primários e secundários e volume do *pleno*. Já Winterbone e Pearson (1999), criaram um programa de simulação de ondas lineares e estimaram o efeito da variação de parâmetros do duto primário, secundário e câmara do *pleno* na eficiência volumétrica do motor, como pode ser visto na Figura 5

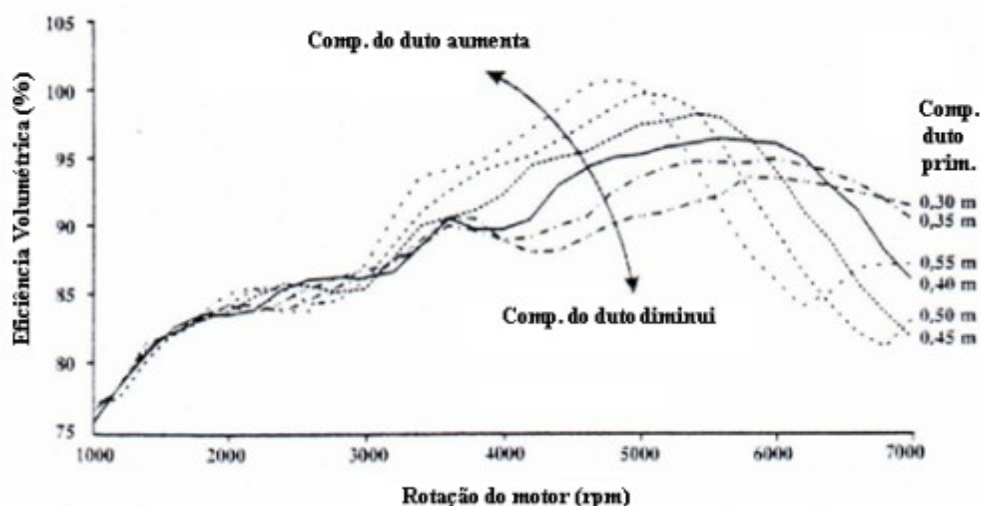
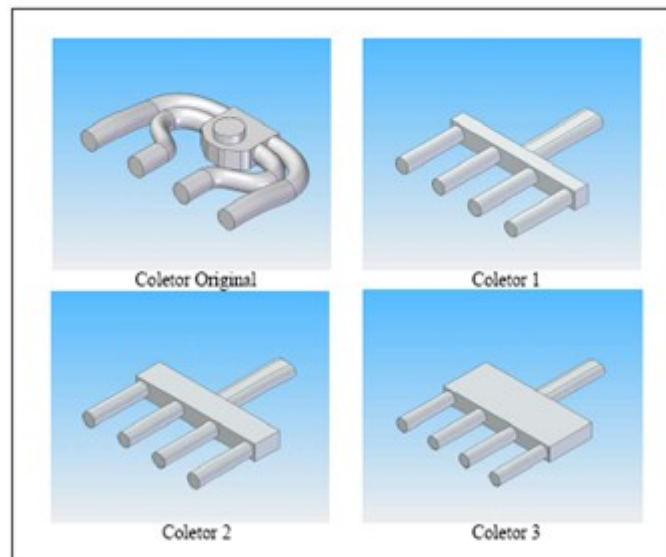


Figura 5 Gráfico da eficiência volumétrica em relação as rotações do motor, para dois comprimentos de dutos diferentes. Fonte: HANRIOT, 2001

De Souza (2010), realizou um estudo numérico e experimental do sistema de admissão de um motor de combustão interna. Para tanto, ele utilizou um software comercial que resolve equações de transporte pelo método de discretização de volumes finitos e validando esses resultados através de uma bancada experimental que possibilitou medidas de vazão mássica, pressão e temperatura de ar admitido. As geometrias usadas por ele estão na Figura 6 .



<i>Características</i>	<i>Coletor Original</i>	<i>Coletor 1</i>	<i>Coletor 2</i>	<i>Coletor 3</i>
<i>Comp. prim. (mm)</i>	250 (externos) e 230 (internos)	150 e 300	150 e 300	150 e 300
<i>Comp. sec.(mm)</i>	180	180	180	180
<i>Área seção trans. sec.(mm²)</i>	1661	1357	1357	1357
<i>Diâm. prim. (mm)</i>	33	33	33	33
<i>Vol. pleno (mm³)</i>	244664	457380	914760	1829520

Figura 6 Estudo numérico e experimental do sistema de admissão de um motor de combustão interna. Fonte: DE SOUZA (2010)

Ele obteve os melhores resultados para os coletores 1 e 2 com comprimento primário de 300mm, tanto numérica quanto experimentalmente. (CORREDORI, P. C. et al, 2015).

3.4.1 Influência da seção na eficiência volumétrica:

O formato da seção do duto de admissão também tem grande relevância no desempenho do motor.

Segundo Heisler (1995), seções quadradas ou retangulares proporcionam maiores oportunidade para vaporizar o combustível precipitado, espalhando-se sobre o telhado, paredes e chão do duto. Outro benefício de uma seção retangular é evitar que a coluna de carga gire enquanto se move

através do duto, minimizando assim qualquer efeito centrífugo que forçaria as partículas de líquido mais pesadas a serem lançadas contra as paredes do coletor. Todavia, devido à área de superfície exposta ser relativamente maior para uma dada área de secção transversal, o arrasto de fricção também é um pouco maior de modo a resultar em eficiências volumétricas marginalmente mais baixas.

Já seções circulares fornecem a menor área de superfície para qualquer forma de secção transversal, e conseqüentemente, a menor resistência ao fluxo de carga. Isso proporciona não só a maior eficiência volumétrica como também a massa máxima de carga por unidade de tempo.

Contudo, a coluna de carga que se move através de uma secção circular tende a gerar uma torção ou um turbilhonamento longitudinal que faz com que os glóbulos de combustível na corrente de ar sejam lançados sobre as paredes do tubo. Como resultado, a distribuição da força da mistura através da secção pode ser muito desigual. Outra desvantagem da secção circular é que o piso semicircular do tubo proporciona apenas uma relativa área superficial para evaporação do combustível, existente no estado líquido, assim conseguindo menores resultados de evaporação e mistura do combustível. (HESLER 1995).

As seções segmentadas, são uma solução que combinam a elevada eficiência volumétrica de dutos circulares e a grande área de dutos retangulares. Assim, a capacidade de vaporização de passagem é maximizada enquanto o turbilhonamento da coluna de carga é minimizado nessas geometrias. A seção semicircular oferece uma área de piso grande e plana para rápida evaporação do conteúdo de fluido do combustível e em segundo lugar, o piso plano minimiza a carga da coluna de turbulência, portanto, a carga mantém a sua densidade de entrada inicial quando flui através do duto. (HESLER 1995).

A Figura 7 abaixo mostra as três geometrias das seções dos dutos de coletores de admissão detalhadas acima.

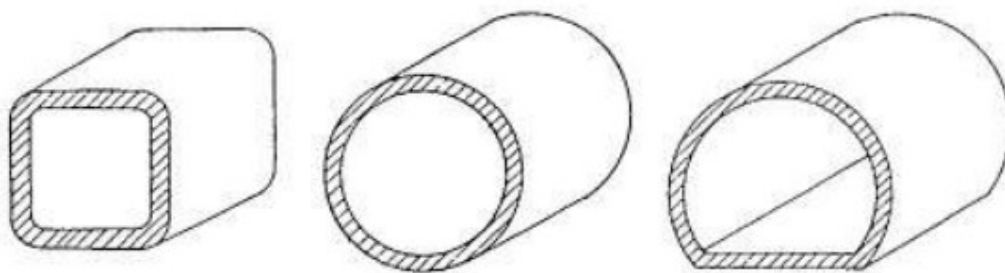


Figura 7 Seções do duto: quadrada/retangular, circular ou segmentada, respectivamente (HEISLER, 1995).

4 ESCOAMENTO EM DUTOS

Os tubos são normalmente utilizados para escoamento de líquidos, podendo suportar grandes diferenças de pressão entre o interior e o exterior sem sofrer distorção significativa.

O atrito envolvido no escoamento dos fluidos está diretamente relacionado à queda de pressão e perda de carga durante o escoamento através de tubos e dutos. O atrito entre as partículas de fluido de um tubo causa uma ligeira elevação da temperatura como resultado da energia mecânica que é convertida em energia térmica sensível, perda que é geralmente pequena e desprezada para efeitos de cálculo. (MARTINS, M.H; KNESEBECK, A.; 2015)

A distribuição de velocidade do fluido de um tubo varia de zero na superfície até o máximo no centro do tubo.

A maior parte dos escoamentos encontrados na natureza e em aplicações práticas são turbulentos. Consequentemente, é muito importante compreender os mecanismos físicos que governam este tipo de fenômeno. Os escoamentos turbulentos são instáveis e contém flutuações que são dependentes do tempo e da posição no espaço.

As principais características dos escoamentos são:

a) escoamento laminar: definido como aquele no qual o fluido se move em camadas, ou lâminas, uma camada escorregando sobre a adjacente havendo somente troca de quantidade de movimento molecular. Qualquer tendência para instabilidade e turbulência é amortecida por forças viscosas de cisalhamento que dificultam o movimento relativo entre as camadas adjacentes

do fluido.

b) Escoamento turbulento é aquele no qual as partículas apresentam movimento caótico macroscópico, isto é, a velocidade apresenta componentes transversais ao movimento geral do conjunto ao fluido.

O escoamento laminar é aquele no qual o fluido se move em camadas ou lâminas e há grande influência das forças viscosas. No escoamento turbulento, as partículas fluidas se misturam ao longo do deslocamento, devido às flutuações aleatórias no campo de velocidades. Nesse caso as forças viscosas são desprezíveis em relação às forças de inércia. O escoamento turbulento pode ou não ser desejável. (MARTINS, M.H; KNESEBECK, A.; 2015)

No caso do deslocamento de dois fluidos em que necessita a ocorrência de mistura, esse tipo de deslocamento é favorável. No deslocamento de sangue nas artérias, o deslocamento turbulento contribui para que todas as partículas do sangue cheguem às paredes arteriais e realizem as trocas necessárias. Porém em outros casos a turbulência é indesejada, porque cria maior resistência ao escoamento, além da análise desse tipo de escoamento ser mais complexa devido a presença de flutuações aleatórias de velocidade e de alta frequência.

Em mecânica dos fluidos, o número de Reynolds (Re), é um número adimensional que fornece uma medida da relação de forças de inércia e forças viscosas. Consequentemente, ele quantifica a importância relativa destes dois tipos de forças para dadas condições do fluxo. O conceito foi introduzido por George Gabriel Stokes em 1851, mas o parâmetro levou o nome de Osborne Reynolds (1842-1912), que popularizou seu uso a partir de 1883. Números de Reynolds surgem frequentemente quando se realiza a análise dimensional em problemas de dinâmica de fluidos e pode ser usado para determinar a semelhança dinâmica entre diferentes casos experimentais. Eles são também utilizados para caracterizar diferentes regimes de fluxo, tais como fluxo laminar ou turbulento. O fluxo laminar ocorre em baixos números de Reynolds, em que forças viscosas são dominantes, e é caracterizado pelo movimento de fluido suave e constante; o fluxo turbulento ocorre em números de Reynolds elevados e é dominado por forças inerciais, que tendem a produzir redemoinhos caóticos, vórtices e outras instabilidades de fluxo.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

6

v - velocidade média do fluido;

D - longitude característica do fluxo, o diâmetro para o fluxo no tubo;

μ - viscosidade dinâmica do fluido;

ρ - massa específica do fluido;

O regime laminar ilustrado na Figura 8 denota uma condição de escoamento constante, onde todas as linhas de corrente seguem caminhos paralelos, não havendo interação entre planos de cisalhamento. Sob esta condição, um corante adicionado ao fluido permanecerá como um componente de fluxo sólido, em linha reta e facilmente identificável (HUERTAS, J., 2014).

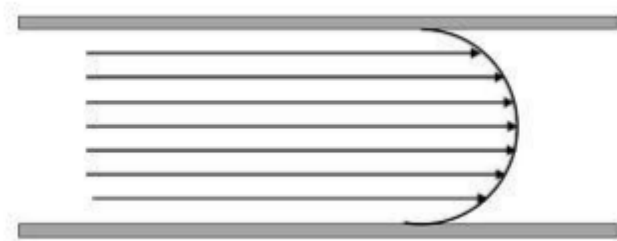


Figura 8 Fluxo Laminar

O regime turbulento ilustrado na Figura 9 indica uma condição de fluxo instável, onde as linhas de corrente interagem e tendem a produzir redemoinhos caóticos, vórtices e outras instabilidades de fluxo. Nesta condição, um corante adicionado ao fluido se dispersará completamente no mesmo (HUERTAS, J., 2014).

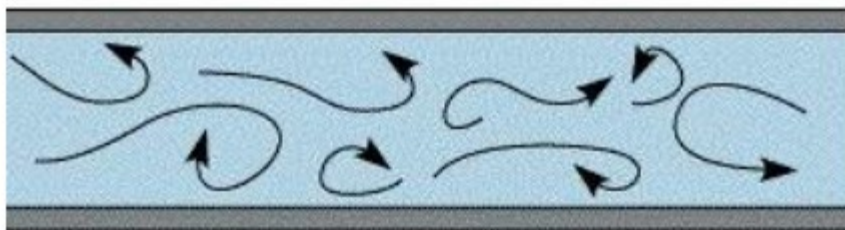


Figura 9 Regime Turbulento

Na Equação 6, o numerador representa as forças inerciais e o denominador as forças viscosas. Assim, o aumento da viscosidade μ ou a diminuição do diâmetro D do tubo, quando a velocidade é a mesma, implica em um decaimento do valor de Reynolds, e valores menores do coeficiente indicam um escoamento laminar, enquanto os valores maiores geralmente estão ligados a um escoamento turbulento. O número normalmente assumido como valor de transição, para fins de cálculo, é $Re = 2300$ (MARTINS, M.H; KNESEBECK, A.; 2015).

Não há consenso na aceitação de uma definição para a turbulência de forma a abranger todas suas características. A maneira clássica consiste em apenas estabelecer estas características, assim foi proposto por Tennekes e Lumley (1972) que um escoamento turbulento podia ser caracterizado através de:

a) Irregularidade: uma análise determinística é impossível, trabalha-se com métodos estatísticos.

b) Difusividade: produz a mistura do fluido, aumenta a transferência de calor, retarda a separação da camada limite.

c) Altos números de Re : a turbulência surge normalmente por uma instabilidade do escoamento laminar, quando o número de Reynolds cresce.

d) Tridimensionalidade da Vorticidade: a turbulência é rotacional e tridimensional, com flutuações tridimensionais da vorticidade. Escoamentos vorticais bidimensionais na são considerados turbulentos.

e) Dissipação: escoamentos turbulentos são sempre dissipativos e a viscosidade transforma o movimento turbulento de pequenas escalas em calor.

f) Meio Contínuo: a menor escala da turbulência é maior que a escala molecular.

g) “Escoamentos turbulentos, são escoamentos”: turbulência é uma característica do escoamento e não do fluido.

4.1 CFD e AVL FIRE

Existem duas abordagens fundamentais para análise e o projeto dos sistemas de engenharia relacionados com o escoamento de fluidos, segundo Çengel (2008): experimentação e cálculo.

A primeira, em geral mais onerosa, envolve a construção de protótipos que são testados como modelos em tuneis de ventos ou outras instalações, enquanto a segunda envolve a solução de equações diferenciais, seja analiticamente ou computacionalmente. A área de estudos que se dedica a resolver equações do escoamento de fluídos com o auxílio de um computador é chamada de a fluidodinâmica computacional ou CFD (*Computacional Fluid Dynamics*).

Segundo Simões (2009), a fluidodinâmica computacional pode ser definida como ferramenta de modelagem utilizada para simulação do comportamento do escoamento, a transferência de calor e outros processos físicos em um sistema determinado. As equações são solucionadas através de equacionamento matemático do sistema sob determinadas limitações no volume de interesse utilizando condições de contorno, para obtenção do escoamento do fluido nesta região estudada.

A Figura 10 apresenta um fluxograma de resolução de problemas ilustrando o método CFD.

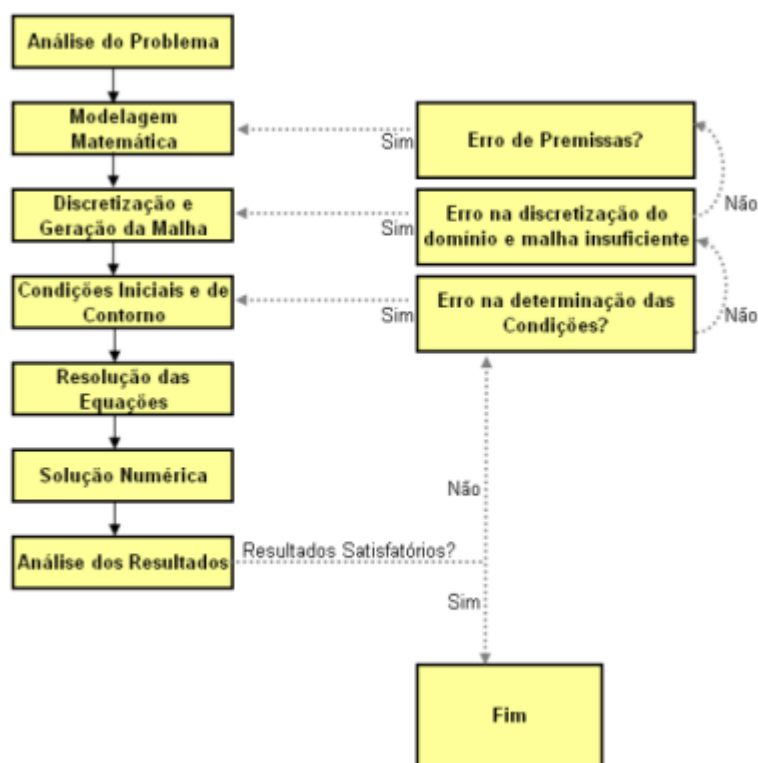


Figura 10 Fluxograma de resolução de problemas CFD.

A utilização de modelos computacionais possui diversas vantagens quando comparada com protótipos físicos, principalmente em estágios iniciais de projeto e desenvolvimento de um produto, garantindo flexibilidade para execução e reprodução dos resultados e até mesmo menores riscos envolvendo a segurança e o impacto ambiental que determinados testes estariam sujeitos. Somada à essas vantagens, tem-se o desenvolvimento avançado dos computadores e suas tecnologias nos últimos anos, tanto em termos de processamento como em memória e capacidade gráfica, tornando a solução CFD cada vez mais atraente em economia de tempo computacional e custos envolvidos (DIAS, 2011).

Por esses motivos, o uso de CFD se estendeu à um amplo campo de aplicações como desenvolvimentos industriais, meteorologia, oceanografia e design aeroespacial e automotivo (SIMÕES, 2009).

De fato, a solução numérica não tem como objetivo a exatidão da solução em termos de valores, como soluções analíticas. Elas se tratam de

representações de uma parte do problema, utilizando simplificações e adequações do sistema às equações e fenômenos conhecidos para que sejam possíveis de serem calculadas com a capacidade de processamento disponível.

O método mais comum de discretização é o de Volumes Finitos, onde as equações diferenciais parciais são resolvidas através de balanços de massa, quantidade de movimento e energia em um volume.

O modelamento matemático do CFD é baseado nos seguintes conceitos fundamentais (ANDERSON, 1995):

Conservação de massa (continuidade)

Conservação da quantidade de movimento

Conservação da energia.

Entre os softwares CFD, o AVLFIRETM é uma das principais ferramentas de simulação CFD no campo da análise de combustão. Esse software de simulação termo-fluido foi desenvolvido especialmente para modelagem de fluxos de fluidos turbulentos compressíveis e incompressíveis como encontrados em ambientes de engenharia. (TUTAK, W.; JAMROZIK, A., 2010).

O AVLFIRE abrange todos os processos relevantes do motor IC incluindo o fluxo do bocal de injeção, a injeção de combustível, a combustão, a emissão e o pós-tratamento do gás de escape. Através dele, podem ser realizadas simulações bi ou tridimensionais de fluxo e transferência de calor dentro de geometrias complexas com limites fixos ou em movimento (TUTAK, W.; JAMROZIK, A., 2010).

Seu pré-processador automático é capaz de gerar, de forma eficiente, malhas tridimensionais para geometrias com volume variável e / ou com partes móveis como pistões, válvulas, eixos, engrenagens. Uma vez caracterizadas as condições de contorno das superfícies e as condições iniciais de simulação, é possível realizar o cálculo de fenômenos de transporte, mistura, ignição e combustão turbulenta no motor de combustão interna. Por fim, o pós-processador integrado suporta uma análise detalhada dos resultados além da rápida geração de gráficos e animações em diferentes formatos para interpretação de fenômenos estáveis e transitórios (TUTAK, W.; JAMROZIK, A., 2010).

Existem alguns aspectos que envolvem a solução CFD, como técnica de geração de malha, algoritmos numéricos, esquemas de diferenças finitas e volumes finitos, questões de estabilidade, modelagem e turbulência. O entendimento destes tópicos é essencial para avaliar as capacidades e limitações deste método.

5 ESTUDO DE CASO

5.1 Dados e parâmetros do volume de controle

Neste trabalho, foi realizado um estudo sobre como a geometria dos dutos de admissão influenciam no deslocamento do ar e consequentemente afetam o desempenho de um motor de combustão interna do tipo ICE. Para tanto, foi utilizada como base o design de um coletor contido no exemplo didático número 900 disponível no software AVL FIRE, o qual pode ser visto na Figura 11 .

O design foi redesenhado no software CATIA© e a partir dele, foram criadas três diferentes geometrias que serviram como dados de entrada para a simulação dos sistemas de fluidos através do próprio software AVL FIRE©.

Assim como discutido no item 3.4.2, segundo Heisler, o formato da seção do duto de admissão também tem grande relevância no desempenho do motor. A área de seção transversal do duto de admissão influencia nas configurações de escoamento quanto à sua velocidade.

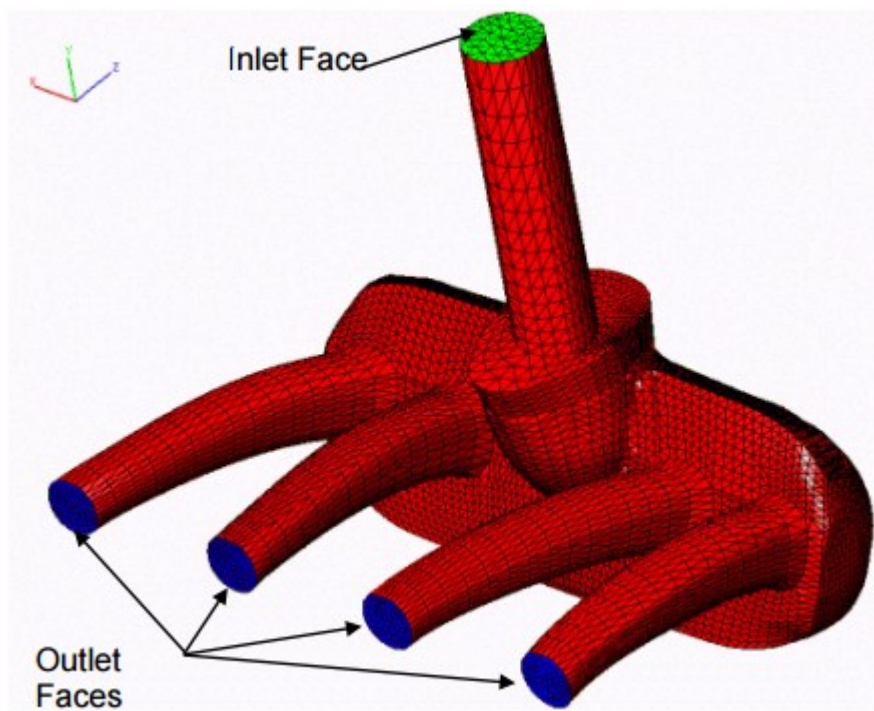


Figura 11 Design do coletor de admissão do exemplo 900.

Na primeira geometria de coletor estudada, o duto de admissão foi mantido como no exemplo, com formato circular de diâmetro 32 mm como visto na Figura 12 (a). Já no segundo coletor, essa geometria foi alterada para um quadrado de dimensões 32x32mm, mostrado na figura 12 (b), enquanto no terceiro coletor, foi escolhida uma geometria segmentada cujo perfil pode ser visualizado Figura 12 (c)

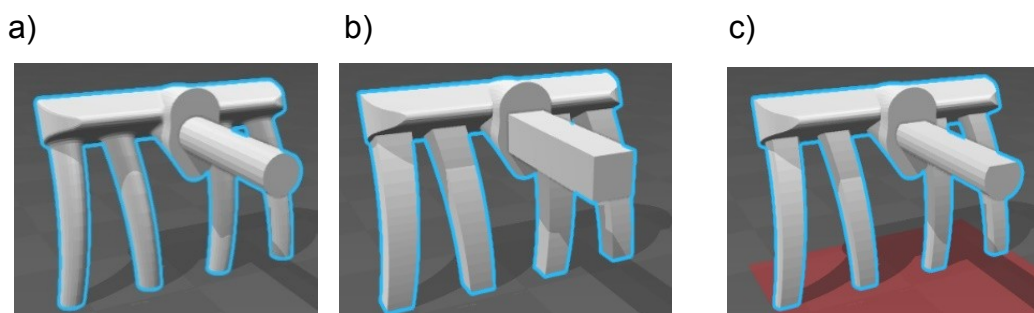


Figura 12 Coletor de admissão com geometrias do duto de admissão adaptados para forma a) circular b) quadrada e c) segmentada.

Neste trabalho, as geometrias 12(b) e 12(c) consistem em dutos não circulares, Neste caso, a análise do escoamento totalmente desenvolvido se

torna mais complicada algebricamente. Por isso se faz necessário calcular o diâmetro hidráulico.

Em regiões anulares, para utilização das equações tradicionais de escoamento de fluidos, Newtonianos e não-Newtonianos, é necessário a determinação de um parâmetro ou fator geométrico capaz de representar a região anular como um duto circular. Diversos autores têm desenvolvido correlações, empíricas ou experimentais, para os chamados diâmetros hidráulicos ou equivalentes. (BOURGOYNE et al.,1991)

Para o escoamento laminar pode-se resolver equações exatas da continuidade e da quantidade de movimento. Para o escoamento turbulento o perfil de velocidades logarítmico pode ser usado ou então, de maneira melhor e mais simples, o diâmetro hidráulico é uma excelente aproximação. (WHITE, 2011)

Segundo equacionamento desenvolvido em WHITE, 2011 é costume definir o diâmetro hidráulico como:

$$Dh = \frac{4 \times \text{Área}}{\text{Perímetro Molhado}} \quad 7$$

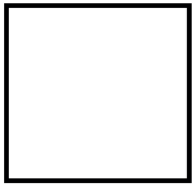
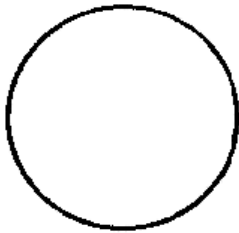
É importante frisar que o perímetro molhado inclui em seu dimensionamento todas as superfícies sob ação da tensão cisalhante.

Segundo (WHITE, 2011), para escoamento turbulento em dutos de seção não circular, deve-se substituir o d por Dh no equacionamento e no diagrama de Moody. Para o escoamento laminar em retângulos e triângulos, o atrito na parede varia bastante, atingindo máximos perto dos pontos médios dos lados e valores nulos nos vértices. No escoamento turbulento pelas mesmas seções, o cisalhamento é quase constante ao longo dos lados, caindo bruscamente para zero nos vértices. Este fenômeno se apresenta devido ao escoamento secundário turbulento, no qual existem componentes não nulos de velocidade média v e w no plano da seção transversal. As “células” de escoamento secundário levam o escoamento médio em direção aos vértices, de modo que os contornos de velocidade axial são semelhantes à seção

transversal e a tensão nas paredes fica aproximadamente constante. Por isso, o conceito de diâmetro hidráulico é tão bem-sucedido para escoamento turbulento, já em um escoamento laminar em um duto não circular reto não tem escoamento secundário.

No presente estudo, a fim de obter o embasamento teórico necessário para análise dos resultados, serão calculados os diâmetros hidráulicos para as seções não circulares.

Para cálculo dos perímetros, utilizaremos a tabela auxiliar:

Nome	Figura Geometrica	Área	Perímetro
Quadrado		$A = a \times a$	$P = 4a$
Círculo		$A = \pi \times r^2$	$P = 2\pi \times r$
1. Cálculo dos perímetros e áreas de diferentes geometrias			

Considerando uma seção quadrada com lado 40 mm:

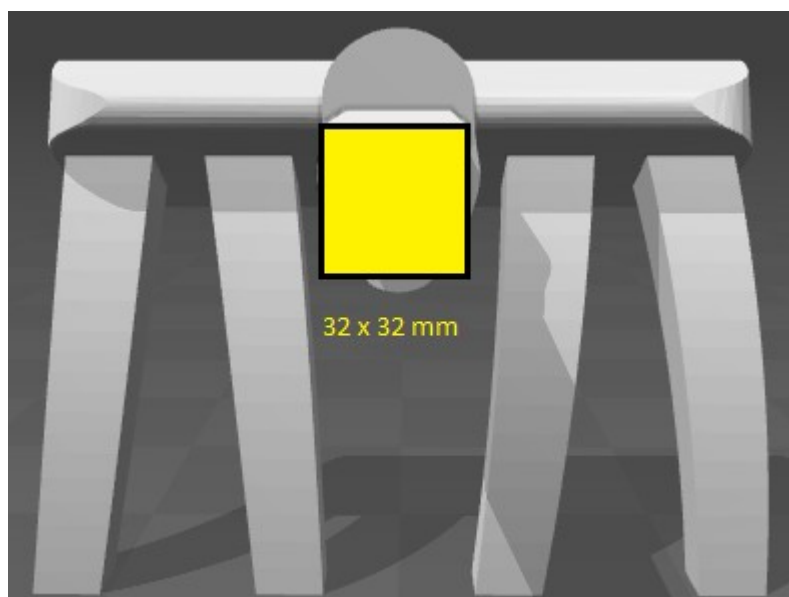


Figura 13 Visão frontal duto de seção quadrada

Considerando uma seção segmentada com base 25 mm e seção circular com raio de 16 mm:

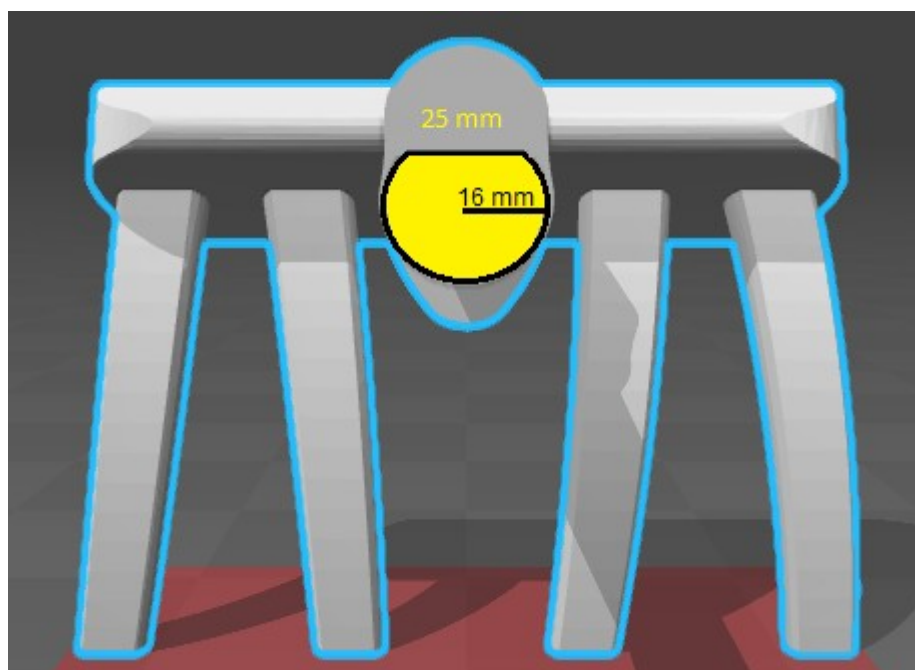


Figura 14 Visão frontal duto de seção segmentada

Considerando seção circular com raio de 16mm:

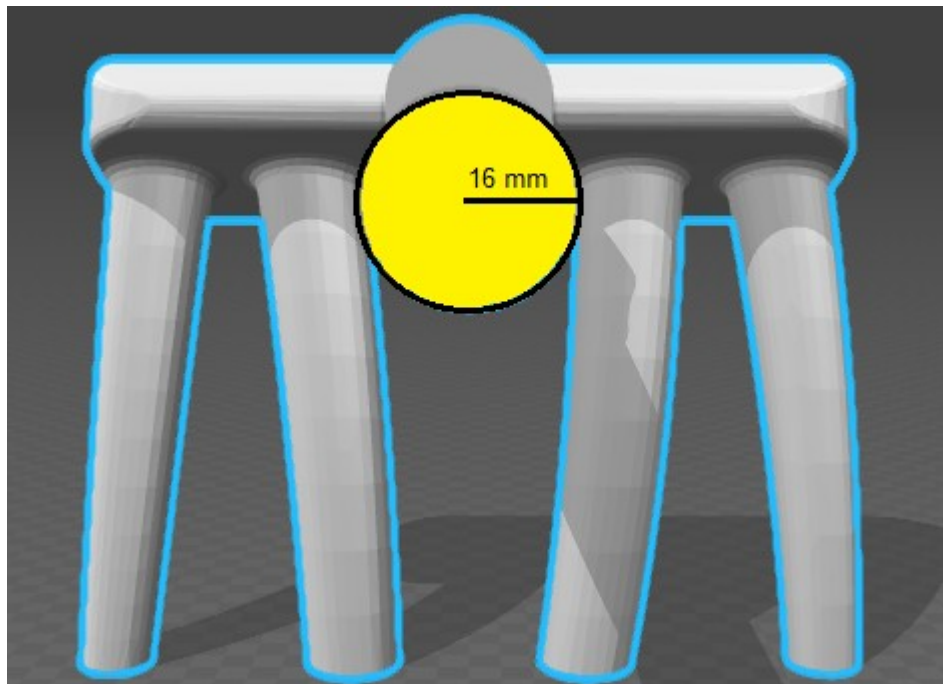


Figura 15 Visão frontal duto de seção circular.

Deste modo, prosseguiu-se com o desenvolvimento da simulação utilizando-se do gerenciador de Workflow do FIRE para criar malhas e simular os sistemas de fluidos.

No processo de funcionamento de um coletor de admissão, um fluxo de ar frio entra para o domínio de controle estabelecido pela face de entrada, descrita na Figura 11 como *inlet face*, com um fluxo de massa prescrito.

Primeiramente, importaram-se as geometrias dos desenhos CAD, ilustrados na Figura 12. Para criação de uma superfície, é necessário que todas as bordas do desenho estejam fechadas. Uma vez satisfeita essa condição, se inicia a construção da malha de borda, utilizando a ferramenta disponível no software para criação automática de malhas. Há algumas opções oferecidas na criação das malhas, seguindo o exemplo 900 a escolha foi pela opção bordas fechadas.



Figura 16 Ferramenta e valores para criação de uma malha com seleção da opção “Bordas Fechadas”.

A próxima fase é denominada seleções, na qual determina-se uma seleção de células, faces ou nós que definirão o contorno das regiões do sólido estudado, conforme opções disponíveis no software.

O uso destas seleções é uma característica importante do gerenciador de fluxo de trabalho do FIRE. Elas são utilizadas no controle de regiões locais onde uma alta resolução de malha é desejada, como por exemplo, durante a fase de criação e identificação dos tipos de fronteiras pelo FAME Hexa.

Em seguida entramos na fase de refinamento de malha, ilustrada na Figura 17 abaixo. Se a borda for parte de uma entrada ou saída, usa-se a topologia "Borda de Conexão" para melhorar as células, refinando a malha para minimizar os possíveis problemas de convergência gerados pelo FAME Hexa, utilizada na fase de cálculos, conforme ilustrado abaixo na Figura 18 .

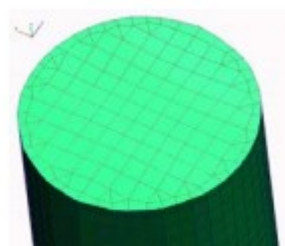


Figura 17 Borda de conexão na malha do duto de admissão.

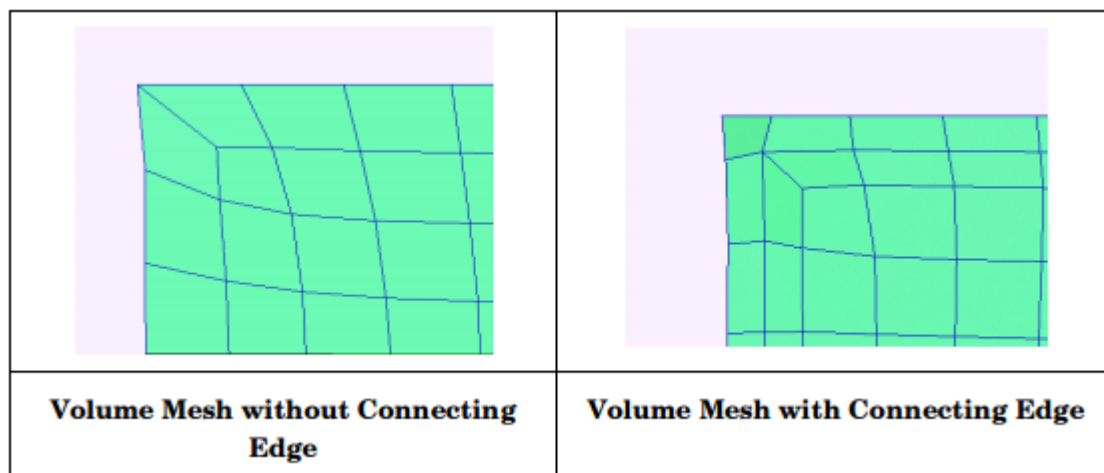


Figura 18 Refinamento de malha.

Após o refinamento, segue-se o processo de definição das áreas de entrada e saída do nosso volume de controle. Para o processo de malha automática, a maioria das seleções deve ser definida na malha de superfície e de borda antes de iniciar o gerador de malha. As seleções mais importantes são para o *Inlet* e *Outlet* para refinamento local durante o processo de malha ou “*meshing*”.

No caso estudado, apenas são necessárias seleções para a Entrada e Saída na malha de superfície. Estas seleções no programa são ilustradas conforme Figura 19 .

Definidas as entradas e saídas do problema estudado na superfície, inicia-se a parte da geração do volume de controle com uso a ferramenta auxiliar denominada FAME Hexa.

O FAME Hexa é um gerador de malha totalmente automático, cuja interface de opções de configuração pode ser observada na Figura 20 .

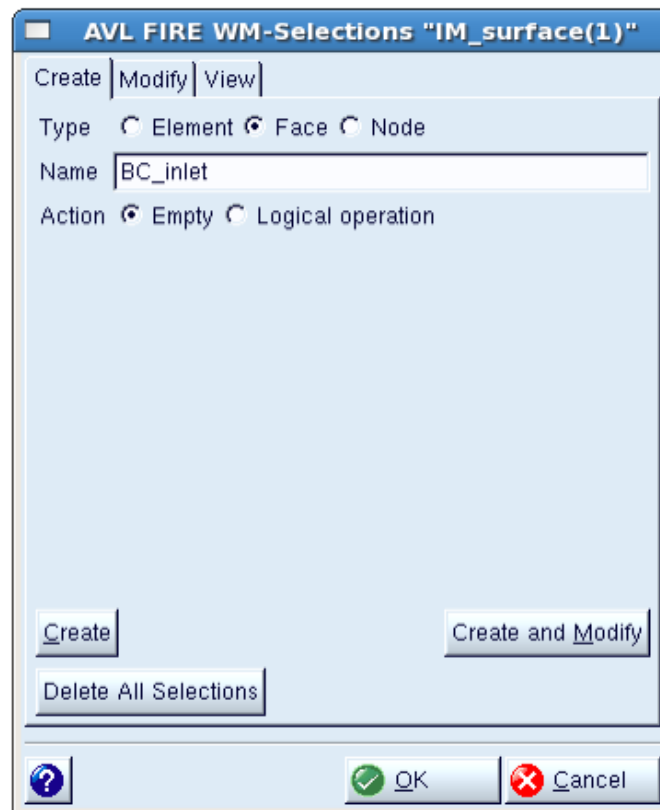


Figura 19 Seleções de Entrada e Saída na malha de superfície.

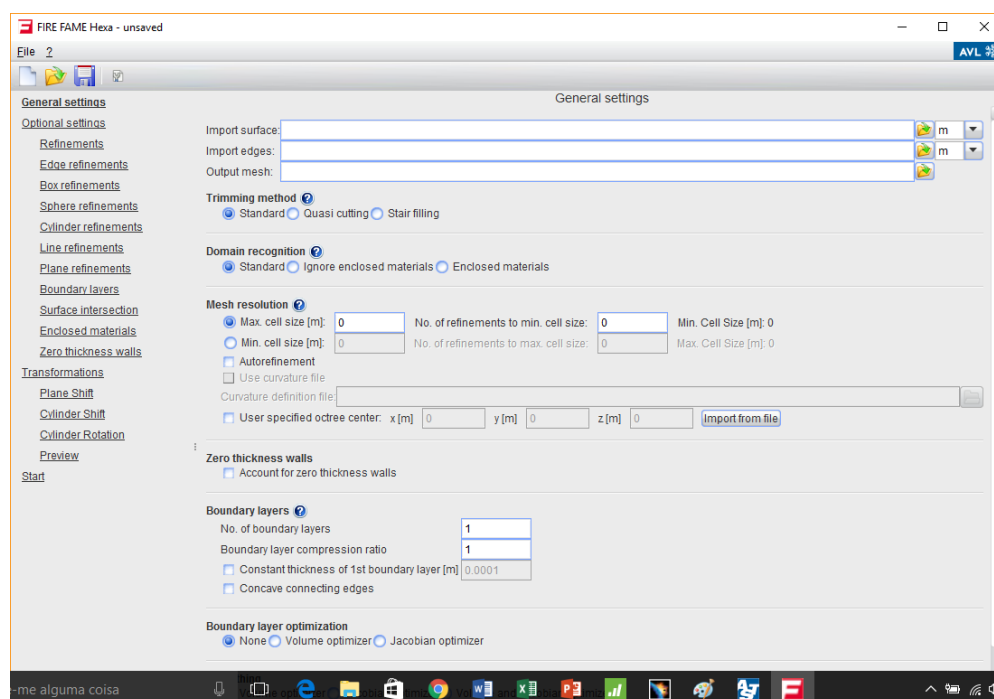


Figura 20 Gerador de malha FAME Hexa.

Após criação do volume de controle baseado nas definições de célula, condições de contorno e entrada e saída do sistema, temos uma ferramenta para checar a qualidade da malha criada uma vez que o *solver* não pode aceitar células “ruins” e não consegue lidar com os volumes negativos tornando-os críticos para resolução do problema.

A Figura 21 ilustra a interface de verificação da quantidade de células de má qualidade como por exemplo as células duplicadas e o volume negativo.



Figura 21 Ferramenta para checar a qualidade da malha criada

Para *twisted faces*, recomenda-se utilizar o otimizador volumétrico (*Volume Optimizer*) nos domínios desejados da malha.

5.2 Resolução e cálculo do problema proposto

Depois de criar a malha, o próximo passo é atribuir propriedades físicas às faces ou limites, tais como pressão ou temperatura. Estas propriedades são chamadas condições de contorno ou fronteiras e podem ser atribuídas a uma

face de volume inteira, parte de uma face de volume ou às células. Um conjunto de todos os parâmetros de entrada necessários para um problema de fluxo de fluido específico é chamado de Case. O Case desse estudo de caso pode ser visto na Figura 22 .

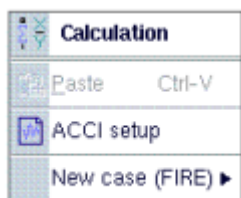


Figura 22 Definição de Case para Cálculo.

O FIRE Workflow Manager© permite que diferentes parâmetros de entrada sejam atribuídos a diferentes malhas, assim, cada caso pode ser calculado e estudado separadamente.

Prossegue-se então com a atribuição dos parâmetros que definirão numericamente o problema proposto, trazendo como resultado gráficos e ilustrações para interpretação física dos cenários propostos pelo presente trabalho. Neste exemplo, não existe solução inicial de arranque, são utilizados parâmetros conhecidos e condições de contorno, como especificados na tabela 2, baseando-se nas condições utilizadas pelo exemplo do software:

Condições de Entrada	
Fluxo de massa	$m = 0.0038 \text{ kg/s}$
Temperatura prescrita	$T = 293.15\text{K}$
Turbulência prescrita	
Energia Cinética turbulenta	$E = 0.02 \text{ m}^2/\text{s}^2$
Escala da turbulênciaComprimento:	$L = 0.001\text{M}$
Condição de Saída	

Pressão estática prescrita	$p = 100000 \text{ Pa}$
2. Dados de Entrada para simulação	

As Figura 23 e Figura 24 representam as condições de contorno utilizadas para o sistema de entrada e saída do coletor de admissão, conforme ilustrado no estudo de caso 900.

Os principais tipos de condições de contorno disponíveis para esta configuração de cálculo são os seguintes:

- Entrada / Saída

Um limite de admissão também pode comportar-se como uma saída dependendo das condições de fluxo especificadas. Este tipo de entrada / saída pode ser, por exemplo, pressão estática, pressão total, fluxo de massa, etc.

- Limite de entrada

Inlet	Sel. for BC	BC_inlet	
	Name of BC	BC_inlet	
	Type of BC	Inlet/Outlet	
	Inlet/Outlet	Mass Flow	
	Activate Flow Direction	Deactivate	
	Massflow	0.0038	kg/s
	Fixed temperature	Yes 293.15	K
	Fixed scalar	Yes 1	
	Fixed turbulence	Yes Turb. ref. velocity = 0 % of mean velocity = 0 Turb. kin. energy = 0.02 Turb. length scale = 0.001 % of hydraulic diameter and Turb. diss. rate are calculated from Turb. kin. energy and Turb. length scale.	m/s m^2/s^2 m

Figura 23 Definições de contorno para a entrada.

Na entrada é aplicado um fluxo de massa prescrito $m = 0,0038 \text{ kg/s}$.

Entradas adicionais são: turbulência, parâmetros e um escalar passivo e no caso deste exemplo, os parâmetros de turbulência são com base em dados

experimentais. O escalar passivo é um identificador para o fluido que entra no sistema em uma entrada particular e revelam o nível de mistura do fluido da entrada com o fluido no estado inicial.

- Limite de saída

Outlet	Sel. for BC	BC_outlet	
	Name of BC	BC_outlet	
	Type of BC	Inlet/Outlet	
	Inlet/Outlet	Static Pressure	
	Pressure	100000	Pa
	Activate Flow Direction	Deactivate	
	Fixed temperature	No	
	Fixed scalar	No	
	Fixed turbulence	No	

Figura 24 Definição de contorno para a saída.

Na saída, é aplicada uma condição de limite de pressão estática, conforme recomendada.

Em seguida, define-se o fluido que será trabalhado no sistema que neste estudo de caso será o ar e suas propriedades são ilustradas na tabela 3.

3. Propriedades do ar adotadas para o estudo

Gas	Activate	
Gas constant	287	J/kgK
Specific heat	1007	J/kgK
Dynamic viscosity	1.824e-05	Ns/m ²
Thermal conductivity	0.0257	W/mK
Reference pressure	100000	Pa
Reference temperature	293.15	K
Reference density	1.18858	kg/m ³
Turbulent Prandtl No.	0.9	

Selecionando condições iniciais na árvore de parâmetros de acordo com

as definições do caso que estamos estudando, observada na tabela 4 ilustrada:

4. Condições iniciais adotadas

Pressão	100000	Pa
Densidade	1.19	Kg/m ₃
Temperatura	293.15	K
Energia Cinética Turb.	0.001	m ² /s ²
Comprimento do tubo	0.001	m
Escalas	0	
Modo de Inicialização	Uniforme	
Modelo de equacionamento para turbulência	Desativado	

Para os parâmetros de discretização ilustrados na tabela 5 tem-se os seguintes parâmetros e uma breve explicação sobre as opções e funções para o sistema.

5. Parâmetros de Discretização

Discretization	Calculation of boundary values	Extrapolate
	Calculation of derivatives	Least Sq. Fit
	Variable Limits	No
	Cell face adjustment - equation	No
	Cell face adjustment - geometry	No
	Realizability Constraints	No
	Artificial Compressibility	No
	Decoupled Domains	No
	Simple	Activate

Para o cálculo dos valores limites foi utilizada a opção “extrapolar” uma vez que a camada limite tem uma estrutura dominada com boa qualidade.

Já no cálculo de derivativos foi utilizada a opção de “ajuste do mínimo quadrado”, que é o método mais preciso para malhas com poucas células de má qualidade, como *Twisted faces*, *Skewness*, *Warping*, etc.

Não foi utilizada a opção ajuste da face da célula pois sua utilização é recomendada apenas no caso de malhas de má qualidade. Da mesma maneira não foi utilizada a opção restrições de realizabilidade opção esta que limita os picos locais na viscosidade turbulenta e estabiliza o cálculo.

Pequenas perturbações na pressão propagam-se em um fluido incompressível com velocidade infinita. A opção compressibilidade artificial limita a velocidade de propagação e em contraste com um fluido, os efeitos dos distúrbios serão minimizados.

O último parâmetro selecionado como ativo nesta seção é o *simple*. No método iterativo SIMPLE-like (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Patankar e Spalding, 1972*), a forma discreta da equação de continuidade é convertido em uma equação para a correção da pressão.

As correções de pressão são então usadas para atualizar os campos de pressão e velocidade de modo que as componentes de velocidade obtidas a partir da solução de equações de momento satisfazem a equação de continuidade.

Como mencionado anteriormente, um fluxo de ar será simulado, portanto a equação de energia não é resolvida. Para este tipo de aplicação recomenda-se a utilização do modelo de turbulência k-zeta-f ilustrado no manual do software. Para uma simulação de estado estacionário a opção de correção de pressão de dois estágios é recomendada, buscando uma melhora significativa no comportamento de convergência para a equação de pressão.

Os fatores de subrelaxação ilustrados na Figura 25 fornecem uma maneira de controlar quão rápido as equações de fluxo convergirão dentro de uma iteração externa. Cada simulação tem sua própria característica e alguma experimentação pode ser necessária para determinar os fatores denominados subrelaxação, específicos do problema.

Equation control	Activate equations	Momentum & Continuity	Yes
		Turbulence	k-zeta-f
		Energy	No
		Scalar	Yes
		Pressure reference cell	109625 Pick: In the graphical viewer select a cell on the inlet face.
		Two stage pressure correction	Yes
		Compressibility	Incompressible
		Wall Treatment	Hybrid Wall Treatment
		Heat Transfer Wall Model	Standard Wall Function
	Underrelaxation factors	Momentum	0.7
		Pressure	0.3
		Turb. kin. energy	0.4
		Turb. diss. rate	0.4
		Energy	0.8
		Mass source	1
		Viscosity	1
		Scalar	1

Figura 25 Fatores de Subrelaxação.

As configurações no esquema diferenciação permitem ao usuário especificar qual prática de interpolação será usada para calcular as variáveis de fluxo nas faces das células, e os valores utilizados para o problema proposto estão ilustrados na Figura 26

Differencing scheme	Momentum	Central Differencing	0.5
	Continuity	Central Differencing	1
	Turbulence	Upwind	0 (ignored, if upwind)
	Energy	Upwind	0 (ignored, if upwind)
	Scalar	Upwind	0 (ignored, if upwind)

Figura 26 Parâmetros de Diferenciação.

As configurações no *solver linear* permitem que o usuário especifique o programa de solucionador usado para resolver cada uma das equações de

fluxo.

Linear solver type		Min. iteration	Max. iteration	Tolerance
Momentum	GSTB	0	50	0.1
Continuity	GSTB	0	100	0.01
Turbulence	GSTB	0	50	0.1
Energy	GSTB	0	50	0.1
Scalar	GSTB	0	50	0.1

Figura 27 Parâmetros de Solucionador Linear.

As opções adicionais nessa área permitem que o usuário especifique o número máximo e o número mínimo de iterações dentro do solucionador de equações lineares (Chamadas de iterações internas), bem como a tolerância do *solver* para equações de fluxo, conforme ilustrado na Figura 27 .

As definições dos critérios de convergência ilustrados na Figura 28 permitem ao utilizador especificar o valor máximo para qual a convergência é definida.

Convergence criteria	Max. number of iteration	1000
	Min. number of iteration	3
	Normalized residuals	Activate
	Pressure (activate toggle switch)	1e-4
	Momentum (activate toggle switch)	1e-4
	Turb. kin. energy	Deactivate
	Turb. diss. rate	Deactivate
	Energy	Deactivate
	Scalar	Deactivate

Figura 28 Parâmetros de Discretização.

Como regra básica, podemos afirmar que os resíduos normalizados precisam cair para de 3 a 4 ordens de grandeza a partir dos valores máximos encontrados no início da simulação. O critério de convergência padrão utilizado para esta resolução é 10^{-04} .

Dois outros campos estão presentes na área de critérios de convergência especificam o mínimo e o número máximo de iterações. Esses valores afetam o tempo de precisão da solução e na maioria dos casos de modo de funcionamento estável, o valor máximo 1000 iterações serão suficientes.

Com os parâmetros de cálculo definidos, o programa possibilita indicar os modos de pré e pós processamento, de como os resultados serão disponibilizados em sua forma de gráfico e imagens 3D, possibilitando a análise qualitativa dos resultados que o presente trabalho se propõe a fazer por meio de imagens ilustrativas dos princípios físicos a serem comparados apenas com a diferenciação da geometria dos dutos do coletor de admissão idealizado.

5.3 Metodologia de resolução AVL FIRE

Em suma, podemos definir em alguns passos o trabalho de definição, parametrização e cálculo utilizado nesta metodologia de resolução:

- Imputação no sistema da superfície de estudo em formato CAD e definições iniciais de malha, entrada e saída do sistema.
- Uma malha de volume foi criada com base em uma malha de superfície existente usando o FAME Hexa© e sua técnica de geração de malha.
- Especificar as condições e tempo limite de especificações de gerenciamento no arquivo do *solver*.
- Após executar o cálculo, os resultados da análise são exibidos no pós-processador IMPRESS e estão disponíveis para ilustrar fisicamente os parâmetros escolhidos, tais como velocidade e pressão.

6 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste trabalho, as três geometrias serão avaliadas através de uma análise comparativa entre fluxos representados por vetores velocidade, em 4 cortes diferentes do coletor de admissão: na face de entrada do duto central de admissão, no escoamento do *pleno* e na entrada dos dutos centrais e laterais de saída.

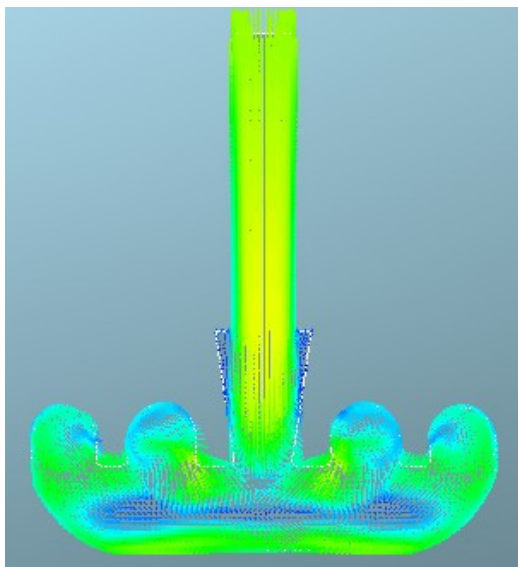
6.1 Análise Velocidade no Plano transversal ao eixo z do coletor de admissão.

O desenvolvimento da velocidade no duto de entrada foi diferente para três geometrias adotadas, como pode ser observado na Figura 29. Primeiramente, comparando na Figura 29 (a) e (b), podemos analisar o comportamento do vetor velocidade para dutos que possuem o mesmo diâmetro hidráulico. Deste modo, é perceptível que, no caso da seção quadrada, a variação da velocidade entre o centro e as laterais do duto é maior do que na seção circular. Isso se deve, principalmente, ao fato de que a geometria quadrada, por apresentar uma área de superfície exposta relativamente maior para a mesma seção transversal, apresenta um maior arrasto friccional. Além disso, pode-se observar que as velocidades de escoamento no duto quadrado foram maiores do que as apresentadas na seção circular. Já a seção circular fornece uma menor área de superfície e, conseqüentemente, menor resistência ao fluxo de carga.

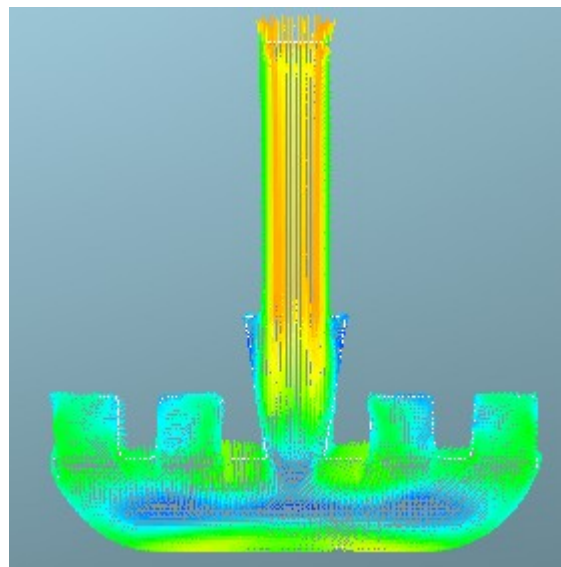
Uma segunda análise que pode ser realizada através das figuras 29 (a) e 29 (b) é a comparação entre a seção segmentada e as demais seções, uma vez que esta seção apresenta um menor diâmetro hidráulico, resultando em uma maior velocidade de entrada no duto principal.

Analisando-se o duto central do coletor de admissão com geometria circular, é possível identificar, como mostrado na Figura 30, que a maior velocidade ocorre no centro do duto, com velocidades inferiores nas laterais do mesmo, devido ao efeito viscoso. O escoamento através do duto central

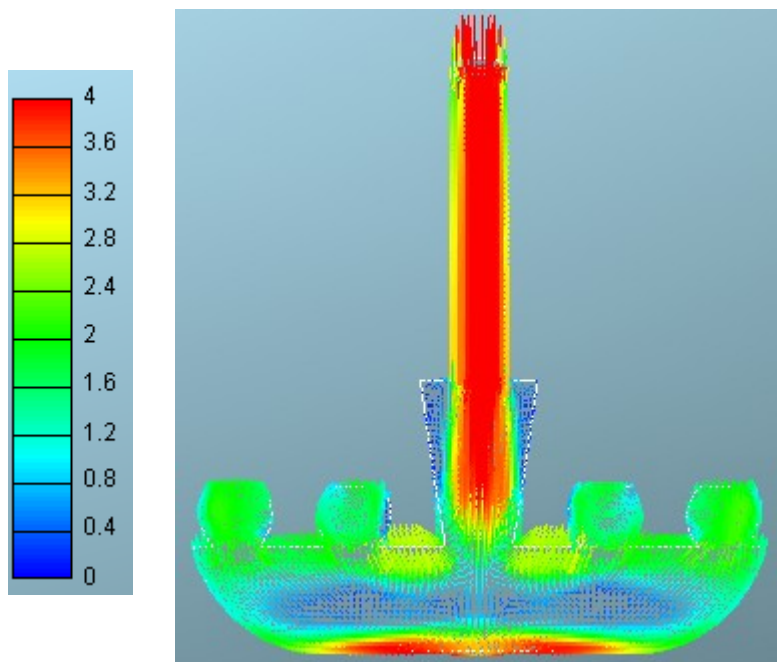
favorece a formação de dois grandes vórtices. Isto ocorre devido à dificuldade do fluido manter-se aderido à superfície do *pleno*, uma vez que a o ar atinge a parede inferior do *pleno* com alta velocidade, sendo distribuído para as laterais e formando os vórtices.



(a) Seção Circular



b) Seção Quadrada



b) Seção Segmentada

Figura 29 Comparação Velocidades Duto de Entrada Corte Plano Z

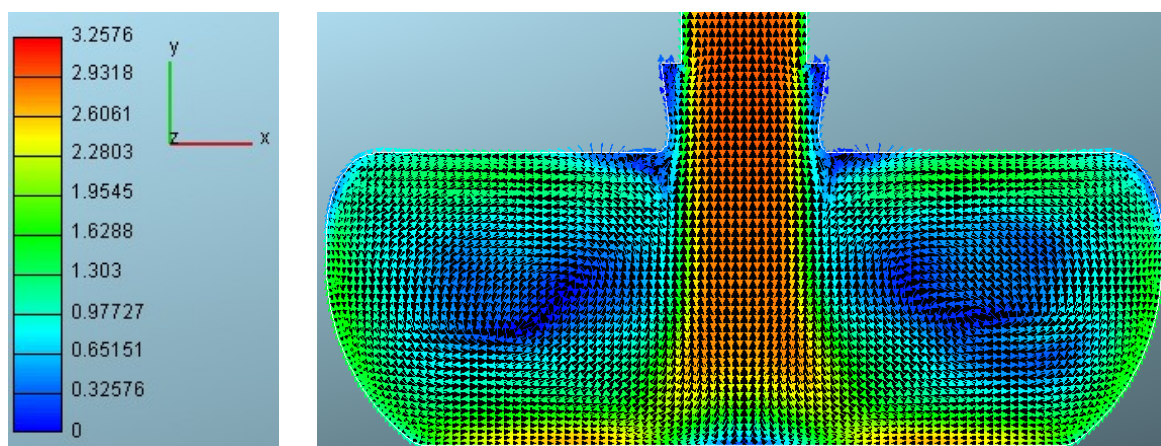


Figura 30 Gradiente de Vetores Velocidade na Duto de Seção Circular

Na Figura 31 , é possível ver com mais detalhes, através dos vetores velocidade, a grande recirculação que se forma no pleno. Essa recirculação tende a prejudicar a entrada de ar nos cilindros centrais do coletor de admissão. A desvantagem dessa configuração de coletor de admissão é que os cilindros centrais e laterais tem fluxos diferentes, devido à formação das recirculações. Como efeitos diretos no motor, tem-se a variabilidade cíclica, ou seja, a cada ciclo o motor tende a aspirar diferente quantidade de ar, e portanto, trabalha com diferentes cargas ciclo a ciclo. Embora essa variação ciclo a ciclo seja um fenômeno indesejado, ela torna-se bastante comum, devido justamente às configurações de coletores de admissão.

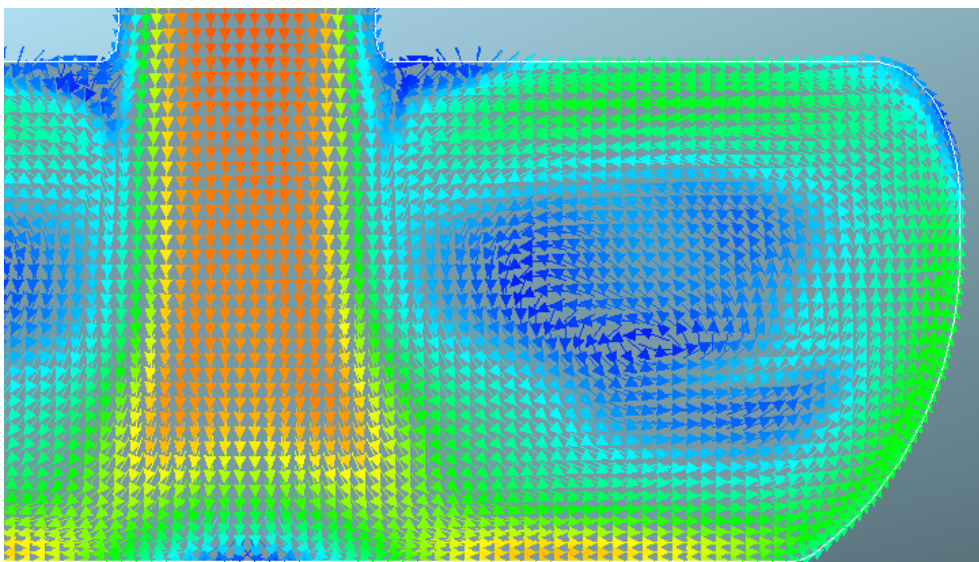


Figura 31 Recirculação de ar no duto de seção circular observada através dos vetores de velocidade

Analisando-se esse mesmo corte para a seção segmentada, é possível notar que as recirculações nesse cenário são menores, em comparação com as apresentadas para a geometria circular, como pode ser observado na figura 32, logo observamos um cenário com menos turbulência.

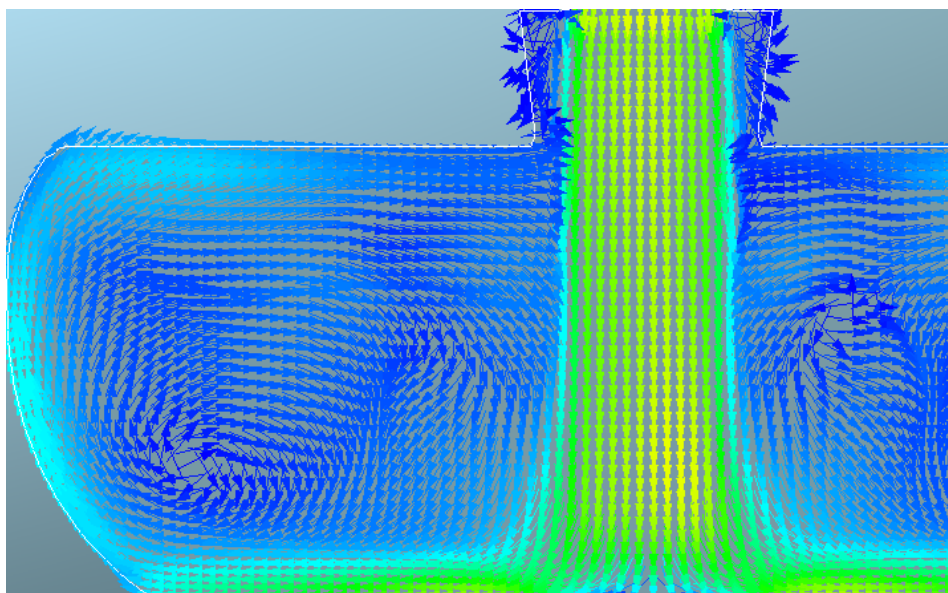
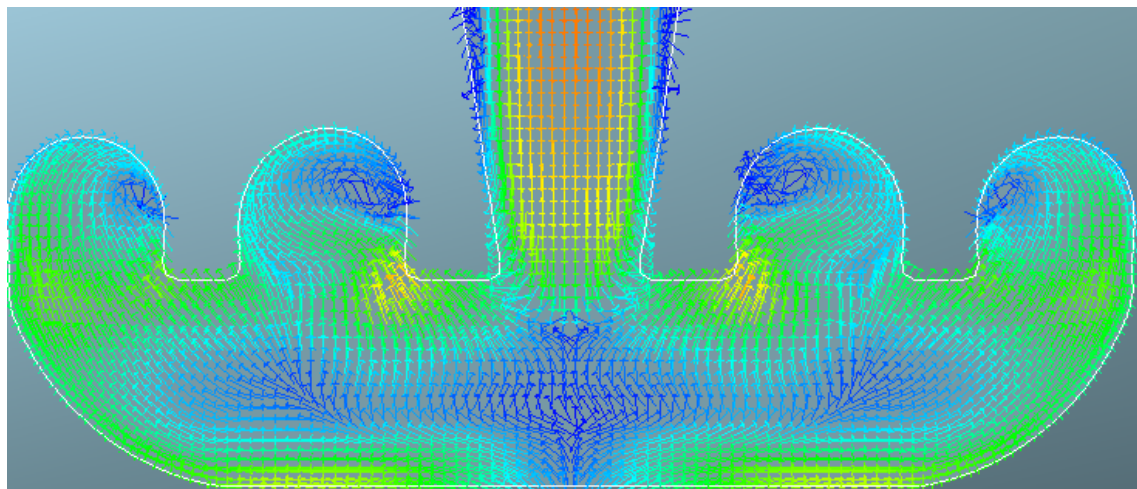


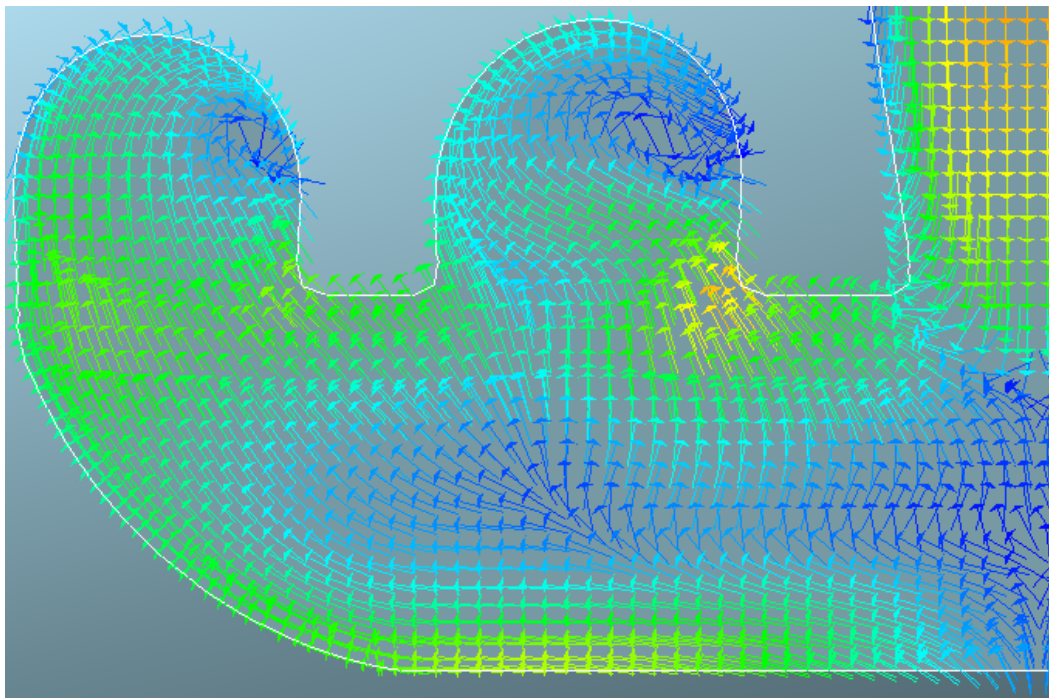
Figura 32 Vetores Velocidade Duto de Seção Segmentada

A próxima análise será feita em relação aos dutos de saída, laterais e centrais, que recebem o ar do *pleno* e levam o mesmo para a câmara de

combustão. A Figura 33 permite verificar como é o escoamento saindo do *pleno* para os quatro cilindros do coletor de admissão com dutos de geometria circular. É possível identificar a diferença entre o escoamento dos cilindros laterais e dos centrais, devido à variabilidade cíclica causada pelas recirculações que ocorrem em geometrias circulares.



(a)



(b)

Figura 33 (a) Vetores de velocidade de entrada nos dutos centrais e laterais de saída do coletor de admissão de seção circular.
(b) Detalhe ampliado mostrando as diferenças entre vetores nos dutos laterais e circulares

6.2 Análise Velocidade no Plano Transversal ao eixo x do coletor de admissão (Pleno e dutos de saída)

A Figura 34 representa o plano de corte transversal ao eixo x realizado para avaliação do escoamento na saída do pleno e entrada dos dutos de saída centrais e laterais.

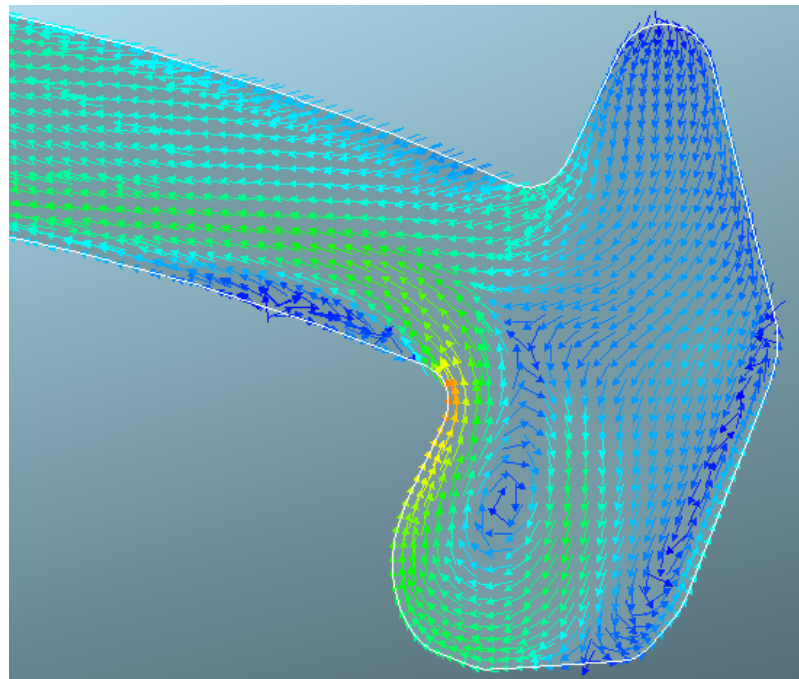


Figura 34 Vetor Velocidade na Entrada do Cilindro Central Circular

A Figura 34 ilustra a configuração de entrada em um dos dutos de saída centrais com geometria circular evidenciando um pequeno turbilhonamento no pleno, pequeno descolamento da camada limite ao entrar com velocidades mais altas no duto de entrada da câmara de combustão.

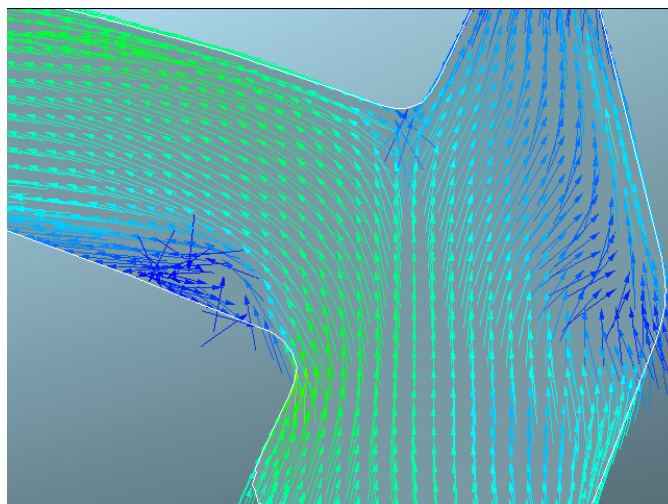


Figura 35 Vetor Velocidade na Entrada do Cilindro Lateral Circular

A configuração geométrica circular contribui para formação de pequenos vórtices no duto de admissão, havendo pequeno descolamento da camada limite com rápida recomposição na borda inferior, melhor configuração geométrica para estabilidade do escoamento e maior fluxo de massa por unidade de tempo em comparação com as outras configurações analisadas.

Na Figura 35 temos a configuração de velocidade no fluxo de entrada de um dos dutos laterais de saída do coletor para a câmara de admissão, evidenciando menor condição de recirculação com maior facilidade de escoamento do que observado na configuração central anterior, contribuindo para a desvantagem da variabilidade cíclica com diferença de cargas ciclo a ciclo.

A configuração de velocidade representada no duto de seção quadrada apresentada na Figura 36 mostra uma região comparativamente bem maior de turbilhonamento no pleno comparada à seção circular. É possível também observar grande descolamento da camada de fluxo em relação a parede inferior do duto de admissão da câmara com grande região de vórtice, ilustrando até vetores com sentido contrário ao fluxo, possivelmente atrapalhando a entrada no duto.

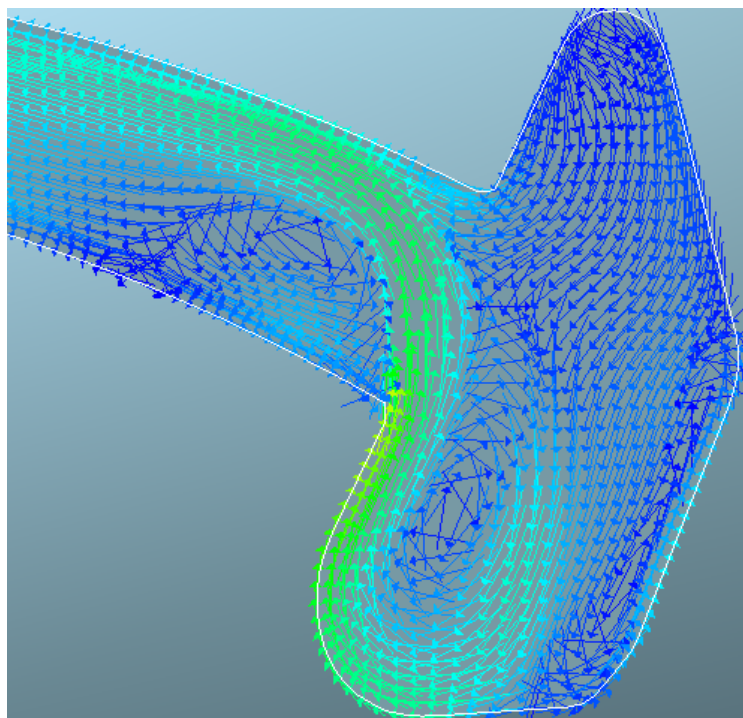
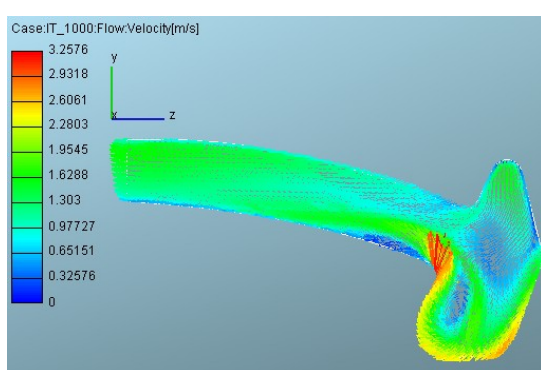
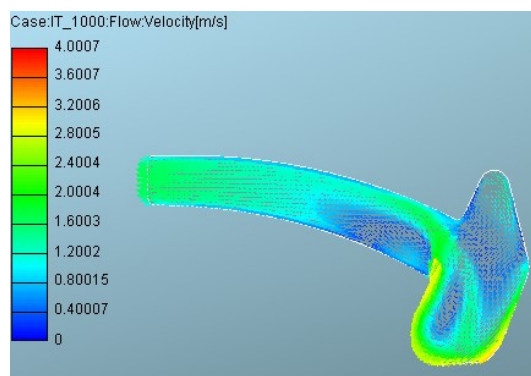


Figura 36 Vetores Velocidade nos Cilindros Centrais do Duto de Seção Quadrada

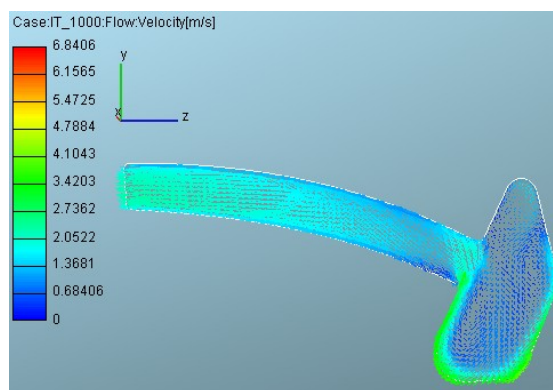
A Figura 36 apresenta os vetores velocidade do escoamento num dos cilindros centrais. É possível verificar que os valores de velocidade são diferentes. O duto de seção segmentada apresenta os maiores valores de velocidade e menores recirculações são formadas na passagem do *pleno* para o cilindro de saída. No duto de seção quadrada pode-se identificar a maior recirculação na passagem do *pleno* para o duto de saída, o que prejudica o escoamento de ar para dentro deste.



(a) Seção Circular



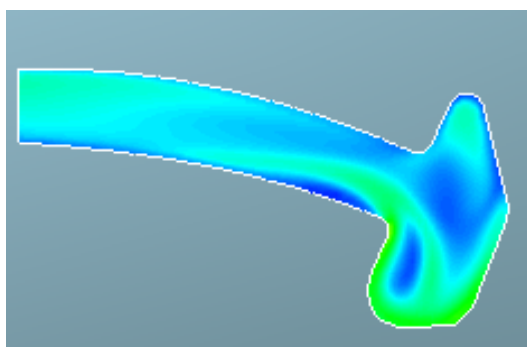
(b) Seção Quadrada



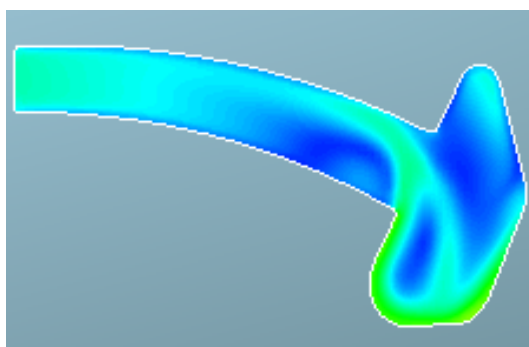
(c) Seção Segmentada

Figura 37 Vetores Velocidade nos Cilindros Centrais

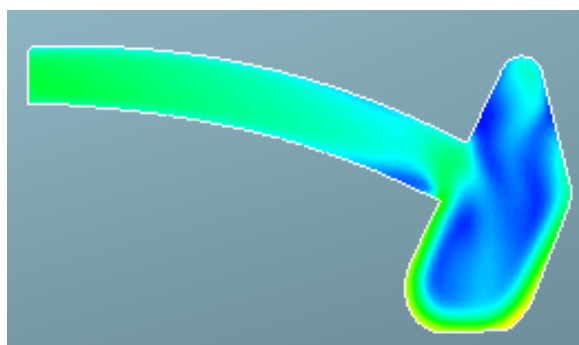
Afim de se comparar os fluxos nos dutos de saída do coletor, a Figura 38 apresenta uma comparação das velocidades das três geometrias em uma mesma escala. É possível visualizar mais claramente que o duto de seção segmentada é o que apresenta maior facilidade em conduzir o ar para dentro dos dutos de saída, gerando menos recirculações.



a) Velocidade Escalar no Duto Circular



b) Velocidade Escalar no Duto Quadrado

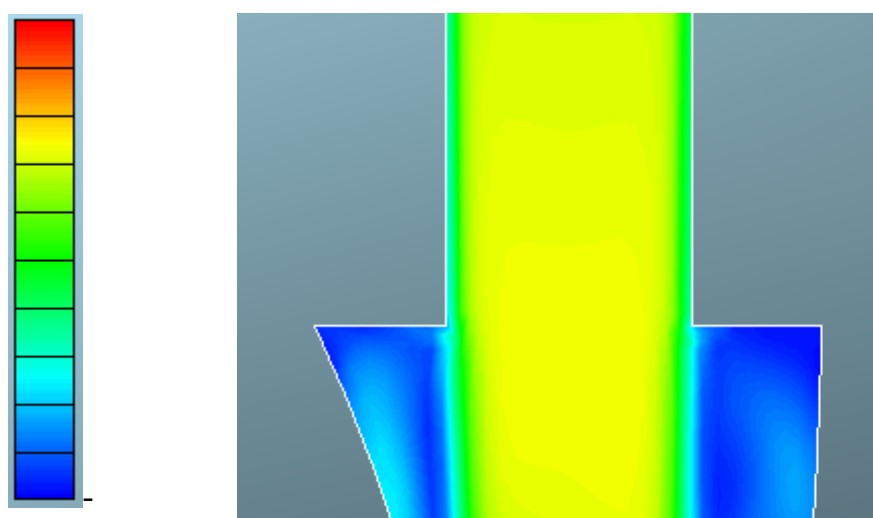


c) Velocidade Escalar no Duto Segmentado

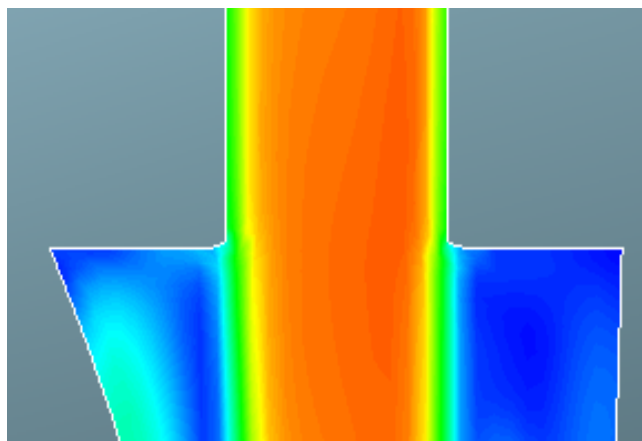
Figura 38 Comparação Vetores Velocidade nos Cilindros Centrais

6.3 Análise Velocidade no Plano Transversal ao eixo x do coletor de admissão (Duto central de admissão e *pleno*).

Analisando-se comparativamente as velocidades dos dutos centrais de admissão circular e quadrado, ilustradas na Figura 39, sob uma perspectiva escalar para melhor visualização, observamos que a maior velocidade ocorre no centro do duto, com velocidades inferiores nas laterais do mesmo, devido ao efeito viscoso, efeito este com maior contraste na seção de geometria quadrada devido ao maior arrasto de fricção esperado para esta configuração geométrica.



a) Visão Escalar da Velocidade no Duto de Entrada Circular



b) Visão da Velocidade no Duto de Entrada Quadrado

Figura 39 Comparação Velocidades Dutos de Seção Circular X Quadrada

Analisando comparativamente as três configurações no duto central de admissão, ilustradas na Figura 40 , observamos que os dutos de seção circular apresentam a maior uniformidade na velocidade entre as paredes e o centro do tubo, porém com menores valores absolutos que os da seção quadrada, ambos com mesmo diâmetro hidráulico.

Para a configuração da seção segmentada com diâmetro hidráulico inferior observamos índices maiores de velocidade.

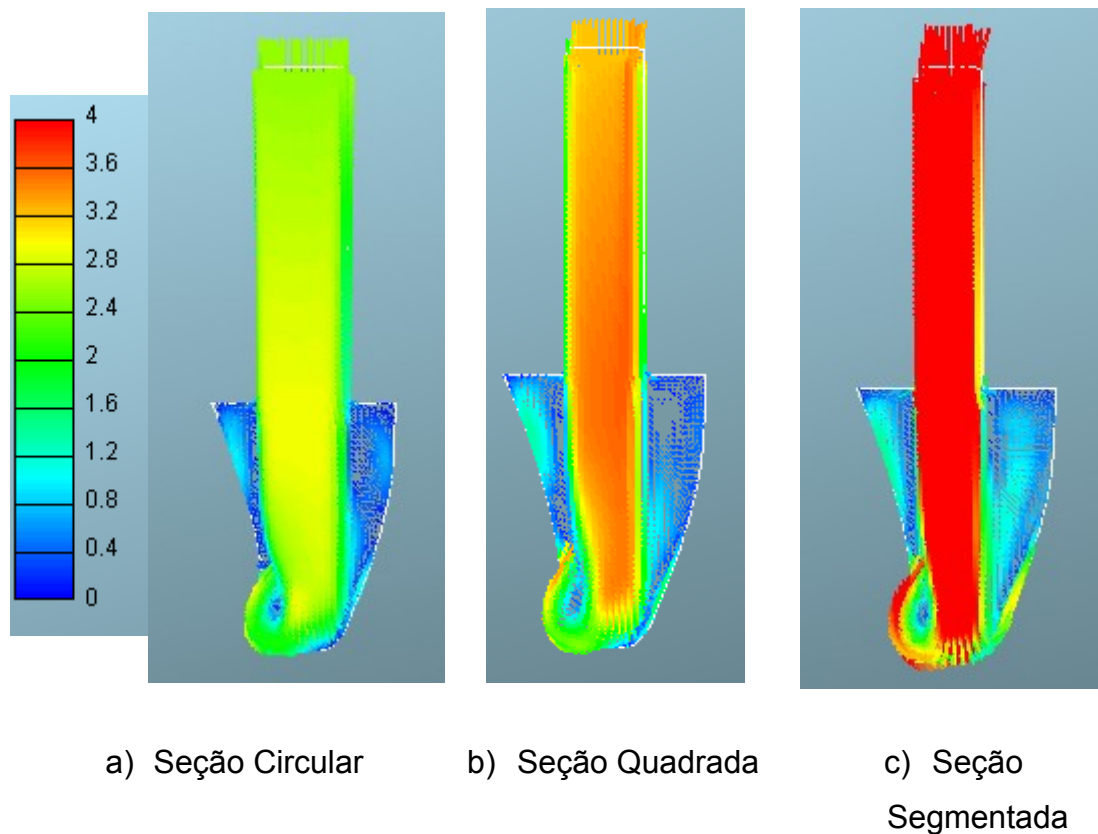


Figura 40 Comparação Velocidade Duto de Entrada

6.4 Análise Velocidade no Plano Transversal ao eixo y do coletor de admissão

A Figura 41 representa o efeito já discutido anteriormente da variabilidade cíclica nos dutos de saída centrais, podendo-se observar a maior facilidade de escoamento com maiores velocidades de fluxo nos dutos das extremidades em todas as geometrias estudadas, porém com efeito de menor intensidade na seção segmentada, onde o turbilhonamento das colunas de carga é minimizado.

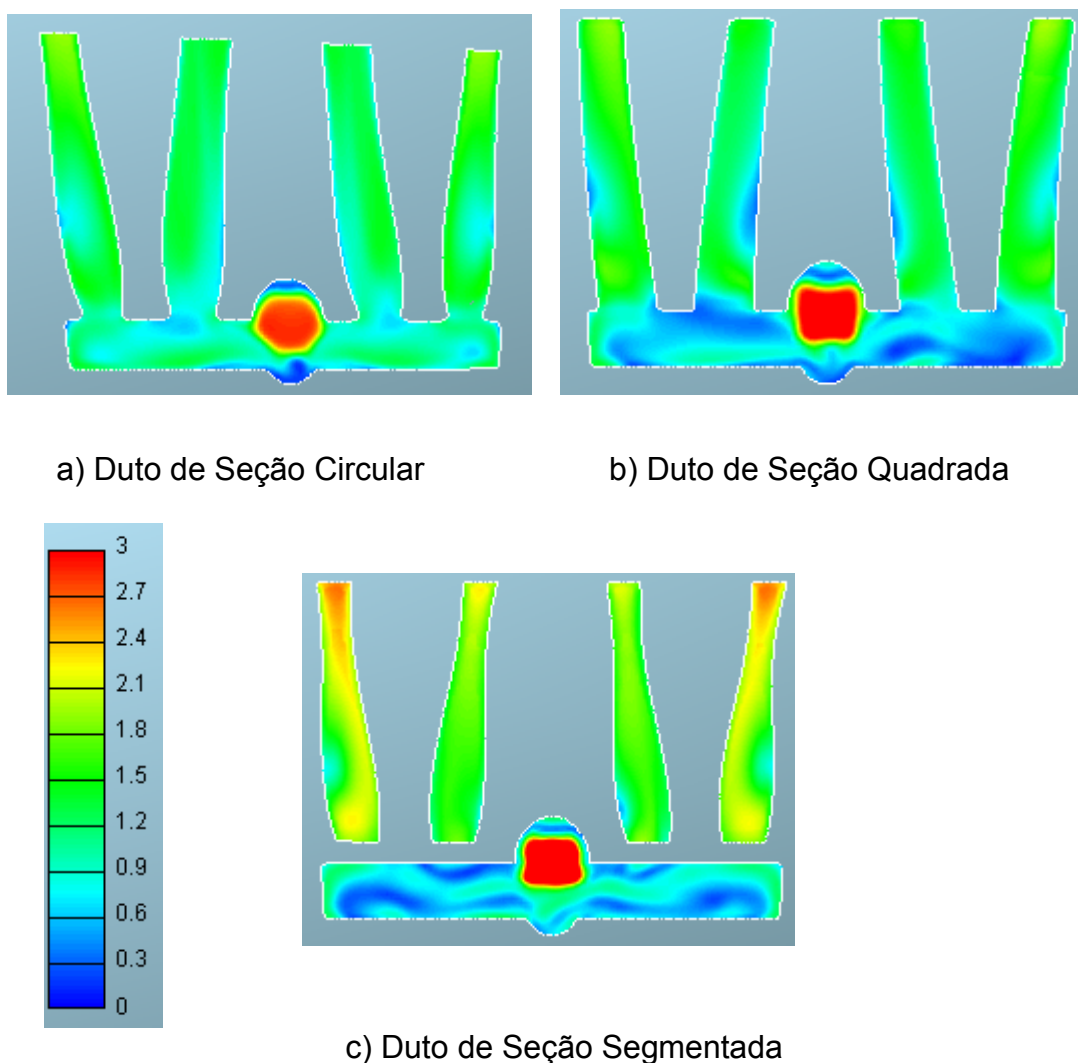
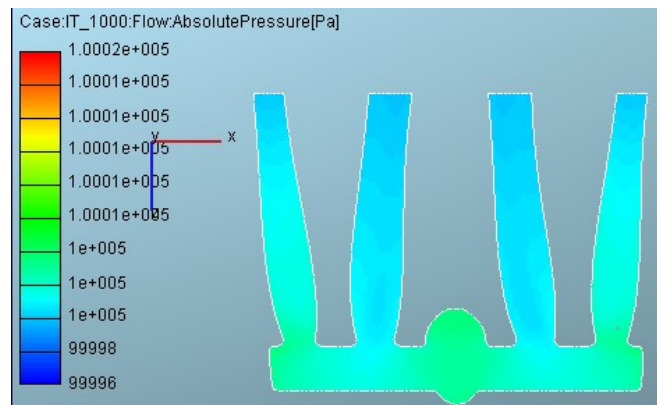
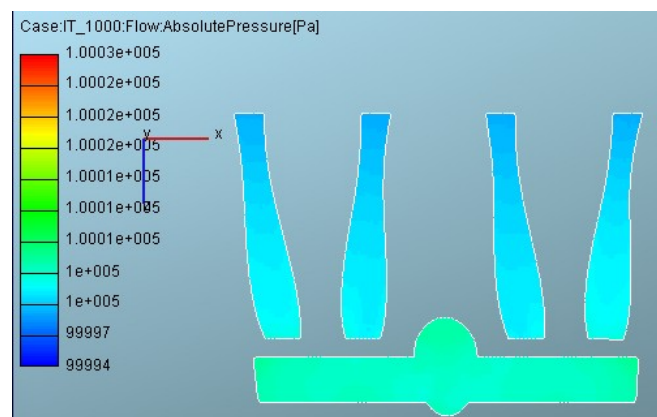


Figura 41 Comparação Vetor Velocidade para três configurações

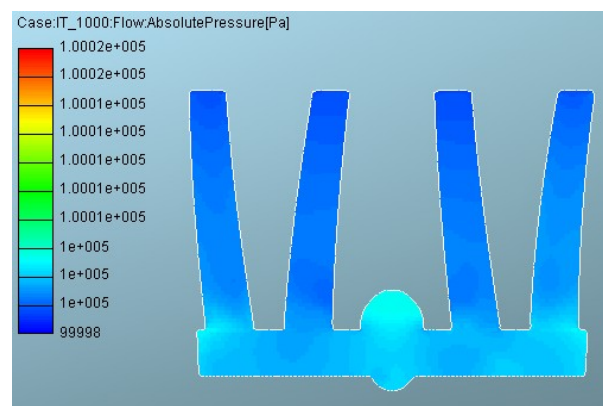
No presente estudo, não há variações significativas da pressão nos dutos como pode ser visualizado na Figura 42. Vale lembrar que apenas o está sendo observado o escoamento dentro do coletor de admissão, não conectado a um motor em funcionamento. Sabe-se quando o motor aspira o ar do coletor ondas de pressão são formadas, tendo-se um fluxo pulsado, o qual não é objetivo do presente trabalho.



a) Pressão no Duto de Seção Circular



b) Pressão no Duto de Seção Segmentada



c) Pressão no Duto de Seção Quadrada

Figura 42 Configuração de Pressão no *Pleno* e Cilindros de Distribuição

7 CONCLUSÕES

Os softwares de Fluidodinâmica computacional, como no AVL/FIRE, utilizado neste trabalho, possibilitam uma análise de modelos mais completos e complexos para avaliação da eficiência dos motores.

Entre os componentes passíveis de otimização dentro de um motor de combustão interna, o coletor de admissão tem grande destaque, frente a sua grande influência no rendimento do conjunto, devido às perdas de carga ao logo do escoamento do ar e seu efeito na eficiência volumétrica.

O estudo de caso realizado neste trabalho avaliou o comportamento do ar em deslocamento dentro de um motor de combustão interna do tipo ICE através de diferentes geometrias dos dutos: circular, quadrado e segmentado. O escoamento através do duto central favorece a formação de dois grandes vórtices. Essa recirculação observada tende a prejudicar a entrada de ar nos cilindros centrais do coletor de admissão, ocasionando nesta configuração de coletor de admissão a diferença de fluxo entre cilindros centrais com efeitos diretos no motor. Esta configuração causa como principal desvantagem a variabilidade cíclica, tendência do motor a aspirar diferente quantidade de ar, portanto, trabalhar com diferentes cargas ciclo a ciclo. Embora a variabilidade cíclica seja uma configuração indesejada, é bastante comum devido às configurações geométricas e estruturais dos coletores de admissão.

Analisando comparativamente as três configurações no duto central de admissão, conclui-se que os dutos de seção circular apresentam a maior uniformidade, com menores diferenças entre as velocidades observadas nas paredes e no centro do duto, porém com menores valores absolutos em comparação com a configuração geométrica da seção quadrada, esta devido à área de superfície exposta ser relativamente maior para uma dada área de seção transversal assim como o maior efeito do arrasto de fricção.

Seções circulares, portanto, por fornecerem a menor área de superfície para qualquer forma de seção transversal, se configuram na menor resistência ao fluxo de carga, proporcionando maior eficiência volumétrica máxima de carga por unidade de tempo. Contudo, a coluna de carga que se move através de uma seção circular tende a gerar uma torção ou um turbilhonamento longitudinal resultam nas desvantagens da condição de variabilidade cíclica.

Quando analisada a configuração de entrada dos dutos centrais que conduzem à saída do coletor e entrada na câmara de combustão, é verificado que os valores de velocidade se distribuem de maneira diferente. O duto de seção segmentada apresenta os maiores valores de velocidade e menores recirculações são formadas na passagem do *pleno* para o cilindro de saída. As seções segmentadas são uma solução que combinam a elevada eficiência volumétrica de dutos circulares e a grande área de dutos retangulares, o piso plano minimiza a carga da coluna de turbulência, portanto, a carga mantém a sua densidade de entrada inicial quando flui através do duto.

No duto de seção quadrada pode-se identificar a maior recirculação na passagem do *pleno* para o duto de saída, o que prejudica o escoamento de ar para dentro deste e acarretará em menor massa de ar transportada para dentro da câmara de combustão por unidade de tempo.

Comparando em mesma escala o comportamento de entrada na passagem do ar do *pleno* aos dutos de saída do coletor para as três geometrias estudadas, visualiza-se que o duto de seção segmentada apresenta maior facilidade em conduzir o ar para dentro destes, gerando menos recirculações que afetam à perda de carga, diminuição de velocidade e por consequência fluxo de massa carregada à câmara de combustão por tempo.

A aumento do desempenho de um sistema de admissão significa, entre outras coisas, promover uma distribuição uniforme de intensidade de ar para cada cilindro, uma distribuição de ar não uniforme conduz a uma eficiência volumétrica não uniforme no cilindro, perda de potência e aumento do consumo de combustível.

Demonstra-se assim, portanto, a importância dos resultados estudados na escolha da configuração geométrica do projeto de um coletor de admissão, buscando entender suas aplicações e alinha-las a uma solução de compromisso que minimize os efeitos da variabilidade cíclica decorrente das condições de turbilhonamento na região do *pleno* apresentada na atual configuração e melhore o aproveitamento na passagem de ar do *pleno* para os cilindros de entrada na câmara de combustão.

Os resultados do estudo das configurações de escoamento nos dutos de diferentes seções orientados para o cenário de fluxo de um modelo de

admissão de um motor de combustão interna, se demonstraram válidos, bem embasados e convergentes com as referências teóricas. O estudo também reforça a importância e aplicabilidade do método CFD e de suas ferramentas oferecidas pelo software AVL FIRE®, que abrem muitas possibilidades ricas em informações técnicas de engenharia com inúmeras aplicações e abordagens na busca de resultados capazes de abrir portas à soluções que buscamos hodiernamente, com melhor eficiência, menor degradação ambiental e maior desempenho na transformação de energia química em mecânica, por meio de simulações em nos motores de combustão interna.

8 REFERÊNCIAS

CORREDORI, Paulo César et al. **Aplicação de polipropileno com 35% de fibra de vidro (PP GF35) em substituição à poliamida com 35% de fibra de vidro (PA6 GF35) na fabricação de coletores de admissão em motores de 03 cilindros Bicombustível.** 2015.

DE SOUZA, Gustavo Rodrigues. **Estudo experimental e numérico do sistema de admissão de um motor de combustão interna.** 2010. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo.

Mecânica dos fluidos - 3.ed. Por Yunes A. Çengel, John M. Cimbala

TUTAK, Wojciech; JAMROZIK, Arkadiusz. **Modelling of the thermal cycle of a gas engine using AVL FIRE Software.** Silniki Spalinowe, v. 49, p. 105-113, 2010.

SOUZA, Gustavo Rodrigues. **Estudo Experimental e Numérico do Sistema de Admissão de um Motor de Combustão Interna.** 141p. 2010. Tese de Doutorado. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos.

CORREDORI, Paulo César et al. **Aplicação de polipropileno com 35% de fibra de vidro (PP GF35) em substituição à poliamida com 35% de fibra de vidro (PA6 GF35) na fabricação de coletores de admissão em motores de 03 cilindros Bicombustível.** 2015.

RODRIGUEZ, Alberto José Dutary; VALLE, Ramón Molina. **Análise do comportamento das ondas de pressão no coletor de admissão de um motor de combustão interna com a presença do ressonador.** 2006. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG.

HANRIOT, S. de M. **Estudo dos Fenômenos Pulsantes do Escoamento de ar nos Condutos de Admissão em Motores de Combustão Interna.** Doutorado em Engenharia Mecânica da UFMG, Belo Horizonte, MG, 2001.

MÖLLER, Sergio Viçosa; SILVESTRINI, Jorge Hugo. **Turbulência: fundamentos.** Coleção Cadernos de Turbulência. Associação Brasileira de Ciências Mecânicas–ABCM. Rio de Janeiro, v. 4, p. 1-32, 2004.

(MÖLLER, S. V.; SILVESTRINI, J. H, 2004)

SODRÉ, José RICARDO; COSTA, Rodrigo CAETANO; DA SILVA, Rodrigo HERMAN. Efeitos do Comprimento do Conduto de Admissão na Performance de um Motor de Combustão Interna. Cambuí: I Jornada Científica e VI FIPA do CEFET Cambuí, 2008.

MARTINS, M. H.; KNESEBECK, A.; "ESTUDO DA TRANSIÇÃO ENTRE ESCOAMENTO LAMINAR E TURBULENTO EM TUBO CAPILAR", p. 2165-2170. In: **Anais do XI Congresso Brasileiro de Engenharia Química em Iniciação Científica [Blucher Chemical Engineering Proceedings, v. 1, n.3]. ISSN Impresso: 2446-8711.** São Paulo: Blucher, 2015. ISSN 2359-1757, DOI 10.5151/chemeng-cobeqic2015-358-33967-263698

FALKOVICH, G. (2011). FLUID MECHANICS. CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS.

ROTT, N. (1990). "NOTE ON THE HISTORY OF THE REYNOLDS NUMBER". ANNUAL REVIEW OF FLUID MECHANICS 22 (1): 1–11

FOX, R. W., PRITCHARD, P. J., MCDONALD A. T., INTRODUCTION TO FLUID MECHANICS UNITED STATES, ED. LTC, 6ª EDIÇÃO, 2004.