MARCEL AMARO E ANDRADE DE MORAIS SOUZA E SILVA

Estudo da influência dos dutos de admissão no escoamento de ar em cabeçotes de motores de ignição por compressão utilizando simulações em CFD

São Paulo
2016

MARCEL AMARO E ANDRADE DE MORAIS SOUZA E SILVA

Estudo da influência dos dutos de admissão no escoamento de ar em cabeçotes de motores de ignição por compressão utilizando simulações em CFD

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Ciências

Orientador: Prof. Dr. Francisco Emilio Baccaro Nigro

São Paulo

2016

MARCEL AMARO E ANDRADE DE MORAIS SOUZA E SILVA

Estudo da influência dos dutos de admissão no escoamento de ar em cabeçotes de motores de ignição por compressão utilizando simulações em CFD

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Ciências

Área de Concentração: Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Francisco Emilio Baccaro Nigro

São Paulo

2016

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, _____ de _____ de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catalogação-na-publicação

Silva, Marcel Amaro e Andrade de Morais Souza e
Estudo da influência dos dutos de admissão no escoamento de ar em cabeçotes de motores de ignição por compressão utilizando simulações em CFD / M. A. A. M. S. Silva -- versão corr. -- São Paulo, 2016.
117 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Centro de Engenharia Automotiva.

1.Engenharia automotiva 2.Poluição atmosférica (redução) 3.Mecânica dos fluidos computacional 4.Motores de combustão interna 5.Dutos I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Centro de Engenharia Automotiva II.t.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Prof. Francisco Emilio Baccaro Nigro, pelos ensinamentos transmitidos, pelo entusiasmo compartilhado acerca do tema e pelo incansável apoio.

À Escola Politécnica da Universidade de São Paulo pela oportunidade de realizar este curso de mestrado.

Aos meus colegas pela paciência e auxílio neste trabalho e nos inúmeros desabafos que o acompanharam; e a meu chefe Håkan Sjödin, pela disponibilidade de tempo fornecida para que este trabalho fosse realizado.

Ao grupo do Projeto Swirl da Escola Politécnica, em especial a Eduardo Cruciani, cujo auxílio no modelo CFD foi fundamental para a realização deste trabalho.

À minha namorada Paula e nosso filho Guilherme, pelo apoio e incentivo incondicional mesmo nos momentos que estive ausente para me dedicar a este trabalho.

A meus pais, aos quais serei sempre eternamente grato por tudo.

E a todos que contribuíram direta ou indiretamente na execução deste trabalho.

“A vida é uma sequência de encontros inéditos com o mundo e, portanto, ela não se deixa traduzir em fórmula de nenhuma espécie.”

(Clóvis de Barros Filho)

RESUMO

O controle de emissões em veículos pesados está em foco desde a década de 90, com a criação de regulamentações nacionais e internacionais que impõe limites cada vez mais rígidos para as concentrações de poluentes emitidos por estes veículos. O desenvolvimento de novas tecnologias possui papel fundamental neste processo, buscando redução nos níveis de emissões com mínimo impacto negativo no desempenho e no consumo do veículo. Para tanto, o presente trabalho visa avaliar a influência da posição dos dutos de admissão de ar de cabeçotes de motores a combustão interna, especificamente em motores de ignição por compressão (MIC) de 4 válvulas, no escoamento de ar dentro do cilindro. O escoamento do ar e o movimento de *swirl* são fatores importantes para a mistura e distribuição do combustível injetado, e quando otimizados para uma queima melhor distribuída, contribuem para redução nos níveis de emissões. Procura-se investigar quais direções características dos dutos são determinantes para o escoamento e para o comportamento de *swirl* do motor através de simulações em fluidodinâmica computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD) utilizando o programa CD-adapco STAR-CCM+®. Os resultados de alguns dos cenários simulados são comparados a resultados de testes experimentais realizados em bancada de medição de *swirl*, no âmbito de outro trabalho sendo desenvolvido no mesmo grupo de projeto.

Palavras-chave: Engenharia automotiva. Poluição atmosférica (redução). Mecânica dos fluidos computacional. Motores de combustão interna. Dutos.

ABSTRACT

The emissions control in heavy-duty vehicles has been in focus since the 1990's, with the creation of national and international regulations which impose strict limits for pollutant concentrations released by these vehicles. The development of new technologies has a fundamental role in this process, aiming the reduction of emission levels with minimum impact on the performance and fuel consumption of the vehicle. Therefore, the present study aims to evaluate the influence of the position of intake ports in cylinder heads from internal combustion engines, specifically 4-valves compression-ignition (CI) engines, in the in-cylinder air flow. The air flow and swirl motion are important factors for the mixture and distribution of injected fuel, and when optimized for a better distributed combustion, contribute for the reduction of emission levels. This study investigates the characteristic directions of ports which are determinant for the air flow and swirl behaviour of the engine through Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations using CD-adapco software STAR-CCM+®. The results from a group of simulated cases are compared to experimental test results from another project, developed on the same project group, performed in a swirl meter test rig.

Keywords: Automotive engineering. Environment pollution (reduction). Computational fluid mechanics. Internal combustion engines. Ducts.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - As "três dimensões” da dinâmica dos fluidos 5
Figura 2 - Etapas de funcionamento do motor Diesel de 4 tempos 15
Figura 3 - Configuração do motor Diesel de 2 tempos 16
Figura 4 - Etapas do ciclo de 2 tempos de um motor Diesel 16
Figura 5 - Partes principais do motor 17
Figura 6 - Corpo do cabeçote 18
Figura 7 - Guias de válvulas 19
Figura 8 - Sedes de válvulas 19
Figura 9 - Válvulas 20
Figura 10 - Cabeçote em corte, vista frontal 20
Figura 11 - Cabeçote em corte, vista inferior 21
Figura 12 - Processo de fundição 21
Figura 13 - Evolução da regulamentação Euro na redução de emissões 23
Figura 14 - Movimento de swirl no interior do cilindro 26
Figura 15 - Medidor de swirl através de anemômetro de rotor de pás 27
Figura 16 - Medidor de torque para avaliação do swirl 28
Figura 17 - Resolução de problema utilizando CFD 31
Figura 18 - Identificação dos dutos através de vista superior do cabeçote 41
Figura 19 - Modelo CAD do cabeçote completo 46
Figura 20 - Detalhe das sedes e válvulas de admissão 46
Figura 21 - Volume interno dos dutos de admissão 47
Figura 22 - Volume interno extraído dos dutos de admissão 47
Figura 23 - Volume interno do cilindro com as sedes de válvulas 48
Figura 24 - Detalhe do volume interno das sedes de válvulas 48
Figura 25 - Válvulas 48
Figura 26 - Extensões dos dutos 49
Figura 27 - Semiesfera 49
Figura 28 - Falha de geometria, superfície aberta 50
Figura 29 - Operações (booleanas e espaciais) e parâmetros de posição 51
Figura 30 - Modelo CAD resultante 51

Figura 31 - Malha inicial 53
Figura 32 - Volume para refino de malha na região das válvulas.....54
Figura 33 - Malha refinada na região das válvulas.....54
Figura 34 - Volume para refino de malha na região 1.75D.....55
Figura 35 - Malha refinada na região 1.75D.....56
Figura 36 - Volume para malha específica na região da semiesfera.....56
Figura 37 - Malha específica na região da semiesfera.....57
Figura 38 - Malha final.....58
Figura 39 - Superfícies de aplicação das condições de contorno 61
Figura 40 - Função rampa para pressão de saída 62
Figura 41 - Resíduos.....64
Figura 42 - Distribuição de y^+ 65
Figura 43 - Posições dos planos 0.50D e 1.75D 65
Figura 44 - Posição do plano alinhado ao centro das válvulas.....66
Figura 45 - Swirl em função do número de iterações, caso padrão 67
Figura 46 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 0 68
Figura 47 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 0 68
Figura 48 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 0 68
Figura 49 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 0 69
Figura 50 - Swirl em função do número de iterações, casos individuais 70
Figura 51 - Distribuição do swirl de acordo com os dutos, casos individuais 71
Figura 52 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 1 72
Figura 53 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 1 72
Figura 54 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 1 73
Figura 55 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 1 73
Figura 56 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 2 74
Figura 57 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 2 74
Figura 58 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 2 75
Figura 59 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 2 75
Figura 60 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 3 76
Figura 61 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 3 76
Figura 62 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 3 77
Figura 63 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 3 77

Figura 64 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 4 78
Figura 65 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 4 78
Figura 66 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 4 79
Figura 67 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 4 79
Figura 68 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 5 80
Figura 69 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 5 80
Figura 70 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 5 80
Figura 71 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 5 81
Figura 72 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 6 81
Figura 73 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 6 82
Figura 74 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 6 82
Figura 75 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 6 82
Figura 76 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 7 83
Figura 77 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 7 83
Figura 78 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 7 84
Figura 79 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 7 84
Figura 80 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 8 85
Figura 81 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 8 85
Figura 82 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 8 85
Figura 83 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 8 86
Figura 84 - Swirl em função do número de iterações, casos combinados 87
Figura 85 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 9 88
Figura 86 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 9 88
Figura 87 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 9 88
Figura 88 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 9 89
Figura 89 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 10 90
Figura 90 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 10 90
Figura 91 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 10 90
Figura 92 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 10 91
Figura 93 - Resíduos, caso 10 91
Figura 94 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 11 92
Figura 95 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 11 92
Figura 96 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 11 93

Figura 97 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 11 93
Figura 98 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 12 94
Figura 99 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 12 94
Figura 100 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 12 94
Figura 101 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 12 95
Figura 102 - Swirl em função do número de iterações, casos específicos 96
Figura 103 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 13 97
Figura 104 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 13 97
Figura 105 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 13 98
Figura 106 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 13 98
Figura 107 - Deslocamento dos dutos, caso 14 100
Figura 108 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 14 100
Figura 109 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 14 100
Figura 110 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 14 101
Figura 111 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 14 101
Figura 112 - Resíduos, caso 14 102
Figura 113 - Swirl em função do número de iterações, variação de diâmetro.....103
Figura 114 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 15 104
Figura 115 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 15 104
Figura 116 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 15 104
Figura 117 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 15 105
Figura 118 - Densidade de momento angular no plano 0.50D, caso 15 105
Figura 119 - Densidade de momento angular no plano 1.75D, caso 15 105
Figura 120 - Swirl em função do número de iterações, refino de malha 106
Figura 121 - Resíduos, caso 16 107
Figura 122 - Swirl em função do número de iterações, modelo de turbulência.....108
Figura 123 - Resíduos, caso 17 109
Figura 124 - Distribuição de y^+, caso 17.....109

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Vantagens e desvantagens do motor Diesel 11
Tabela 2 - Relações de compressão de motores Otto e Diesel 12
Tabela 3 - Limites de poluentes permitidos para o teste WHSC 23
Tabela 4 - Limites de poluentes permitidos para o teste WHTC 23
Tabela 5 - Períodos de validade do nível de emissões durante uso 24
Tabela 6 - Limites de emissões do programa PROCONVE 24
Tabela 7 - Casos de estudo 42
Tabela 8 - Parâmetros gerais de malha utilizados 52
Tabela 9 - Parâmetros específicos de malha utilizados na região das válvulas 54
Tabela 10 - Parâmetros específicos de malha utilizados na região 1.75D 55
Tabela 11 - Parâmetros específicos de malha utilizados na região da semiesfera ... 57
Tabela 12 - Quantidade de células das malhas desenvolvidas 58
Tabela 13 - Condições de contorno 61
Tabela 14 - Condições iniciais 62
Tabela 15 - Swirl, caso padrão 67
Tabela 16 - Swirl, casos individuais 70
Tabela 17 - Swirl, casos combinados 86
Tabela 18 - Swirl, casos específicos 96
Tabela 19 - Swirl, variação de diâmetro 102
Tabela 20 - Swirl, refino de malha 106
Tabela 21 - Swirl, modelo de turbulência 107

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 3
1.1 OBJETIVO GERAL 5
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 7
3 MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO (MIC) 11
3.1 FUNCIONAMENTO 13
3.2 CABEÇOTES 17
3.3 REGULAMENTAÇÕES 22
4 ESCOAMENTO COM SWIRL 25
4.1 DEFINIÇÃO 25
4.2 NÚMERO DE SWIRL 26
5 MÉTODO NUMÉRICO 31
5.1 EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO 32
5.1.1 CONSERVAÇÃO DA MASSA 33
5.1.2 CONSERVAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO 33
5.1.3 CONSERVAÇÃO DA ENERGIA 33
5.2 MODELOS DE TURBULÊNCIA 34
5.2.1 MODELO k-ε PADRÃO 35
5.2.2 MODELO REALIZABLE k-ε 36
5.2.3 MODELO DE TENSÕES DE REYNOLDS (RSM) 38
6 MATERIAIS E MÉTODOS 41
6.1 CASOS DE ESTUDO 41
6.2 SIMULAÇÕES 44
6.2.1 MODELO CAD 45
6.2.2 MALHA 52
6.2.3 PARÂMETROS 59

7 RESULTADOS 64
7.1 CASO PADRÃO 66
7.2 CASOS INDIVIDUAIS 69
7.3 CASOS COMBINADOS 86
7.4 CASOS ESPECÍFICOS 95
7.5 VARIAÇÃO DE DIÂMETRO 102
7.6 REFINO DE MALHA 106
7.7 MODELO DE TURBULÊNCIA 107
8 CONCLUSÕES 110
9 REFERÊNCIAS 113

1 INTRODUÇÃO

Motores de ignição por compressão (MIC), comumente chamados de motores Diesel, são motores a combustão interna utilizados para propulsão de diversos tipos de veículos, desde automóveis utilitários até navios e locomotivas. São largamente utilizados na propulsão de caminhões e ônibus, tendo como destaque, segundo Heywood (1988), sua alta durabilidade e superior eficiência térmica quando comparados a motores de ignição por faísca (MIF).

No entanto, suas emissões podem apresentar aspectos negativos em relação ao meio ambiente, como alta concentração de material particulado (MP) e altos níveis de NOx (KIM et al, 2008). Para controlar os impactos ambientais causados devido aos poluentes gerados pelos veículos, regulamentações governamentais foram criadas desde a década de 1990 definindo os limites de concentrações de poluentes admitidos como NOx, CO, HC e material particulado, como a norma Euro na Europa e o programa PROCONVE no Brasil. Revisões destas regulamentações determinam limites cada vez mais restritos para os níveis de poluentes, trazendo consigo investimentos dos fabricantes de veículos no desenvolvimento dos componentes do motor para se adequarem às regulamentações.

A dinâmica do escoamento de ar e a distribuição do combustível no interior do cilindro influenciam diretamente o nível de emissões do motor. Segundo Kim et al (2008), para pressões de injeção relativamente baixas, o *swirl* desempenha papel determinante na dinâmica de mistura do combustível no ar, gerando uma combustão mais eficiente e maior liberação de calor. Com o aumento da pressão de injeção, esta passa a apresentar um papel mais dominante que o *swirl* na mistura do combustível no ar.

A intensidade do *swirl* possui papel determinante na distribuição do combustível no ar, o que afeta diretamente as emissões. Baixos valores de *swirl* promovem uma distribuição menos eficiente de combustível no ar, provocando temperaturas menores de combustão e, portanto, menores índices de NOx, mas levam a uma maior quantidade de material particulado devido a queima incompleta do combustível. Por

outro lado, altos valores de *swirl* proporcionam maior razão de liberação de calor e elevados picos de temperatura, aumentando os índices de NOx ao passo que reduzem a quantidade de material particulado pela queima mais completa do combustível (JEBAMANI; KUMAR, 2008).

O posicionamento dos dutos de admissão de ar atrai maior atenção para estudo pelo fato de possuir maior variabilidade devido ao processo de fundição do cabeçote, no qual o controle preciso das tolerâncias dimensionais é mais difícil de ser obtido. Durante o resfriamento da liga metálica no molde durante a fundição, há variação do volume devido a mudança de fase do material, usualmente retração; além do fato de o controle milimétrico do posicionamento dos componentes do molde durante a etapa de preenchimento ser de difícil obtenção.

Para absorver parte desta variabilidade, o processo de usinagem deveria ser adaptável para cada cabeçote individualmente, virtualmente impraticável no cenário de produção seriada em alto volume pelo alto custo necessário. Desta maneira, a análise do impacto das discordâncias geométricas entre dutos e sedes de válvulas é de grande motivação para este trabalho. Com o conhecimento destas influências é possível, por exemplo, realizar o controle de qualidade de cabeçotes logo após o processo de usinagem, evitando que seu impacto nos níveis de emissões seja verificado apenas após a montagem completa do motor.

Simulações numéricas como Dinâmica dos Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics* ou CFD) auxiliam no processo de desenvolvimento tecnológico ao aliar teoria e experimentação, como ilustrado na Figura 1. Com o uso de modelos virtuais, governados por equações de transporte e condições iniciais e de contorno, é possível realizar análises em tempo e com custo reduzidos em comparação àquelas realizadas com protótipos físicos (ANDERSON, 1995).

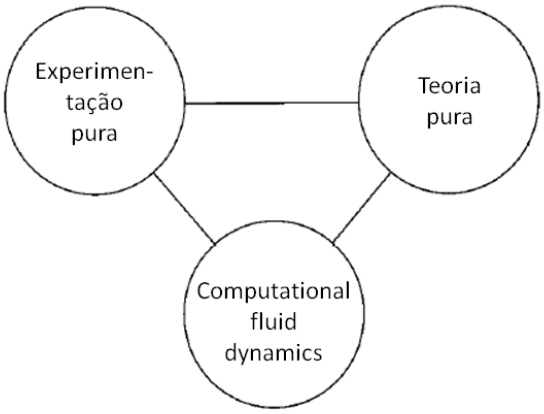


Figura 1 - As "três dimensões" da dinâmica dos fluidos (ANDERSON, 1995)

Com este estudo espera-se concluir quais características relacionadas à posição dos dutos de admissão são mais importantes para o escoamento e para o comportamento de *swirl*, desta maneira reduzindo as variáveis envolvidas em seu estudo e auxiliando futuros desenvolvimentos tanto na fase de projeto de novos cabeçotes quanto no processo de produção e qualidade.

1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo deste trabalho é analisar os aspectos relevantes do posicionamento dos dutos de admissão de um cabeçote que influenciam nos perfis de escoamento no cilindro de um motor de ignição por compressão (MIC). Como objeto de estudo será utilizado um cabeçote de motor a ignição por compressão, cujo modelo em ambiente virtual será avaliado utilizando fluidodinâmica computacional (*Computational Fluid Dynamics*, citado ao longo deste trabalho também apenas pela sigla CFD) utilizando o *software* CD-adapco STAR-CCM+®. Através de alterações no posicionamento dos dutos de admissão no modelo virtual, espera-se verificar nas simulações quais as direções características que possuem maior impacto no escoamento e no número de *swirl*. Finalmente, uma amostra dos resultados das simulações será comparada com os resultados verificados em testes em bancada de medição de *swirl* oriundos de outro

trabalho científico para correlação, onde cabeçotes foram construídos com dutos fora das tolerâncias de posição.

Abaixo seguem os objetivos específicos a serem alcançados durante o trabalho.

- Revisar os conceitos referentes ao movimento de *swirl* e cálculo da razão e número de *swirl*, sua influência na mistura de combustível no ar e impacto na formação de poluentes.
- Estudar os conceitos de simulação em CFD, seus princípios e características.
- Desenvolver modelo em CFD do cabeçote com malha adequada.
- Aplicar alterações no posicionamento dos dutos de admissão em diversos cenários a serem simulados para estudar seu efeito nos perfis de escoamento de ar e razão de *swirl*.
- Avaliar os resultados obtidos e determinar as direções características de maior influência no *swirl*.
- Comparar os resultados das simulações com a amostra de cabeçotes testada experimentalmente em outro trabalho de pesquisa desenvolvido no mesmo grupo de pesquisa.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta uma revisão sobre trabalhos presentes na literatura que são base para o desenvolvimento deste trabalho e que auxiliam no melhor entendimento sobre os assuntos tratados no mesmo.

Rolén (2014) analisa a importância dos pórticos de admissão através de simulações em CFD para duas geometrias diferentes, tendo como objetivo a otimização dos canais de admissão em relação ao escoamento de ar no interior do cilindro. O estudo obteve boa aderência entre os modelos simulados e dados experimentais obtidos em bancada de teste de *swirl*, observando-se a oportunidade de aprimoramento através do modelo de turbulência utilizado para as simulações.

Kim et al (2008) estudaram a influência do *swirl* e da pressão de injeção na combustão e emissão de material particulado em motores Diesel de injeção direta, utilizando superfícies transparentes no cilindro de estudo para avaliações ópticas. Utilizando diferentes pressões de injeção no estudo, verificou-se que, durante a injeção, o efeito do *swirl* é menor durante a fase de altas velocidades do spray e seu efeito aumenta nas etapas finais da injeção. Reduzindo a pressão de injeção, o *swirl* desempenha o papel de auxiliar a mistura do combustível no ar, gerando uma combustão mais eficiente e maior liberação de calor; aumentando a pressão, a mesma apresentou maior influência que o *swirl* na mistura do combustível no ar. O *swirl* mostrou-se uma maneira eficiente para reduzir atraso na ignição e aumentar taxa de liberação de calor.

Payri et al (2004) analisa o escoamento durante as etapas de admissão e compressão em um motor Diesel de injeção direta utilizando diferentes geometrias de câmara de combustão. O trabalho utilizou simulações em CFD para analisar o comportamento do ar nos diferentes modelos de pistões e comparou os resultados com medições através do método óptico Laser Doppler Velocimetry (LDV). Usando condições de contorno que simulam o movimento do pistão, foi possível dispensar o modelamento do pistão e simplificar um sistema transiente por regime permanente. As simulações apresentaram boa correlação com as medições experimentais, e concluiu-se que a geometria do pistão possui pouca influência no escoamento durante

a etapa de admissão, mas possui importância significativa na etapa de compressão, principalmente na proximidade do ponto morto superior.

Kang e Reitz (1999) avaliaram o efeito do alinhamento das válvulas na geração de *swirl* utilizando um motor Diesel de injeção direta e duas configurações de alinhamento de válvulas. A avaliação foi feita utilizando bancada de medição de *swirl* e método óptico LDV, e a comparação dos resultados dos dois métodos apresentou boa correlação. O estudo evidenciou a influência da interação dos jatos de ar resultantes dos dois dutos durante a admissão de ar no motor.

Cho e Korivi (2004) apresentaram um método de otimização do desenvolvimento de pórticos de válvulas através de um sistema automatizado de iteração das simulações em CFD e correções do modelo. Através da parametrização do modelo CAD e atualização automática dos parâmetros nos modelos CAD e CFD, os resultados de cada iteração são usados como entrada da iteração seguinte, desta maneira reduzindo o tempo de desenvolvimento necessário caso realizado manualmente.

Choi et al (2009) estuda a variação de características geométricas do duto de passagem de ar em um motor Diesel com câmara de *swirl*. Este tipo de motor é mais utilizado para altas rotações, portanto seu uso é mais adequado em aplicações menores. Neste trabalho são propostos diferentes valores de diâmetro e ângulo do duto de passagem para avaliar, utilizando simulações em CFD, o impacto na taxa de liberação de calor e na formação de NOx e material particulado.

Lacava et al (2000) estuda a influência do *swirl* nas emissões de NOx em uma fornalha utilizando diesel como combustível. O estudo obteve como resultado que o aumento no número de *swirl* contribui para a redução da emissão de NOx da fornalha, porém a zona de recirculação deve ser controlada já que pode aumentar as emissões de CO e reduzir a eficiência de combustão.

Bari e Saad (2013) apresentam o estudo de um *Guide Vane Swirl and Tumble Device* (GVSTD), dispositivo no canal de admissão para otimizar o efeito de swirl e *tumble* do ar que entra no cilindro, para uso em motores utilizando biodiesel. O dispositivo consiste de um conjunto de pás dispostas de maneira a guiar o ar para o

escoamento desejado na entrada do cilindro, já que o biodiesel é mais viscoso e menos volátil que o diesel. O trabalho conclui que o uso do dispositivo auxilia no aumento da energia cinética de turbulência e consequentemente melhora a mistura entre combustível e ar e a eficiência de combustão do biodiesel.

Sushma e Jagadeesha (2013) avaliaram o efeito de diferentes configurações de pistão no fluxo de ar dentro de um motor Diesel de injeção direta monocilíndrico durante as etapas de admissão e compressão, utilizando simulações em CFD. O movimento de *swirl* foi obtido utilizando duto de admissão helicoidal e os resultados de *swirl*, *tumble* e eficiência volumétrica obtidos para as diferentes configurações foram comparados. De maneira similar, Wendy et al (2008) avaliou duas configurações de câmara de combustão em termos de perfis de escoamento e características de turbulência através de simulações em CFD, por sua vez utilizando um motor de ignição por faísca.

Prasad et al (2011) avaliou o escoamento de ar para diferentes configurações de cabeçote, pistão e dutos de admissão em uma bancada de testes utilizando um motor Diesel de injeção direta monocilíndrico. O trabalho comparou os diversos casos em termos de desempenho e emissões.

Jebamani e Kumar (2008) utilizaram um dispositivo de variação de *swirl* através de mecanismos defletores na admissão de ar em um motor Diesel. O caso de estudo foi avaliado em simulações em CFD e experimentalmente em bancada de teste para validação dos resultados, que tiveram boa correlação.

Kono et al (1991) analisaram o efeito da intensidade do *swirl* na formação do spray durante o ciclo de compressão e o resultado apresentou razoável correlação com dados experimentais. Como o ciclo de admissão não é parte do estudo, a turbulência inicial foi interpolada de resultados experimentais.

Aita et al (1991), Chen et al (1998) e Dillies et al (1997) estudaram o escoamento de ar em cabeçotes com uma válvula de admissão durante os ciclos de admissão e compressão e apresentaram correlação com resultados experimentais.

Mao et al (1994) avaliaram os ciclos de admissão e compressão para um caso axissimétrico usando método de elementos finitos. Celik et al (2001) concluíram que

o método *Large Eddy Simulation* (LES) possui grande potencial para simulação de *swirl* em cilindros de motores, porém requer elevada capacidade computacional.

Pela revisão da literatura, observa-se que o movimento de *swirl* possui grande relevância na mistura de combustível e ar em motores de combustão interna de ignição por compressão, desta maneira sendo um elemento relevante na busca de maior eficiência global do motor e menor índice de emissões de NOx e material particulado. O presente trabalho busca estudar o impacto da variação de posição dos dutos de admissão no movimento de *swirl* em um motor de ignição por compressão com dois dutos de admissão, simulando diversos cenários de posicionamento utilizando fluidodinâmica computacional (CFD).

3 MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO (MIC)

O motor de ignição por compressão, comumente chamado de motor Diesel, foi inventado pelo engenheiro franco-alemão Rudolph Diesel entre os anos de 1893 e 1897. Como principal característica deste tipo de motor, ar é aspirado e comprimido no interior do cilindro, e combustível é injetado sob alta pressão próximo ao ponto morto superior (PMS), onde a temperatura do ar comprimido encontra-se suficientemente elevada para ocasionar a ignição do combustível injetado. Em motores de ignição por faísca (ou motores Otto), em contrapartida, o combustível é misturado com o ar durante a admissão e é necessário um dispositivo gerador de faísca para dar início à combustão (HEYWOOD, 1988).

De maneira genérica, motores de ignição por compressão apresentam vantagens e desvantagens em relação a motores de ignição por faísca, como observado na Tabela 1:

Tabela 1 - Vantagens e desvantagens do motor Diesel

Vantagens	Desvantagens
Maior rendimento térmico (~42%, contra ~33% dos motores a gasolina)	Menor aceleração
Mais segurança, devido ao combustível ser menos volátil	Relativamente mais ruidosos
Maior vida útil, devido a sua robustez	Mais pesados, devido a sua robustez

Fonte: PEREIRA, 2013.

Nos tempos atuais, devido aos desenvolvimentos tecnológicos no campo de motores de combustão interna ao longo dos anos, as diferenças apresentadas na Tabela 1 são substancialmente menores comparado a décadas atrás, aumentando a utilização dos motores de ignição por compressão inclusive no mercado de veículos de passeio.

Os motores de ignição por compressão podem ser classificados em quatro categorias:

- Estacionários: geradores.
- Industriais: acionamento de maquinário como tratores, guindastes, compressores de ar, entre outros.
- Marítimos: propulsão naval como barcos e navios.
- Veiculares: propulsão de veículos em geral, como caminhões e ônibus.

Motores de grande porte, como marítimos e estacionários, usualmente são motores de 2 tempos, enquanto motores de menor porte como veiculares comumente possuem ciclo de 4 tempos (HEYWOOD, 1988). O funcionamento dos motores de 2 e 4 tempos será descrito em detalhes no capítulo a seguir.

Comparando com motores Otto, os motores Diesel operam em faixas de razões de compressão superiores, devido à necessidade de altas temperaturas do ar para autoignição do combustível (Tabela 2). Por este motivo, motores Diesel são mais robustos que motores Otto e, consequentemente, mais pesados.

Tabela 2 - Relações de compressão de motores Otto e Diesel

Característica	**Ciclo Otto**	**Ciclo Diesel**
Tipo de ignição	Centelha	Autoignição
Relação de compressão	6 a 8:1	12 a 24:1

Fonte: HEYWOOD, 1988.

Em termos de mistura de combustível no ar, os motores Diesel trabalham na faixa de mistura chamada pobre, ou seja, com excesso de ar em relação à quantidade ideal ou estequiométrica (onde a quantidade de combustível e comburente é tal que todo combustível é queimado). Essa configuração deve-se ao fato de que há reduzido tempo para mistura do combustível no ar uma vez que é injetado, e a ausência deste excesso ocasionaria em combustão incompleta e geração de poluentes (HEYWOOD, 1988). Em motores Otto, por outro lado, a mistura desejada é a mais próxima da

estequiométrica ou levemente pobre, e a vazão de entrada de ar é controlada por uma “borboleta”, uma válvula de restrição variável cuja abertura é função da aceleração do veículo. Motores Diesel, como não possuem estas “borboletas”, admitem toda sua capacidade volumétrica de ar a cada ciclo, e desta maneira a potência é função da quantidade de combustível injetado. Ou seja, a mistura varia de muito pobre, para baixa carga, a quase estequiométrica, em plena carga (MANAVELLA, 2015).

Os motores também podem ser classificados em relação a alimentação de ar:

- Naturalmente aspirado: ar sob pressão atmosférica é aspirado para dentro do cilindro pela depressão gerada pelo movimento do cilindro na etapa de admissão.
- Sobrealimentado, turbocompressor (*turbocharger*): ar é comprimido antes de ser admitido no cilindro, através de um turbo compressor que utiliza os gases de escape para acionamento da turbina.
- Sobrealimentado, supercompressor (*supercharger*): ar é comprimido antes de ser admitido no cilindro, através de um compressor acionado pelo virabrequim do motor.

A sobrealimentação é utilizada para aumentar a potência do motor através do aumento da densidade do ar introduzido no motor por ciclo, permitindo assim um aumentando da quantidade de combustível injetado (HEYWOOD, 1988). É amplamente utilizado em motores de grande e médio porte, por permitir a redução do tamanho do motor (*downsizing*) para uma mesma potência; principalmente pelo fato de motores Diesel serem relativamente mais robustos e pesados que motores Otto.

3.1 FUNCIONAMENTO

Os motores Diesel podem ser classificados em função de ciclos: 2 e 4 tempos.

1) Ciclo: 4 tempos

Este tipo de motor compreende dois giros do virabrequim por ciclo, dividido em quatro tempos notadamente demarcados (HEYWOOD, 1988):

- Primeiro tempo: admissão. O movimento descendente do pistão gera uma depressão no interior do cilindro aspirando ar atmosférico, ou o mesmo pode ser introduzido através de um sistema de sobrealimentação. Nesta etapa, somente as válvulas de admissão estão abertas.
- Segundo tempo: compressão. Através do movimento ascendente do pistão, o ar contido no cilindro é comprimido, com consequente aumento de sua temperatura, podendo atingir pressões de 4 MPa e temperaturas acima de 500ºC. Próximo ao ponto morto superior, combustível sob pressão superior à do ar comprimido é injetado, entrando em ignição devido às altas temperaturas do ar no interior do cilindro. A frente de chama se espalha rapidamente através do combustível misturado com ar suficiente para a combustão. Nesta etapa, todas as válvulas estão fechadas.
- Terceiro tempo: potência. Devido à combustão, há aumento de pressão pela expansão dos gases no interior do cilindro e a energia gerada é transformada em movimentação descendente do pistão. Somente nesta etapa há trabalho sendo transmitido para o pistão, onde parte é transmitida para o virabrequim e parte é gasta com a movimentação do pistão durante os demais tempos. Nesta etapa, todas as válvulas estão fechadas.
- Quarto tempo: escape. A movimentação ascendente do pistão expulsa os gases contidos no cilindro oriundos da combustão. Nesta etapa, apenas as válvulas de escape estão abertas.

As etapas do funcionamento de um motor Diesel de 4 tempos podem ser observadas na Figura 2.

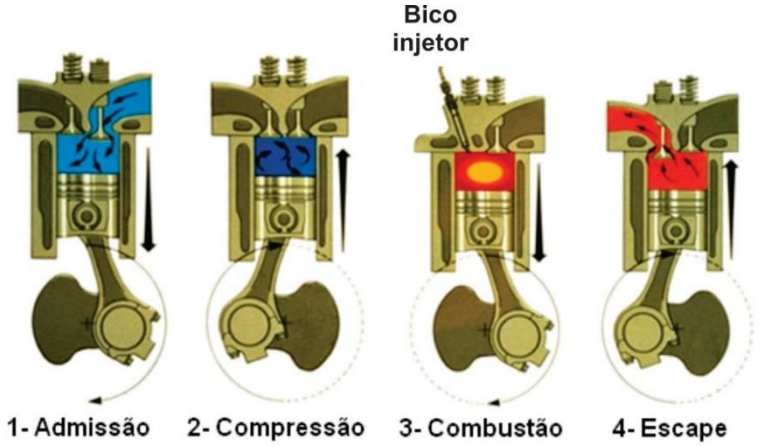


Figura 2 - Etapas de funcionamento do motor Diesel de 4 tempos (Fonte: http://maquinasemotoresnapescavso.blogspot.com.br/p/motor-do-ciclo-diesel.html)

2) Ciclo: 2 tempos

Este tipo de motor é caracterizado por realizar um giro do virabrequim por ciclo. Há ocorrência de sobreposição das etapas encontradas em um motor de 4 tempos, detalhados como (HEYWOOD, 1988):

- Primeiro tempo: admissão e compressão. Ar é admitido pelas janelas de admissão sob pressão acima da atmosférica, enquanto o pistão encontra-se no ponto morto inferior (PMI). Ao mesmo tempo, como as válvulas de escape estão abertas, o ar que adentra o cilindro também expulsa os gases oriundos da combustão anterior, método chamado de “lavagem”. Devido ao movimento do pistão, o ar é comprimido no cilindro, enquanto as válvulas de escape são fechadas e as janelas de admissão são bloqueadas pelo pistão. Na proximidade do ponto morto superior (PMS), com o ar comprimido a alta pressão e temperatura, o combustível é injetado, de maneira similar ao motor de 4 tempos.
- Segundo tempo: potência e escape. O trabalho exercido pelos gases expandindo devido à combustão empurra o pistão em movimento descendente. Ao se aproximar o ponto morto inferior (PMI), as válvulas de escape são abertas, aliviando a pressão, e ao atingir o final de curso, o ciclo é repetido.

A configuração do motor Diesel de 2 tempos pode ser observada na Figura 3, e suas etapas na Figura 4.

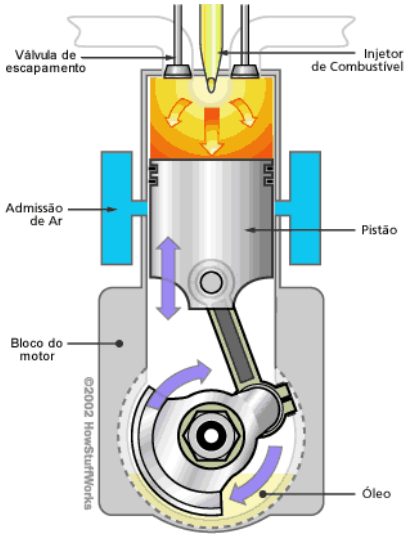


Figura 3 - Configuração do motor Diesel de 2 tempos (Fonte: http://dieselroupacombustivel.blogspot.com.br/2010/10/como-funcionam-os-motores-diesel-2.html)

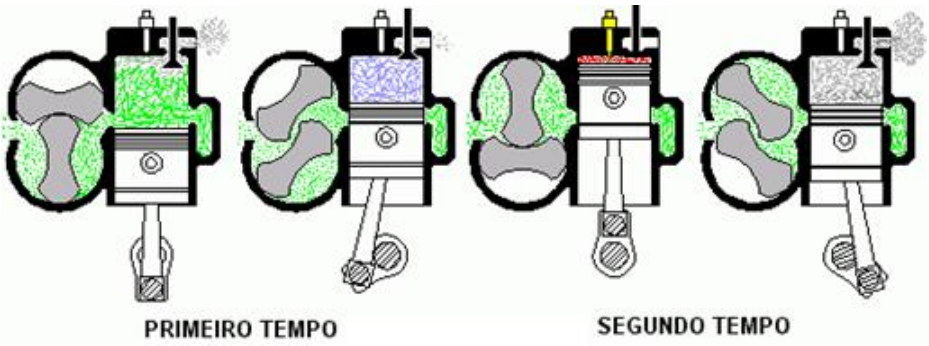


Figura 4 - Etapas do ciclo de 2 tempos de um motor Diesel (PEREIRA, 2013)

Como há um período onde válvulas de escape e janelas de admissão estão abertas ao mesmo tempo, e o ar de entrada é utilizado para forçar a saída dos gases de combustão, este processo pode ser nocivo ao meio ambiente no caso de motores Otto, já que isto significa a exaustão de combustível não queimado misturado ao ar de admissão. No caso de motores Diesel, como apenas ar é admitido no cilindro, este efeito não é encontrado.

Motores de 2 tempos apresentam, para mesmo dimensionamento e rotação, maior potência e torque mais estável em comparação a motores de 4 tempos, pelo fato de possuírem uma fase de potência por volta do virabrequim. No entanto, apresentam desvantagens como necessidade de compressores de ar de admissão, maior consumo de combustível comparado a motores de 4 tempos e elevada carga calorífica, demandando arrefecimento mais eficiente do motor (PEREIRA, 2013).

3.2 CABEÇOTES

O motor de combustão interna de 4 tempos pode ser dividido em três conjuntos principais, como ilustrado na Figura 5: cabeçote, bloco e cárter.

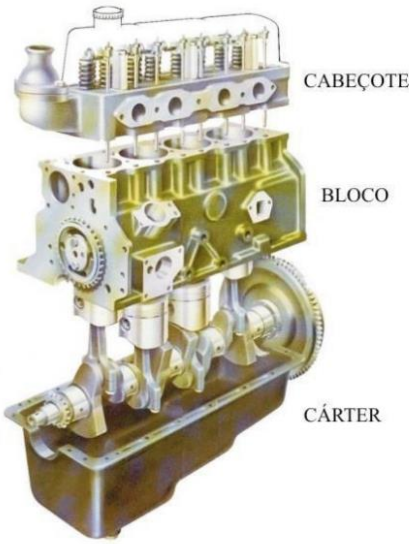


Figura 5 - Partes principais do motor (VARELLA; SANTOS, 2010)

Neste trabalho, o foco principal será dado no cabeçote do motor. O cabeçote compreende a parte superior do motor, montado acima do bloco, e fabricado comumente de ferro fundido ou alumínio. Podem ser individuais para cada cilindro ou compreender um conjunto de cilindros por unidade. Fazem parte do conjunto do cabeçote:

- Corpo.
- Guias de válvulas.
- Sedes de válvulas.
- Válvulas de admissão e de escape.

1) Corpo

Corresponde à estrutura principal do cabeçote (Figura 6). É usinado de maneira a possuir adequado assentamento com a junta e o bloco, garantindo a vedação do sistema. Possui canais de refrigeração por onde percorre o fluido de arrefecimento e um orifício roscado para fixação do bico injetor. A geometria da superfície inferior, que tampa o cilindro, pode ser desenvolvida de maneira a compor a câmara de combustão em conjunto com o pistão.

Figura 6 - Corpo do cabeçote (Fonte: http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2015/09/detalhes-do-cabecote-para-motores-otto-automotivos)

No corpo do cabeçote são alojados os componentes do conjunto de válvulas: guias, sedes e as válvulas.

2) Guias de válvulas

Fabricado em ligas de cobre ou bronze, sua função é orientar o movimento das válvulas oferecendo o mínimo de atrito possível (Figura 7).

Figura 7 - Guias de válvulas (Fonte: http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2015/09/detalhes-do-cabecote-para-motores-otto-automotivos)

3) Sedes de válvulas

Sua função principal é prover encaixe e vedação com a válvula, de modo a garantir o correto fechamento da entrada e saída de gases; portanto possui formato cônico compatível com a superfície superior da válvula (Figura 8). É prensado no corpo do cabeçote e como deve suportar temperaturas elevadas, é produzido com aços com alto teor de cromo e níquel, ferros fundidos ligados com cromo e molibdênio ou ligas a base de níquel e cobalto (RIOSULENSE, 2016).

Figura 8 - Sedes de válvulas (RIOSULENSE, 2016)

4) Válvulas

As válvulas são componentes que atuam no controle de entrada e saída de gases através do cabeçote e dentro do cilindro (Figura 9). Podem atingir temperaturas entre 250ºC e 300ºC para as válvulas de admissão e entre 700ºC e 750ºC para as válvulas de escape, devido à interação com gases da combustão; além de estarem

expostos a seus componentes químicos (VARELLA; SANTOS, 2010) São produzidas em aço e aplica-se cromo, níquel, têmpera e nitretação para atribuir resistência térmica ao material (RIOSULENSE, 2016). Acionadas pelo comando de válvulas através de cames, a abertura e fechamento das válvulas de maneira precisa são cruciais para o funcionamento eficiente do motor. Os motores convencionais normalmente possuem duas válvulas (uma de admissão e uma de escape) ou quatro válvulas (duas de admissão e duas de escape) por cilindro.

Figura 9 - Válvulas (Fonte: http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2015/09/detalhes-do-cabecote-para-motores-otto-automotivos)

A Figura 10 e a Figura 11 apresentam, como ilustração, um protótipo de um cabeçote individual em corte, onde é possível observar os componentes descritos acima.

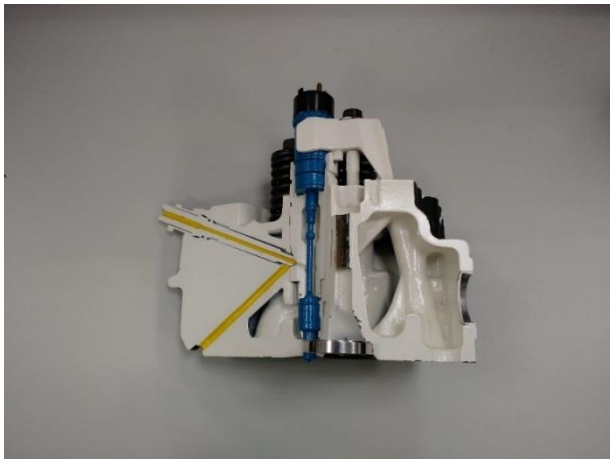


Figura 10 - Cabeçote em corte, vista frontal

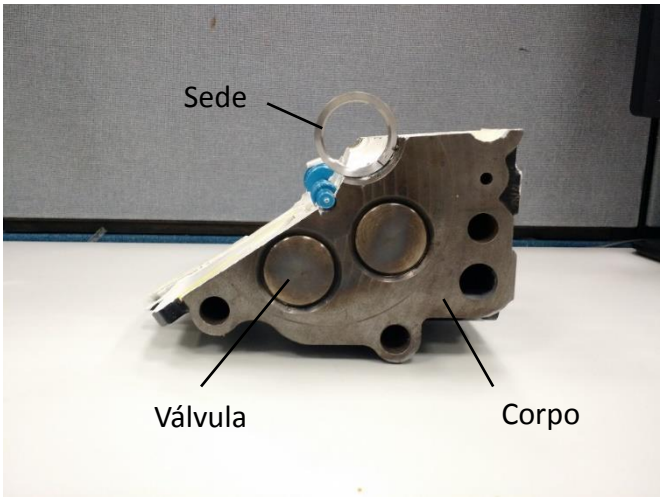


Figura 11 - Cabeçote em corte, vista inferior

O corpo do cabeçote é produzido através do processo de fundição. No processo de fundição, um molde é preenchido com uma liga metálica em estado líquido até sua solidificação, com auxílio de peças chamadas “machos” para gerar a geometria do componente final (Figura 12).

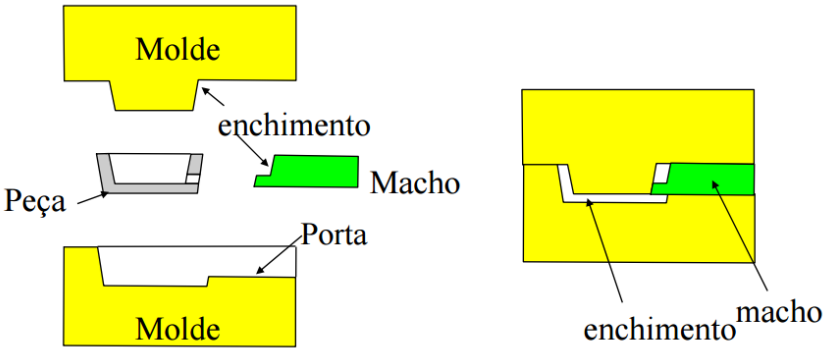


Figura 12 - Processo de fundição (Fonte: http://www.damec.ct.utfpr.edu.br/automotiva/downloadsAutomot/d7MatMotorMod3.pdf)

Durante a etapa de resfriamento e solidificação, há variação do volume devido a mudança de fase do material, usualmente retração. Além disso, o controle milimétrico do posicionamento dos machos em conjunto com o molde durante a etapa

de preenchimento é de difícil obtenção e representa um custo elevado comparado ao custo da peça. Portanto, pode ser observado que a precisão do posicionamento dos dutos durante a fundição do cabeçote é uma característica sensível do projeto, especialmente com tolerâncias da ordem de décimos de milímetros.

3.3 REGULAMENTAÇÕES

A regulamentação no controle de emissões em veículos pesados na Europa iniciou-se em 1993 com a implementação da norma Euro I, introduzida com a Diretiva 88/77/EEC, que determinava limites de concentração de poluentes encontrados nas emissões de NOx, CO, HC e MP (EUROPEAN COMISSION, 2015). Desde então, a norma Euro continuou evoluindo com valores cada vez mais restritos para os níveis permitidos de emissões.

A norma Euro VI, vigente atualmente, foi introduzida pelo Regulamento 595/2009 com posterior emenda do Regulamento 582/2011. Efetiva desde o início de 2014, além das restrições para poluentes presentes nas versões anteriores, introduziu novidades como limites para número de partículas (PN, *particle number*), limite de concentração de NH_3 de 10 ppm (amônia devido aos sistemas de pós-tratamento de gases de exaustão) e do teste *off-cycle* (OCE). Além disso, são introduzidos novos valores para a durabilidade das emissões, onde os níveis de emissões devem ser inferiores não apenas no momento da certificação do motor, mas durante uma quantidade definida de quilômetros ou tempo em uso durante sua vida útil (EUR-LEX, 2016).

A Figura 13 ilustra a evolução dos limites de poluentes regulamentados até a norma Euro VI. A Tabela 3 apresenta os valores limites das normas Euro para testes em ciclo estacionário (WHSC, *World Harmonized Stationary Cycle*), enquanto a Tabela 4 apresenta os valores para testes em ciclo transiente (WHTC, *World Harmonized Transient Cycle*) e a Tabela 5 apresenta os períodos de validade do nível de emissões durante uso.

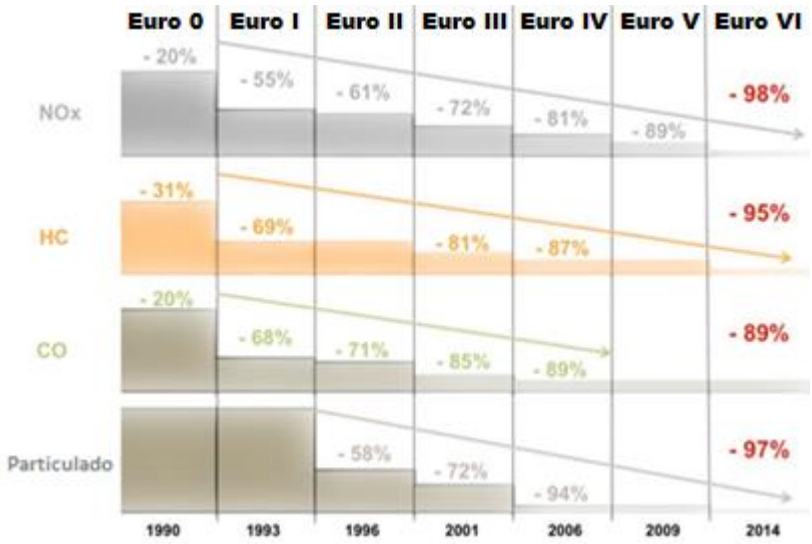


Figura 13 - Evolução da regulamentação Euro na redução de emissões (NORBERT-DENTRESSANGLE, 2015)

Tabela 3 - Limites de poluentes permitidos para o teste WHSC (valores em g/kWh, PN em 1/kWh)

Norma	Data	CO	HC	NOx	PM	PN
Euro I	1992	4,50	1,10	8,00	0,36	-
Euro II	1998	4,00	1,10	7,00	0,15	-
Euro III	2000	2,10	0,66	5,00	0,10	-
Euro IV	2005	1,50	0,46	3,50	0,02	-
Euro V	2008	1,50	0,46	2,00	0,02	-
Euro VI	2013	1,50	0,13	0,40	0,01	$8,0 \times 10^{11}$

Fonte: EUR-LEX, 2016.

Tabela 4 - Limites de poluentes permitidos para o teste WHTC (valores em g/kWh, PN em 1/kWh)

Norma	Data	CO	NMHC	NOx	PM	PN
Euro III	2000	5,45	0,78	5,00	0,16	-
Euro IV	2005	4,00	0,55	3,50	0,03	-
Euro V	2008	4,00	0,55	2,00	0,03	-
Euro VI	2013	4,00	0,16	0,46	0,01	$6,0 \times 10^{11}$

Fonte: EUR-LEX, 2016.

Tabela 5 - Períodos de validade do nível de emissões durante uso (veículos de carga)

Categoria do veículo	Euro IV-V	Euro VI
Massa total máxima de até 3,5 t	100.000 km / 5 anos	160.000 km / 5 anos
Massa total máxima entre 3,5 t e 16 t	200.000 km / 6 anos	300.000 km / 6 anos
Massa total máxima acima de 16 t	500.000 km / 7 anos	700.000 km / 7 anos

Fonte: EUR-LEX, 2016.

No Brasil, a regulamentação foi iniciada em 1986 com a criação do Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE), coordenado pelo Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis (IBAMA) e pelo Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA). A premissa, assim como o programa europeu, é a redução gradual dos níveis de poluentes nas emissões de veículos (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2015). Atualmente na fase P7 do programa, o PROCONVE estabelece os limites de emissões regulamentados em âmbito nacional. A Tabela 6 apresenta os limites de emissão até a fase P7, onde pode ser observado que a última corresponde à norma Euro V. A fase P-1 foi omitida devido a sua não-obrigatoriedade legal.

Tabela 6 - Limites de emissões do programa PROCONVE (valores em g/kWh)

Fase	Data	CO	HC	NOx	PM
P-2	1990	11,20	2,45	14,40	0,60
P-3	1994	4,90	1,23	9,00	0,40
P-4	1998	4,00	1,10	7,00	0,15
P-5	2003	2,10	0,66	5,00	0,10
P-6	2009	1,50	0,46	3,50	0,02
P-7	2012	1,50	0,46	2,00	0,02

Fonte: MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2015.

4 ESCOAMENTO COM SWIRL

Como discutido durante este trabalho, o escoamento do ar durante as etapas de admissão e compressão de ar possuem papel significante na dinâmica de mistura do combustível com o ar e, portanto, na efetividade da combustão dentro do cilindro. Neste contexto, o movimento de *swirl* se insere na tentativa de classificar, de maneira mensurável, o comportamento do ar no interior do cilindro; desta maneira, o *swirl* é usado neste trabalho como critério de avaliação e comparação entre as diferentes configurações de cabeçotes em estudo.

Em motores de 4 tempos, as válvulas de admissão representam a mínima área de passagem do escoamento, portanto nesta região observam-se as máximas velocidades encontradas durante a admissão. O ar entra no cilindro através das válvulas criando um jato de formato cônico a cerca de dez vezes a velocidade média do pistão. Este jato, altamente turbulento, se propaga em direção à parede do cilindro onde é defletido em componentes radiais e axiais, gerando assim padrões de escoamento rotacional (HEYWOOD, 1988). Como pode ser observado, este comportamento é influenciado pelas dimensões e posições dos dutos e válvulas. Ainda segundo Heywood (1988), devido às altas velocidades do jato, é possível observar regiões de recirculação de ar devido ao descolamento do escoamento nas regiões abaixo das válvulas e na interface entre cilindro e cabeçote.

4.1 DEFINIÇÃO

Swirl pode ser definido, segundo Heywood (1988), como “a rotação organizada da carga ao redor do eixo do cilindro” (Figura 14). Esta rotação é gerada devido ao momento angular com o qual o ar entra no cilindro devido à posição e geometria dos dutos de admissão e sua interação com a parede do cilindro.

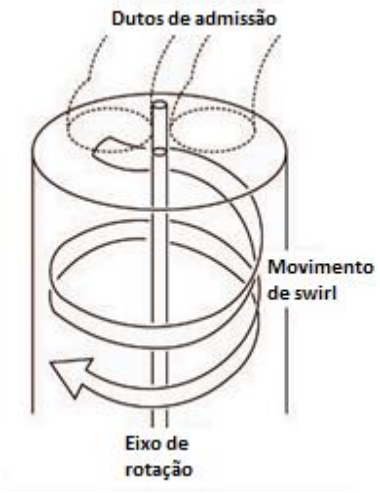


Figura 14 - Movimento de swirl no interior do cilindro (Fonte: http://ieeexplore.ieee.org/ieee_pilot/articles/01/ttg2009010106/figures.html)

Em motores de ignição por compressão, *swirl* é utilizado principalmente para promover uma rápida mistura entre combustível injetado e ar admitido no cilindro, necessário devido ao breve intervalo entre injeção de combustível e combustão existente para que esta mistura ocorra; além de auxiliar a propagação da frente de chama, acelerando o processo de combustão, razão pela qual também é considerado em motores de ignição por faísca (PULKRABEK, 1997).

4.2 NÚMERO DE SWIRL

A definição conceitual e o cálculo do número de *swirl* são encontradas em diversas formas na literatura, podendo ser definido basicamente como “a razão entre o fluxo axial do momento (quantidade de movimento) angular e o fluxo axial do momento axial” (WIDMANN et al, 2000; HEYWOOD, 1988). O modelamento do comportamento rotacional e do número de *swirl* são obtidos, tradicionalmente, através de dois métodos experimentais: rotor de pás e medidor de torque.

No caso do rotor de pás, ar circula pelo sistema como ilustrado na Figura 15 onde, no interior do cilindro, um anemômetro em formato de rotor de pás de massa considerada desprezível e de diâmetro próximo ao do cilindro é posicionada a uma

distância entre 1 e 1,5 vezes o diâmetro do cilindro da face de fogo do cabeçote, e centro posicionado no eixo central do cilindro. Para maior aderência do modelo com a situação real, o ar é sugado através de uma bomba de sucção na linha final do sistema, enquanto a admissão do cabeçote encontra-se sob pressão atmosférica. O rotor de pás gira solidário ao escoamento e possui como premissa não interferir no escoamento (ou o mínimo possível), sendo assim obtida a velocidade angular do ar no interior do cilindro (PULKRABEK, 1997).

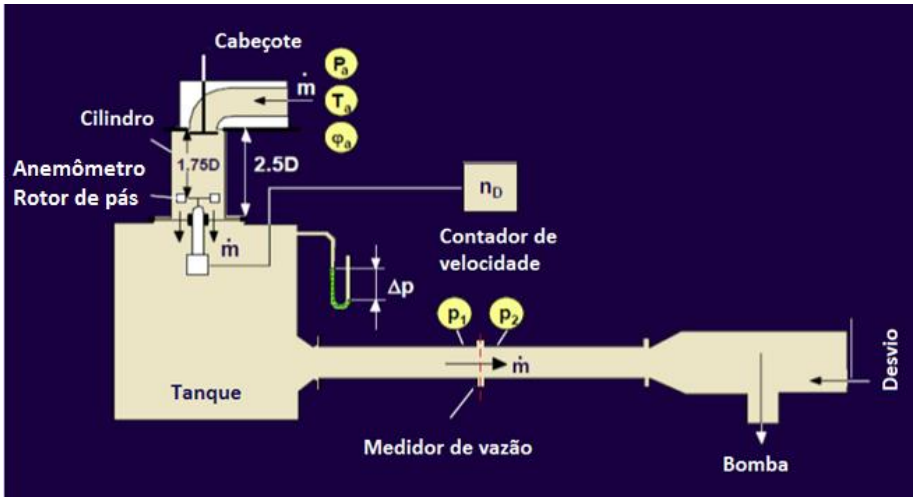


Figura 15 - Medidor de swirl através de anemômetro de rotor de pás (Adaptado de: AVL, 2016)

A estrutura da bancada de testes é similar para o caso do medidor de torque, porém, o rotor de pás é substituído por uma colmeia que atua no escoamento de maneira a retificar o fluxo (Figura 16). O torque exercido pelo ar na colmeia é medido e representa o fluxo de momento angular no plano onde a colmeia se encontra, usualmente a 1,75 vezes o diâmetro do cilindro.

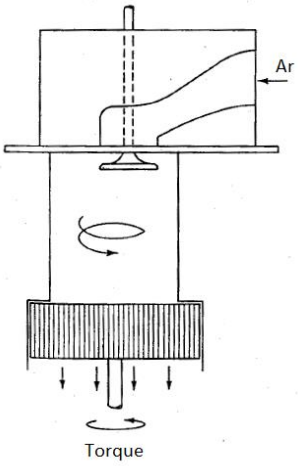


Figura 16 - Medidor de torque para avaliação do swirl (HEYWOOD, 1988)

Segundo Heywood (1988), o coeficiente de *swirl* C_S, definido como razão entre o momento angular e o momento axial do fluxo, é uma grandeza adimensional e pode ser definido de acordo com a Equação 1 e Equação 2.

Para rotor de pás:

$$C_S = \frac{\omega_p \, B}{v_0} \tag{1}$$

Para medidor de torque:

$$C_S = \frac{8 \, T}{\dot{m} \, v_0 \, B} \tag{2}$$

Onde:

ω_p = velocidade angular do rotor de pás.

T = torque na colmeia.

$\dot{m}$ = vazão mássica de ar.

B = diâmetro do cilindro.

v_0 = velocidade característica.

A velocidade característica v_0 é derivada da queda de pressão na válvula, e pode ser calculada através da Equação 3 para fluidos incompressíveis e da Equação 4 para fluidos compressíveis.

$$v_0 = \left[\frac{2\,(p_0 - p_c)}{\rho}\right]^{1/2} \tag{3}$$

$$v_0 = \left\{\frac{2\gamma}{(\gamma - 1)}\frac{p_0}{\rho_0}\left[1 - \left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}\right]\right\}^{1/2} \tag{4}$$

Onde:

p_0 = pressão de estagnação.

p_c = pressão no cilindro.

ρ = densidade do ar.

γ = coeficiente de expansão adiabático C_p/C_v.

A razão de *swirl* R_s é definida como:

$$R_s = \frac{\omega_s}{2\,\pi\,N} \tag{5}$$

Onde:

ω_s = velocidade angular do escoamento rotacional de corpo rígido.

N = velocidade do virabrequim.

Segundo AVL (2016), para o caso do anemômetro rotor de pás, a razão de *swirl* é designada como $\frac{n_D}{n}$ e definida pela Equação 6:

$$\frac{n_D}{n} = \frac{n_D\,\rho\,V_h}{30\,\dot{m}} \tag{6}$$

Onde:

n_D = velocidade obtida pelo anemômetro em rpm.

n = velocidade do motor em rpm.

V_h = volume do cilindro em m^3.

Para o caso do medidor de torque, a razão de *swirl* $\frac{n_D}{n}$ é definida como:

$$\frac{n_D}{n} = 2\,M\,\frac{s}{\rho\,\dot{V}^2} \tag{7}$$

Onde:

M = torque em N.m.

s = curso do pistão em m.

$\dot{V}$ = vazão volumétrica de ar em m^3/s.

Finalmente, o número de *swirl* $\left(\frac{n_D}{n}\right)_m$ é dado por:

$$\left(\frac{n_D}{n}\right)_m = \frac{1}{\pi}\int_0^{\pi}\frac{n_D}{n}\left(\frac{c(\alpha)}{c_m}\right)^2 d\alpha \tag{8}$$

Onde:

$c(\alpha)$ = velocidade instantânea do pistão em m/s.

c_m = velocidade média do pistão em m/s.

α = ângulo do virabrequim.

5 MÉTODO NUMÉRICO

A fluidodinâmica computacional (*Computational Fluid Dynamics* ou CFD) pode ser definida, segundo Simões (2009), como “ferramenta utilizada para se simular o comportamento do escoamento, a transferência de calor e outros processos físicos em um sistema determinado”. Através do equacionamento matemático do sistema e da limitação do volume de interesse utilizando condições de contorno, as equações são solucionadas para obtenção do escoamento do fluido na região em questão. A Figura 17 apresenta um fluxograma de resolução de problemas utilizando CFD.

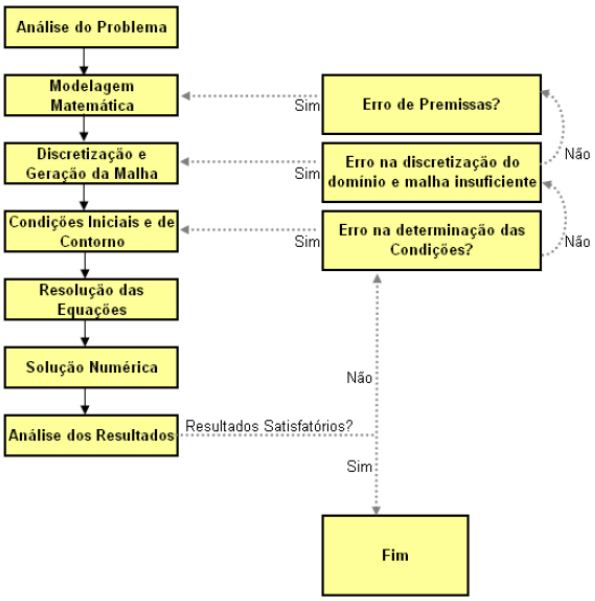


Figura 17 - Resolução de problema utilizando CFD (QUEIROZ, 2012)

A utilização de modelos computacionais possui diversas vantagens em comparação a protótipos físicos, principalmente em estágios iniciais do desenvolvimento de um produto, como: menor custo para desenvolvimento de protótipo, maior flexibilidade para execução e reprodução e até menores riscos de segurança e impacto ambiental na realização dos testes.

O uso de CFD possui um campo amplo de aplicações, como (SIMÕES, 2009):

- Desenvolvimentos industriais (automotivo, aeroespacial, naval, entre outros).
- Meteorologia.
- Oceanografia

Com o desenvolvimento avançado da tecnologia dos computadores nos últimos anos, em termos de processamento, memória e capacidade gráfica, o uso de ferramentas CFD vem apresentando maior atratividade pela redução do tempo computacional e custos envolvidos (DIAS, 2011).

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

É importante observar que simulações numéricas não têm como objetivo a obtenção de um valor exato, como soluções analíticas. São representações de uma parte do problema, utilizando aproximações e simplificações de modo a adequar o sistema a equações e fenômenos conhecidos, e possíveis de serem calculadas com a capacidade de processamento disponível.

5.1 EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO

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

- Conservação da massa (continuidade).
- Conservação da quantidade de movimento ($F = m\ a$).
- Conservação da energia.

Os três conceitos acima são representados através das equações descritas a seguir (STAR-CCM+, 2016).

5.1.1 CONSERVAÇÃO DA MASSA

Chamada também de equação da continuidade, pode ser representada como a igualdade entre a variação da massa específica do fluido no volume de controle e a taxa de variação de massa através da superfície do volume de controle.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla.(\rho v) = 0 \tag{9}$$

Onde:

ρ = massa específica do fluido.

v = velocidade.

5.1.2 CONSERVAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO

Conforme a segunda lei de Newton, representa a igualdade entre a variação da quantidade de movimento no tempo com a somatória das forças atuantes sobre o fluido.

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla.(\rho v \otimes v) = \nabla.\sigma + f_b \tag{10}$$

Onde:

$\otimes$ = produto de Kronecker.

σ = tensor das tensões.

f_b = resultante das forças.

5.1.3 CONSERVAÇÃO DA ENERGIA

Conforme primeira lei da termodinâmica, a variação da energia é igual à somatória do calor transferido para o fluido com o trabalho realizado sobre o fluido.

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla.(\rho E v) = f_b.v + \nabla.(v.\sigma) - \nabla.q + S_E \tag{11}$$

Onde:

E = energia total por unidade de massa.

q = fluxo de calor.

S_E = fonte de energia por unidade de volume.

5.2 MODELOS DE TURBULÊNCIA

Pelas características do escoamento turbulento, onde flutuações nos campos de velocidades são importantes, a solução numérica instantânea das equações necessitaria de uma malha muito fina e passos de tempo muito pequenos, o que acarretaria em um enorme tempo computacional. Portanto, os modelos de turbulência são utilizados para obtenção de médias temporais e redução das pequenas escalas, simplificando o sistema em estudo de maneira a torná-lo mais adequado para o foco de estudo.

O método mais usado, utilizando médias de Reynolds das equações de Navier-Stokes (*Reynolds-averaged Navier-Stokes* – RANS), é baseado na separação da grandeza em dois componentes, o primeiro médio e o segundo flutuante, para obtenção do escoamento e efeitos de turbulência médios. Os termos restantes destas modificações das equações de Navier-Stokes são chamados de tensores de Reynolds. Como há um problema de fechamento, os modelos de turbulência propõem representar este fenômeno através de aproximações e constantes empíricas (ARANTES, 2007).

Os modelos de turbulência mais conhecidos são:

- Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS).
    - Modelo de uma equação.
        - Modelo *Spalart-Allmaras.*
    - Modelos de duas equações.

        - Modelo *k-ε* padrão.
        - Modelo *k-ε* RNG.
        - Modelo *Realizable k-ε*.
        - Modelo *k-ω*.
    - Modelo de Tensões de Reynolds (RSM).
- Modelo de vórtices de grande escala (*Large eddy simulation* – LES).

A seguir são descritos os modelos *k-ε* padrão, *Realizable k-ε* e Tensões de Reynolds (RSM), usados neste trabalho.

5.2.1 MODELO k-ε PADRÃO

O modelo *k-ε* padrão introduz as equações de transporte para a energia cinética turbulenta (*k*) e a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta (*ε*). Como premissa, é considerado como hipótese que os efeitos da viscosidade molecular são desprezíveis, portanto este modelo é adequado para escoamentos turbulentos (ARANTES, 2007). Além disso, segundo Queiroz (2012), este modelo não é recomendado para escoamentos com jatos, gradientes adversos de pressão e sob ação de campos de forças de grande intensidade, já que o modelo apresentaria valores incorretos de velocidades por superestimar a tensão turbulenta.

As equações de transporte para o modelo *k-ε* padrão são descritas a seguir (WILCOX, 1998).

Para a energia cinética turbulenta *k*:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho\varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] \tag{12}$$

E a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta *ε*:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \varepsilon)}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1}\frac{\varepsilon}{k}\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] \tag{13}$$

A viscosidade turbulenta μ_t é dada por:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{14}$$

As constantes das equações são dadas por:

$C_{\varepsilon 1}$ = 1,44

$C_{\varepsilon 2}$ = 1,92

C_μ = 0,09

σ_k = 1,0

σ_ε = 1,3

5.2.2 MODELO REALIZABLE k-ε

O modelo de turbulência *Realizable k-ε*, derivado do modelo *k-ε* tradicional, é um modelo matemático de duas equações onde a solução separadamente de duas equações de transporte permite que velocidade turbulenta e escalas de comprimento sejam determinadas individualmente (ANSYS, 2001). Os modelos *k-ε* são amplamente utilizados devido a sua simplicidade, robustez e razoável precisão.

A equação de transporte da energia cinética turbulenta *k* permanece a mesma, no entanto, a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta *ε* possui nova equação; além disso, a viscosidade turbulenta μ_t é calculada de maneira diferente já que o valor de C_μ não é mais considerado constante e sim variável (BAKKER, 2008), agregando mais precisão ao modelo semi-empírico. Assim, este modelo é adequado para escoamentos com jatos planos e circulares, gradientes adversos de pressão e recirculação; apresenta satisfatória precisão para valores baixos de *swirl* (até 0,5) e razoáveis resultados para valores maiores de *swirl* (CUSHMAN-ROISIN, 2015).

A taxa de dissipação de energia cinética turbulenta ε para o modelo *Realizable k-ε* é dada por:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_j\varepsilon)}{\partial x_j}=\rho C_1 S-\rho C_2\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\upsilon\varepsilon}}+C_{\varepsilon 1}\frac{\varepsilon}{k}C_{\varepsilon 3}P_b+S+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right] \quad (15)$$

Onde:

$$C_1=max\left[0{,}43,\frac{\eta}{\eta+5}\right]$$

$$\eta=S\frac{k}{\varepsilon}$$

$$S=\sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

P_b = geração de energia cinética turbulenta devido a flutuações.

A viscosidade turbulenta μ_t permanece sendo calculada de acordo com a Equação 14, porém C_μ é calculado como:

$$C_\mu=\frac{1}{A_0+A_s\frac{U^*k}{\varepsilon}} \quad (16)$$

Onde:

$$A_0=4{,}04$$

$$A_s=\sqrt{6}\cos\phi$$

$$U^*=\sqrt{S_{ij}S_{ij}+\tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}}$$

$$\phi=\frac{1}{3}\cos^{-1}\left(\sqrt{6}W\right)$$

$$W=\frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3}$$

$$\tilde{S}=\sqrt{S_{ij}S_{ij}}$$

$$S_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i}+\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)$$

$\widetilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k$

$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk}\omega_k$

$\overline{\Omega_{ij}}$ = tensor médio de taxa de rotação visto de um referencial com velocidade ω_k.

5.2.3 MODELO DE TENSÕES DE REYNOLDS (RSM)

O modelo de turbulência *Reynolds Stress Model* (RSM), também chamado de *Reynolds Stress Turbulence* (RST), é um modelo chamado de “fechamento de segunda ordem” ou apenas “segunda ordem”, mais complexo quando comparado aos modelos de duas equações, e se baseia na solução das equações de todas as tensões de Reynolds. Pode ser considerado um dos mais completos e elaborados modelos de turbulência. Este modelo resolve o fechamento das equações de médias de Reynolds das equações de Navier-Stokes (*Reynolds-averaged Navier-Stokes*, RANS) através da aplicação direta das equações de tensões de Reynolds. É adequado para simulações mais complexas, envolvendo escoamento ciclônicos, altos números de *swirl* e altas taxas de turbulência (ANSYS, 2001; VERSTEEG, 1995).

É composto de sete equações, sendo seis equações diferenciais parciais para cada tensão de Reynolds e uma equação para a dissipação de turbulência; consequentemente, o tempo computacional requerido é significativamente maior comparado aos modelos de duas equações.

A estrutura da equação das tensões de Reynolds $R_{ij} = \overline{u_i' u_j'}$ é dada por (VERSTEEG, 1995):

$$\frac{dR_{ij}}{dt} = P_{ij} + D_{ij} - \varepsilon_{ij} + \Pi_{ij} + \Omega_{ij} \tag{17}$$

Onde:

$\frac{dR_{ij}}{dt}$ = taxa de variação de R_{ij} + transporte por convecção.

P_{ij} = produção de tensões turbulentas.

D_{ij} = transporte por difusão.

ε_{ij} = taxa de dissipação.

Π_{ij} = efeito de pressão.

Ω_{ij} = produção devido a rotação.

Segundo Versteeg (1995), os termos acima podem ser descritos como:

$$P_{ij} = -\left(R_{im}\frac{\partial u_j}{\partial x_m} + R_{jm}\frac{\partial u_i}{\partial x_m}\right) \tag{18}$$

$$D_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_m}\left(\frac{\nu_t}{\sigma_k}\frac{\partial R_{ij}}{\partial x_m}\right) \tag{19}$$

Onde $\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$, $C_\mu = 0{,}09$ e $\sigma_k = 1{,}0$.

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3}\varepsilon\delta_{ij} \tag{20}$$

Onde δ_{ij} é o delta de Kronecker e dado por $\delta_{ij} = 1$ se $i = j$ e $\delta_{ij} = 0$ se $i \neq j$.

$$\Pi_{ij} = -C_1\frac{\varepsilon}{k}\left(R_{ij} - \frac{2}{3}k\delta_{ij}\right) - C_2\left(P_{ij} - \frac{2}{3}P\delta_{ij}\right) \tag{21}$$

Onde $C_1 = 1{,}8$ e $C_2 = 0{,}6$.

$$\Omega_{ij} = -2\omega_k\left(R_{jm}e_{ijk} + R_{im}e_{ijk}\right) \tag{22}$$

Onde ω_k é o vetor rotacional e e_{ijk} = 1 se i, j e k forem diferentes e em ordem cíclica, -1 se forem diferentes e em ordem anti-cíclica, e 0 se quaisquer dois índices forem iguais.

A energia cinética turbulenta k pode ser obtida somando as três tensões normais:

$$k = \frac{1}{2}(R_{11} + R_{22} + R_{33}) \tag{23}$$

Além das seis equações das tensões de Reynolds, deve também ser resolvida a taxa de dissipação escalar $\boldsymbol{\varepsilon}$, dada por:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_m}\left(\frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_m}\right) + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}2\nu_t E_{ij}.E_{ij} - C_{2\varepsilon}\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{24}$$

Onde $C_{1\varepsilon} = 1{,}44$ e $C_{2\varepsilon} = 1{,}92$.

6 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo são descritos os processos utilizados na definição dos casos de estudo que compõem este trabalho e o processo para avaliação destes, desde o modelo em CAD dos componentes até o desenvolvimento do modelo CFD e o processamento das simulações.

6.1 CASOS DE ESTUDO

Para análise neste trabalho, foram definidos um total de 18 casos de estudo, onde as propriedades de cada um podem ser observadas na Tabela 7. O sistema de coordenadas referencial e a nomenclatura dos dutos são ilustrados na Figura 18, onde é possível identificar o duto reto (A) e o duto curvo (B) por uma vista superior do cabeçote.

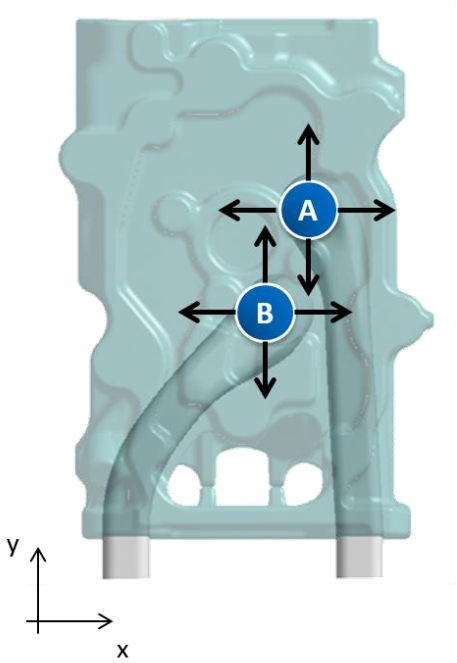


Figura 18 - Identificação dos dutos através de vista superior do cabeçote

Tabela 7 - Casos de estudo

Caso	Duto reto (A)		Duto curvo (B)		Observação
	x (mm)	y (mm)	x (mm)	y (mm)	
0	0	0	0	0	Referência, sem desvio
1	1	0	0	0	Deslocamento individual
2	0	1	0	0	Deslocamento individual
3	-1	0	0	0	Deslocamento individual
4	0	-1	0	0	Deslocamento individual
5	0	0	1	0	Deslocamento individual
6	0	0	0	1	Deslocamento individual
7	0	0	-1	0	Deslocamento individual
8	0	0	0	-1	Deslocamento individual
9	0	1	0	1	Deslocamento combinado
10	0	-1	0	1	Deslocamento combinado
11	-1	0	-1	0	Deslocamento combinado
12	-1	0	1	0	Deslocamento combinado
13	-0,5452	-1,1214	0,1134	1,5625	Deslocamento específico
14	-1,6247	0,1965	-1,4127	0,2311	Deslocamento específico
15	0	0	0	0	Diâmetro 130 mm
16	0	0	0	0	Malha refinada
17	0	0	0	0	Modelo RSM

Todas as simulações são realizadas com abertura de válvula de 14 mm, próximo ao ponto de máxima abertura, devido a sua maior influência no escoamento e seu peso no cálculo do número de *swirl* (PAYRI, 2004). Com esta abertura de válvulas, comportamentos iniciais do escoamento possuem menor impacto, como a influência das válvulas como obstáculo ao escoamento para pequenas aberturas (até aproximadamente 5 mm). Deve ser observado que os valores de razão de *swirl* encontrados neste trabalho representam a parcela para esta altura de válvulas e não o número de *swirl* do cabeçote; para tanto, deveriam ser simulados e integrados valores de diferentes alturas de válvulas para compor o valor característico do cabeçote.

Os casos são agrupados sob denominações que serão utilizadas durante este trabalho:

1) Caso padrão: caso 0. Cenário onde não há alteração no posicionamento dos dutos, sendo referência para os demais casos. Diâmetro do cilindro 127 mm, modelo de turbulência *Realizable k-ε*.
2) Casos individuais: casos 1 a 8. Cada caso apresenta alteração de posição em apenas um duto e em uma direção individualmente, com variações em x e y e deslocamento de 1 mm arbitrado para o estudo. Diâmetro do cilindro 127 mm, modelo de turbulência *Realizable k-ε*.
3) Casos combinados: casos 9 a 12. Estes casos possuem variação no posicionamento de ambos os dutos ao mesmo tempo, com deslocamento de 1 mm, para avaliação da influência de deslocamentos combinados dos dutos. Diâmetro do cilindro 127 mm, modelo de turbulência *Realizable k-ε*.
4) Casos específicos: casos 13 e 14. Dois casos foram escolhidos dentre os cabeçotes desenvolvidos e estudados em bancada de testes em Souza (2016), os quais foram construídos com deslocamentos além da tolerância de projeto, utilizando como deslocamentos os valores reais medidos. Diâmetro do cilindro 127 mm, modelo de turbulência *Realizable k-ε*.
5) Variação de diâmetro: caso 15. Gerações anteriores de motores possuíam diâmetro do cilindro de 127 mm, portanto bancadas de teste existentes na Europa possuem esta configuração. A bancada de testes em desenvolvimento na Escola Politécnica é construída também com este diâmetro, para efeito de correlação; no entanto, gerações atuais de motores possuem diâmetro do cilindro de 130 mm. Este caso procura avaliar as diferenças no escoamento e no *swirl* entre os dois valores de diâmetros do cilindro. Modelo de turbulência *Realizable k-ε*.
6) Refino de malha: caso 16. Utilizando o caso 0 como base, a malha foi refinada na região das válvulas e comparada com o original para avaliação da eficiência da malha utilizada. Quanto mais refinada a malha, maior a quantidade de células existentes no modelo e, portanto, maior tempo computacional necessário em sua execução. Através da comparação entre os resultados e a diferença entre os mesmos, é avaliado se a malha está

refinada suficientemente. Diâmetro do cilindro 127 mm, modelo de turbulência *Realizable k-ε*.

7) Modelo de turbulência: caso 17. Utilizando o caso 0 como referência, o mesmo foi simulado utilizando o modelo de turbulência *Reynolds Stress Model* (RSM), ao invés do modelo de turbulência *Realizable k-ε*, utilizado nos demais casos. Diâmetro do cilindro 127 mm.

6.2 SIMULAÇÕES

Para avaliação dos casos de estudo, é utilizado o software comercial STAR-CCM+®, da empresa americana CD-adapco, com sede em Melville, Nova York, desde 2016 parte da alemã Siemens AG.

O STAR-CCM+® é uma ferramenta de simulações em CFD de interface intuitiva e simples quando comparado a softwares de uso similar como o Fluent®, da também americana ANSYS. No STAR-CCM+®, todo o processo de desenvolvimento do modelo pode ser realizado no próprio software, desde alterações no modelo geométrico (devido a seu módulo integrado 3D-CAD), geração de malha, simulação e pós-processamento (STAR-CCM+, 2016). Isto representa redução no tempo operacional no desenvolvimento de modelos e também no risco de incompatibilidade entre programas, por exemplo na importação da malha.

O desenvolvimento do modelo em CFD pode ser dividido em três etapas:

- Pré-processamento.
- Solução.
- Pós-processamento.

A etapa de pré-processamento consiste na preparação do modelo computacional para execução das simulações. Dentre as atividades, podemos destacar:

- Adaptação do modelo em CAD.
- Geração da malha.

- Determinação dos parâmetros do sistema: domínio de controle, condições de contorno, propriedades do fluido, modelo de turbulência, entre outros.

A correta execução do pré-processamento é crucial para o desempenho das simulações. Geração incorreta de malha ou definições inadequadas de modelo de turbulência ou condições de contorno, por exemplo, podem causar desde excessivo tempo computacional até divergência na solução do sistema ou resultados incoerentes (BAKKER, 2008).

A etapa de solução consiste na sequência de iterações até que os critérios de parada sejam satisfeitos e o modelo tenha atingido convergência, enquanto a etapa de pós-processamento consiste no tratamento dos dados obtidos e avaliação dos resultados. Estas etapas são apresentadas posteriormente neste trabalho.

6.2.1 MODELO CAD

O modelo CAD utilizado foi de um cabeçote de motor a ignição por compressão, individual, de 4 válvulas, e os componentes necessários para desenvolvimento do modelo em CFD são: cabeçote, cilindro, válvulas de admissão, e sedes de válvulas de admissão. Toda a etapa de desenvolvimento do modelo em CAD antes de ser exportado para o STAR-CCM+® foi realizada no software CATIA®, da Dassault Systèmes. Imagens do modelo CAD inicial podem ser observadas na Figura 19, com detalhamento das válvulas de admissão e suas sedes na Figura 20.

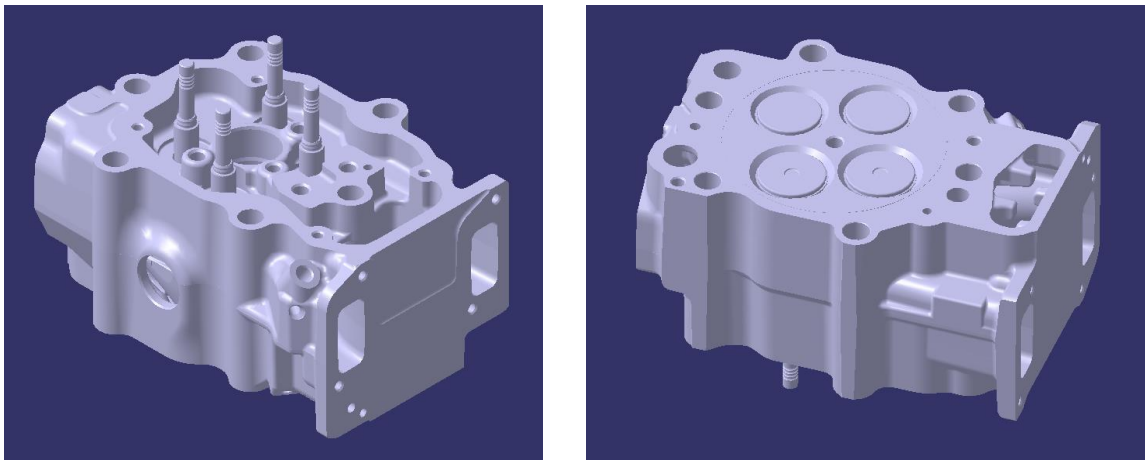


Figura 19 - Modelo CAD do cabeçote completo

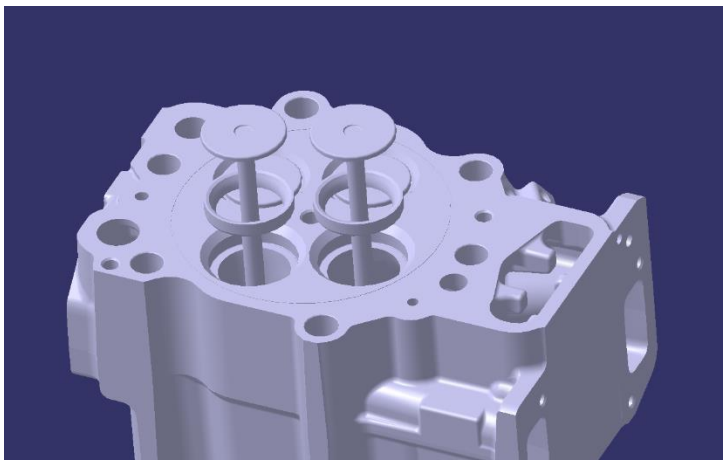


Figura 20 - Detalhe das sedes e válvulas de admissão

Em simulações em CFD, o volume de controle de interesse é a região do fluido no modelo. Portanto, em ambiente CAD foi extraído: o volume interno dos dutos de admissão do cabeçote (Figura 21 e Figura 22), do cilindro (Figura 23) e das sedes de válvulas (Figura 24). As válvulas de admissão (Figura 25) foram mantidas sem alteração pois serão subtraídas do modelo posteriormente; demais canais internos do cabeçote usados para fixação e refrigeração foram desconsiderados pois não possuem uso na análise feita neste trabalho.

Por fim, foram incorporadas ao modelo extensões aos dutos de admissão com raio de 5 mm e uma semiesfera de 300 mm de raio (Figura 26 e Figura 27), definidos arbitrariamente para este trabalho. A função da semiesfera é criar uma espécie de

bolsão para o fluido, possuindo assim uma região onde o comportamento do fluido possa se normalizar e reduzir os efeitos das condições de contorno estabelecidas na parede da semiesfera; já as extensões possuem a função de suavizar o impacto no escoamento do fluido, devido ao aspecto de “funil”, evitando regiões com ângulos retos.

Figura 21 - Volume interno dos dutos de admissão

Figura 22 - Volume interno extraído dos dutos de admissão

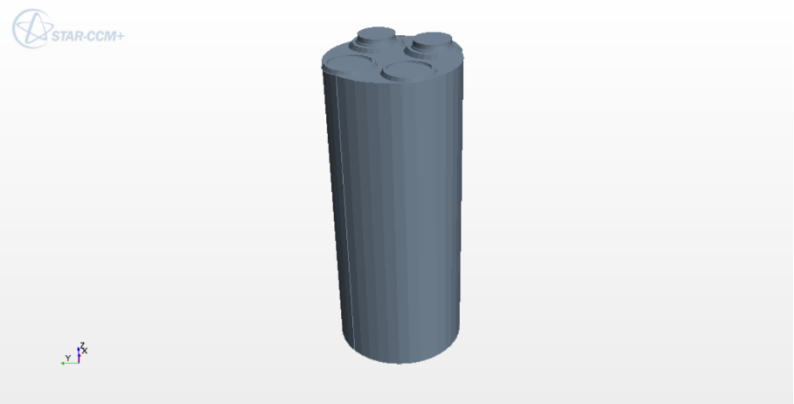


Figura 23 - Volume interno do cilindro com as sedes de válvulas

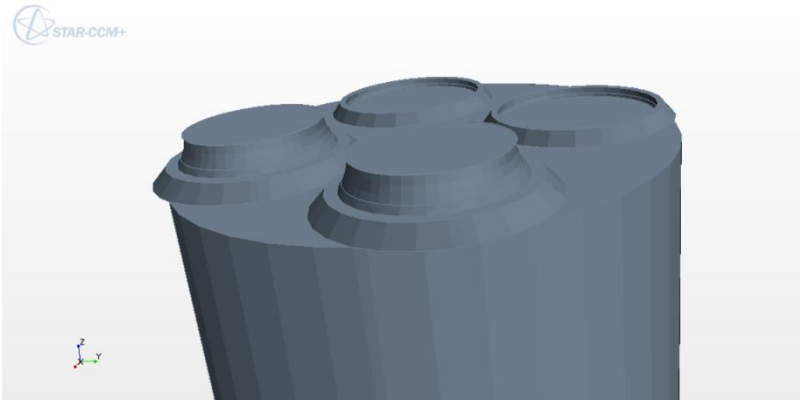


Figura 24 - Detalhe do volume interno das sedes de válvulas

Figura 25 - Válvulas

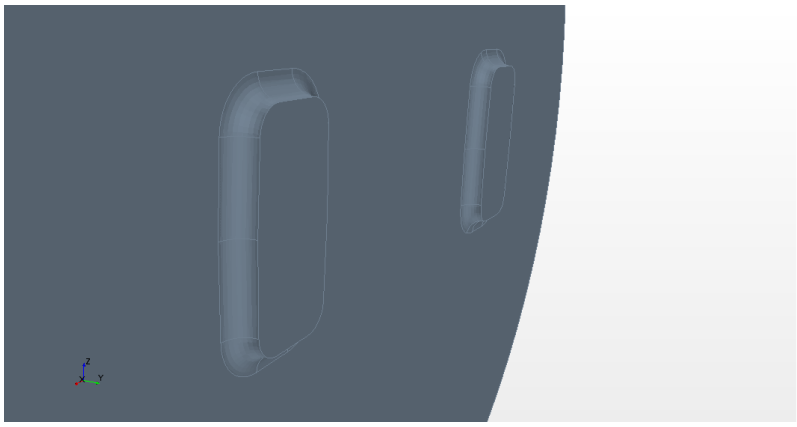


Figura 26 - Extensões dos dutos

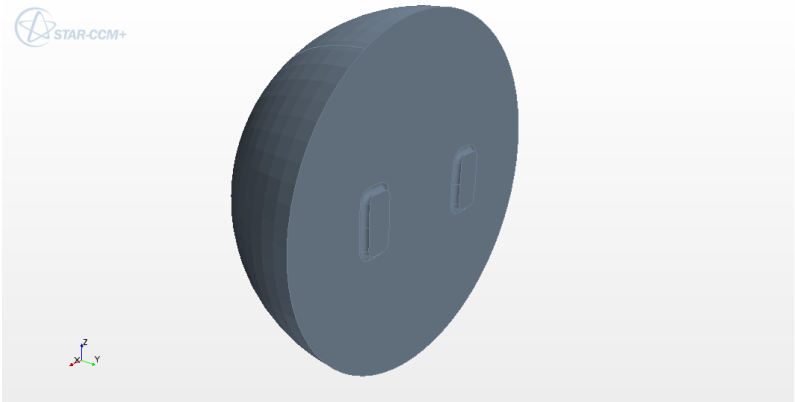


Figura 27 - Semiesfera

Os componentes foram posicionados de acordo com um sistema de coordenadas comum, não sendo necessário reposicioná-los, desta maneira reduzindo o risco de incongruências ao serem importados no STAR-CCM+®, e exportados individualmente em extensão STEP, uma extensão comum para diversas plataformas CAD.

Ao importar os componentes no módulo 3D-CAD do STAR-CCM+®, deve-se garantir que não haja superfícies abertas, arestas sobrepostas ou outras falhas na geometria devida ao processo de importação do arquivo, como observado na Figura 28. A função existente "*Check validity*" é uma primeira verificação a ser executada, porém não é suficiente para assegurar conformidade da geometria; uma avaliação

visual criteriosa das superfícies deve também ser realizada. O STAR-CCM+® possui ferramentas para correção de superfícies no próprio módulo 3D-CAD.

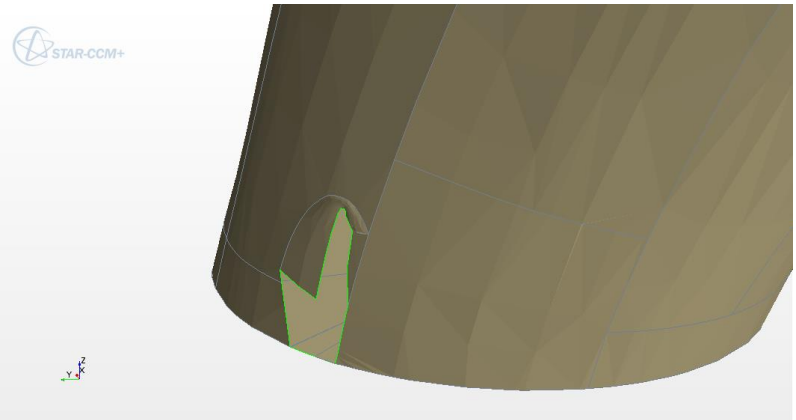


Figura 28 - Falha de geometria, superfície aberta

Após importação dos componentes e verificação das geometrias, é necessário realizar as operações booleanas e espaciais. As operações booleanas realizadas são a união entre cilindro, dutos, sedes, extensões dos dutos e semiesfera, e a subtração das válvulas; como os componentes foram corretamente posicionados antes de serem importados, as operações de união não devem apresentar erros. Como operações espaciais, antes da união dos dutos com o conjunto, são criados parâmetros de posição para estes componentes (Figura 29), desta maneira sendo possível alterar o posicionamento dos mesmos facilmente; foi criado um parâmetro para alteração da altura das válvulas também, caso fosse necessário.

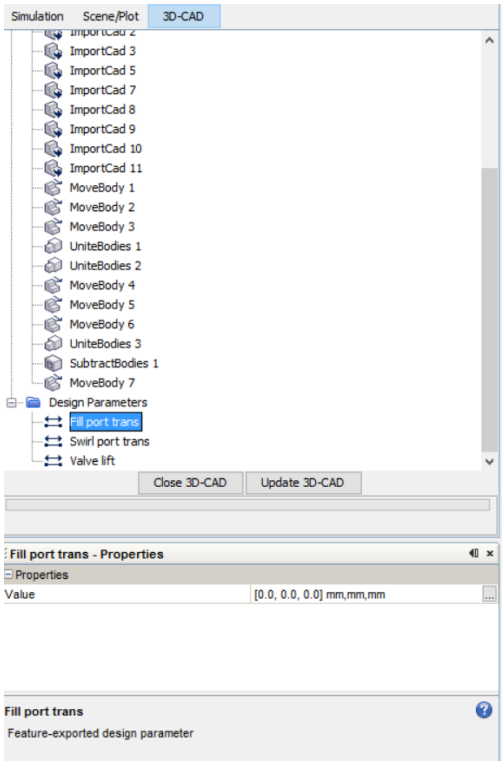


Figura 29 - Operações (booleanas e espaciais) e parâmetros de posição

Ao final da preparação do modelo, deve haver apenas um único sólido na árvore *Bodies*, significando que todas as operações foram realizadas com sucesso. Caso contrário, é possível que haja sólidos sem superfície de contato, portanto não sendo possível sua união. Na Figura 30 é possível observar o modelo resultante.

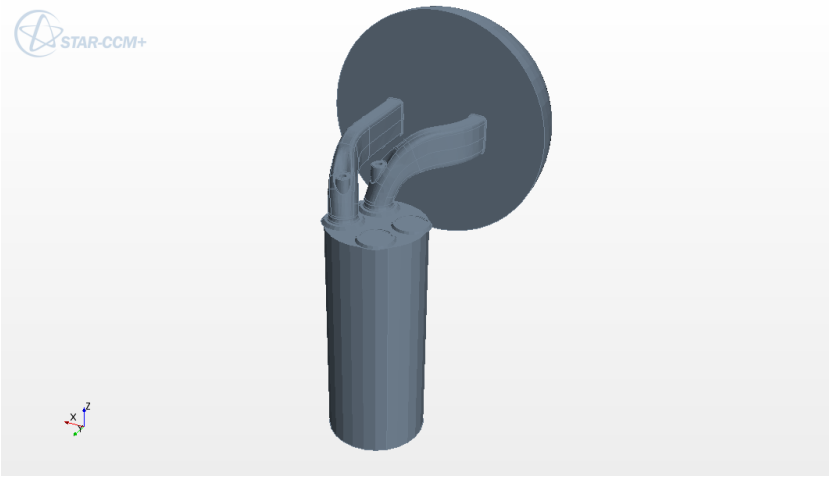


Figura 30 - Modelo CAD resultante

6.2.2 MALHA

A geração de malha foi realizada no próprio STAR-CCM+®, não sendo necessário o uso de software específico para este fim.

Os modelos de geometria da malha utilizados foram:

- *Polyhedral Mesher*.
- *Prism Layer Mesher*.
- *Surface Remesher*.

Os modelos acima são ferramentas do STAR-CCM+® utilizadas para otimizar o desenvolvimento da malha. Parte-se inicialmente da formação de malha superficial, depois executando a malha volumétrica não-estruturada utilizando células de geometria poliédrica. Células poliédricas são utilizadas amplamente por serem confiáveis e robustas, adequadas a diversas geometrias; *Prism layers* são utilizados para a transição entre a região próxima a parede e à sua distância, dada as características de malha nas regiões de parede onde as células são muito finas e alinhadas com a geometria da superfície (CD-ADAPCO, 2012).

As características gerais da malha utilizada podem ser observadas na Tabela 8, definidas após simulações preliminares:

Tabela 8 - Parâmetros gerais de malha utilizados

Parâmetro	**Valor**
Tamanho base	7,0 mm
Número de camadas de prisma	5
Alongamento da camada de prisma	1,1
Espessura da camada de prisma	5,0 mm

A Figura 31 apresenta a malha inicial, composta de aproximadamente 200.000 células.

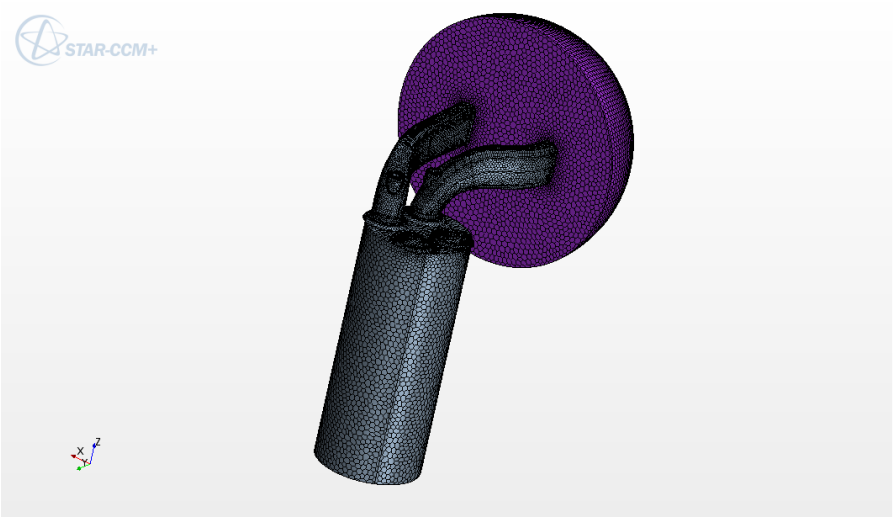


Figura 31 - Malha inicial

Devido à geometria do volume de controle em estudo, são definidas regiões de refino de malha, onde a malha possui características diferentes dos valores gerais. Desta maneira, é possível controlar o tamanho da malha para melhor adequação à geometria e regiões críticas, onde maior precisão de cálculos é desejada. Isto reduz o tempo de desenvolvimento do modelo por permitir diferentes configurações de malha no mesmo sólido, sem a necessidade de separação da geometria em diversos modelos em CAD (CD-ADAPCO, 2012).

Três regiões de refino de malha foram criadas para otimizar o modelo, mantendo os modelos de geometria de malha utilizados na malha geral:

1) Válvulas

Região crítica para o escoamento que sai dos dutos e entra no cilindro, além de possuir as válvulas como obstáculo para o fluxo, portanto deseja-se maior precisão nesta região através de células de menor tamanho e maior quantidade. Inicia-se 55 mm abaixo da face superior do cilindro e estende-se até 40 mm acima da mesma face de referência (Figura 32).

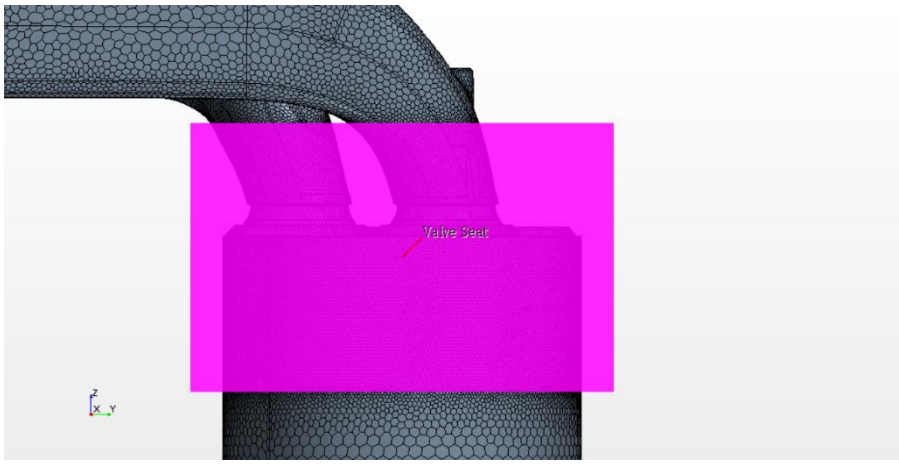


Figura 32 - Volume para refino de malha na região das válvulas

As características específicas da malha para esta região podem ser observadas na Tabela 9, e a malha final nesta região pode ser vista na Figura 33.

Tabela 9 - Parâmetros específicos de malha utilizados na região das válvulas

Parâmetro	Valor
Tamanho base	1,0 mm
Número de camadas de prisma	5
Alongamento da camada de prisma	1,1
Espessura da camada de prisma	4,5 mm

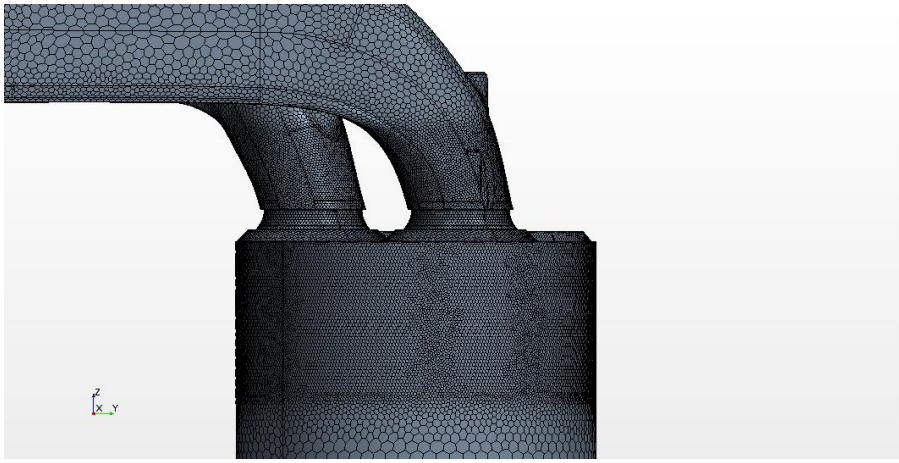


Figura 33 - Malha refinada na região das válvulas

2) 1.75D

A superfície que corta transversalmente o cilindro na altura de 1,75 vezes o diâmetro do cilindro é de grande importância, já que a razão de *swirl* que define o modelo é calculada nesta superfície; portanto deseja-se menores células e maior quantidade destas nesta região para maior precisão. Inicia-se 20 mm abaixo da superfície de 1,75 vezes o diâmetro do cilindro e estende-se até 20 mm acima desta mesma superfície (Figura 34).

Figura 34 - Volume para refino de malha na região 1.75D

As características específicas da malha para esta região podem ser observadas na Tabela 10, e a malha final nesta região pode ser vista na Figura 35.

Tabela 10 - Parâmetros específicos de malha utilizados na região 1.75D

Parâmetro	Valor
Tamanho base	2,5 mm
Número de camadas de prisma	5
Alongamento da camada de prisma	1,1
Espessura da camada de prisma	6,0 mm

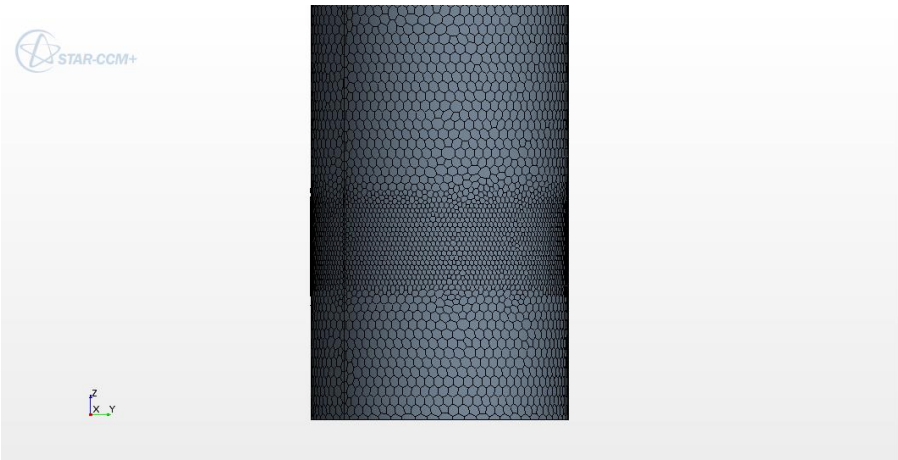


Figura 35 - Malha refinada na região 1.75D

3) Semiesfera

O volume de controle para a semiesfera foi definido com células maiores que os valores gerais, reduzindo possivelmente sua precisão, porém reduzindo também a quantidade de células do modelo e, consequentemente, o tempo computacional necessário. Como o escoamento anterior aos dutos não possui resultados efetivos para o trabalho, considera-se aceitável um possível decréscimo de precisão em razão do ganho de eficiência de processamento. Compreende todo o volume da semiesfera (Figura 36).

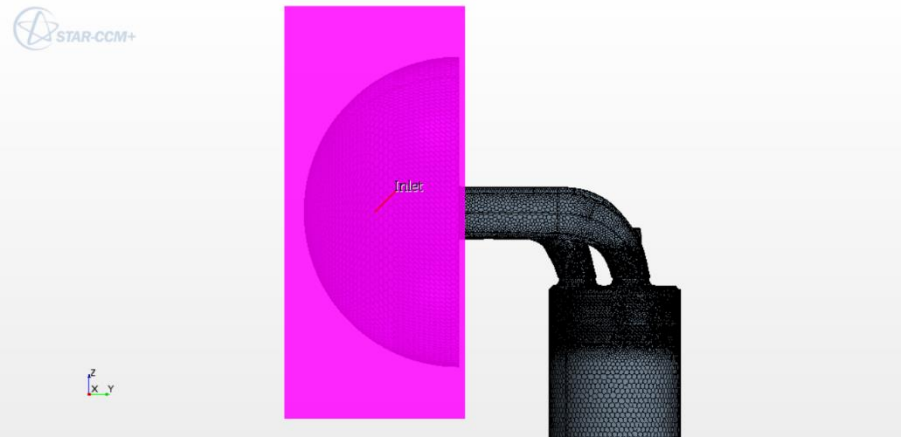


Figura 36 - Volume para malha específica na região da semiesfera

As características específicas da malha para esta região podem ser observadas na Tabela 11, e a malha final nesta região pode ser vista na Figura 37.

Tabela 11 - Parâmetros específicos de malha utilizados na região da semiesfera

Parâmetro	Valor
Tamanho base	7,0 mm
Número de camadas de prisma	5
Alongamento da camada de prisma	1,2
Espessura da camada de prisma	6,0 mm

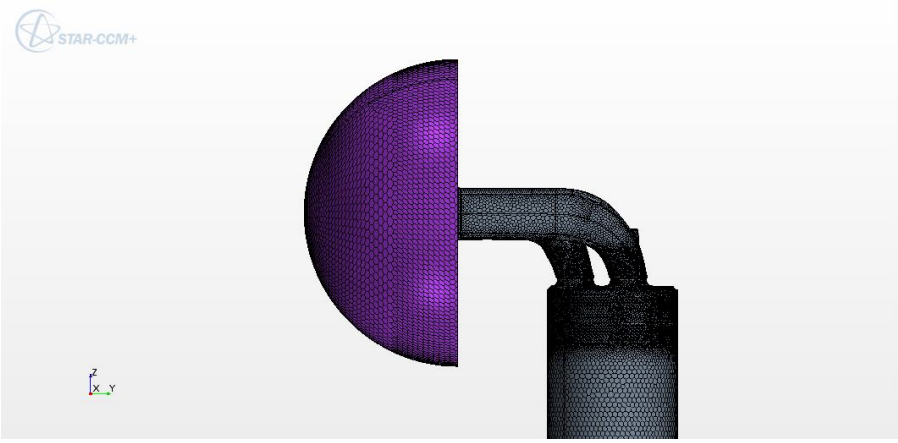


Figura 37 - Malha específica na região da semiesfera

A malha resultante do modelo, combinando todas as regiões de refino de malha, pode ser observada na Figura 38 e é constituída de aproximadamente 1.800.000 células, 9 vezes mais que a malha inicial.

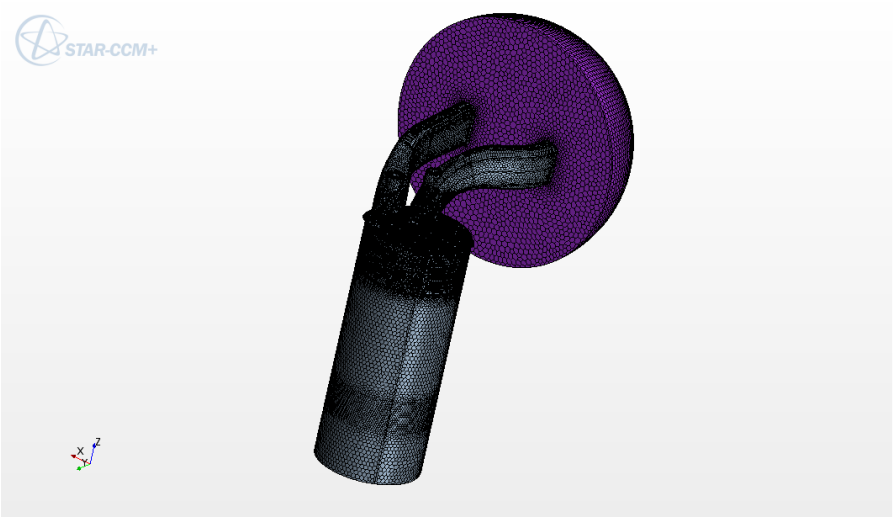


Figura 38 - Malha final

O STAR-CCM+® possui uma ferramenta de diagnóstico de malha, que verifica a geometria das células em busca de células com volume negativo ou sobrepostas. A malha final foi avaliada por esta ferramenta e aprovada.

Para o caso de estudo 16, uma malha mais refinada foi utilizada na região das válvulas, para avaliação da influência do refino de malha nesta região para a precisão dos resultados; as demais regiões não tiveram alteração em seus parâmetros. Neste caso especificamente, o tamanho base utilizado foi reduzido para 0,8 mm, tendo a malha final 3.200.000 células.

A Tabela 12 resume a quantidade de células apresentada pelas malhas: inicial (sem regiões com refino de malha), final (com regiões de refino de malha) e caso 16 (com regiões de refino de malha especificamente para o caso de estudo 16).

Tabela 12 - Quantidade de células das malhas desenvolvidas

	Malha inicial	**Malha final**	**Malha caso 16**
Quantidade de células	200.000	1.800.000	3.200.000

6.2.3 PARÂMETROS

Os parâmetros utilizados para o desenvolvimento do modelo são descritos abaixo.

- Tridimensional.
- Escoamento estacionário.
- Gás Ideal.
- Solução segregada de temperatura.
- Escoamento turbulento.
- Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS).
- Realizable k-epsilon / Reynolds Stress Model.

6.2.3.1 MODELO DE TURBULÊNCIA

Segundo Ansys (2001), o modelo RSM pode demandar cerca de 50% até 300% a mais de recursos de processamento em relação a modelos *k-ε*, além de necessitar de mais iterações devido ao acoplamento entre as tensões de Reynolds e o escoamento médio. Finalmente, não apresenta necessariamente melhores resultados que o modelo *Realizable k-ε*, dependendo das características do escoamento e condições de contorno.

Os casos 1 a 16 são resolvidos utilizando o modelo *Realizable k-ε* para verificação da adequação do modelo ao objeto de estudo e resultados iniciais, que podem direcionar trabalhos futuros. No caso de estudo 17, é utilizado o modelo *Reynolds Stress Model* (RSM) para comparação dos tempos computacionais e variações nos resultados com o caso 0.

6.2.3.2 FUNÇÕES

Além dos parâmetros e funções existentes no STAR-CCM+®, são criadas as funções para cálculo do momento angular e da razão de *swirl*. O momento angular é definido como uma *field function* e determinado pela Equação 25:

$$L = \rho \, V_j \, V_t \, r \tag{25}$$

Onde:

L = momento angular.

ρ = densidade do ar.

V_j = componente da velocidade na direção *j*.

V_t = velocidade tangencial.

r = coordenada radial.

O cálculo da razão de *swirl* (denominado nos resultados apenas como *swirl*) é definido como um *Report* e determinado por:

$$\frac{n_D}{n} = 2 \, s \, L \, \frac{\rho}{\dot{m}^2} \tag{26}$$

Onde:

$\frac{n_D}{n}$ = razão de *swirl*.

s = curso do pistão.

L = momento angular.

ρ = densidade do ar.

$\dot{m}$ = vazão mássica de ar.

6.2.3.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO

As condições de contorno utilizadas no modelo são descritas na Tabela 13 e suas superfícies de aplicação podem ser observadas na Figura 39.

Tabela 13 - Condições de contorno

Local	Condição
Superfície da semiesfera	Pressão de estagnação (entrada)
Superfície inferior do cilindro	Pressão (saída), -250 mmH_2O
Demais superfícies	Parede (adiabática)

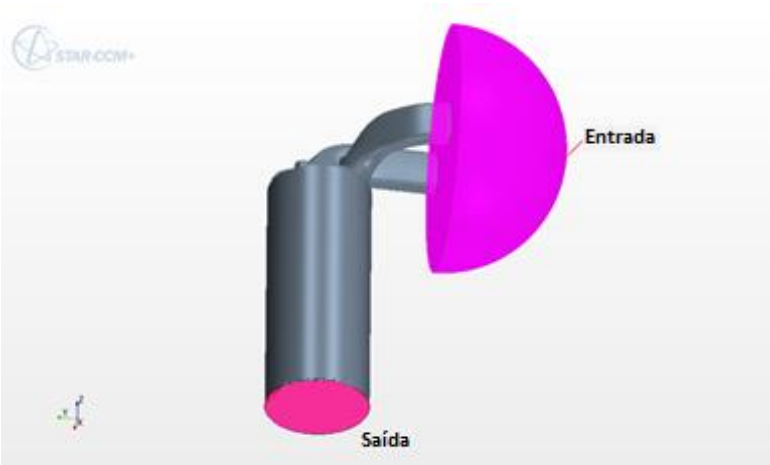


Figura 39 - Superfícies de aplicação das condições de contorno

Para auxiliar a estabilização do sistema durante o início das iterações, é utilizada uma função rampa para a pressão de saída, que varia de 0 mmH_2O a -250 mmH_2O em 500 iterações, ilustrada na Figura 40.

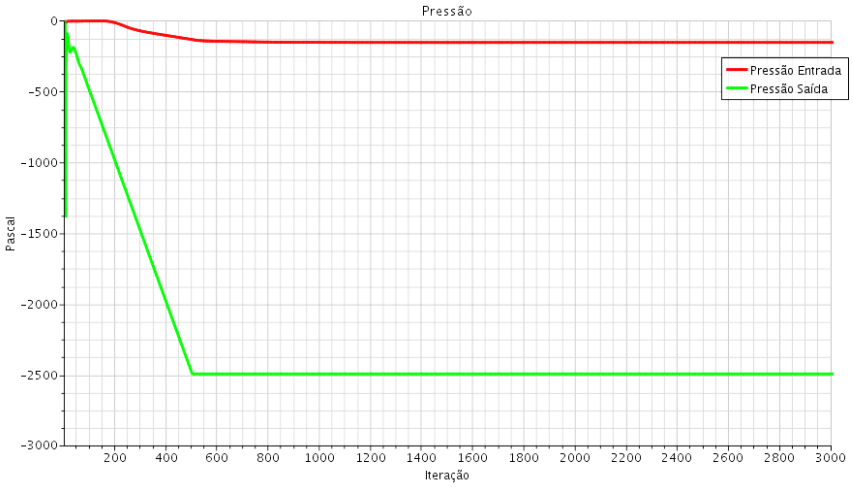


Figura 40 - Função rampa para pressão de saída

6.2.3.4 CONDIÇÕES INICIAIS

As condições iniciais utilizadas podem ser vistas na Tabela 14:

Tabela 14 - Condições iniciais

Parâmetro	Valor
Pressão	0 Pa
Velocidade	[0, 0, -0.001] m/s
Temperatura	300 K

Uma velocidade inicial de -0,001 m/s no eixo *z* é imposta para evitar problemas com cálculos de funções durante as primeiras iterações.

6.2.3.5 CRITÉRIOS DE PARADA

Simulações em CFD são simulações numéricas em que o sistema é iterado consecutivamente de modo a aproximar-se do valor exato da solução. Portanto, o

objetivo dos critérios de parada é definir quando essas distâncias às soluções exatas são pequenas o bastante para que a solução seja considerada resolvida, ou seja, quando houver convergência da solução. Neste trabalho, a convergência do sistema é avaliada através de três critérios:

- Resíduos abaixo de 10^{-3}.
- Estabilidade do valor dos resíduos por 500 iterações com desvio padrão menor que 1%.
- Estabilidade do valor de *swirl* por 1.000 iterações com desvio padrão menor que 1%.

Resíduo é definido como o erro envolvido na solução de uma variável em particular a cada iteração. Em sistemas numéricos resolvidos iterativamente, o resíduo de uma variável nunca será nulo; porém, quanto menor seu valor, mais próximo do resultado exato o sistema está. Valores entre 10^{-3} e 10^{-6} são comumente utilizados, e valores entre 10^{-2} e 10^{-3} podem ser aceitáveis (STAR-CCM+, 2016).

Nas situações onde a convergência não pode ser verificada devido a oscilações dos valores, uma possibilidade é a redução dos fatores de relaxação, cujo valor padrão é 1; porém, a solução do sistema requer mais tempo computacional (STAR-CCM+, 2016).

Além dos resíduos, outro critério que deve ser atendido para atestar a convergência do sistema é a estabilidade na solução das variáveis em estudo. Este critério é importante para garantir que a simulação não seja interrompida antes de atingir sua assíntota, ou seja, atingir estabilidade do resultado dentro de uma variação estabelecida.

Para os casos de estudo, foi definida a quantidade mínima de 5.000 iterações para cada caso. Caso não seja atingida convergência, são executadas etapas de 1.000 iterações e avaliação de tendência de convergência do sistema.

7 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados encontrados nas simulações de acordo com os grupos em que os casos de estudo foram divididos: caso padrão, casos individuais, casos combinados, casos específicos, variação de diâmetro, refino de malha e modelo de turbulência. Todos os casos são comparados com o caso padrão como referência; os casos específicos são comparados também com os resultados encontrados em cabeçotes físicos construídos e estudados em bancada de testes em SOUZA (2016), outro projeto desenvolvido no mesmo grupo de trabalho.

Na Figura 41 e Figura 42, são apresentados os resíduos e a distribuição de y^+ para o caso 0. A distância de parede adimensional y^+ representa a camada entre a parede e a malha do escoamento onde a malha é definida para reduzir os efeitos de proximidade de parede no restante do escoamento, de modo a otimizar a solução nesta região. Neste trabalho, são considerados satisfatórios valores na faixa $30<y^+<100$. Para os demais casos em que o comportamento é similar, estes resultados são omitidos; nos casos em que houver diferenças significativas em relação a estes resultados aqui apresentados, seus resultados são apresentados em suas respectivas seções.

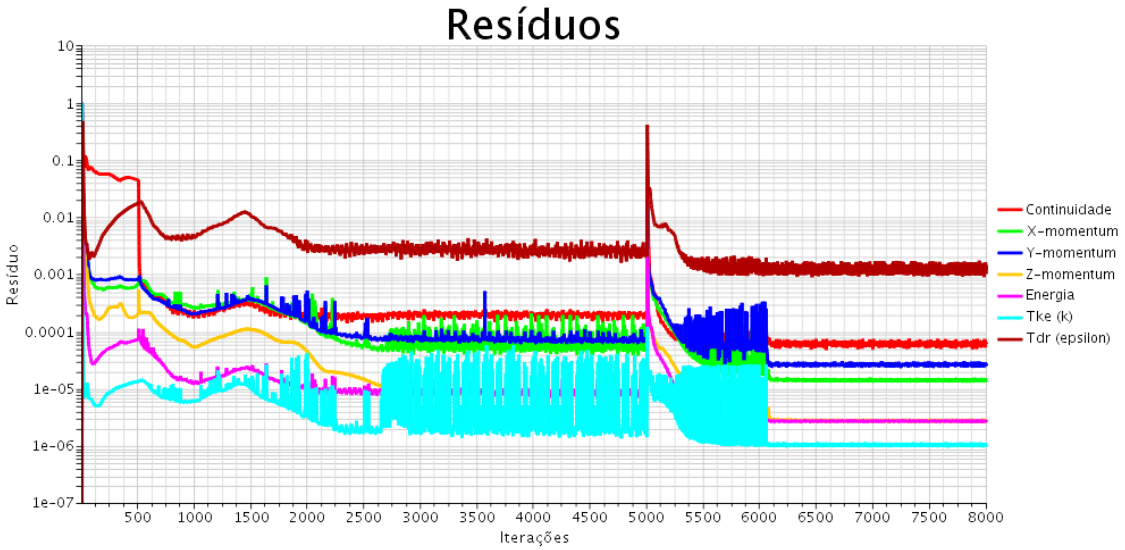


Figura 41 - Resíduos

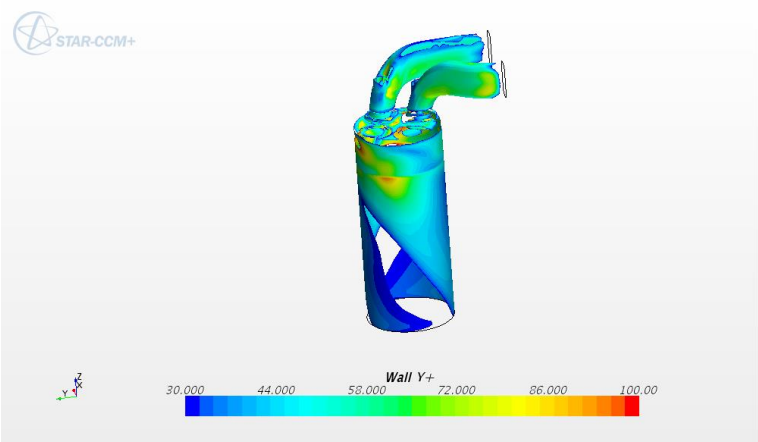


Figura 42 - Distribuição de y^+

Para exibição dos resultados, três planos são definidos na geometria em estudo. Dois destes planos são seções transversais do cilindro em alturas 0.50D e 1.75D a partir da face superior do cilindro; o terceiro plano é uma seção longitudinal do cilindro posicionada no centro das válvulas de admissão. A Figura 43 demonstra a posição dos planos transversais ao cilindro, e a Figura 44 apresenta a posição do plano através do centro das válvulas.

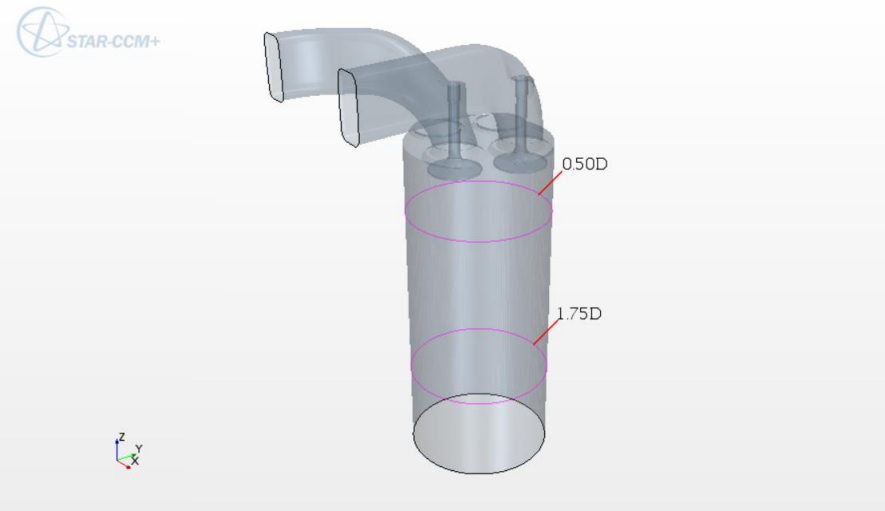


Figura 43 - Posições dos planos 0.50D e 1.75D

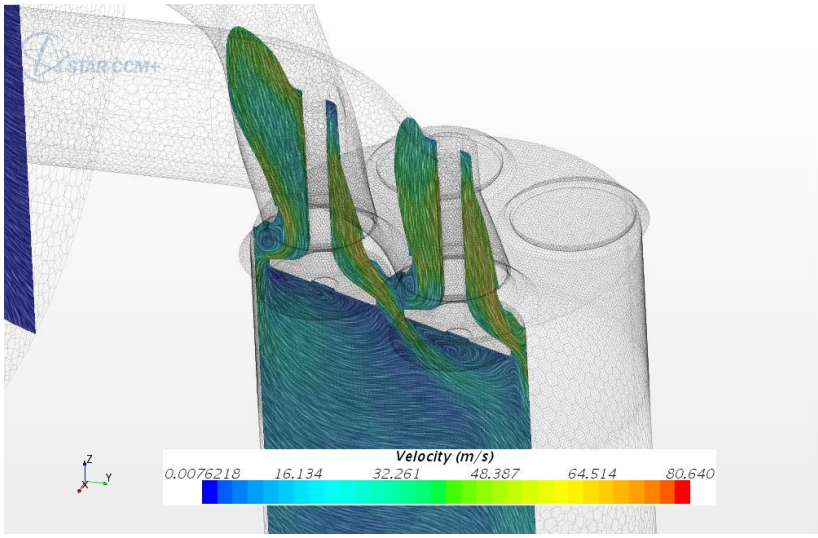


Figura 44 - Posição do plano alinhado ao centro das válvulas

Os seguintes resultados são apresentados a seguir para cada caso:

- Densidade de *swirl* no plano 0.50D.
- Densidade de *swirl* no plano 1.75D.
- Distribuição de velocidades vetorial no plano pelo centro das válvulas.
- Distribuição de velocidades escalar no plano pelo centro das válvulas, com foco na região de sede de válvulas.
- Densidade de momento angular no plano 0.50D (para os casos 0 e 15).
- Densidade de momento angular no plano 1.75D (para os casos 0 e 15).

7.1 CASO PADRÃO

O caso padrão é simulado de acordo com as dimensões teóricas de desenho do cabeçote, ou seja, sem variação de posição dos dutos; portanto, é utilizado como referência para os demais casos de estudo. O termo “dimensões teóricas” é utilizado pois o posicionamento exato dos dutos é possível em simulação computacional, porém de difícil obtenção em um protótipo físico. A Tabela 15 apresenta as características do caso 0, enquanto a Figura 45 apresenta o valor de *swirl* obtido pela simulação.

Tabela 15 - Swirl, caso padrão

Caso	Swirl	Duto reto (A)		Duto curvo (B)		Cilindro	Modelo
		x (mm)	y (mm)	x (mm)	y (mm)	D (mm)	turbulência
0	2,1842	0	0	0	0	127	*Realizable k-ε*

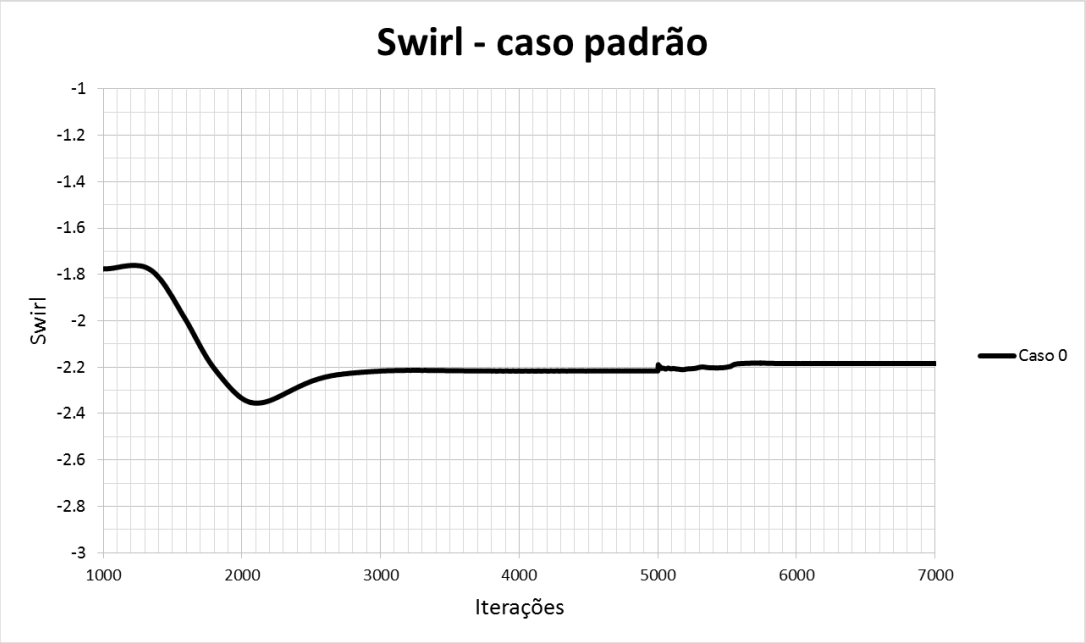


Figura 45 - Swirl em função do número de iterações, caso padrão

Observa-se na Figura 45 um ressalto no gráfico do *swirl* na faixa de 5.000 iterações, o mesmo ocorrendo nos casos 1 a 12. Isso se deve ao fato de que, após 5.000 iterações, foram realizados ajustes no modelo para correção da altura dos planos 0.50D e 1.75D. Como os resultados anteriores foram utilizados como parâmetros de entrada para as seguintes iterações, a estabilidade dos sistemas foi restabelecida rapidamente.

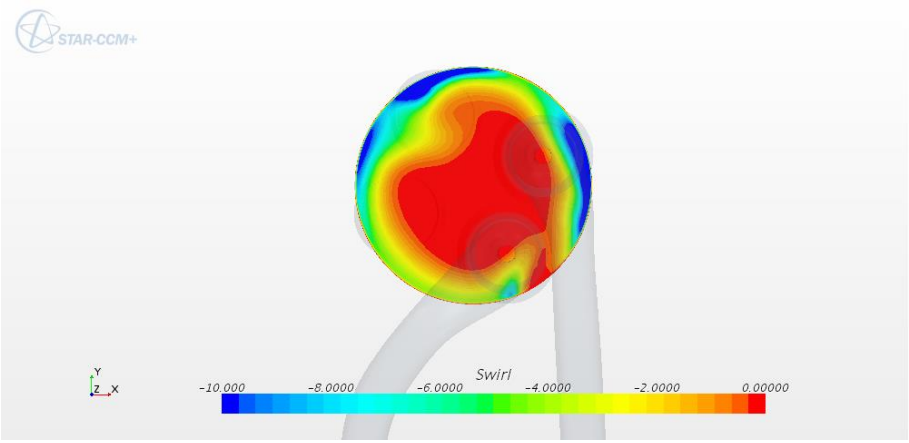


Figura 46 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 0

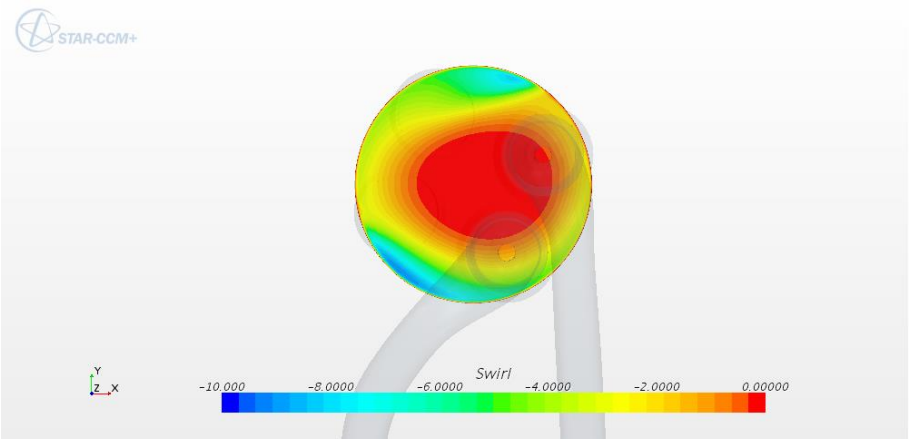


Figura 47 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 0

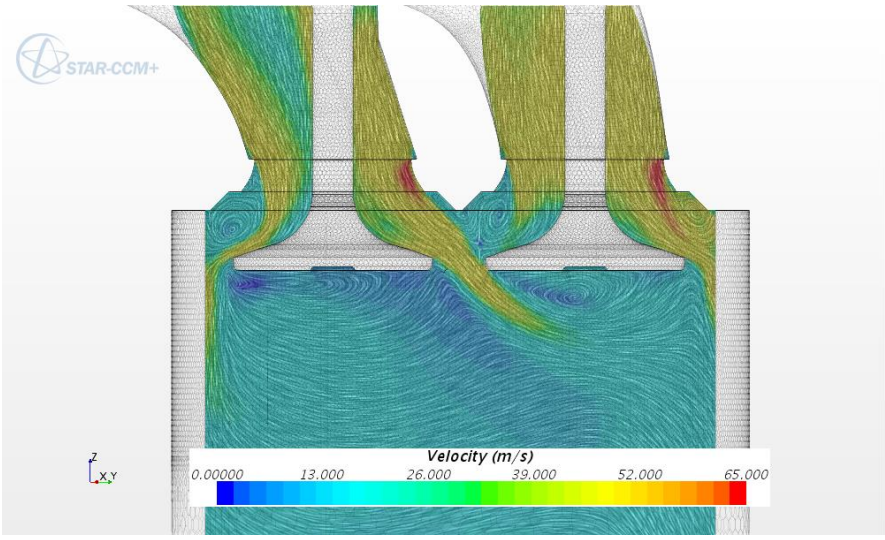


Figura 48 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 0

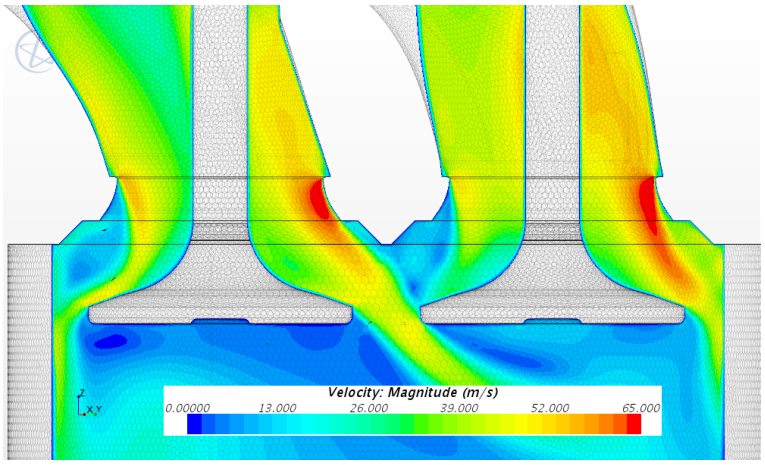


Figura 49 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 0

Pela Figura 46 e Figura 47, pode se observar que o escoamento na periferia do cilindro contribui majoritariamente para o *swirl* em cada seção. Isso se deve ao fato do momento angular ser maior nesta região, devido ao comportamento de entrada do escoamento no cilindro e distância do eixo de rotação (como discutido na seção 4). As regiões de maiores velocidades na Figura 46 encontram-se na direção de saída dos jatos advindos dos dutos. É possível observar também que, no plano próximo às válvulas (0.50D), essa contribuição é presente predominantemente na região na parede; já em plano mais afastado das válvulas (1.75D), o escoamento encontra-se mais distribuído em direção ao centro do cilindro.

Na Figura 48, observa-se regiões de recirculação abaixo das válvulas e nas regiões entre as faces superiores das válvulas e a face inferior do cabeçote. Já na Figura 49, é visível o jato oriundo do duto curvo, além da influência dos obstáculos causados pelas sedes de válvulas no escoamento; neste plano especificamente, a maior influência é observada no escoamento do duto reto.

7.2 CASOS INDIVIDUAIS

Os casos individuais possuem diâmetro do cilindro de 127 mm e foram simulados utilizando modelo de turbulência *Realizable k-ε*. Cada caso representa o deslocamento de um duto individualmente de 1 mm, de acordo com a Tabela 16.

Tabela 16 - Swirl, casos individuais

Caso	Swirl	Variação caso 0	Duto reto (A)		Duto curvo (B)	
			x (mm)	y (mm)	x (mm)	y (mm)
0	2,1842	-	0	0	0	0
1	2,1881	0,2%	1	0	0	0
2	2,0069	-8,1%	0	1	0	0
3	2,2402	2,6%	-1	0	0	0
4	2,3547	7,8%	0	-1	0	0
5	1,9535	-10,6%	0	0	1	0
6	1,5900	-27,2%	0	0	0	1
7	2,4537	12,3%	0	0	-1	0
8	2,3594	8,0%	0	0	0	-1

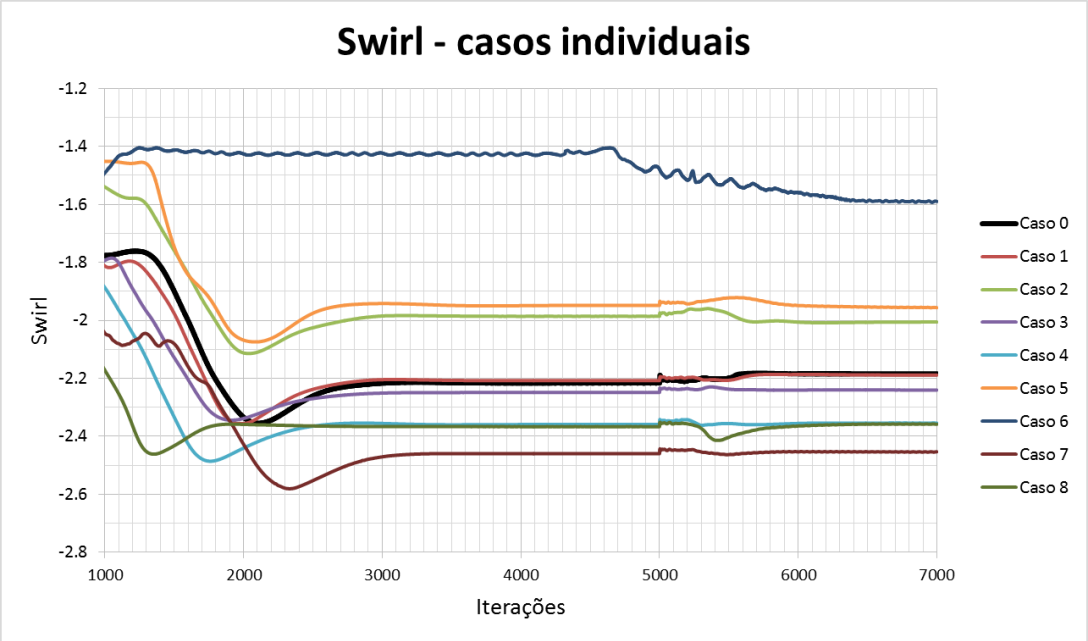


Figura 50 - Swirl em função do número de iterações, casos individuais

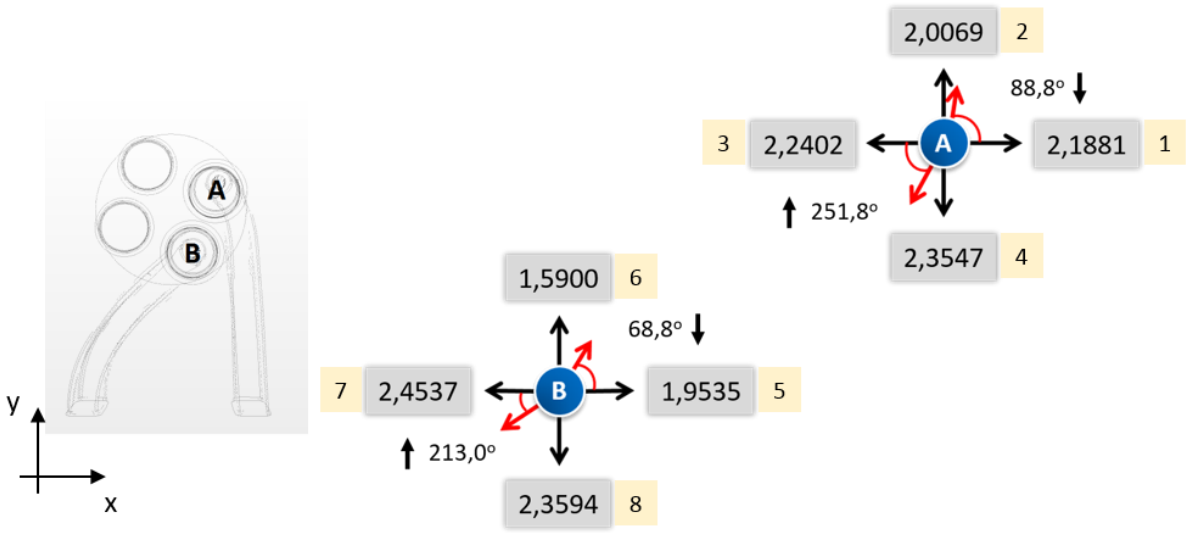


Figura 51 - Distribuição do swirl de acordo com os dutos, casos individuais

Na Figura 51 são apresentadas as contribuições de cada direção para o *swirl* do cabeçote.

Para o duto reto (A), deslocamento no sentido positivo de *y* (caso 2) representou diminuição na razão de *swirl*, enquanto deslocamento no sentido positivo de *x* (caso 1) praticamente não alterou o resultado. Deslocamentos nos sentidos negativos em *x* e *y* (casos 3 e 4) representaram aumento no *swirl*.

Para o duto curvo (B), deslocamentos nos sentidos positivos de *x* e *y* (casos 5 e 6) representaram diminuição na razão de *swirl*, enquanto deslocamentos nos sentidos negativos dos eixos (casos 7 e 8) representaram aumento. É possível perceber que a influência dos deslocamentos no duto curvo (B) é mais representativa que dos deslocamentos no duto reto (A), por exceção do sentido negativo de *y*, em que ambos os dutos (casos 4 e 8) apresentaram praticamente o mesmo resultado.

As setas vermelhas na Figura 51 indicam as direções de máximo e mínimo *swirl* para cada duto, supondo os efeitos combinados dos dutos aproximados de maneira linear.

Caso 1

Comparando os resultados do caso 1 com os resultados do caso 0, percebe-se similaridade entre os perfis de escoamento dos dois casos (Figura 52 a Figura 55). O deslocamento imposto no caso 1 pouco afeta o escoamento e o *swirl*.

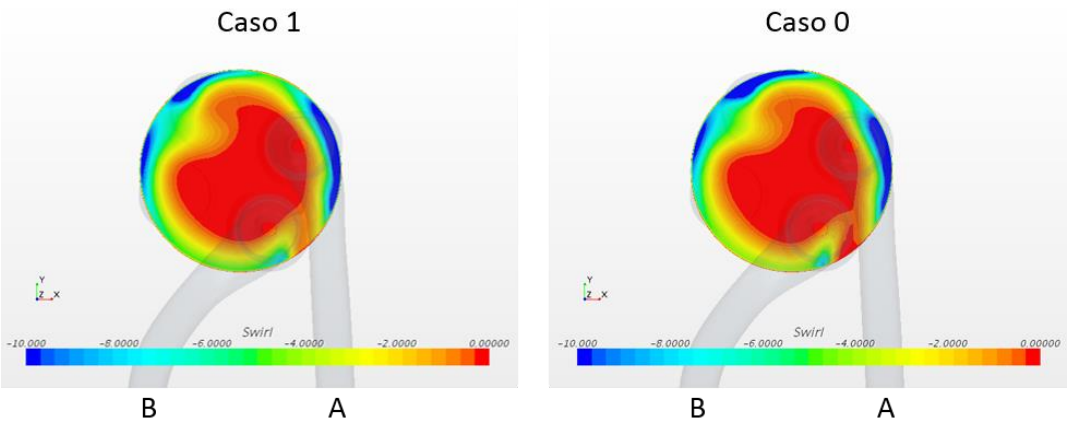


Figura 52 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 1

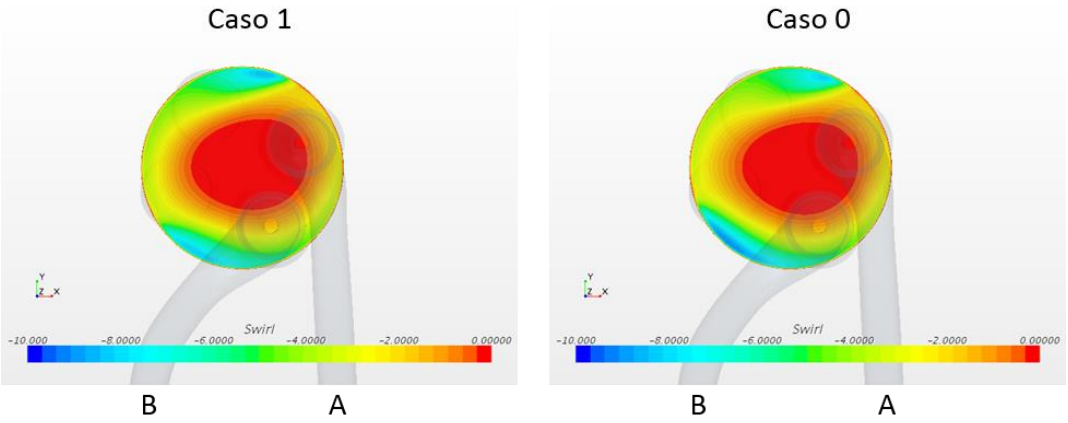


Figura 53 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 1

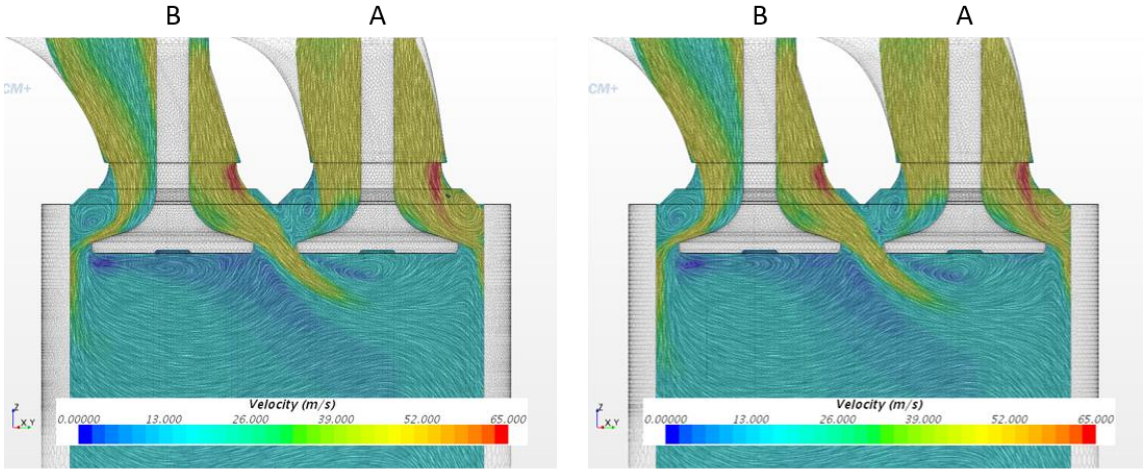


Figura 54 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 1

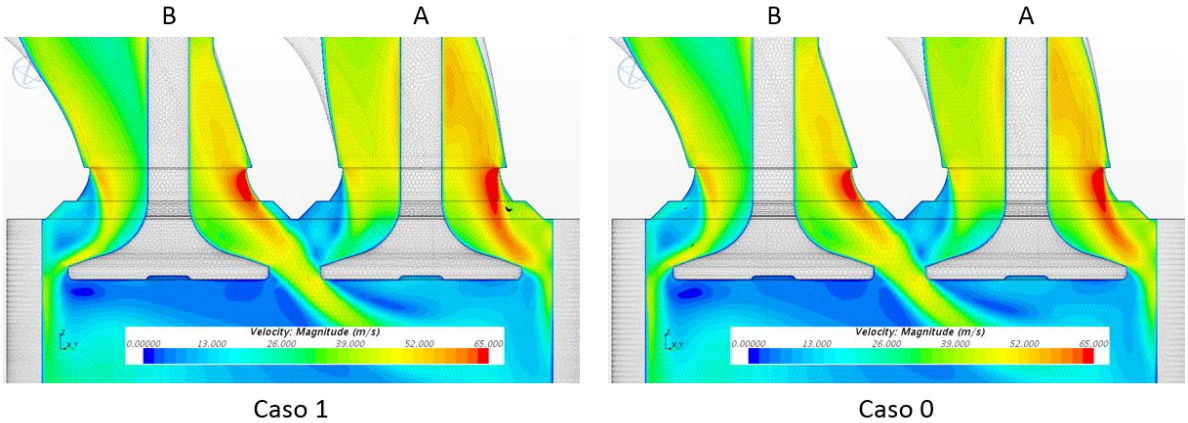


Figura 55 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 1

<u>Caso 2</u>

Na Figura 56, é possível notar uma diminuição do *swirl* na região à esquerda da figura, referente ao jato do duto reto (A); a região à direita, referente ao duto curvo (B), também apresentou uma leve diminuição. Na Figura 57, percebe-se diminuição do *swirl* na região inferior esquerda.

Na Figura 58 e na Figura 59, pode se notar um vórtice mais proeminente abaixo da válvula do duto reto (A), além de maiores velocidades no lado direito deste duto em sua representação no plano. Esta perturbação no escoamento, causado pelo

maior degrau apresentado pela sede de válvula devido ao deslocamento do duto, denotou uma redução no *swirl*.

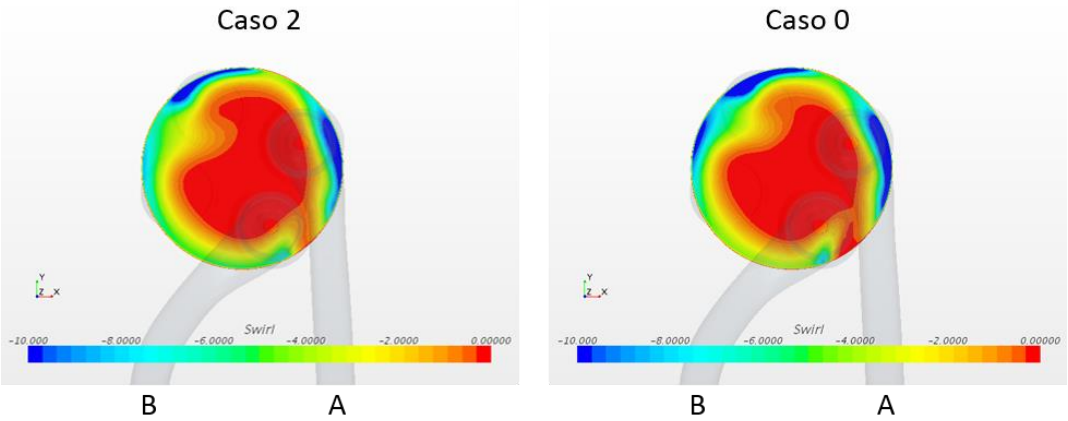


Figura 56 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 2

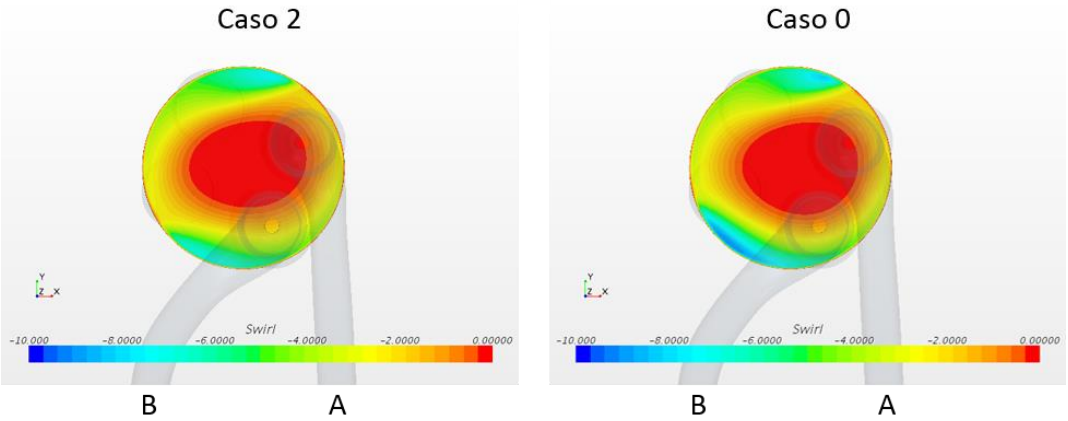


Figura 57 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 2

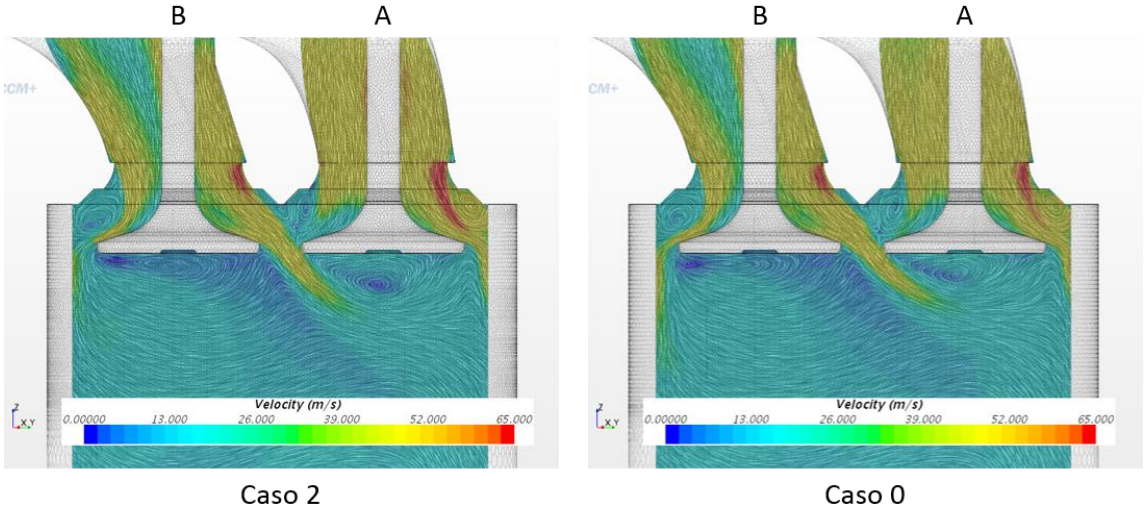


Figura 58 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 2

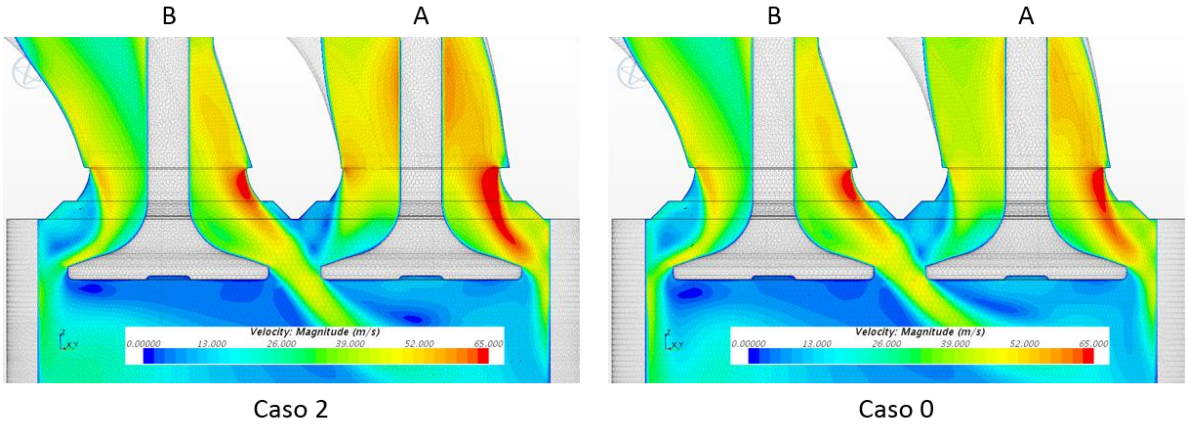


Figura 59 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 2

<u>Caso 3</u>

À primeira vista, pode se interpretar pela Figura 60 que há redução da contribuição do *swirl*; no entanto, observando-se a Figura 61 é possível perceber que há um aumento da contribuição do *swirl* na região inferior esquerda. Este fato pode ser explicado pois, apesar da área de alto *swirl* ser menor, os valores de *swirl* nesta região são maiores, ou seja, há uma maior “densidade de *swirl*” nessa região.

Na Figura 62 e Figura 63, observa-se que a região de alta velocidade à direita da representação do duto reto (A) escoa mais rente à parede da sede de válvula e é

menos alongada que no caso 0, comportamento este devido ao deslocamento do duto que reduziu o degrau devido à sede de válvula neste lado. Como o degrau devido à sede aumentou no sentido preferencial do escoamento, era de se esperar que o *swirl* diminuísse, no entanto, o valor aumentou, mesmo que apenas 2,6% em relação ao caso 0.

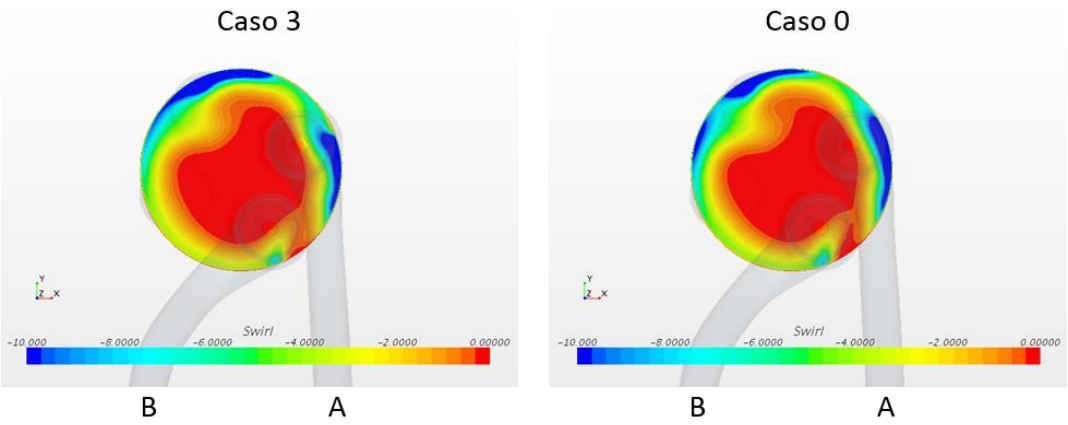


Figura 60 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 3

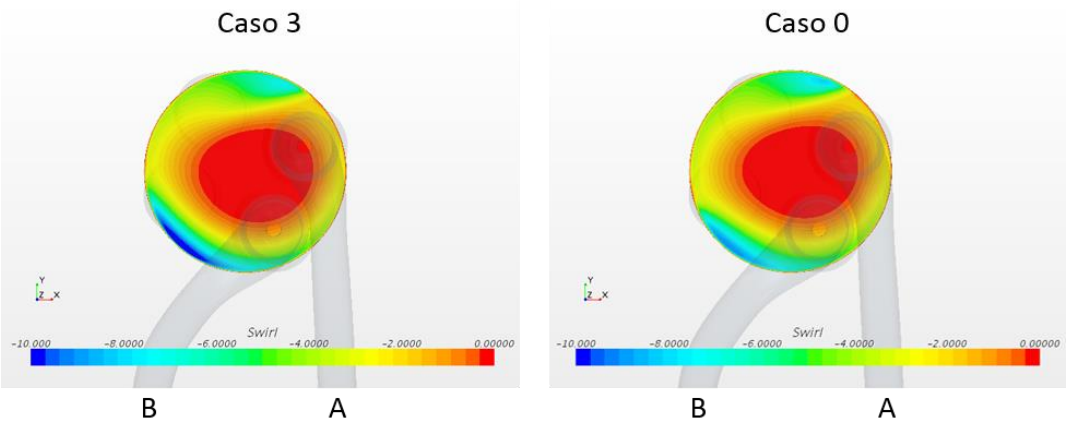


Figura 61 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 3

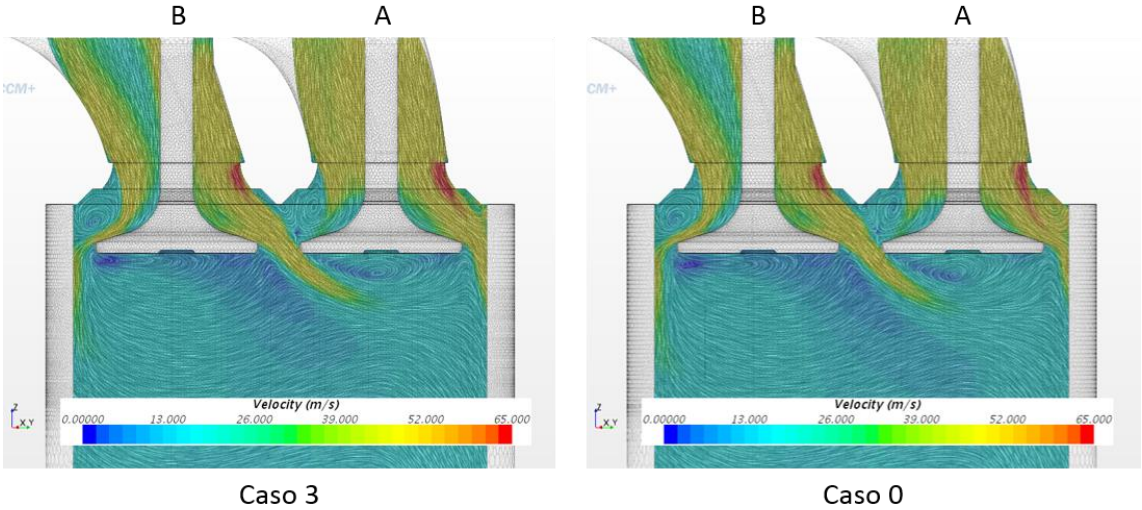


Figura 62 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 3

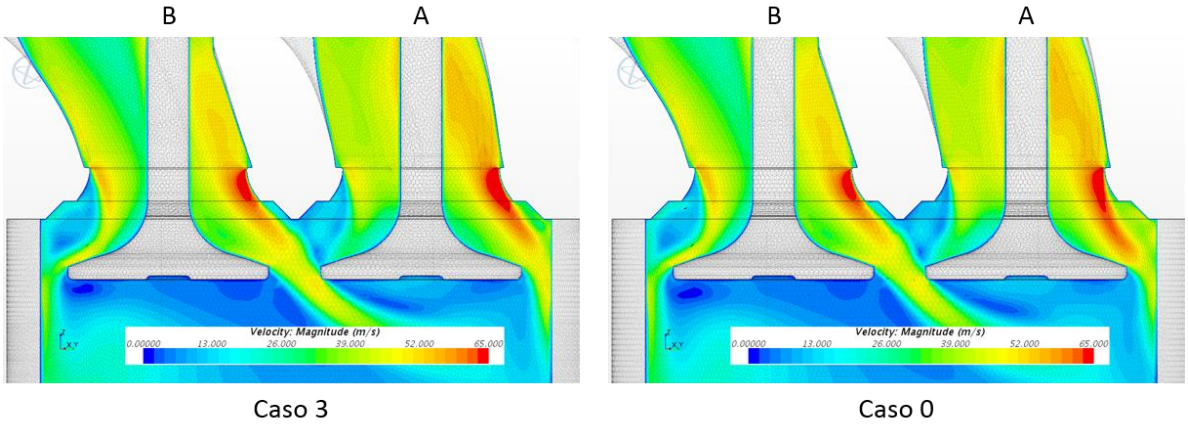


Figura 63 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 3

<u>Caso 4</u>

É perceptível o aumento das regiões de alto *swirl*, na região superior esquerda da Figura 64 e inferior esquerda da Figura 65; na primeira, a região à direita também apresentou leve aumento.

Assim como no caso 3, pela Figura 66 e Figura 67 é possível observar que o escoamento à direita do duto reto (A) possui menor região de pico de velocidades e o mesmo flui mais rente à superfície da sede; o comportamento é influenciado pela

redução do degrau que a sede representa ao escoamento devido ao deslocamento do duto e denota aumento do *swirl*.

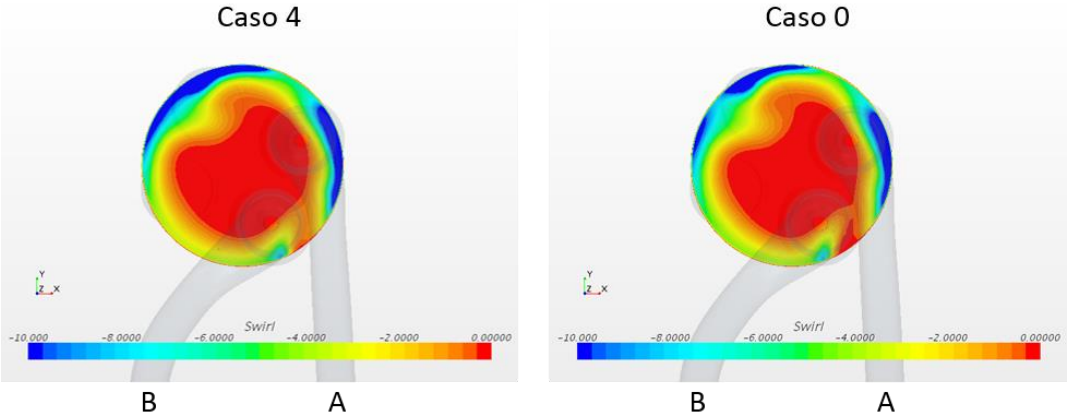


Figura 64 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 4

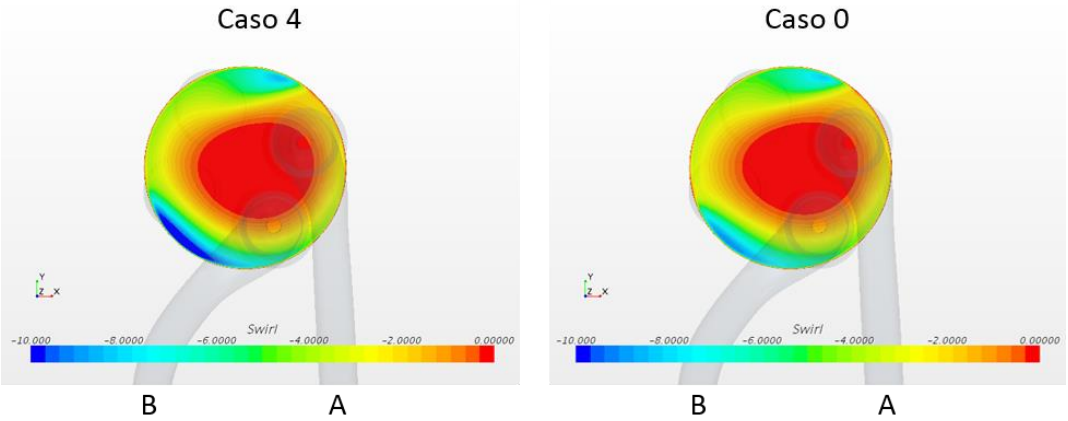


Figura 65 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 4

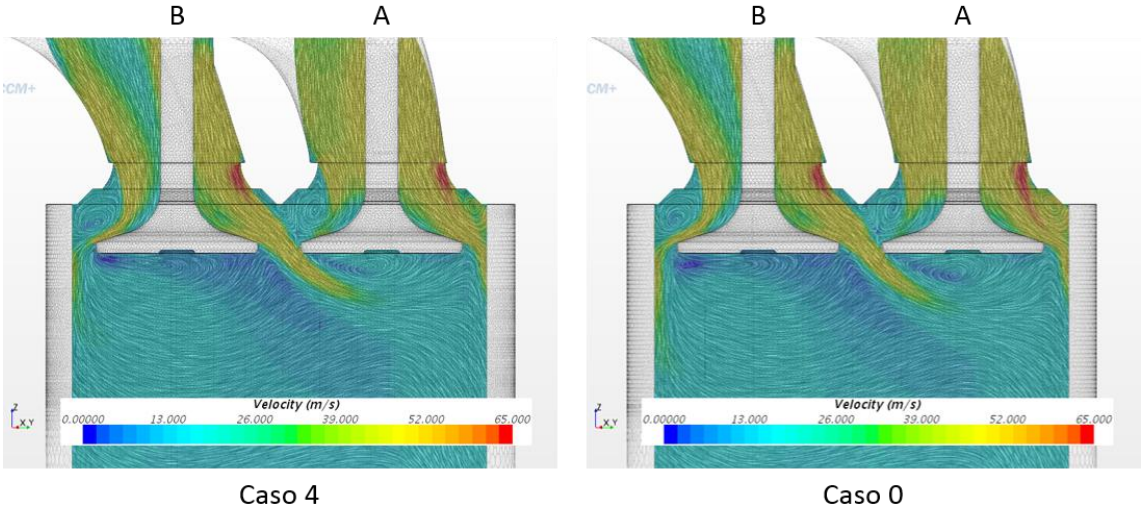


Figura 66 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 4

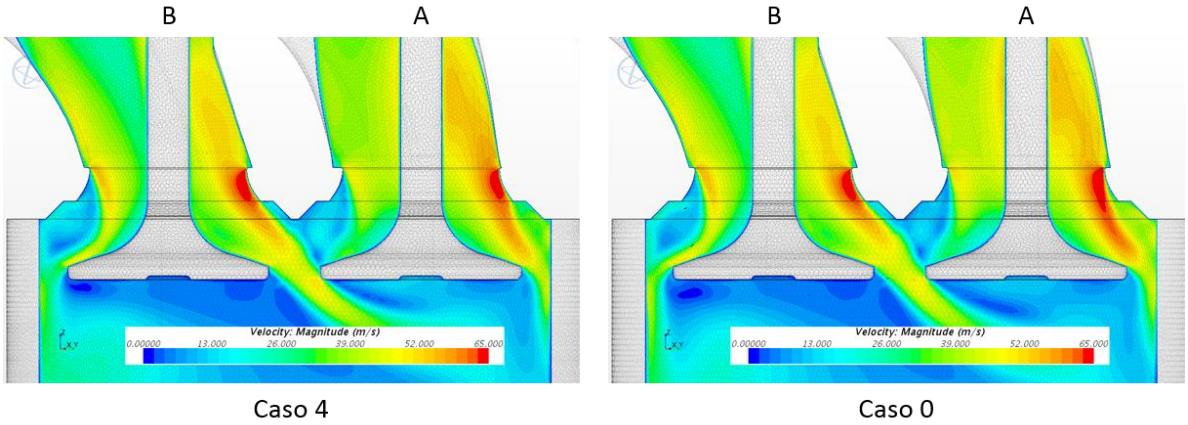


Figura 67 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 4

<u>Caso 5</u>

Pode se observar a redução da região de contribuição de *swirl* na região à direita da Figura 68 e nas regiões inferior esquerda e superior da Figura 69. Na Figura 70 e Figura 71, percebe-se que o jato advindo do duto curvo (B) apresenta um deslocamento no sentido inferior do cilindro. Este conjunto de comportamentos representou uma redução no *swirl*.

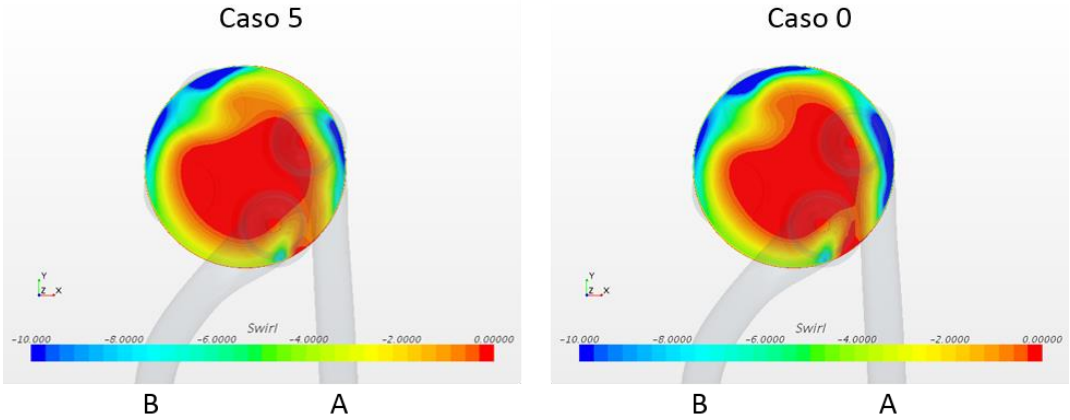


Figura 68 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 5

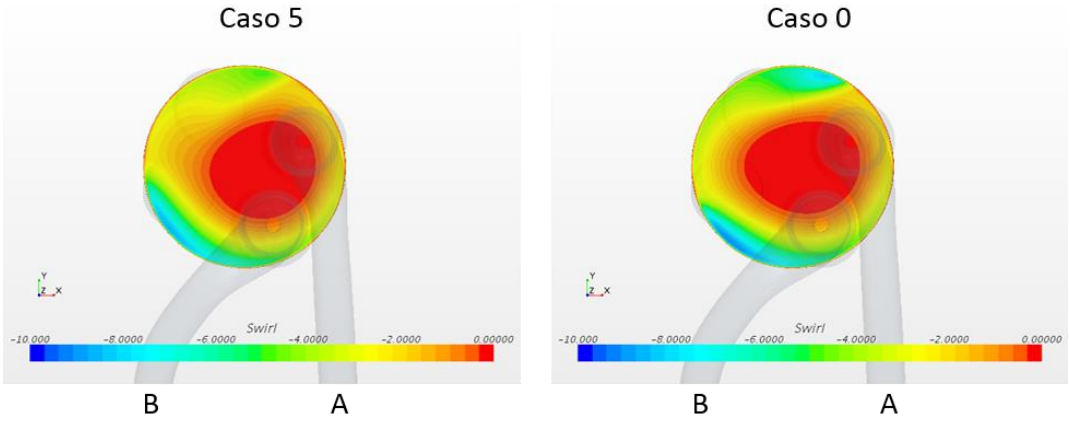


Figura 69 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 5

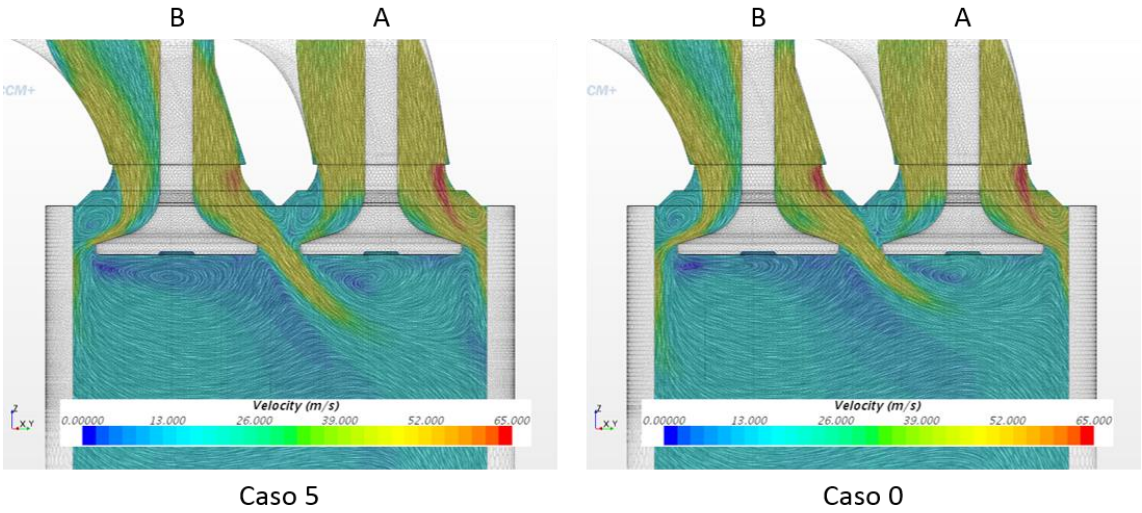
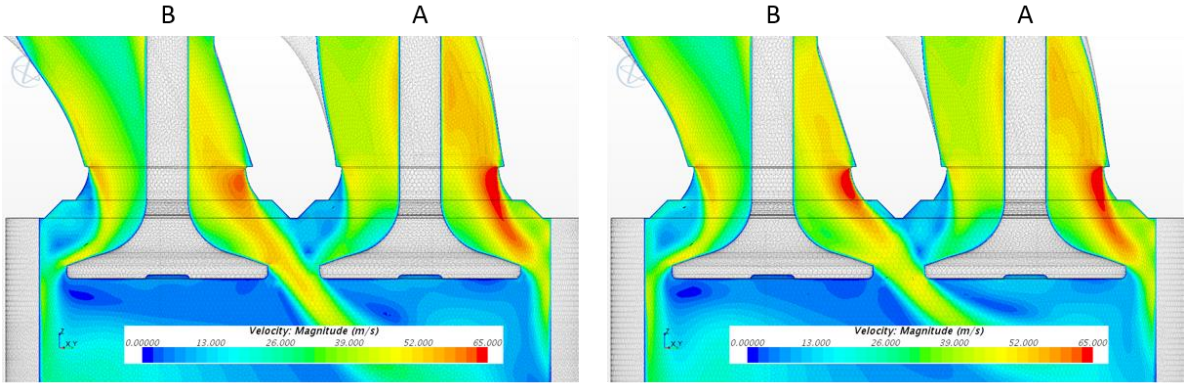


Figura 70 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 5



Caso 5 Caso 0

Figura 71 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 5

<u>Caso 6</u>

Nota-se que o deslocamento do duto curvo (B) influenciou da contribuição do *swirl* tanto na região referente ao próprio duto curvo, à direita, quanto na região do duto reto (A), à esquerda da Figura 72. Na Figura 73, a contribuição do *swirl* pela distribuição do plano apresenta redução. Na Figura 74, assim como no caso 5, há deslocamento do jato no sentido inferior do cilindro; e na Figura 75 observa-se que o deslocamento do duto causou uma região de alta velocidade à esquerda do duto curvo (B). O caso 6 apresentou o menor valor de razão de *swirl* dentre os casos individuais.

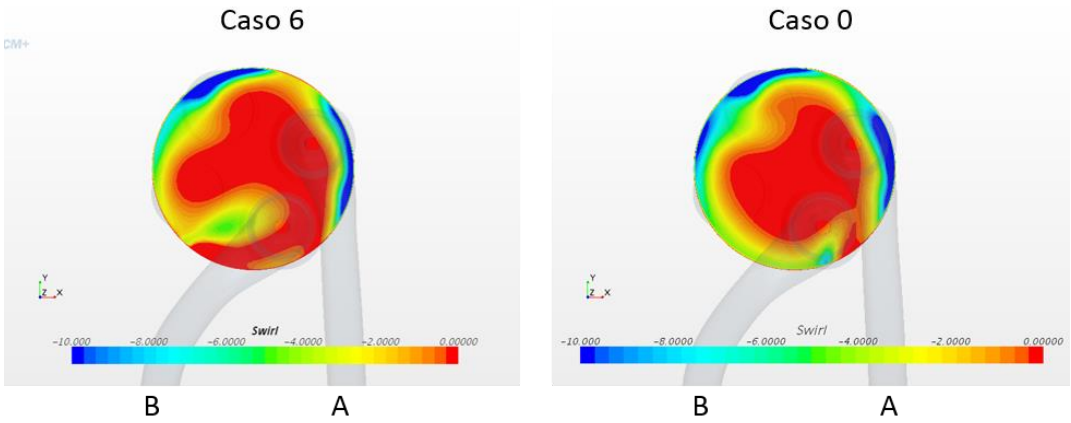


Figura 72 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 6

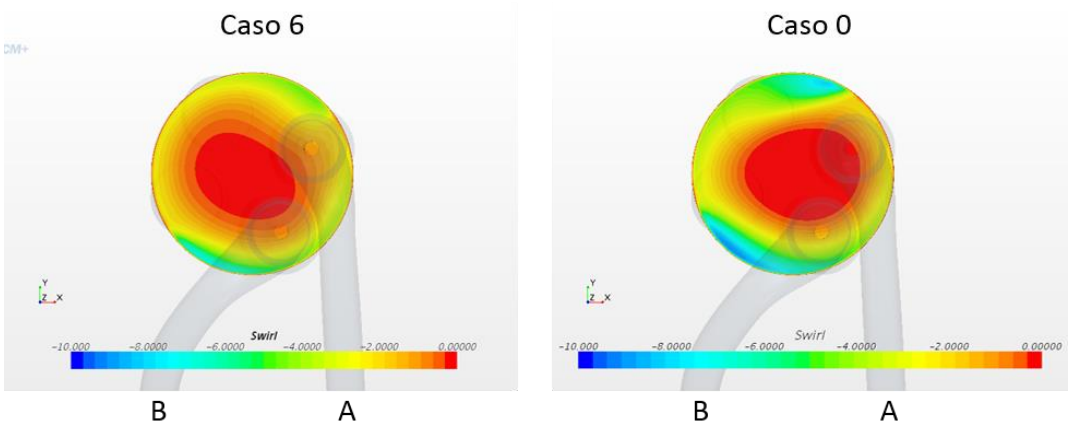


Figura 73 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 6

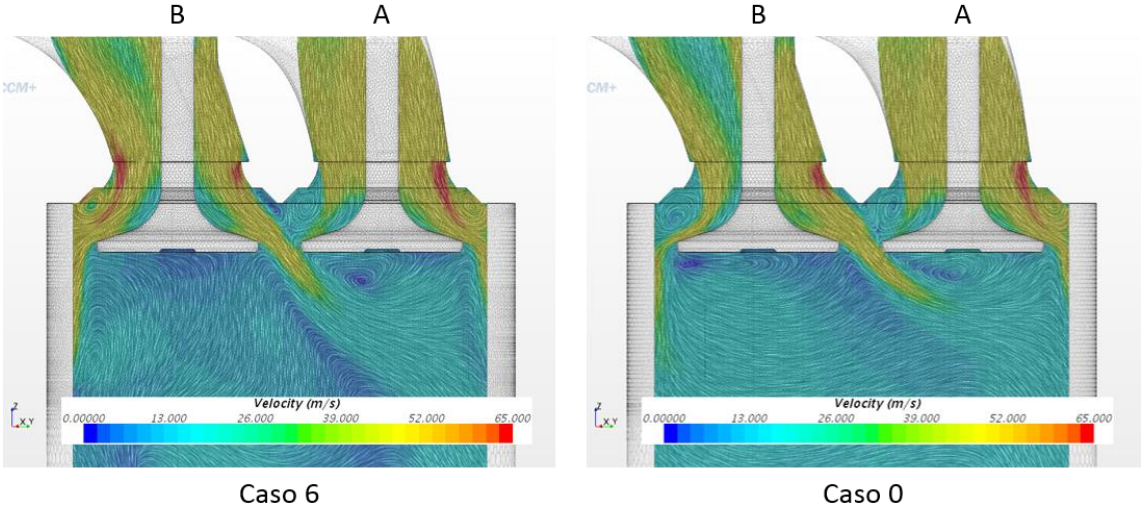


Figura 74 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 6

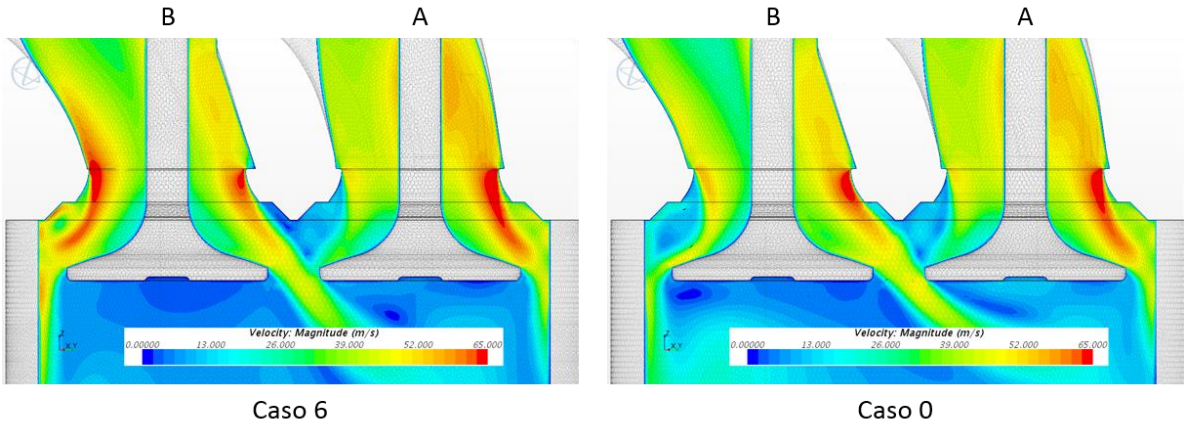


Figura 75 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 6

Caso 7

Na Figura 76, o aumento da contribuição do *swirl* praticamente une as regiões referentes a ambos os dutos. Na Figura 77, notadamente percebe-se duas regiões de picos de *swirl*, nas regiões inferior esquerda e superior. Na Figura 78 e Figura 79, é possível notar um leve aumento do perfil de velocidades na parede do cilindro à esquerda da figura. O caso 7 apresentou o maior valor de razão de *swirl* dentre os casos individuais.

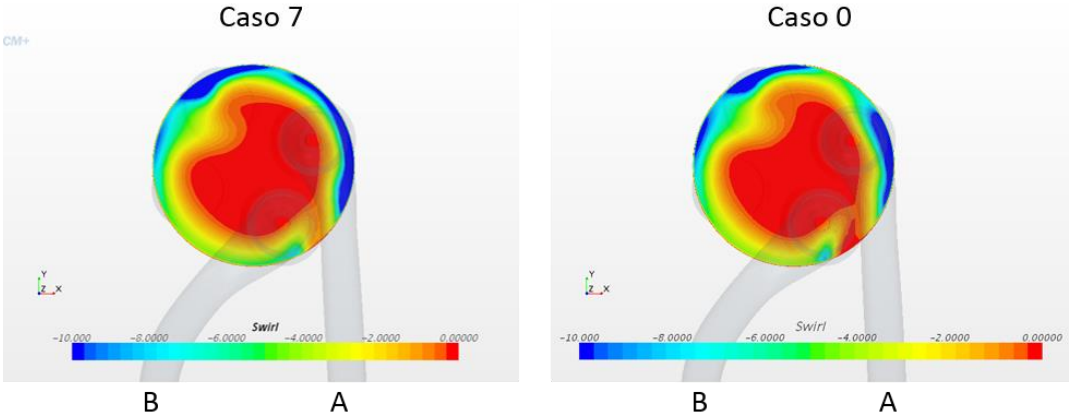


Figura 76 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 7

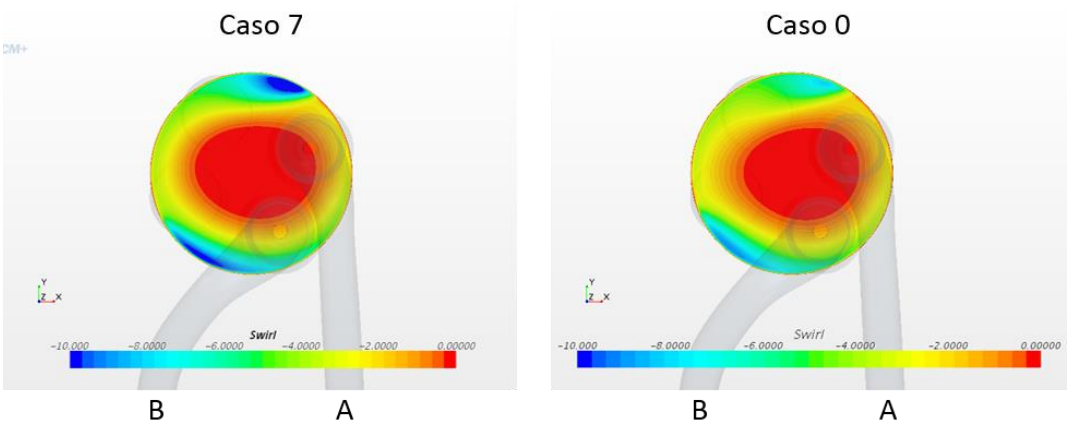


Figura 77 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 7

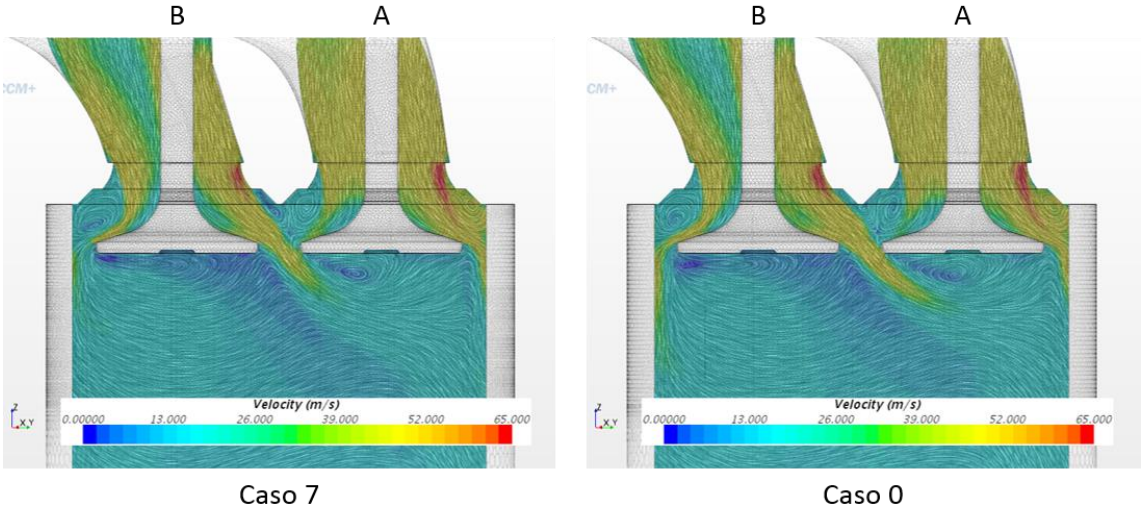


Figura 78 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 7

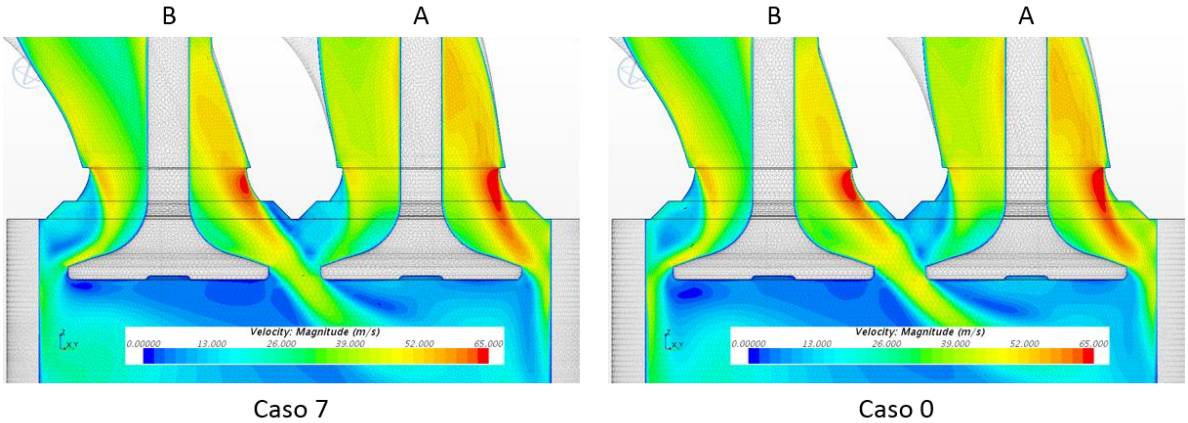


Figura 79 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 7

<u>Caso 8</u>

A Figura 80 apresenta resultados similares ao caso 7, no entanto, com uma menor contribuição do *swirl* na região à direita da figura. Na Figura 81, um leve aumento do *swirl* na região inferior da figura é encontrado. Na Figura 82 e na Figura 83, pode ser observado que há redução de velocidade à esquerda do cilindro. O caso 8 apresenta aumento do *swirl* em relação ao caso 0.

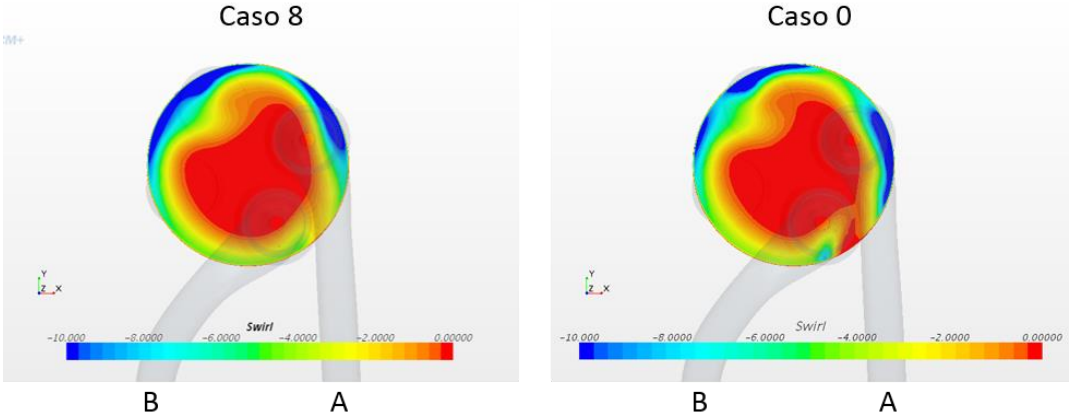


Figura 80 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 8

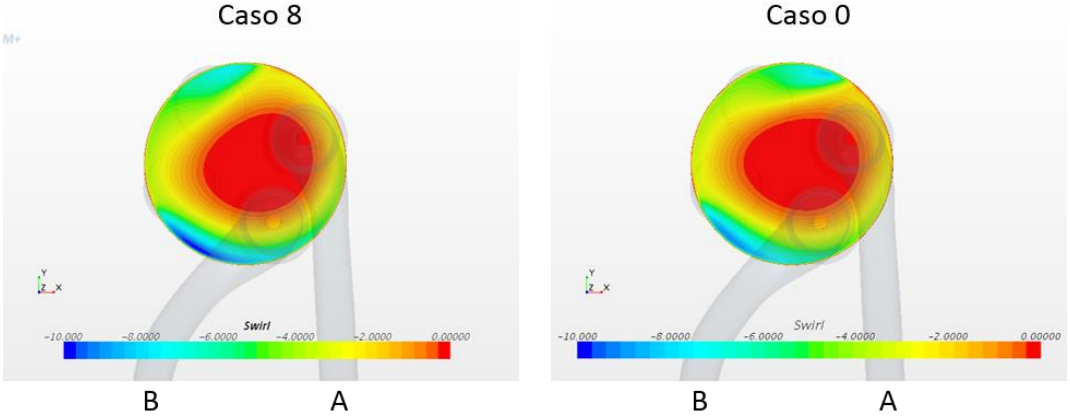


Figura 81 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 8

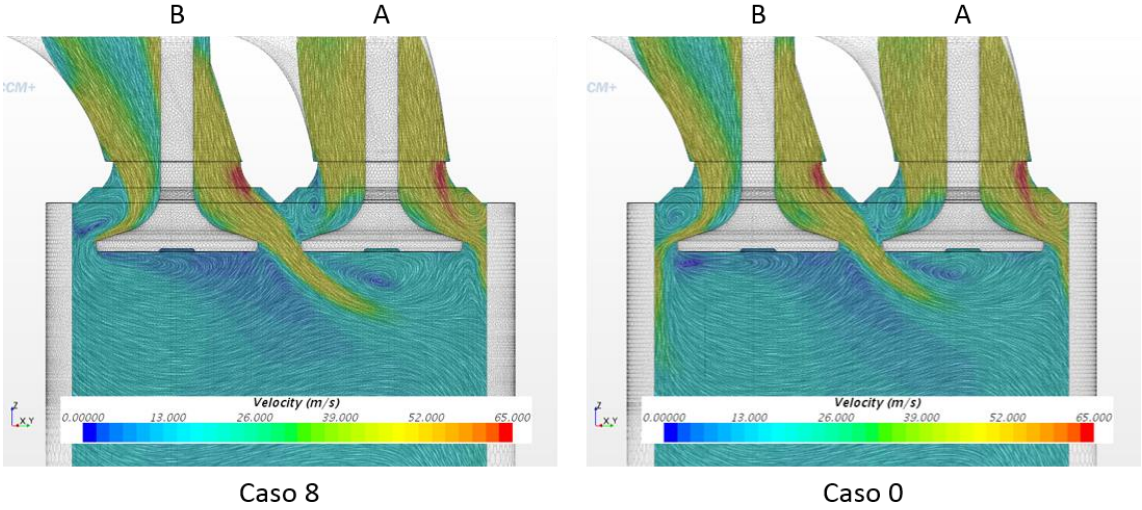
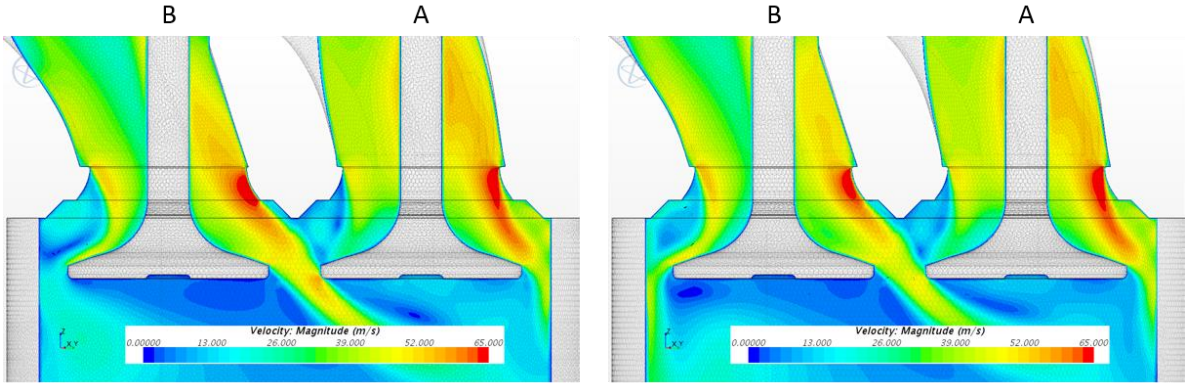


Figura 82 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 8



Caso 8 Caso 0

Figura 83 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 8

7.3 CASOS COMBINADOS

Os casos combinados possuem diâmetro do cilindro de 127 mm e foram simulados utilizando modelo de turbulência *Realizable k-ε*. Em cada caso, os dois dutos foram deslocados simultaneamente em uma mesma direção, tanto em sentidos iguais quanto opostos.

A Tabela 17 apresenta os valores obtidos para os casos combinados, e a Figura 84 apresenta os resultados correspondentes das simulações.

Tabela 17 - Swirl, casos combinados

Caso	**Swirl**	**Variação caso 0**	**Duto reto (A)**		**Duto curvo (B)**	
			x (mm)	**y (mm)**	**x (mm)**	**y (mm)**
0	2,1842	-	0	0	0	0
9	1,5172	-30,5%	0	1	0	1
10	1,5225	-30,3%	0	-1	0	1
11	2,4688	13,0%	-1	0	-1	0
12	1,9799	-9,4%	-1	0	1	0

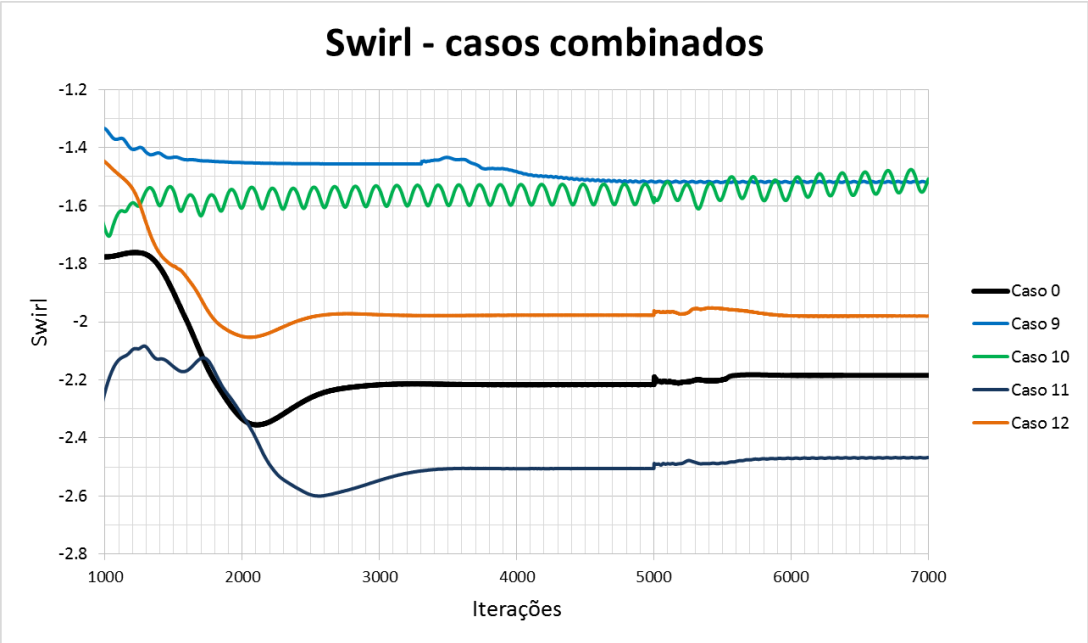


Figura 84 - Swirl em função do número de iterações, casos combinados

<u>Caso 9</u>

O caso 9 representa uma composição dos casos 2 e 6, onde os dutos são deslocados no sentido positivo de *y*. Como esperado, há redução do *swirl* em comparação com o caso 0 (30,5%), e os efeitos de cada deslocamento (redução de 8,1% e 27,2% para os casos 2 e 6 respectivamente) contribuem para redução do *swirl* do caso combinado em relação a cada caso individual. No entanto, pode-se afirmar que outros fenômenos existentes no escoamento além dos estudados neste trabalho influenciam de maneira que a resultante do caso combinado não coincida com a somatória dos casos individuais.

A Figura 85 evidencia como o deslocamento de ambos os dutos influencia na região inicial do escoamento, enquanto na Figura 86 observa-se o escoamento mais normalizado em relação ao eixo do cilindro. Pela Figura 87 e Figura 88 é possível visualizar uma região de recirculação mais evidente abaixo da válvula referente ao duto reto, devido à influência entre os jatos dos dutos.

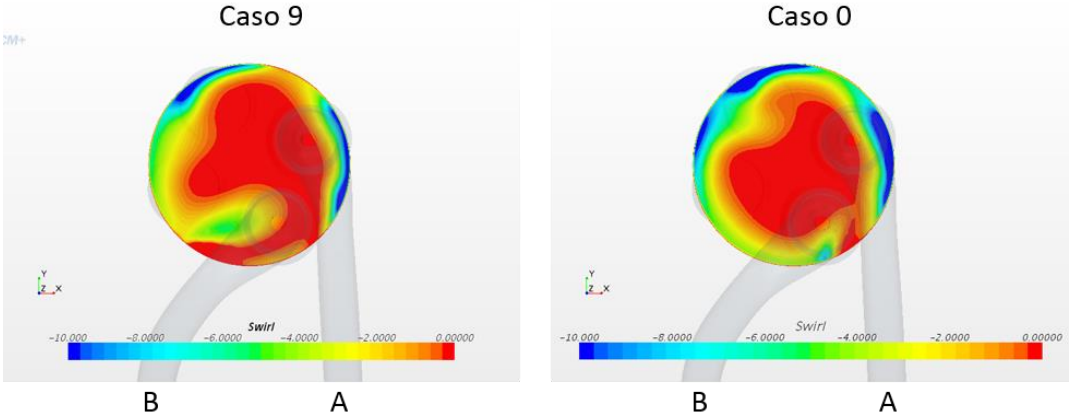


Figura 85 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 9

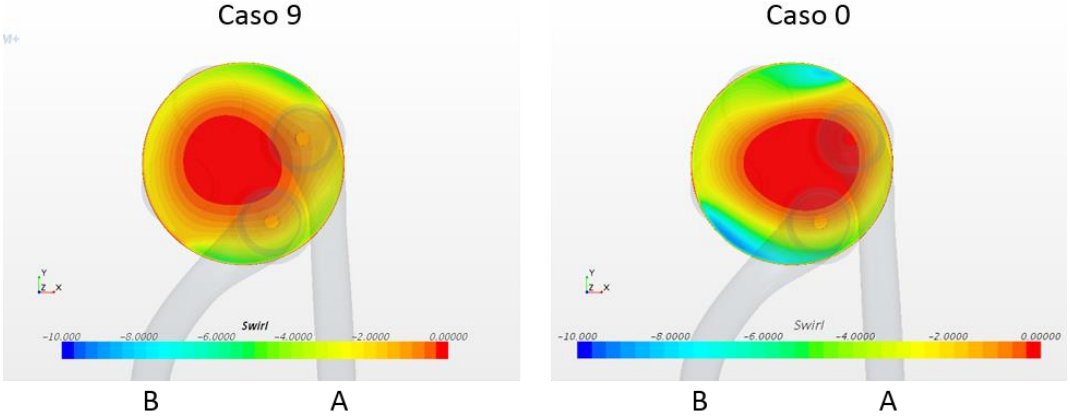


Figura 86 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 9

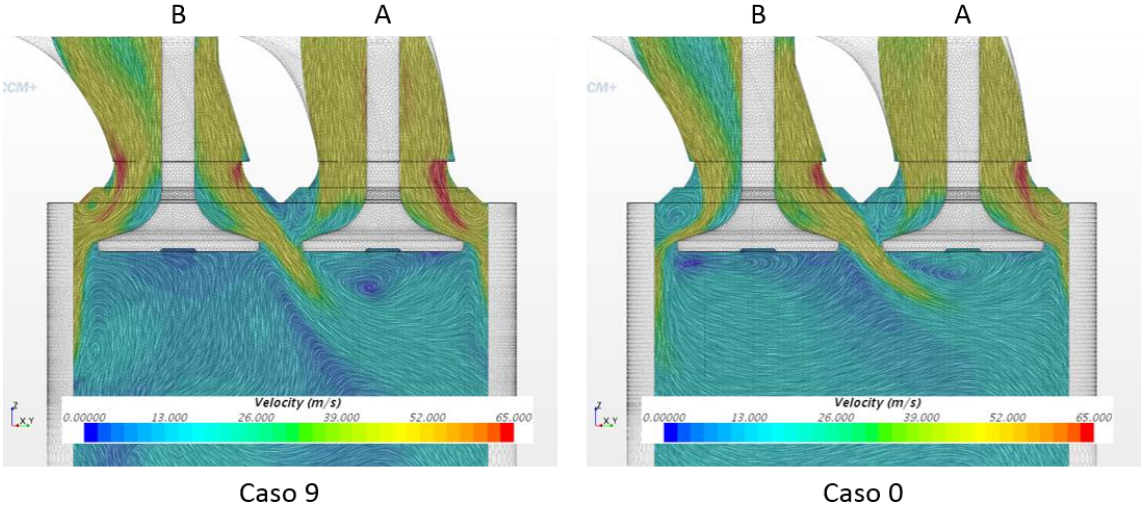


Figura 87 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 9

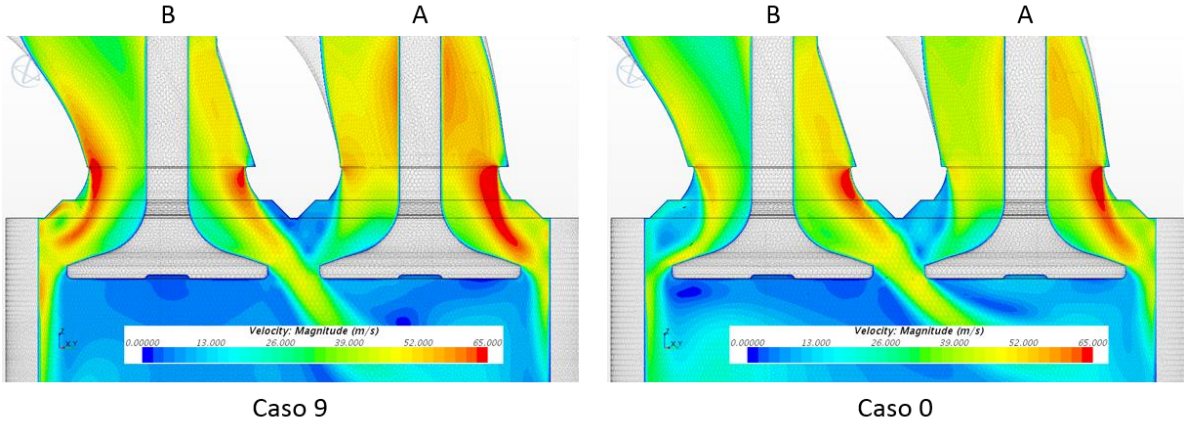


Figura 88 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 9

<u>Caso 10</u>

O caso 10 combina os casos 4 e 6, onde o duto reto é deslocado no sentido negativo de *y* e o duto curvo no sentido positivo do mesmo eixo, ambos em 1 mm. Nos casos individuais, o caso 4 apresentou aumento de 7,8%, enquanto o caso 6 apresentou redução de 27,2% em relação ao caso 0. Como esperado, o caso 10 apresenta diminuição do *swirl* em relação ao caso padrão; no entanto, ao invés de uma compensação entre o aumento referente ao duto reto e a diminuição referente ao duto curvo, é observada uma contribuição para redução do *swirl* além dos 27,2% do caso 6. Este fenômeno pode ter como explicação a interferência entre si dos jatos advindos dos dutos, dado que neste caso houve aproximação entre os mesmos. Além disso, é possível observar a predominância do escoamento do duto curvo frente ao escoamento do duto reto.

Análises semelhantes ao caso 9 se aplicam à Figura 89 e Figura 90. Já na Figura 91 e Figura 92, é menos evidente a região de recirculação abaixo da válvula do duto reto.

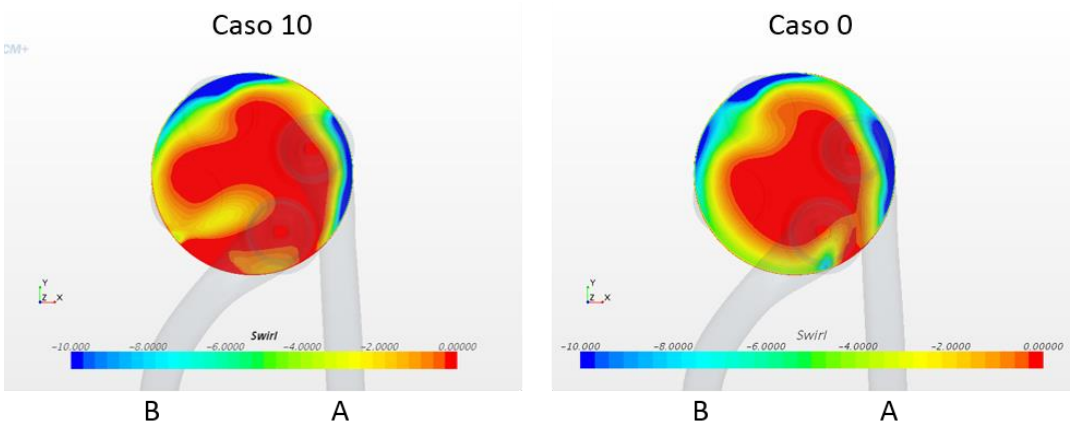


Figura 89 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 10

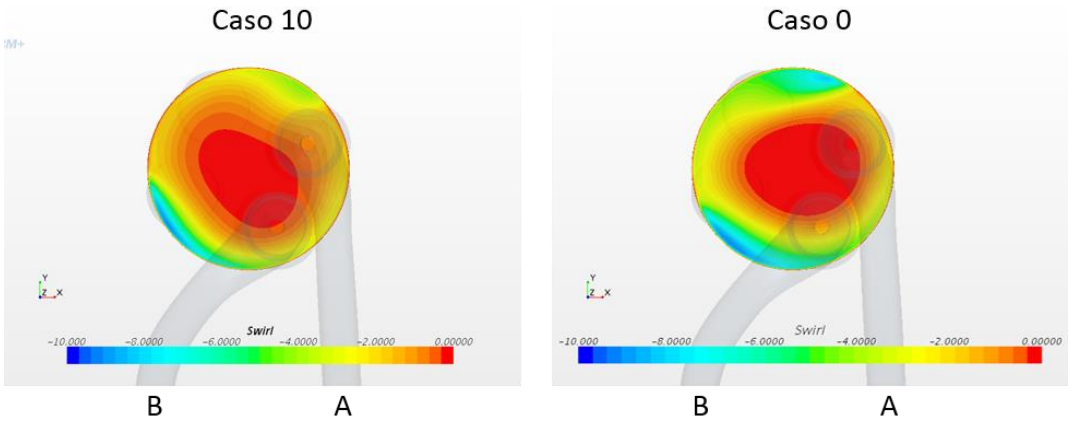


Figura 90 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 10

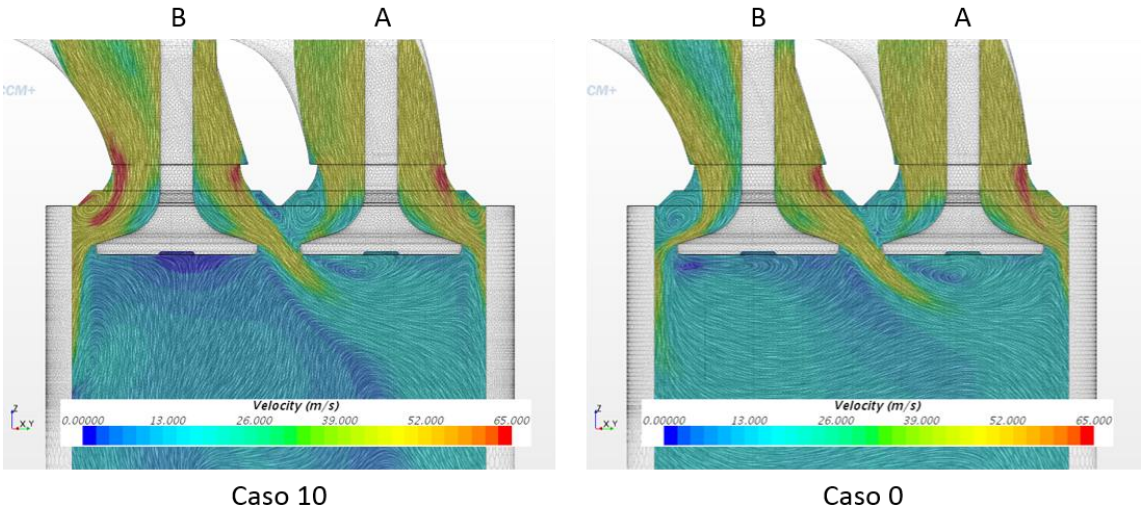


Figura 91 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 10

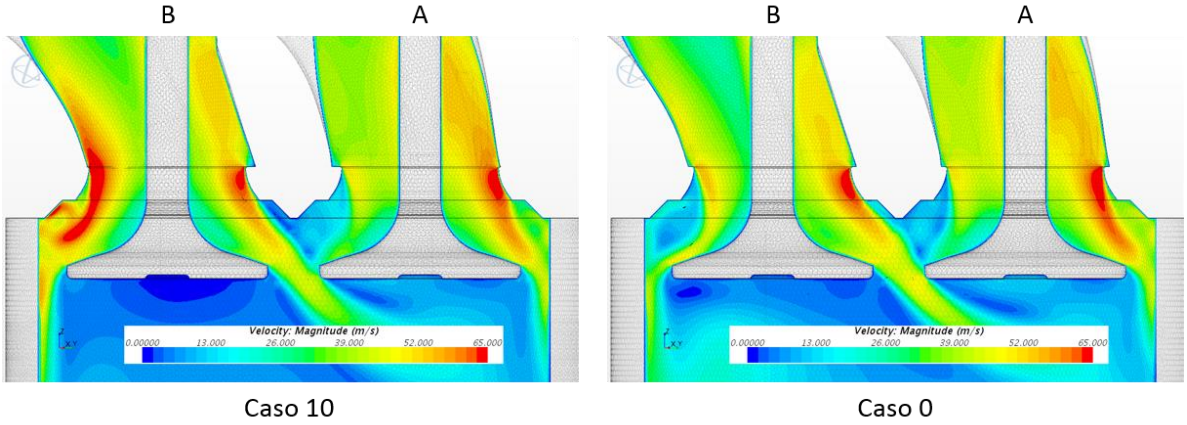


Figura 92 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 10

Pela Figura 84, observa-se que o valor do *swirl* oscila em função no número de iterações, não atingindo estabilidade; além disso, na Figura 93 pode se observar que os resíduos da simulação do caso 10 apresentam valores superiores aos indicados como critérios de convergência do capítulo 6.2.3.5. No entanto, não há divergência dos valores, os mesmos possuem comportamento aceitável, porém com certa instabilidade.

Algumas características contribuem para este efeito, como regiões de recirculação e o sistema ser solucionado como estado estacionário, não o sendo necessariamente. A malha foi verificada e não foram evidenciados problemas. Redução nos fatores de relaxação auxiliaria a atenuar as oscilações na solução.

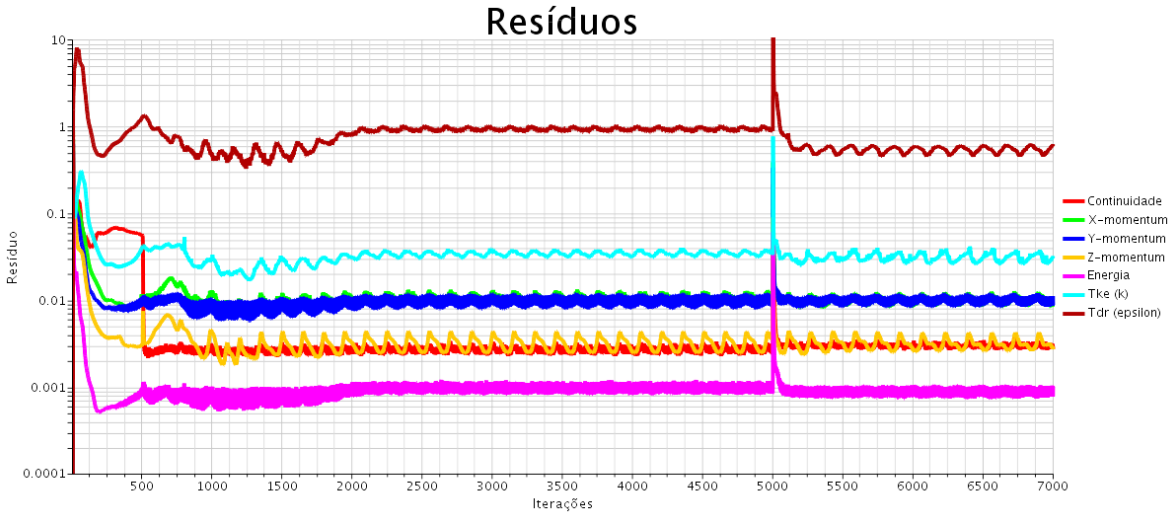


Figura 93 - Resíduos, caso 10

Caso 11

O caso 11 combina os casos individuais 3 e 7, onde o deslocamento de ambos se dá no sentido negativo de *x*. Os casos 3 e 7 apresentam aumento do *swirl* (2,6% e 12,3% respectivamente) e, como esperado, o caso 11 apresentou comportamento de acordo, com aumento de 13,0% em relação ao caso 0.

A similaridade da distribuição do *swirl* apresentada na Figura 94 a Figura 97 com as respectivas distribuições para o caso 7 reforçam o comportamento predominante do duto curvo sobre o duto reto.

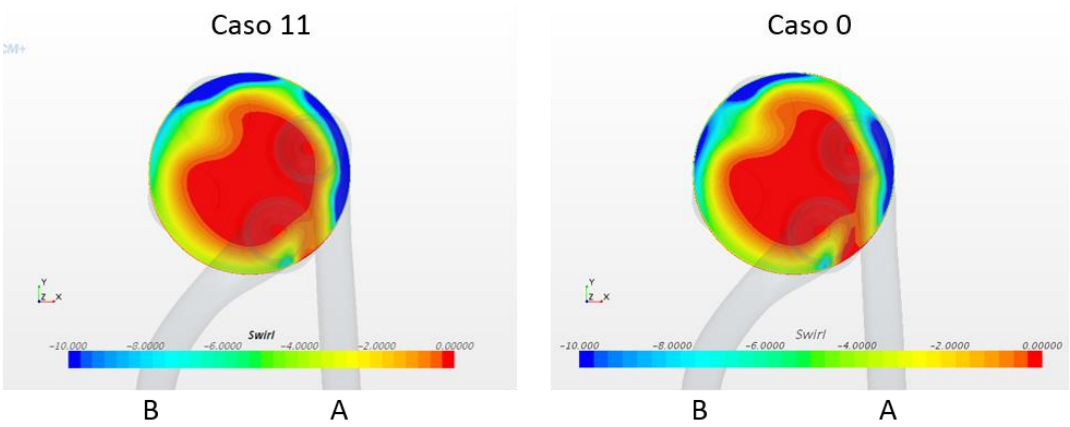


Figura 94 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 11

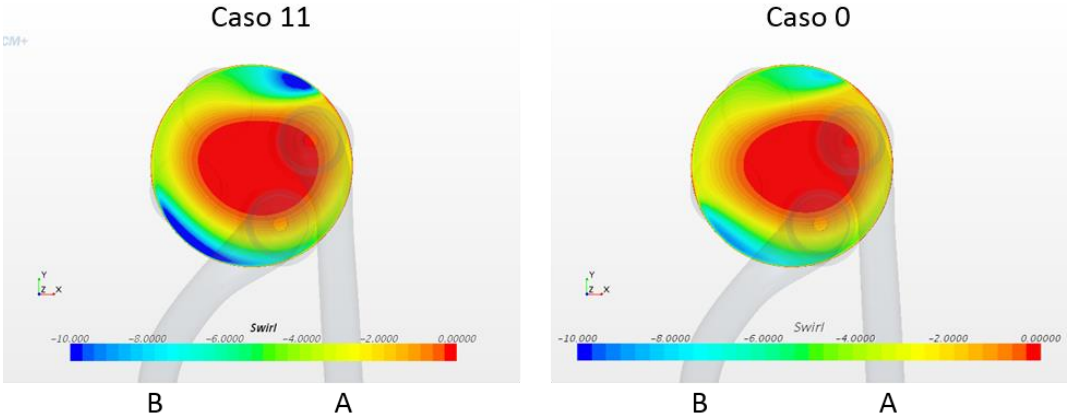


Figura 95 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 11

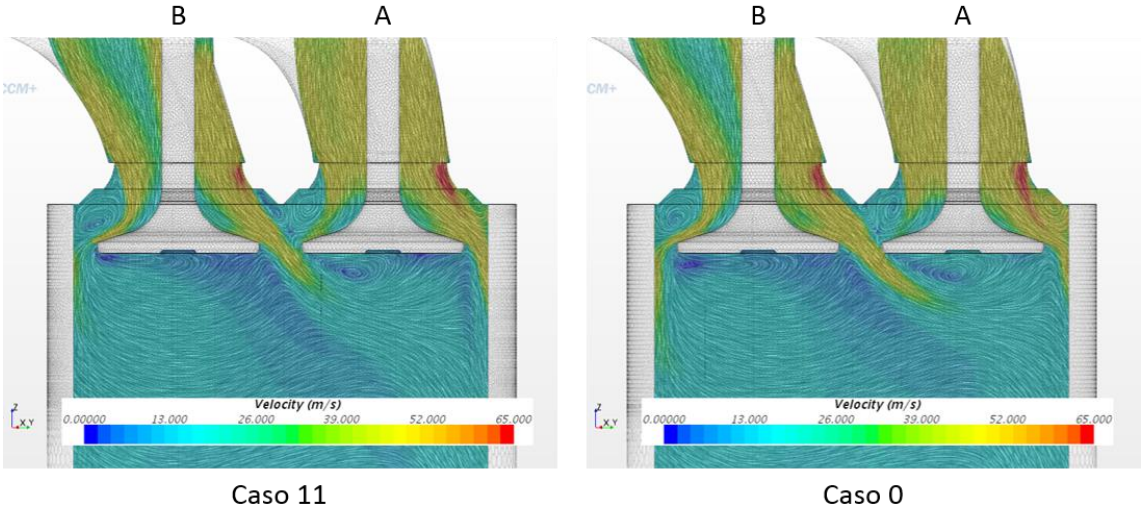


Figura 96 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 11

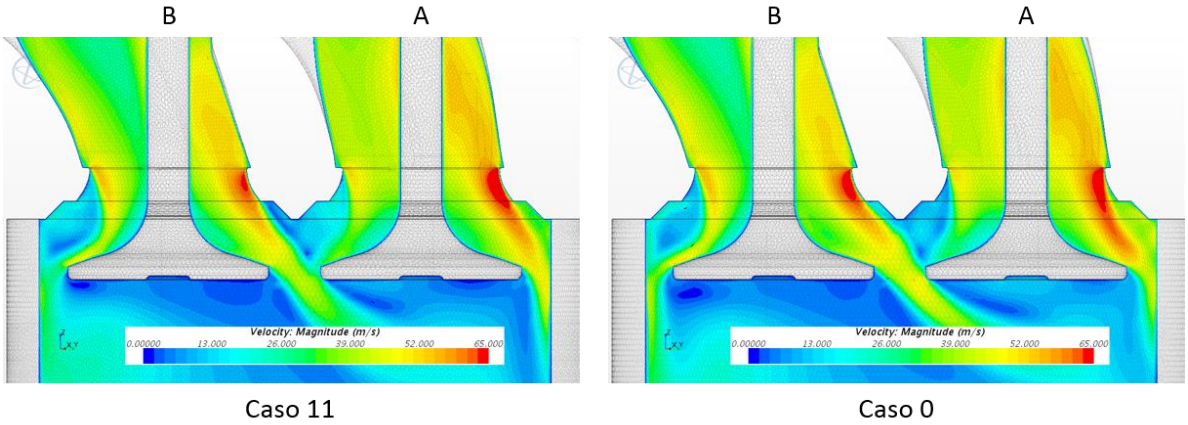


Figura 97 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 11

<u>Caso 12</u>

A mesma análise do caso 11 se estende ao caso 12. Como esperado, a resultante do caso 12 (redução de 9,4% em relação ao caso 0) é de acordo com a combinação entre os casos 3 e 5, com aumento de 2,6% e redução de 10,6% respectivamente. Novamente, comparando da Figura 98 à Figura 101 com as respectivas do caso 5, denota-se o caráter predominante do duto curvo.

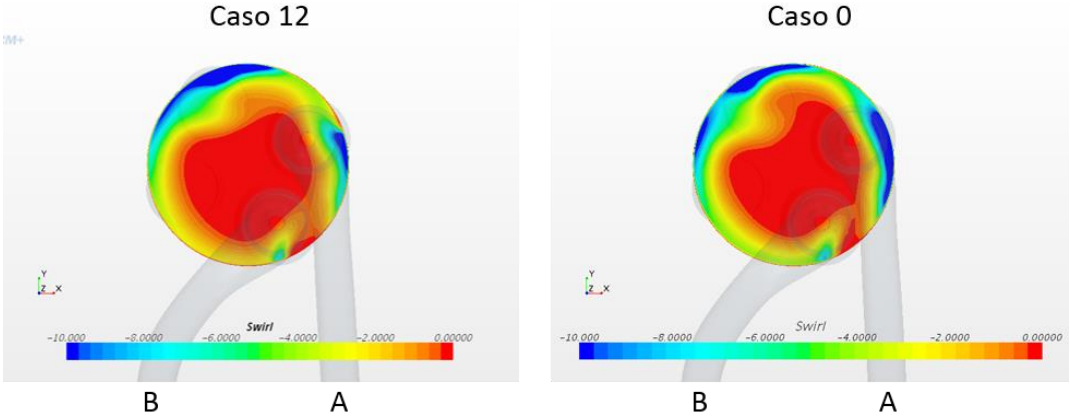


Figura 98 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 12

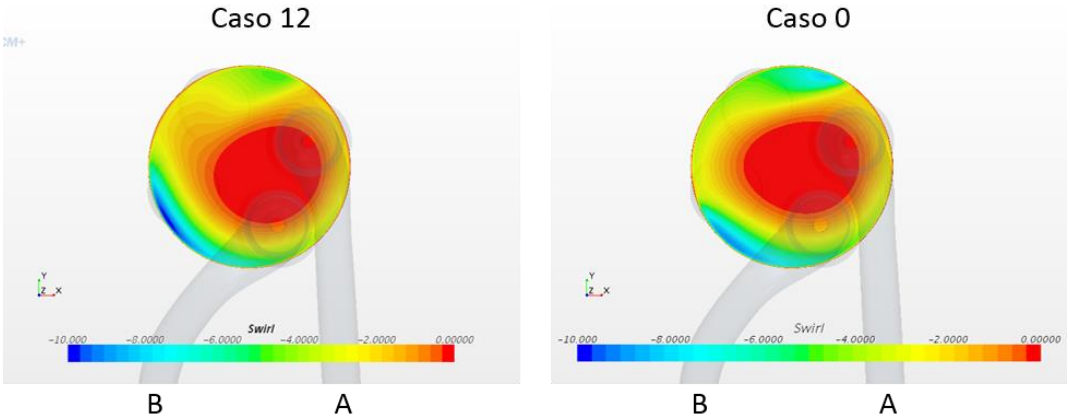


Figura 99 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 12

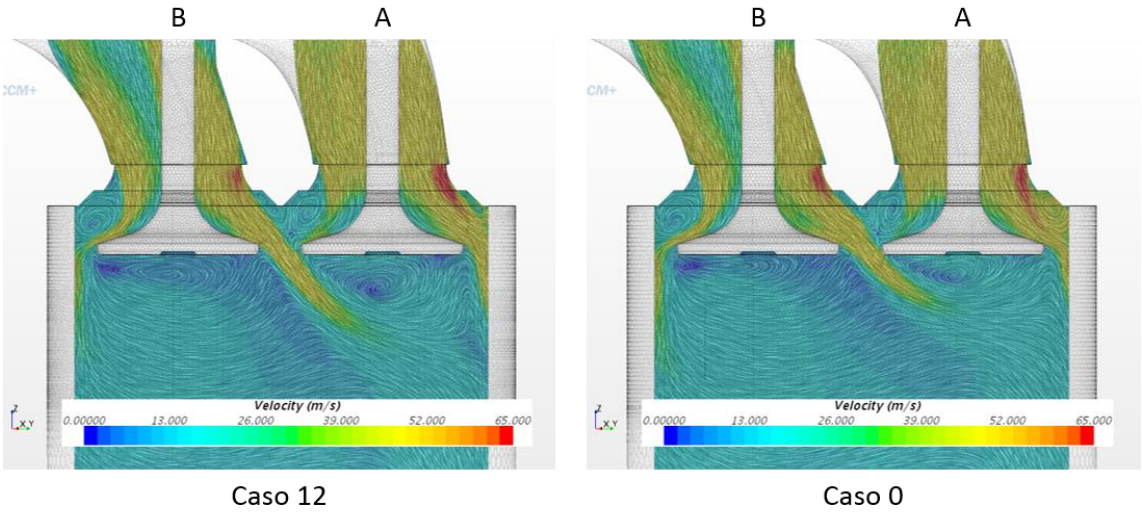


Figura 100 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 12

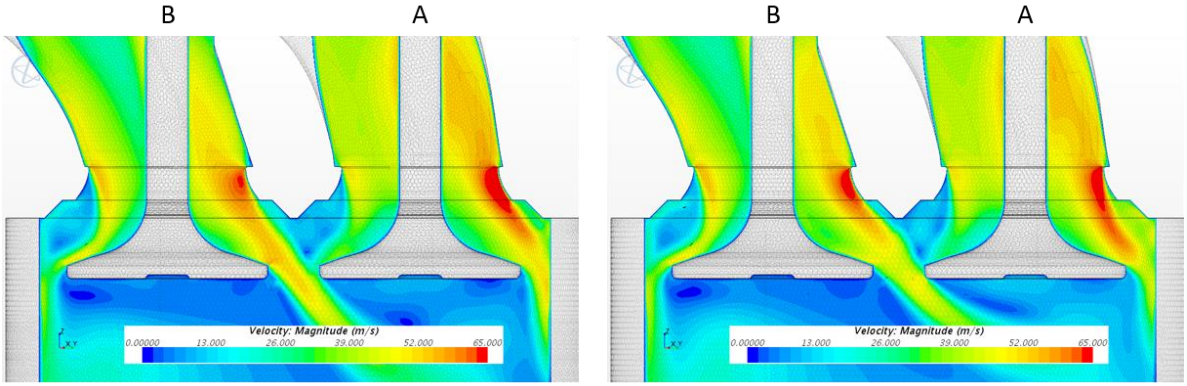


Figura 101 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 12

7.4 CASOS ESPECÍFICOS

Os casos específicos possuem diâmetro do cilindro de 127 mm e foram simulados utilizando modelo de turbulência *Realizable k-ε*. Os valores impostos aos deslocamentos dos dutos no modelo computacional são referentes a Souza (2016), onde cabeçotes físicos foram construídos com deslocamento além das tolerâncias de projeto, e posteriormente medidos e testados em bancada teste de *swirl* com medidor de torque. A simulação destes casos visa verificar a aderência das simulações com resultados de testes de protótipos físicos.

Os parâmetros utilizados são descritos na Tabela 18, e a Figura 102 apresenta um gráfico com os resultados das simulações e os valores obtidos nos testes.

Tabela 18 - Swirl, casos específicos

Caso	Swirl	Swirl teste	Variação teste	Duto reto (A)		Duto curvo (B)	
				x (mm)	y (mm)	x (mm)	y (mm)
0	2,1842	-	2,7%	0	0	0	0
0 (teste)	-	2,1272		-0,0541	0,1576	-0,1732	0,2006
13	1,5040	-	-20,5%	-0,5452	-1,1214	0,1134	1,5625
13 (teste)	-	1,8922		-0,5452	-1,1214	0,1134	1,5625
14	2,2110	-	6,1%	-1,6247	0,1965	-1,4127	0,2311
14 (teste)	-	2,0842		-1,6247	0,1965	-1,4127	0,2311

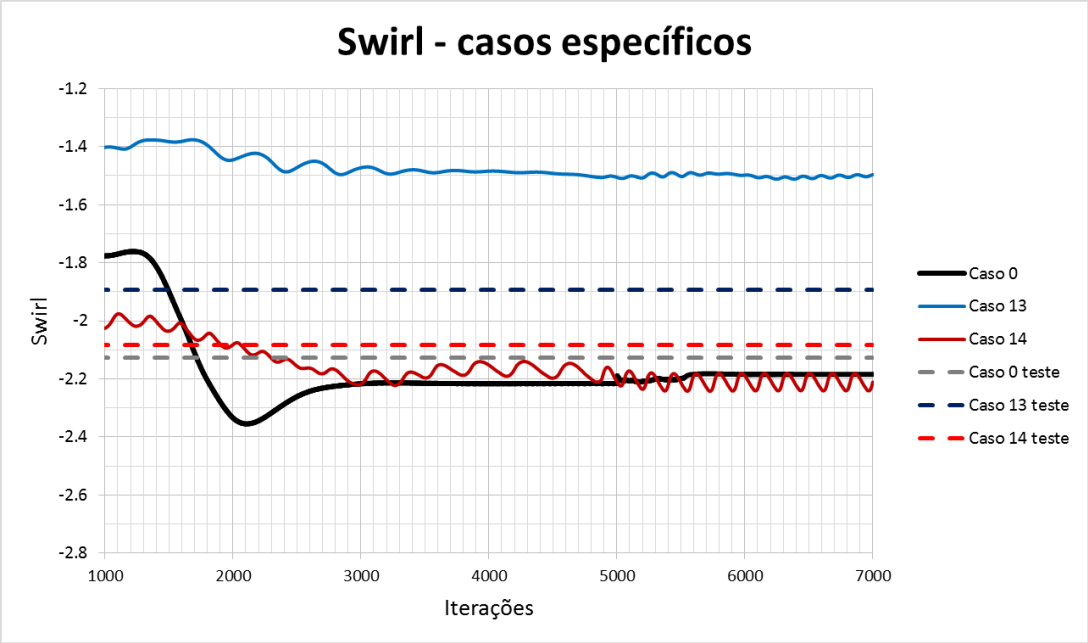


Figura 102 - Swirl em função do número de iterações, casos específicos

Comparando o resultado da simulação do caso 0 com o valor do caso correspondente de teste, é possível verificar uma aderência satisfatória dos resultados, com variação de 2,7%, enquanto os demais casos possuem maior discrepância nos valores. Observa-se, pela medição do caso 0 de teste, a dificuldade em se obter um posicionamento preciso dos dutos no processo de fundição do cabeçote.

Caso 13

O caso 13 e seu correspondente caso de teste apresentaram comportamento similar em relação ao caso 0, com diminuição do *swirl*. No entanto, o caso simulado apresentou valores expressivamente menores que o caso de teste, com 20,5% de variação para o mesmo.

O comportamento do escoamento pode ser observado pela Figura 103 até a Figura 106.

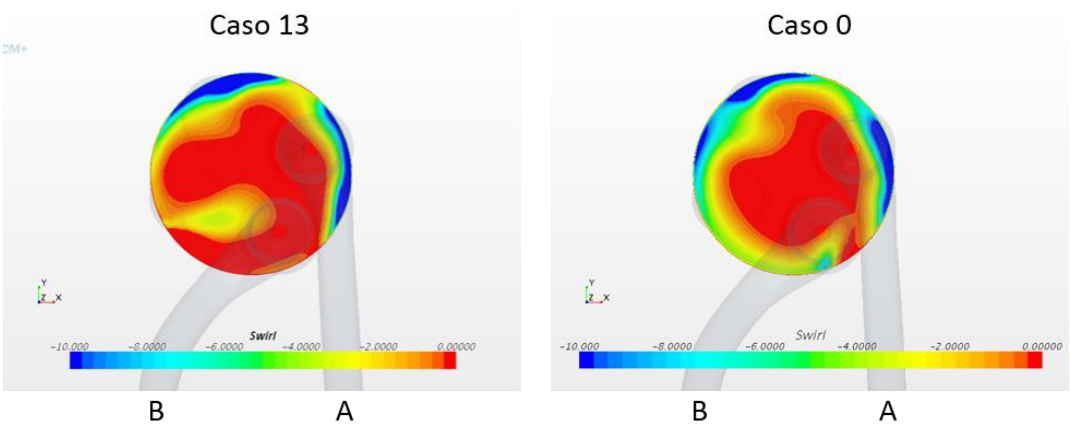


Figura 103 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 13

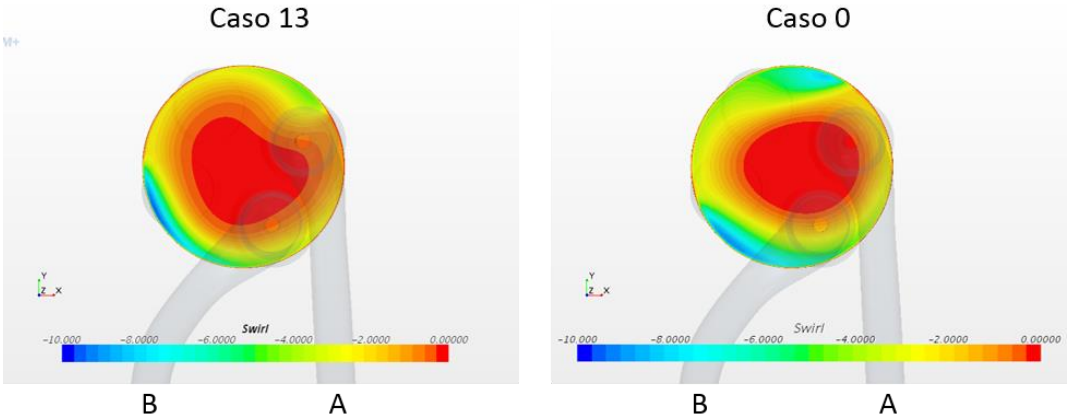


Figura 104 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 13

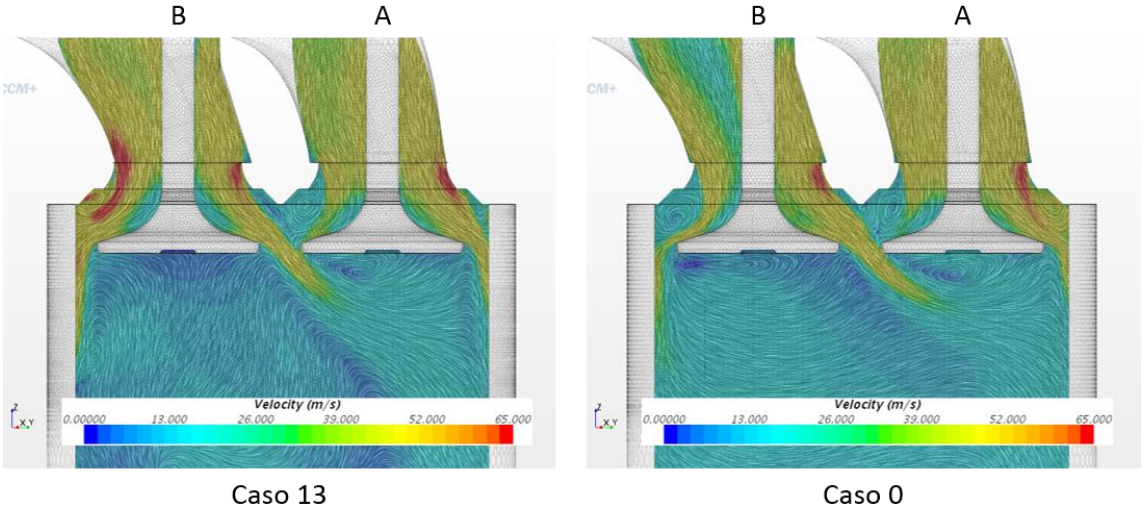


Figura 105 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 13

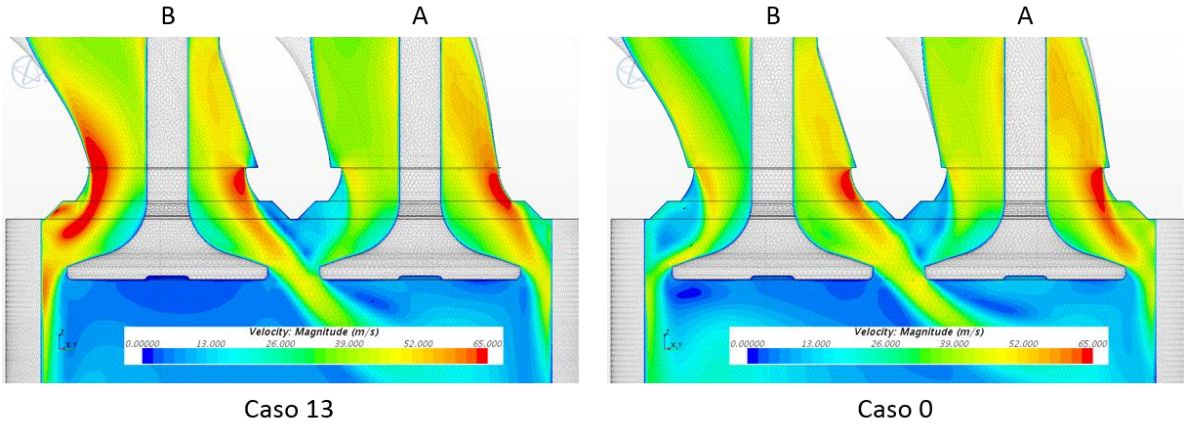


Figura 106 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 13

Como descrito no capítulo 4.2, a bancada de testes com medidor de torque é desenvolvida para que a colmeia reaja ao torque aplicado pelo fluxo, retificando o mesmo através de um torque contrário de mesma intensidade. Diversas variáveis podem influenciar nesta medição, como formato das células da colmeia, temperatura ambiente durante a medição e tensão residual dos fios componentes do dispositivo de medição de torque, por exemplo; no entanto, a influência destas variáveis é considerada como suposição neste trabalho.

Já a simulação computacional é realizada a partir de simplificações do caso real, como temperatura ambiente constante, paredes adiabáticas, entre outras; assim como as simplificações adotadas de acordo com o modelo de turbulência utilizado, como descrito no capítulo 5.2.

Caso 14

Os resultados obtidos pelo caso 14 (simulado) e seu correspondente caso de teste apresentam relativa proximidade, com variação de 6,1%. No entanto, a variação entre ambos os casos transita ao redor do resultado encontrado para o caso padrão, onde o valor simulado apresenta aumento e o caso de teste apresenta diminuição do *swirl* em relação ao caso padrão.

A análise referente a variabilidade da bancada de testes e simplificações utilizadas em simulações computacionais descrita no caso 13 aplica-se também nesta comparação. Além disso, observa-se pela Figura 102 que o *swirl* para o caso 14 apresenta oscilação de valor ao longo do número de iterações, além de altos valores de resíduos da Figura 112. De maneira similar ao caso 10, não se observa divergência dos resultados, portanto uma avaliação detalhada da malha pode auxiliar para melhor convergência dos resultados.

Pela Figura 107 observa-se que o deslocamento do duto reto no eixo *x* criou uma região onde o duto vai além do vértice da sede de válvula, criando uma região que compromete a geometria e qualidade das células da malha. Na Figura 108 e Figura 109 observa-se a distribuição do *swirl* nos planos 0.50D e 1.75D para o caso 14. Pode se observar também na Figura 110 e Figura 111 a formação de um vórtice entre a superfície superior da válvula do duto curvo e a superfície inferior do cabeçote.

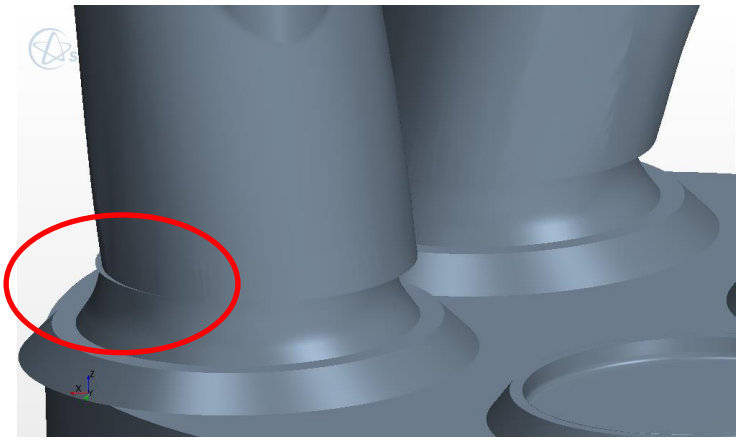


Figura 107 - Deslocamento dos dutos, caso 14

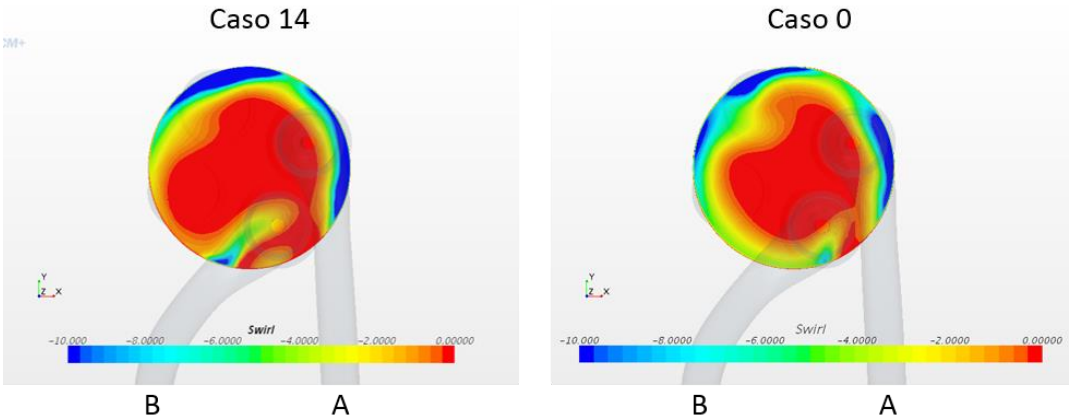


Figura 108 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 14

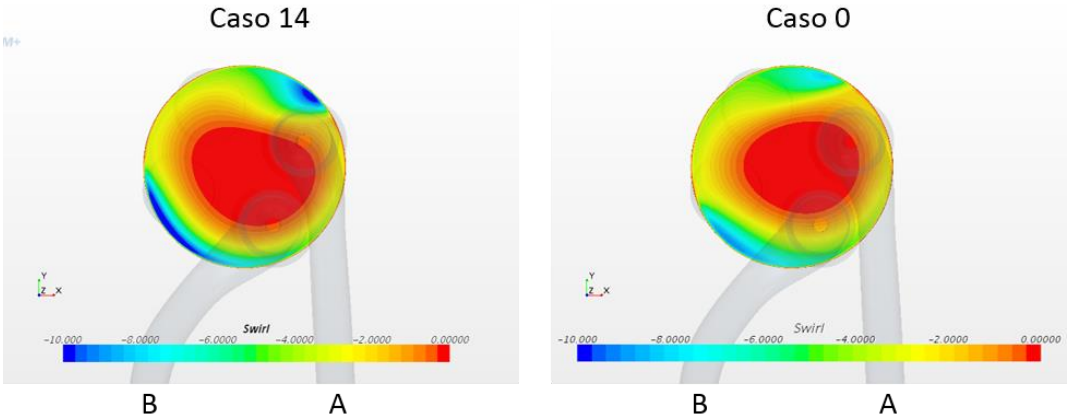


Figura 109 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 14

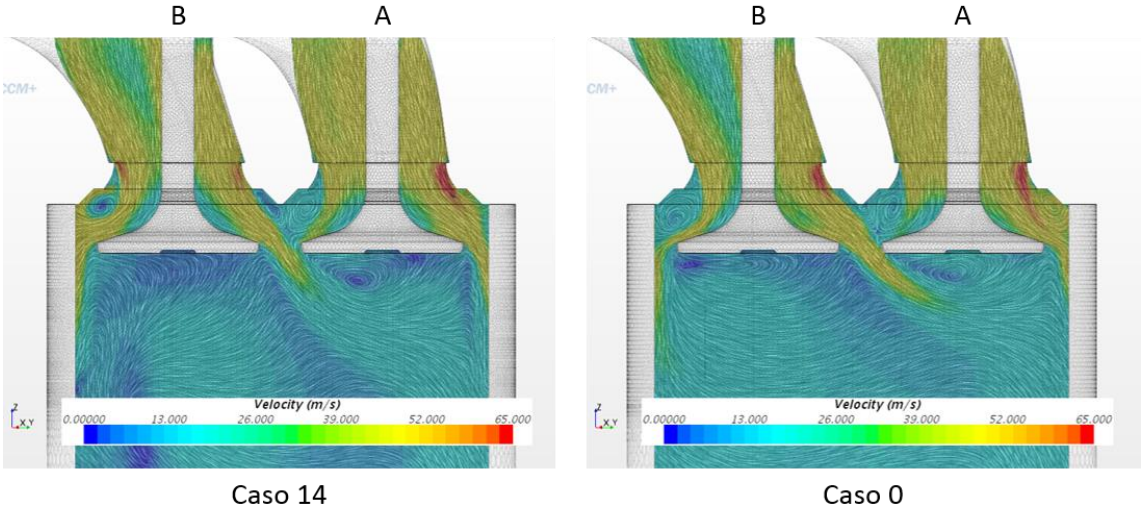


Figura 110 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 14

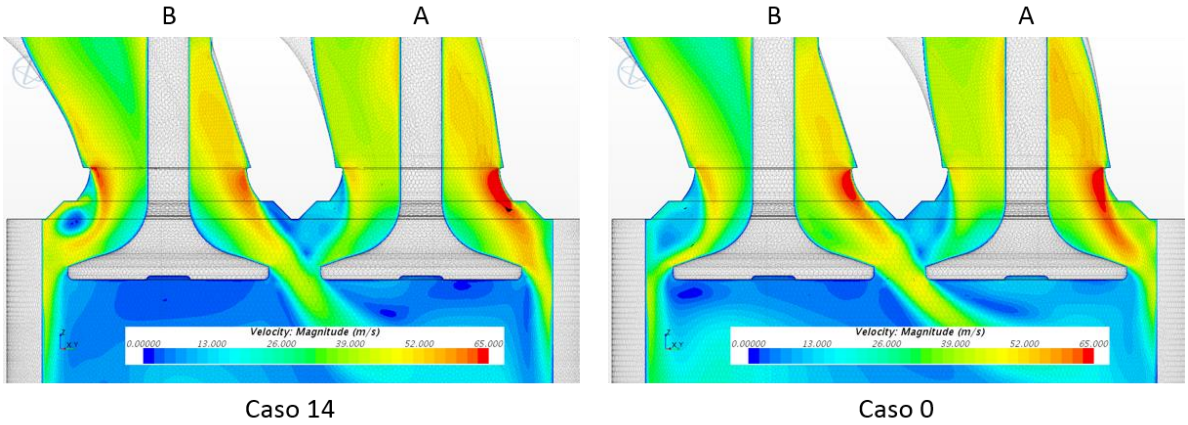


Figura 111 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 14

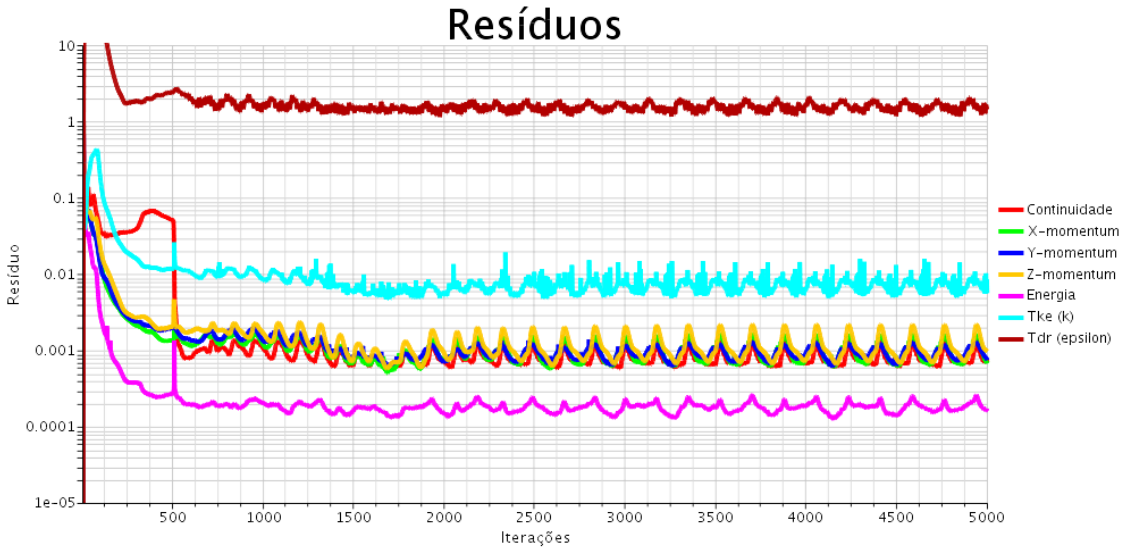


Figura 112 - Resíduos, caso 14

7.5 VARIAÇÃO DE DIÂMETRO

O caso 15 possui diâmetro do cilindro de 130 mm e é simulado utilizando modelo de turbulência *Realizable k-ε*; não há deslocamento dos dutos em relação ao caso 0. A Tabela 19 e a Figura 113 apresentam os resultados encontrados na simulação.

Tabela 19 - Swirl, variação de diâmetro

Caso	Swirl	Variação caso 0	Duto reto (A)		Duto curvo (B)		Cilindro
			x (mm)	y (mm)	x (mm)	y (mm)	D (mm)
0	2,1842	-	0	0	0	0	127 mm
15	2,1584	-1,2%	0	0	0	0	130 mm

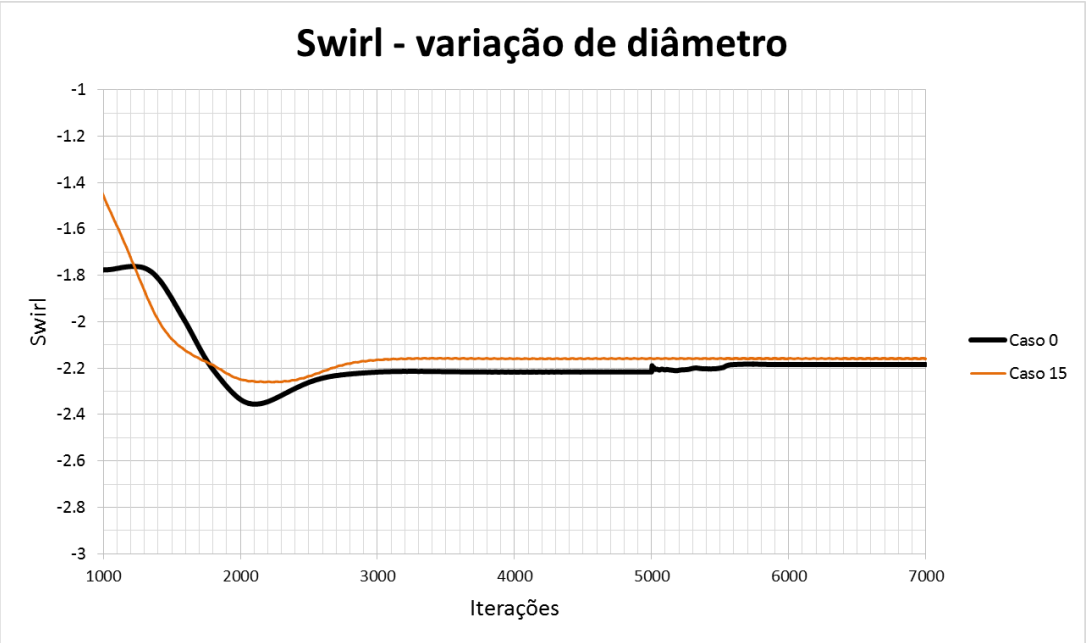


Figura 113 - Swirl em função do número de iterações, variação de diâmetro

<u>Caso 15</u>

A variação de diâmetro, de 127 mm para 130 mm, representou uma redução em 1,2% na razão de *swirl* avaliado no plano 1.75D. Apesar de a distribuição da densidade de momento angular nos planos 0.50D (Figura 118) e 1.75D (Figura 119) ser similar, o caso 0 apresenta picos de 31 kg/s^2 e 19 kg/s^2 nos plano 0.50D e 1.75D respectivamente, enquanto o caso 15 apresenta, para os mesmos planos, picos de 25 kg/s^2 e 14 kg/s^2 respectivamente; entretanto, a área de integração para obtenção da razão de *swirl* no caso 15 é maior. A Figura 114 e Figura 115 apresentam a distribuição do *swirl* nos planos 0.50D e 1.75D para o caso 15. Na Figura 116 e Figura 117, pode ser observada uma redução de velocidade na parede próxima à válvula do duto curvo.

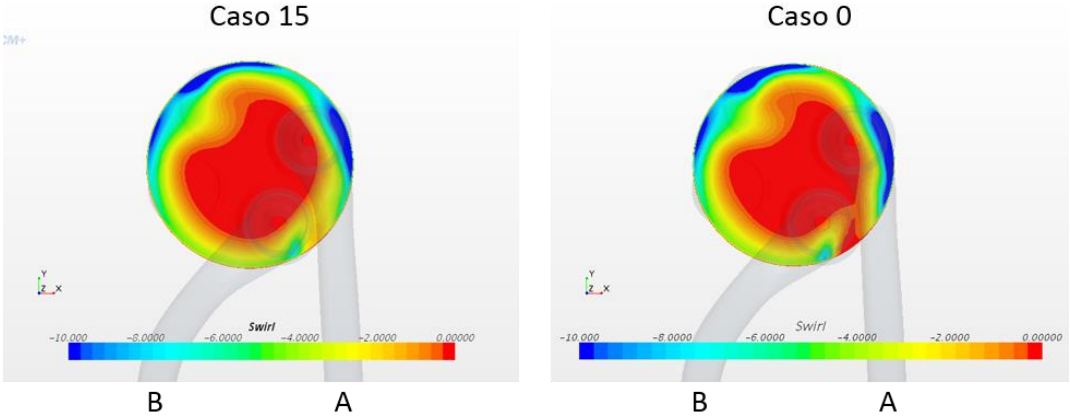


Figura 114 - Densidade de swirl no plano 0.50D, caso 15

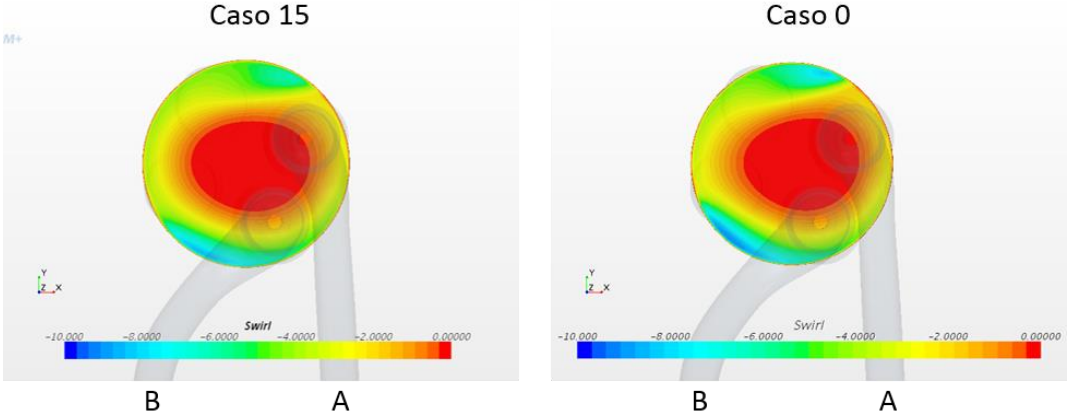


Figura 115 - Densidade de swirl no plano 1.75D, caso 15

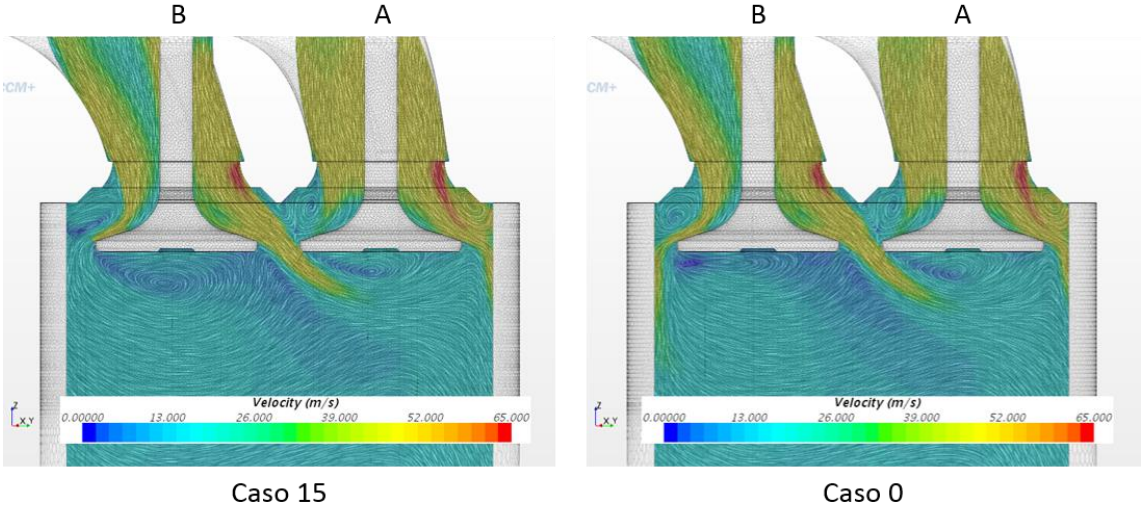
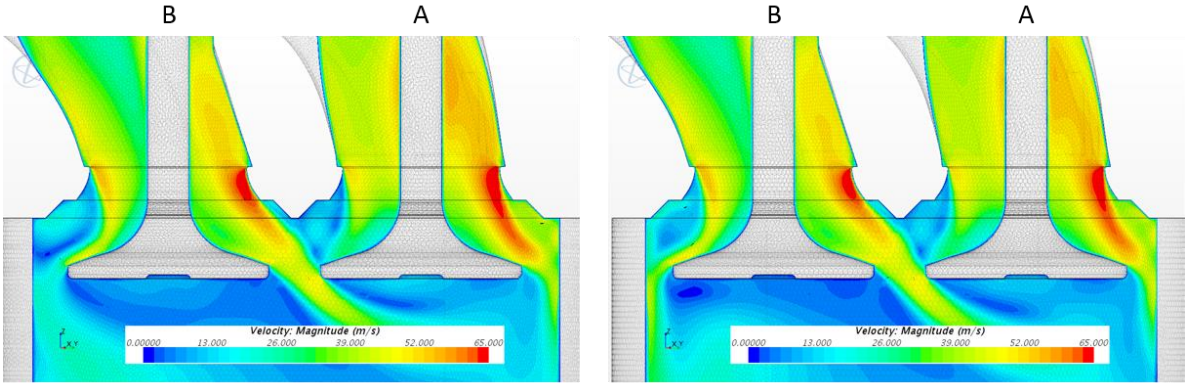
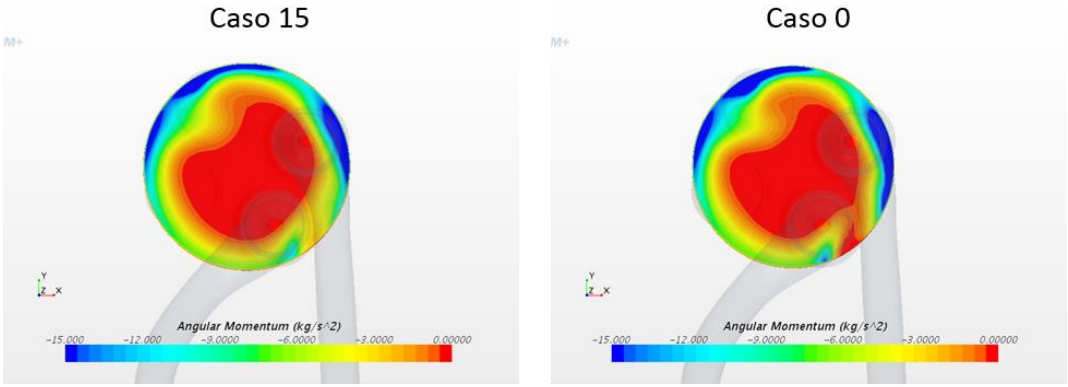


Figura 116 - Perfil de velocidades no plano pelo centro das válvulas, caso 15



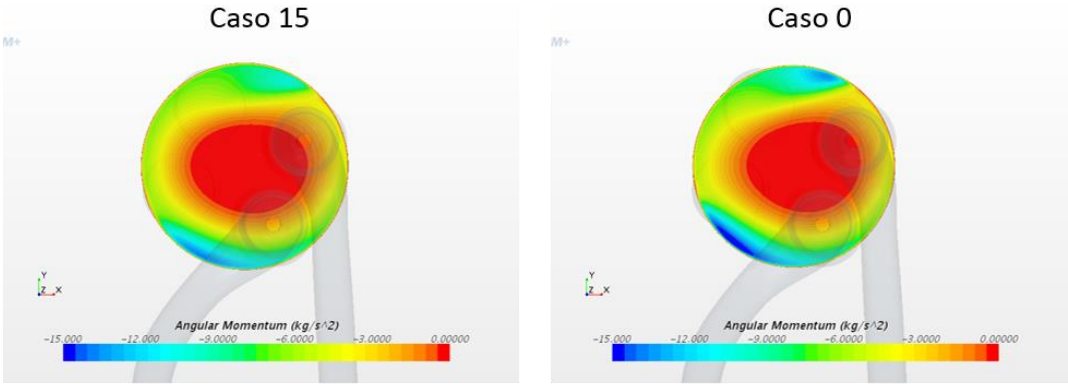
Caso 15 Caso 0

Figura 117 - Perfil de velocidades nas sedes de válvulas, caso 15



B A B A

Figura 118 - Densidade de momento angular no plano 0.50D, caso 15



B A B A

Figura 119 - Densidade de momento angular no plano 1.75D, caso 15

7.6 REFINO DE MALHA

O caso 16 possui os mesmos parâmetros e modelo de turbulência do caso 0, porém com maior refino de malha na região das válvulas, verificando-se se a malha utilizada no caso 0 é adequada e suficiente para a precisão dos resultados. A Tabela 20 e a Figura 120 apresentam os valores encontrados na simulação.

Tabela 20 - Swirl, refino de malha

Caso	Swirl	Variação caso 0	Quant. células	Tempo computacional
0	2,1842	-	1.800.000	~ 10 horas
16	2,2349	2,3%	3.200.000	~ 19 horas

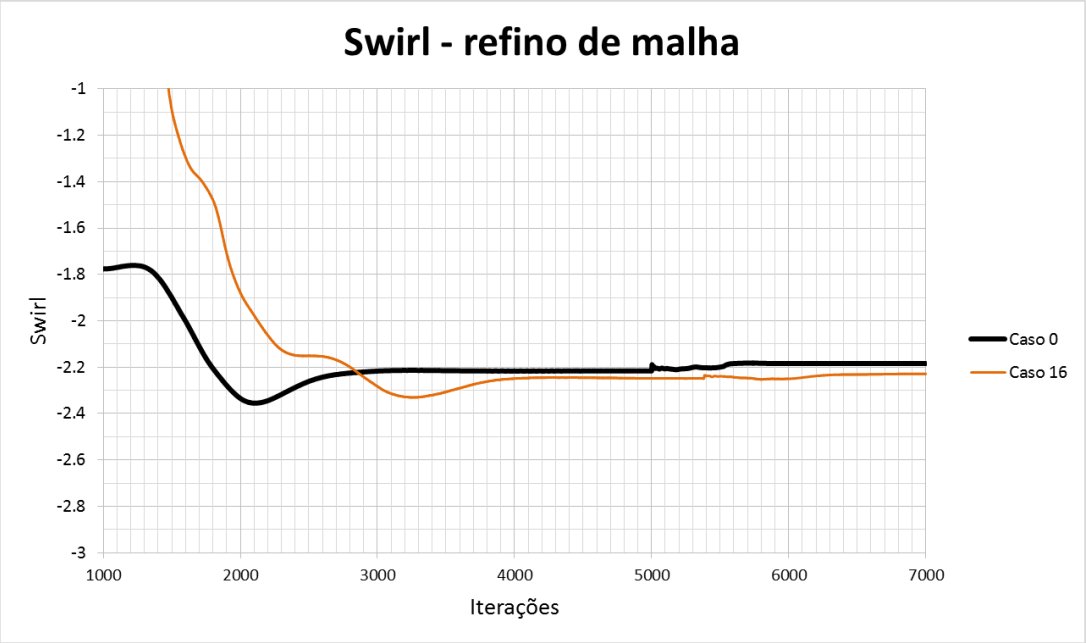


Figura 120 - Swirl em função do número de iterações, refino de malha

Comparando-se os casos 0 e 16, o caso 16 apresenta 78% a mais de células, requisitando 90% a mais de tempo computacional, e observa-se pela Figura 121 que os resíduos apresentam discreta redução. As distribuições de *swirl* nos planos 0.50D

e 1.75D e os perfis de velocidades no plano alinhado ao centro das válvulas são iguais aos encontrados para o caso 0, portanto omitidos nesta seção. O aumento de 2,3% entre os resultados foi considerado aceitável neste estudo; portanto, considera-se que a malha do caso 0 é fina o suficiente.

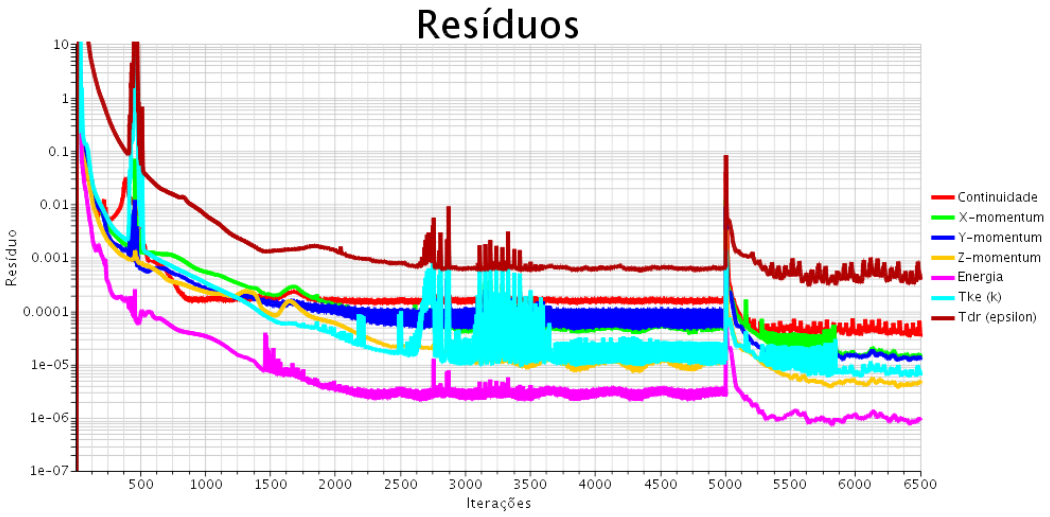


Figura 121 - Resíduos, caso 16

7.7 MODELO DE TURBULÊNCIA

O caso 17 possui os mesmos parâmetros do caso 0, porém utilizando o modelo de turbulência *Reynolds Stress Model* (RSM). Os modelos de turbulência são descritos em detalhes no capítulo 5.2. A Tabela 21 e a Figura 122 apresentam os resultados encontrados na simulação.

Tabela 21 - Swirl, modelo de turbulência

Caso	Swirl	Variação caso 0	Modelo turbulência	Tempo computacional
0	2,1842	-	*Realizable k-ε*	~ 10 horas
17	1,9006	-13,0%	RSM	~ 33 horas

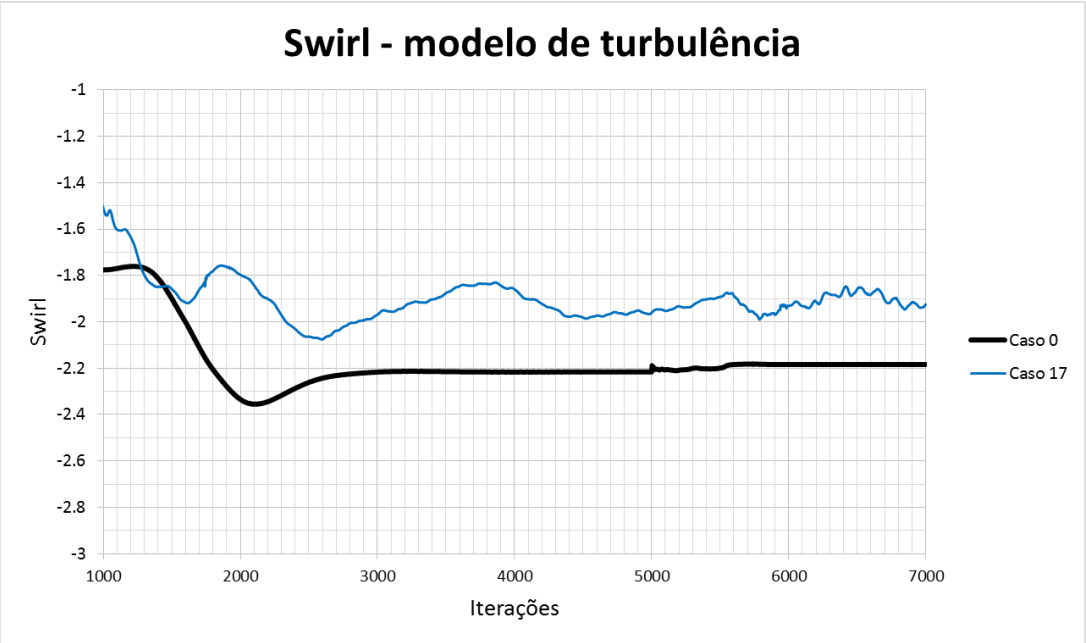


Figura 122 - Swirl em função do número de iterações, modelo de turbulência

Analisando a Figura 122, observa-se que a curva do *swirl* para o caso 17 apresenta longas e irregulares oscilações ao longo do número de iterações; na Figura 123, nota-se que todas as curvas de resíduos estão acima da faixa aceitável, atingindo valores da ordem de 10^6. Não é possível atestar convergência deste caso; seria preciso um estudo mais aprofundado do modelo de turbulência RSM para identificação e correção das falhas, que podem ser uma reavaliação da malha gerada ou das condições de contorno, por exemplo. Por outro lado, como pode ser observado na Figura 124, há uma melhor distribuição de y^+ dentro da faixa aceitável na superfície do cilindro, indicando o potencial do modelo de solução na região da parede.

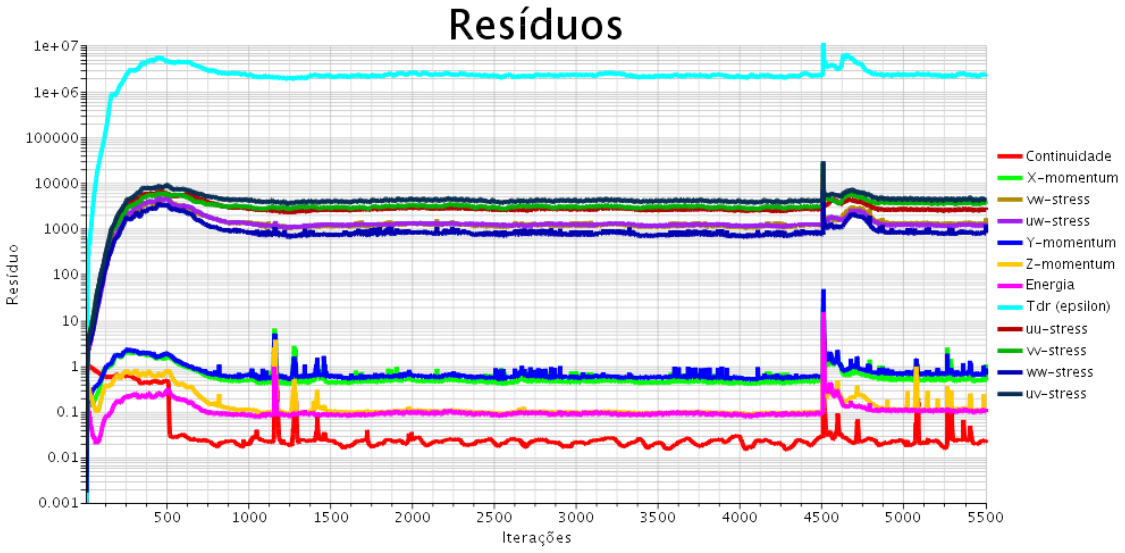


Figura 123 - Resíduos, caso 17

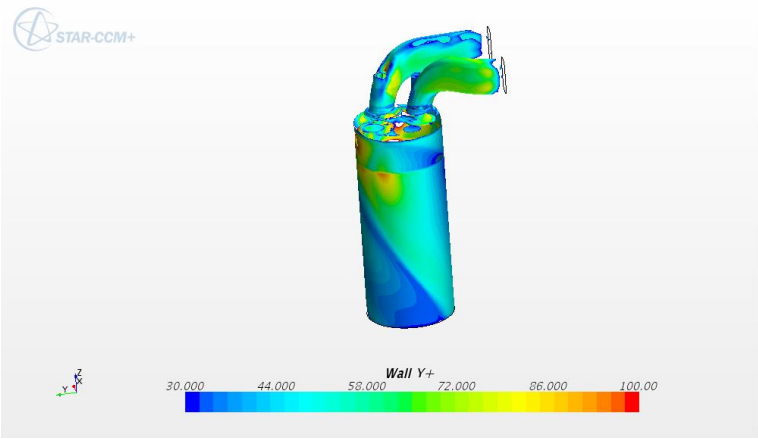


Figura 124 - Distribuição de y^+, caso 17

8 CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou a análise da influência dos dutos de admissão no escoamento de ar através de um cabeçote de quatro válvulas, usado em motores de compressão por ignição, utilizando simulações em termodinâmica computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD). Deslocamentos nas posições dos dutos foram impostos no modelo computacional para verificar o impacto no *swirl* durante o ciclo de admissão do motor.

Dezoito modelos foram criados nesta avaliação, compostos por: um caso de referência para validação, oito casos com deslocamentos individuais de cada duto em cada direção, quatro casos com deslocamentos combinados de ambos os dutos em uma mesma direção e sentidos tanto iguais quanto opostos, dois casos utilizando valores medidos de cabeçotes físicos construídos com deslocamentos além das tolerâncias de projeto, e três casos de validação do modelo.

Observou-se através dos deslocamentos individuais que o obstáculo provocado pela geometria das sedes de válvulas nas direções principais do escoamento possui influência no *swirl* encontrado. Aumento destes obstáculos causou diminuição do *swirl*, enquanto diminuição causou o efeito contrário; pelos resultados das simulações encontrou-se aumento de até 12% e redução de até 27% dependendo da direção.

Pelos casos combinados conclui-se que, para deslocamentos no sentido do eixo x, o comportamento da combinação dos dois dutos acontece de acordo com a combinação dos comportamentos dos dutos individualmente. Para deslocamentos no sentido do eixo y, a razão de *swirl* tende a diminuir em cerca de 30%, independente da direção de deslocamento do duto reto. Pelos resultados verifica-se o caráter predominante do escoamento do duto curvo em relação ao duto reto.

Pelos casos específicos, onde buscou-se correlação com os resultados de testes em bancada de medição de *swirl* dos resultados de trabalho sendo desenvolvido no mesmo grupo de projeto, o caso padrão apresentou correlação próxima com o resultado do teste, com variação de 3%. Nos outros dois casos, um

apresentou comportamento similar ao reduzir o valor da razão de *swirl*, mas os valores foram 20% distantes. Já o outro caso apresentou correlação mais próxima com o resultado do teste (6%), porém comportamentos distintos: enquanto a simulação obteve *swirl* acima do caso padrão, o teste obteve um valor abaixo. As divergências de valores são, em parte, causadas pela variabilidade do método de teste através de medidor de torque, além das simplificações utilizadas ao se aplicar simulações computacionais.

Pelos casos de validação do modelo, verificou-se que a diferença na razão de *swirl* para as duas configurações com diâmetro do cilindro de 127 mm e 130 mm é de redução de 1% para o diâmetro maior. No caso com malha mais refinada na região das válvulas, com 78% a mais células e demandando 90% a mais de tempo computacional, apresentou aumento de 2,3% na razão de *swirl* obtida e discreta redução nos resíduos; concluindo-se que a malha do caso padrão é suficiente e adequada para a precisão desejada dos resultados. Já no caso com modelo de turbulência *Reynolds Stress Model* (RSM), demandando três vezes mais tempo computacional que o caso padrão, o modelo não atingiu a convergência com as condições utilizadas.

Pode ser observado pelo estudo que, apesar do amplo campo de aplicações do modelo de turbulência *Realizable k-ε*, este modelo não é o mais adequado para o estudo em questão dados os altos valores de *swirl* obtidos e as regiões de recirculações encontradas. Os resultados das direções principais de influência no *swirl* deste estudo podem ser usados como ponto inicial de estudos com modelos de turbulência mais complexos.

Baseado neste trabalho, podem ser feitas recomendações para futuros estudos. A simulação não apenas do ciclo de admissão, mas também do ciclo de compressão do motor, proporcionaria uma visão mais completa do fenômeno de *swirl* dentro do cilindro, além da influência do *squish*. A simulação de mais valores de deslocamento em cada direção permitiria determinar o formato da curva de variação do *swirl*. Em relação ao modelo CFD, a utilização de modelos de turbulência mais complexos como *Large Eddy Simulation* (LES) e desenvolvimento de um modelo

transiente com abertura gradual das válvulas são potenciais estudos como continuidade deste trabalho.

9 REFERÊNCIAS

AITA, S., TABBAL, A., MUNCK, G., MONTMAYEUR, N., TAKENAKA, Y., AOYAGI, Y., OBANA, S. **Numerical simulation of swirling port-valve-cylinder flow in Diesel engine.** N. 910264. SAE Technical Paper, 1991.

ANDERSON, J. D. **Computational fluid dynamics:** the basics with applications. New York: McGraw-Hill, 1995. 547 p.

ANSYS. **FLUENT 6.3 User's Guide**. 2001.

ARANTES, E. J. **Caracterização do escoamento sobre vertedouros em degraus via CFD**. 2007. Tese (doutorado) – Universidade de São Paulo, São Carlos, 2007.

AVL. **Wheel Swirl Measurement**. Disponível em: <https://www.avl.com/web/avl-tippelmann-gmbh/wheel-swirl-measurement>. Acesso em: 1 jun. 2016.

BAKKER, A. **Applied Computational Fluid Dynamics**. Disponível em: <http://www.bakker.org/dartmouth06/engs150/ >. Acesso em 7 jun. 2016.

BARI, S.; SAAD, I. CFD modelling of the effect of guide vane swirl and tumble device to generate better in-cylinder air flow in a CI engine fuelled by biodiesel. **Computers & Fluids**, v. 84, p. 262-269, 2013.

CD-ADAPCO. **Best practices:** volume meshing. Disponível em: <http://www.cd-adapco.com/sites/default/files/Presentation/SEA%20Conference%202012_CDadapco_VolumeMeshing_Used_KM.pdf>. Acesso em 7 jun. 2016.

CELIK, I., YAVUZ, I., SMIRNOV, A. Large eddy simulations of in-cylinder turbulence for internal combustion engines: a review. **International Journal of Engine Research**, v. 2, n. 2, p. 119-148, 2001.

CHEN, A., VESHAGH, A., WALLACE, S. **intake flow predictions of a transparent DI Diesel engine.** N. 981020. SAE Technical Paper, 1998.

CHO, S. K.; KORIVI, V. M. Port design optimization using CFD analysis. **Journal of Advanced Manufacturing Systems**, v. 3, n. 01, p. 21-32, 2004.

CHOI, G. H. et al. Combustion characteristics of a swirl chamber type diesel engine. **Journal of mechanical science and technology**, v. 23, n. 12, p. 3385-3392, 2009.

CUSHMAN-ROISIN, B. **Swirling flows**. 2015. Disponível em: <https://engineering.dartmouth.edu/~d30345d/courses/engs250/Swirling-flows.pdf>. Acesso em 20 jun. 2016.

DIAS, A. **Análise do desempenho hidráulico de uma soleira lateral através de CFD**. 2011. 160 p. Dissertação (mestrado) – Universidade de São Paulo. 2011.

DILLIES, B., DUCAMIN, A., LEBRERE, L., NEVEU, F. **Direct injection Diesel engine simulation:** a combined numerical and experimental approach from aerodynamics to combustion. N. 970880. SAE Technical Paper, 1997.

EUR-LEX. **European Union laws**. Disponível em: <http://eur-lex.europa.eu/homepage.html>. Acesso em: 26 out. 2016.

EUROPEAN COMISSION. **Transport & Environment**: Road Vehicles. Disponível em: <http://ec.europa.eu/environment/air/transport/road.htm>. Acesso em 02 mar. 2015.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: McGraw-Hill, 1988. 930 p.

JEBAMANI, R. D.; KUMAR, N. M. T. Studies on variable swirl intake system for DI diesel engine using computational fluid dynamics. **Thermal Science**, v. 12, n. 1, p. 25-32, 2008.

KANG, K. Y.; REITZ, R. D. The effect of intake valve alignment on swirl generation in a DI diesel engine. **Experimental thermal and fluid science**, v. 20, n. 2, p. 94-103, 1999.

KIM, H. M.; CHO, W. J.; LEE, K. H. Effect of injection condition and swirl on DI diesel combustion in a transparent engine system. **International Journal of Automotive Technology**, v. 9, n. 5, p. 535-541, 2008.

KONO, S., TERASHITA, T., KUDO, H. **Study of the swirl effects on spray formations in DI engines by 3D numerical calculations.** N. 910264. SAE Technical Paper, 1991.

LACAVA, P. T.; PIMENTA, A. P.; CARVALHO JR., J. A.; FERREIRA, D. S. **Influência do número de swirl na emissão de NOx em uma fornalha de 110kW queimando diesel**. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, Natal, 2000.

MANAVELLA, H. J. **Emissões automotivas**. Disponível em: <http://www.hmautotron.eng.br/zip/c03-emiss-proccombust.pdf>. Acesso em 12 jun. 2016.

MAO, Y., BUFFAT, M., JEANDEL, D. Simulation of the turbulent flow inside the combustion chamber of a reciprocating engine with a finite element method. **Journal of fluids engineering**, v. 116, n. 2, p. 363-369, 1994.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **PROCONVE:** Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores. Disponível em: <http://www.mma.gov.br/estruturas/163/_arquivos/proconve_163.pdf>. Acesso em 03 mar. 2015.

NORBERT-DENTRESSANGLE. **Euro VI emission standards**. Disponível em: <http://www.norbert-dentressangle.pl/Aktualnosci/Norbert-Dentressangle-odbiera-pierwszy-samochod-ciezarowy-spelniajacy-norme-emisji-spalin-EURO-VI>. Acesso em 05 mar. 2015.

OTTOSON, T.; HOLMBERG, S. **Free valves:** The effect of different valve strategies on in-cylinder flow, emissions and performance in a heavy duty diesel engine. 2011. 92 p. Dissertação (Mestrado) - KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, 2011.

PAYRI, F.; BENAJES, J.; MARGOT, X.; GIL, A. CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines. **Computers & fluids**, v. 33, n. 8, p. 995-1021, 2004.

PEREIRA, J. C. **Motores e geradores**. Disponível em: <http://www.mecanica.ufrgs.br/mmotor/apostila.pdf>. Acesso em: 14 abr. 2016.

PRASAD, S. L. V. et al. Experimental study of the effect of in cylinder air swirl on diesel engine performance. **International Journal of Engineering Science and Technology**, v. 3, n. 2, p. 1571-1575, 2011.

PULKRABEK, W. W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. New Jersey: Prentice Hall, 1997. 411 p.

QUEIROZ, F. V. **Simulação numérica de hidrociclones para a separação de misturas de alto teor de água em óleo como fase contínua**. 2012. 105 p. Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2012.

RIOSULENSE. **Linha de produtos Aftermarket**. Disponível em: <http://www.riosulense.com.br/br/linha-de-produtos/produtos-aftermarket>. Acesso em 12 jul. 2016.

ROLÉN, J. **Towards intake port optimization and swirl prediction**. 2014. 29p. Dissertação (Mestrado) - Linköping University, Linköping, 2014.

SIMÕES, M. R. **Simulação computacional de escoamento turbulento em compressor axial utilizando ferramenta de CFD**. 2009. 111 p. Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2009.

SOUZA, R. A. **Efeito do deslocamento dos dutos de admissão no número de swirl e no desempenho de motor Diesel**: estudo de caso de cabeçote PDE Scania. 2016. Dissertação (mestrado) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2016.

STAR-CCM+. **STAR-CCM+ v11.06 User Guide**. Disponível em: <http://www.cd-adapco.com/products/star-ccm>. Acesso em: 27 jun. 2016.

SUSHMA, H.; JAGADEESHA, K. B. CFD modeling of the in-cylinder flow in Direct-injection Diesel engine. **International Journal of Scientific and Research Publications**, v. 3, n. 12, p. 1-7, 2013.

VARELLA, C. A. A., SANTOS, G. S. **Noções básicas de motores diesel**. Rio de Janeiro: Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro. 2010.

VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics**: the finite volume method. Harlow: Longman Scientific & Technical, 1995.

WENDY, H.K., SHAHRIR, A., KAMARUZZAMAN, S., ZULKIFLI, M. N., AZHARI, S. CFD investigation of fluid flow and turbulence field characteristics in a four-stroke automotive direct injection engine. **Institution of Engineers Malaysia**, v. 69, n. 1, 2008.

WIDMANN, J. F., CHARAGUNDIA, S. R., PRESSER, C. **Characterization of the Inlet Combustion Air in NIST's Reference Spray Combustion Facility**: Effect of Vane Angle and Reynolds Number. Maryland: National Institute of Standards and Technology, 2000.

WILCOX, D. C. **Turbulence modeling for CFD**. La Canada: DCW industries, 1998. v. 2.