

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIAS DA MOBILIDADE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

GUSTAVO GUIMARÃES GONÇALVES

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE INJEÇÃO EM SISTEMA DIESEL

Joinville

2016

GUSTAVO GUIMARÃES GONÇALVES

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE INJEÇÃO EM SISTEMA DIESEL

Trabalho de conclusão de curso como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva na Universidade Federal de Santa Catarina, Campus de Joinville.

Orientador: Prof. Leonel R Cancino, Dr. Eng

Joinville

2016

Gustavo Guimarães Gonçalves

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE INJEÇÃO EM SISTEMA DIESEL

Este trabalho foi julgado adequado para aprovação na disciplina Trabalho de Conclusão de Curso do curso de Engenharia Automotiva da Universidade Federal de Santa Catarina e aprovado em sua forma final.

Joinville, 02 de dezembro de 2016

Prof. Thiago Antonio Fiorentin, Dr. Eng
Coordenador do Curso

Banca examinadora

Prof. Leonel Rincón Cancino, Dr. Eng
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Rafael de Camargo Catapan, Dr. Eng
Universidade Federal de Santa Catarina

Eng. Yesid Ortiz Sánchez, M. Sc
Universidade Federal de Santa Catarina

Eng. Nury Nieto Garzon, M. Eng
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico este trabalho a minha família, meu firmamento.

AGRADECIMENTOS

A meus pais, agradeço a dedicação, os sacrifícios, o apoio e toda a estrutura familiar sem as quais eu não seria nada.

A minha irmã, cujas palavras de encorajamento foram essenciais na fase final deste projeto.

Ao professor Leonel Rincón Cancino, todo o apoio e dedicação nesta empreitada que parecia impossível.

Aos meus amigos e família, pelo apoio e compreensão durante esta fase.

“All we have to decide is what to do with the time that is given us.”

J.R.R. Tolkien, 1954

RESUMO

Os motores de combustão interna com ignição por compressão, conhecidos como ciclo Diesel, são alvo de diversos estudos relacionados a sua eficiência por estarem diretamente ligados aos custos dos transportes em diferentes modais. A injeção do combustível neste tipo de motor tem alto impacto em sua eficiência, de acordo com a forma que o bico injetor gera a mistura. Desta forma, este trabalho pretende analisar as capacidades de simulação numérica da injeção em motores de ignição por compressão, através do estudo fenomenológico interno ao bocal de injeção. Objetiva-se encontrar um modelo de simulação que demonstre corretamente processos de cavitação e suas influências em um conseqüente spray de injeção. São apresentadas duas diferentes configurações de modo a estudar a influência de certos parâmetros sobre a ocorrência da cavitação no furo do bocal de injeção. Esta correta previsão dos processos permite à indústria uma economia de tempo e recursos na construção de análises experimentais. É ressaltada a importância da análise de cavitação pois a mesma tem influência direta nos processos de penetração da fase líquida e gasosa e na conseqüente atomização e combustão entre outros processos. Os resultados de fluxo interno mostram que a abordagem aqui realizada é condizente com a literatura, validações experimentais e simulações de spray baseados nesta abordagem são recomendados.

Palavras-Chave: Motor Diesel, Injeção, Bico de Injeção, Cavitação, Fluxo Interno.

ABSTRACT

The internal combustion engines with compression ignition, known as the Diesel cycle, are the subject of several studies related to their efficiency because they are directly related to transport costs in different modes. Fuel injection in this type of engine has a high impact on its efficiency, according to the way the injector nozzle generates the mixture. In this way, this work intends to analyze the numerical simulation capacities of the injection in compression ignition engines, through the phenomenological study internal to the injection nozzle. Aiming to find a simulation model that correctly demonstrates cavitation processes and their influence on a consequent injection spray. Two different configurations are presented in order to study the influence of certain parameters on the occurrence of cavitation in the hole of the injection nozzle. This correct prediction of the processes allows the industry saving of time and resources in the construction of experimental analyzes. The importance of cavitation analysis is emphasized because it has a direct influence, among others, on the penetration processes of the liquid and gaseous phase and on the consequent atomization and combustion. The internal flow results show that the approach performed here is consistent with the literature, experimental validations and spray simulations based on this approach are recommended.

Keywords: Diesel Engine, Injection, Injection Nozzle, Cavitation, Internal Flow.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2-1 - Geometria básica de um cilindro de combustão interna (Adaptada de HEYWOOD, 1988)	12
Figura 2-2 - O ciclo de operação de quatro tempos (Adaptada de HEYWOOD, 1988)	14
Figura 2-3 - Fases da combustão do ciclo Diesel (Adaptada de HEYWOOD, 1988)	17
Figura 2-4 - Geometria básica de um bico de injeção (Adaptada de RONALD R. HALOWELL, 2003)	19
Figura 2-5 - Sistema de injeção de trilho comum (Adaptada de BAUMGARTEN, 2006)	19
Figura 2-6 - Injetor de trilho simples (Adaptada de BAUMGARTEN, 2006)	20
Figura 2-7 - Sistema de injeção unitária (Adaptada de BAUMGARTEN, 2006)	21
Figura 2-8 - Controle de injeção em sistemas de injeção unitários (BAUMGARTEN, 2006)	22
Figura 2-9 - Ponta de pulverização e furo do bico injetor (Adaptada de RONALD R. HALOWELL, 2003)	23
Figura 2-10 - Tipos de bico (BAUMGARTEN, 2006)	24
Figura 2-11 - Geometrias do furo do bico (BAUMGARTEN, 2006)	25
Figura 2-12 - Quebra de um jato cônico através de turbulências e cavitação (BAUMGARTEN, 2006)	25
Figura 2-13 - Regimes de quebra de atomização (Adaptado de BAUMGARTEN, 2006)	27
Figura 2-14 - Descrição esquemática dos regimes de quebra de jato (Adaptado de BAUMGARTEN, 2006)	28
Figura 2-15 - Diagrama de fases (FRANC, MICHEL, 2004)	30
Figura 2-16 - Efeito da cavitação assimétrica no furo do bico injetor (BAUMGARTEN, 2006)	32
Figura 2-17 - Relação entre cavitação e a relação entre o comprimento e o diâmetro do bico injetor (BASTAWISSI; ELKELAWY, 2014)	33
Figura 3-1 - Geometria computacional utilizada	38
Figura 3-2 - Malha computacional para o cálculo de cavitação interna do bico injetor	39
Figura 3-3 - Movimento da agulha representado na malha	40
Figura 3-4 - (a) região de entrada – inlet (b) região de saída – outlet	40
Figura 3-5 - (a) Assento da agulha (b) Agulha (c) Furo do bico injetor	41
Figura 3-6 - Volume de descarga	41
Figura 4-1 - Desenvolvimento da pressão nos primeiros 30° do virabrequim	46
Figura 4-2 - Desenvolvimento da velocidade do combustível líquido na fase inicial da injeção	47
Figura 4-3 - Fração Volumétrica da fase líquida	48
Figura 4-4 - Fluxo da fase líquida após o fechamento da agulha no bico injetor	49
Figura 4-5 - Combustível líquido total injetado em kg	49
Figura 4-6 - Combustível vapor total injetado em kg	50
Figura 4-7 - Massa de gases na região SAC em kg	50
Figura 4-8 - Fluxo de massa na saída do bico injetor em kg/s	50
Figura 4-9 - Número de cavitação de Nurick na saída do furo do bico injetor	51
Figura 4-10 - Número de cavitação de Winklhofer na saída do furo do bico injetor	51
Figura 4-11 - Resultados Combustível a 313,15K	52
Figura 4-12 - Resultados injeção a 160 MPa	53

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	10
1.1. OBJETIVOS.....	11
1.1.1. Objetivo Geral.....	11
1.1.2. Objetivos Específicos.....	11
2. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.....	12
2.1. MOTORES DIESEL.....	15
2.1.1. Combustão.....	16
2.1.2. Injeção direta em motores Diesel.....	18
2.1.2.1. O Bico Injetor – <i>Injector Nozzle</i>	23
2.1.2.2. Atomização.....	25
2.1.2.3. Cavitação.....	29
3. METODOLOGIA.....	35
4. RESULTADOS.....	45
4.1. COMPARATIVO – TEMPERATURA.....	51
4.2. COMPARATIVO – PRESSÃO.....	52
5. CONCLUSÃO.....	54
5.1. Recomendações para trabalhos futuros.....	55

1. INTRODUÇÃO

A eficiência é fator de importância em qualquer uma das ramas da engenharia, e não é distinto na engenharia automotiva, sendo determinante para a escolha e especificação no uso dos mais diversos sistemas.

Em motores de combustão interna de ciclo diesel, os níveis de turbulência no campo de escoamento no cilindro, antes da injeção de combustível, são relevantes para se obter um processo de combustão eficiente, bem como a turbulência gerada pelo sistema de injeção de combustível tem influência direta na eficiência do motor (HEYWOOD, 1988).

Quando criadas, novas propostas de sistemas de injeção devem passar por fases de análise para verificar suas características, suas vantagens e desvantagens. Para diversos atributos, essa análise pode ser realizada através de uma abordagem de simulação numérica.

Maior eficiência do motor de combustão interna está diretamente relacionada a um consumo ótimo de combustível e diminuição da emissão de gases poluentes. Porém motores de combustão interna apresentam baixa eficiência térmica (HEYWOOD, 1988). É dada então a necessidade do aumento de eficiência nos motores atualmente utilizados na indústria automotiva. O estudo do sistema de injeção é uma alternativa viável.

O desenvolvimento e a estrutura do jato de combustível, que influencia a ignição e a liberação de calor, é fortemente influenciado pelas condições de fluxo dentro dos orifícios dos bicos, especialmente se o fluxo cavitado (BAUMGARTEN, 2006). Estas condições de escoamento no bocal são por sua vez influenciadas por condições de fluxo tanto no interior do volume chamado SAC, que compreende a região abaixo da agulha, como no resto do fluxo dentro do injetor. Uma compreensão abrangente do sistema de injeção de combustível requer, portanto, que todos esses aspectos sejam estudados, idealmente sob operação transitória e sob condições operacionais realistas (HULT et al. 2016).

Dados sobre fluxo de combustível e cavitação no interior do injetor de combustível e furos do bico, e seu efeito na estrutura de jato próximo ao bico, podem auxiliar desenvolvimento e otimização de sistemas de injeção. O trabalho aqui apresentado busca a caracterização do escoamento de combustível dentro de um injetor Diesel do tipo SAC hole de trilho comum, desde o SAC até o jato próximo ao furo do bico, utilizando técnicas de

simulação de Dinâmica de Fluidos Computacional – CFD (*Computational Fluid Dynamics*). É apresentada uma revisão acerca de motores diesel, seus injetores e os principais princípios físico-químicos que influenciam ou sofrem influência direta da ação do bico injetor, assim como os principais modelamentos de simulação que são atualmente utilizados no que concerne bicos injetores de sistemas diesel e sprays.

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. Objetivo Geral

Estudo do escoamento interno em um bico injetor para motores diesel de médio porte, com injeção de alta pressão, com atenção especial na cavitação e fração volumétrica que compõe os fluidos que chegam à saída do bico injetor de forma a obter uma correta previsão do spray dentro da câmara de injeção.

1.1.2. Objetivos Específicos

- Revisão teórica acerca de bico injetores;
- Revisão de modelos de simulação de bicos injetores e sprays de injeção;
- Escolha do modelo e ambientação do programa de simulação numérica;
- Geração do modelo 3D e sua malha;
- Ajuste dos parâmetros e realização da simulação;
- Análise dos dados;
- Determinação da velocidade do fluxo dentro do bico injetor durante a injeção;
- Determinação da ocorrência de cavitação dentro do bico injetor durante a injeção;
- Determinação da variação de pressão dentro do bico injetor durante a injeção;
- Determinação da massa total injetada em fases líquidas e gasosas.

2. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Motores de combustão interna são máquinas térmicas dedicadas a transformar a energia química presente em um combustível em energia mecânica através de processos termodinâmicos / processos de combustão. Neste tipo de motor, a combustão, como o nome sugere, ocorre internamente, dentro da chamada câmara de combustão. Nela a energia química presente no combustível é transformada por processos cinéticos de combustão em energia térmica. O aumento da energia térmica provoca um aumento da temperatura e da pressão dos gases no interior da câmara, desta forma a variação da temperatura e pressão induz a variação volumétrica, a qual é imposta nos gases (via movimentação do pistão do ponto morto superior ao ponto morto inferior), dado que o processo respeita as leis de conservação de massa e de energia como exposto por Heywood (1988). A geometria básica dos cilindros que compõe estes motores pode ser vista na Figura 2-1.

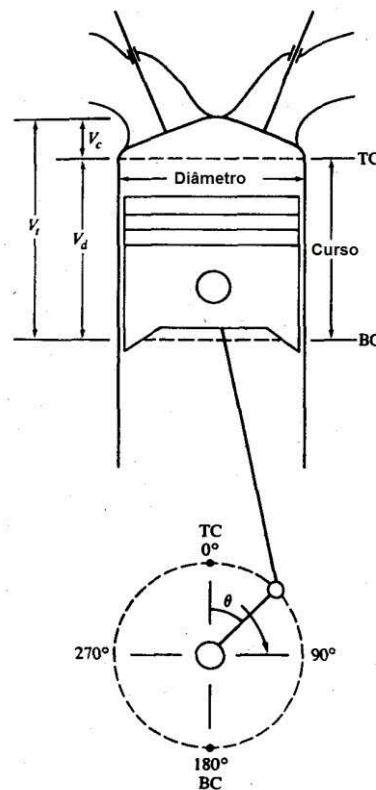


Figura 2-1 - Geometria básica de um cilindro de combustão interna (Adaptada de HEYWOOD, 1988)

Na figura as variáveis TC e BC mostram o ponto morto superior e inferior respectivamente. As variáveis V_d , V_t e V_c representam o volume de trabalho, o volume total e o volume morto respectivamente.

A combustão é um processo tanto químico quanto físico, sendo o responsável por transformar a energia química contida nos combustíveis em energia térmica. Sendo definida por Cancino (2004) como:

Combustão, num sentido mais amplo, entende-se como o conjunto de reações químicas que se desenvolvem de forma relativamente rápida, de caráter exotérmico, com ou sem manifestações do tipo de radiações visíveis, em fase gasosa ou heterogênea e sem exigir necessariamente a presença de oxigênio. Numa forma mais restrita, chamas podem ser definidas como reações de combustão que se propagam com velocidades inferiores à velocidade do som, acompanhadas normalmente de radiações visíveis. (CANCINO, 2004, p.1)

Os motores de combustão interna hoje são divididos pela forma como a chama é gerada, seja pela presença de centelha, ou por condições de compressão ideais para o combustível utilizado. A ignição da chama por faísca é comum aos motores do chamado ciclo Otto, e é muito utilizada em veículos de pequeno e médio porte, utilizando combustíveis como gasolina e álcool. Os motores pertencentes a este ciclo são chamados de *spark ignition* (SI). Já nos motores do chamado ciclo Diesel, a ignição da mistura é feita via compressão do ar e posterior injeção de combustível, no ar já comprimido, o qual deve estar numa condição termodinâmica que permita a autoignição da mistura ar-combustível na câmara de combustão e logo depois da injeção de combustível. Motores tipo Diesel são normalmente utilizados em veículos de grande porte, desde caminhões a navios e utiliza como combustíveis óleo diesel, bio-diesel entre outros. O grupo de motores pertencentes a este ciclo é chamado de *compression ignition* (CI).

Os motores também são divididos em tempos, de acordo com o ciclo de operação, sendo então divididos em motores de dois tempos e de quatro tempos. Durante um tempo do motor, o pistão desloca-se do ponto mais baixo, o chamado ponto morto inferior (PMI), até o ponto mais alto no curso do pistão, o chamado ponto morto superior (PMS). Os motores de dois tempos não tem fases bem demarcadas, e são caracterizados por gerar uma combustão completa a cada volta do virabrequim. Já os motores de quatro tempos têm suas fases bem definidas dentro de cada tempo. As quatro fases que regem os motores de quatro tempos, mostradas na Figura 2-2, são:

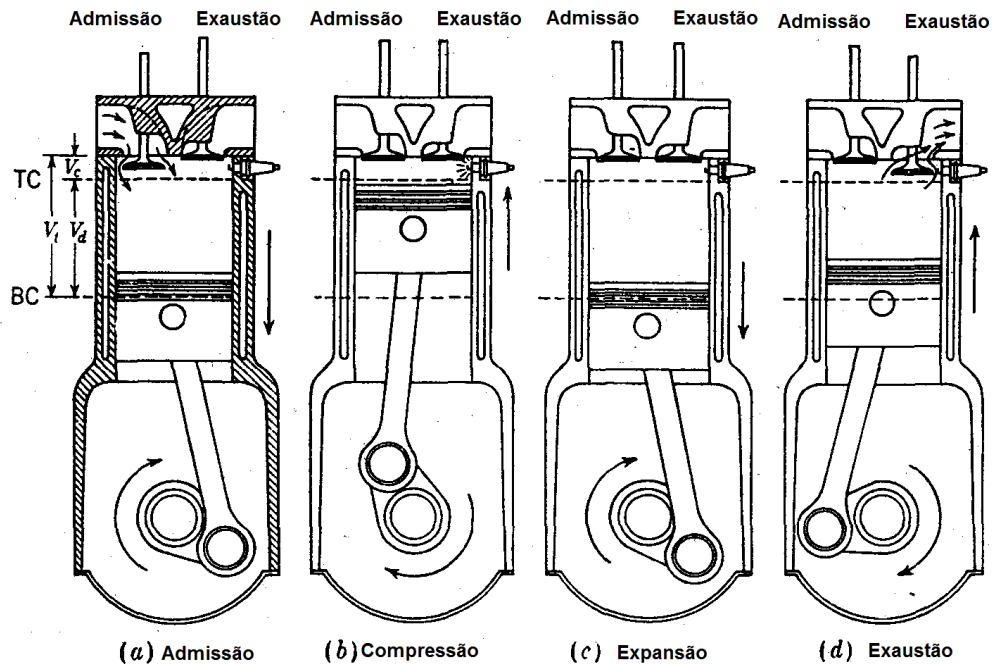


Figura 2-2 - O ciclo de operação de quatro tempos (Adaptada de HEYWOOD, 1988)

- **Admissão:** A válvula de admissão é aberta quando o pistão encontra-se próximo ao PMS e é fechada quando o pistão encontra-se próximo ao PMI durante a primeira meia volta do virabrequim. Durante esta fase, tanto uma mistura de ar combustível, quanto apenas ar podem ser admitidos.
- **Compressão:** os gases e líquidos admitidos na fase anterior são então comprimidos mecanicamente pelo movimento do pistão do PMI ao PMS (mais 180 graus de giro), após esta fase inicia-se o processo de combustão. A chegada do pistão ao PMS marca o primeiro giro completo do virabrequim.
- **Combustão / Expansão:** Pouco antes de o pistão chegar ao PMS ocorrem os processos de centelha em motores SI e ocorre a injeção do combustível em motores CI. Isto permite que a mistura combustível-ar sofra o processo de combustão, elevando rapidamente a temperatura e pressão dentro da câmara de combustão. Esta combinação empurra o pistão para o PMI (primeiros 180 graus de giro, da segunda volta). Nesta fase é gerada a potência do motor.
- **Exaustão:** Quando o pistão chega próximo ao PMI, a válvula de exaustão é aberta, de forma que a diferença de pressão entre o cilindro, ainda em alta pressão, e os dutos de exaustão, em baixa pressão, forcem o movimento dos produtos da combustão para os dutos de exaustão e conseqüentemente o movimento do pistão do PMI ao PMS no chamado processo de lavagem do

cilindro. Este movimento conclui a segunda volta do virabrequim. Quando o pistão atinge o PMS a válvula de exaustão é então fechada e a válvula de admissão é aberta, iniciando-se novamente o processo.

Percebe-se então, que nos motores de quatro tempos, apenas um tempo produz efetivamente trabalho, de forma que os outros três tempos são chamados de passivos. A combinação de tempos em vários cilindros é então ideal para garantir que sempre exista um processo de potência ocorrendo.

2.1. MOTORES DIESEL

Os motores de ciclo Diesel recebem apenas ar durante o processo de admissão. O combustível é injetado de forma direta ou indireta próximo ao final do processo de compressão. O combustível injetado no cilindro em alta pressão sofre processos de atomização e através do contato entre o combustível atomizado e o ar a alta pressão e temperatura, gera a chamada autoignição, iniciando a chama. Isto ocorre quando a mistura ar-combustível atinge a chamada temperatura de autoignição.

Diversos parâmetros regem a operação em um motor de combustão interna. Nesta seção serão apresentados apenas conceitos que sofram influência direta da injeção de combustível. O equacionamento e definição de diversos outros parâmetros importantes ao funcionamento de motores podem ser encontrados em e Heywood (1988).

A combustão em motores diesel é modelada através de diversos sub-processos, que regem a forma como o combustível e o ar sofrem mistura e conseqüente combustão. Dentro destes sub-processos, podem ser observados o estudo do atraso de ignição, da transferência de calor e a estrutura do spray.

A injeção em motores Diesel é feita atualmente por injeção direta de alta pressão e velocidade. Esta injeção é controlada eletronicamente e ocorre pouco antes de o pistão atingir o PMS. O combustível sofre processos de atomização, que serão mais tarde explicados, difundindo-se em pequenas gotas. Tais gotas vaporizam e se misturam com o ar presente na câmara. Essa mistura ar-combustível de alta pressão e temperatura atinge os pontos de autoignição do combustível, iniciando-se assim a chama. São utilizados hoje bicos de injeção de múltiplos furos, de forma que a mistura se torne mais homogênea. Parâmetros como a penetração deste spray, ambas fase líquida e fase gasosa são muito importantes, pois ao mesmo tempo que deseja-se que o ocorra a mistura de combustível com o máximo de

moléculas de ar possível, deve-se evitar que o spray atinja as paredes da câmara, que estarão relativamente frias, gerando atrasos de combustão, perdas e emissão de poluentes.

Para ocorrência de uma boa mistura o spray de injeção e a movimentação de gases do cilindro devem estar bem acoplados. Essa movimentação dos gases do cilindro são normalmente regidas pela geometria do mesmo, sendo definidas como *swirl* e *squish*. A configuração *swirl* é a movimentação rotacional em torno do eixo de movimentação do pistão. A configuração *squish* é a movimentação circular perpendicular a este eixo. A configuração do spray é resultado de diversos fatores, como a ocorrência de cavitação dentro do furo do bico injetor, a geometria do bico injetor, a pressão da bomba de injeção, o deslocamento da agulha de injeção, o tempo de injeção.

O atraso de ignição Diesel é definido como o intervalo de tempo entre o início da injeção e o início da combustão. Durante esse período, sub-processos importantes acontecem, incluindo a vaporização, a atomização e a mistura do combustível com o ar. Um processo de atraso químico nas reações de pré-combustão também ocorre durante o atraso de ignição. Nos motores diesel de injeção direta, o atraso de ignição é muito pequeno, devido a fatores como a correta regulação da injeção e da alta taxa de compressão que estes motores são sujeitos. O atraso de ignição surte efeito sobre a capacidade de arranque, o ruído do motor e a formação de poluentes NO_x . Diversas características como pressão de compressão, temperatura ambiente do gás e características da injeção influenciam neste atraso.

A transferência de calor é o processo de troca térmica que ocorre, principalmente após a liberação de calor da combustão, nos componentes do motor, de forma que a energia térmica que é absorvida pelos componentes do motor é tratada como perda. Entre outras perdas encontram-se os bombeamento de injeção, admissão (para motores de admissão forçada) e resfriamento, o atrito. Desta forma o trabalho gerado pelo motor Diesel é tratado como o trabalho realizado pela liberação de calor sobre o pistão descontando-se as perdas de atrito e bombeamento já mencionadas. Esta liberação de calor que age sobre o pistão depende de características de pré-combustão, como a temperatura do gás comprimido, características geométricas da câmara de combustão, mistura turbulenta do ar-combustível e as características que regem a injeção do combustível.

2.1.1. Combustão

Motores de combustão interna de ignição por compressão com injeção direta têm a injeção de combustível ao final da compressão do ar, como mencionado anteriormente. O

combustível é injetado através de um jato de alta velocidade, sofre processos de atomização, mistura e vaporização, acontecendo então a combustão. Estes processos continuam ocorrendo mesmo após o início da combustão, até que todo o combustível sofra a combustão. Heywood (1988) então divide este processo nas fases que podem ser vistas na Figura 2-3 a seguir.

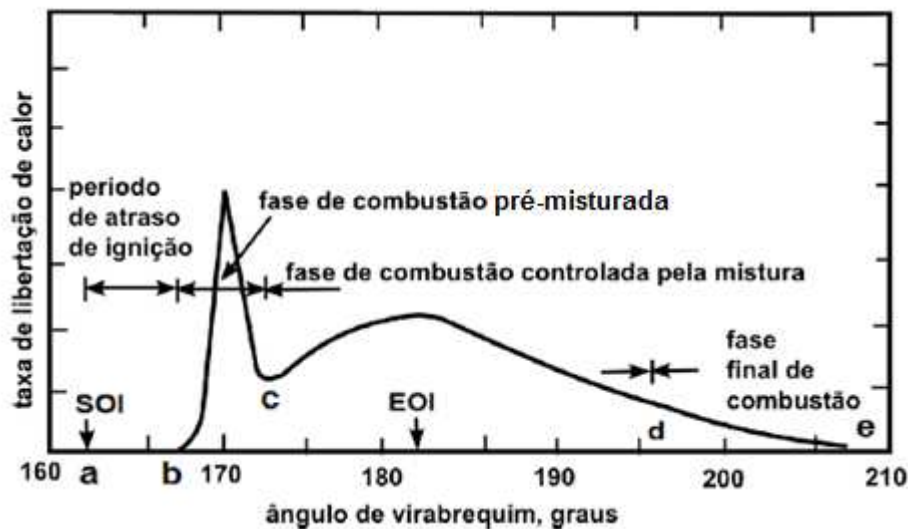


Figura 2-3 - Fases da combustão do ciclo Diesel (Adaptada de HEYWOOD, 1988)

- **Fase a-b:** Atraso de ignição: como exposto anteriormente é o tempo entre o início da injeção e o início da combustão/liberação de calor.
- **Fase b-c:** Combustão pré-misturada: o combustível misturado durante o atraso de ignição sofre combustão, em regime de chama premisturada e a mesma é inicializada pela autoignição da mistura, uma grande quantidade de calor é liberada em pouco tempo. A velocidade da reação química é controlada pela formação de “porções de mistura ar-combustível” dentro dos limites de inflamabilidade da mistura e pelas condições de autoignição. Este processo controla a taxa de liberação de calor.
- **Fase c-d:** Combustão controlada pela mistura / difusão: após a chama de premistura estar estabilizada, se tem de um lado dela o combustível, e do outro lado o comburente (ar circundante na parte exterior do cone do spray) a partir da qual é formada uma chama de difusão. Esta etapa da combustão é o próprio processo de difusão de reagentes para o interior da chama o que vai controlar ou reger a taxa de liberação de calor. Os processos de atomização, vaporização, mistura e queima ocorrem simultaneamente à injeção. Durante essa fase a injeção é terminada, ocorrendo normalmente um decaimento da liberação de

calor após o fim da injeção e posterior queima do combustível em regime de chama difusiva.

- **Fase d-e:** Fase final de combustão: O combustível remanescente na câmara de combustão e ainda não queimado durante as fases anteriores podem sofrer queima. Pode ocorrer então uma pequena liberação de calor. Esta queima tardia gera a oxidação da fuligem previamente formada.

2.1.2. Injeção direta em motores Diesel

A tarefa do sistema de injeção é conseguir um elevado grau de atomização de modo a permitir uma evaporação suficiente num tempo muito curto e conseguir uma penetração do spray suficiente para utilizar toda a carga de ar. O sistema de injeção de combustível deve ser capaz de medir a quantidade desejada de combustível, dependendo da velocidade e da carga do motor, e de injetar esse combustível na hora correta e com a taxa desejada. Mais adiante, dependendo da câmara de combustão particular, a forma e estrutura de pulverização apropriadas devem ser produzidas.

Em motores diesel de injeção direta, o processo de combustão é iniciado por injeção de combustível no cilindro, com o ar já comprimido. O combustível separa-se em pequenas gotas, as gotas são misturadas com o ar e são então vaporizadas devido à alta temperatura do ar ambiente, neste ponto do processo, a transferência de calor entre a fase gasosa (ar) e líquida (gotas de combustível) tem um papel muito importante. A mistura de vapor de combustível e ar autoignita após o atraso de ignição e a mistura é consumida, produzindo produtos de combustão. Por conseguinte, a série de processos no cilindro associados com a atomização e posterior combustão depende fortemente dos parâmetros de projeto e operação do bico injetor de combustível. A variação dos parâmetros de projeto principais, tais como o diâmetro e comprimento do bico, pressão de entrada no injetor, geometria do bico e o levantamento da agulha do injetor, resultará em condições de fluxo diferentes, incluindo diferentes condições de cavitação. Portanto, quaisquer variações dos parâmetros do injetor podem afetar o processo de combustão. A Figura 2-4 mostra a geometria básica de um bico injetor.

Normalmente, uma bomba de alimentação extrai o combustível do tanque de combustível e o transporta através de um filtro para a bomba de injeção de alta pressão. Dependendo da área de aplicação e do tamanho do motor, são geradas pressões entre 100 e 200 MPa. A bomba de injeção de alta pressão transporta o combustível através de tubos de

alta pressão para os bicos de injeção na cabeça do cilindro. O excesso de combustível é transportado de volta para o tanque de combustível.

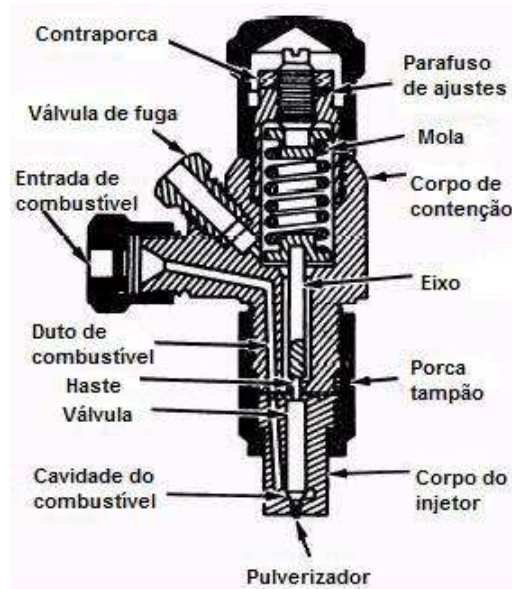


Figura 2-4 - Geometria básica de um bico de injeção (Adaptada de RONALD R. HALOWELL, 2003)

Hoje, existem dois grupos principais de sistemas de injeção de alta pressão. Os conceitos pertencentes ao primeiro são os chamados *Common Rail Injection Systems*, ou sistema de injeção de trilho comum, que pode ser visto na Figura 2-5. Aqui, a geração de pressão e o evento de injeção não são acoplados, e a pressão de injeção é independente da velocidade do motor.

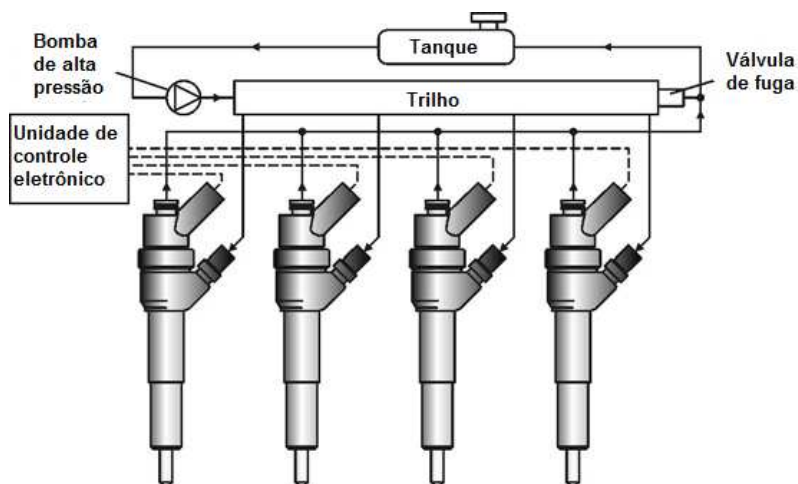


Figura 2-5 - Sistema de injeção de trilho comum (Adaptada de BAUMGARTEN, 2006)

Comparado com os sistemas de injeção que são acionados por uma árvore de cames, isto permite uma flexibilidade significativamente maior de injeção e formação de mistura. Combustível sob alta pressão é armazenado dentro do trilho, que normalmente consiste em um tubo de parede grossa fechado. Uma bomba de combustível de alta pressão alimenta continuamente o trilho. Um sensor de pressão ajusta a pressão desejada do trilho através de uma válvula adicional que controla o fluxo de massa do combustível em excesso para o tanque de combustível. Por conseguinte, a pressão do trilho não depende da velocidade do motor e pode ser conseguido um ajuste óptimo para o ponto de funcionamento real do motor. Tubos curtos ligam o trilho aos injetores.

O volume do trilho é grande o suficiente para suprimir flutuações de pressão devido à injeção. O tempo de injeção e a duração são controlados por válvulas solenóides e são independentes da geração de pressão. Assim, o sistema de injeção de trilho simples é capaz de manter a pressão de injeção ao nível desejado e de realizar pré-injeções (redução de ruído e óxidos nítricos), injeções principais e pós-injeções (redução de emissões brutas de fuligem, aquecimento de catalisadores) com duração variável e temporização de acordo com as demandas do ponto de operação do motor.

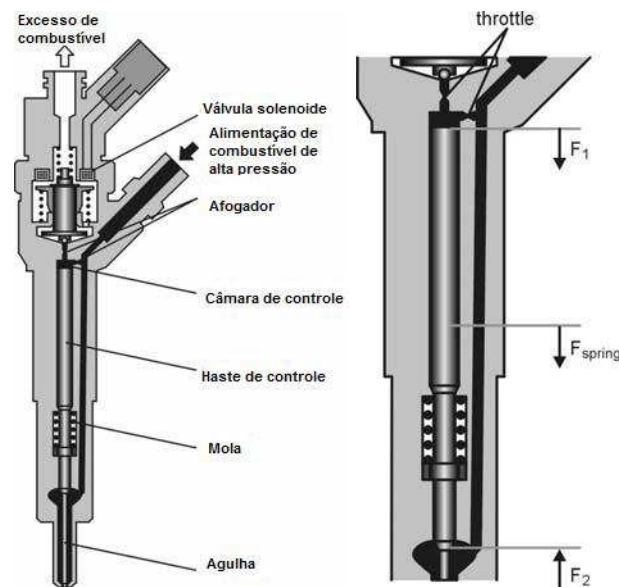


Figura 2-6 - Injetor de trilho simples (Adaptada de BAUMGARTEN, 2006)

O movimento da agulha é controlado por uma válvula solenoide. Na Figura 2-6, a agulha está fechada. A força de mola F_{spring} e a força hidrúlica F_1 do combustível de alta pressão em cima da haste de controle são maiores que a força hidrúlica F_2 e a agulha é mantida fechada. Assim que a válvula solenoide se abre, a pressão na câmara de controle

acima da haste de controle diminui e a agulha começa a abrir, porque o diâmetro afogador de entrada que liga a câmara de controle com o fornecimento de combustível a alta pressão é menor do que o diâmetro do afogador de saída. O excesso de combustível passa através do afogador de saída e flui de volta para o tanque de combustível. Assim, o movimento da agulha é um processo controlado hidráulicamente. A velocidade de abertura da agulha é determinada pela relação de tamanho de ambos os afogadores. O processo de fechamento é iniciado pelo fechamento da válvula solenoide. A pressão dentro da câmara de controle aumenta e a haste de controle fecha a agulha. A velocidade de fechamento é novamente influenciada pelo tamanho dos afogadores.

O segundo grupo principal de sistemas de injeção de alta pressão são aqueles em que a geração de pressão de injeção e a própria injeção ocorrem sincronizadamente. Estes sistemas são acionados por uma árvore de cames, que é acoplada mecanicamente com o motor. Uma característica básica destes sistemas é a geração de pressão intermitente: a alta pressão só está disponível durante um pequeno intervalo do ângulo do virabrequim.

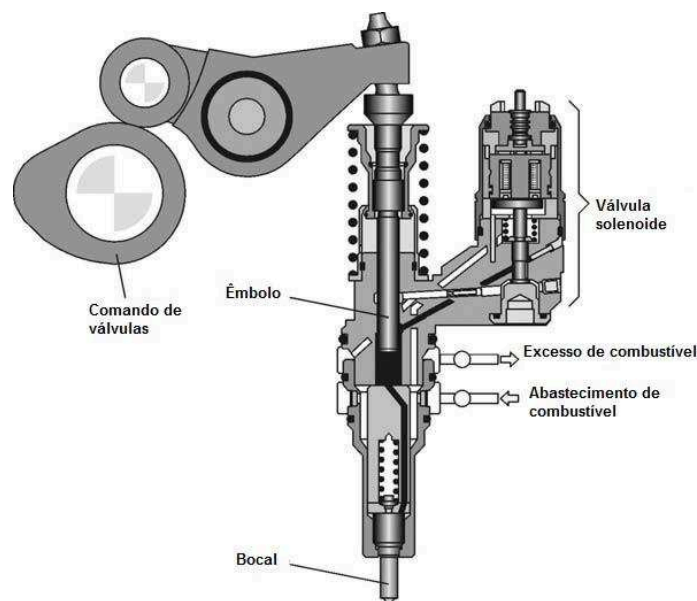


Figura 2-7 - Sistema de injeção unitária (Adaptada de BAUMGARTEN, 2006)

No caso do denominado *unit injector system* ou sistema de injeção unitária, a bomba e o bocal de injeção são combinados numa única unidade, mostrado na Figura 2-7. Cada cilindro do motor está equipado com uma destas unidades, a qual é acionada pelo came através de um balancim, por exemplo. A ausência de tubos de alta pressão entre a bomba e o injetor permite picos de pressões de injeção significativamente mais elevadas (acima de 200 MPa) do que no em sistemas de bomba unitária. A forma do came determina o movimento do

êmbolo e assim a geração de pressão em função do ângulo do virabrequim. A mola na parte superior do injetor pressiona o êmbolo contra o balancim e o balancim contra o came, garantindo o fechamento forçado durante o funcionamento.

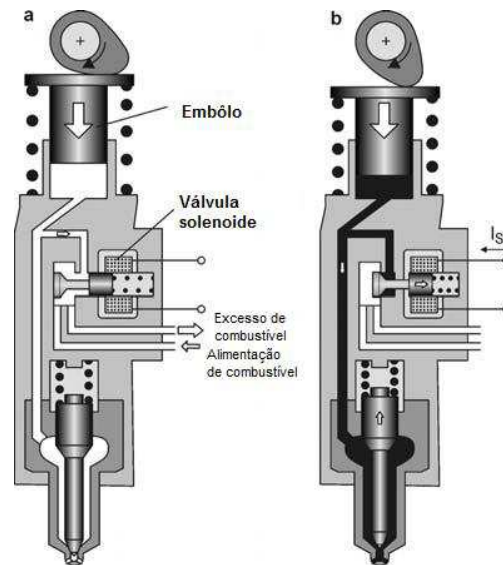


Figura 2-8 - Controle de injeção em sistemas de injeção unitários (BAUMGARTEN, 2006)

A Figura 2-8 mostra uma imagem simplificada do injetor de unitário com a agulha fechada. A válvula solenóide é aberta, e assim que o êmbolo é empurrado para baixo, combustível em excesso é eliminado. De acordo com o início desejado da injeção, a unidade de controle do motor fecha a válvula solenóide, e o êmbolo comprime o combustível. Assim que a pressão for suficientemente para levantar a agulha, a injeção começa. Devido à grande taxa de alimentação do êmbolo, a pressão de injeção aumenta durante a injeção, resultando num perfil de taxa de injeção triangulada.

Em contraste com o sistema de trilho simples, no qual a pressão de injeção máxima está já presente no início da injeção (com perfil de forma retangular e a atomização é máxima durante toda a injeção), a atomização no início do spray é consideravelmente mais lenta e melhora durante a injeção. No final da injeção, a válvula solenóide é aberta, o excesso de combustível é eliminado e a pressão de injeção diminui. Assim que a mola é capaz de fechar a agulha, a injeção é interrompida. Finalmente, o êmbolo move-se para cima e a câmara abaixo do êmbolo enche novamente com combustível da alimentação de baixa pressão. De funcionalidade extremamente similar, os sistemas chamados *unit pump system* ou sistema de bomba unitário diferem dos sistemas de injeção unitário comum pois a bomba e o bico não estão acoplados, de forma a facilitar a construção destes. A desvantagem deste sistema é o alcance de pressões menores que o anterior.

A pressão de injeção nestes sistemas é diretamente proporcional a velocidade do motor, devido ao movimento do êmbolo ser acoplado ao motor. Estes sistemas não permitem fácil geração de pré e pós-injeções, pois as pressões de injeção estão disponíveis em curtos intervalos de ângulo do virabrequim. Desta forma estes sistemas são mais limitados que os sistemas de trilho comum. A vantagem deste sistema se apresenta no aumento de pressão durante a injeção, tendo altos valores de pressão próximos ao final da injeção, o que causa um efeito positivo na formação da mistura e reduz a formação de poluentes.

2.1.2.1. O Bico Injetor – *Injector Nozzle*

A parte mais importante do sistema de injeção é o bico. O combustível é injetado através dos orifícios do bocal na câmara de combustão. O bico injetor pode conter uma ponta de pulverização na agulha, ou pode conter múltiplos furos como forma de passagem do combustível para o cilindro, essas duas configurações são vistas na Figura 2-9.

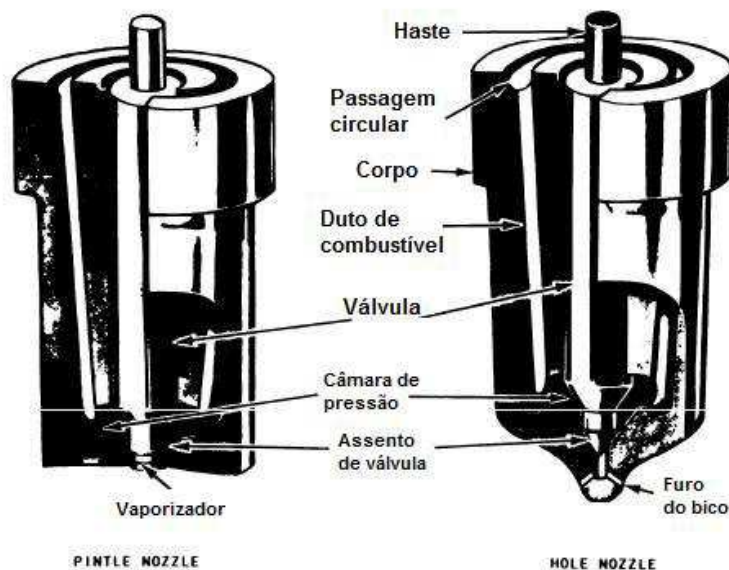


Figura 2-9 - Ponta de pulverização e furo do bico injetor (Adaptada de RONALD R. HALOWELL, 2003)

O bico de múltiplos furos proporciona boa atomização, porém menor penetração do que o bico de ponta de pulverização. O bico de múltiplos furos, alvo deste estudo, é utilizado com o tipo aberto de câmara de combustão em que a atomização elevada é mais importante do que a penetração. O padrão de pulverização do bico de furos depende do número e posição dos furos. Os furos têm de 0,1524 milímetros até cerca de 0,8382 milímetros de diâmetro, comprimento de cerca de 1 milímetro, e o seu número pode variar entre 3 e 18 para motores

de grande calibre. Independentemente do design, todos os bicos funcionam para direcionar o combustível para o cilindro em um padrão que trará a combustão mais eficiente. Obviamente, qualquer defeito nos bicos e pontas terá um efeito adverso no funcionamento do motor. O número e a dimensão dos furos dependem da quantidade de combustível que tem de ser injetada, da geometria da câmara de combustão e do movimento de ar (turbulência) no interior do cilindro.

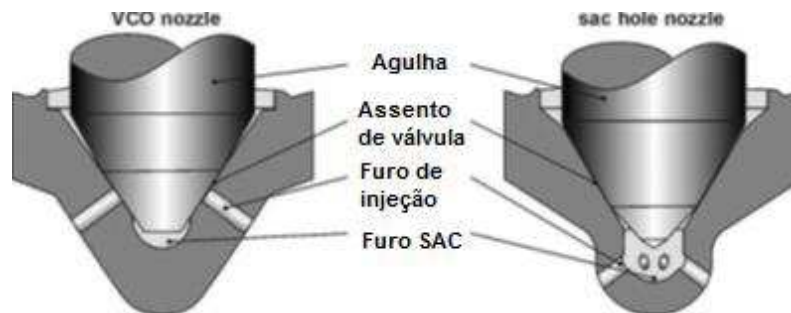


Figura 2-10 - Tipos de bico (BAUMGARTEN, 2006)

Em motores diesel de injeção direta, são usados dois tipos de bicos principais, o chamado SAC hole nozzle, onde os furos se encontram no chamado SAC hole, e o bicos de furos cobertos pela válvula (*valve covered orifice nozzle* - VCO) conforme mostrado na Figura 2-10. Os furos do tipo VCO são mais suscetíveis a excentricidades da agulha, o que pode prejudicar a distribuição correta da injeção nos múltiplos furos. Nos bicos do tipo SAC hole um volume de combustível é encontrado abaixo do assento da agulha, este volume pode gerar injeções indesejadas, aumentando as emissões de hidrocarbonetos e fuligem.

Nos injetores de múltiplos furos a agulha é levantada através de um controle eletrônico para permitir a passagem do combustível para a câmara de combustão, este processo ocorre devido a alta pressão do combustível, de valores muito superiores à pressão do cilindro, que faz com que o combustível escoe em alta velocidade através dos furos para a câmara de combustão. A alta velocidade e diferença de pressão pode causar cavitação no furo, que pode ser transportada para o spray de injeção, muitas vezes prejudicando a atomização e a combustão consequentes e danificando o bico injetor. Ao final do processo de injeção a válvula agulha é novamente pressionada contra o assento do bocal, bloqueando o fluxo nos furos. A configuração do bico injetor influi diretamente sobre a ocorrência dos fenômenos de cavitação e atomização, que serão explicados a seguir.

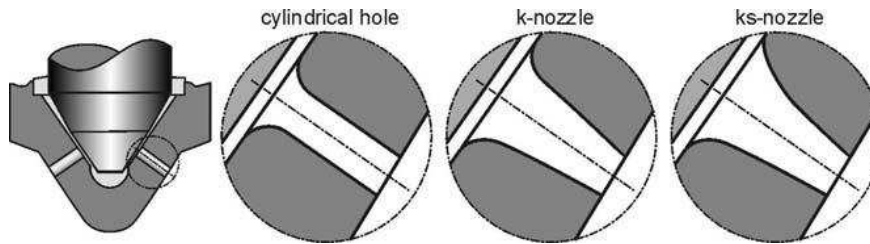


Figura 2-11 - Geometrias do furo do bico (BAUMGARTEN, 2006)

A entrada dos furos do bico são normalmente arredondadas, de forma a facilitar o fluxo no sentido da saída. Cada aplicação pede uma geometria de furo, mostrados na Figura 2-11. Os furos do tipo cilíndrico produzem os maiores índices de cavitação. Os furos de formato cônico e de formato cônico de fluxo otimizado, k e ks respectivamente, geram valores reduzidos de cavitação. A Figura 2-12 mostra efeitos da cavitação e turbulências no furo do bico injetor sobre o jato de spray.

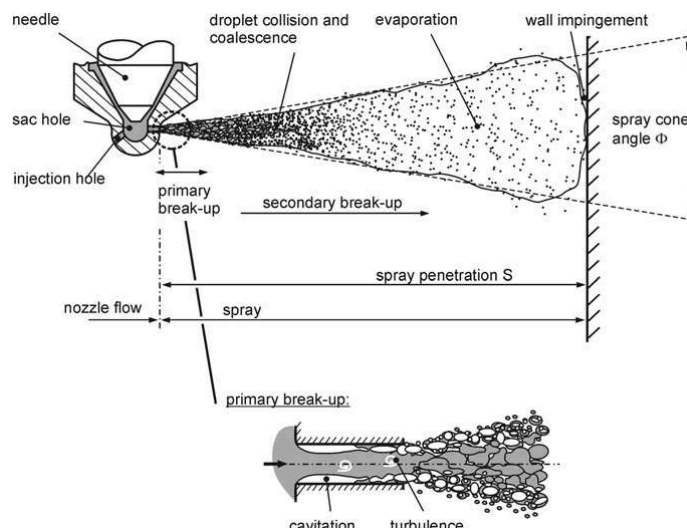


Figura 2-12 - Quebra de um jato cônico através de turbulências e cavitação (BAUMGARTEN, 2006)

Hoje valores de até 200 MPa são utilizados na injeção de diesel, a velocidade do combustível que entra na câmara pode superar 500 m/s, quebrando através de regimes de atomização. No caso de injeção de alta pressão, cavitação e turbulências são os principais responsáveis pela atomização primária.

2.1.2.2. Atomização

Para definir-mos os parâmetros de atomização, Baumgarten (2006) expõe definições que são essenciais no estudo da atomização. Dependendo da velocidade relativa e das

propriedades do líquido e gás circundante, o desmembramento de um jato de líquido é governado por diferentes mecanismos de desagregação. Estes diferentes mecanismos são normalmente caracterizados pela distância entre o bico e o ponto de formação da primeira gota, o chamado comprimento de ruptura e o tamanho das gotículas que são produzidas. Então quatro regimes, o regime de Rayleigh, o primeiro e segundo regime induzido pelo vento, e o regime de atomização, podem ser distinguidos. Para dar uma descrição quantitativa do processo de dissolução do jato, Ohnesorge realizou medições do comprimento do jato intacto e mostrou que o processo de desintegração pode ser descrito pelo número de Weber líquido We_l , e pelo número de Reynolds, mostrados nas equações 2.1 e 2.2 a seguir.

$$We_l = \frac{u^2 D \rho_l}{\sigma} \quad (2.1)$$

$$Re = \frac{uD\rho_l}{\mu_l} \quad (2.2)$$

Ohnesorge derivou então o número adimensional de Ohnesorge Z , eliminando a velocidade do jato u .

$$Z = \frac{\sqrt{We_l}}{Re} = \frac{\mu_l}{\sqrt{\sigma \rho_l D}} \quad (2.3)$$

Que inclui todas as propriedades relevantes do fluido (σ : tensão superficial na interface líquido-gás, ρ_l : densidade do líquido, μ_l : viscosidade dinâmica do líquido), assim como o diâmetro do orifício do bocal D . A Figura 2-13 mostra o diagrama de Ohnesorge, em que Z é dado em função de Re . Se a geometria do bocal é fixa e as propriedades líquidas não são variadas, a única variável é a velocidade u do líquido.

Heywoods (1988) define que em condições de injeção de motores diesel, o jato de combustível geralmente forma um spray em forma de cone na saída do bico injetor. Esse tipo de comportamento é classificado como o regime de atomização de desintegração e produz gotículas com tamanhos muito menores do que o diâmetro de saída do bico injetor. Esse comportamento é diferente de outros modos de dissolução do jato de líquido. Heywoods (1988) afirma que em baixa velocidade do jato, no regime de Rayleigh, a dissolução é devida ao crescimento instável das ondas de superfície causadas pela tensão superficial e resulta em

gotas maiores do que o diâmetro do jato. À medida que a velocidade do jato aumenta, as forças devido ao movimento relativo do jato e ao ar circundante aumentam a força de tensão superficial e levam a tamanhos de gotas da ordem do diâmetro do jato. Isso é chamado o primeiro regime de dissolução induzida pelo vento. Um aumento adicional na velocidade do jato resulta em ruptura caracterizada por divergência do jato de pulverização após um comprimento intacto ou não perturbado a jusante do bocal. Neste segundo regime de dissolução induzido pelo vento, o crescimento instável de ondas de comprimento de onda curtas induzidas pelo movimento relativo entre o líquido e o ar circundante produz gotículas cujo tamanho médio é muito menor do que o diâmetro do jato. Aumentos adicionais na velocidade do jato conduzem à ruptura no regime de atomização, em que a separação da superfície exterior do jato ocorre no plano de saída do bocal ou antes, e resulta em gotículas cujo diâmetro médio é muito menor do que o diâmetro do bocal. As interações aerodinâmicas na interface de gases líquidos parecem ser um componente principal do mecanismo de atomização neste regime.

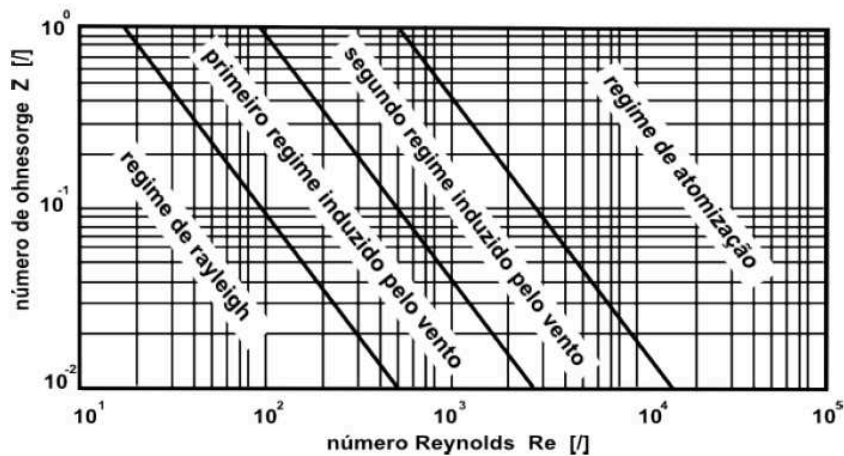


Figura 2-13 - Regimes de quebra de atomização (Adaptado de BAUMGARTEN, 2006)

A Figura 2-13 mostra a relação entre o número de Ohnesorge, o número de Reynolds do spray, altamente dependente da velocidade de saída do jato do bico injetor, e o modelo de atomização que ocorre dentro da câmara de combustão. Já a Figura 2-14 mostra esquematicamente como estes regimes são visualizados.



Figura 2-14 - Descrição esquemática dos regimes de quebra de jato (Adaptado de BAUMGARTEN, 2006)

Baumgarten (2006) define os quatro regimes de quebra da seguinte forma:

Regime de quebra de Rayleigh: ocorre a baixas velocidades de spray e produz gotas de quase o dobro do tamanho do bico injetor. Neste regime a quebra ocorre devido a um crescimento não estável da superfície das ondas, iniciado pela tensão superficial.

Regime de quebra primária: Um aumento adicional na velocidade do jato resulta numa diminuição do comprimento de ruptura, porém ainda um múltiplo do diâmetro do bocal. O tamanho médio das gotas diminui e está agora na próxima ao diâmetro do bocal. Neste primeiro regime induzido pelo vento, as forças relevantes do regime de Rayleigh são amplificadas por forças aerodinâmicas. O parâmetro relevante nesta fase é o número de Weber da fase gasosa, que descreve a influência da fase gasosa circundante e pode ser visto na Equação 2.4.

$$We_g = \frac{u_{rel}^2 D \rho_g}{\sigma} \quad (2.4)$$

Regime de quebra secundária: o fluxo no interior do bocal torna-se turbulento. A quebra de jato ocorre agora devido ao crescimento instável de ondas de superfície de comprimento de onda curto que são iniciadas pela turbulência de jato e amplificadas por forças aerodinâmicas devido à velocidade relativa entre gás e jato. O diâmetro das gotículas resultantes é menor do que o diâmetro do bico e o comprimento de ruptura diminui com um número de Reynolds crescente. O jato já não se rompe como um todo. Devido à separação de pequenas gotas da superfície do jato, o processo de desintegração começa na superfície e gradualmente afeta o jato até que esteja completamente quebrado. Agora devem ser considerados dois comprimentos de ruptura, o comprimento que descreve o início do rompimento da superfície (comprimento da superfície intacta) e o comprimento que descreve

o fim do desprendimento do jato (comprimento do núcleo). Enquanto o comprimento da superfície intacta diminui com o aumento da velocidade do jato, o comprimento do núcleo pode aumentar.

Regime de atomização: é atingido quando o comprimento da superfície intacta se aproximar de zero. Desenvolve-se um spray de formato cônico e a divergência do spray começa imediatamente após o jato sair do bocal, isto é, o vértice do cone de spray está localizado dentro do bocal. Um núcleo intacto ou pelo menos um núcleo denso constituído por grandes fragmentos de líquido podem ainda estar presentes mesmo após vários diâmetros do bico após a saída do bocal. Este é o regime aplicável aos sprays de injeção de motores. As gotículas resultantes são muito menores do que o diâmetro do furo do bico injetor. A descrição teórica da dissolução do jato no regime de atomização é muito mais complexa do que em qualquer outro regime, porque o processo de desintegração depende fortemente das condições de fluxo dentro do buraco do bocal, que são geralmente desconhecidas e de natureza caótica. A validação dos modelos também é difícil, porque os experimentos são extremamente complicados devido às altas velocidades, às pequenas dimensões e à pulverização muito densa.

2.1.2.3. Cavitação

A cavitação é um complexo fenômeno multifásico que interage com turbulência nos fluxos de fluidos. Ele apresenta uma dualidade clara em características, sendo destrutivo e benéfico em nossas vidas diárias e processos industriais. Apesar das diversas ocorrências desse fenômeno, fluxos de cavitação altamente dinâmicos e multifásicos não foram fundamentalmente bem compreendidos quando se trata de aproveitar a energia transitória e localizada gerada por este processo. (IM et al. 2013)

Franc e Michel (2004) definem a cavitação como a decomposição de um meio líquido sob pressões muito baixas. A cavitação é o aparecimento de cavidades de vapor dentro de um meio líquido inicialmente homogêneo e ocorre em diferentes situações. De acordo com a configuração do fluxo e as propriedades físicas do líquido, pode apresentar várias características. A cavitação se aplica tanto em casos de líquidos estáticos quanto dinâmicos.

Esse fenômeno pode ser encontrado em bombas volumétricas para injeção de combustível em motores. Perdas de carga e aceleração rápida da coluna de líquido podem resultar em baixas pressões, causando cavitação e conseqüente enchimento parcial da câmara.

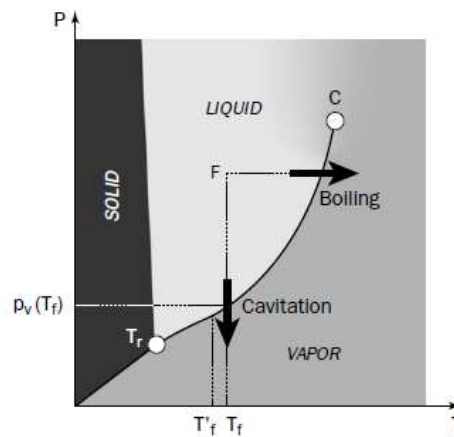


Figura 2-15 - Diagrama de fases (FRANC, MICHEL, 2004)

A cavitação em um líquido pode ocorrer abaixando a pressão em uma temperatura aproximadamente constante, como mostrado na Figura 2-15. A cavitação, portanto, parece semelhante à fervura, exceto que o mecanismo de acionamento não é uma mudança de temperatura, mas uma mudança de pressão, geralmente controlada pela dinâmica do fluxo.

De um ponto de vista puramente teórico, vários passos podem ser distinguidos durante os primeiros instantes de cavitação, são eles: quebra ou criação de vazios, enchimento deste vazio com vapor e eventual saturação por vapor. Na realidade, estas fases são efetivamente simultâneas, sendo o segundo passo tão rápido que a saturação instantânea do vazio com vapor pode ser assumida.

Cavitação pode assumir diferentes formas como se desenvolve desde o início. Inicialmente, é dependente da estrutura básica de fluxo não cavitante. No entanto, à medida que se desenvolve, as estruturas de vapor tendem a perturbar e modificar o fluxo básico. Os padrões de cavitação podem ser divididos em três grupos. Esses são:

Bolhas transitórias isoladas: Estes aparecem na região de baixa pressão como resultado do rápido crescimento de núcleos de ar muito pequenos presentes no líquido. Eles são transportados pelo fluxo principal e, posteriormente, desaparecem quando entram áreas de pressão suficientemente alta.

Cavidades unidas ou em folha: Tais cavidades são frequentemente ligadas à parte dianteira de um corpo, no lado de baixa pressão das lâminas e folhas.

Cavitação de vórtices: A cavitação pode aparecer no núcleo de baixa pressão de vórtices ou como um padrão regular em vórtices de ponta de asas 3-D ou lâminas de hélice.

Alguns padrões não caem facilmente nessas classes. Por exemplo, nas superfícies de baixa pressão de folhas ou pás de hélice, podem aparecer estruturas de vapor com uma vida

útil muito curta. Eles têm a forma de cavidades unidas, mas são transportados de forma semelhante as bolhas transitórias.

Os regimes de cavitação podem ser divididos em dois passos de desenvolvimento, o início da cavitação, e o desenvolvimento da cavitação. O início da cavitação é a região limite entre um fluxo não cavitante e um fluxo cavitante. O desenvolvimento da cavitação implica que a cavitação perdura ou gera uma queda da performance do fluxo.

Algumas situações típicas favorecem o aparecimento de cavitações, por exemplo, a geometria de paredes pode gerar um aumento da velocidade local resultando em uma queda da pressão local. Isto acontece em escoamentos onde a área transversal do fluxo sofre uma restrição, como ocorre nos bicos venturi e nos furos dos bicos injetores. Este tipo de alteração de velocidade pode ocorrer quando uma curvatura é imposta nas linhas de fluxo, como é o caso de hélices. A cavitação também ocorre através de cisalhamento, devido a variações de pressão em fluxos turbulentos. A variação natural de fluxos também gera cavitação, uma aceleração no fluxo gera a queda de pressão e conseqüente cavitação. A rugosidade das paredes também pode produzir esteiras onde a cavitação se origina. A vibração das paredes do fluido pode gerar campos de pressão variáveis e a cavitação pode ocorrer durante a oscilação negativa da pressão.

A cavitação pode gerar muitos efeitos, tanto ao fluxo em que ocorre, quanto aos corpos que entra em contato. As estruturas de vapor são frequentemente instáveis e, quando atingem uma região de pressão aumentada, muitas vezes colapsam violentamente, uma vez que a pressão interna varia pouco e permanece próxima da pressão de vapor. Depois disso, uma série de conseqüências podem ser esperadas: alteração do desempenho do sistema, o aparecimento de forças adicionais sobre as estruturas sólidas, produção de ruído e vibrações, erosão da parede, no caso de cavitação desenvolvida, se a diferença de velocidade entre o líquido e a parede sólida for suficientemente elevada.

A cavitação de jatos acontece na periferia dos jatos submersos, como válvulas de controle de descarga, ou mais geralmente, na fronteira de qualquer fluxo separado. O início da cavitação em jatos depende principalmente da estrutura do fluxo não-cavitante. Os jatos axissimétricos, por exemplo, são bastante complicados, uma vez que são formados vários tipos de vórtices, tais como vórtices toroidais, lineares e hélice. Os valores de cavitação em jatos podem sofrer grande variação de acordo com a geometria do bico e valores de pressão de injeção. A ocorrência de cavitação de forma assimétrica gera um spray assimétrico, que é normalmente indesejável, como mostrado na Figura 2-16. Um jato assimétrico, pode

prejudicar a correta mistura ar-combustível dentro do cilindro e sua ocorrência deve ser visualizada nas fases iniciais de projeto.



Figura 2-16 - Efeito da cavitação assimétrica dentro do furo do bico injetor (BAUMGARTEN, 2006)

Na ocorrência de cavitação, após colapso ou condensação das bolhas, o líquido circundante é acelerado em direção ao centro das cavidades e fortes ondas de choque emitidas. As cargas de pressão resultantes podem levar a erosão do material. Para a otimização de futuros injetores de combustível é desejável a capacidade de prever a cavitação e a erosão da cavitação durante estágios iniciais do projeto.

Para simulação de cavitação interna no bico injetor cálculos de tempo resolvido são necessários uma vez que a dinâmica de cavitação é altamente instável. O passo numérico do tempo é limitado pela relação entre o tamanho da grade e a velocidade do som do fluido. Uma vez que a velocidade do som em líquidos é grande, por exemplo, 1500 m / s para a água, e os tamanhos de célula necessários para resolver as características dominantes do campo de fluxo são pequenos, o passo de tempo numérico é da ordem de nanossegundos. Por outro lado, escalas de tempo convectivas em sistemas de injeção são da ordem de milissegundos. Assim, cobrir todas as escalas de tempo relevantes e coletar dados estatísticos requer milhões de etapas de tempo.

IM et al. (2013) destaca que a menor alteração na geometria do bico injetor pode diferenciar entre um fluxo cavitacional e um fluxo linear. Uma suavização da entrada do furo do bico injetor permite uma redução da cavitação, um spray de angulação muito reduzida, maior penetração do spray e um spray mais próximo da simetria.

Mirshahi, Yan e Nouri (2015) mostram experimentalmente que bolhas de cavitação em injetores de múltiplos furos influenciam na estrutura e o ângulo do spray, especialmente na parte superior do bico que pode levar a instabilidades do spray. Foi observado também que o fluxo cavitacional de bolhas que deixa a saída do bico injetor se transforma em um fluxo cavitacional de linhas de fluxo, influenciando fortemente o spray de saída. Sua análise também mostrou velocidade menor na parte superior do furo, em relação a parte inferior, onde o fluxo cavitacional domina.

Bastawissi e Elkelawy (2014) mostram que o aumento da relação entre o comprimento do furo e seu diâmetro, relação L/D, resultam em um aumento da fase de vapor, porém também gera um fluxo de saída mais uniforme e acelerado, como mostrado na Figura 2-17. O furo de maior relação L/D tem a maior penetração dentro da câmara de combustão. Ele também mostra as relações de pressão sobre a cavitação e velocidade do fluxo. Maiores pressões geram uma cavitação nas paredes e um fluxo mais veloz no centro do bico injetor, aumentando ambos velocidade e fração da fase líquida nesta região. Foi observado que um aumento de temperatura gera um aumento da velocidade de fluxo na saída do injetor, enquanto facilita a ocorrência de cavitação. Esta relação porém foi observada somente até 450K, onde adições de temperatura param de representar efeitos sobre ambas a velocidade e a influência na ocorrência de cavitação.

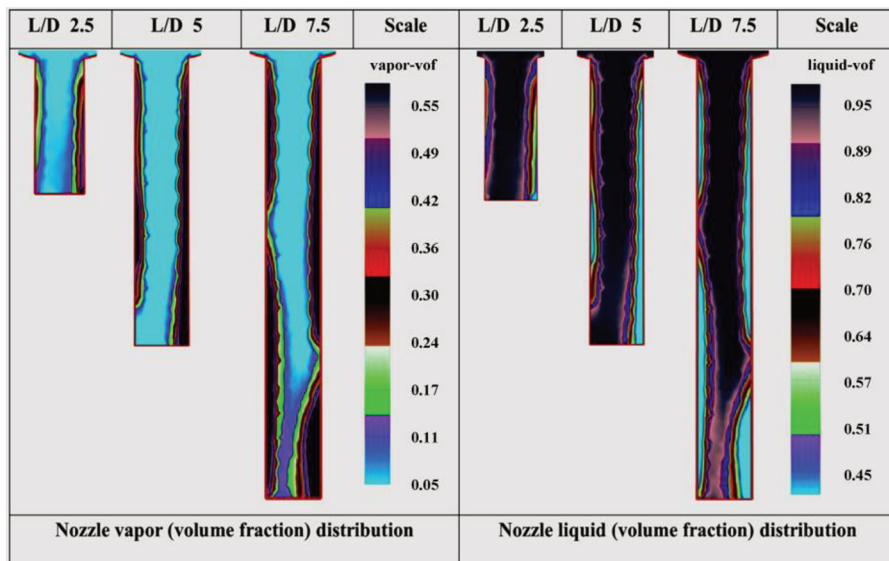


Figura 2-17 - Relação entre cavitação e a relação entre o comprimento e o diâmetro do bico injetor (BASTAWISSI; ELKELAWY, 2014)

Franc e Michel (2004) definem variáveis importantes quanto ao estudo de cavitação, o número de cavitação de Nurick e o número de cavitação de Winklhofer.

Número de cavitação de Nurick: O termo que consiste na razão entre as variações de pressão é definido por Nurick como número de cavitação K_{cv} , equação (2.5). As pressões p_e e p_s correspondem às pressões na entrada e saída, respectivamente, enquanto p_v é a pressão de vapor do fluido.

$$(2.5)$$

$$K_{cv} = \frac{p_e - p_v}{p_e - p_s}$$

De acordo com a equação (2.5), o número de cavitação K_{cv} é inversamente proporcional à intensidade da cavitação.

Número de cavitação de Winkhofer: É um parâmetro não dimensional que indica a intensidade de cavitação esperada, e é independente do número de Reynolds, definido pela equação (2.6).

$$CN = \frac{P_e - P_s}{P_s - P_v} \quad (2.6)$$

3. METODOLOGIA

A abordagem numérica da fenomenologia envolvida no processo de cavitação é bastante complexa, o fato de se ter uma espécie química (combustível) em duas fases gera uma complexidade a mais no processo de simulação. Ao longo dos últimos anos, e com o avanço considerável da tecnologia em termos de capacidade e velocidade computacional, várias metodologias têm sido desenvolvidas para a simulação de escoamentos multifásicos, entre estas, as mais comuns são a Euleriana-Euleriana, e a Euleriana-Lagrangiana, brevemente descritas a seguir.

Aproximação Euleriana-Euleriana: Nesta abordagem todas as fases são tratadas como continuum interpenetrante e a fase dispersa é calculada em média sobre cada volume de controle. Cada fase é governada por equações de conservação semelhantes.

A modelagem é necessária para descobrir-se a interação entre fases, a dispersão turbulenta de partículas e a colisão de partículas com paredes.

Uma distribuição de tamanho requer a solução de vários conjuntos de equações de conservação. Utilizar difusão numérica nos limites de fase pode resultar em erros. Esta abordagem é mais adequada para frações de alto volume da fase dispersa.

Abordagem Euleriana-Lagrangiana: Encontra-se a representação do fluxo de fluido resolvendo as equações de Navier-Stokes médias de Reynolds com um modelo de turbulência. A fase dispersa é simulada rastreando um grande número de partículas representativas.

Nesta abordagem um comportamento médio, estatisticamente confiável da fase dispersa requer um grande número de partículas e as partículas pontuais devem ser muito menores que o espaçamento da grade.

Esta modelagem soluciona a colisão de partículas com paredes, as colisões de partículas / partículas e aglomeração, a coalescência de gotículas / bolhas e sua dissolução.

Uma alta concentração de partículas pode causar problemas de convergência.

Nas duas abordagens, todos os fenômenos envolvendo o processo de injeção em motores Diesel podem ser modelados: atomização, vaporização, coalescência e dispersão turbulenta. Dentre estes, não há fenômeno que possa ser considerado como bem compreendido, contendo tal modelo uma física complexa. Então para cada fenômeno, um

conjunto de constantes ajustáveis é sintonizado para dar o melhor ajuste em alguns casos escolhidos.

GONZALES ET AL (1992) demonstra que esta modelagem Euleriana-Lagrangeana leva a uma forte dependência da resolução da malha na região do spray. A razão para tal dependência de malha é que, por um lado, o volume de células para a solução da fase gasosa deve ser muito maior do que o tamanho máximo de gotículas nele contidas de acordo com a suposição feita pela formulação Euleriana-Lagrangeana para o fluxo de duas fases, por outro lado, o tamanho da malha deve ser suficientemente pequeno para resolver a distribuição da velocidade da fase gasosa perto do bocal. Estas exigências contraditórias não são facilmente satisfeitas para a modelagem de vaporizações em condições de motor diesel. Uma solução encontrada é resolver-se atomização e vaporização em modelagens 1D e posteriormente acoplar os resultados a modelagem 3D. Esta solução, como demonstrado por Wan e Peters (1997) mostra que a concordância entre os resultados simulados e experimentais depende do diâmetro das gotículas inicial, de cerca de 0,018mm.

Para superar o problema numérico acima, alguns autores tiveram a idéia de computar atomização e vaporização de pulverização não no modelo 3D, mas no modelo 1D mais simples. O modelo 1D fornece termos de origem (massa, momento e energia) que são usados no modelo 3D. Com essa abordagem acoplada, resultados independentes da malha podem ser obtidos porque os termos de origem vindos do modelo 1D não dependem de forma alguma do refinamento da malha 3D.

Postrioti e Ubertini (2006) utilizaram tal acoplamento para um sistema de injeção de trilho comum, com validação experimental. Esta modelagem gera resultados de spray, mas não consegue visualizar o que acontece dentro do bico injetor, já que utiliza modelos 1D como substituição ao mesmo, assumindo que o que chega na saída do furo do bico injetor é combustível de fase líquida sem influência de cavitação. Esta modelagem é similar a abordada por Versaavel, Motte e Wieser (2000), que apresentam resultados interessantes acerca do spray, porém também utiliza a simplificação 1D para o fluxo interno do bico injetor.

Hult et al. (2016) mostra uma metodologia de simulação experimental para o estudo do fluxo interno do bico injetor. Esta metodologia pode ser utilizada posteriormente para validação de dados CFD obtidos neste estudo. Entretanto, Masuda et al. (2005) apresentam uma metodologia de estudo computacional CFD para avaliação do fluxo dentro de um bico injetor de alta pressão do tipo VCO, mencionado anteriormente, utilizando um sistema de trilhos simples. Esta metodologia utiliza uma série de cálculos que liga o modelo tridimensional Euleriano de duas fases de cálculo de fluxo interno e o modelo Euleriano-

Lagrangeano de cálculo de spray. Para tal simulação, Masuda et al. (2005) utilizou o software comercial AVL-FIRE®, como é o caso do estudo aqui apresentado, desta forma este estudo baseia-se nesta abordagem.

Um modelo multifluido Euleriano é utilizado para calcular o fluxo de cavitação dentro do furo do bico injetor. Três fluidos, diesel líquido, vapor de diesel e gás ambiente foram modelados. A equação de conservação de massa, equação de conservação de momentum, equação de energia cinética de turbulência (TKE) e equação de dissipação de energia de turbulência (TED) são resolvidas separadamente para cada fase. No estudo de fases, uma fase genérica i as equações governantes desta fase são caracterizadas pela fração volumétrica α_i e termos de troca de fase adicionais, que levam em consideração a interação na interface de duas fases. Estes termos adicionais incluem a conservação de massa da fase i , definida pela equação 3.1. Na equação 3.1 o termo Γ_{il} representa a troca de massa entre as fases i e l nos quais os modelos de cavitação são implementados.

$$\frac{\partial \alpha_i \rho_i}{\partial t} + \nabla \cdot \alpha_i \rho_i v_i = \sum_{l=j, l \neq i}^n \Gamma_{il} \quad (3.1)$$

A troca de massa é calcula pela equação 3.2, equação simplificada de Rayleigh,

$$\Gamma_{21} = \rho_2 \frac{N'''}{c_R} 4\pi R^2 \text{sign}(\Delta p) \sqrt{\frac{2\Delta p}{3\rho_1}} \quad (3.2)$$

Onde:

$$\Delta p = p_{sat} - p + p_E \quad (3.3)$$

E:

$$p_E = C_E \frac{2}{3} \rho_1 k_1 \quad (3.4)$$

Onde os subscritos 1 e 2 representam a fase líquida e a fase de vapor respectivamente, N''' é a densidade do número de bolhas, R é o raio das bolhas e Δp é a diferença de pressão entre a pressão do fluxo e a pressão de vapor. O cálculo da diferença de pressão utiliza um termo de correção para a flutuação turbulenta de pressão p_E . O fator c_R trata o atraso de início da recondensação do vapor. A equação do momento para a fase i é dada na equação 3.5.

$$\frac{\partial \alpha_i \rho_i v_i}{\partial t} + \nabla \cdot \alpha_i \rho_i v_i v_i = -\alpha_i \nabla p + \nabla \cdot \alpha_i (\tau_i + T_i^t) + \sum_{l=l, l \neq i}^n M_{il} + v_i \sum_{l=l, l \neq i}^n \Gamma_{il} \quad (3.5)$$

O termo de troca de momento leva em consideração a força de arrasto e a força de dispersão turbulenta e pode ser visto na equação 3.6. Nesta equação C_D é o coeficiente de arrasto, A''' é a densidade da área interfacial e C_{TD} é o coeficiente de dispersão turbulenta.

$$M_{12} = C_D \frac{1}{8} \rho_1 A''' |v_2 - v_1| (v_2 - v_1) + C_{TD} \rho_1 k_1 \nabla \alpha_2 \quad (3.6)$$

A formulação da força de arrasto é baseada na lei de arrasto de esfera única. A força de dispersão turbulenta explica a dispersão de bolhas devido a processos de mistura turbulentos. Uma vez que a turbulência induzida pela bolha é causada devido à interação de momento na interface, a viscosidade turbulenta induzida pela bolha é adicionada ao termo de viscosidade. Esta modelagem assume campo de pressão comum a todas as fases. Neste trabalho de conclusão de curso, foi utilizado o programa AVL FIRE WORKFLOW MANAGER v14[®] (2014), usando uma abordagem Euleriana-Euleriana. A geometria base de simulação pode ser observada na Figura 3-1 a seguir.



Figura 3-1 - Geometria computacional utilizada

Em oposição ao trabalho exposto por Masuda et al. (2005), este trabalho aborda a geometria de um bico injetor do tipo SAC hole, de 6 furos. Devido à simetria dos furos dos bicos de injeção, uma abordagem de 30° de simetria pode ser utilizada. A malha utilizada pode ser vista na Figura 3-2. Foi utilizado aqui o módulo AVL FIRE[®] Workflow Manager.

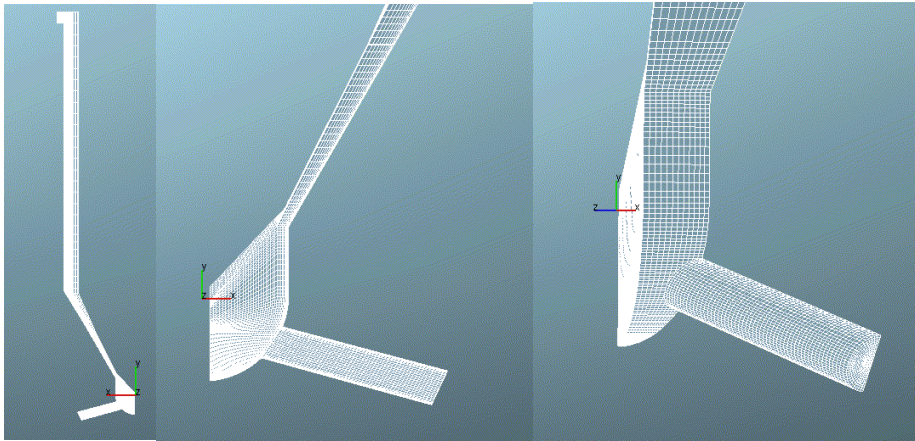


Figura 3-2 - Malha computacional para o cálculo de cavitação interna do bico injetor

Neste trabalho, o movimento da agulha é abordado, e seu movimento pode ser visto nas malhas apresentadas na Figura 3-3. Como o AVL-FIRE não pode trabalhar com malhas não existentes, um pequeno valor de distância (cerca de $10\mu\text{m}$) foi ajustado para representar a agulha fechada na região do assento de agulha. Este movimento da malha é gerado pelo AVL-FIRE de forma que são selecionados os elementos que são móveis e aqueles que serão fixos. A movimentação da malha é feita através da ferramenta FAME Engine, através de dados de movimentação através dos passos da simulação, ao longo da qual, interpolações sucessivas da malha no domínio computacional são então feitas para cada nova posição da agulha (ou quaisquer partes móveis do domínio computacional), é preciso lembrar que este processo é feito de forma automática, com um algoritmo extensivamente testado na ferramenta FAME Engine, do AVL-FIRE.

As regiões de escoamento principais foram selecionadas para posterior uso. Em termos de condições de contorno, as principais regiões neste estudo são a região de entrada, chamada *inlet* que fica na parte superior do injetor, como pode ser visto pela parte representada na cor preta na Figura 3-4 (a). Nesta região são dadas as informações sobre o fluxo de combustível que é fornecido pela bomba de injeção. A região mostrada na Figura 3-4 (b) é a região de saída do furo do bico injetor, nesta região serão dadas as informações sobre a relação do bico injetor com o cilindro no qual o combustível deve ser injetado.

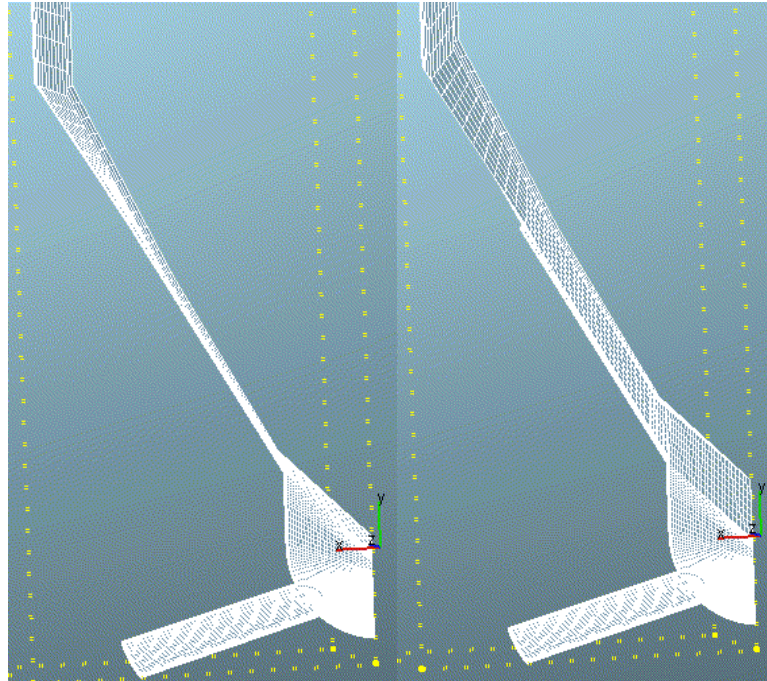


Figura 3-3 - Movimento da agulha representado na malha

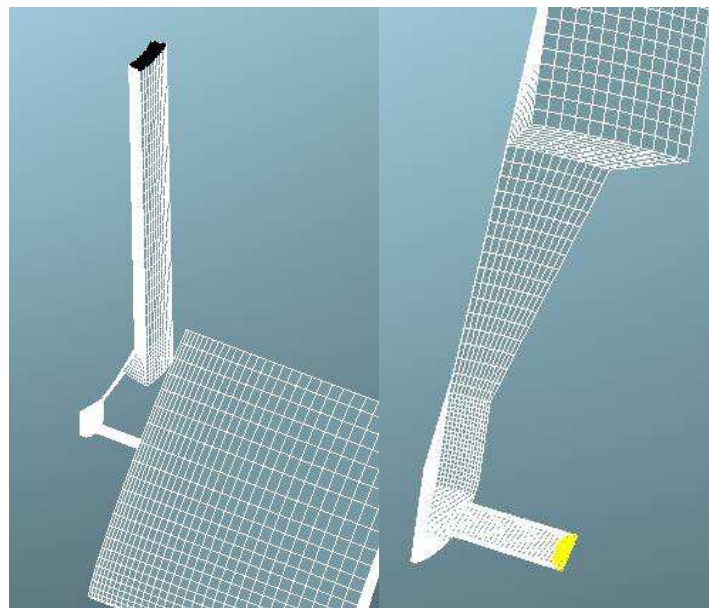


Figura 3-4 - (a) região de entrada – inlet (b) região de saída – outlet

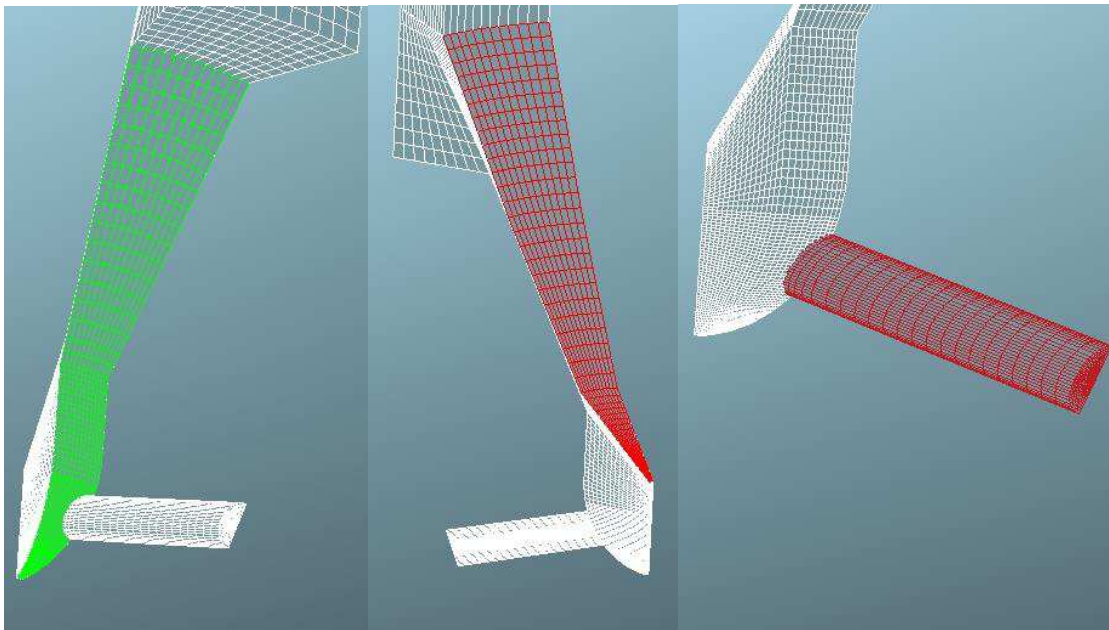


Figura 3-5 - (a) Assento da agulha (b) Agulha (c) Furo do bico injetor

As regiões acima mostradas também foram selecionadas e ajustadas como regiões de condições de contorno do tipo parede, essas regiões são o assento da agulha, a região da agulha e a região do furo do bico injetor, conforme mostrado na Figura 3-5 (a), (b) e (c). A região da agulha é especial pois é tratada com o movimento da agulha, como mostrado anteriormente. A região completa do corpo do bico injetor também foi considerada para ajuste das condições iniciais que regem a simulação.

Para que exista fluxo foi criado um volume de descarga ao final do bico injetor, este volume foi preenchido com ar a 500kPa. A malha utilizada no volume de descarga pode ser vista na Figura 3-6. Essa condição inicial também é muito importante para garantir o fluxo e atomização dentro da câmara.

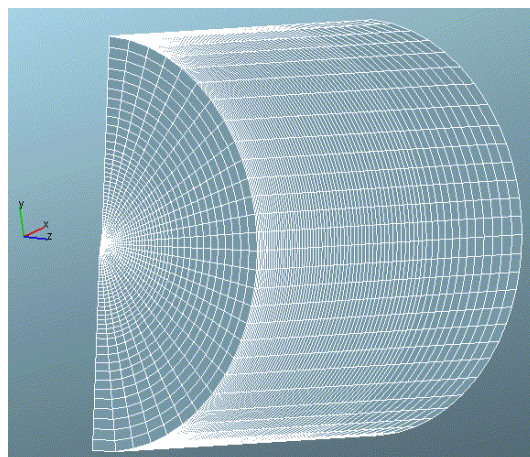


Figura 3-6 - Volume de descarga

Primeiramente foi realizada uma simulação para ser tratada como o padrão a partir de valores comuns a estes tipos de sistema expostos por Masuda et al. (2005), Baumgarten (2006) e Heywood (1988), além de parâmetros de simulação para bicos injetores sugeridos pelos tutoriais de utilização do Workflow Manager, mostrados na Tabela 3-1.

A partir desta simulação chamada aqui padrão, duas novas simulações foram realizadas para determinar o efeito da temperatura do combustível e da pressão da bomba de injeção sobre o fluxo interno do bico injetor. A primeira, a mudança de temperatura acrescentou 20K a temperatura do combustível que entra através do *inlet*. Na segunda, uma mudança de pressão foi administrada. A nova pressão de injeção é de 160MPa, em oposição aos 200MPa previamente utilizados.

Ou seja temos 3 configurações:

- Padrão: 200 MPa, 293,15K
- Temperatura: 200 MPa, 313,15K
- Pressão: 160 MPa, 293,15K

Tabela 3-1- Parâmetros de simulação

	Parâmetro			Valor	Unidade	
Parâmetros do motor	Rotação do virabrequim			360	°	
	Rotação do motor			30000	RPM	
Condições de contorno	INLET	Pressão		200	MPa	
		Temperatura		293,15	K	
		Fração Volumétrica	Fase	1	0,999998	Adimensional
				2	1E-06	Adimensional
				3	1E-06	Adimensional
		Outlet	Pressão		500	kPa
	Temperatura		293,15	K		
	Fração Volumétrica		Fase	1	1E-06	Adimensional
				2	1E-06	Adimensional
				3	0,999998	Adimensional
	Erosion Needle		WALL	Temperatura	293,15	K
		Movimento		Movimento de malha		
	Erosion Seat	WALL	Temperatura	293,15	K	
			Movimento	Não		
Erosion Hole	WALL	Temperatura	293,15	K		
		Movimento	Não			
Condições iniciais	Corpo do bico injetor	Pressão		150	MPa	
		Temperatura		293,15	K	
		Fração Volumétrica	Fase	1	0,999998	Adimensional
				2	1E-06	Adimensional
	3			1E-06	Adimensional	
	Volume de descarga	Pressão		500	kPa	
		Temperatura		293,15	K	
		Fração Volumétrica	Fase	1	1E-06	Adimensional
2				1E-06	Adimensional	
3	0,999998			Adimensional		
Equações	Momento e continuidade					
	Fração volumétrica					
	Turbulência			k-zeta-f		
	Energia			Entalpia total		
	Aquecimento viscoso					
	Trabalho de pressão			Escalar localizado no outlet		
Critérios de convergência	Iterações			100	Ângulo do virabrequim	
	Pressão			0.001		
	Momento			0.001		

Critérios de convergência	Energia cinética turbulenta		0.005		
	Taxa de dissipação turbulenta		0.005		
	Fração volumétrica		0.005		
Módulos utilizados	Furo do bico				
	Erosão	Agulha			
		Assento da agulha			
		Furo			
	Troca de massa na interface	Cavitação Linear			
	Troca de momento na interface	Arrasto de cavitação			
		Gás Líquido			
		0			
	Troca de turbulência interna	Homogênia	Fases	De	3
				Para	2
		2-fluid	Fases	De	1
				Para	2
		2-fluid	Fases	De	3
Para				1	

4. RESULTADOS

Os resultados das simulações executadas são expostos, detalhados e comparados nesta seção em relação a três principais fatores: pressão absoluta, velocidade da fase líquida, fração volumétrica da fase líquida. Resultados referentes a massa total injetada e números de cavitação são mostrados. Os resultados são aqui apresentados de acordo com o giro do ângulo do virabrequim. A simulação padrão, de injeção de combustível a 200MPa e 293.15K apresentou os seguintes resultados de desenvolvimento:

Os resultados de pressão absoluta mostram os padrões que originam o fluxo no bico injetor. Ao levantar a agulha, o fluxo inicia, quando o ângulo do virabrequim encontra-se em $1,31^\circ$ em relação ao início do processo de injeção, e a pressão na região SAC aumenta, pode-se ver inicialmente um desenvolvimento de cavitação de bolhas transitórias na conexão entre o SAC e o corpo do injetor, que é formada pela velocidade que começa a aumentar, a cavitação é transportada pelo fluxo pelas paredes da agulha até que a pressão se estabilize. Esta cavitação é temporária e pode ser prejudicial à geometria da agulha se vier a colapsar em sua parede. A Figura 4-1 mostra a variação da pressão durante a fase inicial da injeção, até sua estabilização.

Pode ser observado que na região inferior da entrada do furo existe uma variação da pressão mais suave. O mesmo não acontece na região superior. A grande diferença de pressão entre a região SAC e a região de descarga (de valores acima de 150MPa para 50MPa) faz com que um fluxo de alta velocidade se origine no furo do injetor. A variação da velocidade durante o início da injeção pode ser vista na Figura 4-2, focada na região SAC e no furo do bico injetor.

O fluxo de alta velocidade que se inicia no furo, aliado a geometria e a mudança brusca de direção do fluxo geram uma queda de pressão repentina na região, causando cavitações. O aumento instantâneo da velocidade na região é mantido durante todo o processo de injeção e cessa somente ao fechar da agulha. O desenvolvimento de cavitação nos primeiros 30° de giro do virabrequim pode ser visto na Figura 4-3. Vê-se que esta cavitação é transportada para o volume de descarga. Esta cavitação é muito importante no estudo do spray, uma vez que ela pode tanto ajudar quanto prejudicar a atomização do combustível utilizando o mecanismo chamado atomização por cavitação e turbulência. Porém, observa-se que esta cavitação gera um fluxo assimétrico, de velocidade maior na parte inferior. Apesar de

a queda de velocidade na região superior ser expressiva, com valores de cerca de 200 m/s de diferença, ela não faz com que o regime de atomização seja diferente entre as linhas de fluxo da região superior e inferior. Isto se deve principalmente à utilização de uma injeção de alta pressão, que gera valores de velocidade acima de 700 m/s, garantindo um alto número de Reynolds na saída do bico injetor.

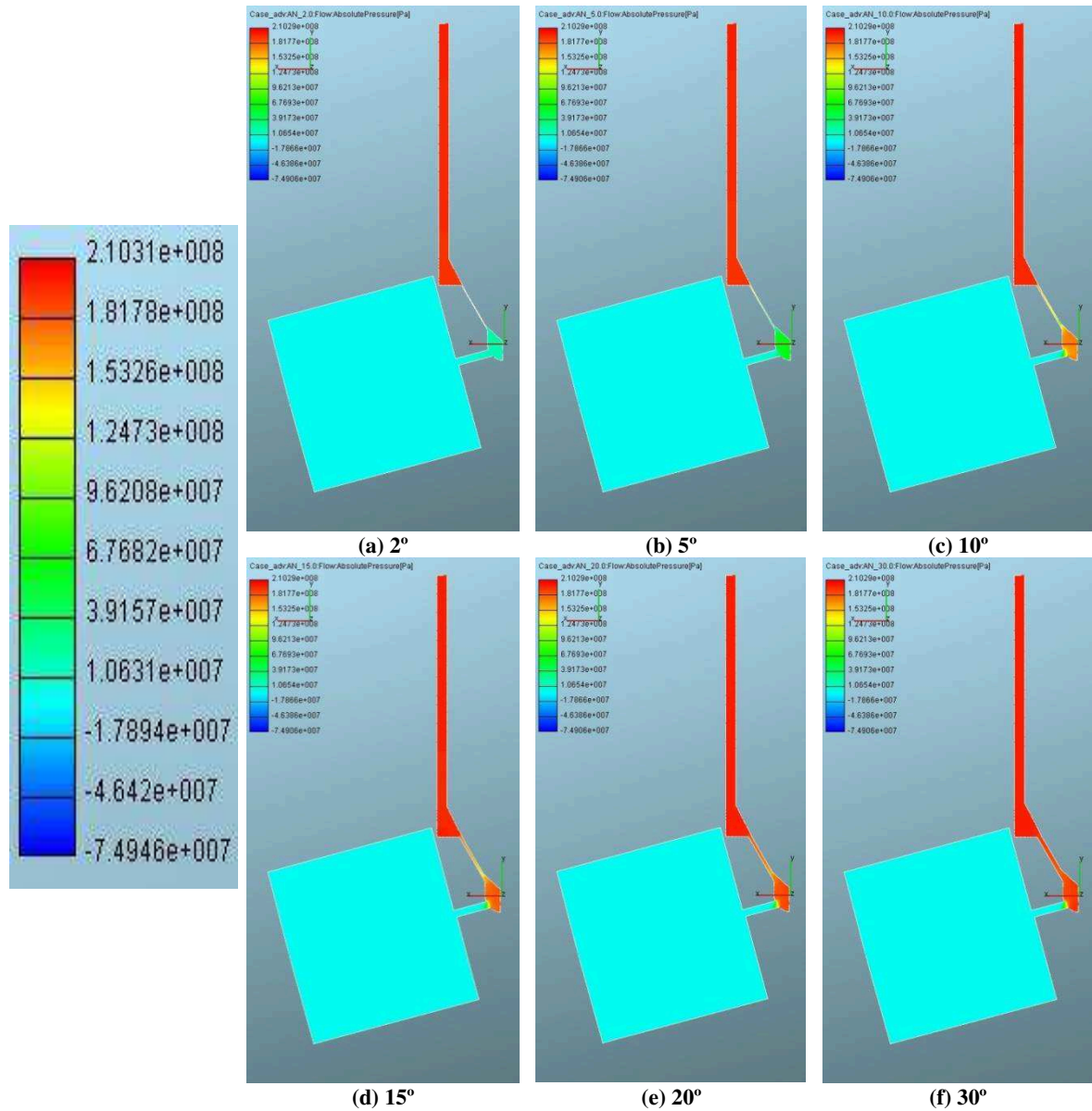


Figura 4-1 - Desenvolvimento da pressão nos primeiros 30° do virabrequim

A geometria da câmara de combustão, assim como suas configurações de mistura devem ser pensadas considerando este fluxo assimétrico, para assim garantir uma distribuição uniforme de combustível atomizado dentro da câmara de combustão. Ao final da injeção,

temos interessantes resultados que se devem ao fechamento da agulha, estes resultados podem ser vistos na Figura 4-4 (a) e (b).

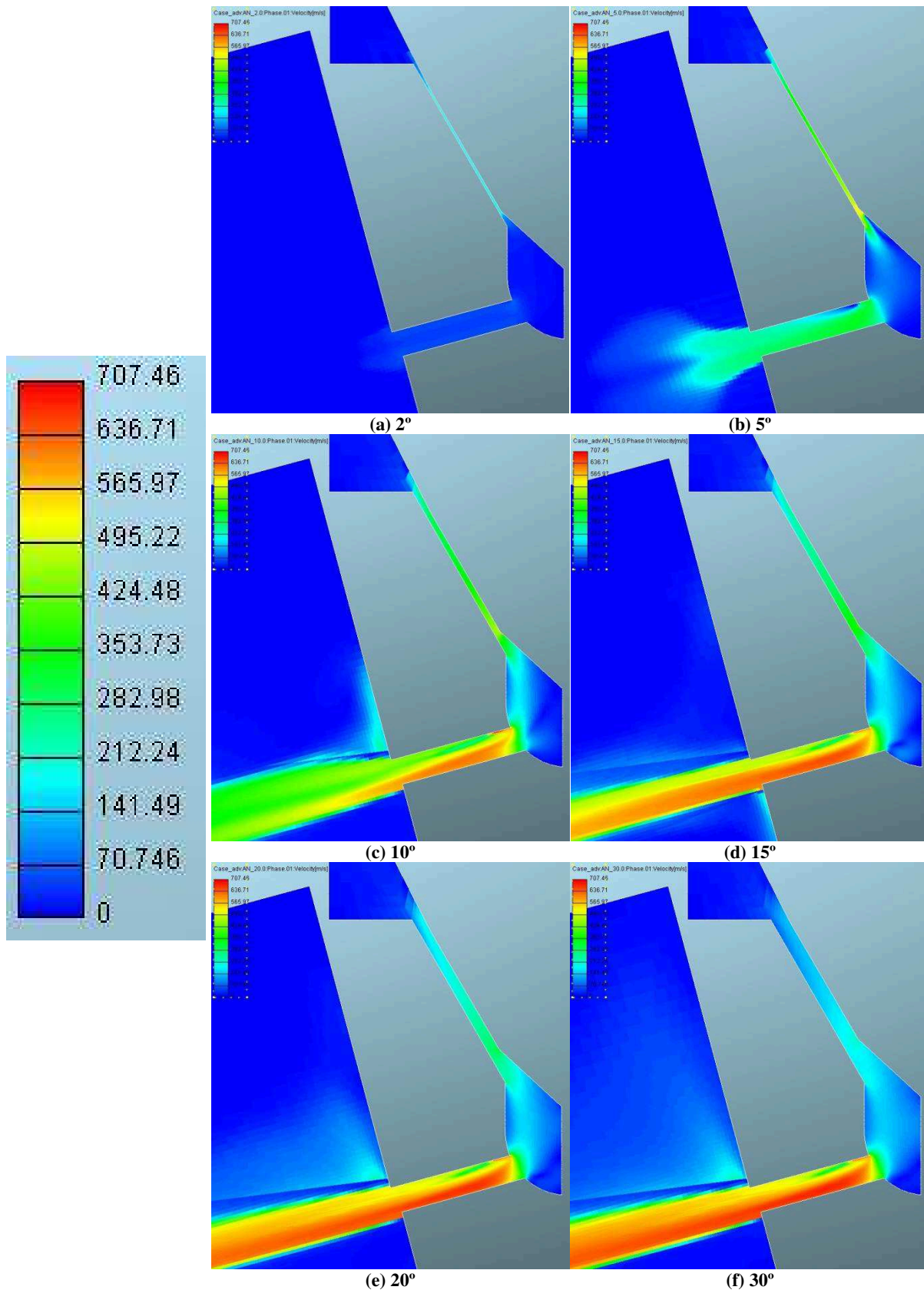


Figura 4-2 - Desenvolvimento da velocidade do combustível líquido na fase inicial da injeção

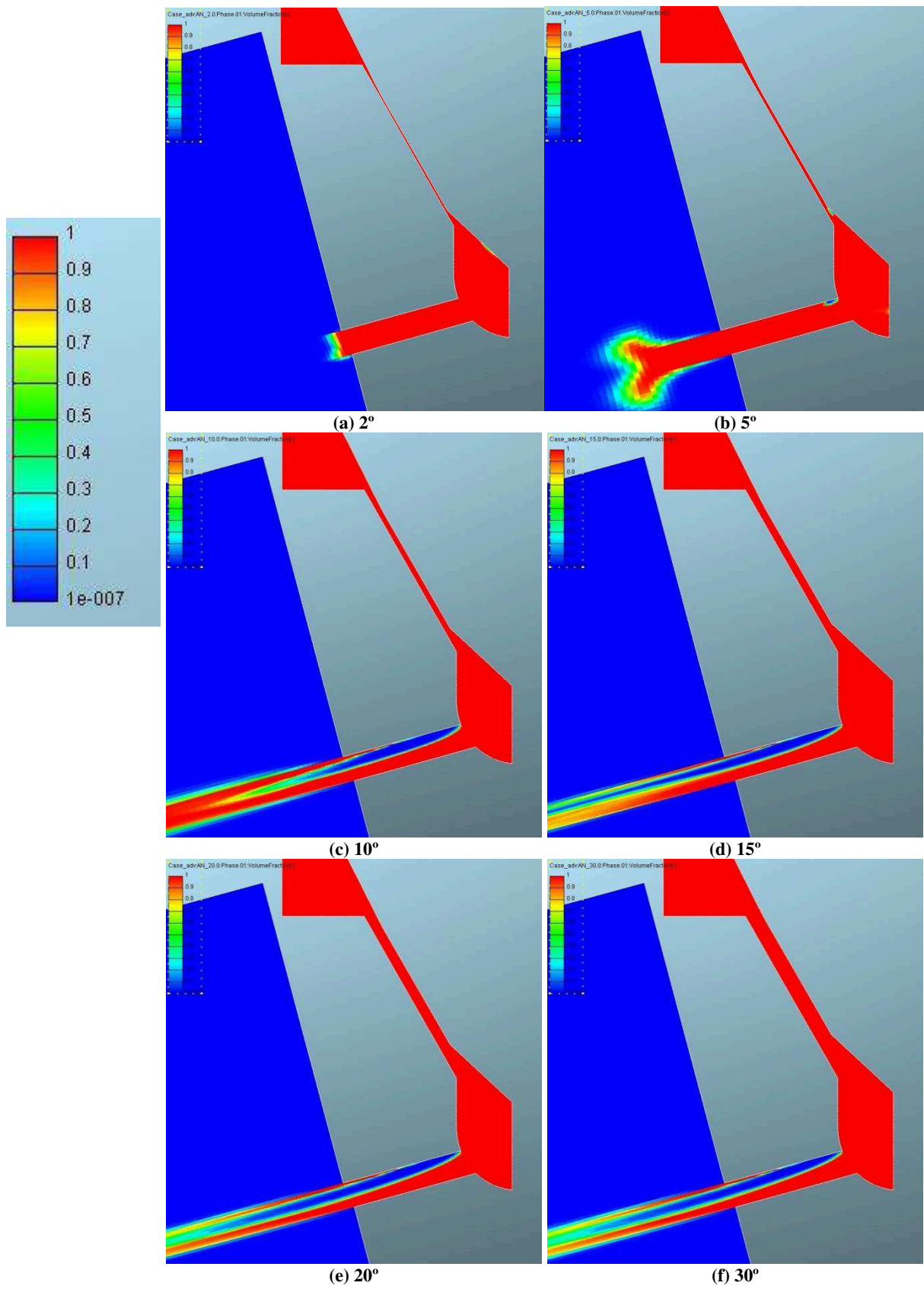
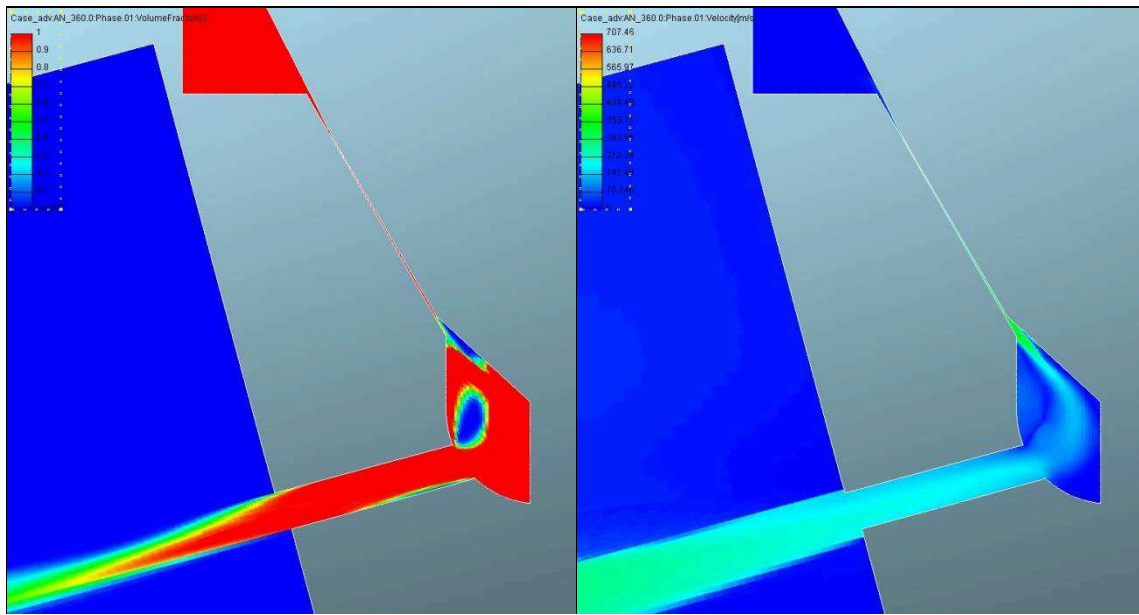


Figura 4-3 - Fração Volumétrica da fase líquida



(a) Fração volumétrica (b) Velocidade
 Figura 4-4 – Fluxo da fase líquida após o fechamento da agulha no bico injetor

Ambas as figuras mostram que ainda existe um fluxo remanescente de combustível para dentro do cilindro, porém a uma velocidade muito mais baixa do que durante o restante da injeção, evidenciando o já mencionado problema que a configuração de bico injetor SAC hole pode trazer. É possível observar também a formação de cavitação dentro da região SAC, origina-se da rápida diminuição da pressão que acontece na região após o fechamento da agulha. Os gráficos a seguir demonstram características da injeção durante a variação da simulação (eixo horizontal).

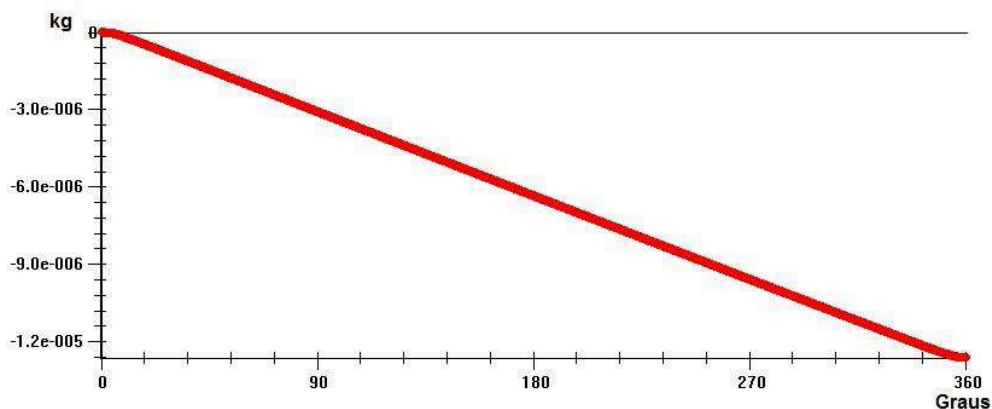


Figura 4-5 - Combustível líquido total injetado em kg

A massa de combustível líquido injetada é de 12,6256 mg, enquanto a massa de combustível vapor injetado é de 0,031 mg, dando um total de 12,6566 mg de combustível injetado. Em termos percentuais, aproximadamente 99,75% do combustível injetado é de fase

líquida. O fluxo de injeção por variação do grau do virabrequim pode ser visto na Figura 4-5 e na Figura 4-6, para combustível de fase líquida e vapor, respectivamente. Nestas o eixo vertical representa a massa injetada, em kg.

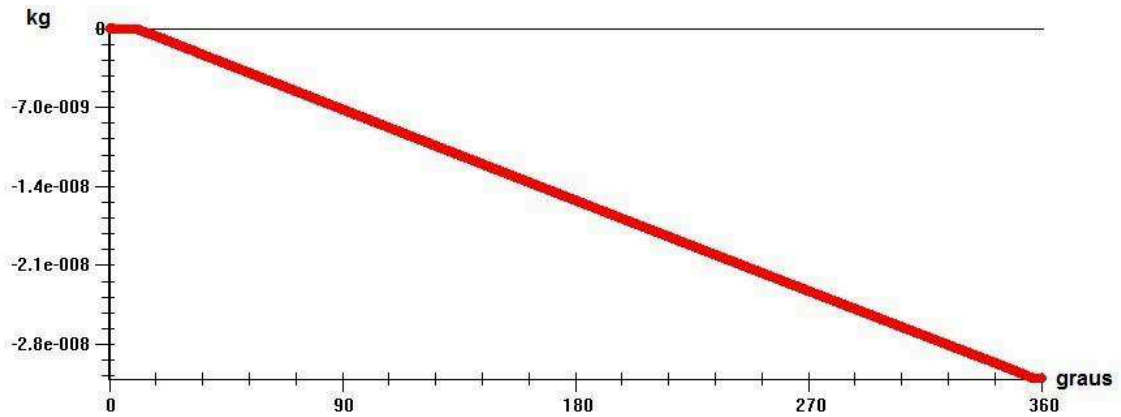


Figura 4-6 - Combustível vapor total injetado em kg

A Figura 4-7 mostra a variação de massa de vapor e ar na região SAC.

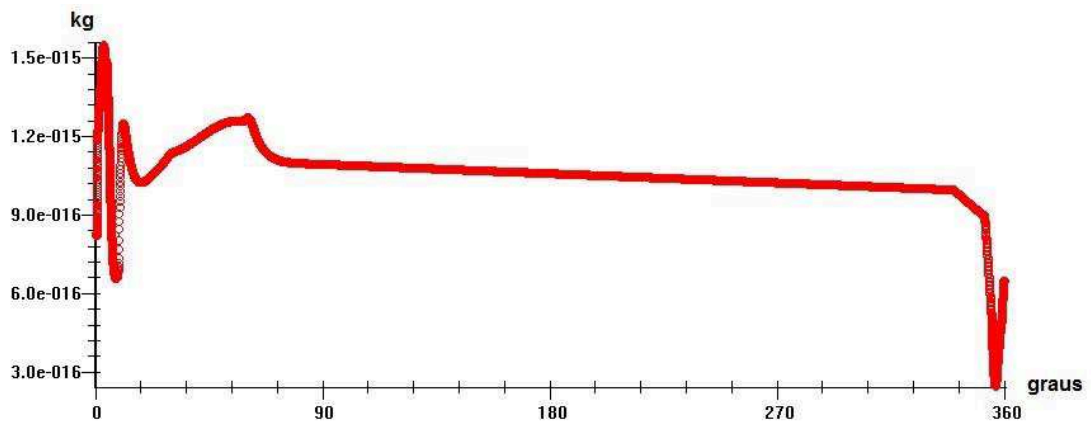


Figura 4-7 - Massa de gases na região SAC em kg

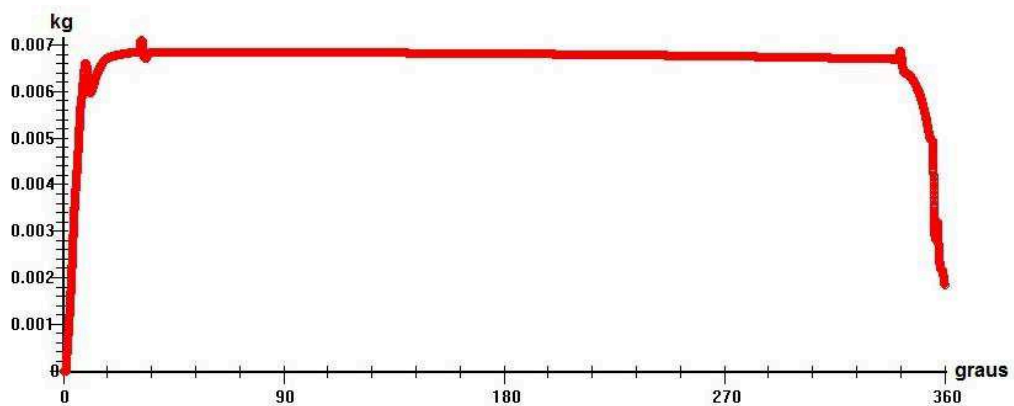


Figura 4-8 - Fluxo de massa na saída do bico injetor em kg/s

Já a Figura 4-8 mostra a variação do fluxo de massa na saída do furo do bico injetor, pode ser observado um período de estabilidade após a cavitação se estabilizar. O fluxo de cavitação na saída do furo do bico injetor pode ser observado na Figura 4-9 e na Figura 4-10 no que tange o número de cavitação de Nurick e número de cavitação de Winklhofer respectivamente. Observa-se que para ambos os números a cavitação se estabiliza no intervalo de 20° até cerca de 340°.

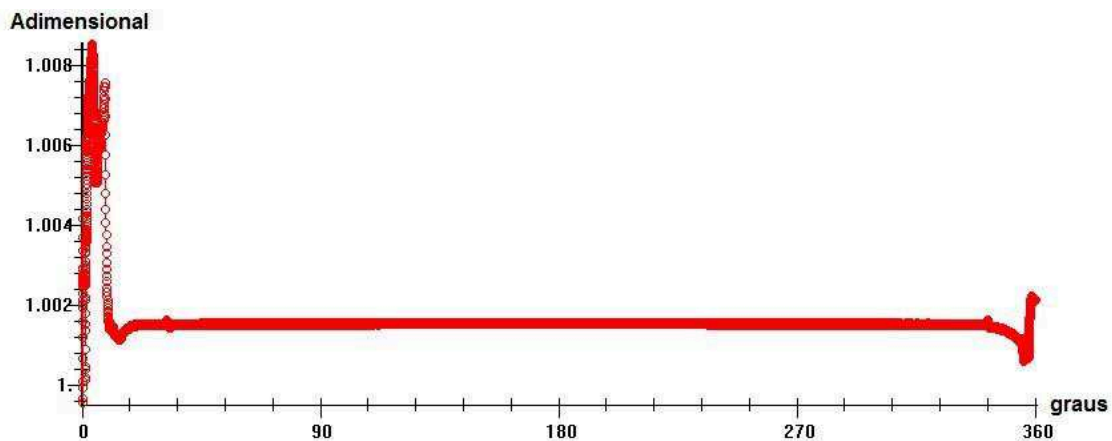


Figura 4-9 - Número de cavitação de Nurick na saída do furo do bico injetor

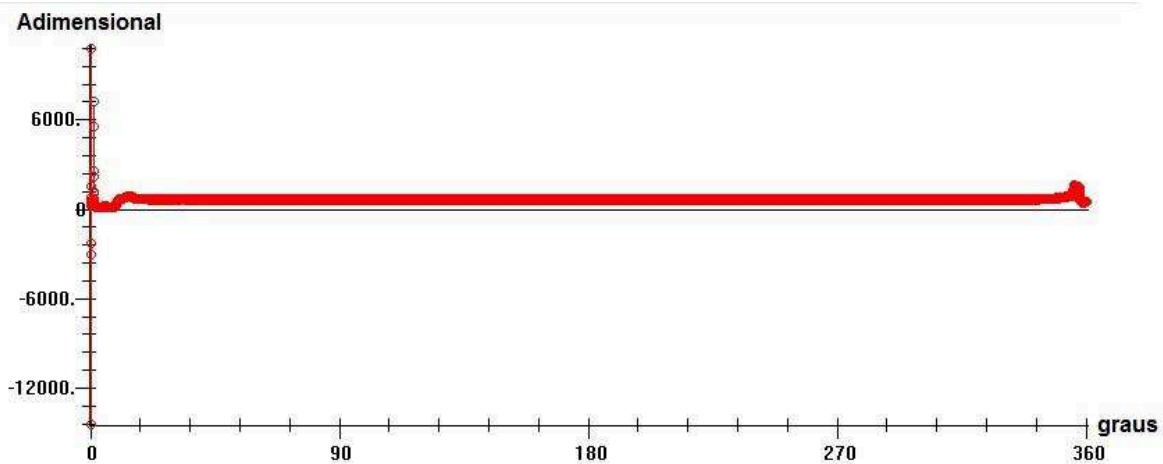
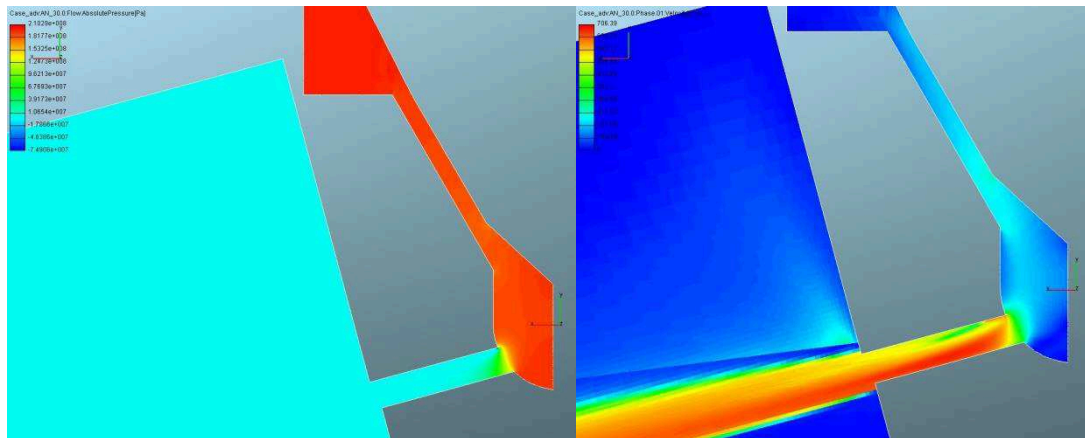


Figura 4-10 - Número de cavitação de Winklhofer na saída do furo do bico injetor

4.1. COMPARATIVO – TEMPERATURA

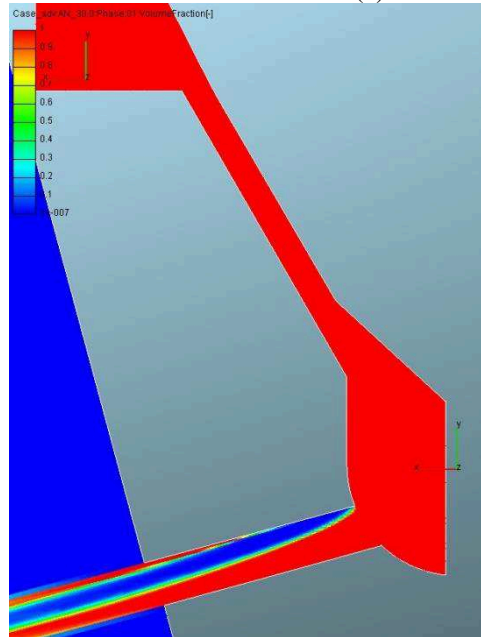
O aumento de temperatura do combustível injetado em 20K não apresenta mudanças significativas na variação de pressão dentro do bico injetor, nem grandes influências sobre a velocidade da fase líquida e na ocorrência de cavitação como mostrado nas Figura 4-11 (a), Figura 4-11 (b) e Figura 4-11 (c), respectivamente.

Já a massa de combustível injetado sofre alterações. O combustível de fase líquida injetado tem uma massa total de 12,6261 mg. O que representa um aumento de 0,004%. A massa total combustível de fase vapor injetado é de 31,0552 μg , o que representa uma redução de 0,004% em relação à condição padrão. O total de combustível injetado é de 12,6571, representando um aumento de 0,00394% no total.



(a) Pressão absoluta – 30°

(b) Velocidade da fase líquida – 30°



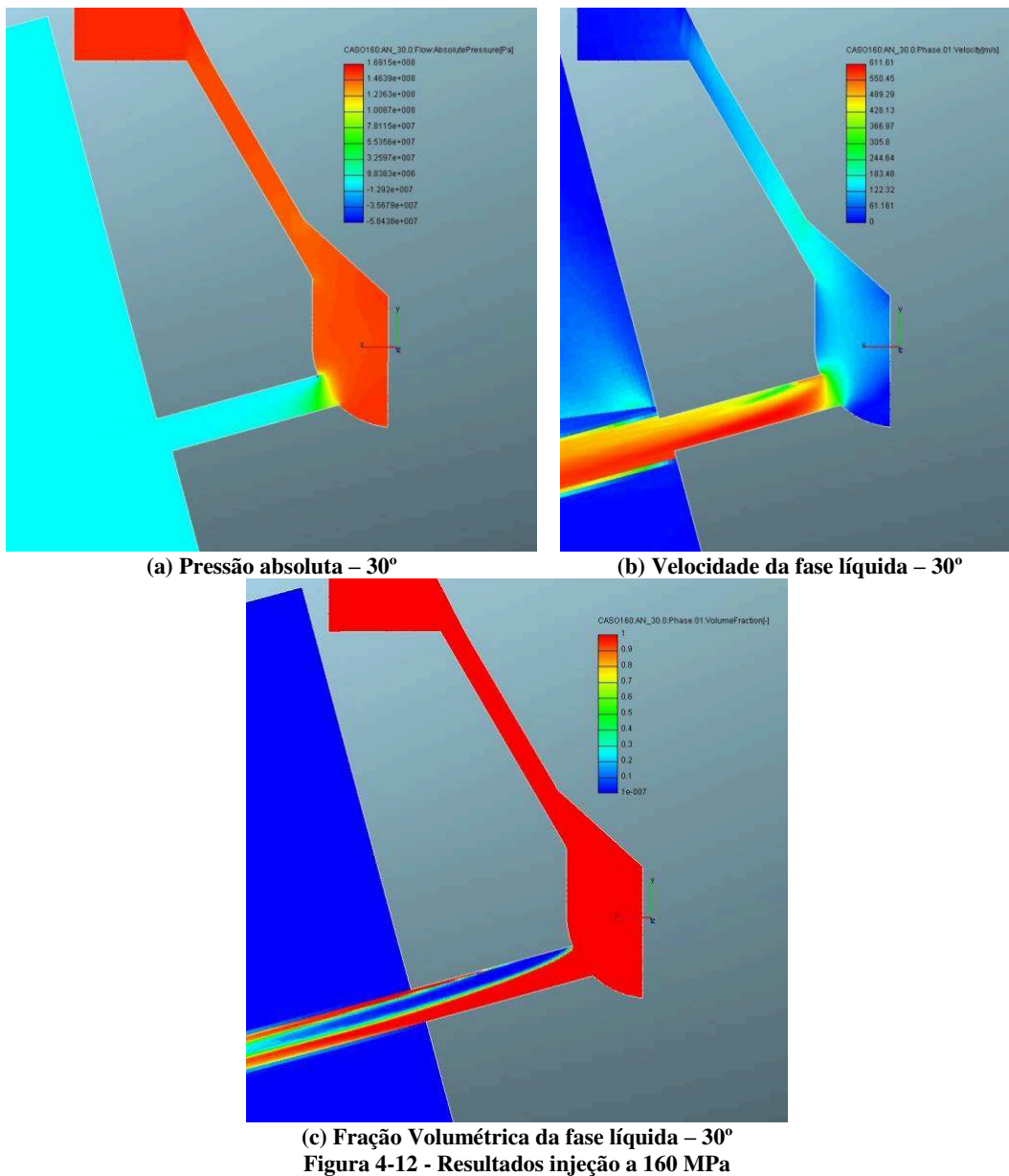
(c) Fração Volumétrica da fase líquida – 30°

Figura 4-11 - Resultados Combustível a 313,15K

4.2. COMPARATIVO – PRESSÃO

A mudança da pressão de injeção para 160 MPa não surtiu grandes efeitos sobre a cavitação dentro do furo do bico injetor, porém trouxe resultados menores de velocidade na saída do furo, o que pode prejudicar a penetração do spray na câmara de injeção. Os

resultados em relação a pressão, velocidade e fração da fase líquida podem ser vistos na Figura 4-12 (a), Figura 4-12 (b) e Figura 4-12 (c), respectivamente.



A massa de combustível injetada foi consideravelmente menor. O combustível de fase líquida injetado tem uma massa total de 11,2574 mg. O que representa uma redução de 10,836%. A massa total combustível de fase vapor injetado é de 27,5204 μg , o que representa uma redução de 11,384% em relação à condição padrão. O total de combustível injetado é de 11,2849 mg, representando uma redução de 10,838% no total.

A escolha do ângulo de 30° em ambas configurações, se deve ao fato de que neste ângulo o fluxo já está estabilizado e só é alterado quando a agulha é novamente fechada. O período de abertura da agulha também não sofreu alterações significativas em nossa simulação.

5. CONCLUSÃO

A simulação realizada permitiu a obtenção de resultados importantes, essenciais para a correta previsão dos processos de spray dentro da câmara de combustão. Este modelo, diferentemente dos acoplamentos 1D-3D sugerido por Gonzales, Lian e Reitz (1992), Versaevel, Motte e Wieser (2000) e Postrioti e Ubertini (2006), consegue simular o fluxo interno do bico injetor com sucesso. Resultados de cavitação e velocidade mostram que mesmo com a alta ocorrência de cavitação não simétrica, o fluxo que chega à saída do bico injetor é turbulento e a atomização ainda ocorre no quarto regime. O projeto de um motor diesel com tal bico injetor deve então se preocupar de forma que as estruturas de mistura, *swirl* ou *squish*, tratam este fluxo não simétrico, de forma a atingir máxima mistura.

Apesar de melhorias da geometria, como a suavização da entrada do furo do bico injetor, serem alternativas viáveis para a diminuição da ocorrência de cavitação dentro do furo, nem sempre esta cavitação é prejudicial. Estudos devem ser realizados a partir dos resultados aqui obtidos para definir a influência desta cavitação no spray de combustível e posteriormente na mistura.

Confirma-se então que o modelo apresentado por Masuda et al. (2005) é efetivo no estudo do fluxo interno de um bico injetor. As desvantagens de um bico injetor com furo na região SAC ficam evidentes ao final da simulação, com a entrada de combustível de baixa velocidade no cilindro, o que pode gerar combustões tardias e conseqüentemente um aumento da emissão de hidrocarbonetos e fuligem, como mostrado por Heywood (1988).

Os valores de massa total injetada e de cavitação apresentados, estão dentro dos padrões encontrados em Baumgarten (2006).

A variação do parâmetro temperatura do combustível que entra no injetor trouxe mudanças pequenas na massa total injetada, ao mesmo tempo aumentando a massa de fase líquida injetada e uma redução da fase gasosa injetada.

O uso da ferramenta computacional AVL FIRE[®] contribuiu em muito para o sucesso deste trabalho. As abordagens sobre motores de combustão interna que ela permite são de grande valor para o estudo destes sistemas, com metodologias relativamente simples de aprendizagem para tal potencial.

5.1. RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

1. Simular mais duas etapas do processo, da seguinte forma:
 - A. Simulação fluidodinâmica do spray (sem combustão) para analisar a resposta numérica do AVL na fluidodinâmica do spray, avaliando as modificações causadas na dispersão, penetração, velocidade, vaporização e mistura com o ar circundante.
 - B. Simulação do spray incluindo combustão, para analisar a influência da cavitação no processo de combustão e a resposta que a cavitação pode ter em termos de potência e torque no motor.
2. Explorar mais o software AVL, no intuito de utilizar outras ferramentas disponíveis no mesmo, como por exemplo, acoplar o FIRE e o BOOST, no intuito de diminuir tempos de simulação e complexidade computacional usando no BOOST modelos simplificados para a admissão e a exaustão, e ainda, usando o BOOST para simular o sistema de injeção Common Rail, desde o depósito de combustível até a entrada do bico injetor, a partir do qual, continuaria o FIRE (como foi feito neste trabalho)
3. Detalhar muito mais a parte de modelos de turbulência disponíveis no AVL, dada a importância e o efeito na resposta da simulação em função do modelo de turbulência escolhido.
4. Procurar dados experimentais no intuito de fazer validações dos diferentes modelos numéricos do AVL.

Estas recomendações obviamente para trabalhos de conclusão de curso subsequentes, ou para estudos de pós-graduação, em função da complexidade envolvida.

REFERÊNCIAS

ABRAHAM, J., **What is adequate resolution in the numerical computations of transients jets?**, 1997, SAE 970051.

AVL LIST GmbH, **FIRE Workflow Manager** v14., CFD Software, Hans-List-Platz 1, 2014

BASTAWISSI, Hagar Alm-eldin; ELKELAWY, Medhat. **Investigation of the Flow Pattern inside a Diesel Engine Injection Nozzle to Determine the Relationship between Various Flow Parameters and the Occurrence of Cavitation. Engineering**, [s.l.], v. 06, n. 13, p.923-935, 2014. Scientific Research Publishing, Inc., <http://dx.doi.org/10.4236/eng.2014.613084>.

BAUMGARTEN, C. **Mixture Formation in Internal Combustion Engines**. [S.l.]: Springer, 2006.

CANCINO, L. R.. **Análise de equilíbrio, cinética química da ignição térmica e propagação de chama plana laminar de misturas de hidrocarbonetos leves com ar**. Florianópolis: UFSC, 2004.

FOX, W. R.; MCDONALD A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 5. ed., Rio de Janeiro: LTC, 2001.

FRANC, Jean-pierre; MICHEL, Jean-marie. **Fundamentals of Cavitation**. Saint Martin D'hères Cedex: Kluwer Academic Publishers, 2004. 321 p.

GONZALES, M. A. D., LIAN, Z. W. AND REITZ, R. D., **Modeling Diesel spray evaporation and combustion**, 1992, SAE 920579.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. New York: McGrawHill Book CO, 1988.

HULT, J. et al. Interior flow and near-nozzle spray development in a marine-engine diesel fuel injector. **Exp Fluids**, [s.l.], v. 57, n. 4, p.1-19, 16 mar. 2016. Springer Science + Business Media. <http://dx.doi.org/10.1007/s00348-016-2134-8>.

HURTADO, Diego Kellermann; SOUZA, Alfeu de Arruda. A Evolução Do Sistema De Injeção De Combustível Em Motores Ciclo Otto: Uma Análise Crítica Desde Suas Implicações No Meio Ambiente À Regulamentação Legal No Sistema Normativo Pátrio. In: CONGRESSO INTERNACIONAL DE DIREITO AMBIENTAL E ECOLOGIA POLÍTICA - UFSM, 1, 2012, Santa Maria. **Artigo**. Santa Maria: Gpds, 2012. p. 1 - 14.

IM, Kyoung-su et al. Unraveling the Geometry Dependence of In-Nozzle Cavitation in High-Pressure Injectors. **Sci. Rep.**, [s.l.], v. 3, n. 1, p.1-5, 25 jun. 2013. Nature Publishing Group. <http://dx.doi.org/10.1038/srep02067>.

JUNG, D. et al. Experimental Investigation Of Abrasive Flow Machining Effects On Injector Nozzle Geometries, Engine Performance, And Emissions In A DI Diesel Engine. **International Journal Of Automotive Technology**. Detroit, Michigan, fev. 2008. p. 9-15.
MOHAN B.; YANG W.; CHOU S. K. Fuel injection strategies for performance improvement and emissions reduction in compression ignition engines - A review. Singapore: Elsevier, 2013.

MASUDA, Ryo et al. Validation of Diesel Fuel Spray and Mixture Formation from Nozzle Internal Flow Calculation. **Sae Technical Paper Series**, [s.l.], v. 2098, n. 1, p.1-14, 11 maio 2005. SAE International. <http://dx.doi.org/10.4271/2005-01-2098>.

MIRSHAHI, M; YAN, y; NOURI, J M. Influence of cavitation on near nozzle exit spray. J. Phys.: Conf. Ser., [s.l.], v. 656, p.012093-012098, 3 dez. 2015. IOP Publishing. <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/656/1/012093>.

POSTRIOTI, L.; UBERTINI, S.. An Integrated Experimental-Numerical Study of HSDI Diesel Injection System and Spray Dynamics. **Sae Technical Paper Series**, [s.l.], v. 1, n. 1, p.1-15, 3 abr. 2006. SAE International. <http://dx.doi.org/10.4271/2006-01-1389>.

RONALD R. HALOWELL (Estados Unidos). Naval Education And Training Professional Development Technology Center. **Engineman 3rd Class**. PenSACola: Naval Education And Training Professional Development Technology Center, 2003. 413 p.

SUBRAMANIAM, Shankar. **Lagrangian–Eulerian methods for multiphase flows**. 2012. 75 f. Mechanical Engineering Department, Iowa State University, Ames, 2012.

VERSAEVEL, P.; MOTTE, P.; WIESER, K.. **A New 3D Model For Vaporizing Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization.** In: SAE 2000 WORLD CONGRESS, 1., 2000, Detroit, Michigan. **Artigo.** Detroit, Michigan: Sae, 2000. p. 1 - 19.