MAURICIO BISHOP CAMATA

Análise da influência de diferentes geometrias de retificador de fluxo no desempenho de um sensor tipo "*Impulse Swirl Meter*" utilizado para medição de cabeçotes

São Paulo 2017

MAURICIO BISHOP CAMATA

Análise da influência de diferentes geometrias de retificador de fluxo no desempenho de um sensor tipo "*Impulse Swirl Meter*" utilizado para medição de cabeçotes

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

São Paulo 2017

MAURICIO BISHOP CAMATA

Análise da influência de diferentes geometrias de retificador de fluxo no desempenho de um sensor tipo "*Impulse Swirl Meter*" utilizado para medição de cabeçotes

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

Área de concentração: Engenharia Automotiva

Orientador: Prof. Dr. Francisco Emilio Baccaro Nigro

São Paulo 2017 Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 10 de janeiro de 2017

Assinatura do autor

Assinatura do orientador

Catalogação-na-publicação

Camata, Mauricio Bishop

Análise da influência de diferentes geometrias de retificador de fluxo no desempenho de um sensor tipo "Impulse Swirl Meter" utilizado para medição de cabeçotes / M. B. Camata -- versão corr. -- São Paulo, 2017. 87 p.

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

1.Motores de combustão interna 2.Engenharia Automotiva I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Centro de Engenharia Automotiva II.t. DEDICATÓRIA

A minha esposa e filha que sempre me apoiaram e que pacientemente abdicaram do tempo que poderiam estar compartilhando comigo para que eu pudesse me dedicar a este trabalho.

AGRADECIMENTOS

A Deus, muito obrigado.

Aos meus pais pela educação que me proporcionaram.

Ao professor Francisco Emilio Baccaro Nigro, por sua orientação e paciência.

A empresa Scania, onde trabalho, pela oportunidade.

A equipe da USP, que participou desse projeto, pela ajuda e apoio.

EPÍGRAFE

"Eu não tenho ídolos. Tenho admiração por trabalho, dedicação e competência" (Ayrton Senna)

RESUMO

O número de swirl de um cabeçote de motor de combustão interna pode ser medido pelo método de vazão em regime permanente. Nesse método o ar é forçado através do cabeçote para diferentes aberturas de válvula. O sensor comumente utilizado nas plataformas para a medição do swirl é o do tipo ISM (impulse swirl meter) que utiliza um retificador de fluxo como o componente principal para capturar o momento angular de rotação do fluxo de ar. Esse trabalho visa encontrar as dimensões geométricas para o retificador de fluxo utilizado em sensor tipo ISM, de tal forma que esse retificador possibilite a realização das medições com a menor interferência possível no resultado final. Dezesseis retificadores de diferentes dimensões foram construídos a partir do processo conhecido como prototipagem rápida. Vários ensaios foram realizados em uma plataforma que utiliza o método de vazão em regime permanente para a medição de swirl em cabeçotes. Para todos os ensaios foi utilizando um mesmo cabeçote de motor diesel como gerador de swirl. No capítulo conclusões são apresentadas as dimensões geométricas que resultaram em menor interferência no fluxo e uma maior eficiência do sensor, bem como sugestões para trabalhos futuros.

Palavras-Chave: Swirl, Sensor ISM, Retificador de fluxo, Impulse Swirl Meter

ABSTRACT

The swirl number of a cylinder head can be measured by a steady state flow method in which air is forced through the cylinder head for different valve openings. The sensors commonly used on the swirl measurement platform are of the ISM type (impulse swirl meter) that use a flow straightener as the main component to capture the rotational angular momentum of the air flow. This study objective is to determine the geometric dimensions for the flow straightener used in the ISM sensor, which still allows the measurement but causes the least interference on the measurement result. Sixteen different flow straighteners were constructed by rapid prototyping process. Several tests were performed on a platform that uses the steady state flow method to measure the swirl number of cylinder heads. For all tests the same cylinder head was used as swirl generator. The conclusion chapter presents the geometric dimensions that caused the least interference in the flow and resulted in a greater sensor efficiency, as well as suggestions for future studies.

Keywords: Swirl, ISM sensor, Impulse Swirl Meter, flow straightener, Honeycomb

LISTA DE TABELAS

| Tabela 1 - Swirl medido por sensor ISM x sensor Anemométrico | 44 |
|---|----|
| Tabela 2 - Lista de retificadores de fluxos utilizados no experimento | 45 |
| Tabela 3 - Dimensões dos protótipos retificadores de fluxo | 49 |
| Tabela 4 - comparação de rugosidade medida x tabela | 56 |
| Tabela 5 - Rugosidade dos protótipos | 57 |
| Tabela 6 - Parâmetros dos retificadores | 58 |
| Tabela 7 - Dados do motor | 64 |
| Tabela 8 - Número de swirl medido por ensaio | 70 |
| Tabela 9 – Resultados da medição do torque residual | 71 |
| Tabela 10 - Número de swirl corrigido pelo torque residual reativo | 72 |
| Tabela 11 - Retificador 00 - Resultados ensaio 3 - valores capturados | 88 |
| Tabela 12- Retificador 00 - Resultados ensaio 3 - Valores calculados | 88 |

LISTA DE GRÁFICOS

| Gráfico 1 - Abertura de válvula x ângulo do virabrequim | 40 |
|--|----|
| Gráfico 2 - Resultados de nDn em função do ângulo do virabrequim | 41 |
| Gráfico 3 - Comparativo entre swirl medido com anemômetro e ISM | 42 |
| Gráfico 4 - Eficiência - sensor tipo anemômetro x sensor tipo ISM | 43 |
| Gráfico 5 - Coeficiente de arrasto | 46 |
| Gráfico 6 - Número de swirl x coeficiente de arrasto dos retificadores | 47 |
| Gráfico 7 - Eficiência do retificador x fator de célula | 48 |
| Gráfico 8 - Perda de carga por retificador | 77 |
| Gráfico 9 – Curva de perda de pressão 50x2,6 | 78 |
| Gráfico 10 – Curva de perda de pressão 25x2,6 | 79 |
| Gráfico 11 - Número Swirl ordenado por perda de pressão decrescente | 80 |
| Gráfico 12 - Swirl corrigido | 81 |
| Gráfico 13 – Ganho aparente de swirl médio | 82 |
| Gráfico 14 – Comparativo de dispersão do swirl medido | 83 |

LISTA DE FIGURAS

| Figura 1 - Representação do swirl dentro do cilindro | 20 |
|--|-----|
| Figura 2 - Representação do tumble dentro do cilindro | 21 |
| Figura 3 - Representação do squish dentro do cilindro | 21 |
| Figura 4 - Geometrias de dutos de admissão | 23 |
| Figura 5 - Representação do swirl dentro do cabeçote | 24 |
| Figura 6 - Geometrias de válvulas de admissão para gerar swirl | 25 |
| Figura 7 - Posicionamento do pórtico em relação ao cilindro | 25 |
| Figura 8 - Bancada de testes para vazão em regime permanente | 28 |
| Figura 9 - Bancada de testes para vazão em regime permanente | 28 |
| Figura 10 - Esquema de instalação de um sensor tipo roda de pás | 29 |
| Figura 11 - Esquema de um sensor tipo ISM | 30 |
| Figura 12 - Nomenclatura de posição e cinemática | 31 |
| Figura 13 - Nomenclatura de variáveis | 32 |
| Figura 14 - Principio de medição utilizado em um sensor ISM | 36 |
| Figura 15 - Gerador de Swirl | 42 |
| Figura 16 - Principais dimensões dos retificadores de fluxo | 49 |
| Figura 17 - Processos de prototipagem rápida utilizados | 51 |
| Figura 18 - Protótipo de retificador de fluxo feito em prototipagem rápida | .52 |
| Figura 19 - Parâmetros dimensionais das células dos retificadores | .53 |
| Figura 20 - Área de fluxo do retificador (Área útil) | 54 |
| Figura 21 - Orientação das principais irregularidades superficiais | .58 |
| Figura 22 - Plataforma para medição de swirl | .59 |
| Figura 23 - Sensor ISM com o retificador de fluxo | .60 |
| Figura 24 – Barômetro utilizado para medição da pressão atmosférica | .61 |
| Figura 25 - Desenho esquemático do sensor ISM utilizado nos ensaios | .63 |
| Figura 26 - Cabeçote utilizado nos ensaios | .64 |
| Figura 27 - Instalação para medição do torque residual | .67 |
| Figura 28 - Sensor Cussons e unidade de excitação | 68 |

SUMARIO

| 1 | INTRODUÇÃO | 15 |
|-------|---|----|
| 1.1 | OBJETIVO GERAL | 16 |
| 1.2 | OBJETIVOS ESPECÍFICOS E PREMISSAS | 16 |
| 1.3 | JUSTIFICATIVA | 16 |
| 2 | METODOLOGIA | 17 |
| 2.1 | HIPÓTESE | 17 |
| 2.2 | PLANEJAMENTO | 17 |
| 2.3 | COLETA DE DADOS | 18 |
| 2.4 | ANÁLISE | 18 |
| 2.5 | RESULTADOS ESPERADOS AO FINAL DO TRABALHO | 19 |
| 3 | PESQUISA BIBLIOGRÁFICA | 19 |
| 3.1 | MOVIMENTO DOS GASES NO MOMENTO DE ADMISSÃO DO CILINDRO | 19 |
| 3.2 | IMPORTÂNCIA DO SWIRL PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA | 22 |
| 3.3 | GERAÇÃO DO SWIRL | 22 |
| 3.3.1 | Geometria dos dutos de admissão para induzir swirl | 23 |
| 3.3.2 | Geometria e posição das válvulas e alojamento para indução de swirl | 24 |
| 3.4 | NÚMERO DE SWIRL | 25 |
| 3.5 | MÉTODO PARA DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE SWIRL | 27 |
| 3.6 | PLATAFORMAS DE ENSAIOS COM VAZÃO EM REGIME PERMANENTE. | 27 |
| 3.7 | SENSORES PARA MEDIÇÃO DE SWIRL | 29 |
| 3.7.1 | Sensor tipo anemômetro | 29 |
| 3.7.2 | Sensor tipo ISM (impulse swirl meter) | 30 |
| 3.8 | EQUACIONAMENTO PARA DETERMINAÇÃO DA RAZÃO DE SWIRL | 31 |
| 3.8.1 | Equacionamento para o sensor tipo anemômetro | 32 |
| 3.8.2 | Rotação de um motor fictício | 34 |
| 3.8.3 | Equacionamento para o sensor ISM | 36 |
| 3.9 | CÁLCULO DO NÚMERO DE SWIRL | 38 |
| 3.9.1 | Relação biela manivela | 39 |
| 3.9.2 | Relação entre a velocidade instantânea do pistão e sua velocidade média | 39 |
| 3.9.3 | Cálculo do número de Swirl | 39 |

| 3.9.4 | Relacionamento entre os resultados do ensaio e o número de swirl |
|-------|--|
| | característico do cabeçote40 |
| 3.10 | COMPARAÇÃO ENTRE O SENSOR TIPO ANEMÔMETRO E O SENSOR |
| | TIPO ISM |
| 4 | EXPERIMENTO45 |
| 4.1 | DETERMINAÇÃO DOS MODELOS DE RETIFICADORES |
| 4.2 | CONFECÇÃO DOS MODELOS |
| 4.2.1 | Sinterização seletiva a laser |
| 4.2.2 | Multi-Jet modeling50 |
| 4.3 | CARACTERÍSTICAS DIMENSIONAIS DOS MODELOS FABRICADOS52 |
| 4.3.1 | Área da secção transversal interna da célula53 |
| 4.3.2 | Área de referência da célula53 |
| 4.3.3 | Perímetro interno da célula54 |
| 4.3.4 | Área Útil do retificador55 |
| 4.3.5 | Área total "aberta" ou de fluxo do retificador55 |
| 4.3.6 | Diâmetro hidráulico da célula55 |
| 4.3.7 | Área fechada ou área de restrição56 |
| 4.3.8 | Rugosidade dos protótipos56 |
| 4.4 | PLATAFORMA DE MEDIÇÃO DO SWIRL UTILIZADA NO EXPERIMENTO.59 |
| 4.4.1 | Grandezas coletadas pelos sensores da plataforma60 |
| 4.5 | CARACTERÍSTICAS DO SENSOR UTILIZADO61 |
| 4.6 | CABEÇOTE E PARÂMETROS DO MOTOR DE REFERÊNCIA UTILIZADO |
| | NOS ENSAIOS |
| 4.7 | PROCEDIMENTO UTILIZADO NOS TESTES65 |
| 4.8 | TORQUE RESIDUAL REATIVO |
| 5 | RESULTADOS OBTIDOS69 |
| 5.1 | CONFIABILIDADE DOS DADOS69 |
| 5.2 | ENSAIOS |
| 5.2.1 | Torque residual reativo71 |
| 5.2.2 | Swirl corrigido pelo torque residual reativo72 |
| 6 | ANÁLISE DOS RESULTADOS73 |
| 6.1 | CONDIÇÕES DE ACEITABILIDADE PARA UM RETIFICADOR DE FLUXO.73 |

| 6.2 | ESCOAMENTO NOS RETIFICADORES | .73 |
|-------|--|------|
| 6.2.1 | Coeficiente de arrasto do retificador | .73 |
| 6.2.2 | Relação entre o coeficiente de arrasto e as dimensões do retificador | .74 |
| 6.2.3 | Vazão volumétrica no duto (cilindro) | .74 |
| 6.2.4 | Velocidade do ar no duto (cilindro) | .74 |
| 6.2.5 | Número de Reynolds | .75 |
| 6.2.6 | Coeficiente de diâmetro | .75 |
| 6.2.7 | Número de Reynolds dentro da célula | .76 |
| 6.2.8 | Perda de carga | .76 |
| 6.3 | COMPARAÇÃO DAS PERDAS DE PRESSÃO DOS RETIFICADORES | .77 |
| 6.4 | COMPARAÇÃO ENTRE OS RETIFICADORES | . 80 |
| 6.4.1 | Determinação do número de swirl | . 80 |
| 6.4.2 | Variação do Swirl em função do torque residual reativo | .81 |
| 7 | CONCLUSÕES E SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS | .84 |
| | REFERÊNCIAS | .85 |
| | APÊNDICE A – TABELAS DE RESULTADOS DOS ENSAIOS | .88 |

1 INTRODUÇÃO

Diferenças dimensionais nos dutos de admissão de motores de combustão interna, geram diferentes fluxos turbilhonares dentro do cilindro.

Sabe se que a mais importante forma de turbilhonamento é o movimento de rotação provocado no fluxo de ar ao redor do eixo do cilindro, conhecido com *swirl*. Esse movimento de rotação mantém–se durante todo o processo de admissão, compressão, combustão e expansão.

O *swirl* é medido através de um número adimensional denominado número de *swirl*; esse é um parâmetro muito importante, pois influencia diretamente na eficiência do processo de combustão e, portanto, na eficiência do motor e na emissão de poluentes.

Tais fatores evidenciam a importância de se determinar o número de *swirl* característico de um determinado projeto de cabeçote para motor de combustão interna.

Diferentes técnicas podem ser utilizadas para se determinar o número de *swirl*, indo desde os sensores baseados em anemômetros de pás, passando por técnicas que utilizam cristal líquido e até a mais sofisticada, baseada em anemometria laser.

A técnica chamada ISM ou *"impulse swirl meter*", é a mais utilizada, devido ao seu baixo custo e repetibilidade, quando comparada com as demais.

O sensor ISM baseia-se no torque (variação do momento angular) gerado em uma estrutura de colmeia que é montada com seu eixo alinhado ao do cilindro e recebe um fluxo turbilhonado a montante e o descarrega alinhado ao eixo do cilindro.

Pela medição do torque necessário para anular o fluxo de momento angular, juntamente com a vazão de ar pelo cabeçote determina-se o número de "*swirl*".

Os ensaios são realizados para diferentes aberturas de válvula com o cabeçote instalado na bancada de testes, submetido a um escoamento em regime permanente. O número de *swirl* do motor é calculado pelo fluxo total de momento angular admitido, com base nas curvas de levantamento de válvulas do motor e velocidade de pistão, admitindo-se, em geral, escoamento incompressível.

1.1 OBJETIVO GERAL

Este trabalho tem como objetivo geral o desenvolvimento e modelamento de um retificador de fluxo para um sensor ISM (*impulse swirl meter*), considerando a influência das dimensões geométricas dos retificadores de fluxo na exatidão e na precisão dos resultados das medições.

Também tem como objetivo a geração de conhecimento para o projeto e desenvolvimento de versões futuras do sensor ISM. O próximo será instalado em uma máquina a ser utilizada pela engenharia de desenvolvimento de motores, para a determinação do número de *swirl* em cabeçotes e dutos de admissão.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS E PREMISSAS

Os protótipos de retificadores de fluxo a serem testados serão instalados no sensor ISM e deverão ter uma geometria que possa ser gerada na máquina de prototipagem rápida e que possa ser integrada ao modelo de simulação de escoamento por CFD do cabeçote.

Serão realizados ensaios na máquina de medição de *swirl* para diferentes dimensões geométricas de colmeia para o retificador de fluxo (escoamento que vem do cabeçote), de modo a explorar principalmente o comprimento do retificador e a abertura da colmeia.

Outros eventuais aspectos que venham a ser detectados como importantes pelo seu efeito no fluxo de momento angular também serão considerados, como, por exemplo, a rugosidade do material de fabricação da colmeia.

1.3 JUSTIFICATIVA

Esclarecer a eventual interferência do retificador no fluxo de momento angular que está sendo medido é fundamental no desenvolvimento de um ISM de elevada precisão e exatidão conforme pretendido.

2 METODOLOGIA

2.1 HIPÓTESE

O momento angular medido por um sensor ISM tende a ser maior quanto menor for o coeficiente de arrasto do retificador de fluxo (TANABE, IWATA e KASHIWADA, 1987).

A eficiência dos sensores do tipo ISM está diretamente relacionada a geometria do retificador de fluxo utilizado (HEIM e GHANDHI, 2011).

Estudos realizados com o objetivo de determinar o efeito de um fluxo com *swirl* através de uma placa Zanker (retificadora de fluxo) concluem que a espessura da placa tem efeito fundamental na neutralização do *swirl* (DRAINY *et al.*, 2014).

Aqui pode-se concluir que a exatidão na determinação do número de *swirl* está diretamente ligada às dimensões e geometria do retificador de fluxo utilizado no sensor ISM.

Com o objetivo de estudar essas variações, diferentes geometrias de retificador de fluxo foram propostas e testadas utilizando-se um sensor do tipo ISM.

2.2 PLANEJAMENTO

As geometrias propostas para os novos retificadores de fluxo devem ser capazes de serem montadas no corpo do sensor ISM hoje existente.

Assim sendo, devem ter o mesmo diâmetro externo, possuir a mesma aba perimetral, a mesma altura em relação a face do sensor e o mesmo encaixe central no eixo de rotação que os determinados no retificador de fluxo originalmente projetado para o sensor, porém o comprimento total, a densidade de colmeias e a dimensão e distribuição das colmeias serão alteradas para o estudo das hipóteses levantadas.

A sequência dos trabalhos será conforme segue.

- Determinação das geometrias a serem ensaiadas.
- Desenho das geometrias em software 3D compatível com software para possível simulação em CFD e com software utilizado em máquina de prototipagem rápida.
- Confecção dos protótipos por meio de prototipagem rápida.
- Instalação dos novos retificadores de fluxo no sensor já existente e realização das medições utilizando um mesmo cabeçote.

2.3 COLETA DE DADOS

A coleta de dados será feita durante os ensaios dos diferentes retificadores de fluxo na máquina para medição de *swirl* instalada no laboratório da POLI na cidade de Sorocaba.

O número de *swirl* será a medida de interesse, mas outros parâmetros tais como pressão, vazão e torque no sensor também serão observados.

2.4 ANÁLISE

A análise será feita através da comparação entre as alterações dos resultados, observadas nos ensaios feitos na bancada de testes, de cada um dos protótipos.

As principais características a serem comparadas são *swirl* médio, perda de carga e torque residual reativo.

Neste trabalho, torque residual reativo será definido com a diferença entre o torque medido pelo sensor ISM e o torque que deveria ter sido medido caso todo o fluxo rotacional tivesse sido transformado em torque; portanto o torque residual ideal deve ter valor igual a zero.

2.5 RESULTADOS ESPERADOS AO FINAL DO TRABALHO

Proposição de aperfeiçoamentos do projeto inicial do retificador de fluxo utilizado no sensor ISM, adequando suas características dimensionais para a máxima eficácia na determinação do número de *swirl*.

3 PESQUISA BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo alguns dos conceitos básicos necessários ao projeto, como os principais movimentos do ar na admissão do motor de combustão interna são abordados, sendo descrito com mais detalhes o movimento conhecido como *swirl,* seu método de cálculo, medição e influência no desempenho dos motores.

É feita uma revisão dos principais artigos que tratam da retificação do escoamento e de medição de swirl e são delineados os parâmetros de escoamento que serão utilizados na caracterização e comparação dos diversos retificadores de fluxo ensaiados.

3.1 MOVIMENTO DOS GASES NO MOMENTO DE ADMISSÃO DO CILINDRO

O fluxo da massa gasosa admitido no cilindro forma um jato cônico com componentes radiais e com velocidade axial de cerca de 10 vezes a velocidade média do pistão (HEYWOOD, 1988).

Devido às altas velocidades envolvidas no fluxo, os escoamentos dentro do cilindro são de característica turbulenta (PULKRABEK, 1997).

Em estudos recentes (GRANQUIST, 2010), fica demonstrado que existe uma variação da intensidade da turbulência no sentido radial do fluxo rotativo dentro do cilindro.

A turbulência traz como resultado um aumento significativo nas taxas de transferência termodinâmicas dentro do motor, aumentando a taxa de transferência de calor, acelerando a evaporação do combustível, melhorando a qualidade da mistura ar/combustível que, por conseguinte também melhora significativamente qualidade da combustão, aumentando a eficiência global do motor (PULKRABEK, 1997).

Os movimentos dos gases dentro do cilindro durante processo de combustão de um motor de combustão interna são extremamente importantes, pois afetam a qualidade da mistura ar combustível, que por sua vez influencia diretamente a eficiência da combustão e, consequentemente, o desempenho do motor e a emissão de poluentes (TRIELLI, 2014).

O excesso de turbulência prejudica a eficiência do motor pelo aumento do coeficiente de convecção e a consequente perda de calor pelas paredes do cilindro devido ao aumento do fluxo térmico; porém um nível adequado de turbulência dentro da câmara de combustão homogeneíza a mistura ar combustível, contribuindo para o bom desempenho dos motores de combustão interna (BRUNETTI, 2012).

O movimento do ar no interior do cilindro é composto por vários padrões de escoamento, sendo que um ou mais desses padrões podem potencializar a turbulência (BRUNETTI, 2012).

Swirl: Segundo (BRUNETTI, 2012) swirl é o movimento de rotação ordenado do fluxo de ar em torno do eixo do cilindro. Na figura 1 pode-se ver a representação do movimento de swirl dentro do cilindro.



Figura 1 - Representação do swirl dentro do cilindro

Fonte: Adaptado de (BRUNETTI, 2012)

Esse movimento de rotação mantém-se durante todo o processo de admissão, compressão, combustão e expansão (HEYWOOD, 1988).

Tumble: Segundo (BRUNETTI, 2012). O tumble é o fluxo de ar semelhante ao swirl porém com movimento de rotação em torno do eixo perpendicular ao eixo do cilindro (plano X-Z); na figura 2 pode-se ver a representação do movimento de tumble.



Figura 2 - Representação do tumble dentro do cilindro

Fonte: Adaptado de (BRUNETTI, 2012)

Squish: Segundo (BRUNETTI, 2012) squish é o movimento radial à linha central do cilindro provocado pelo "esmagamento" da mistura ar combustível no final da compressão, próximo ao ponto morto superior; esse movimento pode ser gerado por concavidade na cabeça do pistão ou por um recesso no cabeçote; na figura 3 pode-se ver a representação do *squish*.



Figura 3 - Representação do squish dentro do cilindro

Fonte: Adaptado de (BRUNETTI, 2012)

3.2 IMPORTÂNCIA DO SWIRL PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

O principal movimento da massa gasosa dentro do cilindro é o movimento de rotação denominado *swirl*, esse movimento contribui significativamente para a produção de uma mistura ar combustível homogênea e também é um dos principais mecanismos para facilitar uma rápida propagação da frente de chama durante o processo de combustão de motores de ignição por centelha (PULKRABEK, 1997).

A melhora na queima do combustível aumenta o desempenho do motor e diminui as emissões de poluentes (HEIM e GHANDHI, 2011).

O movimento da massa gasosa dentro do cilindro denominado *swirl* é um grande potencializador da turbulência, que é bastante utilizado em motores diesel, nos quais influencia diretamente na evaporação do combustível no processo de mistura ar combustível (BRUNETTI, 2012).

O *swirl* influencia significativamente na taxa de troca de calor pelas paredes do cilindro durante a compressão, modificando a temperatura do ar no momento da injeção do combustível (BRUNETTI, 2012).

A turbulência no cilindro é maior durante o tempo de admissão, diminui à medida que o pistão se aproxima do ponto morto inferior e aumenta pouco durante a compressão; o *swirl* possibilita a manutenção da turbulência elevada até o processo de combustão (PULKRABEK, 1997).

3.3 GERAÇÃO DO SWIRL

Devido aos efeitos benéficos para a eficiência do motor de combustão interna, a geração proposital de turbulência dentro do cilindro, sob parâmetros controlados, é uma estratégia importante a ser considerada no projeto das diversas partes do motor que influenciam no fluxo de ar e na mistura ar combustível.

As características mais importantes e que mais influenciam no *swirl* são, a posição das válvulas em relação ao eixo do cilindro, e a geometria dos dutos de admissão (HEYWOOD, 1988).

As duas formas mais comumente utilizadas são a geração do *swirl* através da utilização de dutos de admissão com geometrias específicas ou através da utilização de geometrias especiais para a válvula e seu respectivo assento.

3.3.1 Geometria dos dutos de admissão para induzir swirl

São duas as geometrias mais utilizadas nos dutos de admissão para indução do *swirl*. A primeira consiste em descarregar o fluxo de ar de forma tangencialmente à parede do cilindro, fazendo com que o ar flua lateralmente à parede do cilindro e para baixo, gerando movimento de rotação e axial no fluxo de ar.

Outra forma é gerar um fluxo de rotação utilizando um duto de admissão com geometria helicoidal (HEYWOOD, 1988).

Na figura 4 pode-se ver alguns exemplos de pórticos ou dutos de admissão, os dutos (a) e (b) são do tipo tangencial, e os dutos (c) e (d) são do tipo helicoidal.





Fonte: (HEYWOOD, 1988)

A figura 5 representa o fluxo de swirl sendo gerado por um duto de admissão do tipo helicoidal



Figura 5 - Representação do swirl dentro do cabeçote

3.3.2 Geometria e posição das válvulas e alojamento para indução de swirl

Outra forma de indução do *swirl* é fazer com que o fluxo de ar que passa através do orifício da válvula de admissão, entre em rotação ao redor da válvula antes de entrar no cilindro.

Esse movimento de rotação pode ser conseguido fazendo com que a distribuição do fluxo de ar ao redor da abertura do orifício de alojamento da válvula de admissão não seja uniforme. (HEYWOOD, 1988).

Fonte: (SOARES, 2010)

A figura 6 mostra dois tipos de geometrias de válvulas que podem ser utilizadas para a indução de *swirl*.



Figura 6 - Geometrias de válvulas de admissão para gerar swirl

O posicionamento da válvula também ajuda na formação do *swirl*; na figura 7 pode-se ver exemplos de posicionamentos tangenciais ao perímetro do cilindro.



Figura 7 - Posicionamento do pórtico em relação ao cilindro

Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 1988)

3.4 NÚMERO DE SWIRL

É muito difícil estabelecer o *swirl* nos motores de combustão interna, já que o movimento do ar se altera durante a passagem pelo duto de admissão, válvulas, câmara de combustão, cabeça do pistão e parede do cilindro (HEYWOOD, 1988).

Fonte: (HEYWOOD, 1988)

Para se caracterizar o *swirl* utiliza-se um parâmetro adimensional denominado número de *swirl*. O número de *swirl* ou coeficiente de *swirl* é determinado pela relação entre o fluxo da quantidade de movimento angular do escoamento pelo o fluxo da quantidade de movimento linear axial do escoamento (HEYWOOD, 1988).

Sendo assim *swirl* ou número de *swirl* pode ser caracterizado como segue (CRNOJEVIC, DECOOL, e FLORENT, 1998).

$$S = \frac{G_{\varphi}}{G_{\chi}R} \tag{1}$$

 G_{ω} Quantidade de movimento angular que é representada pela equação abaixo.

$$G_{\varphi} = \int_0^R \rho \ U \ W \ r^2 \ dr \tag{2}$$

 G_x Quantidade de movimento axial que é representada pela equação abaixo.

$$G_{\chi} = \int_0^R \rho \ U^2 \ r \ dr \tag{3}$$

Onde:

R = Raio do cilindro

- U = Componente axial da velocidade do fluxo
- W = Componente tangencial da velocidade do fluxo

r = Posição radial

 ρ = Massa especifica do ar

Vale observar que, no caso de motores, esses fluxos de quantidade de movimento estão variando instante a instante, o que deverá ser considerado na determinação do valor final do número de *swirl*.

3.5 MÉTODO PARA DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE SWIRL

Um dos métodos mais utilizados para determinação do número de *swirl*, devido sua relativa simplicidade e baixo custo, é realizado com vazão em regime permanente. Nesse método, o cabeçote que se quer medir é fixado na face de um cilindro no qual está montado um sensor, enquanto o ar é forçado através do sistema cabeçote/cilindro/sensor, para diversos valores de abertura de válvulas, permitindo a determinação do *swirl* relacionado ao cabeçote (HEYWOOD, 1988).

No método de vazão em regime permanente não existe a movimentação do pistão, a injeção de combustível e a movimentação das válvulas sincronizadas com a rotação do motor. Porém esse método é considerado suficientemente preciso para a medição do *swirl* do fluxo (HEYWOOD, 1988).

3.6 PLATAFORMAS DE ENSAIOS COM VAZÃO EM REGIME PERMANENTE

Normalmente nesses testes a abertura da válvula é ajustada através de um parafuso com rosca micrométrica e o valor da abertura é ajustado conforme a necessidade do teste que será realizado.

São dois os métodos para forçar o fluxo de ar através dos dutos de admissão do cabeçote durante o ensaio. Em um dos métodos conecta-se a saída de um insuflador à entrada dos dutos de admissão do cabeçote através de adaptadores; o esquema básico dessa instalação pode ser visto na figura 8.

Em outro método, conecta-se a entrada de um insuflador na base de um tanque de expansão, no topo do qual estão conectados o sensor e o conjunto camisa e cabeçote. O esquema básico dessa instalação pode ser visto na figura 9.



Figura 8 - Bancada de testes para vazão em regime permanente.

Fonte: adaptada de (TECHNOLOGY, CUSSONS)



Figura 9 - Bancada de testes para vazão em regime permanente.

Fonte: Adaptada de AVL

3.7 SENSORES PARA MEDIÇÃO DE SWIRL

São dois os tipos de sensores mais utilizados para a determinação do número de "swirl" em bancadas de teste do tipo vazão em regime permanente: sensor tipo anemômetro e o sensor tipo ISM ("*impulse swirl meter*").

3.7.1 Sensor tipo anemômetro

O sensor tipo anemômetro utiliza uma roda de pás conectada a um eixo que, por sua vez, está montado alinhado ao eixo do cilindro através de rolamentos de baixo atrito.

A roda de pás fica posicionada a uma distância de uma a uma vez e meia o diâmetro interno do cilindro, em relação à face do mesmo.

O diâmetro da roda de pás deve ser muito próximo do diâmetro interno do cilindro onde ela está montada.

Na figura 10 pode-se ver um desenho esquemático de uma instalação que utiliza um sensor do tipo anemômetro para a determinação do coeficiente de *swirl*.

Esse sensor determina o coeficiente de *swirl* relacionando a rotação da roda de pás com a rotação do motor correspondente a vazão de ar admitido (HEYWOOD, 1988).



Figura 10 - Esquema de instalação de um sensor tipo roda de pás

Fonte: Adaptado de (SNAUWAERT e SIERENS, 1986)

3.7.2 Sensor tipo ISM (*impulse swirl meter*)

O sensor tipo ISM se utiliza de uma estrutura tipo colmeia conectada a um eixo que, por sua vez, está montado alinhado ao eixo do cilindro através de rolamentos ou mancais de baixo atrito e tem sua extremidade inferior conectada a um torquímetro.

Quando o fluxo com movimento de rotação passa através da estrutura de colmeia e sai alinhado ao eixo, a velocidade angular do fluxo é transformada em torque que é medido pelo torquímetro.

Na figura 11 pode-se ver um desenho esquemático da instalação que utiliza um sensor ISM para a determinação do coeficiente de *swirl*.

Esse sensor determina o coeficiente de *swirl* transformando a variação do fluxo do momento angular em torque e relacionando a componente axial do fluxo com a rotação do motor (HEYWOOD, 1988).





Fonte: Adaptado de (TECHNOLOGY, CUSSONS)

3.8 EQUACIONAMENTO PARA DETERMINAÇÃO DA RAZÃO DE SWIRL

A figura 12 mostra os símbolos e abreviaturas utilizadas para identificação das variáveis de posição e cinemática do conjunto cilindro pistão e biela, que serão utilizadas nas equações para o cálculo do *swirl*





Fonte: Adaptado de (PULKRABEK, 1997)

3.8.1 Equacionamento para o sensor tipo anemômetro

Segundo (OTTOSSON e HOLMBERG, 2011) o equacionamento do sensor tipo anemômetro pode ser descrito com segue.

A figura 13 mostra as variáveis necessárias ao equacionamento do sensor tipo anemômetro.



Figura 13 - Nomenclatura de variáveis

Fonte: Adaptado de (SOARES, 2010)

3.8.1.1 Relacionamento da razão de swirl com a rotação das pás do anemômetro.

$$Razão \ de \ Swirl = \frac{n_D}{n} \tag{4}$$

Onde:

 n_D = Rotação medida do anemômetro durante o teste (RPM)

n = Rotação de um motor fictício que é dada pela suposição que o fluxo de ar q no cilindro do banco de testes corresponde a uma velocidade média de pistão C_{mp} que vai gerar o mesmo fluxo de ar q no motor real.

3.8.1.2 Velocidade média do pistão

$$C_{mp} = \frac{q}{\left[\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \cdot \rho_i\right]} \tag{5}$$

Onde:

 C_{mp} = Velocidade média do pistão (m/s) ρ_i = Massa especifica do ar no interior do cilindro (Kg/m³) q = Vazão mássica (kg/s) D_c = Diâmetro interno do cilindro (m)

$$n = \frac{C_{mp}}{2 \cdot s} \tag{6}$$

Onde:

n = Rotação de um motor fictício

S = Curso do pistão (m)

3.8.2.1 Massa específica do ar no interior do cilindro

$$\rho_i = \frac{P_e}{K \cdot T_e} \left(\frac{P_e}{P_i}\right)^{\frac{1}{k}}$$
(7)

Onde:

 ho_i = Massa especifica do ar no interior do cilindro (Kg/m³)

 P_i = Pressão do ar no interior do cilindro (Pa)

 P_e = Pressão do ar no ambiente externo (Pa)

K = Constante do gás para o ar (287 N.m/kg.K)

k = Razão entre os calores específicos a pressão constante e a volume constante, para o ar (1,4)

 T_e = Temperatura do meio externo (K)

Substituindo a equação (6) na equação (7) obtém-se que a rotação do motor fictício será:

$$n = s \cdot \frac{30. q}{\left[\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \cdot \rho_i\right]}$$
(8)

3.8.2.2 Volume deslocado do pistão

$$V_s = s \cdot \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \tag{9}$$

Onde:

$$V_S$$
 = Volume do deslocamento do pistão (m³)
 D_C = Diâmetro interno do cilindro (m)

3.8.2.3 Razão de swirl em função da rotação do anemômetro

<u>S</u>ubstituindo a equação (9) na equação (8) e depois a equação (8) na equação (4) obtém-se a razão de *swirl* para o sensor tipo anemômetro que será expressa por:

$$Razão \ de \ Swirl = \frac{n_D}{n} = \frac{n_D \cdot \rho_i \cdot V_s}{30 \cdot q}$$
(10)
Segundo (OTTOSSON e HOLMBERG, 2011) o equacionamento do sensor tipo ISM pode ser descrito como segue.

A figura 14 mostra os parâmetros utilizados para o equacionamento do sensor tipo ISM



Figura 14 - Principio de medição utilizado em um sensor ISM

Fonte: Adaptado de (TIPPELMANN, 1977)

Pode-se relacionar o torque que é gerado no eixo que está conectado ao retificador de fluxo e a rotação de um anemômetro fictício através da velocidade angular da massa de ar suposta girando e se deslocando axialmente como um sólido dentro do cilindro (OTTOSSON e HOLMBERG, 2011).

3.8.3.1 Velocidade angular em função do torque

$$\omega = \frac{M \cdot 8}{q \cdot D_c^2} \tag{11}$$

Onde:

 ω = Velocidade angular da massa de ar em rotação (radianos/s)

M = Momento de força medido no torquímetro (N.m)

q = Vazão mássica (kg/s)

3.8.3.2 Rotação do anemômetro fictício

$$n_D = \frac{60.\omega}{2.\pi} \tag{12}$$

Onde:

 n_D = Rotação de um anemômetro fictício

Substituindo a equação (11) na equação (12) obtém-se a equação (13)

$$n_D = \frac{8 \cdot M}{q \cdot D_c^2} \cdot \frac{60}{2\pi}$$
(13)

3.8.3.3 Swirl em função do torque

Substituindo a equação (13) e a equação (8) na equação (4)

$$\frac{n_D}{n} = \frac{8 \cdot M \cdot 60}{q \cdot D_c^2 \cdot 2 \cdot \pi} \cdot \frac{s \cdot \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \cdot \rho_i}{30 \cdot q}$$
(14)

3.8.3.4 Razão de swirl em função do torque medido pelo sensor ISM

<u>S</u>ubstituindo a equação (7) na equação (14) obtém-se a razão de *swirl* em função do torque medido pelo sensor ISM que será descrito conforme equação (15)

$$Razão \ de \ Swirl = \frac{n_D}{n} = M \cdot \frac{2 \cdot s}{q^2} \cdot \frac{P_e}{K \cdot T_e} \cdot \left(\frac{P_e}{P_i}\right)^{\frac{1}{k}}$$
(15)

3.9 CÁLCULO DO NÚMERO DE SWIRL

A definição do número de *swirl* é dada pela equação (18) que é a integral definida entre o ponto inicial do movimento do pistão durante o tempo de admissão no PMS (360° de virabrequim), até o ponto final do movimento quando o pistão atinge o PMI (540° de virabrequim) ainda em seu tempo de admissão.

A relação entre a velocidade instantânea do pistão e sua velocidade média é dada pela equação (17) (HEYWOOD, 1988).

$$R = \frac{L_b}{r_v} \tag{16}$$

Onde:

R = Relação biela manivela

 L_b = Comprimento da biela

 r_{v} = Raio do virabrequim

3.9.2 Relação entre a velocidade instantânea do pistão e sua velocidade média

$$\frac{C_{i(\alpha)}}{C_{mp}} = \frac{\pi}{2} \operatorname{sen} \alpha \left[1 + \frac{\cos \alpha}{(R^2 - \operatorname{sen}^2 \alpha)^{\frac{1}{2}}} \right]$$
(17)

Onde:

 C_i = Velocidade instantânea do pistão em função do ângulo do virabrequim (m/s)

 α = ângulo do virabrequim (graus)

3.9.3 Cálculo do número de Swirl

$$\left(\frac{n_D}{n}\right)_m = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} \frac{n_D}{n} \left(\alpha\right) \left(\frac{C_{i(\alpha)}}{c_{mp}}\right)^2 d\alpha$$
(18)

Onde:

$$\left(\frac{n_D}{n}\right)_m$$
 = Número de *swirl* ou razão de *swirl* média

 α = ângulo do virabrequim

$$\frac{n_D}{n}(\alpha)$$
 = Razão de *swirl* em função do ângulo do virabrequim

 $C_{i(\alpha)}$ = Velocidade Instantânea do pistão em função ângulo do virabrequim

3.9.4 Relacionamento entre os resultados do ensaio e o número de *swirl* característico do cabeçote

O fator que correlaciona os resultados obtidos durante o ensaio do cabeçote feito no método de vazão em regime permanente com o número de *swirl* característico do cabeçote, na utilização, instalado em um motor real é a abertura de válvula.

Para se obter o ângulo do virabrequim, parâmetro necessário para o cálculo do número de *swirl* conforme a equação (17), utiliza-se uma tabela ou função que contém os dados de relacionamento entre a abertura de válvula e o ângulo do virabrequim, como o visto no gráfico 1.





Fonte: Planilha de processamento de dados para o cálculo do número de swirl

No gráfico 2 pode-se ver o resultado da razão de swirl em função do ângulo de virabrequim.



Gráfico 2 - Resultados de $\frac{n_D}{n}$ em função do ângulo do virabrequim

Fonte: Planilha de processamento de dados para o cálculo do número de swirl

3.10 COMPARAÇÃO ENTRE O SENSOR TIPO ANEMÔMETRO E O SENSOR TIPO ISM

O momento angular medido através de um sensor do tipo anemômetro apresenta valores menores que os medidos através de um sensor do tipo ISM (TANABE, IWATA e KASHIWADA, 1987).

As razões de *swirl* calculadas a partir de sensores ISM tem geralmente valores 30% maiores que aquelas calculadas com sensores que utilizam roda de pás (TIPPELMANN, 1977).

Experimentos realizados por (STONE e LADOMMATOS, 1992) concluem que os sensores baseados em anemômetros geram resultados de *swirl* menores, em comparação com os resultados gerados por um sensor tipo ISM, e quanto maior for a abertura da válvula de admissão, maior a diferença entre os resultados dos ensaios, como pode-se ver no gráfico 3.



Gráfico 3 - Comparativo entre swirl medido com anemômetro e ISM

Fonte: (STONE e LADOMMATOS, 1992)

No experimento realizado por (HEIM e GHANDHI, 2011), um sensor tipo ISM e um sensor tipo anemômetro foram comparados utilizando-se um gerador de *swirl* constituído de um tubo inclinado com ângulo e dimensões conhecidas instalado em uma placa na posição deslocada do centro (figura 15).



Figura 15 - Gerador de Swirl

Fonte: Adaptado de (HEIM e GHANDHI, 2011)

Ambos os sensores possuíam como elemento principal uma colmeia com fator de célula (altura do retificador dividida pelo diâmetro da célula) de 4,3, e duas montagens foram feitas: uma delas utilizando um adaptador (figura 15) com diâmetro B de 82,0 mm (*large*) e outra utilizando um adaptador de 48 mm (*small*).

A análise dos dados conclui que o sensor tipo ISM apresenta resultados mais próximos ao *swirl* conhecido, (tem maior exatidão) que o sensor tipo anemômetro.

O gráfico 4 faz uma comparação entre os resultados de torque dos ensaios com o sensor ISM e os resultados de torque dos ensaios com o sensor tipo anemômetro, ambos utilizando os adaptadores de 82,0 mm e 48 mm.

Para as condições testadas o sensor tipo ISM apresenta eficiência de 70% a 93%, e sensor tipo anemômetro apresenta eficiência de 32% a 45%, dependendo do adaptador utilizado (HEIM e GHANDHI, 2011).



Gráfico 4 - Eficiência - sensor tipo anemômetro x sensor tipo ISM

Fonte: (HEIM e GHANDHI, 2011)

No eixo y está o torque gerado pelo dispositivo para indução de *swirl*, e no eixo x está o *swirl* medido pelo sensor ISM

Experimentos realizados por (MONANGHAN e PETTIFER, 1981) com diferentes tipos de dutos de admissão mostram que o *swirl* medido por sensor ISM tem resultados mais confiáveis que os medidos por sensor tipo anemômetro.

De acordo com (MONANGHAN e PETTIFER, 1981) os resultados mais confiáveis do sensor ISM devem-se ao fato de que o sensor tipo anemômetro é baseado no princípio de que o fluxo de ar em movimento de rotação gerado pelos dutos de admissão tem velocidade axial uniforme; porém utilizando uma plataforma de ensaio em regime permanente e um sistema de medição do fluxo por LDV (*laser doppler velocimetry*) foi possível verificar que o fluxo de ar em rotação tem velocidade não uniforme e que se concentra na lateral do cilindro, sendo menor na área central.

Essa diferença na velocidade axial do fluxo faz com que o sensor tipo anemômetro tenha a tendência de gerar resultados de *swirl* menores que o sensor tipo ISM, isso pode ser visto na tabela 1 que representa os resultados referente a swirl do experimento de (MONANGHAN e PETTIFER, 1981).

| | | Numero de S | Swirl | |
|--|-------------|--------------|-------|--|
| | Coeficiente | Sensor | | |
| | de descarga | Anemométrico | ISM | |
| Portico direto | 0,33 | 1,7 | 2,5 | |
| Portico helicoidal de rampa suave | 0,31 | 2,2 | 2,9 | |
| Portico helicoidal de rampa ingrime | 0,32 | 2,3 | 2,6 | |
| Portico tangencial | 0,32 | 1,7 | 2,4 | |

Tabela 1 - Swirl medido por sensor ISM x sensor Anemométrico

Fonte: (MONANGHAN e PETTIFER, 1981)

4 EXPERIMENTO

Este capítulo descreve os modelos de retificadores, os equipamentos e os métodos utilizados na realização dos experimentos.

Etapas do experimento:

- Determinação da geometria dos retificadores a serem testados e desenho dos retificadores em software 3D compatível com máquinas de prototipagem rápida.
- Fabricação dos protótipos em máquina de prototipagem rápida.
- Teste dos protótipos de retificadores para determinação do número de *swirl* na plataforma instalada no laboratório da POLI em Sorocaba.
- Teste dos protótipos de retificadores para avaliação do torque residual, utilizando o sensor comercial da Cussons como medidor do torque residual.

4.1 DETERMINAÇÃO DOS MODELOS DE RETIFICADORES

Em experimentos realizados por (TANABE, IWATA e KASHIWADA, 1987) as características de medição de um sensor ISM foram avaliadas em uma plataforma de testes em vazão em regime permanente, utilizando-se de retificadores de fluxo de diferentes dimensões conforme mostra a tabela 2.

| | Retificador | L | d | d |
|----------|-------------|----|-----|------|
| | | mm | pol | mm |
| | 01 | 10 | 1/4 | 6,35 |
| | 02 | 10 | 1/8 | 3,18 |
| | 03 | 20 | 1/4 | 6,35 |
| | 04 | 20 | 1/8 | 3,18 |
| - | 05 | 30 | 1/4 | 6,35 |
| - | 06 | 30 | 1/8 | 3,18 |

Tabela 2 - Lista de retificadores de fluxos utilizados no experimento

L = Altura do retificador

d = Diâmetro equivalente da célula

Fonte: (TANABE, IWATA e KASHIWADA, 1987)

Antes do início das medições, os retificadores de fluxo foram avaliados quanto ao coeficiente de arrasto característico de cada um deles; isso foi feito utilizando-se da plataforma de teste em vazão em regime permanente sem a indução de *swirl*.

Assumindo fluxo laminar dentro das células da colmeia o coeficiente de arrasto pode ser descrito em função das dimensões dos retificadores de fluxo e do número de Reynolds característico do fluxo que passa através do retificador (TANABE, IWATA e KASHIWADA, 1987).





Fonte: (TANABE, IWATA e KASHIWADA, 1987)

Ensaios realizados por (TANABE, IWATA e KASHIWADA, 1987), utilizandose de três cabeçotes com tipos diferentes de dutos de admissão, denominados, D, S e H, com abertura de válvula máxima (10 mm) constante, para todos eles, mostram que o número de *swirl* tende a aumentar quanto menor for o coeficiente de arrasto do retificador de fluxo; porém a variação também é maior para o mesmo caso (diminuição da precisão), como é possível ver no gráfico 6.



Gráfico 6 - Número de swirl x coeficiente de arrasto dos retificadores

Fonte: (TANABE, IWATA e KASHIWADA, 1987) Nota: O ponto de zero coeficiente de arrasto foi obtido com o uso de anemômetro de fio quente.

Na conclusão do estudo (TANABE, IWATA e KASHIWADA, 1987) afirmam que o fluxo de momento angular medido por um sensor ISM será maior quanto menor for o coeficiente de arrasto do retificador de fluxo utilizado no sensor.

Outra conclusão que se pôde chegar baseando-se nos resultados desse estudo, mas que não foi citada explicitamente pelos autores, é que, quanto menor for o coeficiente de arrasto do retificador de fluxo utilizado no sensor ISM, também será maior a variação das medidas feitas por esse sensor e, portanto, menor será a precisão dos resultados.

Em um experimento realizado por (HEIM e GHANDHI, 2011) para comparar retificadores de fluxo com dimensões diferentes, aplicou-se o mesmo método utilizado para comparar o sensor ISM com o sensor tipo anemômetro.

Duas montagens foram feitas: uma delas utilizando um adaptador com diâmetro B (figura 15) de 82,0 mm (*large*) e outra utilizando um adaptador de 48 mm (*small*), montado com um indutor de *swirl* (figura15).

Ao invés de utilizar diferentes sensores, um mesmo sensor tipo ISM foi utilizado, apenas mudando-se o retificador de fluxo.

Concluiu-se que a eficiência absoluta de um ISM é afetada diretamente pelo tamanho e geometria do retificador de fluxo utilizado e diminuí quanto maior for o fator de célula (L/d no gráfico 7 está representado como H/d) do retificador utilizado (HEIM e GHANDHI, 2011).





Fonte: (HEIM e GHANDHI, 2011)

Portanto, medir o torque gerado pelo fluxo rotacional do ar dentro de um cilindro utilizando um elemento retificador de fluxo baseado em uma matriz alveolar é com certeza um ensaio invasivo, pois o próprio retificador interfere no fluxo.

Sendo assim, o desafio é conseguir determinar dimensões para um retificador de fluxo que exerça a menor interferência possível no fluxo a ser medido e que possa equilibrar tanto a exatidão quanto a precisão nas medições.

Baseando-se nos estudos de (TANABE, IWATA e KASHIWADA, 1987), (HEIM e GHANDHI, 2011) e (STONE e LADOMMATOS, 1992), foram construídos retificadores com fator de célula L/d (figura 16) variando de 2,5 a 20, diâmetro de célula variando de 2,5 mm até 10 mm, e comprimentos fixos em 25mm ou 50mm. A tabela 3 lista os 16 protótipos fabricados e suas principais dimensões.



Figura 16 - Principais dimensões dos retificadores de fluxo

Fonte: Autor

| | Retificador | L | d | h | L/d |
|-----|-------------|----|------|-----|------|
| | | mm | mm | mm | |
| | 00 | 25 | 4,8 | 0,2 | 5,20 |
| | 01 | 25 | 3,1 | 0,6 | 8,1 |
| | 02 | 50 | 3,1 | 0,6 | 16,1 |
| | 03 | 25 | 3,6 | 0,6 | 6,9 |
| Ľ., | 04 | 50 | 3,6 | 0,6 | 13,9 |
| | 05 | 25 | 4,1 | 0,6 | 6,1 |
| | 06 | 50 | 4,1 | 0,6 | 12,2 |
| | 07 | 25 | 4,6 | 0,6 | 5,4 |
| _ | 08 | 50 | 4,4 | 0,6 | 11,4 |
| | 09 | 50 | 4,6 | 0,6 | 10,9 |
| | 10 | 25 | 5,1 | 0,6 | 4,9 |
| | 11 | 50 | 5,1 | 0,6 | 9,8 |
| | 12 | 25 | 2,5 | 0,6 | 10,0 |
| | 13 | 50 | 2,5 | 0,6 | 20,0 |
| | 14 | 25 | 10,0 | 0,2 | 2,5 |
| | 15 | 25 | 8,0 | 0,2 | 3,1 |

Fonte: Autor

4.2 CONFECÇÃO DOS MODELOS

Os modelos de retificadores testados foram confeccionados utilizando-se dois processos diferentes de prototipagem rápida.

4.2.1 Sinterização seletiva a laser

Os protótipos de 1 a 13 foram fabricados pelo processo de prototipagem rápida que utiliza a tecnologia de sinterização seletiva a laser.

Nesse método, termoplástico em pó é espalhado e comprimido sobre a superfície de uma plataforma, também conhecida como plataforma de fabricação, que está presa a um eixo pela sua base, e que se desloca verticalmente (eixo z) ao longo da altura de um recipiente.

O deslocamento da plataforma é feito em passos, e cada deslocamento determina a espessura de uma camada de pó depositado na plataforma.

Um feixe de laser é aplicado sopre a camada de pó fundindo seletivamente em um traçado bidimensional (eixos x e y) (SAURA, 2003).

O objeto é então formado por camadas ou "fatias", com o processo se repetindo até que o objeto esteja completo.

Na maioria dos processos de prototipagem rápida utilizam-se dois tipos de materiais, o material de construção do protótipo e o material de suporte, utilizado para dar sustentação à peça durante o processo de fabricação.

Neste método, o pó excedente ao redor da peça atua como suporte.

No fim do processo o eixo empurra a plataforma para fora do recipiente, fazendo emergir o objeto juntamente com todo o pó restante (OLIVEIRA, 2008).

4.2.2 Multi-Jet modeling

Os protótipos 00, 14 e 15 foram fabricados por um processo conhecido como *multi-Jet modeling* que utiliza como matéria prima, resina foto sensível e como material de suporte, cera, que será descartada ao final do processo.

Nessa tecnologia a cabeça impressora injeta o material estrutural e de suporte ao mesmo tempo sobre a superfície da plataforma de fabricação.

Na cabeça de impressão também está instalada uma fonte de luz UV, que vai fazendo a cura da resina foto sensível e, tal como na sinterização seletiva a laser, a peça também é fabricada em camadas (OLIVEIRA, 2008).

Na figura 17 pode-se ver uma representação de ambos os processos e a figura 18 mostra o resultado do processo de sinterização seletiva a laser.





Fonte: Adaptado de 3D System



Figura 18 - Protótipo de retificador de fluxo feito em prototipagem rápida

Fonte: Autor

4.3 CARACTERÍSTICAS DIMENSIONAIS DOS MODELOS FABRICADOS

A área do hexágono que é a forma geométrica da célula do retificador pode ser calculada a partir do apótema equação 19 (PROVENZA, 1960).

Na figura 19 pode-se ver a representação do apótema e na figura 20 as dimensões utilizadas para o cálculo da área útil do retificador, da qual, deve ser descontada a área da parede periférica do retificador que está embutida no canal de vedação, e a área da secção transversal da ogiva central do retificador.



Figura 19 - Parâmetros dimensionais das células dos retificadores

Fonte: Autor

4.3.1 Área da secção transversal interna da célula

$$a_{c} = \frac{3 \cdot \left(\frac{\sqrt{3}}{3} \cdot 2 \cdot a\right)^{2} \cdot \sqrt{3}}{2}$$
(19)

Onde:

 a_c = Área da secção transversal interna da célula (mm²)

a = Apótema (d/2) (mm)

4.3.2 Área de referência da célula

$$a_{ref} = \frac{3.\left(\frac{\sqrt{3}}{3} \cdot 2 \cdot a'\right)^2 \cdot \sqrt{3}}{2}$$
(21)

Onde:

 a_{ref} = Área de referência da célula (mm²)

a' = Apótema considerando ½ espessura de parede [(d+2.h)/2] (mm)

4.3.3 Perímetro interno da célula

O perímetro interno do hexágono pode ser calculado a partir do apótema (PROVENZA, 1960).

$$p_c = 6 \cdot \left(\frac{\sqrt{3}}{3} \cdot 2 \cdot a\right) \tag{20}$$

Onde:

 p_{c} = perímetro interno da célula (mm)





Fonte: Adaptado de (YOKOTA, 2014)

4.3.4 Área Útil do retificador

$$A_u = \pi \,.\, (R_e^2 - R_o^2) \tag{22}$$

Onde:

 A_u = Área útil do retificador (mm²) R_e = Raio efetivo (mm) R_o = Raio da ogiva (mm)

4.3.5 Área total "aberta" ou de fluxo do retificador

$$A_a = \frac{a_c}{a_{ref}} \tag{23}$$

Onde:

 A_a = Área total "aberta" ou de fluxo do retificador (mm²)

4.3.6 Diâmetro hidráulico da célula

$$d_h = 4 \cdot \frac{a_c}{p_c} \tag{24}$$

Onde:

 d_h = Diâmetro hidráulico ou diâmetro equivalente da célula (mm) p_c = Perímetro interno da célula (mm) 4.3.7 Área fechada ou área de restrição

$$A_{f=}\left(A_{u}-A_{a}\right) \tag{25}$$

 $A_{f=}$ Área fechada ou área de restrição

4.3.8 Rugosidade dos protótipos

Para a escolha do parâmetro de rugosidade, foram feitas algumas medições de rugosidade em uma placa de alumínio, sendo que os valores encontrados foram comparados com os valores existentes na tabela de rugosidade utilizada por (IDEL'CHIK, 1966, pag 62) para o cálculo da perda de carga no retificador.

A tabela 4 mostra os valores encontrados e a comparação entre os diferentes parâmetros de rugosidade medidos, e como é possível ver, o parâmetro que mais se aproxima do tabelado é o parâmetro Rt. Portanto, esse foi o parâmetro escolhido para a caracterização da rugosidade dos retificadores testados, para que fosse possível utilizar as expressões empíricas de (IDEL'CHIK, 1966) para cálculo das perdas de carga.

| - | | | | | | | |
|-------|------------|------------|-----|----------------------|--|--|--|
| | Rugosidade | | | | | | |
| | Pla | ca de alum | ino | Rugosidade na Tabela | | | |
| | Rt | Ra | Rz | | | | |
| _ | μm | μm | μm | μm | | | |
| | 16,5 | 1,3 | 8,8 | de 15,0 a 6,0 | | | |
| | 8,5 | 1,1 | 6,1 | | | | |
| | 10,4 | 1,4 | 6,4 | | | | |
| Média | 11,8 | 1,3 | 7,1 | 10,5 | | | |

Tabela 4 - comparação de rugosidade medida x tabela

Fonte: Autor

56

Como não foi possível medir a rugosidade dentro da célula, a rugosidade foi medida na face lateral de dois dos protótipos.

A medição foi feita no laboratório da USP utilizando um rugosímetro Mitutoyo SJ-201, que foi calibrado conforme instruções do fabricante antes das medições. Todas as medições foram feitas na direção do fluxo que passa pelos retificadores.

Os resultados das medições de rugosidade dos retificadores podem ser vistos na tabela 5.

| Rugosidade Rt | | | | | |
|----------------------|--------------------|--|--|--|--|
| μm | | | | | |
| Sinterização a laser | Multi-Jet modeling | | | | |
| 166,0 | 34,3 | | | | |
| 181,1 | 16,8 | | | | |
| 153,4 | 39,6 | | | | |
| 183,9 | 40,6 | | | | |
| 144,0 | 40,7 | | | | |
| 179,2 | 43,0 | | | | |
| 156,5 | 27,4 | | | | |
| 184,3 | 37,9 | | | | |
| 172,2 | 32,4 | | | | |
| 166,10 | 37,54 | | | | |
| Media 168,6 | 35,0 | | | | |

Tabela 5 - Rugosidade dos protótipos

Fonte: Autor

A grande diferença entre os valores de rugosidade medidos nos protótipos fabricados por sinterização a laser e por *multi-jet modeling* deve-se ao fato de nos protótipos fabricados por sinterização a laser as irregularidades estão orientadas perpendicularmente a direção do fluxo, enquanto nos fabricados por *multi-jet modeling*, as principais irregularidades estão orientadas do sentido do fluxo (figura 21).



Figura 21 - Orientação das principais irregularidades superficiais

Fonte: Autor

A tabela 6 lista os principais parâmetros dimensionais dos retificadores determinados após a fabricação.

| | Retificador | | L/d | Rugosidade média | | Área Aberta | Área Fechada | Diâmetro Hidráulico da célula |
|----------|-------------|---|------|---------------------|------|-----------------|-----------------|-------------------------------------|
| | | | | | mm | mm ² | mm ² | mm |
| | 00 | | 5,2 | | 0,04 | 11943 | 1330 | 4,8 |
| | 01 | | 8,1 | 1 | 0,17 | 9097 | 4176 | 3,1 |
| | 02 | 5 | 16,1 | 1 | 0,17 | 9097 | 4176 | 3,1 |
| _ | 03 | | 6,9 | 1 | 0,17 | 9521 | 3752 | 3,6 |
| <u> </u> | 04 | | 13,9 | _ | 0,17 | 9521 | 3752 | 3,6 |
| | 05 | 1 | 6,1 | ľ | 0,17 | 9862 | 3412 | 4,1 |
| | 06 | 1 | 12,2 | | 0,17 | 9862 | 3412 | 4,1 |
| _ | 07 | 1 | 5,4 | 1 | 0,17 | 10141 | 3132 | 4,6 |
| | 08 | | 11,4 | 1 | 0,17 | 10036 | 3238 | 4,4 |
| | 09 | | 10,9 | _ | 0,17 | 10141 | 3132 | 4,6 |
| | 10 | 1 | 4,9 | 1 | 0,17 | 10374 | 2899 | 5,1 |
| | 11 | | 9,8 | 1 | 0,17 | 10374 | 2899 | 5,1 |
| | 12 | | 10,0 | | 0,17 | 8555 | 4718 | 2,6 |
| | 13 | | 20,0 | | 0,17 | 8555 | 4718 | 2,6 |
| | 14 | 1 | 2,5 | 1 | 0,04 | 12456 | 817 | 10,0 |
| | 15 | 1 | 3,1 | | 0,04 | 12335 | 939 | 8,0 |

Tabela 6 - Parâmetros dos retificadores

Fonte: Autor

4.4 PLATAFORMA DE MEDIÇÃO DO SWIRL UTILIZADA NO EXPERIMENTO

A máquina utilizada para os experimentos está instalada no laboratório da POLI no centro tecnológico de Sorocaba.

A máquina (figura 22) é constituída basicamente, de um tubo com as dimensões da camisa do motor onde na extremidade superior um cabeçote pode ser instalado formando o conjunto camisa/cabeçote; na extremidade inferior está instalado um sensor ISM (figura 23) para a medição do *swirl*, e logo abaixo do sensor existe um tanque para expansão do fluxo e amortecimento de pulsos; conectado a esse tanque está um "blower" ou dispositivo de sucção que gera o fluxo de ar necessário para os ensaios.





Fonte: Autor

Figura 23 - Sensor ISM com o retificador de fluxo



Fonte: Autor

- 4.4.1 Grandezas coletadas pelos sensores da plataforma
 - Pressão no interior do cilindro em mmH2O
 - Distância medida pelo laser (no sensor) em mm
 - Pressão no tanque de expansão mmH2O
 - Temperatura ambiente °C
 - Rotação do roots (compressor que trabalha como uma bomba de vácuo) em RPM
 - Pressão ambiente

A pressão ambiente é anotada antes do início do ensaio na planilha onde os dados do ensaio serão analisados. Para medir a pressão ambiente foi utilizado um barômetro digital (figura 24), com capacidade para leitura de 0,1 mbar.



Figura 24 – Barômetro utilizado para medição da pressão atmosférica

Fonte: Autor

4.5 CARACTERÍSTICAS DO SENSOR UTILIZADO

O sensor ISM utilizado nos ensaios é composto por um retificador de fluxo de matriz alveolar, com células hexagonais, e possui uma aba lateral em sua circunferência que penetra em um reservatório de forma anular, preenchido com óleo. Sua função é dupla: funcionar como selo de ar e amortecedor de vibrações.

O retificador de fluxo está montado em um eixo de secção quadrada, que na sua extremidade inferior está apoiado por uma ponta esférica em uma base plana, com o objetivo de reduzir ao máximo o atrito.

Dois conjuntos de quatro fios de aço dispostos em cruz, rigidamente conectados ao eixo em alturas diferentes, mantém o eixo centralizado e equilibrado no centro do sensor.

Esses fios estão presos por uma das suas extremidades a um fixador montado na lateral do corpo cilíndrico do sensor, enquanto a outra extremidade está conectada a um sistema de mola, montado na lateral oposta do corpo do sensor. Este sistema mantém os fios tensionados a uma tensão constante de 10N (YOKOTA, 2014).

Quando o fluxo com movimento de rotação passa pelo retificador ele sofre um alinhamento que faz com que perca a componente tangencial da velocidade,

produzindo um momento de força no retificador. Esse momento é transmitido ao eixo, que sofre uma rotação, e produz uma mudança na direção da força nos fios, equilibrando o momento aplicado no retificador.(YOKOTA, 2014).

O deslocamento angular do eixo é determinado através de um sensor laser que está apontado para um elemento fixado ao eixo. Conhecendo o deslocamento angular do eixo pode-se relacionar esse deslocamento angular com a deformação elástica sofrida pelos fios, com essa relação pode-se calcular o torque que o fluxo está aplicando ao retificador, e calcular o número de *Swirl* (YOKOTA, 2014).

Um segundo retificador de fluxo fixo no cilindro está instalado na parte inferior do sensor, com o objetivo de evitar que distúrbios no escoamento vindos do dispositivo de sucção se propagem para dentro do sensor.

A relação entre o torque medido com a distância medida pelo laser é obtido empiricamente através de um processo de calibração do sensor.

O torque máximo é de 0,15 Nm e o diâmetro máximo de camisa na qual o sensor pode ser utilizado é de 130mm (YOKOTA, 2014).

Na figura 25 pode-se ver um desenho esquemático do sensor utilizado nos ensaios e os seus principais componentes internos.



Figura 25 - Desenho esquemático do sensor ISM utilizado nos ensaios

Fonte: (YOKOTA, 2014)

4.6 CABEÇOTE E PARÂMETROS DO MOTOR DE REFERÊNCIA UTILIZADO NOS ENSAIOS

Um mesmo cabeçote (figura 26) foi utilizado como gerador de *swirl* em todos os testes. Esse cabeçote é específico para instalação em motores que tem sistema de injeção tipo *Extra High Pressure Injection*.





Fonte: Autor

A tabela 7 lista os dados do motor de referência, que posteriormente serão utilizados como parâmetros para os cálculos de número de *swirl* nos ensaios de todos os protótipos.

Tabela 7 - Dados do motor

| Dados - Motor / Cabeçote | mm |
|------------------------------------|--------|
| D - Diâmetro interno do cilindro | 130 |
| S - Curso do pistão | 160 |
| L - Comprimento da biela | 255 |
| λ - Relação manivela | 0,3137 |
| n - Número de valvulas de admissão | 2 |
| d - Diâmetro do assento de válvula | 39,7 |
| | |

Fonte: Fabricante do motor

4.7 PROCEDIMENTO UTILIZADO NOS TESTES

A temperatura da sala é mantida em torno de 20°C

Procedimento utilizado para o ensaio 1

- Desconectar o adaptador (cilindro) do sensor para a instalação do retificador.
- 2 Limpar a área de contato entre o corpo do sensor e o adaptador.
- 3 Completar o nível de óleo da cavidade onde a aba do sensor será imersa.
- 4 Instalar o retificador a ser testado
- 5 Reinstalar o adaptador
- 6 Zerar o laser
- 7 Ajustar abertura de válvula para 15 mm
- 8 Conferir posicionamento do relógio comparador
- 9 Acionar o compressor
- 10 Aguardar 1 minuto para estabilização do sistema.
- 11 Anotar a pressão atmosférica na tabela de cálculo (para onde, posteriormente os dados capturados serão transferidos)
- 12 Capturar dados por 1 minuto
- 13 Interromper a captura de dados
- 14 Ajustar a abertura de válvula em menos 1 mm
- 15 Conferir posicionamento do relógio comparador
- 16 Repetir os itens de 12 a 15 por quatorze vezes (até a abertura de 1mm)
- 17 Finalização do teste com desligamento do compressor
- 18 Repetir os itens de 01 a 17 para cada retificador testado

Com o objetivo de diminuir o tempo para completar todos os ensaios foi adotado um segundo método de ensaio, descrito a seguir.

Procedimento utilizado para os ensaios 2 a 5

- 1 Desconectar o adaptador (cilindro) do sensor para a instalação do retificador
- 2 Limpar a área de contato entre o corpo do sensor e o adaptador.
- 3 Completar o nível de óleo da cavidade onde a aba do sensor será imersa
- 4 Instalar o retificador a ser testado
- 5 Reinstalar o adaptador
- 6 Zerar o laser
- 7 Ajustar abertura de válvula para 15 mm
- 8 Conferir posicionamento do relógio comparador
- 9 Acionar o compressor
- 10 Aguardar por 30 segundos para estabilização do sistema
- 11 Anotar a pressão atmosférica na tabela de cálculo (para onde, posteriormente os dados capturados serão transferidos)
- 12 Capturar dados por 30 segundos
- 13 Interromper a captura de dados
- 14 Ajustar a abertura de válvula em menos 1 mm
- 15 Conferir posicionamento do relógio comparador
- 16 Repetir os itens de 13 a 16 quatorze vezes (até a abertura de 1mm)
- 17 Finalização do teste com desligamento do compressor
- 18 Repetir os itens de 06 a 18 três vezes (4 ensaios completos)
- 19 Repetir os itens de 1 a 19 para cada retificador testado

4.8 TORQUE RESIDUAL REATIVO

Para entendermos melhor o que estava ocorrendo com o fluxo de ar após a passagem pelo retificador, foi montado um experimento para medir o torque residual reativo do fluxo de ar a jusante do retificador.

O sensor 1 (o mesmo que foi utilizado na determinação do número de *swirl*) teve seu retificador fixo retirado e logo abaixo dele foi montado um segundo sensor (sensor comercial da Cussons).

Acima do sensor 1 manteve-se a montagem padrão, com o cilindro e o cabeçote utilizados nos testes anteriores.

Na figura 27 pode-se ver a instalação utilizada nos ensaios para medir o torque do fluxo de ar após a passagem pelo retificador móvel.



Figura 27 - Instalação para medição do torque residual

Fonte: Yuri (2016)

O sensor 2 utilizado no ensaio para determinação do torque residual reativo foi o Cussons P7300 tipo ISM conectado a uma unidade sensora Cussons P7302 que mede o torque (figura 28). A unidade P7302 também possui um visor LCD de 4 dígitos onde apresenta o valor do torque medido.

O strain gauge utilizado no sensor tem exatidão de \pm 2% e o sensor pode medir torques até 1x10⁻¹ Nm (TECHNOLOGY, CUSSONS).



Figura 28 - Sensor Cussons e unidade de excitação

Fonte: (TECHNOLOGY, CUSSONS)

O ideal é que não haja torque algum registrado pelo sensor 2, uma vez que isso determinaria que toda a velocidade tangencial fora absorvida pelo retificador do sensor 1.

5 RESULTADOS OBTIDOS

Esse capítulo apresenta o número de *swirl* obtido por cada um dos retificadores testados, a avaliação estatística de dispersão dos resultados e as características fluido-mecânicas dos retificadores de fluxo.

Os resultados dos ensaios são apresentados na tabela 8.

5.1 CONFIABILIDADE DOS DADOS

Para que possamos ter confiabilidade dos dados coletados antes de fazer qualquer análise, se faz necessário o cálculo das medidas de dispersão desses dados utilizando o coeficiente de variação como referência (DE OLIVEIRA COSTA NETO, 1977).

5.2 ENSAIOS

Durante a análise dos resultados dos ensaios para determinação do número de *swirl*, detectou-se um desvio na calibração do sensor de pressão que está conectado ao tanque de expansão.

Novos ensaios foram realizados após a calibração do sensor, e o resultado dos ensaios anteriores, no que se refere à pressão no tanque de expansão, foram ajustados considerando a diferença no valor da pressão antes e depois da calibração.

Também foi detectada uma diferença significativa entre valores do ensaio 1 quando comparado aos valores dos ensaios de 2 a 5.

Por isso decidiu-se descartar o ensaio 1.

Posteriormente alguns ensaios foram feitos na tentativa de se determinar a causa dessa diferença.

Os resultados desses ensaios indicaram que a posição relativa do retificador em relação a um ponto fixo da camisa pode interferir na medição.

Isto ocorre porque as colmeias dos retificadores utilizados nos ensaios não foram geradas concentricamente ao eixo do retificador, pois as colmeias foram "extrudadas" a partir de uma matriz alveolar. Esse processo gera células desiguais na área próxima ao perímetro externo do retificador, fato que pode interferir na região mais sensível do escoamento.

| | Número de Swirl * | | | | | | | |
|------|----------------------|----------------|----------------|----------------|-------|---------|---------|-------|
| | Ensaios | | | | | Medidas | de disp | ersão |
| R | etificador | 2 | 3 | 4 | 5 | Média | Desp | Cv |
| | 00 | 0,096 | 0,084 | 0,086 | 0,089 | 0,089 | 0,005 | 0,21% |
| | 01 | 0,056 | 0,015 | 0,052 | 0,039 | 0,040 | 0,016 | 0,76% |
| - | 02 | 0,028 | 0,021 | 0,011 | 0,017 | 0,019 | 0,006 | 0,31% |
| _ | 03 | 0,110 | 0 <i>,</i> 085 | 0,076 | 0,094 | 0,091 | 0,013 | 0,59% |
| | 04 | 0,072 | 0,058 | 0,048 | 0,048 | 0,056 | 0,010 | 0,47% |
| | 05 | 0 <i>,</i> 088 | 0,074 | 0,062 | 0,060 | 0,071 | 0,011 | 0,53% |
| - | 06 | 0,046 | 0 <i>,</i> 037 | 0 <i>,</i> 037 | 0,039 | 0,040 | 0,004 | 0,18% |
| _ | 07 | 0,063 | 0,139 | 0 <i>,</i> 057 | 0,048 | 0,077 | 0,036 | 1,69% |
| _ | 08 | 0,004 | 0 <i>,</i> 047 | 0,044 | 0,043 | 0,035 | 0,018 | 0,84% |
| | 09 | 0,056 | 0,030 | 0,016 | 0,019 | 0,030 | 0,016 | 0,75% |
| • | 10 | 0,095 | 0,091 | 0,080 | 0,078 | 0,086 | 0,007 | 0,34% |
| | 11 | 0,057 | 0,015 | 0,039 | 0,027 | 0,034 | 0,016 | 0,75% |
| | 12 | 0,036 | 0,015 | 0,014 | 0,021 | 0,021 | 0,009 | 0,42% |
| | 13 | 0,026 | 0,025 | 0,015 | 0,014 | 0,020 | 0,006 | 0,27% |
| | 14 | 0,177 | 0,166 | 0,175 | 0,177 | 0,174 | 0,005 | 0,21% |
| | 15 | 0,181 | 0,176 | 0,171 | 0,173 | 0,175 | 0,004 | 0,17% |
| Deer | Desp - desvie redrão | | | | | | | |

Tabela 8 - Número de *swirl* medido por ensaio

Desp = desvio padrão

Cv = Coeficiente de variação

Fonte: Autor (* Para preservar o sigilo dos dados, os valores apresentados são relativos ao menor resultado encontrado nos ensaios)

O apêndice A mostra um exemplo de uma das tabelas onde os dados dos ensaios são gravados e onde é feito o cálculo do número de *swirl utilizado* para compor a tabela 8.

5.2.1 Torque residual reativo

A tabela 9 mostra os resultados da medição do torque reativo para dois retificadores, sendo um deles o retificador 50x4,6 e outro o retificador 25x10.

Nota-se que alguns dos resultados tem valor negativo, isso significa que o fluxo de ar teve o sentido invertido quando comparado com o sentido do fluxo na saída do pórtico.

| | Torque residual residual | |
|--------------------------|--------------------------|------------------------|
| | Retificador 4,6x50 | Retificador 10x25 |
| Abertura de valvula [mm] | Torque residual [N.mm] | Torque residual [N.mm] |
| 1 | -0,087 | -0,182 |
| 2 | -0,071 | -0,207 |
| 3 | -0,055 | -0,356 |
| 4 | -0,070 | -0,322 |
| 5 | -0,110 | -0,537 |
| 6 | -0,089 | -0,699 |
| 7 | -0,163 | -1,198 |
| 8 | 0,001 | -1,705 |
| 9 | 0,027 | -2,377 |
| 10 | 0,003 | -2,887 |
| 11 | -0,066 | -3,420 |
| 12 | 0,042 | -3,789 |
| 13 | 0,006 | -4,324 |
| 14 | 0,066 | -4,818 |
| 15 | 0,048 | -5,241 |

Tabela 9 – Resultados da medição do torque residual.

Fonte: Autor
5.2.2 Swirl corrigido pelo torque residual reativo

A tabela 10 mostra os valores de swirl já corrigidos pelos resultados dos ensaios para a determinação do torque residual reativo.

| Número de Swirl corrigido pelo torque residual reativo * | | | | | | | | | | | |
|--|-------|--------|------------------------------|-------|-------|-------|-------|--|--|--|--|
| | | Ensaio | Medidas de dispersão | | | | | | | | |
| Retificador | 2 | 3 | 4 | 7 | Média | Desp | Cv | | | | |
| 00 | 0,056 | 0,044 | 0,046 | 0,049 | 0,049 | 0,004 | 0,21% | | | | |
| 01 | 0,043 | 0,002 | 0,040 | 0,027 | 0,028 | 0,016 | 0,76% | | | | |
| 02 | 0,021 | 0,015 | 0,003 | 0,010 | 0,012 | 0,006 | 0,31% | | | | |
| 03 | 0,092 | 0,067 | 0,058 | 0,076 | 0,074 | 0,013 | 0,59% | | | | |
| 04 | 0,062 | 0,048 | 0,037 | 0,037 | 0,046 | 0,010 | 0,47% | | | | |
| 05 | 0,056 | 0,042 | 0,030 | 0,028 | 0,039 | 0,011 | 0,53% | | | | |
| 06 | 0,037 | 0,028 | 0,030 | 0,015 | 0,027 | 0,008 | 0,37% | | | | |
| 07 | 0,033 | 0,109 | 0,027 | 0,017 | 0,047 | 0,037 | 1,72% | | | | |
| 08 | 0,075 | 0,036 | 0,036 | 0,032 | 0,045 | 0,017 | 0,82% | | | | |
| 09 | 0,045 | 0,020 | 0,006 | 0,008 | 0,020 | 0,016 | 0,75% | | | | |
| 10 | 0,054 | 0,050 | 0,039 | 0,037 | 0,045 | 0,007 | 0,34% | | | | |
| 11 | 0,041 | -0,001 | 0,023 | 0,010 | 0,018 | 0,016 | 0,41% | | | | |
| 12 | 0,025 | 0,004 | 0,003 | 0,010 | 0,010 | 0,009 | 0,22% | | | | |
| 13 | 0,014 | 0,013 | 0,003 | 0,002 | 0,008 | 0,006 | 0,13% | | | | |
| 14 | 0,021 | 0,010 | 0,019 | 0,022 | 0,018 | 0,005 | 0,11% | | | | |
| 15 | 0,060 | 0,054 | 0,050 | 0,052 | 0,054 | 0,004 | 0,08% | | | | |
| Desp = desvio pa | drão | | Cv = Coeficiente de variação | | | | | | | | |

Tabela 10 - Número de swirl corrigido pelo torque residual reativo

Fonte: Autor (* Para preservar o sigilo dos dados, os valores apresentados são relativos ao menor resultado encontrado nos ensaios)

6 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Nesse capítulo é feita a análise dos resultados médios e das variações de medição observadas pelo cálculo das características fluido mecânicas de cada um dos retificadores. Também são definidos critérios para a escolha da melhor geometria a ser adotada.

6.1 CONDIÇÕES DE ACEITABILIDADE PARA UM RETIFICADOR DE FLUXO

Para considerarmos um retificador de fluxo aceitável ele deve satisfazer o seguinte critério: O fluxo a jusante do retificador deve ser livre de *swirl* ao longo de todo o intervalo de número de Reynolds do escoamento durante o processo de medição (ISO 5167-7, 2003).

Nesse trabalho um retificador de fluxo será considerado como aceitável quanto menos interferir no fluxo que está medindo.

6.2 ESCOAMENTO NOS RETIFICADORES

6.2.1 Coeficiente de arrasto do retificador

Cálculo do coeficiente de arrasto do retificador e sua relação com as dimensões do retificador (TANABE, IWATA e KASHIWADA, 1987)

$$C_d = \frac{\Delta P}{0.5 \cdot C_{mp}^2 \cdot \rho_i} \tag{30}$$

Onde:

 C_d = Coeficiente de arrasto

 ρ_i = Densidade do ar dentro da câmara de medição (kg/m³)

 ΔP = Diferença de pressão entre jusante e montante do retificador

6.2.2 Relação entre o coeficiente de arrasto e as dimensões do retificador

$$C_d \propto 0.7 + 64 \cdot \frac{L}{d_h} \cdot R_e^{-1}$$
 (31)

Onde:

L = Comprimento do retificador (m) d_h = Diâmetro hidráulico da célula (m) R_e = Reynolds

6.2.3 Vazão volumétrica no duto (cilindro)

$$q_{\nu} = \frac{q_m}{\rho_i} \tag{32}$$

Onde:

 q_v = Vazão volumétrica (m³ /s) q_m = Vazão mássica (kg/s)

6.2.4 Velocidade do ar no duto (cilindro)

$$V_1 = \frac{q_v}{A_1} \tag{33}$$

Onde:

 V_1 = Velocidade do fluxo de ar dentro do duto (m/s) q_v = Vazão volumétrica de ar no duto (m³/s)

$$A_1 =$$
Área do duto (m²)

6.2.5 Número de Reynolds

Cálculo do número de Reynolds dentro do cilindro (ISO 5167-7, 2003)

$$Re_{D} = \frac{V_{1} \cdot Di}{v_{1}} = \frac{4 \ qm}{\pi \cdot \mu_{1} \cdot D}$$
(34)

Onde:

 q_m = Vazão mássica (kg/s)

 Re_D = Número de Reynolds dentro do cilindro

 V_1 = Velocidade do fluxo de ar dentro do duto (m/s)

Di = Diâmetro interno do duto (m)

 v_1 = Viscosidade cinemática

 μ_1 = Viscosidade dinâmica

Re< 2000 Escoamento laminar 2000<Re<2400 escoamento de transição Re> 2400 escoamento turbulento

6.2.6 Coeficiente de diâmetro

$$\beta = \frac{d_h}{D} \tag{35}$$

Onde:

 β = coeficiente de diâmetro D = Diâmetro do cilindro 6.2.7 Número de Reynolds dentro da célula

Cálculo do número de Reynolds dentro célula (ISO 5167-7, 2003)

$$Re_d = \frac{Re_D}{\beta} \tag{36}$$

Onde:

 Re_d = Número de Reynolds do escoamento na célula

 β = Coeficiente de diâmetro

 Re_D = Número Reynolds do escoamento dentro do cilindro

6.2.8 Perda de carga

Conforme (ECKERT, MORT e JOPE, 1976) a perda de carga de uma colmeia pode ser expressa pela equação 37.

$$h_p = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \tag{37}$$

$$K = \lambda \left(3 + \frac{L}{d_h}\right) \cdot \left(\frac{A_u}{A_a}\right)^2 + \left(\frac{A_u}{A_a} - 1\right)^2$$
(38)

Para Re ≤ 275

$$\lambda = 0.375 \, Re^{-1} \left(\frac{\Delta}{d_h}\right)^{0.4} \tag{39}$$

Para Re ≥ 275

$$\lambda = 0.214 \cdot \left(\frac{\Delta}{d_h}\right)^{0.4} \tag{40}$$

Onde:

 Δ = rugosidade

L = Comprimento da célula (m)

6.3 COMPARAÇÃO DAS PERDAS DE PRESSÃO DOS RETIFICADORES

O gráfico 8 apresenta as perdas de pressão obtidas nos ensaios dos retificadores comparando-se os valores medidos de pressão no cilindro e no tambor.





Fonte: Autor

Esse gráfico ordena os retificadores conforme sua perda de pressão, indicativa da maior ou menor interferência na medição de *swirl*.

No gráfico 8 pode-se ver que alguns retificadores apresentam perda de carga negativa no trecho inicial do gráfico, fato que pode ser atribuído à recuperação de pressão no cilindro. A elevação de perda de pressão no final das curvas, mais do que proporcional ao quadrado da vazão, reflete o efeito centrífugo do escoamento relacionado às razões de *swirl* mais elevadas nas aberturas de válvulas maiores.

Os gráficos 9 e 10 apresentam dois casos de perdas de pressão exclusivas dos retificadores principais, obtidas pela diferença das pressões medidas com e sem

o retificador principal, mantido o retificador de fundo. Além disso, são apresentadas as perdas de pressão calculadas para os retificadores de 50x2,6 e 25x2,6



Gráfico 9 – Curva de perda de pressão 50x2,6

Fonte: Autor

Gráfico 10 – Curva de perda de pressão 25x2,6



Fonte: Autor

As curvas teóricas de perda de pressão foram calculadas com a expressão do item 6.2.9 com base na rugosidade medida dos retificadores e admitindo-se que, em ambos os casos, somente 79% da área do retificador está submetida ao fluxo axial total.

Pode-se observar que o retificador mais curto apresenta uma distorção no final da curva, atribuída à variação de pressão na parede do cilindro devido ao efeito centrífugo do escoamento para razões de *swirl* elevadas.

6.4 COMPARAÇÃO ENTRE OS RETIFICADORES

6.4.1 Determinação do número de swirl



Gráfico 11 - Número Swirl ordenado por perda de pressão decrescente



Pelo gráfico 11 é possível verificar que existe uma tendência para o aumento do valor do número de *swirl* quanto menor for o valor da perda de pressão característica do retificador.

Esse aumento do número de *swirl* em função do decréscimo da perda de pressão confirma, aparentemente, os resultados obtidos por (TANABE, IWATA e KASHIWADA, 1987) e (HEIM e GHANDHI, 2011).

No entanto, suspeitou-se que a exatidão dos ensaios pudesse estar sendo comprometida para os retificadores de perda de carga reduzida (aberturas grandes e pequeno comprimento) que poderiam estar falhando no alinhamento do fluxo de saída desses retificadores. Para esclarecer a dúvida foram realizados ensaios com um segundo medidor de *swirl* em série com o primeiro, para medir o eventual torque residual que tivesse vazado do retificador principal; esse ensaio é descrito no item 4.8.

Os resultados de torque obtidos no segundo medidor, que na maioria dos casos eram no sentido oposto ao do medidor principal, mostraram uma reflexão do escoamento nas paredes das células provocando um vazamento de torque reativo. No próximo item são apresentados os resultados obtidos.

6.4.2 Variação do Swirl em função do torque residual reativo

Para computar o torque total devido a neutralização do fluxo de momento angular, substituiu-se na planilha de processamento de dados, o valor do torque originalmente medido pelo valor corrigido pelo torque reativo. Isto foi feito para cada uma das aberturas de válvulas do ensaio (1mm a 15mm).

Os resultados, computados como abaixo são apresentados no gráfico 12, enquanto a variação de *swirl* correspondente é apresentada no gráfico 13.

$$T_a = T_m - T_r \tag{41}$$

Onde:

 T_a = Torque corrigido T_m = Torque médio medido T_r = Torque residual reativo





Fonte: Autor (* Para preservar o sigilo dos dados, os valores são relativos ao menor valor encontrado nos ensaios)

Gráfico 13 - Ganho aparente de swirl médio



Fonte: Autor

Importante salientar que os retificadores que apresentaram vazamento de torque reativo significativo não poderão ser utilizados uma vez que não haverá um segundo medidor de torque em série.

Desta maneira, os retificadores 25x2,6, 50x4,4, 50x5,1 25x3,1, 25x3,6, 25x4,1 25x4,6, 25x5,1, 25x4,8, 25x8,0 e 25x10,0 foram em princípio descartados.

Outro parâmetro utilizado como critério na escolha foi a dispersão dos resultados medidos. O gráfico 14 sintetiza o conjunto dos resultados obtidos apresentando tanto os valores iniciais medidos e sua dispersão como os corrigidos.

Como pode-se ver pelo gráfico 14, retificadores de 25 mm de comprimento tendem a ser menos precisos nas medições quando comparados a retificadores com 50 mm de comprimento.

Gráfico 14 - Comparativo de dispersão do swirl medido



Fonte: Autor (* Para preservar o sigilo dos dados, os valores são relativos ao menor valor encontrado nos ensaios)

Observando o gráfico 13 e utilizando os critérios definidos anteriormente para a escolha dos retificadores que menos interferem no fluxo, pode-se concluir que os retificadores 50x2,6 e 50x3,1 medem um *swirl* menor por interferirem mais no escoamento.

Desta maneira restaram os retificadores 50x3,6, 50x4,1 e 50x4,6, que dentro da precisão de medição disponível são equivalentes em termos de maximização do número de *swirl* medido com vazamento de *swirl* desprezível.

O valor máximo medido de vazamento de *swirl* para estes três retificadores foi de 0,03% dos números de *swirl* a serem medidos, o que foi considerado satisfatório.

7 CONCLUSÕES E SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

A perda de carga não é um parâmetro suficiente para determinar o desempenho de um retificador quando utilizado em um sensor ISM.

Embora a menor perda de carga provoque uma menor interferência no escoamento que se deseja medir, observou-se que retificadores com células maiores não garantem um alinhamento adequado das linhas de corrente na saída do retificador, o que compromete a exatidão da medição do *swirl*.

Contrariamente ao que se imaginava, as células maiores mediram valores mais elevados de *swirl*, ainda que errados. O imaginado vazamento de torque é em muitos casos negativo o que corresponde a uma reflexão do escoamento nas paredes das células.

A determinação da configuração de retificador mais adequada envolveu além da perda de pressão, a dispersão das medições e a minimização do torque residual reativo.

Sugestões para trabalhos futuros:

- Estudo específico sobre a interferência do efeito centrífugo na medição de pressão estática no cilindro e seu efeito no número de swirl.
- Estudo comparativo entre os resultados obtidos por retificadores projetados através de uma matriz alveolar e retificadores projetados com alvéolos gerados concentricamente ao eixo do retificador.

REFERÊNCIAS

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna.** segunda re impressão. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, v. 1, 2012.

CRNOJEVIC, C.; DECOOL, F.; FLORENT, P. Swirl measurements in a motor cylinder. **Experiments in Fluids**, Belgrade, 18 May 1998.

DE OLIVEIRA COSTA NETO, P. L. Estatistica. São Paulo: Edgard Blucher, 1977.

DRAINY, Y. A. et al. CFD Analysis of Incompressible Turbulent Swirling. **Engineering Applications of Computational Fluid**, Johor Bahru, November 2014.

ECKERT, W. T.; MORT, K. W.; JOPE, J. AERODYNAMIC DESIGN GUIDELINES AND COMPUTER PROGRAM FOR ESTIMATION OF SUBSONIC WIND TUNNEL PERFORMANCE. Ames Research Center und US. Army Air Mobility RGD Laboratory. Moffett Field. 1976.

GRANQUIST, D. Avaliação de parâmetros geométricos e seus efeitos na turbulência em um cabeçote XPI, através de uma analise estatística. Tese de graduação, KTH Industriell teknik och Menagement. Södertälje, Sweden. 2010.

HEIM, D. M.; GHANDHI, J. B. **Investigation of swirl meter performance.** Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Wisconsin, USA, 3 March 2011.

HEYWOOD, J. B. Internal Combustion Engine Fundamementals. Massachusetts: McGraw-Hill, 1988.

IDEL'CHIK, I. E. Handbook of Hydraulic Resistance. [S.I.]: Israel Program for Scientific Translations Ltd, 1966.

ISO 5167-7. Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full. [S.I.]. 2003.

MONANGHAN, M. L.; PETTIFER, H. L. Air Motion and Its Effect on Diesel **Performance and Emissions** Technical Paper 810255. SAE. [S.I.]. 1981.

OLIVEIRA, F. **Aplicação da Prototipagem Rapida em Projetos de Pesquisa.** Tese de mestrado, Universidade Estatudal de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica. Campinas. 2008.

OTTOSSON, S.; HOLMBERG, T. The Effect of Different Valve Strategies on In-Cylinder Flow, Emissions and Performance in a Heavy Duty Diesel Engine. KTH industrial Engineering and Menagement. Stockholm. 2011.

PROVENZA,. Projetista de Maquinas. 1ª. ed. São Paulo: F. Provenza, 1960.

PULKRABEK, W. W. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. Wisconsin: Prentice Hall, 1997.

SAURA, C. E. Aplicação da prototipagem rapida na melhoria do processo de desenvolvimeto de produtos em pequnas e medias empresas. Tese de mestrado, Universidade Estatudal de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica. Campinas. 2003.

SNAUWAERT, P.; SIERENS, R. Experimental Study of the Swirl Motion in Direct Injection Diesel Engines under Steady State Flow Conditions (by LDA). University of Gant. [S.I.]. 1986.

SOARES, S. L. Influencia dos dutos de admissão do cabeçote no desempenho de motor diesel. Tese de mestrado, Universidade Estatudal de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica. Campinas. 2010.

STONE, R. C.; LADOMMATOS, N. The Measurement and Analysis of swirl in Steady Flow. SAE papaer. Wisconsin. 1992. (921642).

TANABE, S.; IWATA, H.; KASHIWADA, Y. **On Characteristics of Impulse Swirl Meter.** Tottori University. Koyamacho, Tottori. 1987.

TECHNOLOGY, CUSSONS. **P7305/SP Impulse Swirl Meter with Port Flow Rig** and Display manual. [S.I.]: [s.n.].

TIPPELMANN, G. A New Method of investigation of swirl ports. SAE papaer. Germany. 1977. (770404).

TRIELLI, M. A. Notas de aula. [S.I.]: [s.n.], 2014.

YOKOTA, Y. F. **Desenvolvimento de um Swirl Meter**. ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO. São Paulo. 2014.

| Valve | Valve Room lift temperature | | Inlet pressure | | dp_head - delta pressure | | Outlet | dp_barrel - delta | | Barrel pressure | Inlet air density | Outlet air density | Barrel air | n - roots speed | Mass flow | Displacement (laser) | Torque |
|-------|--------------------------------|--------|----------------|------------------|-----------------------------|-----------------|--------------|-------------------|---------|--------------------|----------------------|-----------------------|------------|--------------------|-----------|-------------------------|-----------|
| IIIT | | | | | | | pressure | pressure | | | | | density | | | | |
| | L | ĸ | mpar | Ра | mmn20 | га | Ра | mmH2U | Ра | Ра | Kg/m- | Kg/m- | Kg/m- | rpm | Kg/S | mm | Nimm |
| 1 | 21.0 | 294.13 | 947 | 94700 | 251.5 | 2466.0 | 92234.0 | 261.5 | 2564.3 | 92135.7 | 1.1 | 1.1 | 1.1 | 1538 | 0.016 | 0.0246 | 1.00 |
| 2 | 21.0 | 294.15 | 947 | 94700 | 251.1 | 2462.7 | , 92237,3 | 261.3 | 2562.3 | , 92137.7 | 1.1 | 1.1 | 1.1 | 2809 | 0.032 | 0.1157 | 4.70 |
| 3 | 21.2 | 294,35 | 947 | 94700 | 250.8 | 2459.9 | , 92240,1 | 261.0 | 2559.1 | , 92140.9 | 1.1 | 1.1 | 1.1 | 3703 | 0.043 | 0.1840 | , 7,48 |
| 4 | 21.4 | 294.55 | 947 | 94700 | 250.7 | 2458.8 | , 92241.2 | 260.4 | 2553.8 | 92146.2 | 1.1 | 1.1 | 1.1 | 4614 | 0.055 | 0.2477 | 10.07 |
| 5 | 21.5 | 294.68 | 947 | 94700 | 251.5 | 2466.4 | , 92233.6 | 260,4 | 2553.2 | , 92146.8 | 1.1 | 1.1 | 1.1 | 5518 | 0.066 | 0.3527 | 14.34 |
| 6 | 21,5 | 294,67 | 947 | 94700 | 252,2 | 2473,4 | , 92226,6 | 263,6 | 2584,9 | , 92115,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 6434 | 0,078 | 0,5593 | 22,74 |
| 7 | 21,5 | 294,70 | 947 | 94700 | 252,4 | 2475,4 | 92224,6 | 263,3 | 2581,6 | 92118,4 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 7155 | 0,087 | 1,0003 | 40,68 |
| 8 | 21,6 | 294,70 | 947 | 94700 | 252,3 | 2473,8 | 92226,2 | 263,2 | 2580,8 | 92119,2 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 7675 | 0,094 | 1,6352 | 66,50 |
| 9 | 21,6 | 294,75 | 947 | 94700 | 252,7 | 2478,3 | 92221,7 | 265,3 | 2602,0 | 92098,0 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 8083 | 0,099 | 2,2148 | 90,06 |
| 10 | 21,6 | 294,72 | 947 | 94700 | 252,7 | 2478,5 | 92221,5 | 266,2 | 2610,7 | 92089,3 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 8367 | 0,103 | 2,6792 | 108,95 |
| 11 | 21,6 | 294,72 | 947 | 94700 | 252,4 | 2475,3 | 92224,7 | 267,2 | 2620,6 | 92079,4 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 8643 | 0,106 | 3,1647 | 128,69 |
| 12 | 21,5 | 294,62 | 947 | 94700 | 251,9 | 2469,9 | 92230,1 | 268,7 | 2635,0 | 92065,0 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 8928 | 0,110 | 3,4458 | 140,12 |
| 13 | 21,4 | 294,51 | 947 | 94700 | 253,2 | 2482,8 | 92217,2 | 269,4 | 2642,3 | 92057,7 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 9125 | 0,112 | 3,7571 | 152,78 |
| 14 | 21,1 | 294,28 | 947 | 94700 | 252,2 | 2472,9 | 92227,1 | 271,0 | 2657,6 | 92042,4 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 9211 | 0,114 | 4,1341 | 168,11 |
| 15 | 20,8 | 293,97 | 947 | 94700 | 253,4 | 2484,5 | 92215,5 | 271,7 | 2664,0 | 92036,0 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 9320 | 0,115 | 4,4192 | 179,71 |
| 16 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 18 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 19 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Mean | 21,3 | 294,50 | 947 <u>,</u> 0 | 94700 <u>,</u> 0 | 252,06 | 2471 <u>,</u> 9 | 92228,1 | 264,94 | 2598,15 | 92101,85 | 1,120 | 1,099 | 1,098 | - | - | - | - |

Tabela 11 - Retificador 00 - Resultados ensaio 3 - valores capturados.

(* Para preservar o sigilo dos dados, os valores de torque são relativos ao menor valor encontrado nos ensaios)

| | | Results | | | | | | | | |
|----------------|--|--------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|----------------------------|--------------------------------------|--|------------------------------|--|-----------------|
| Average sw | irl AVL/Thien | | | 0,08400 | | | | | | |
| | | | | Flo | w Data & Calculatio | n | | | | |
| l - valve lift | Q _m or dm/dt - mass flow | Impulse meter torque* | n _D /n - Swirl ratio* | μ- σ - flow coefficient | N _R - rig swirl | C _F - flow coefficient | C _{FL} - flow coefficient based on lift | Cp - coeff of performance | l/D - non dimensional valve lift | θ - swirl angle |
| mm | kg/s | N.mm | | | | | | | | deg |
| 0 | | | | | | | | | | |
| 1 | 0,0157 | 1,0000 | 1,0000 | 0,0858 | 0,0255 | 0,0952 | 0,9447 | 0,9448 | 0,0252 | 0,634 |
| 2 | 0,0320 | 4,7041 | 1,1399 | 0,1743 | 0,0591 | 0,1934 | 0,9596 | 0,9599 | 0,0504 | 1,444 |
| 3 | 0,0433 | 7,4825 | 0,9853 | 0,2364 | 0,0693 | 0,2623 | 0,8678 | 0,8683 | 0,0756 | 1,872 |
| 4 | 0,0549 | 10,0716 | 0,8258 | 0,2996 | 0,0736 | 0,3324 | 0,8248 | 0,8254 | 0,1008 | 2,092 |
| 5 | 0,0664 | 14,3442 | 0,8043 | 0,3623 | 0,0867 | 0,4020 | 0,7979 | 0,7987 | 0,1259 | 2,547 |
| 6 | 0,0781 | 22,7421 | 0,9234 | 0,4257 | 0,1170 | 0,4724 | 0,7814 | 0,7829 | 0,1511 | 3,506 |
| 7 | 0,0873 | 40,6754 | 1,3222 | 0,4758 | 0,1872 | 0,5280 | 0,7486 | 0,7525 | 0,1763 | 5,844 |
| 8 | 0,0939 | 66,4961 | 1,8670 | 0,5120 | 0,2844 | 0,5681 | 0,7048 | 0,7143 | 0,2015 | 9,380 |
| 9 | 0,0990 | 90,0649 | 2,2723 | 0,5401 | 0,3652 | 0,5993 | 0,6609 | 0,6776 | 0,2267 | 12,745 |
| 10 | 0,1027 | 108,9479 | 2,5582 | 0,5599 | 0,4262 | 0,6212 | 0,6165 | 0,6407 | 0,2519 | 15,797 |
| 11 | 0,1061 | 128,6909 | 2,8263 | 0,5789 | 0,4868 | 0,6423 | 0,5795 | 0,6128 | 0,2771 | 18,975 |
| 12 | 0,1098 | 140,1229 | 2,8762 | 0,5988 | 0,5124 | 0,6644 | 0,5495 | 0,5882 | 0,3023 | 20,892 |
| 13 | 0,1124 | 152,7805 | 2,9951 | 0,6127 | 0,5460 | 0,6799 | 0,5190 | 0,5651 | 0,3275 | 23,297 |
| 14 | 0,1135 | 168,1124 | 3,2285 | 0,6191 | 0,5947 | 0,6869 | 0,4870 | 0,5444 | 0,3526 | 26,559 |
| 15 | 0,1150 | 179,7051 | 3,3616 | 0,6272 | 0,6274 | 0,6960 | 0,4605 | 0,5273 | 0,3778 | 29,147 |
| 16 | | | | | | | | | | |
| 17 | | | | | | | | | | |
| 18 | | | | | | | | | | |
| 19 | | | | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | | | | |

Tabela 12- Retificador 00 - Resultados ensaio 3 - Valores calculados

(* Para preservar o sigilo dos dados, os valores de torque são relativos ao menor valor encontrado nos ensaios)