

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA**

**SANDER BERNARDI**

**PROJETO DE UMA BANCADA DE FLUXO PARA CABEÇOTES DE MOTORES  
DE BAIXA CILINDRADA UNITÁRIA**

**Alegrete  
2015**

**SANDER BERNARDI**

**PROJETO DE UMA BANCADA DE FLUXO PARA CABEÇOTES DE MOTORES  
DE BAIXA CILINDRADA UNITÁRIA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Gustavo Fuhr Santiago

**Alegrete  
2015**

**SANDER BERNARDI**

**PROJETO DE UMA BANCADA DE FLUXO PARA CABEÇOTES DE MOTORES  
DE BAIXA CILINDRADA UNITÁRIA**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado ao Curso de Engenharia  
Mecânica da Universidade Federal do  
Pampa, como requisito parcial para  
obtenção do Título de Bacharel em  
Engenharia Mecânica.

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em: 09/12/2015

Banca examinadora:



---

Prof. Dr. Gustavo Fuhr Santiago  
Orientador  
UNIPAMPA



---

Prof. Dr. Tonilson Rosendo  
UNIPAMPA



---

Prof. Msc. Maurício Paz França  
UNIPAMPA

Dedico este trabalho aos meus pais, João e Lorete, por me incentivarem a buscar no estudo um futuro melhor para minha vida.

## **AGRADECIMENTO**

Aos meus pais, pois eu devo a eles todas as conquistas realizadas na minha vida.

A minha namorada que sempre me deu forças para prosseguir, assim como, carinho e atenção que me inspiraram durante a elaboração deste trabalho.

A minha irmã por ter paciência para conviver com minhas constantes variações de humor.

A todos os meus amigos, em especial Igor Fernando Basso, Luana Denardi e Luizane Ramos que estiveram ao meu lado durante essa importante fase da minha vida e que jamais serão esquecidos, pois juntos passamos por momentos felizes, superamos dificuldades, pedimos e oferecemos ajuda nos momentos de necessidade.

Ao Prof. Dr. Gustavo Fuhr Santiago pela orientação, atenção e ajuda oferecida para a elaboração deste trabalho.

Aos professores que sempre se esforçaram para proporcionar um bom aprendizado.

Aos técnicos e funcionários da universidade pela disposição e ajuda oferecida.

Ao Rogério Machado e ao Vinicius Coletti que além de serem grandes amigos, me ajudaram muito na elaboração deste projeto.

“Não tentes ser bem sucedido, tenta antes ser um homem de valor”.

Albert Einstein

## RESUMO

As bancadas de fluxo são equipamentos usados para medir a capacidade de fluxo de diversos componentes de motores de combustão interna através da perda de carga gerada pelos mesmos, para isso, utiliza parâmetros de pressão e temperatura controlados. Essas máquinas são constantemente utilizadas na preparação de motores de alto desempenho, mais especificamente para avaliar as modificações realizadas em componentes como carburadores, coletores de admissão e principalmente cabeçotes, onde são feitas alterações que podem trazer ganhos expressivos de potência. Neste trabalho é proposto o projeto de uma bancada de fluxo de baixo custo destinada a medições de fluxo em cabeçotes de motores de até 500 cilindradas unitárias, podendo também ser utilizada para medir perda de carga de diversos dispositivos em aulas práticas relacionadas à mecânica dos fluidos.

Palavras-Chave: mecânica dos fluidos, motores de combustão interna, bancada de fluxo.

## **ABSTRACT**

Flow benches are equipments used to measure the flow capacity of many components of Internal combustion engine using pressure drop generated by them, to accomplish this, it uses controlled pressure and temperature parameters. These machines are constantly used in high performance engines development, more specifically to evaluate modifications made in components like carburetors, intake manifolds and mostly in cylinder heads, where are made changes that can give significant increase of power. This paper proposes the project of a low cost flow bench designed to perform flow measurements in cylinder heads of engines with up to 500cc cylinder displacement, it may also be used to measure pressure losses in many devices in practical classes related to fluid mechanics.

Keywords: fluid mechanics, internal combustion engines, flow bench.

## LISTA DE FIGURAS

|   |    |
|---|----|
| Figura 1 – Quatro tempos de um motor Otto.....  | 18 |
| Figura 2 – Subsistemas de alimentação e distribuição .....  | 19 |
| Figura 3 – Sincronismo entre os comandos de válvulas e o conjunto móvel do motor .....                                    | 20 |
| Figura 4 – Exemplo de diagrama de fases de um motor.....  | 22 |
| Figura 5 – Perdas de carga no duto de admissão.....   | 25 |
| Figura 6 – Modificações básicas em um duto de admissão .....  | 26 |
| Figura 7 – Sede de válvula com diversos ângulos .....   | 27 |
| Figura 8 – Comparação entre válvula original e retrabalhada.....  | 28 |
| Figura 9 – Comparação entre uma câmara original e outra modificada.....   | 29 |
| Figura 10 – Comando de válvulas reenquadrado para 5° atrasado e 5° adiantado em relação à posição original (centro) ..... | 31 |
| Figura 11 – Área de equivalência entre o levantamento e o diâmetro da válvula .....                                       | 33 |
| Figura 12 – Bancada de fluxo (a) .....  | 36 |
| Figura 13 – Bancada de fluxo (b) .....  | 37 |
| Figura 14 – Bancada de fluxo (c) .....  | 37 |
| Figura 15 – Bancada de fluxo (d) .....  | 38 |
| Figura 16 – Escoamento através de um orifício no interior de um tubo .....  | 41 |
| Figura 17 – Valores de $K$ em função do número de Reynolds e da relação $D_0/D_1$ ..                                      | 42 |
| Figura 18 – Região de entrada e plenamente desenvolvida .....   | 43 |
| Figura 19 – Diagrama de Moody .....   | 44 |
| Figura 20 – Modelo inicial da bancada de fluxo .....  | 47 |
| Figura 21 – Seção superior de uma placa de orifício conforme a norma EN ISO 5167-2 .....                                  | 49 |
| Figura 22 – Manômetro inclinado .....   | 52 |
| Figura 23 – Dimensões do conjunto motor/bomba de vácuo .....  | 55 |
| Figura 24 – Placas para fixação das bombas de vácuo .....   | 56 |
| Figura 25 – Caixa da fonte de sucção (sem a tampa superior) .....   | 57 |
| Figura 26 – Estrutura para fixação do cabeçote e dos manômetros .....   | 61 |

|   |    |
|---|----|
| Figura 27 – Fixação dos motores.....  | 63 |
| Figura 28 – Chanfro nos furos das placas C1 e C2.....                         | 63 |
| Figura 29 – Montagem parcial da fonte de sucção.....                          | 64 |
| Figura 30 – Instalação elétrica dos motores (3) e (4).....                    | 65 |
| Figura 31 – Usinagem das placas de orifício.....                              | 66 |
| Figura 32 – Placas de orifício finalizadas .....                              | 66 |
| Figura 33 – Suporte do cabeçote e base para fixação dos manômetros.....       | 68 |
| Figura 34 – Montagem dos manômetros.....                                      | 69 |
| Figura 35 – União entre a fonte de sucção e o suporte do cabeçote .....       | 70 |
| Figura 36 – Tubo de Pitot.....  | 71 |
| Figura 37 – Tubo utilizado nos testes.....                                    | 72 |
| Figura 38 – Coeficiente de perda na entrada em função do arredondamento ..... | 72 |
| Figura 39 – Medição da velocidade na seção de entrada do tubo .....           | 73 |

## LISTA DE TABELAS

|   |    |
|---|----|
| Tabela 1 – Características de comandos de válvulas para diferentes níveis de modificação .....  | 32 |
| Tabela 2 – Identificação das falhas, seus efeitos, causas e possíveis soluções  | 53 |
| Tabela 3 – Vazão em função do diâmetro do orifício e da diferença de pressão ....   | 59 |
| Tabela 4 – Valores do número de Reynolds e do comprimento da região de entrada .....  | 60 |
| Tabela 5 – Dimensões e funções das placas de MDF utilizadas na confecção da fonte de sucção .....   | 62 |
| Tabela 6 – Dimensões e funções das placas de MDF utilizadas na confecção do suporte do cabeçote e da base para fixação dos manômetros ..... | 67 |
| Tabela 7 – Valores obtidos nos testes realizados com o tubo de Pitot .....  | 73 |
| Tabela 8 – Valores de velocidade e vazão dos medidores de orifício .....  | 74 |
| Tabela 9 – Valores de vazão dos medidores de 17 e 20 mm testados com a bancada de fluxo.....  | 74 |
| Tabela 10 – Comparação entre os valores de vazão teórica e real de cada Medidor .....   | 75 |
| Tabela 11 – Dados técnicos da bancada de fluxo.....   | 76 |

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

MCI – Motor de Combustão Interna

PMI – Ponto Morto Inferior

PMS – Ponto Morto Superior

RPM – Rotações Por Minuto

OEM – Original Equipment Manufacturer

DFC – Dinâmica dos Fluidos Computacional

## SUMÁRIO

|   |            |
|---|------------|
| <b>1. INTRODUÇÃO</b> .....  | <b>15</b>  |
| 1.1. Objetivos.....   | 16         |
| 1.2. Justificativa .....  | 16         |
| <b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....                                     | <b>17</b>  |
| 2.1. Motores de Combustão Interna .....                                   | 17         |
| 2.2. Subsistema de Distribuição de um Motor .....                         | 18         |
| 2.3. Modificações no Subsistema de Distribuição de um Motor .....         | 22         |
| 2.3.1. Modificações em cabeçotes .....                                    | 24         |
| 2.3.2. Modificações no comando de válvulas .....                          | 29         |
| 2.4. Bancada de Fluxo.....  | 33         |
| 2.4.1. Histórico .....  | 34         |
| 2.4.2. Princípio de Funcionamento e Medição .....                         | 34         |
| 2.4.3. Formas Construtivas.....   | 36         |
| 2.5. Revisão Sobre Mecânica dos Fluidos .....                             | 38         |
| 2.5.1. Manômetros .....   | 38         |
| 2.5.2. Equação de Bernoulli e Equação da Continuidade .....               | 39         |
| 2.5.3. Medidores de Vazão .....   | 40         |
| 2.5.4. Escoamento Laminar e Turbulento.....                               | 42         |
| 2.5.5. Região de Entrada .....  | 43         |
| 2.5.6. Perdas de Carga Distribuídas.....                                  | 44         |
| 2.5.7. Perdas de Carga Localizadas .....                                  | 45         |
| 2.5.8. Medição da Velocidade com Tubo de Pitot .....                      | 45         |
| <b>3. METODOLOGIA</b> .....   | <b>46</b>  |
| Fonte: Autoria própria .....  | 53         |
| <b>4. PROJETO E EXECUÇÃO</b> .....  | <b>54</b>  |
| 4.1. Fonte de Sucção.....   | 54         |
| 4.2. Controle da Pressão de Teste.....                                    | 57         |
| 4.3. Medição da Perda de Carga .....                                      | 58         |
| 4.4. Suporte do Cabeçote .....  | 61         |
| 4.5. Construção da Bancada de Fluxo.....                                  | 62         |
| 4.6. Custos .....   | 70         |
| <b>5. RESULTADOS</b> .....  | <b>71</b>  |
| <b>6. CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....                                      | <b>76</b>  |
| <b>7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b> .....                          | <b>77</b>  |
| <b>8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....                                | <b>78</b>  |
| <b>APÊNDICE A – Gastos com mão de obra e compra de componentes.</b> ..... | <b>79</b>  |
| <b>APÊNDICE B – Desenhos técnicos</b> .....                               | <b>80</b>  |
| <b>APÊNDICE C – Instruções para operação da máquina</b> .....             | <b>101</b> |
| <b>ANEXO A – Tabela de conversão de fluxo</b> .....                       | <b>103</b> |

|   |            |
|---|------------|
| <b>ANEXO B – Tabela de conversão da escala em polegadas do manômetro para a porcentagem da vazão.....</b>   | <b>104</b> |
| <b>ANEXO C – Tabela de conversão da escala em centímetros do manômetro para a porcentagem da vazão.....</b> | <b>105</b> |

## 1. INTRODUÇÃO

A evolução dos Motores de Combustão Interna (MCI) proporcionou que os mesmos atingissem potências cada vez mais altas, porém devido a questões ambientais e econômicas muitos motores têm suas potências limitadas. Existem diversas maneiras de melhorar o rendimento desses motores mantendo os níveis de emissões dentro dos padrões exigidos, uma delas consiste em melhorar a eficiência volumétrica da admissão e da exaustão do motor através de melhoramentos no seu cabeçote. Esse tipo de modificação pode ser executado em diversos níveis de acordo com a aplicação do veículo (competição ou passeio), e quando executado por profissionais capacitados não compromete os demais componentes do motor.

A bancada de fluxo é um equipamento de grande importância na preparação de cabeçotes, pois com esse equipamento é possível saber quais modificações melhoram o rendimento da peça e quantificar essas melhorias. Por ter um alto custo de aquisição, não é qualquer oficina que investe neste tipo de equipamento, porém é possível construir uma bancada de fluxo a um custo mais acessível tendo a limitação de ser usada apenas em cabeçotes de motores de pequeno porte. Com base nesse pressuposto, este trabalho tem como propósito a elaboração de um projeto para a construção de uma bancada de fluxo adequada para motores de baixa cilindrada unitária (entre 100 e 500cc), que tenha um custo acessível. O projeto tem como foco principal o correto funcionamento do equipamento, para que este possa fornecer informações confiáveis sobre as modificações realizadas na peça, uma vez que esse tipo de equipamento não sofre esforços significativos.

### **1.1. Objetivos**

O objetivo geral deste trabalho é elaborar o projeto de uma bancada de fluxo de baixo custo para medir a perda de carga em cabeçotes de motores Otto com capacidade cúbica unitária de até 500 cm<sup>3</sup>.

Como objetivos específicos, o trabalho visa:

- a) Determinar a melhor forma construtiva para a máquina;
- b) Determinar os componentes necessários para a construção da máquina;
- c) Dimensionar os componentes da máquina;
- d) Fazer um levantamento dos custos para a construção da máquina.

### **1.2. Justificativa**

Uma máquina como esta serve para estudo de mecânica dos fluidos, sendo de considerável importância para o uso didático na universidade. Existe a possibilidade de utilizar na prática a bancada de fluxo para auxiliar os mecânicos preparadores de motocicletas de competição, na busca por um melhor desempenho dos motores.

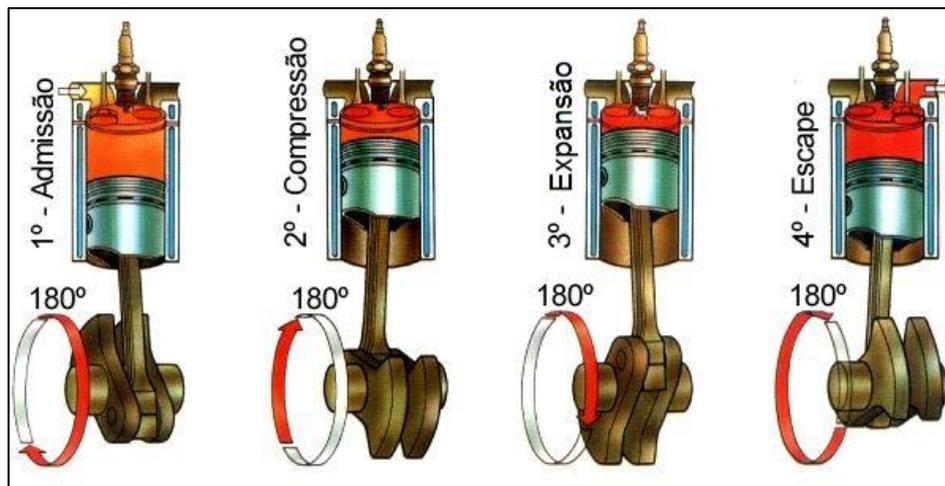
## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1. Motores de Combustão Interna

Os MCI são máquinas térmicas cuja finalidade é transformar energia térmica proveniente de combustão em energia mecânica utilizando para isso combustível líquido ou gasoso. São inúmeras as aplicações dos MCI, porém a principal utilização está ligada aos meios de transporte, sejam eles aquáticos, aéreos ou terrestres.

Os MCI podem ser classificados quanto ao tipo de movimento de seu mecanismo, ao ciclo termodinâmico utilizado e ao número de tempos necessários para realizá-lo. Neste trabalho serão abordados apenas os motores do ciclo Otto alternativos de quatro tempos. Em relação a essa classificação de motores, se define um motor alternativo devido ao movimento dos pistões, que são peças móveis localizadas na parte interna do motor e em conjunto com as bielas e o virabrequim produzem energia mecânica a partir da queima do combustível. Os motores que operam segundo o ciclo Otto necessitam de uma centelha para que o processo de combustão se inicie, essa faísca é proveniente do sistema de ignição do motor. Os quatro tempos do motor são referentes aos quatro processos com variação de volume: admissão, compressão, combustão/expansão e exaustão, cada um desses processos se realiza (teoricamente) em meia volta, ou  $180^\circ$  do eixo do virabrequim, o que significa que para completar o ciclo termodinâmico, são necessários  $720^\circ$  ou duas voltas completas. Na figura 1 é mostrado o movimento do conjunto pistão/biela/manivela e os quatro processos do ciclo termodinâmico de um motor Otto com quatro cilindros. [1]

Figura 1 – Quatro tempos de um motor Otto.



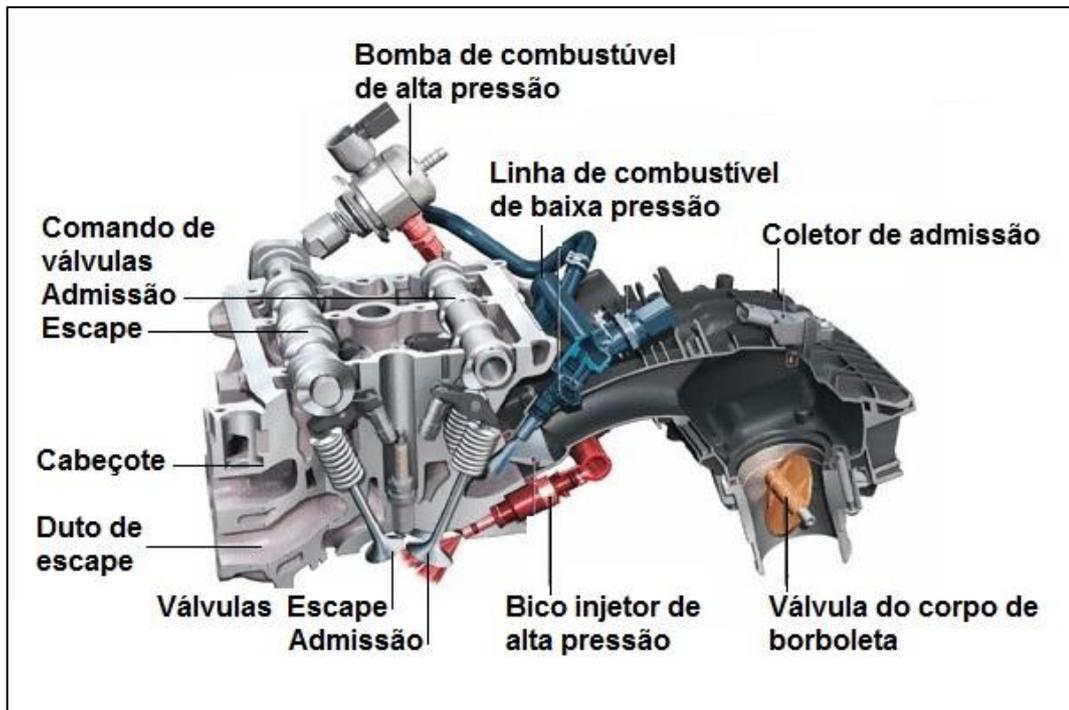
Fonte: Disponível em <<http://www.antonioguilherme.web.br>>, acesso 11 de dezembro de 2014.

## 2.2. Subsistema de Distribuição de um Motor

Um motor de combustão interna que opera em ciclo Otto é composto por diversos subsistemas e componentes que exercem funções essenciais para o funcionamento do motor. A função de distribuição está relacionada com o sincronismo das fases do ciclo termodinâmico do motor. O subsistema responsável por essa função é constituído basicamente por cabeçote, comando de válvulas, acionamento das válvulas, válvulas e dutos/coletores de admissão e de escape. [2]

A figura 2 mostra os principais componentes do subsistema de distribuição de um motor com sistema de injeção direta (na câmara de combustão) e indireta (no coletor de admissão) de combustível, de forma integrada é possível visualizar parte do sistema de alimentação do motor.

Figura 2 – Subsistemas de distribuição e alimentação.



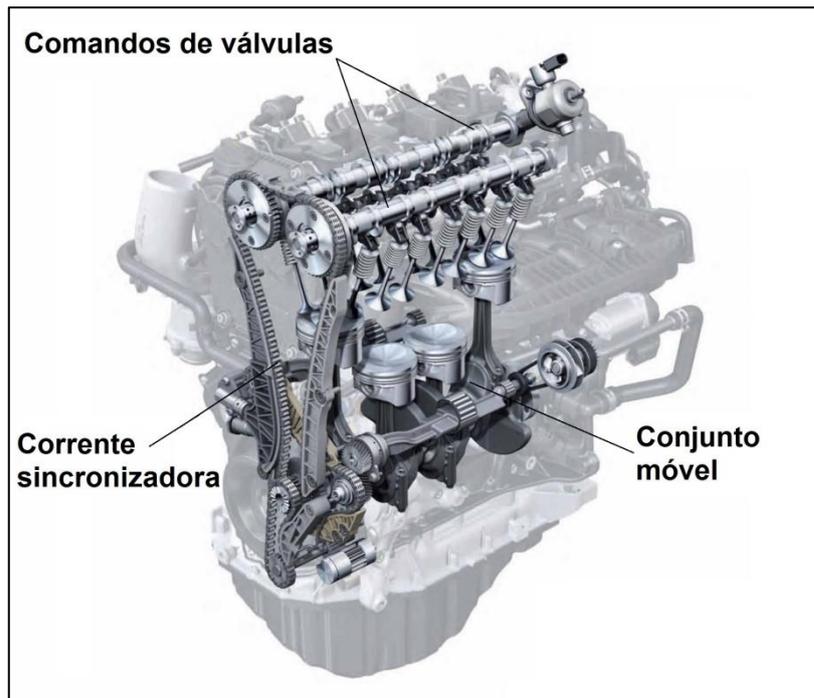
Fonte: Disponível em <<http://www.seatfansclub.com/>>, acesso 24 de setembro de 2015. Adaptado

O cabeçote do motor é uma peça fabricada em ferro fundido ou liga de alumínio fundido, onde são encontrados os dutos de admissão e escape e as câmaras de combustão. É o componente responsável pela vedação entre as câmaras de combustão e os cilindros do motor e por servir de elemento de fixação dos demais componentes como, velas de ignição, guias de válvulas, válvulas e mancais de apoio do conjunto dos balancins ou comando de válvulas. Os subsistemas de alimentação e escape também têm seus componentes fixados no cabeçote. [2]

O comando de válvulas tem por principal finalidade sincronizar a abertura e fechamento das válvulas durante a fase aberta do ciclo termodinâmico (admissão e escape) ao movimento do eixo virabrequim do motor, esse sincronismo deve ocorrer de tal forma, que permita um funcionamento adequado ao ciclo termodinâmico no qual o motor opera. O comando de válvulas é composto por ressaltos em seu eixo que são responsáveis por acionar as válvulas, esse acionamento pode ser direto por meio de tuchos localizados nas extremidades das hastes das válvulas ou indireto através de braços oscilantes denominados balancins. A figura 3 ilustra como é o

funcionamento sincronizado entre os comandos de admissão e escape e o conjunto móvel do motor, além de mostrar também, como é feito o acionamento das válvulas que nesse caso é indireto. Os pontos de abertura e fechamento das válvulas são definidos através da posição (ângulo) em que o virabrequim se encontra em relação ao ponto morto superior ou inferior do movimento do pistão (figura 4). [2]

Figura 3 – Sincronismo dos comandos de válvulas com o conjunto móvel do motor.



Fonte: Disponível em <http://www.jornalfarolalto.com.br/>, acesso em 17 de outubro de 2015.

Adaptado

Teoricamente a válvula de admissão abre no início da fase de admissão, ou seja, quando o pistão está em seu ponto morto superior (PMS) partindo para o ponto morto inferior (PMI), onde termina essa fase do ciclo e, portanto, a válvula deveria ser fechada. A fase de compressão inicia-se quando o movimento do virabrequim empurra o pistão do PMI para o PMS onde ocorre a ignição que causa a combustão e expansão dos gases fazendo com que o pistão se movimente novamente do PMS ao PMI onde a fase de expansão é finalizada. Os próximos 180° do movimento do virabrequim são referentes à última fase do ciclo termodinâmico, a exaustão, e para que ela ocorra, a válvula de escape deve ser aberta no PMI e fechada no PMS. [1]

O parágrafo anterior descreve o funcionamento teórico de um motor Otto de quatro tempos, porém numa situação real de funcionamento, os pontos de abertura e fechamento das válvulas não coincidem com o início e o fim de cada fase do ciclo que ocorrem nas situações de fim de curso do pistão (PMS e PMI).

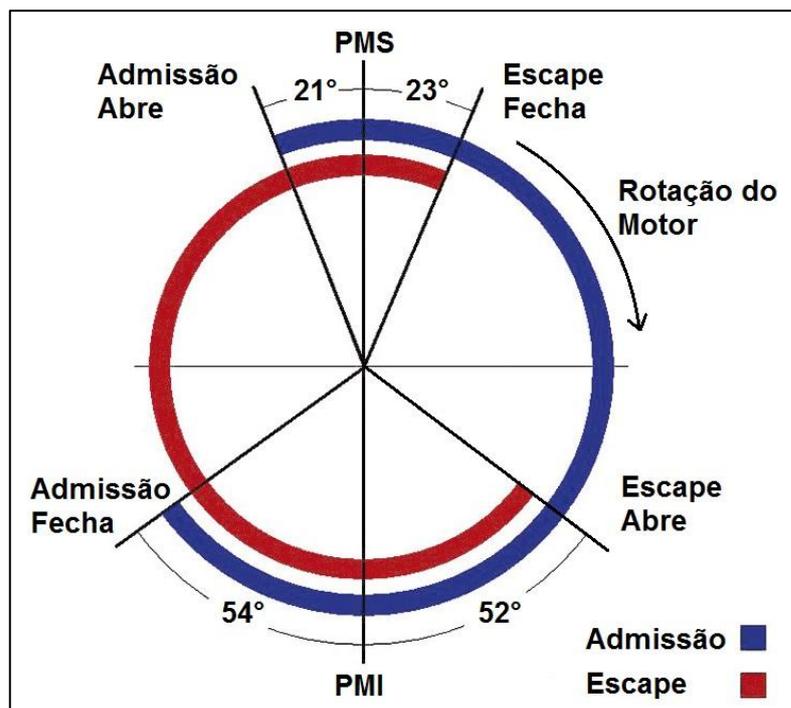
A abertura da válvula de admissão é feita antes do pistão atingir o PMS durante a fase de escape, dessa forma, quando o pistão inicia o movimento em direção ao PMI (fase de admissão), a válvula já está aberta proporcionando uma maior passagem de ar e combustível e uma redução do vácuo no interior do cilindro que freia o movimento do pistão gerando um trabalho de bombeamento negativo. O fechamento da válvula de admissão ocorre durante o início da fase de compressão para haver um melhor aproveitamento da inércia da mistura admitida, que continua entrando até que esta se esgote. A válvula de escape tem sua abertura efetuada ainda na fase de expansão, assim o escoamento dos gases queimados se inicia antes do pistão chegar ao PMI, o que ocorre espontaneamente devido à alta pressão no interior do cilindro. Isso também contribui para uma redução na pressão interna do cilindro durante o movimento do pistão em direção ao PMS na fase de escape, evitando perda de energia cinética do pistão, ou novo trabalho negativo de bombeamento. O fechamento da válvula de escape ocorre após o início da fase de admissão, dessa forma, o movimento dos gases que estão saindo em alta velocidade pelo escape induz a entrada da mistura de ar e combustível pela válvula de admissão, uma vez que esta já se encontra aberta. [1]

O período em que cada uma das válvulas permanece aberta é denominado duração do comando de válvulas e é medido em graus relativos ao movimento do virabrequim. Cada comando é projetado para operar em uma determinada faixa de rotação do motor e a duração do comando é quase sempre determinada pela forma construtiva e eficiência volumétrica do cabeçote. O momento em que as válvulas de admissão e escape estão abertas simultaneamente é conhecido como cruzamento e é medido da mesma forma que a duração. Outra característica importante é o ângulo entre os picos de levantamento que diz respeito ao ângulo existente entre o deslocamento máximo das válvulas de admissão e de escape, porém sua medição é referente ao comando e não ao virabrequim. Todas essas características juntamente com o levantamento máximo das válvulas formam o perfil de levantamento do comando que deve ser adequado para cada forma construtiva de motor, pois o

mesmo define a faixa de rotação em que o motor terá melhor eficiência volumétrica, o que está diretamente relacionado com a produção de torque e potência do mesmo. [3]

A figura 4 representa o diagrama de fases de um motor qualquer, ou seja, os pontos de abertura e fechamento das válvulas em relação ao movimento do virabrequim, nela é possível constatar que, a permanência de abertura das válvulas é de  $255^\circ$ , existe um cruzamento de  $44^\circ$  entre as válvulas de admissão e escape e que o ângulo entre os picos dos ressaltos é de  $105,5^\circ$ . Este último é obtido pela subtração do ângulo de duração pelo de cruzamento e pela divisão do valor encontrado por dois.

Figura 4 – Exemplo de diagrama de fases de um motor.



Fonte: Autoria própria.

### 2.3. Modificações no Subsistema de Distribuição de um Motor

A evolução dos motores de combustão interna se deve aos avanços tecnológicos relacionados aos materiais utilizados, processos de fabricação, design de componentes, combustíveis e ao emprego da eletrônica para gerenciamento dos sistemas de alimentação e ignição. Apesar de terem evoluído, o princípio de funcionamento dos motores é o mesmo, o que também ocorre com os métodos

utilizados para melhorar seu desempenho, que consistem basicamente em elevar a capacidade de conversão de energia e à diminuição das perdas. [2]

Em geral os melhoramentos estão relacionados com o aumento da Eficiência Térmica que é o aproveitamento da energia liberada pela queima do combustível, da Eficiência Mecânica que está relacionada com as perdas geradas pelos componentes móveis do motor e da Eficiência Volumétrica do motor que é a relação entre a quantidade real de ar/combustível que um motor aspira e a capacidade cúbica de cada cilindro. As modificações devem ser coerentes com a utilização do motor e para alcançar um melhor rendimento é preciso um conjunto bem dimensionado, ou seja, todos os componentes e alterações devem ser escolhidos de forma a serem indicados para o nível de preparação definido. [3]

Este trabalho tem como foco, a construção de uma bancada que mede a perda de cargas nos componentes (cabeçote e válvulas) do subsistema de distribuição de motores a combustão interna, desta forma é possível saber quais modificações melhoram e quanto elas melhoram o escoamento através desses componentes. As alterações feitas em cabeçotes e válvulas visam aumentar a eficiência volumétrica do motor, pois através delas se busca minimizar as perdas no escoamento dos gases durante as fases de admissão e escape do motor.

Os comandos de válvulas também fazem parte do subsistema de admissão, esses componentes podem ter sua fase alterada (adiantada ou atrasada) em relação ao virabrequim, o que muda a eficiência volumétrica do motor, otimizando seu desempenho em determinada faixa de rotação. Substituir o comando de válvulas por outro com características diferentes é outra maneira de elevar eficiência volumétrica do motor. Esse tipo de alteração deve ser estudado de maneira criteriosa, pois comandos com características muito diferentes das do comando de válvulas original provocam mudanças drásticas no funcionamento do motor, o que torna necessário realizar modificações em outros componentes do mesmo. A escolha de um comando de válvulas inadequado pode prejudicar o desempenho do motor ou até mesmo danificá-lo, devido à incompatibilidade do conjunto. [4]

### 2.3.1. Modificações em cabeçotes

A modificação de um cabeçote tem como finalidade minimizar a perda de carga gerada nos dutos de admissão e escape, procurando obter uma maior velocidade no escoamento dos gases e otimizar a queima do combustível, alterando a forma da câmara de combustão. As alterações devem ser criteriosamente estudadas para que se tenha um melhor fluxo nas condições de utilização do motor, pois um motor com preparações mais severas necessita de modificações extremamente profundas no cabeçote, tais como, aumento da área dos dutos e substituição das válvulas, o que não é necessário em motores com modificações leves para uso urbano. [3]

#### I. Relação de compressão

A relação ou taxa de compressão estática de um motor é uma razão entre o volume do cilindro mais o da câmara de combustão, quando o pistão está em PMI e o volume existente quando o pistão encontra-se em PMS, podendo ser verificada pela seguinte fórmula.

$$RC = \frac{V+C}{C} \quad (1)$$

Onde:

RC é a relação de compressão

V é o volume do cilindro

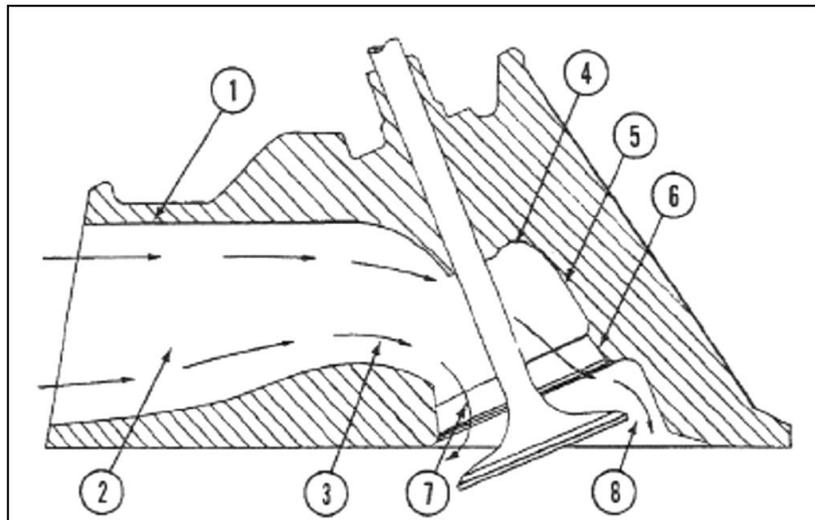
C é o volume da câmara de combustão

Em motores convencionais a gasolina a relação de compressão varia entre 8:1 e 12:1, uma prática bastante utilizada é o rebaixamento do cabeçote e/ou do bloco para elevar esta relação de compressão, o que pode trazer significativos ganhos de potência, porém um grande aumento na relação de compressão requer um redimensionamento dos demais componentes do motor, a começar pela substituição dos pistões e bielas por modelos mais resistentes e do comando de válvulas que deverá ter características adequadas para se obter um ganho de desempenho que justifique as alterações. [5]

## II. Duto de admissão

Na região de entrada do duto de admissão, as principais fontes de perda de carga são o formato e a rugosidade do duto. Internamente existe o guia e a haste da válvula de admissão que prejudicam ainda mais o fluxo, mas o ponto crítico é onde a válvula faz a vedação com o cabeçote. Nesta região se tem as maiores perdas devido às dimensões da garganta (região de menor diâmetro que antecede a face onde a válvula é assentada) e aos ângulos da sede e da válvula. As perdas no duto de admissão estão representadas na figura 5. [6]

Figura 5 – Perdas de carga no duto de admissão.



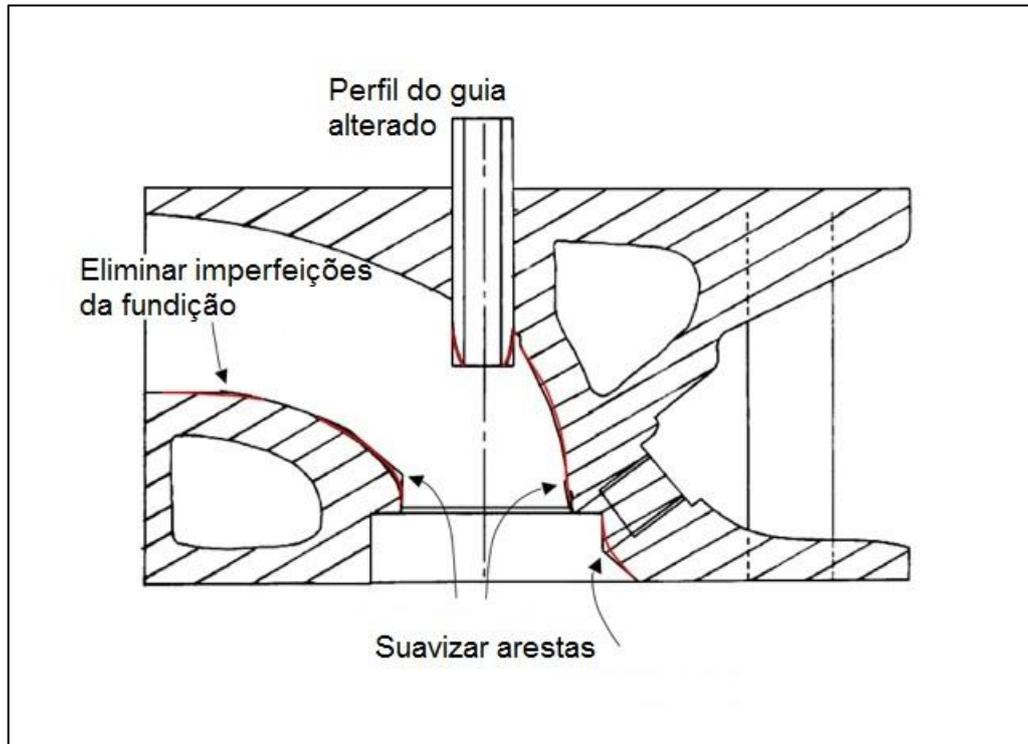
Fonte: Vizard (1995, p. 27).

A porcentagem de perda de carga com seus respectivos causadores são representados a seguir.

- 1) Resistência da parede (4%);
- 2) Contração (2%);
- 3) Curvatura do guia (11%);
- 4) Expansão após guia de válvula (4%);
- 5) Expansão da parede do duto (12%);
- 6) Ressalto da garganta (19%);
- 7) Curvatura da saída da válvula (17%);
- 8) Expansão após a válvula (31%);

É impossível eliminar as perdas de carga, porém se consegue minimizá-las suavizando os cantos vivos e imperfeições do duto e o formato do guia para que este fique mais aerodinâmico como representado pela linha vermelha na figura 6. A garganta do duto deve ter um diâmetro entre 80 e 90% do diâmetro da válvula, dependendo da forma do duto e da utilização do motor.

Figura 6 – Modificações básicas em um duto de admissão.

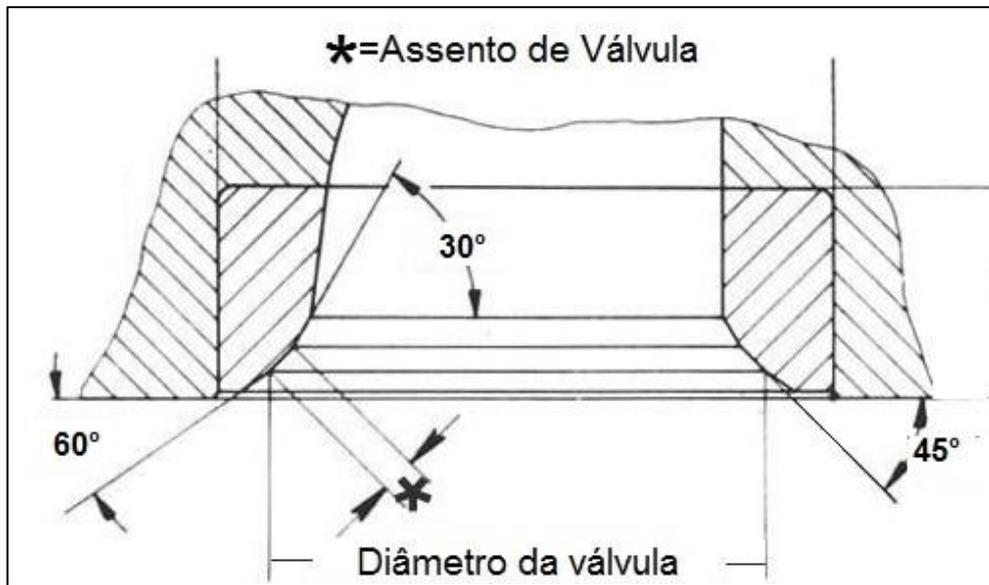


Fonte: Disponível em <<http://www.amphicars.com/power>>, Acesso em 31 de dezembro de 2014.

Adaptado

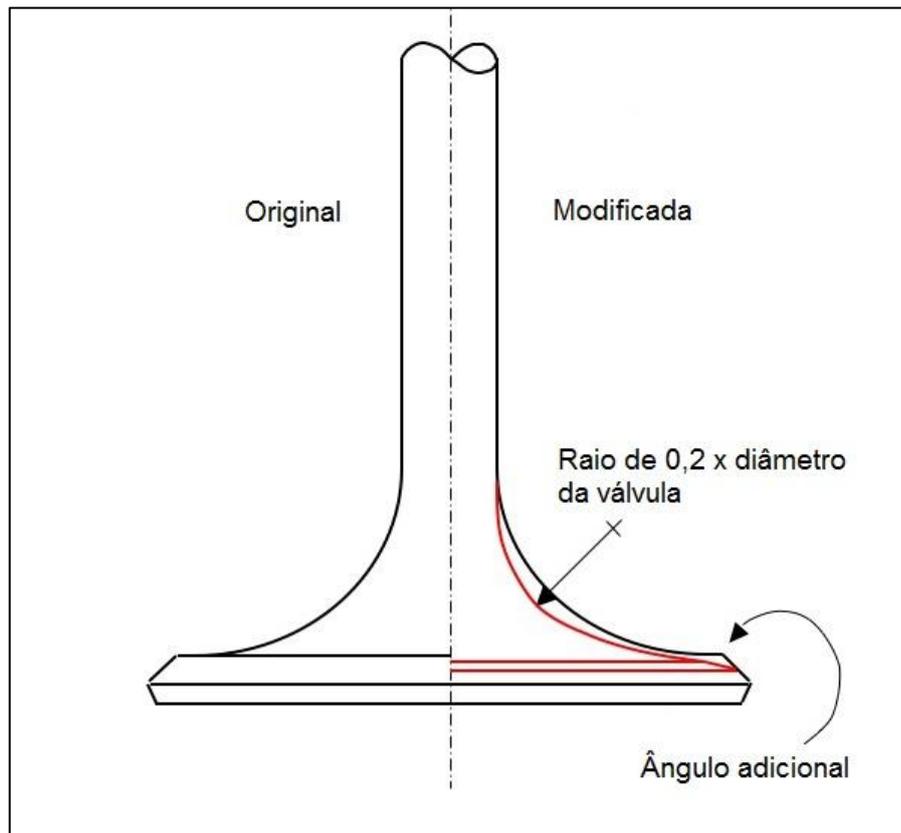
A sede e a válvula possuem um ângulo de assentamento entre elas normalmente  $45^\circ$ , que pode ser alterado para  $30^\circ$  maximizando a área de entrada. É possível adicionar novos ângulos a elas para que a mudança da direção do fluxo no momento da abertura da válvula seja mais gradual, fazendo com que os gases contornem esses obstáculos com mais facilidade e proporcionando também uma maior aceleração no escoamento. A figura 7 mostra uma sede de válvula com três ângulos, porém em situações que se busca um máximo desempenho nessa região são feitos até 5 ou 6 ângulos diferentes. Outra forma de aumentar a área de passagem durante a abertura da válvula é modificando o seu perfil, como mostrado na figura 8. Em alguns casos se substitui a válvula por outra de maior diâmetro, o que implicará em um aumento no diâmetro do duto também. [6]

Figura 7 – Sede de válvula com diversos ângulos.



Fonte: Disponível em <<http://johnmaherracing.com>>, Acesso em 31 de dezembro de 2014. Adaptado

Figura 8 – Comparação entre válvula original e retrabalhada.



Fonte: Disponível em <<http://www.amphicars.com/power>>, Acesso em 31 de dezembro de 2014. Adaptado

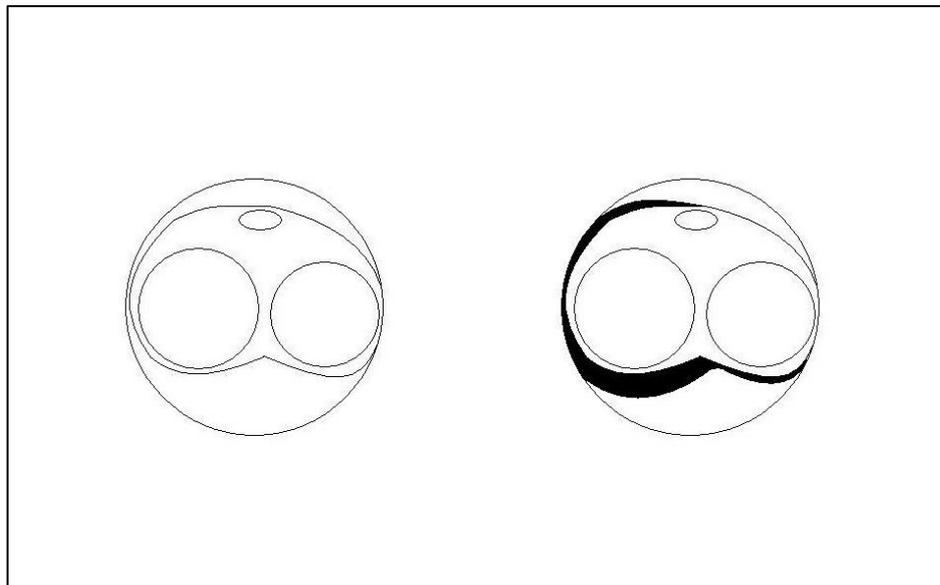
### III. Duto de escape

As perdas geradas no duto de escapamento são causadas pelas mesmas interferências do duto de admissão, porém a diferença de pressão durante a exaustão dos gases é muito grande forçando a direção do escoamento, com isso os gases atingem uma velocidade bastante alta, principalmente se o sistema de escapamento for pouco restritivo. Se existirem pontos que interferem na passagem dos gases, a turbulência gerada será muito grande, logo, a atenção que é dada ao duto de admissão deve ser redobrada no momento em que se modifica o duto de escape. Para manter a velocidade do escoamento não devem existir mudanças abruptas na área do duto, pois isso causa aumento da pressão no escape freando o fluxo dos gases. Para que isso não ocorra o ângulo de afunilamento deve ser de  $2^\circ$  ou  $3^\circ$  e o diâmetro do duto de escape não deve ultrapassar a razão de 1,25 vezes o diâmetro da válvula. [6]

### IV. Câmara de combustão

Existem câmaras de combustão com diversas formas, algumas delas necessitam de um retrabalho para proporcionarem um melhor preenchimento do cilindro e uma combustão mais eficiente da mistura ar/combustível, o que melhora as eficiências volumétrica e térmica do motor. Geralmente se modifica a parede da câmara (figura 9), quando esta se encontra muito próxima das válvulas, pois nesses pontos o escoamento é praticamente nulo no momento em que se inicia a abertura das válvulas. Esta modificação visa diminuir o sombreamento no entorno das válvulas e controlar a direção do movimento da mistura durante a compressão e combustão. Outra alteração bastante comum está relacionada com o “squish” ou região de esmagamento nas extremidades do cilindro, que deve existir entre o cabeçote e o topo do pistão. Esta técnica de modificação proporciona uma maior turbulência no final da fase de compressão, o que aumenta a velocidade da queima e conseqüentemente, um melhor aproveitamento da energia produzida, além de reduzir o risco de pré-ignição (combustão espontânea da mistura ar/combustível). Para finalizar, é de costume polir a câmara de combustão, com o intuito de reduzir o acúmulo de carvão proveniente da queima do combustível, porém essa prática é mais indicada para motores de competição. [7]

Figura 9 – Comparação entre uma câmara original (esquerda) e outra modificada.



Fonte: Disponível em <<http://datsun1200.com/>>, Acesso em 31 de dezembro de 2014. Adaptado

## V. Ferramentas

As ferramentas necessárias para modificar um cabeçote, estão relacionadas ao tipo de serviço executado e ao material do cabeçote, como ferramenta de trabalho são utilizadas retíficas pneumáticas ou elétricas onde são acoplados os instrumentos para usinar, lixar ou polir os componentes do cabeçote. Para alterar a forma e/ou corrigir as imperfeições dos dutos são utilizadas limas rotativas ou pontas montadas com material abrasivo, esses instrumentos são encontrados em diversas formas e materiais, cada um adequado para determinado tipo de retrabalho. No polimento são utilizados principalmente rebolos de lixa com granulação específica para cada textura que se deseja obter. [7]

### 2.3.2. Modificações no comando de válvulas

O comando de válvulas é o principal responsável pelo comportamento do motor, definindo quanto de torque será produzido e como será a distribuição deste em relação à faixa de rotação em que o motor opera.

Uma prática bastante comum é o reenquadramento do comando de válvulas que consiste em alterar a posição original do componente em relação à do

virabrequim. Desta forma, os eventos de abertura e fechamento das válvulas irão ocorrer de maneira adiantada ou atrasada em relação à posição original, o que pode ser benéfico para uma determinada faixa de rotação do motor. A substituição do comando de válvulas original por outro com características diferentes é uma alternativa quando se busca ganhos de torque mais expressivos. O comando a ser utilizado deve ter características compatíveis com as demais modificações realizadas no motor, caso contrário o funcionamento do conjunto poderá ser prejudicado.

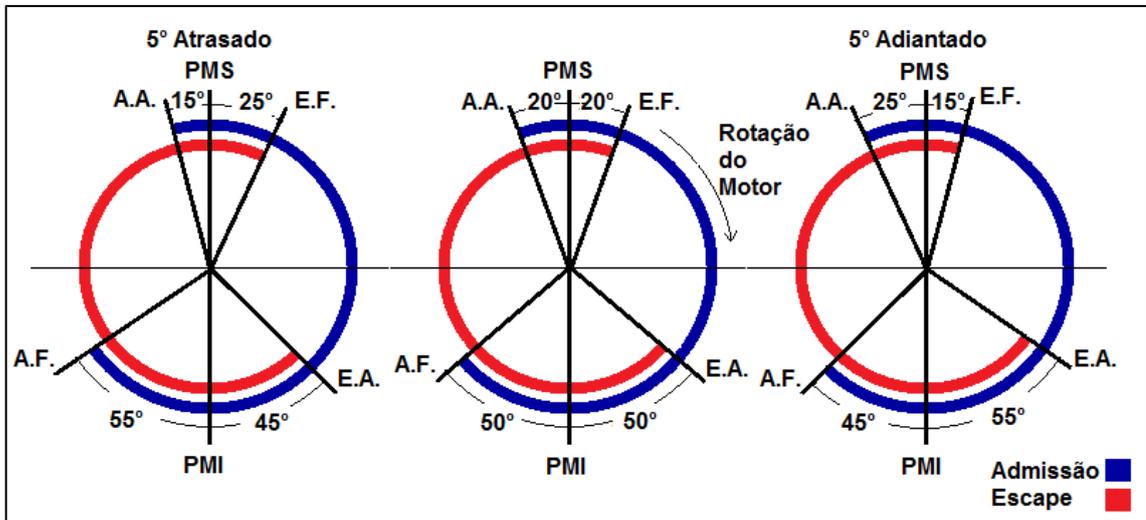
#### I. Reenquadramento do comando de válvulas

De um modo geral, quando a posição do comando é adiantada ocorre um aumento da pressão interna dos cilindros devido ao fechamento antecipado da válvula de admissão, porém isso ocorre somente em baixas e médias rotações. Nesta situação se evita a reversão do fluxo no duto de admissão, que pode ocorrer quando o escoamento está em baixa velocidade e a válvula de admissão tem seu fechamento muito tarde. A abertura adiantada da válvula de escape permite que a liberação dos gases queimados ocorra antecipadamente reduzindo a pressão interna do cilindro e facilitando o movimento do pistão em direção ao PMS no fim da fase de escapamento, isso trás benefícios para motores que utilizam sistemas de escape originais que normalmente são muito restritivos.

Quando o comando é atrasado o fator de maior influência é o fechamento da válvula de admissão que ocorre mais tarde permitindo maior aproveitamento da inércia da mistura admitida, porém isso é notável em rotações mais elevadas devido à maior velocidade do escoamento na admissão. O fechamento atrasado da válvula de escape induz a entrada da mistura ar/combustível no início da fase de admissão através da depressão gerada pelo movimento dos gases que foram expulsos. Esse vácuo é maior em altas rotações, o que pode fazer com que parte da mistura admitida passe direto para o escape sem ser queimada, já em regimes mais baixos pode haver retorno dos gases do escape pela admissão.

Os diagramas de fase das válvulas mostrados na figura 10 representam uma alteração de 5° (atrasado e adiantado) em relação à posição original (centro) de um comando de válvulas com 250° de duração.

Figura 10 – Comando de válvulas reenquadrado para 5° atrasado e 5° adiantado em relação à posição original (centro).



Fonte: Autoria própria.

O reenquadramento do comando de válvulas não altera o comportamento do motor de maneira muito significativa, pois dificilmente essa mudança ultrapassa 8° de variação em relação ao virabrequim. Alterações maiores acabam prejudicando o funcionamento do motor por alterarem muito o sincronismo entre o subsistema de distribuição e as fases do ciclo termodinâmico. [4]

## II. Substituição do comando de válvulas

A substituição do comando de válvulas por outro que vise maior desempenho pode alterar a faixa de rotação útil do motor em diferentes níveis, o que está diretamente relacionado com as características (duração, levante, cruzamento e distância entre o pico dos resaltos) do componente utilizado.

Um comando com maior duração prioriza potência em rotações mais elevadas, da mesma forma ocorre se o período de cruzamento das válvulas for maior. Essas características têm esse efeito por aumentarem a eficiência volumétrica quando a velocidade do fluxo de gases é maior, ou seja, em altas rotações. Em contrapartida a pressão interna do cilindro é reduzida e pode ocorrer reversão de fluxo em baixas rotações, o que afeta o torque nesses regimes de funcionamento. Existem valores de duração e cruzamento de válvulas adequados para cada aplicação a que se destinam os motores (competição ou uso urbano), não sendo possível aumentar de maneira indiscriminada essas características a fim de

melhorar o rendimento do motor. Na tabela abaixo são mostrados comandos de válvulas com diferentes características em função da faixa de rotação útil e de diferentes níveis de modificação de um motor com volume unitário (um cilindro) de 250 cm<sup>3</sup>, os valores representam um caso geral, logo podem variar de motor para motor.

Tabela 1 – Características de comandos de válvulas para diferentes níveis de modificação.

| Motor com 250 cm <sup>3</sup> |                     |                |                        |              |               |
|-------------------------------|---------------------|----------------|------------------------|--------------|---------------|
| Aplicação                     | Duração Adm/Esc (°) | Cruzamento (°) | Ângulo entre Picos (°) | Levante (mm) | Regime de RPM |
| STD                           | 245/240             | 35             | 105                    | 7,6          | 1000 - 6000   |
| Nível 1                       | 270/270             | 60             | 105                    | 8,9          | 2000 - 7000   |
| Nível 2                       | 284/284             | 74             | 105                    | 9,6          | 3000 - 7000   |
| Nível 3                       | 298/298             | 90             | 104                    | 9,6          | 3500 - 8000   |
| Nível 4                       | 306/306             | 96             | 105                    | 9,6          | 4000 - 8000   |
| Nível 5                       | 320/320             | 108            | 106                    | 9,6          | 5000 - 9000   |
| Nível 6                       | 326/326             | 116            | 105                    | 9,6          | 8000 - 10000  |

Fonte: The BG Tuning Manual (p. 41)

STD – Valores geralmente encontrados em comandos originais de fábrica.

Nível 1 – Motores originais ou levemente modificados.

Nível 2 – Motores com modificações leves, ainda para uso urbano ou em rodovias.

Nível 3 – Somente para motores modificados limite entre uso urbano e competição.

Nível 4 – Motores modificados para competição (Exemplo: rally, trackday).

Nível 5 – Motores modificados para competição (Exemplo: circuito).

Nível 6 – Motores modificados para competição (Exemplo: arrancada).

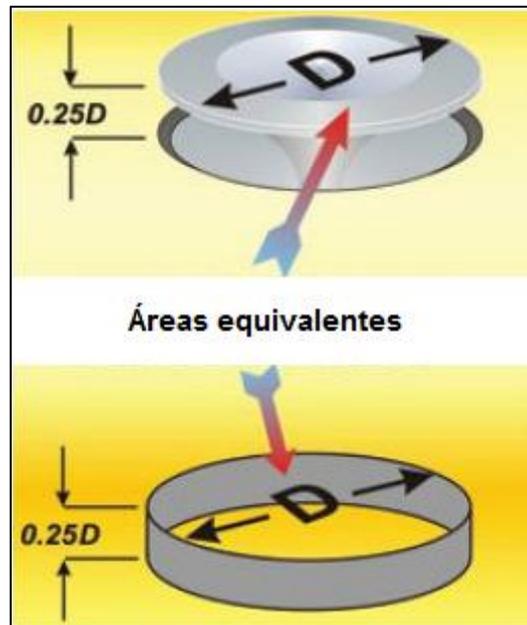
Na tabela 1 é possível verificar que o valor do ângulo entre o centro dos ressaltos praticamente não varia até mesmo se comparando um original com um específico para competições. Como foi mencionado anteriormente, esse ângulo resulta da subtração entre a duração e o cruzamento e divisão do valor encontrado por 2, logo se essas duas características do comando aumentam, o ângulo entre o centro dos ressaltos tende a variar muito pouco, sendo comum valores entre 105° e 115°.

Um comando com ressalto maior provoca um maior deslocamento da válvula, facilitando o escoamento dos gases mesmo em baixas rotações, com isso se

melhora o desempenho do motor em uma faixa de rotação mais ampla. Existe um limite para o levantamento máximo, pois se o deslocamento da válvula for muito grande ocorre um descolamento do fluxo de ar da superfície da válvula, o que gera mais turbulência e menos enchimento do cilindro, reduzindo a eficiência volumétrica. [4]

O diâmetro das válvulas está relacionado com o levantamento necessário para que a área de passagem seja equivalente à área da válvula (figura 11), no entanto devido à perda de carga do escoamento através da válvula, esta normalmente tem o seu levantamento superior ao valor de equivalência. [6]

Figura 11 – Área de equivalência entre o levantamento e o diâmetro da válvula.



Fonte: Vizard (2012). Adaptado

## 2.4. Bancada de Fluxo

A bancada de fluxo é uma ferramenta utilizada para medir a perda de carga de qualquer componente de um motor como coletores de admissão e escape, filtros de ar, dutos de cabeçotes, perfis e tamanhos de válvulas. Esta ferramenta é essencial para qualquer interessado em aumentar o desempenho de motores a combustão interna. Geralmente os números reais de fluxo de ar são importantes, mas a capacidade de fluxo de ar sob condições controladas também permite ao

usuário estudar características do fluxo de ar, como velocidade, turbulência, distribuição, etc., obtendo informações qualitativas do fluxo de ar. [8]

#### **2.4.1. Histórico**

Bancadas de fluxo de ar têm sido utilizadas no desenvolvimento de motores de combustão interna por muitos anos. Os primeiros estudos utilizando testes de fluxo de ar em motores ocorreram a cerca de 90 anos, porém somente nos últimos 40 anos esse tipo de informação passou a ser comum na indústria automotiva. De acordo com o *Original Equipment Manufacturer* (OEM), as primeiras bancadas de fluxo de ar em uso eram máquinas caras, pesadas e complexas que foram utilizadas no final dos anos 1960 e início dos anos 1970 para algum trabalho específico de desenvolvimento do fluxo de ar de motores. Em 1972 a empresa SuperFlow Corporation lançou a primeira bancada de fluxo portátil tornando este instrumento popular gradativamente, desde então surgiram diversos outros mais elaborados e muito complexos. Atualmente fabricantes de motores e equipes de corrida profissionais utilizam Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) e flowbenchdriven para auxiliar no desenvolvimento de seus projetos. [9]

#### **2.4.2. Princípio de Funcionamento e Medição**

Uma bancada de fluxo é constituída basicamente de uma fonte de sucção de ar, um sistema para medir o fluxo de ar real, um sistema de controle da pressão de teste do ar, uma estrutura para sustentar o componente a ser testado e manômetros.

Estando a peça de teste fixada, a fonte de sucção de ar é ligada fazendo com que o ar escoe através da peça, o que gera uma diferença de pressão entre o ambiente externo e o interior da máquina, essa diferença de pressão é chamada de pressão de teste, medida em polegadas de coluna d'água ( $1 \text{ inH}_2\text{O} = 249,08 \text{ Pa}$ ) por um manômetro de coluna em "U" e deve permanecer constante. Para verificação do volume de ar que escoar através da peça se utiliza um manômetro de coluna inclinado que mede a diferença de pressão através de um medidor de vazão (placa de orifício) com características conhecidas. [11]

As figuras 12, 13, 14 e 15 mostram diversas formas construtivas de bancadas de fluxo, sendo possível entender melhor o funcionamento desses dispositivos.

Como mencionado anteriormente, a medição do fluxo de ar é feito pela medição da queda de pressão através de um medidor de orifício, quanto maior o fluxo de ar através deste dispositivo, maior deve ser a queda de pressão através do mesmo. Como uma placa de orifício tem uma vazão limitada é necessário confeccionar placas com diversos diâmetros para cobrir uma ampla gama de testes. A pressão de teste determina o fluxo máximo através do orifício, sendo assim, se uma pressão de teste maior for utilizada a vazão volumétrica através dele será maior, implicando em um fluxo maior através da peça em teste.

Para medir a capacidade de fluxo de uma peça, primeiramente é necessário ajustar a pressão de teste através de válvulas que podem ser instaladas após o medidor de vazão. Na sequência se deve ler o valor mostrado no manômetro inclinado, isso mostra a queda de pressão através do orifício como uma porcentagem da vazão máxima do orifício para a pressão de teste determinada. Como exemplo, se o orifício utilizado possui capacidade para medir um fluxo de até 145 pés cúbicos por minuto ( $1\text{CFM}=4,72\times 10^{-4}\text{m}^3/\text{s}$ ) utilizando uma pressão de teste de 5 inH<sub>2</sub>O e a leitura é de 85%, significa que está fluindo  $0,85 \times 145 = 121,8$  CFM através da peça testada. Caso o valor mostrado pelo manômetro inclinado atinja 100%, o orifício deverá ser substituído por um de maior diâmetro para que este tenha uma capacidade de vazão maior que a do componente em teste. [7]

Caso a fonte de sucção de ar não tenha capacidade de gerar altas diferenças de pressão, é possível utilizar uma tabela de conversão de valores de vazão em função de diferentes pressões de teste conforme mostra o ANEXO A.

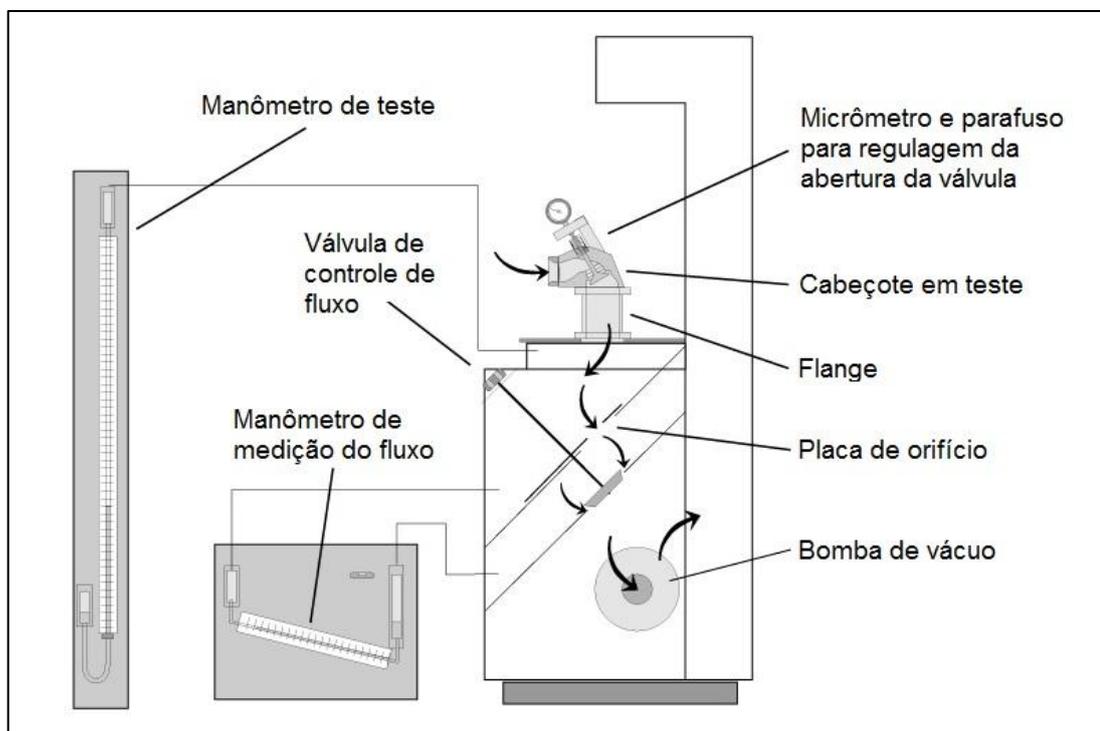
A vazão é função da raiz quadrada da diferença de pressão através do medidor de orifício como será mostrado na seção relacionada à mecânica dos fluidos, sendo assim, a diferença de pressão deve aumentar quatro vezes para que a vazão tenha seu valor dobrado. Seguindo nessa linha de raciocínio, se o manômetro de coluna inclinado serve para mostrar a porcentagem da vazão através do medidor de orifício, a escala desse dispositivo deve ser logarítmica e não linear.

Na medição do fluxo de um cabeçote, é necessário um dispositivo para controlar e medir a abertura das válvulas, assim é possível construir um gráfico da curva do fluxo em função da abertura da válvula. Esta abertura normalmente é medida em porcentagem do diâmetro da válvula. Conforme o cabeçote vai sofrendo alterações, são realizadas novas medições para verificar se houve melhora ou não no fluxo do componente. [11]

### 2.4.3. Formas Construtivas

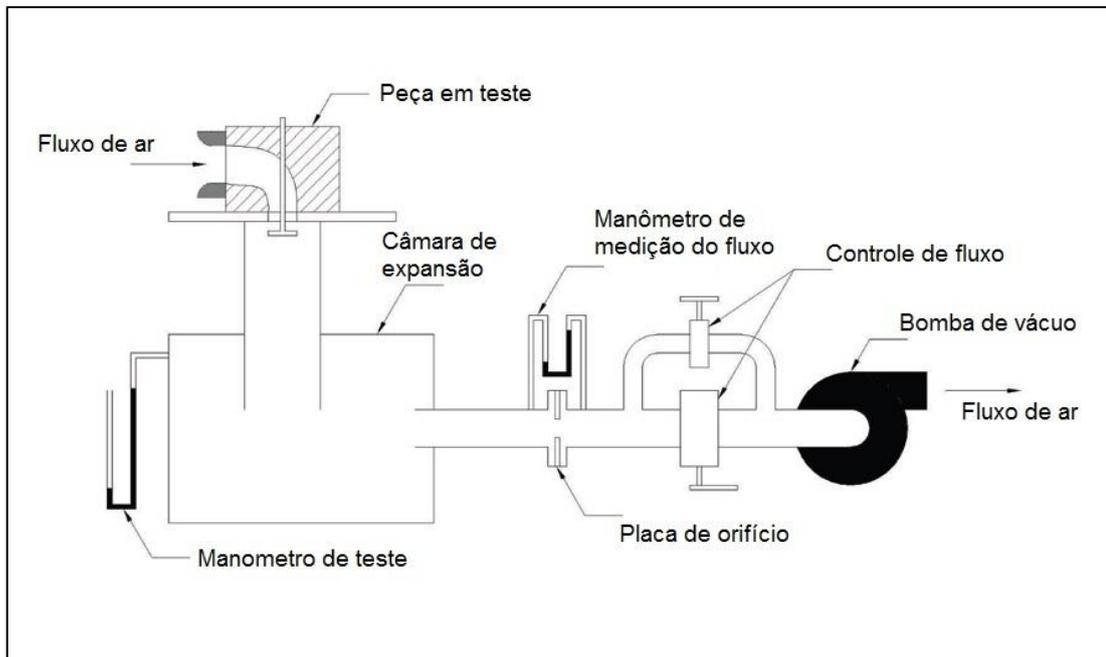
Existem diferentes formas de se construir uma bancada de fluxo, algumas se diferem pela forma de controlar a pressão de teste, outras possuem diferentes pontos de medição de pressão, o que em alguns casos torna necessário uma medição de diferença de temperatura para fins de correção. A seguir são mostradas algumas bancadas com diferentes formas construtivas.

Figura 12 – Bancada de fluxo (a).



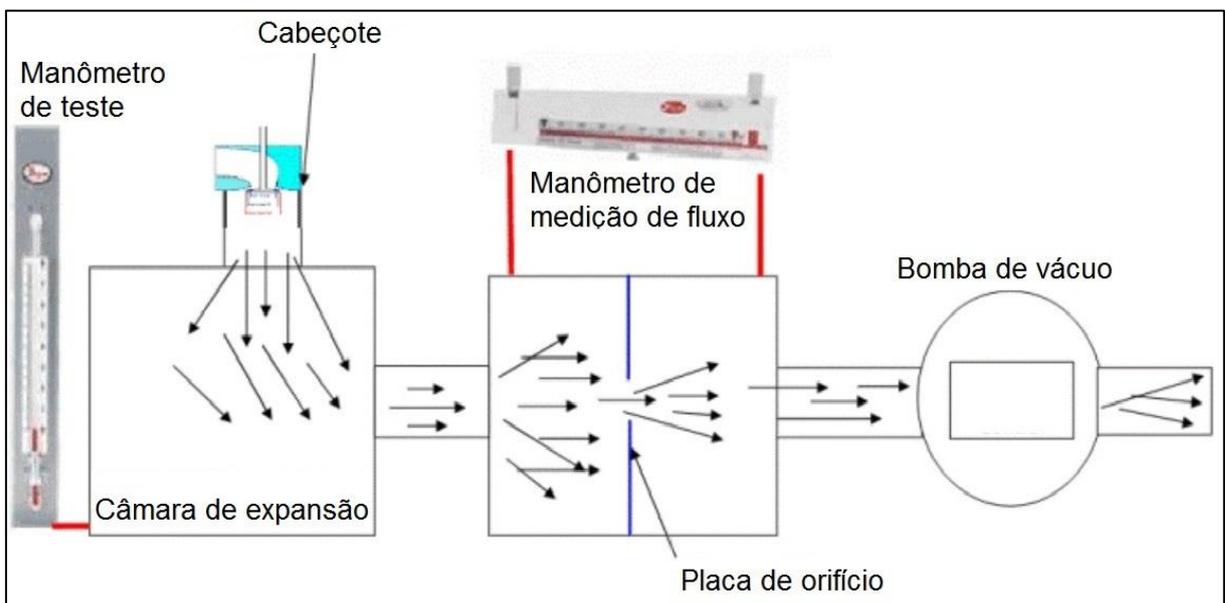
Fonte: SUPERFLOW Technologies Group (2005, p. 4). Adaptado

Figura 13 – Bancada de fluxo (b).



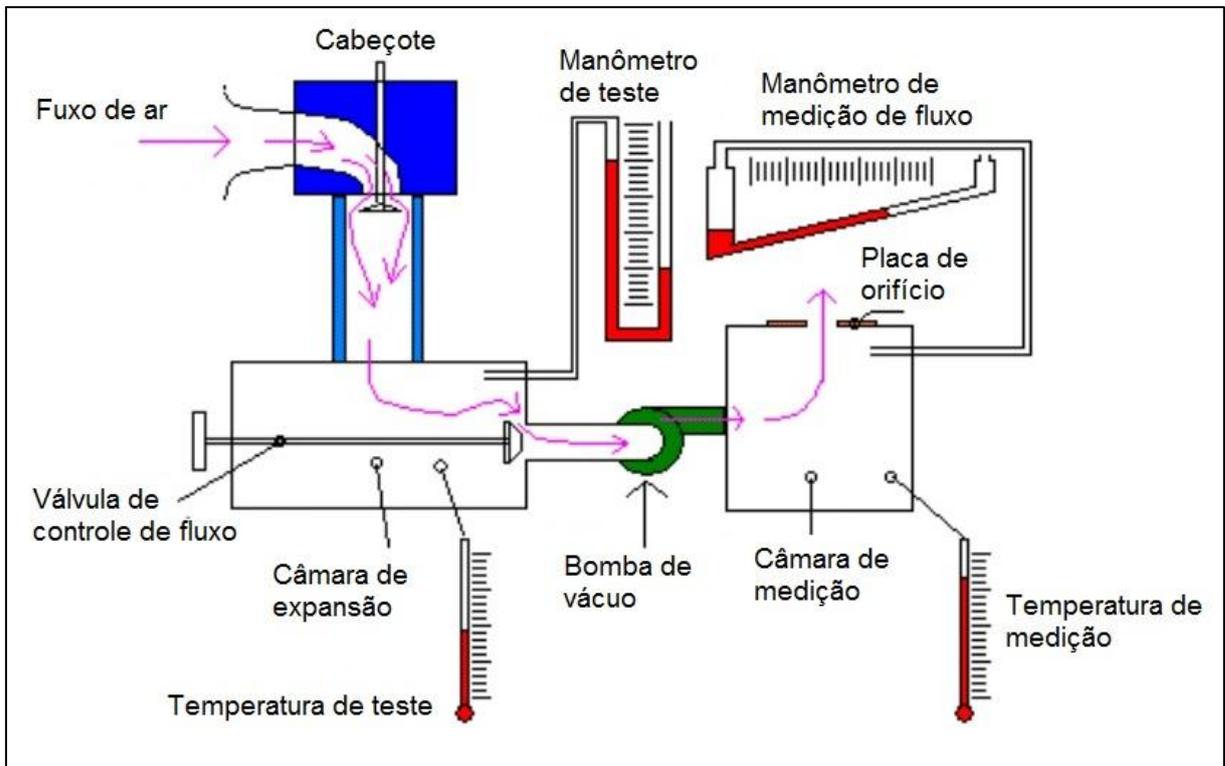
Fonte: DECKER, (2013, p. 10). Adaptado

Figura 14 – Bancada de fluxo (c).



Fonte: Disponível em < <http://speedtalk.com>>, Acesso em 02 de janeiro de 2015. Adaptado

Figura 15 – Bancada de fluxo (d).



Fonte: Disponível em < <http://www.streetlegaltv.com/>>, Acesso em 02 de janeiro de 2015. Adaptado

## 2.5. Revisão Sobre Mecânica dos Fluidos

### 2.5.1. Manômetros

Os manômetros são dispositivos utilizados para medição de pressão, os chamados manômetros de coluna líquida são frequentemente empregados quando se deseja conhecer a diferença de pressão entre dois pontos distintos.

Manômetro com tubo em U: Como o próprio nome diz esse dispositivo consiste de um tubo curvado em forma de U, obtendo-se assim duas colunas dispostas verticalmente. O interior do tubo é preenchido parcialmente com um líquido de densidade conhecida e cada extremidade do tubo é conectada aos pontos em que se deseja medir a pressão, desta forma, a diferença de altura do fluido no tubo mostra a diferença de pressão entre os dois pontos, o que pode ser expresso pela fórmula a baixo.

$$\Delta p = \rho g \Delta h \quad (2)$$

Onde,  $\Delta p$  é a diferença de pressão,  $\rho$  é a densidade do líquido,  $g$  é a aceleração da gravidade e  $\Delta h$  é a diferença de altura entre as duas colunas do fluido. [12]

Manômetro com tubo inclinado: Esse tipo de manômetro possui uma das pernas inclinada formando um ângulo  $\theta$  com a horizontal, desta forma se obtém maior precisão, pois a leitura da diferença de pressão é feita ao longo do tubo inclinado. Neste caso a equação que representa a variação de pressão é expressa da seguinte forma.

$$\Delta p = \rho g l \sin \theta \quad (3)$$

Onde,  $l$  é o quanto o fluido se deslocou ao longo do tubo inclinado, note que,  $\Delta h = l \sin \theta$ . [12]

### 2.5.2. Equação de Bernoulli e Equação da Continuidade

Os fenômenos associados ao movimento dos fluidos estão ligados aos conceitos de força e aceleração de uma partícula fluida, através destes é possível encontrar a equação básica que descreve o movimento dos fluidos, a Equação de Bernoulli. Para sua utilização é necessário considerar algumas hipóteses, tais como, efeitos viscosos desprezíveis, não existe troca de calor entre o fluido e o meio, o fluido escoar em regime permanente, o escoamento é incompressível.

Em condições reais nenhuma das considerações acima é exatamente verdadeira, mesmo assim é possível resolver diversos problemas de mecânica dos fluidos. Para esses casos a Equação de Bernoulli é aplicável ao longo de uma linha de corrente e pode ser escrita da seguinte forma.

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{1}{2g} V^2 + z = \text{constante ao longo da linha de corrente} \quad (4)$$

Todos os termos da equação acima apresentam unidade de comprimento, sendo que, o termo de pressão representa a altura de uma coluna líquida necessária para produzir uma pressão  $p$ , o termo de velocidade é a distância vertical necessária para que o fluido acelere do repouso até uma velocidade  $V$  em queda livre (sem atrito) e o termo de elevação  $z$  está relacionado à energia potencial da partícula.

Em escoamentos confinados o conceito de conservação de massa é utilizado juntamente com a Equação de Bernoulli, considerando um escoamento permanente em um volume de controle com apenas uma seção de entrada e outra de saída, a taxa de escoamento na entrada deve ser a mesma na saída. A vazão mássica pode ser representada por  $\dot{m} = \rho Q$ , onde  $Q = AV$  é a vazão volumétrica e  $\rho$  é a massa específica considerada constante caso o escoamento seja incompressível. Nestas condições a Equação da Continuidade para duas seções transversais ao escoamento pode ser escrita da seguinte forma. [13]

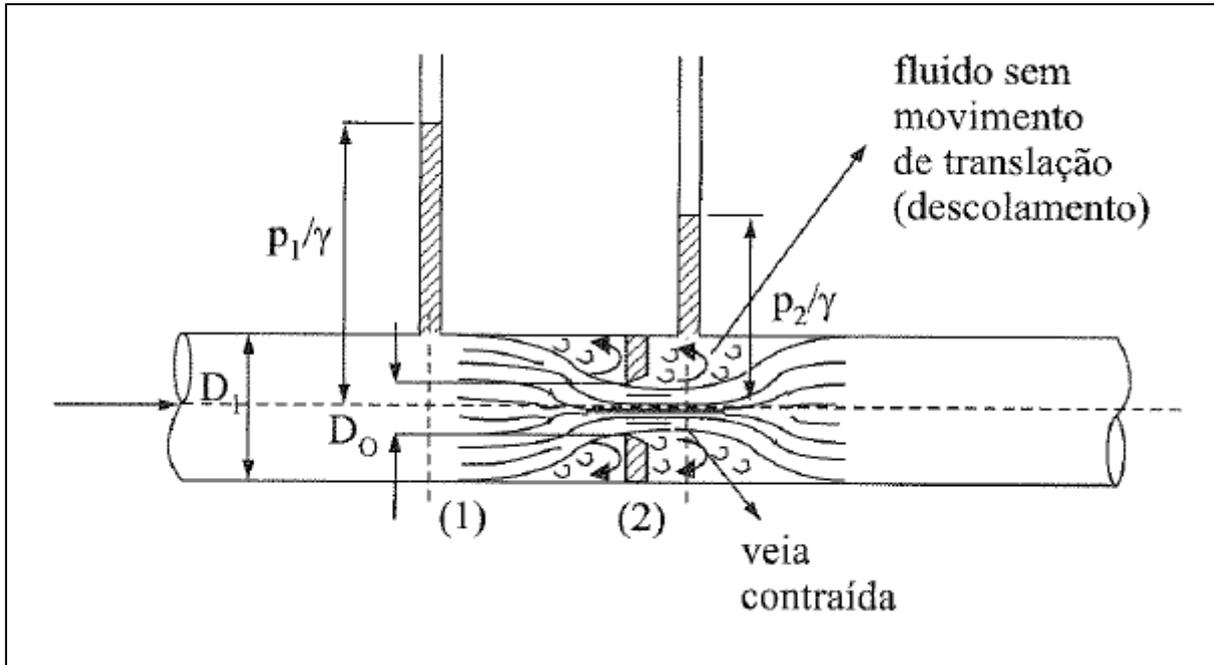
$$Q = A_1V_1 = A_2V_2 \quad (5)$$

### 2.5.3. Medidores de Vazão

Existem diversos dispositivos para medir velocidade de escoamento e vazão volumétrica, sendo que, todos utilizam como princípio básico de que uma redução na seção transversal do escoamento provoca um aumento na velocidade e como consequência uma queda na pressão. A relação entre a diferença de pressão e de velocidade é mostrada pela equação de Bernoulli. Uma técnica bastante eficiente para medir a vazão volumétrica em tubos consiste em instalar algum tipo de restrição no tubo e medir a diferença de pressão entre a região de baixa velocidade e alta pressão e a região de alta velocidade e baixa pressão. Para esta aplicação os dispositivos de restrição mais comuns são os medidores de orifício, os medidores de bocal e os medidores de Venturi, os estudos deste trabalho serão focados somente nos medidores de orifício, uma vez que este é o dispositivo de restrição a ser utilizado na bancada de fluxo. [13]

Considerando o escoamento de um fluido incompressível através de um orifício de bordo delgado instalado no interior de uma tubulação posicionada horizontalmente, conforme mostrado na figura 16.

Figura 16 – Escoamento através de um orifício no interior de um tubo.



Fonte: Brunetti (2008, p. 214).

Através das equações de Bernoulli e da Continuidade é possível obter a vazão através do orifício, que é representada pela seguinte equação.

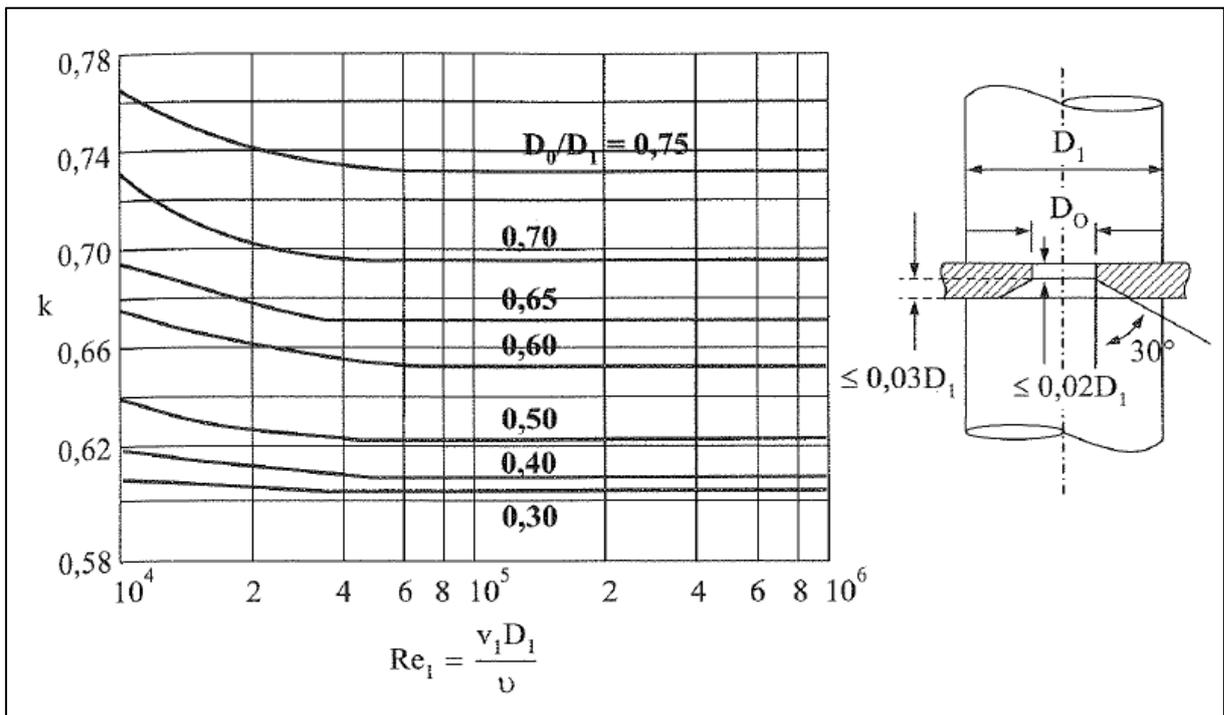
$$Q = KA_o \sqrt{2g \left( \frac{p_1 - p_2}{\gamma} \right)} \quad (6)$$

Onde,  $A_o$  é a área do orifício,  $\gamma = \rho g$  é o peso específico do fluido e  $K$  é um coeficiente adimensional que depende do número de Reynolds na região de aproximação do orifício e da relação  $D_o/D_1$ .

O valor de  $K$  é mostrado na equação (7) ele considera algumas perdas que podem ser representadas pelo coeficiente de descarga  $C_D$  que é função dos coeficientes de velocidade  $C_V$  e de contração  $C_C$  do escoamento após o orifício. [14]

$$K = \frac{C_D}{\sqrt{1 - C_C^2 \left( \frac{D_o}{D_1} \right)^4}} \quad (7)$$

Figura 17 – Valores de  $K$  em função do número de Reynolds e da relação  $D_0/D_1$ .



Fonte: Brunetti (2008, p. 215).

#### 2.5.4. Escoamento Laminar e Turbulento

O escoamento em condutos pode ter comportamento laminar quando a velocidade é baixa ou apresentar-se de forma turbulenta que é uma característica de escoamentos com maior velocidade, existe também uma zona de transição entre esses dois regimes. O parâmetro que indica o comportamento do escoamento em um conduto é conhecido como Número de Reynolds, ele representa a razão entre os efeitos de inércia e os viscosos de um fluido em escoamento e é representado por.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (8)$$

Onde,  $V$  é a velocidade média do escoamento,  $D$  é o diâmetro do tubo e  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido.

Assim como a velocidade, a massa específica, o diâmetro do tubo e a viscosidade também interferem no regime de escoamento. Para valores de Reynolds pequenos (até 2100) o fluido escoava de forma laminar, enquanto que, para valores mais elevados (normalmente acima de 4000) se tem um escoamento turbulento.

Não é possível definir com exatidão o valor que em ocorre a transição do escoamento laminar para o turbulento, isso ocorre devido a perturbações causadas por vibrações e rugosidade do tubo na região de entrada. [13]

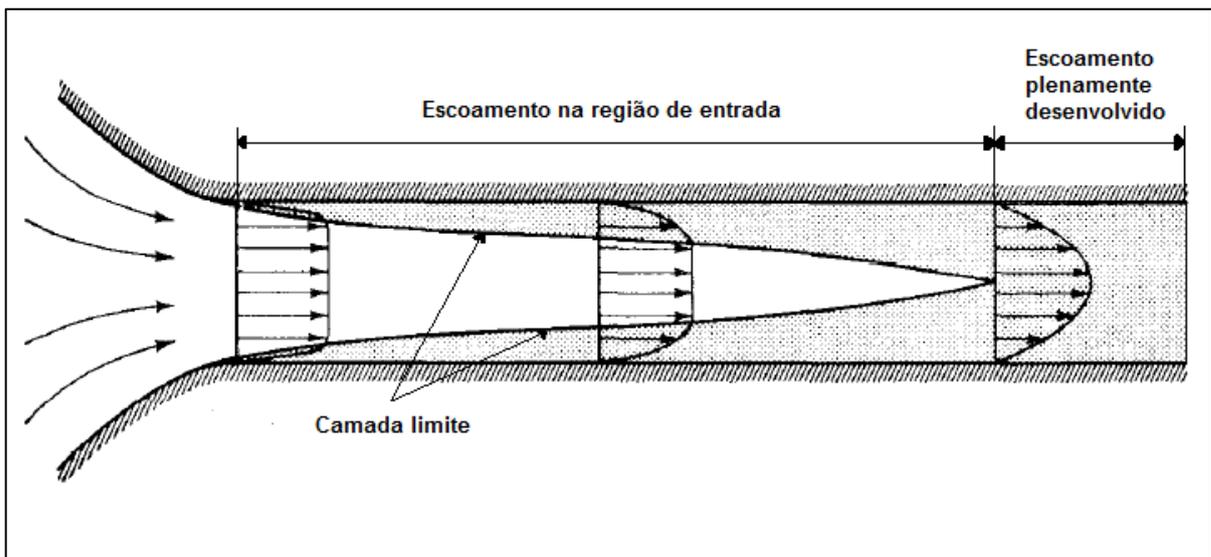
### 2.5.5. Região de Entrada

A região de entrada do escoamento em um conduto corresponde à parte inicial próxima a seção de alimentação do mesmo, onde os efeitos viscosos causam aderência do fluido na parede do conduto, com isso se forma uma camada limite fazendo com que o perfil inicial de velocidade mude ao longo do tubo. A zona de entrada termina quando o perfil de velocidade se torna estável longitudinalmente, havendo apenas variação da velocidade em relação ao centro do tubo, a partir deste ponto o escoamento se torna plenamente desenvolvido. O comprimento da região de entrada  $l_e$  está relacionado com o regime de escoamento, logo é comum utilizar as seguintes relações para definir o seu valor. [13]

$$l_e = 0,06DRe, \text{ para escoamento laminar}$$

$$l_e = 4,4D(Re)^{1/6}, \text{ para escoamento turbulento}$$

Figura 18 – Região de entrada e plenamente desenvolvida.



Fonte: Munson (2004, p. 401). Adaptado

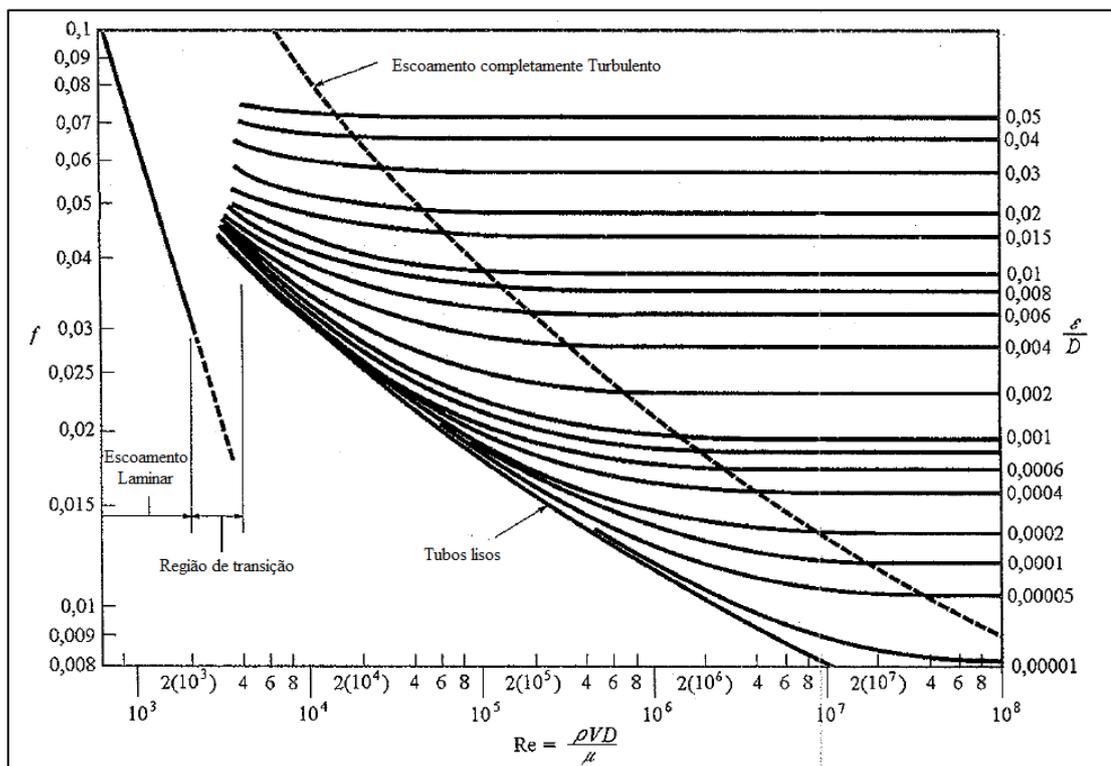
### 2.5.6. Perdas de Carga Distribuídas

As perdas de carga distribuídas ocorrem ao longo de tubos retos de seção constante, elas se originam a partir do atrito entre as partículas do fluido, por esse motivo são consideradas quando o escoamento ocorre em tubulações relativamente longas. A perda de carga distribuída quando um fluido incompressível escoar em regime permanente ao longo de um tubo com diâmetro constante disposto horizontalmente, pode ser representada pela equação (9).

$$h_L = f \frac{l V^2}{D 2g} = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (9)$$

Onde,  $f$  é o fator de atrito,  $l$  é o comprimento do tubo,  $D$  é o diâmetro do tubo e  $V$  é a velocidade do escoamento. O valor de  $f$  para escoamentos laminares plenamente desenvolvidos é igual a  $64/Re$ , porém em escoamentos turbulentos seu valor depende do número de Reynolds baseado na relação entre a rugosidade relativa  $\varepsilon$  e o diâmetro do tubo  $D$ . Neste caso se utiliza o Diagrama de Moody para encontrar o valor do fator de atrito (figura 19). [13]

Figura 19 – Diagrama de Moody.



Fonte: Munson (2004, p. 427).

### 2.5.7. Perdas de Carga Localizadas

As perdas existentes no escoamento em dutos e tubos representam a resistência ao escoamento, elas são divididas em distribuídas e localizadas, enquanto as perdas distribuídas estão relacionadas ao atrito entre o fluido em movimento e as paredes de condutos retos e longos, as perdas localizadas são referentes à existência de cotovelos, válvulas, reduções, medidores de vazão, etc. A perda de carga localizada de diversos componentes é determinada experimentalmente, pois não existe uma análise teórica detalhada sobre o escoamento através de muitos deles. Um método bastante comum para determinar as perdas de carga envolve o coeficiente de perda  $K_L$  que pode ser definido por. [13]

$$K_L = \frac{h_L}{v^2/2g} = \frac{\Delta p}{\rho v^2/2} \quad (10)$$

A perda de carga  $h_L$  é representada por.

$$h_L = \frac{K_L v^2}{2g} = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (11)$$

### 2.5.8. Medição da Velocidade com Tubo de Pitot

O tubo de Pitot é um dispositivo tubular em formato de “L” com sua abertura voltada para a direção das trajetórias das partículas de um fluido em escoamento. O fluido que entra pelo tubo é barrado por um piezômetro, assim a energia cinética do fluido é transformada em efeito de pressão, este ponto é conhecido como ponto de estagnação. A pressão dinâmica do fluido é medida na mesma seção da entrada do tubo de Pitot, e utilizando a Equação de Bernoulli é possível encontrar a velocidade do escoamento nessa seção, que é representada pela equação (12).

$$v_1 = \sqrt{\frac{2(p_2 - p_1)}{\rho}} \quad (12)$$

Onde,  $p_2 = \rho gh$ , sendo que  $h$  é a altura da coluna formada no piezômetro. [14]

### 3. METODOLOGIA

A bancada de fluxo a ser construída terá como base os diferentes tipos de bancadas apresentados na revisão bibliográfica, uma vez que todas seguem princípios de funcionamento semelhantes. A forma construtiva básica das bancadas apresentadas consiste de uma fonte de sucção, dispositivos de controle de pressão e medição de perda de carga e de uma estrutura para fixação da peça a ser testada.

A ideia inicial deste projeto consiste em construir uma caixa onde será fixada a fonte de sucção que pode ser uma ou mais bombas de vácuo utilizadas em aspiradores de pó, pois esses dispositivos tem grande capacidade de geração de vácuo e por serem de funcionamento centrífugo elas não produzem pulsação como ocorre em bombas alternativas [10]. Com isso, é descartada a necessidade de construir uma câmara equalizadora para eliminar o efeito das pulsações, uma vez que estas prejudicam o escoamento do ar.

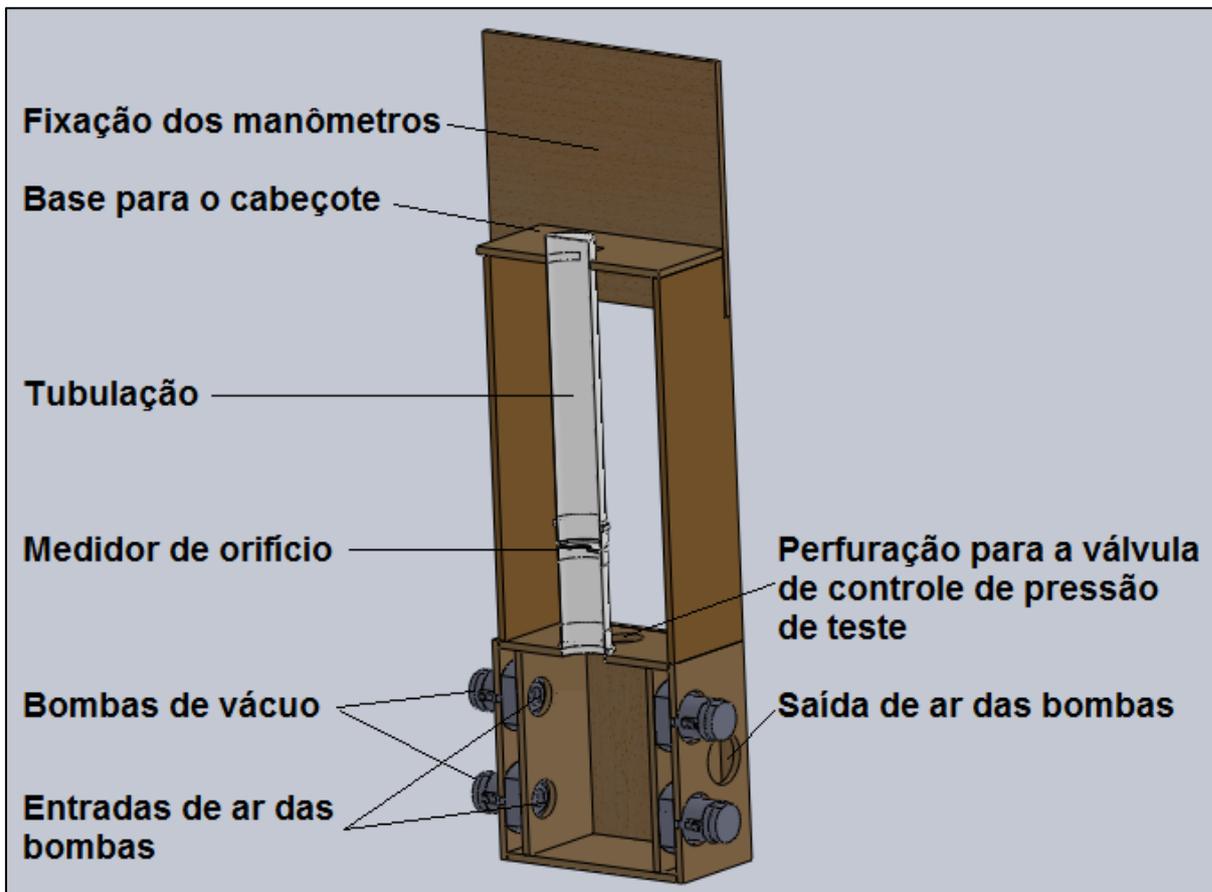
A caixa deve ter compartimentos para a entrada e saída de ar da fonte de sucção que devem ficar isolados entre si para que não exista recirculação do ar. O volume da caixa deve ter dimensões suficientes para acomodar os componentes a serem instalados sem causar restrições que gerem perdas de carga.

O dispositivo para controle da pressão de teste pode ser instalado no compartimento de entrada de ar da caixa de forma paralela à entrada de ar proveniente do dispositivo de medição de perda de carga, dessa maneira o comportamento do fluxo de ar através do medidor de orifício não é afetado pelo ajuste da pressão de teste.

A ligação entre a fonte de sucção e a peça a ser testada (cabeçote) é feita por um tubo, no qual deve ser instalado o dispositivo de medição de perda de carga, ou seja, a placa que contém o orifício para medição da vazão juntamente com as tomadas de pressão do manômetro inclinado que tem a função de mostrar a porcentagem da vazão máxima através do orifício. O manômetro que mede a pressão de teste deve ser instalado próximo à extremidade do tubo onde o cabeçote será fixado. Além disso, é necessária uma estrutura para dar sustentação a essa

região da tubulação devido ao peso adicional do cabeçote. A figura 20 ilustra a ideia inicial da bancada de fluxo que será construída.

Figura 20 – Modelo inicial da bancada de fluxo.



Fonte: Autoria própria.

O modelo mostrado na figura 20 foi desenvolvido após diversas discussões entre os envolvidos no projeto. Sua forma construtiva considera fatores como custos, facilidade na construção, simplicidade na operação e utilização de materiais de fácil aquisição.

#### a) Fonte de Sucção

Neste subsistema é importante definir qual material é mais viável para a construção da caixa que dará sustentação à bomba de vácuo, assim como, as dimensões necessárias para que a caixa comporte-a de maneira que permita seu perfeito funcionamento. Como as bombas utilizadas em aspiradores de pó são equipamentos elétricos, os mesmos necessitam de interruptores, fiação e conectores para serem ligados a uma rede elétrica. Para que o compartimento de saída de ar

não seja pressurizado, o bocal de escape do ar deve ter uma dimensão adequada à vazão de ar produzida pela fonte de sucção.

### **b) Controle da Pressão de Teste**

O controle da pressão de teste pode ser feito através de uma válvula que preferencialmente tenha uma vazão maior que a vazão máxima através do maior medidor de orifício utilizado. Desta forma, a pressão pode ser controlada de maneira eficaz. Existe a possibilidade de utilizar válvulas adicionais com dimensões menores para fazer um ajuste mais preciso da pressão. Para medir a pressão de teste será utilizado um manômetro de coluna em “U” preenchido com água e possivelmente algum corante para melhor visualização da diferença de pressão. A pressão mínima de teste normalmente aplicada é de 5 polegadas de coluna de água, porém é comum se utilizar valores entre 10 e 25 polegadas, o que somente será possível se a fonte de vácuo for capaz de produzir uma diferença de pressão nessas proporções.

### **c) Medição da Perda de Carga**

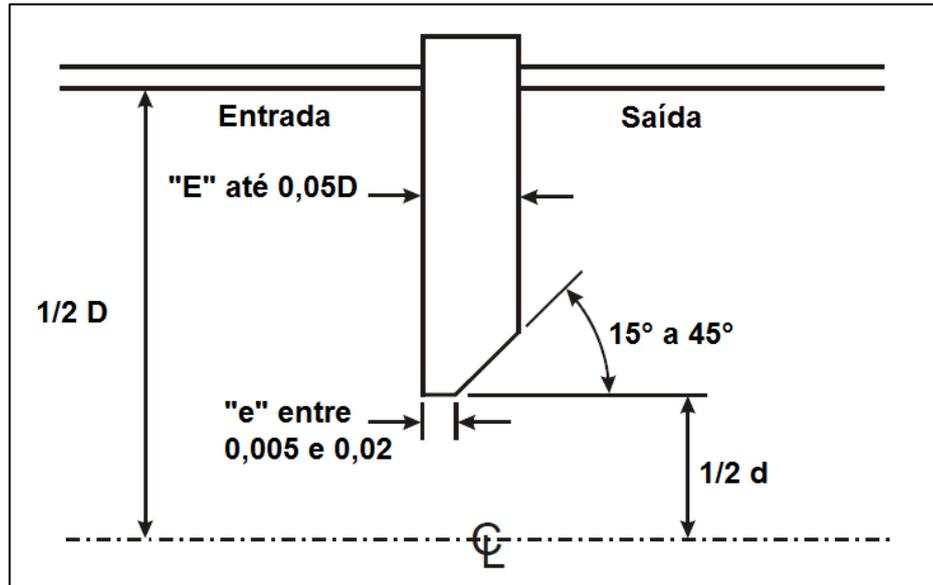
O dimensionamento desse subsistema é provavelmente a etapa crucial do projeto, pois se os medidores de orifícios, as tomadas de pressão e a tubulação não forem analisados corretamente no que diz respeito a suas dimensões, formas e posições a exatidão da medição da máquina será comprometida.

Na revisão bibliográfica foi mostrada a teoria relacionada aos medidores de orifício juntamente com uma série de cálculos necessários para o dimensionamento desses dispositivos. Existe também a norma EN ISO 5167-2 que faz uma abordagem bastante ampla sobre as características, especificações e métodos de cálculos relacionados à definição da geometria de placas de orifício. Portanto, para facilitar a execução deste projeto serão seguidos os procedimentos adotados pela norma.

A norma EN ISO 5167-2 se aplica aos casos em que se utilizam placas de orifício (figura 21) em tubulações por onde um fluido escoar, considerando que o orifício deve ser concêntrico com o tubo e ter ambas as faces planas e paralelas.

Para construir um medidor de orifício devem-se obedecer alguns limites estabelecidos pela norma.

Figura 21 – Seção superior de uma placa de orifício conforme a norma EN ISO 5167-2.



Fonte: Autoria Própria.

- Espessura da placa de orifício “ $e$ ” entre  $0,005D$  e  $0,02D$ ;
- Espessura da placa de orifício “ $E$ ” entre “ $e$ ” e  $0,05D$ ;
- Ângulo do bordo de saída  $15^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$ ;
- Bordas do orifício sem cantos vivos (raio da borda  $\leq 0,0004d$ );
- O diâmetro do orifício  $d > 12,5$  mm e  $\beta = d/D$  entre 0,1 e 0,75;
- Diâmetro do tubo “ $D$ ” entre 50 mm e 1000 mm;
- $Re_D \geq 5000$  para  $0,1 \leq \beta \leq 0,56$ ;
- $Re_D \geq 16000\beta^2$  para  $\beta > 0,56$ ;
- Tomadas de pressão a uma distância  $D$  na região que antecede a placa de orifício e  $D/2$  na região posterior do dispositivo são utilizadas quando se deseja medir a máxima diferença de pressão entre as duas faces do medidor de orifício (caso da bancada de fluxo);
- Linha de centro da tomada deve coincidir com a do tubo e ser posicionada de forma perpendicular ao escoamento.

A vazão volumétrica é representada de uma maneira diferente, porém semelhante, daquela mostrada pela equação (6), podendo ser determinada pela equação 13:

$$Q = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \frac{\varepsilon\pi}{4} d^2 \sqrt{2 \left( \frac{p_1 - p_2}{\rho} \right)} \quad (13)$$

Na equação (13),  $C$  é o coeficiente de descarga, que para medidores de orifício é de aproximadamente 0,6 e  $\varepsilon$  é o fator de expansão do fluido, eles são definidos pelas equações (14) e (15) respectivamente.

$$C = 0,5961 + 0,0261\beta^2 - 0,216\beta^8 + 0,000521 \left( \frac{10^6\beta}{Re_D} \right)^{0,7} (0,0188 + 0,0063A)\beta^{3,5}$$

$$\left( \frac{10^6}{Re_D} \right) + (0,043 + 0,080e^{-10L_1} - 0,123e^{-7L_1})(1 - 0,11A) \frac{\beta^4}{1-\beta^4} - 0,031(M'_2 - 0,8M'_{21,1}\beta^{1,3})$$

(14)

Nesta equação,

$L_1 = l_1/D$ , sendo que  $l_1$  é a distância entre a tomada de pressão e a placa de orifício na seção que antecede a placa.

$L'_2 = l'_2/D$ , onde  $l'_2$  é a distância entre a tomada de pressão e a placa de orifício na seção posterior a placa.

$$M'_2 = \frac{2L'_2}{1-\beta}$$

$$A = \left( \frac{19000\beta}{Re_D} \right)^{0,8}$$

Para a situação em que se utilizam as tomadas de pressão em  $D$  e  $D/2$ ,

$$L_1 = 1 \text{ e } L'_2 = 0,47$$

$$\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256\beta^4 + 0,96\beta^8) \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{1/k} \right] \quad (15)$$

A equação (15) é aplicável apenas em situações em que  $p_2/p_1 \geq 0,75$ . [15]

Para definir o comprimento da tubulação é necessário conhecer o comprimento da região de entrada, pois o perfil da velocidade do escoamento é diferente conforme o comprimento do tubo aumenta. O comprimento da região de entrada de um escoamento laminar é diferente de quando o escoamento é turbulento, como foi mostrado na seção 2.5.5 através das seguintes relações.

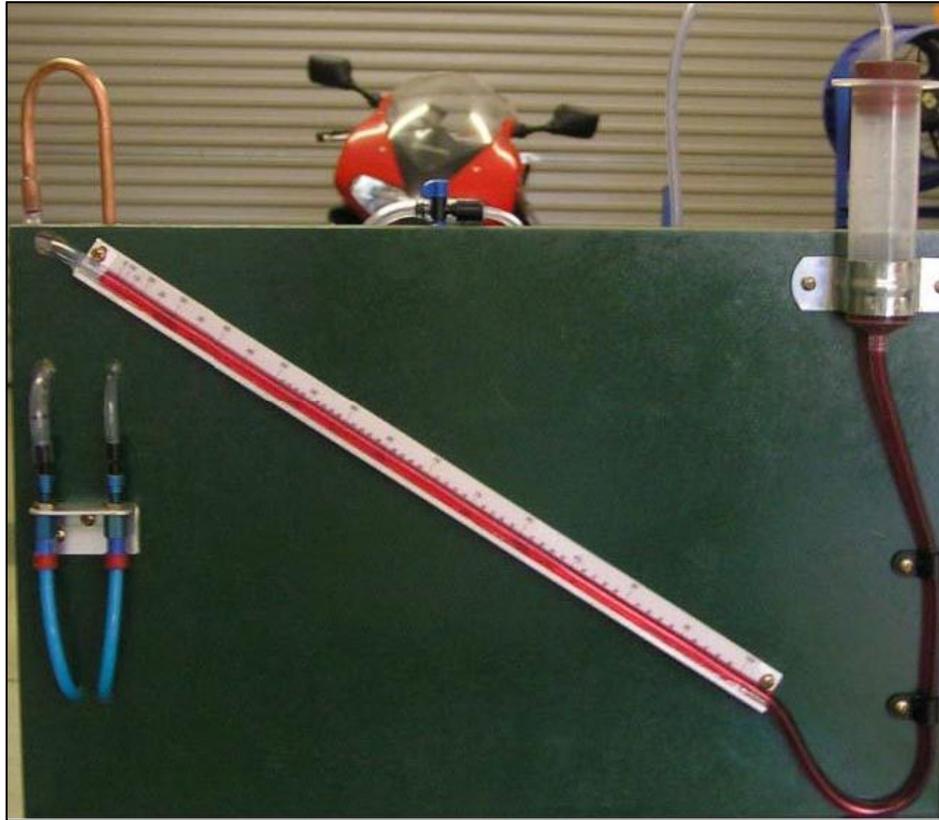
$l_e = 0,06DRe$ , para escoamento laminar.

$l_e = 4,4D(Re)^{1/6}$ , para escoamento turbulento.

A perda de carga distribuída ao longo da tubulação deve ser analisada para constar como informação sobre a bancada e para fins de comparação com a perda que ocorre no medidor de orifício, uma vez que, a tubulação utilizada não terá um comprimento considerável, caracterizando uma perda de carga relativamente pequena se comparada com a do orifício.

O manômetro inclinado deve ter um deslocamento vertical de fluido igual ao da pressão de teste, enquanto a inclinação do mesmo serve para tornar a medição mais precisa, sendo comumente utilizado um ângulo de aproximadamente  $30^\circ$  com o plano horizontal como mostrado na figura 22. A marcação do manômetro deve seguir uma escala exponencial como mencionado na seção 2.4.2, logo a distribuição dos valores ao longo do marcador deve ser adaptada ao comprimento do mesmo. É interessante que, no momento em que a peça está sendo testada na bancada a porcentagem da vazão permaneça acima de 50%, assim é possível obter maior precisão, uma vez que a distância entre as marcações é maior devido à relação exponencial entre vazão e diferença de pressão.

Figura 22 – Manômetro inclinado.



Fonte: DTec (p. 4).

#### **d) Suporte do Cabeçote**

A estrutura que dá sustentação ao cabeçote deve ser construída com um material que proporcione resistência e rigidez suficientes para que sua função não seja comprometida. Como os cabeçotes de motocicletas não são peças relativamente pesadas e na condição de fixação à estrutura da bancada de fluxo exercem apenas um carregamento estático distribuído verticalmente, a preocupação com os esforços existentes pode ser deixada em segundo plano. A preocupação primordial deve ser com a forma construtiva, pois ela depende da disposição da tubulação (vertical ou horizontal), da fixação de outros elementos da bancada e da altura ideal (confortável) de operação.

Na tabela 2 é feita uma análise das falhas que podem ocorrer nos componentes da bancada de fluxo, indicando os efeitos, as causas e alternativas para solucionar o problema em evidência. Essa tabela é uma adaptação feita a partir de uma ferramenta chamada matriz FMEA, que é uma ferramenta bastante utilizada no ciclo de otimização de um produto, ela aponta as possíveis falhas de cada

componente, em seguida é feita uma análise das causas e efeitos de cada falha, o que indicará quais os pontos mais vulneráveis do projeto, a partir das informações obtidas são selecionadas ações de melhoria para o projeto.

Tabela 2 – Identificação das falhas, seus efeitos, causas e possíveis soluções.

| Subsistema                   | Componente                         | Função                            | Falha em Potencial                                  | Efeito da falha  | Causa da falha                                       | Soluções/ Melhorias  |
|------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|---|--|--|--|
| Fonte de sucção              | Estrutura                          | Suporte e vedação                 | Dimensões insuficientes                             | Impede fixação dos componentes                                 | Erro no dimensionamento                              | Analisar e conferir a compatibilidade entre dimensões e componentes                      |
|                              | Estrutura                          | Suporte e vedação                 | Falta de vedação                                    | Perda de pressão   | Uso insuficiente de elementos de fixação (parafusos) | Distribuir os elementos de fixação adequadamente, utilizar cola para auxiliar na vedação |
|                              | Bomba de vácuo                     | Gerar pressão negativa            | Pressão insuficiente                                | Pressão de teste abaixo dos valores usuais, vazão insuficiente | Potência do motor e características da bomba         | Escolher componentes adequados e utilizar mais unidades                                  |
| Controle de pressão de teste | Dispositivo de controle de pressão | Controlar a pressão de teste      | Pressão de teste acima da estabelecida              | Medição fora do padrão   | Vazão insuficiente do dispositivo                    | Utilizar unidade com maior dimensão  |
|                              | Dispositivo de controle de pressão | Controlar a pressão de teste      | Dificuldade no acerto da pressão de teste           | Medição fora do padrão   | Dispositivo muito grande                             | Utilizar unidade com dimensão menor (para ajuste preciso da pressão)                     |
|                              | Dispositivo de controle de pressão | Controlar a pressão de teste      | Falta de vedação                                    | Perda de pressão   | Instalação mal sucedida                              | Verificar a instalação e usar recursos para melhorar a vedação                           |
|                              | Tomada de pressão                  | Verificar a pressão               | Falta de vedação                                    | Perda de pressão   | Instalação mal sucedida                              | Utilizar cola para reforçar a fixação  |
|                              | Manômetro "U"                      | Visualizar a pressão              | Dificuldade na visualização da pressão de teste     | Leitura incorreta  | Transparência do fluido de trabalho (água)           | Utilizar corante   |
| Medição da perda de carga    | Medidor de orifício                | Medir a vazão                     | Baixa amplitude de vazão                            | Restrição na utilização da bancada                             | Diâmetro do orifício                                 | Utilizar unidades com diferentes medidas   |
|                              | Tomada de pressão                  | Verificar a pressão               | Falta de vedação                                    | Perda de pressão   | Instalação mal sucedida                              | Utilizar cola para reforçar a fixação  |
|                              | Manômetro inclinado                | Visualizar a porcentagem da vazão | Dificuldade na visualização da porcentagem da vazão | Leitura incorreta  | Transparência do fluido de trabalho (água)           | Utilizar corante   |
| Suporte do cabeçote          | Base                               | Dar sustentação para o cabeçote   | Posição de operação desconfortável                  | Dificuldade na operação  | Altura inadequada                                    | Rever altura e compatibilidade com o comprimento da tubulação                            |

Fonte: Autoria própria

#### **4. PROJETO E EXECUÇÃO**

Neste item é mostrado o desenvolvimento do projeto, sendo descritos os procedimentos adotados na escolha, dimensionamento, construção e montagem dos componentes da bancada de fluxo.

A bancada de fluxo a ser construída deve apresentar algumas características essenciais que são:

- Ser compatível com a maioria dos cabeçotes utilizados nas motocicletas nacionais monocilíndricas;
- Ter uma pressão de funcionamento estável;
- Ter capacidade de medir uma ampla faixa de vazões;
- Produzir no mínimo, 5 polegadas de coluna d'água de diferença de pressão;
- Ser de fácil operação.

Conforme os modelos mostrados, alguns componentes são essenciais à bancada de fluxo, tais como:

- Base para o cabeçote;
- Tubulação;
- Tomadas de pressão;
- Placas de orifício;
- Válvula(s) para controle da pressão de teste;
- Manômetros de coluna (vertical e inclinado);
- Fonte de sucção.

##### **4.1. Fonte de Sucção**

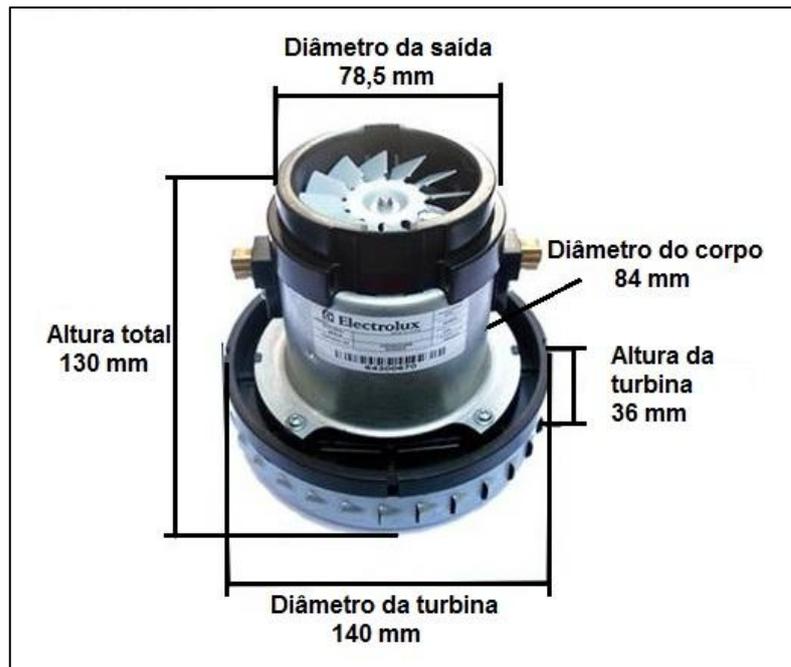
As dimensões da caixa devem ser adequadas às da fonte de sucção e do dispositivo de controle da pressão de teste. Primeiramente se deve encontrar uma alternativa viável para utilizar como fonte de sucção e posteriormente, definir as dimensões e os materiais utilizados na construção da caixa.

## I. Bomba de vácuo

Após pesquisar e analisar as características e dimensões de alguns componentes optou-se pela utilização de uma bomba de vácuo com as seguintes características.

- Marca/Modelo – Eletrolux/BPS1S
- Tensão do Motor – 220 Volts
- Potência do Motor – 1000 W
- Vazão Máxima (aproximada) – 0,028 m<sup>3</sup>/s (100 cfm)
- Vácuo Máximo (aproximado) – 14930 Pa (60 inH<sub>2</sub>O)

Figura 23 – Dimensões do conjunto motor/bomba de vácuo.



Fonte: Disponível em <[http://produto.mercadolivre.com.br/MLB-686767148-motor-de-aspirador-eletrolux-original-\\_JM](http://produto.mercadolivre.com.br/MLB-686767148-motor-de-aspirador-eletrolux-original-_JM)>. Adaptado

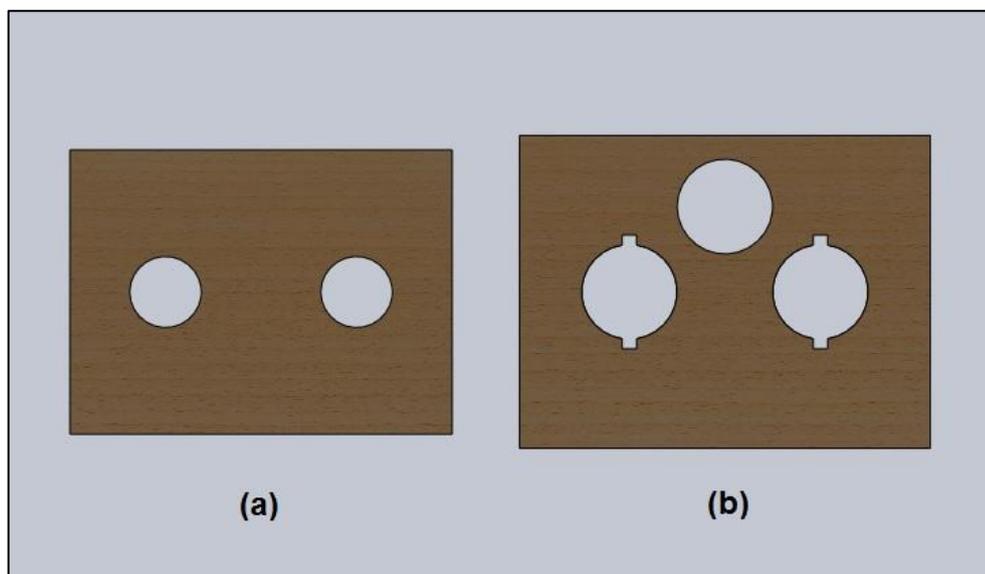
## II. Caixa

A caixa que aloja as bombas de vácuo será construída com placas de MDF de 15 mm de espessura, pois esse material apresenta resistência suficiente para esta aplicação, é fácil de ser trabalhado e de custo acessível. Conhecendo as medidas da bomba de vácuo é possível definir as dimensões da caixa, que terá

capacidade de comportar até quatro bombas de vácuo. Esta decisão se justifica pela possível necessidade de se utilizar mais bombas para elevar o vácuo gerado nas situações em que apenas uma não seja suficiente. Cada placa de MDF deve ser tratada com selador para melhorar a resistência à umidade, variação de temperatura e outros agentes que podem comprometer a durabilidade do material. A união entre as placas será feita através de parafusos e cola para garantir uma perfeita vedação e uma boa rigidez à estrutura.

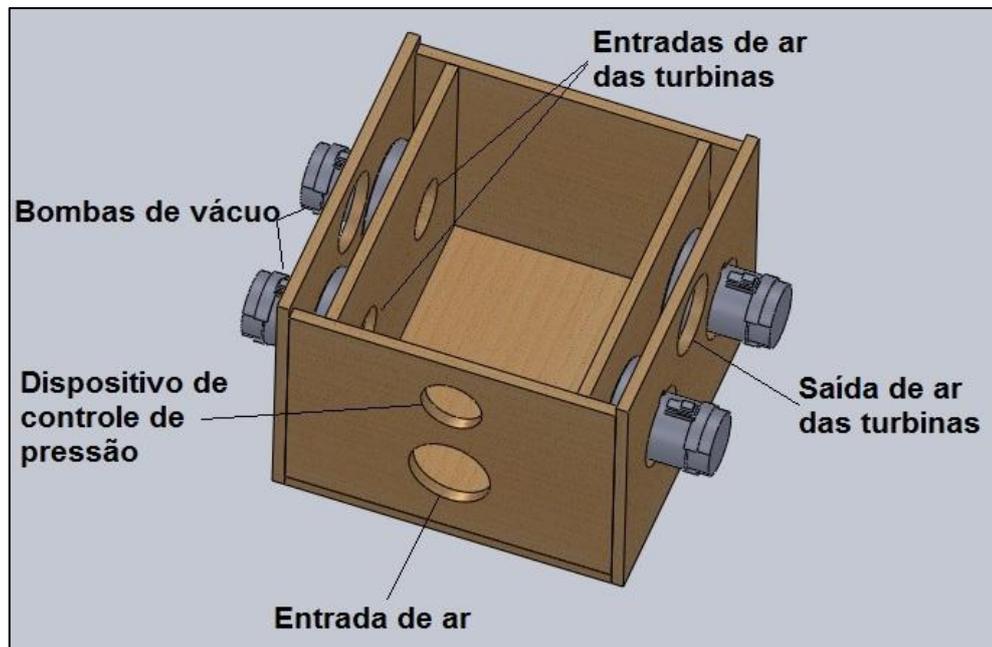
Seguindo a ideia de comportar até quatro bombas de vácuo, uma placa de MDF com medidas 400 mm x 300 (0,12 m<sup>2</sup>) mm servirá como base para duas bombas. Será feito um orifício de 75 mm de diâmetro para a entrada da turbina de cada bomba (figura 24 (a)) e a fixação delas será através de outra placa medindo 430 x 330 (0,142 m<sup>2</sup>) que também terá a função de fechamento da caixa (figura 24 (b)). Esta terá três orifícios de 100 mm, sendo dois para o encaixe das bombas e o terceiro para a saída do ar. Essa configuração será adotada para a fixação das outras duas bombas no lado oposto da caixa, desta forma cada lado da caixa terá duas bombas posicionadas paralelamente (figura 25).

Figura 24 – Placas para fixação das bombas de vácuo.



Fonte: Autoria própria.

Figura 25 – Caixa da fonte de sucção (sem a tampa superior).



Fonte: Autoria própria.

As demais placas são descritas na sequência em forma de tópicos, pois a descrição das mesmas é mais simples que a do parágrafo anterior.

- Frente – 430 mm x 400 mm (0,172 m<sup>2</sup>);
- Fundo – 430 mm x 400 mm (0,172 m<sup>2</sup>);
- Entrada superior – 400 mm x 300 mm (0,12 m<sup>2</sup>), com perfuração para a entrada de ar e para o dispositivo de controle de pressão de teste;
- Base – 400 mm x 300 mm (0,12 m<sup>2</sup>).

#### 4.2. Controle da Pressão de Teste

O sistema para controlar a pressão de teste pode ser composto por duas unidades de ajuste, sendo uma para regular a pressão de forma grosseira (válvula maior) e outra para realizar o ajuste fino (válvula menor) da pressão de teste. Suas dimensões devem ser calculadas de acordo com a vazão e a diferença de pressão gerada entre o interior da máquina e a pressão atmosférica. Para as medições nas quais a vazão é baixa devido ao diâmetro reduzido do orifício, podem ser acionadas apenas duas bombas de vácuo e na medida em que a vazão for aumentando devido

à utilização de medidores com diâmetro maior, as outras duas bombas podem ser acionadas. Assim não é necessário utilizar válvulas de controle de pressão muito grandes e há um consumo menor de energia elétrica.

Para medir a pressão de teste, deve ser utilizado ou confeccionado um manômetro em forma de “U”, o qual necessita de uma capacidade de medir uma diferença de pressão de no mínimo cinco polegadas de coluna d’água, este componente é de fácil construção e para sua construção são necessários os seguintes componentes:

- Régua ou trena com escala em polegadas;
- Mangueira de silicone;
- Presilhas;
- Parafusos;
- Terminal para a tomada de pressão.

#### **4.3. Medição da Perda de Carga**

A medição da perda de carga dos cabeçotes será feita por medidores de orifício de diversos diâmetros para cobrir uma ampla faixa de vazão. A norma EN ISO 5167-2 aborda apenas medidores de orifício instalados em tubulações, logo esta será a forma construtiva deste subsistema, sendo utilizados tubos de PVC com 100 mm de diâmetro. As tomadas de pressão serão instaladas nas posições  $D$  e  $1/2D$ , conforme estabelecido pela norma.

##### **I. Medidores de orifício**

Os medidores de orifício serão construídos com placas de policarbonato com 4 mm de espessura, seguindo os limites estabelecidos pela norma EN ISO 5167-2.

- Espessura da placa de orifício  $e = 0,02D$  ou 2 mm;
- Espessura da placa de orifício  $E = 0,04D$  ou 4 mm;
- Ângulo do bordo de saída  $\alpha = 30^\circ$ ;
- Bordas do orifício sem cantos vivos (raio da borda  $\leq 0,0004d$ );

- Coeficiente de descarga  $C = 0,6$ .

Os diâmetros dos orifícios serão de 17 mm, 20 mm, 30 mm e 40 mm, esses valores foram definidos com base no conhecimento do diâmetro das válvulas de algumas motocicletas nacionais que variam entre 24 mm e 34 mm. Para encontrar a vazão através desses dispositivos deve-se aplicar a equação (13), utilizando uma diferença de pressão em unidades do Sistema Internacional (SI) equivalente a pressão de teste em que a bancada irá operar.

Considerando, a massa específica do ar  $\rho = 1,23 \text{ kg/m}^3$ , a viscosidade dinâmica  $\mu = 1,79 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$  o diâmetro do tubo  $D = 0,1 \text{ m}$  e as demais condições listadas no início deste item, são calculadas as respectivas vazões para os orifícios a serem confeccionados através da equação (13), como mostra a tabela 3, onde são utilizadas diferenças de pressão de 5 e 10 polegadas d'água.

Tabela 3 – Vazão em função do diâmetro do orifício e da diferença de pressão.

| $\Delta p$             | Diâmetro do orifício (m) | B    | Vazão (m <sup>3</sup> /s) | Vazão (cfm) |
|------------------------|--------------------------|------|---------------------------|-------------|
| 5 in H <sub>2</sub> O  | 0,017                    | 0,17 | 0,0061                    | 12,985      |
|                        | 0,02                     | 0,2  | 0,0085                    | 17,979      |
|                        | 0,03                     | 0,3  | 0,0192                    | 40,585      |
|                        | 0,04                     | 0,4  | 0,0344                    | 72,796      |
| 10 in H <sub>2</sub> O | 0,017                    | 0,17 | 0,0087                    | 18,363      |
|                        | 0,02                     | 0,2  | 0,0120                    | 25,426      |
|                        | 0,03                     | 0,3  | 0,0271                    | 57,396      |
|                        | 0,04                     | 0,4  | 0,0486                    | 102,949     |

Fonte: Autoria própria.

## II. Tubulação

A tubulação utilizada tem diâmetro de 100 mm, porém seu comprimento não está definido inicialmente. Com os valores da vazão volumétrica (SI) mostrados na tabela 3, é possível calcular a velocidade na tubulação que antecede o medidor de orifício. Assim utilizando a equação (8) se encontra o valor do número de Reynolds e do comprimento da região de entrada da tubulação através da relação  $l_e = 4,4D(Re)^{1/6}$ , considerando o escoamento turbulento, esses valores são mostrados na tabela 4.

Tabela 4 – Valores do número de Reynolds e do comprimento da região de entrada.

| $\Delta p$             | Diâmetro do orifício (m) | Velocidade (m/s) | $Re_D$   | $l_e$ (m) |
|------------------------|--------------------------|------------------|----------|-----------|
| 5 in H <sub>2</sub> O  | 0,017                    | 0,78             | 5361,55  | 1,84      |
|                        | 0,02                     | 1,08             | 7423,67  | 1,94      |
|                        | 0,03                     | 2,44             | 16757,89 | 2,23      |
|                        | 0,04                     | 4,37             | 30058,15 | 2,45      |
| 10 in H <sub>2</sub> O | 0,017                    | 1,10             | 7582,37  | 1,95      |
|                        | 0,02                     | 1,53             | 10498,65 | 2,06      |
|                        | 0,03                     | 3,45             | 23699,24 | 2,36      |
|                        | 0,04                     | 6,19             | 42508,64 | 2,60      |

Fonte: Autoria própria.

Analisando os valores do número de Reynolds, é possível perceber que, o comprimento da região de entrada deve ser superior a 2,6 m (para 10 inH<sub>2</sub>O de diferença de pressão), desta forma, o escoamento será completamente desenvolvido quando atingir o medidor de orifício. Por outro lado, nenhum dos modelos apresentados nas figuras 11, 12, 13 e 14 aparenta ter dimensões para comportar uma tubulação de tal comprimento. Isso indica que o escoamento não precisa ser completamente desenvolvido ao atingir o medidor de orifício. Nesse caso a velocidade tem um perfil mais constante, não havendo grande diferença entre a velocidade no centro da seção transversal ao escoamento e a velocidade nas proximidades da parede do tubo.

Para definir o comprimento será considerada a distância entre a base para o cabeçote e a caixa da fonte de sucção (figura 20), considerando a espessura de 15 mm das placas de MDF utilizadas na construção da estrutura. Nessa condição é necessário utilizar uma tubulação com aproximadamente 815 mm de comprimento, podendo haver uma pequena variação devido à espessura da placa de orifício.

### III. Manômetro inclinado

Para construir o manômetro inclinado, primeiramente se deve definir a inclinação, o comprimento e a escala, pois ele mostra a variação de porcentagem da vazão baseada na diferença de pressão, o que não ocorre de forma linear e sim exponencial.

Considerando a pressão de teste ser 10 inH<sub>2</sub>O, um ângulo de inclinação de 30° com a horizontal e que a função seno é a razão entre o cateto oposto e a hipotenusa de um triângulo retângulo, tem-se que:

$$\sin 30^\circ = \frac{10}{Hip} \rightarrow Hip = \frac{10}{0,5} = 20$$

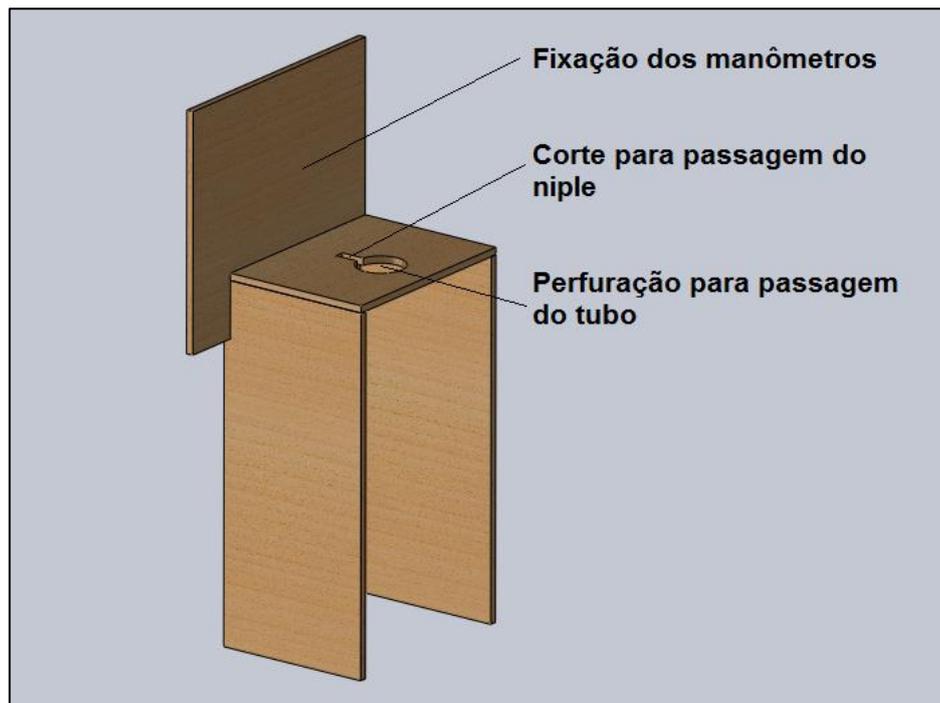
Assim, o comprimento do ramo inclinado do manômetro deve ter um comprimento de 20 in.

#### 4.4. Suporte do Cabeçote

A estrutura que dará sustentação ao cabeçote será construída com placas de MDF de 15 mm de espessura. A tubulação do subsistema de medição da perda de carga será posicionada verticalmente e deverá transpor a base da estrutura para ser conectada ao cabeçote (figura 26). O cabeçote terá sua fixação na parte superior da estrutura e a tomada da pressão de teste será instalada logo abaixo do mesmo.

Juntamente com a estrutura de sustentação para o cabeçote será fixada uma placa para instalação dos manômetros, o que facilita a aferição da pressão de teste e da vazão durante a operação da máquina.

Figura 26 – Estrutura para fixação do cabeçote e dos manômetros.



Fonte: Autoria própria.

#### 4.5. Construção da Bancada de Fluxo

Neste item são mostrados os processos adotados na construção da bancada de fluxo ele não está dividido em subitens pelo fato de que alguns componentes de subsistemas diferentes foram construídos simultaneamente. As dimensões das placas de MDF e as localizações exatas dos orifícios e cortes feitos nas placas são mostradas nos desenhos técnicos dos componentes (APÊNDICE B).

O primeiro subsistema da bancada de fluxo a ser construído foi a fonte de sucção, sendo necessário realizar o corte das placas de MDF nas devidas medidas, conforme listado na tabela 5.

Tabela 5 – Dimensões e funções das placas de MDF utilizadas na confecção da fonte de sucção.

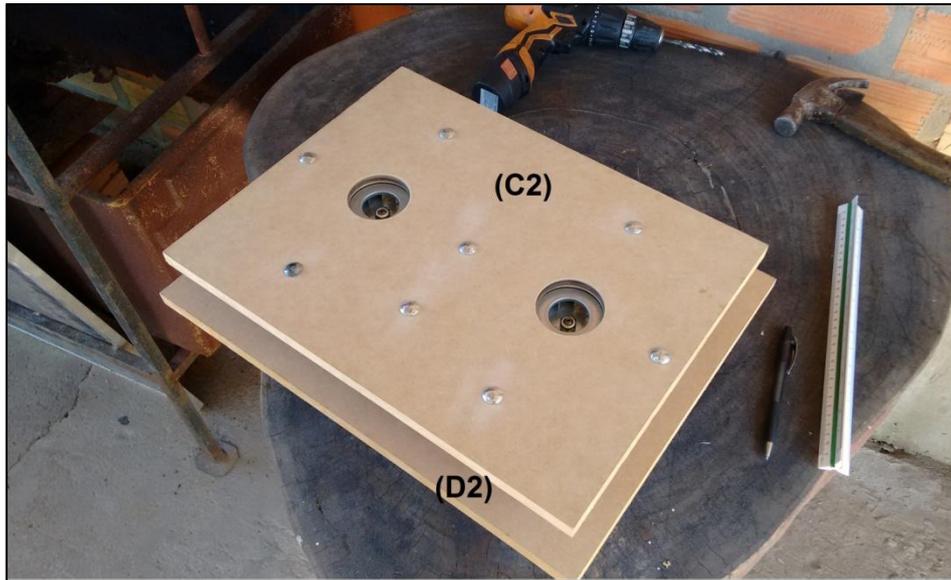
| Placa | Medidas (mm) | Função                             |
|-------|--------------|------------------------------------|
| A1    | 430x400x15   | Frente                             |
| A2    | 430x400x15   | Fundo                              |
| B1    | 300x400x15   | Entrada superior                   |
| B2    | 300x400x15   | Base                               |
| C1    | 300x400x15   | Entrada das bombas (lado direito)  |
| C2    | 300x400x15   | Entrada das bombas (lado esquerdo) |
| D1    | 330x430x15   | Saída das bombas (lado direito)    |
| D2    | 330x430x15   | Saída das bombas (lado esquerdo)   |
| E1    | 120x90x15    | Interruptores (lado direito)       |
| E2    | 120x90x15    | Interruptores (lado esquerdo)      |

Fonte: Autoria própria.

Na sequência utilizando uma serra copo foram feitas as perfurações para a entrada e saída de ar, para as válvulas de controle de pressão e para o acoplamento dos motores.

Os motores foram dispostos dois a dois paralelamente, dessa forma se tem um par de motores em cada lado da fonte de sucção. A fixação dos motores foi entre as placas C1, D1 e C2, D2 de forma que eles ficassem prensados entre as placas, para isso foram utilizados oito parafusos franceses (6 mm x 80 mm) em cada lado atarraxados com porcas tipo borboleta (figura 27). Os pontos de fixação dos parafusos foram marcados e perfurados com uma broca de 7 mm.

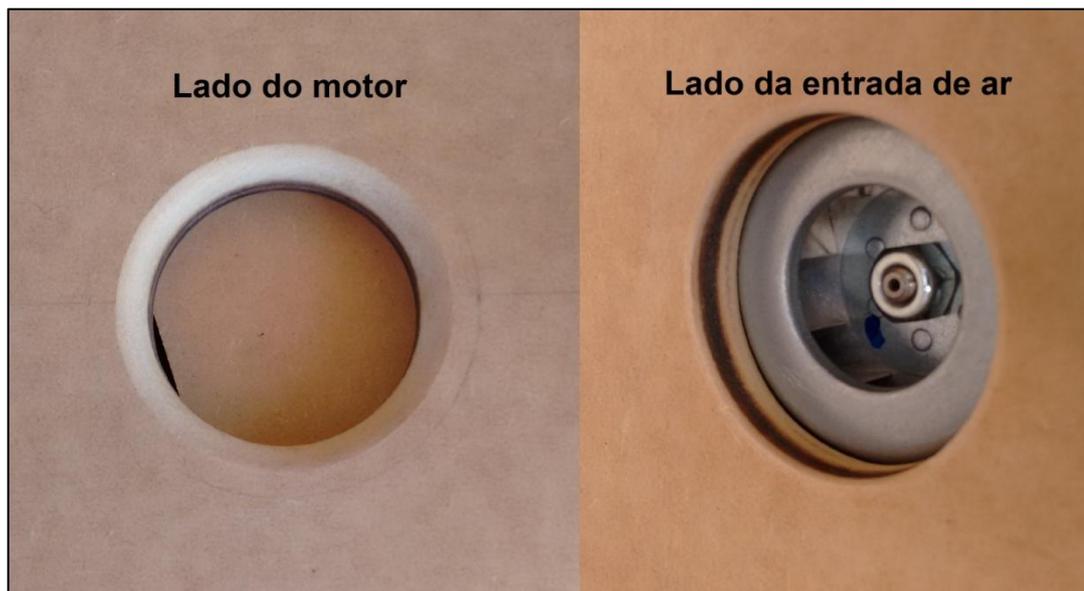
Figura 27 – Fixação dos motores.



Fonte: Autoria própria.

Os furos feitos nas placas C1 e C2 por onde o ar entra nas bombas de vácuo foram chanfrados em ambos os lados, no lado da entrada para diminuir o efeito de redução da área de passagem do ar gerado pela borda do furo e no lado em que os motores são fixados para haver o perfeito acoplamento do conjunto, uma vez que os motores possuem um ressalto na entrada da bomba (figura 28).

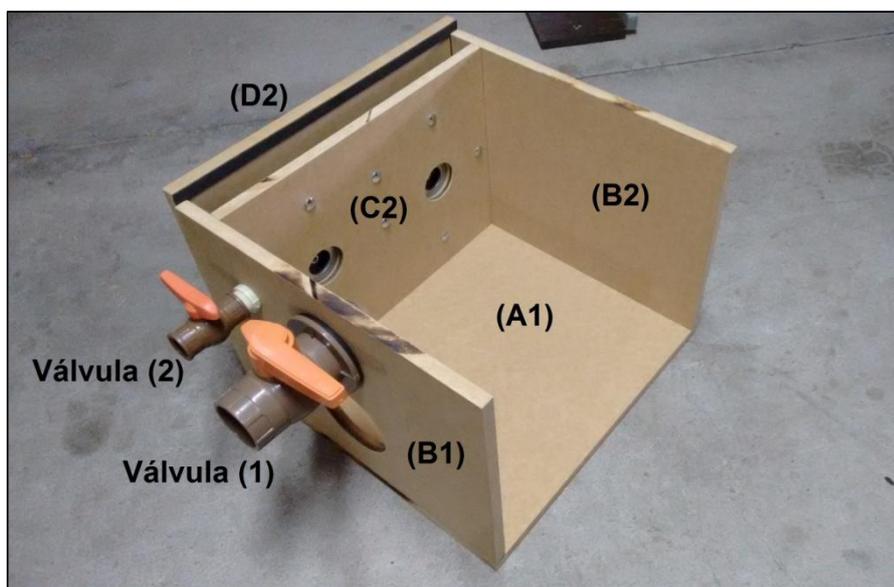
Figura 28 – Chanfro nos furos das placas C1 e C2.



Fonte: Autoria própria.

A montagem se iniciou com a união das placas A1, B1 e B2, que foram coladas e parafusadas com parafusos soberbos de 3 mm x 40 mm, porém antes os pontos de colocação dos parafusos foram marcados e perfurados com uma broca de 2 mm para evitar a expansão do MDF no momento de colocar os parafusos. A seguir foram parafusadas as placas C2 e D2 com os motores já instalados, depois foram instaladas as válvulas de controle de pressão (figura 29), a placa A1 e por fim as placas C1 e D1 (o espaçamento entre parafusos foi de 10 cm). As placas A2, D1 e D2 não foram fixadas com cola, mas tiveram suas bordas revestidas com EVA para garantir a vedação, essa medida foi adotada para que caso seja necessário alguma manutenção elas possam ser retiradas.

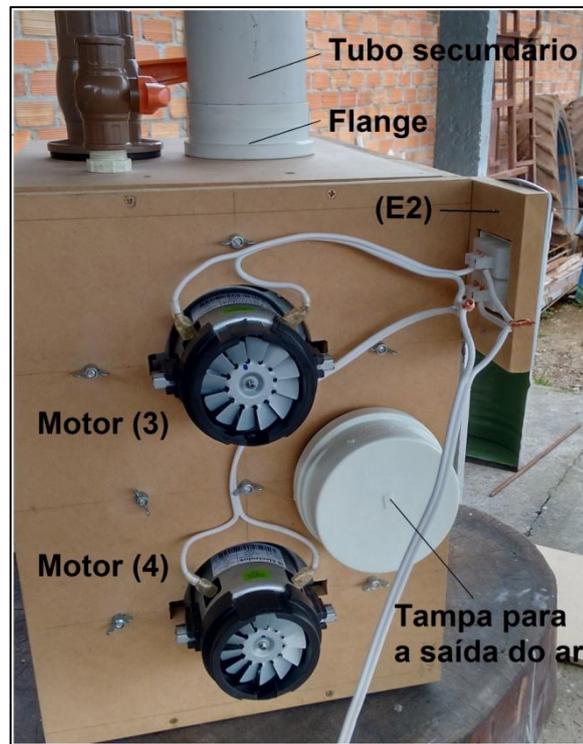
Figura 29 – Montagem parcial da fonte de sucção.



Fonte: Autoria própria.

A instalação elétrica (figura 30) consistiu em instalar um interruptor para cada motor, fixados em pares nas placas E1 e E2 localizadas nas extremidades da parte frontal da bancada. Um fio duplo de 2,5 mm foi utilizado para a alimentação dos motores, sendo feita a ligação dos respectivos interruptores e dos conectores para a rede elétrica.

Figura 30 – Instalação elétrica dos motores (3) e (4).



Fonte: Autoria própria.

Na figura 30 é possível ver o tubo secundário do subsistema de medição de perda de carga que foi colado juntamente com um flange na parede da placa B1. Esse flange foi confeccionado a partir de uma tampa de PVC para tubos de 100 mm semelhante a que foi utilizada para bloquear a saída de ar também vista na figura 30 com a finalidade de reforçar o apoio do tubo.

Os medidores de orifício foram fabricados utilizando placas de policarbonato quadradas de 110mm x 110 mm e espessura de 4 mm. Primeiramente foi marcado um círculo de 100 mm concêntrico com as placas, as placas foram desbastadas utilizando um esmeril até atingirem uma medida próxima àquela do círculo, para que ficassem perfeitamente redondas, as placas foram torneadas ficando com 100 mm de diâmetro. O próximo passo foi perfurar as placas com uma furadeira de bancada utilizando uma broca de 15 mm, a partir disso as placas foram separadas e tiveram seus orifícios torneados para as medidas especificadas (17, 20, 30 e 40 mm). Por último foi dado o ângulo de saída de 30° e feito um alisamento da superfície dos orifícios utilizando lixas com grana 600 e 1500 que também foram utilizadas para quebrar os cantos vivos das entradas dos orifícios (figura 31). Após o término dos

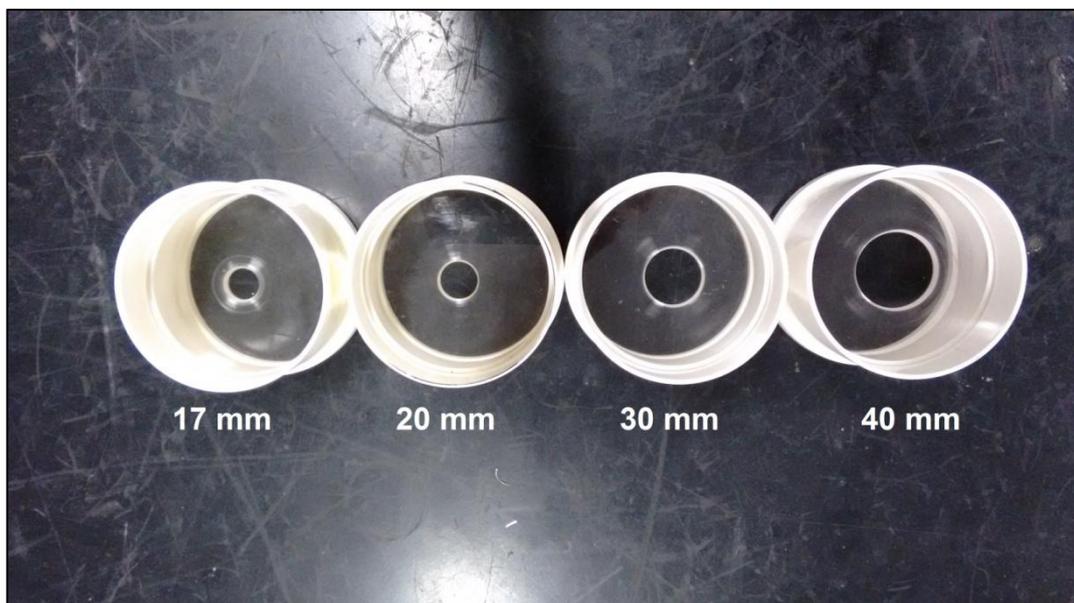
processos de fabricação cada placa de orifício foi colada em um flange PVC para tubos de 100 mm (figura 32).

Figura 31 – Usinagem das placas de orifício.



Fonte: Autoria própria.

Figura 32 – Placas de orifício finalizadas.



Fonte: Autoria própria.

O tubo primário (antes do medidor de orifício) foi cortado com 600 mm de comprimento e o secundário com 215 mm, sendo que 15 mm são referentes à porção do tubo que está em contato com a parede da placa B1. No tubo primário

foram feitos dois orifícios para a fixação dos terminais (nipples) de tomada de pressão. Um localizado a 45 mm da extremidade superior (tomada de pressão de teste) e o outro localizado a 98 mm da extremidade inferior do tubo (tomada para medida da pressão antes do medidor de orifício), pois existe um ressalto de 2 mm de espessura no interior do flange que limita a aproximação entre o tubo e o medidor de orifício. No tubo secundário foi feita uma perfuração a 50 mm da extremidade superior do tubo (tomada para medida da pressão depois do medidor de orifício).

A confecção do suporte para o cabeçote e os manômetros foi iniciada pelo corte das placas de MDF nas medidas mostradas na tabela 6.

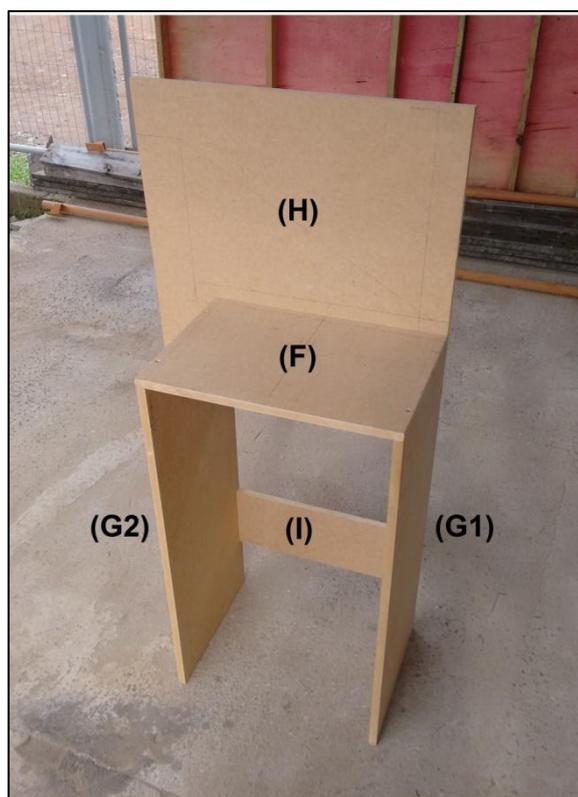
Tabela 6 – Dimensões e funções das placas de MDF utilizadas na confecção do suporte do cabeçote e da base para fixação dos manômetros.

| Placa | Medidas (mm) | Função                   |
|-------|--------------|--------------------------|
| F     | 430x315x15   | Base para o cabeçote     |
| G1    | 330x755x15   | Lateral (lado direito)   |
| G2    | 330x755x15   | Lateral (lado esquerdo)  |
| H     | 550x500x15   | Fixação dos manômetros   |
| I     | 400x150x15   | Reforço para as laterais |

Fonte: Autoria própria.

Nas placas laterais G1 e G2 foram feitos cortes de 120 mm x 15 mm para o encaixe da placa H. As placas foram unidas com cola e parafusos soberbos de 3 mm x 40 mm (os mesmos utilizados na fonte de sucção), sendo utilizados dois parafusos para cada face de contato entre as placas, totalizando em dezesseis parafusos (figura 33).

Figura 33 – Suporte do cabeçote e base para fixação dos manômetros.



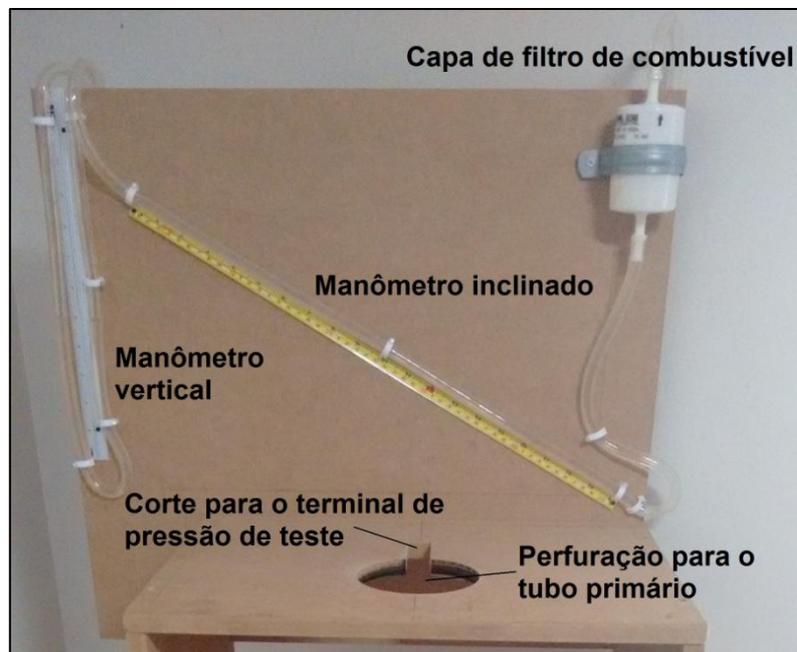
Fonte: Autoria própria.

A placa F foi perfurada com uma serra copo de 102 mm para passagem do tubo primário do sistema de medição de perda de carga, sendo feito também um entalhe para a passagem do niple da tomada da pressão de teste, uma vez que o mesmo se encontra próximo da base.

Após a montagem da estrutura mostrada na figura 33 foram feitas as marcações para fixar os componentes dos manômetros. O manômetro para medir a pressão de teste foi fixado no lado esquerdo da placa H, sendo utilizada uma régua metálica com escala em polegadas (12 in) para fazer a leitura da diferença de pressão e uma mangueira de silicone com 10 mm de espessura e 1,75 m de comprimento para funcionar como meio de ligação entre a pressão do ambiente externo e do interior do tubo primário. A fixação de régua foi feita por dois parafusos localizados nas extremidades da mesma, já a fixação da mangueira foi feita através de seis grampos de forma semicircular utilizados para fixação de fios para rede elétrica (figura 34).

O manômetro para medida da diferença de pressão no medidor de orifício foi montado utilizando uma seção de 51 centímetros (pouco mais de 20 polegadas) de uma trena para construção civil, esta escolha foi feita porque não foi encontrada uma régua com essas dimensões e escala em polegadas. O mesmo tipo de mangueira do manômetro da pressão de teste foi utilizado neste manômetro, porém com um comprimento de 3,6 m dividido em duas partes, uma com 2,16 m para a tomada de pressão instalada antes do medidor de orifício e a outra com 1,44 m para a tomada de pressão instalada após o medidor. Na saída do ramo vertical do manômetro foi instalada uma capa de filtro de combustível que tem diâmetro muito maior que o da mangueira, para que no momento em que for gerada pressão negativa não ocorra grande variação no nível da coluna líquida no ramo vertical do manômetro, o que seria prejudicial à precisão do instrumento. A fixação da trena foi feita através de dois parafusos de forma semelhante ao da régua, assim como a mangueira, porém neste caso foram utilizados 10 grampos. O filtro de combustível foi instalado na posição vertical por uma abraçadeira metálica utilizando dois parafusos (figura 34).

Figura 34 – Montagem dos manômetros.



Fonte: Autoria própria.

A união entre a fonte de sucção e o suporte do cabeçote foi feita por quatro suportes do tipo cantoneiras de 50 mm x 50 mm parafusadas nos cantos da placa B1 e nas faces internas das placas G1 e G2 como mostra a figura 35, para isso

foram utilizados parafusos soberbos de 20 mm de comprimento, para não ultrapassar as paredes das placas G1 e G2.

Figura 35 – União entre a fonte de sucção e o suporte do cabeçote.



Fonte: Autoria própria.

#### 4.6. Custos

Os custos são referentes aos componentes e materiais necessários, assim como o valor da mão de obra utilizada na construção da bancada. O custo da mão de obra para a construção e montagem da fonte de sucção engloba também os subsistemas de controle de pressão de teste e do suporte para o cabeçote. Já a mão de obra utilizada na construção do subsistema para medição de perda de carga está relacionada aos serviços de usinagem dos medidores de orifício, usinagem dos niples e de corte dos tubos, considerando R\$ 30,00 a hora do serviço de usinagem. A tabela A1 no Apêndice A mostra a lista contendo os gastos com mão de obra e compra de componentes.

## 5. RESULTADOS

Terminada a fase de construção da bancada, são necessários alguns testes para calibração de cada medidor de orifício, pois até este momento se tem apenas os valores teóricos de vazão. Utilizando um tubo de Pitot é possível obter a velocidade do escoamento e conseqüentemente a vazão volumétrica real através dos medidores.

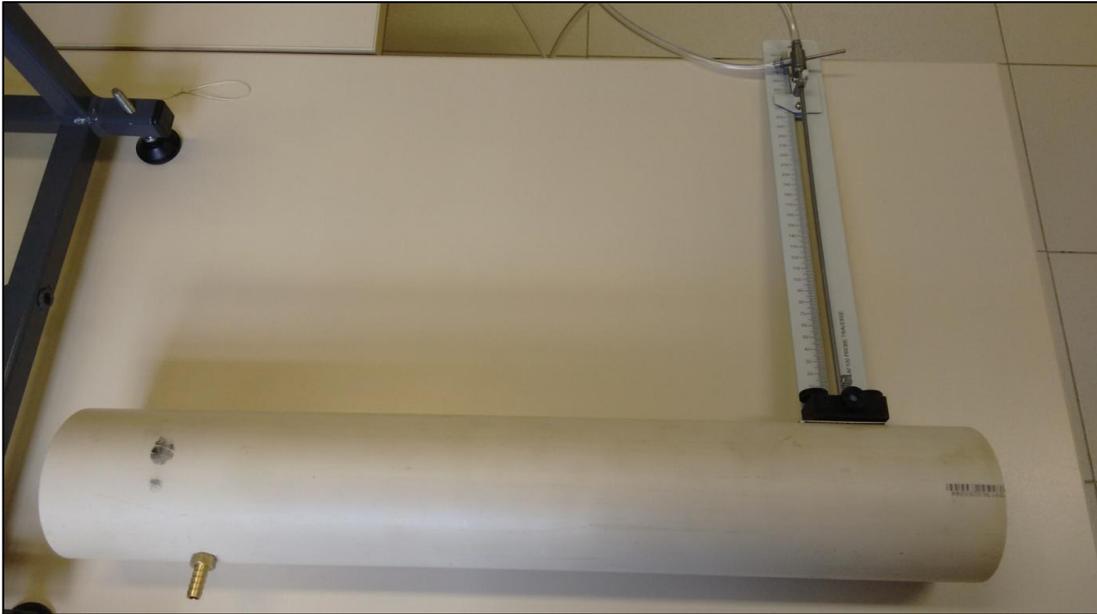
Figura 36 – Tubo de Pitot.



Fonte: Autoria própria.

A medição da velocidade com o tubo de Pitot é feita instalando o instrumento na entrada do tubo primário, para isso foi confeccionado outro tubo com os mesmos 60 cm de comprimento e com a tomada de pressão que antecede o medidor de orifício na mesma posição do tubo primário, porém com a furação adequada para instalação do Tubo de Pitot.

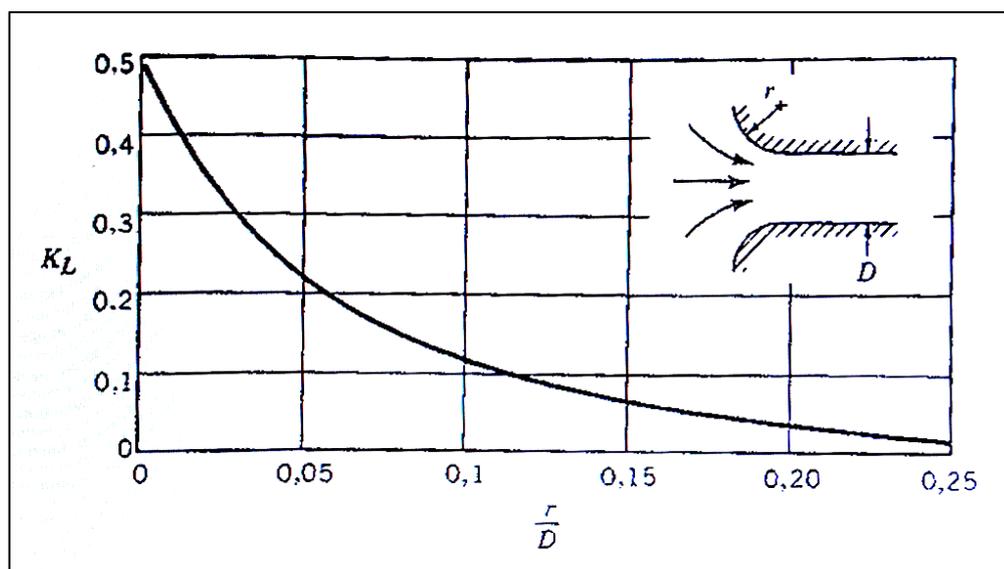
Figura 37 – Tubo utilizado nos testes.



Fonte: Autoria própria.

Para reduzir os efeitos da veia contraída que ocorre na entrada do tubo foi utilizada uma placa de MDF e feita uma borda arredondada com massa de modelar. Conforme mostra a figura 39, quanto maior a relação entre o raio “r” do arredondamento na entrada e o diâmetro do tubo “D”, menor é o coeficiente de perda, tendo valores mínimos para relações maiores que 0,15.

Figura 38 – Coeficiente de perda na entrada em função do arredondamento.



Fonte: Munson (2004, p. 434).

Para medir a vazão de cada medidor de orifício deve-se aplicar uma diferença de pressão igual à pressão de teste (10 inH<sub>2</sub>O), posicionar o tubo de Pitot na direção oposta ao escoamento e variar sua posição ao longo da seção do tubo afim de se obter o perfil da velocidade que, neste caso deve ser praticamente constante.

Figura 39 – Medição da velocidade na seção de entrada do tubo.



Fonte: Autoria própria.

Os testes com o tubo de Pitot foram eficientes para os medidores de 20, 30 e 40 mm, porém com o medidor de 17 mm não foi possível visualizar nenhuma diferença de pressão. A tabela 7 mostra os valores de pressão obtidos nos testes em função da variação do Pitot ao longo da seção de entrada do tubo, sendo 3 mm a posição mais próxima da parede e 50 mm a posição central do tubo.

Tabela 7 – Valores obtidos nos testes realizados com o tubo de Pitot.

| Diâmetro (mm) | Pressão Pitot (Pa) |       |       |       |       |       | Média |
|---------------|--------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|               | 3 mm               | 10 mm | 20 mm | 30 mm | 40 mm | 50 mm |       |
| 17            | 0                  | 0     | 0     | 0     | 0     | 0     | 0     |
| 20            | 1                  | 1     | 2     | 2     | 2     | 2     | 1,67  |
| 30            | 9                  | 9     | 9     | 9     | 9     | 9     | 9     |
| 40            | 29                 | 29    | 30    | 30    | 30    | 30    | 29,67 |

Fonte: Autoria própria.

Com as pressões médias da tabela 7 foram calculadas as velocidades médias do escoamento aplicando a equação (12), as respectivas vazões foram obtidas multiplicando o valor das velocidades pela área da seção transversal do tubo (0,00785 m<sup>2</sup>), sendo obtidos os valores mostrados na tabela 8.

Tabela 8 – Valores de velocidade e vazão dos medidores de orifício.

| Diâmetro (mm) | Velocidade média (m/s) | Vazão Volumétrica (m <sup>3</sup> /s) | Vazão volumétrica (cfm) |
|---------------|------------------------|---------------------------------------|-------------------------|
| 17            | 0                      | 0                                     | 0                       |
| 20            | 1,646                  | 0,01293                               | 27,396                  |
| 30            | 3,825                  | 0,03005                               | 63,662                  |
| 40            | 6,945                  | 0,05455                               | 115,583                 |

Fonte: Autoria própria.

Para encontrar o valor da vazão através do medidor de orifício com 17 mm de diâmetro foi utilizada a própria bancada colocando-o na posição de teste, uma vez que as vazões dos demais orifícios já eram conhecidas. Para o teste com o medidor de orifício de 17 mm foi utilizado o medidor de 20 mm, esta que também foi testada com a placa de 30 mm, pois a diferença de pressão medida pelo tubo de Pitot foi muito pequena e assim foi possível reforçar a precisão do valor obtido neste teste, como mostra a tabela 9.

Tabela 9 – Valores de vazão dos medidores de 17 e 20 mm testados com a bancada de fluxo.

| Orifício testado (mm) | Medida (inH <sub>2</sub> O) | %  | Medidor de referência (mm) | Vazão (m <sup>3</sup> /s) | Vazão (cfm) |
|-----------------------|-----------------------------|----|----------------------------|---------------------------|-------------|
| 17                    | 10                          | 71 | 20                         | 0,00896                   | 18,984      |
| 20                    | 3,5                         | 42 | 30                         | 0,01262                   | 26,738      |

Fonte: Autoria própria.

As medidas em polegadas de coluna d'água mostradas na segunda coluna da tabela 9 são referentes aos valores mostrados no manômetro inclinado e as porcentagens da terceira coluna foram obtidas convertendo os valores com a utilização da tabela do ANEXO B. Comparando os valores das vazões referentes ao medidor de orifício de 20 mm nas tabelas 8 e 9 percebe-se uma pequena diferença de aproximadamente 2,5 entre os valores. Em relação a esse medidor será considerado o valor medido pela bancada, pois o valor medido pelo tubo de Pitot foi muito pequeno, o que aumenta a possibilidade de erro.

A tabela 10 mostra a comparação entre os valores teóricos de vazão em cada orifício que foram calculados conforme a Norma EN ISO 5167-2 (vistos anteriormente na tabela 3) e os valores medidos utilizando o tubo de Pitot para os medidores de 30 e 40 mm de diâmetro e a bancada de fluxo para os medidores de 17 e 20 mm de diâmetro.

Tabela 10 – Comparação entre os valores de vazão teórica e real de cada Medidor.

| Diâmetro do orifício (mm) | Vazão teórica     |         | Vazão real        |         | Erro (%) |
|---------------------------|-------------------|---------|-------------------|---------|----------|
|                           | m <sup>3</sup> /s | Cfm     | m <sup>3</sup> /s | Cfm     |          |
| 17                        | 0,0087            | 18,363  | 0,00896           | 18,984  | 3,4      |
| 20                        | 0,0120            | 25,426  | 0,01262           | 26,738  | 5,2      |
| 30                        | 0,0271            | 57,396  | 0,03005           | 63,662  | 10,9     |
| 40                        | 0,0486            | 102,949 | 0,05455           | 115,583 | 12,3     |

Fonte: Autoria própria.

Existe uma diferença crescente entre os valores teóricos e práticos apresentados na tabela 10, porém os valores obtidos nos testes são confiáveis já que foram realizados utilizando um equipamento de precisão aceitável e como já era esperado, o perfil de velocidade se mostrou praticamente constante na seção de entrada do tubo.

É importante medir dados como diferença de pressão e vazão máxima gerada pela bancada de fluxo para constar como informação sobre o equipamento e conhecer os limites do mesmo. Essas informações também mostram se a máquina é apta ou não para ser utilizada em outras aplicações além daquela para qual foi construída.

A medição da diferença de pressão máxima foi feita através de um manômetro instalado na tomada de pressão do tubo secundário com as demais entradas de ar fechadas. Este equipamento tinha capacidade máxima de 7 kPa ou 28,13 inH<sub>2</sub>O, este valor foi atingido facilmente no momento em que os quatro motores foram ligados, logo é possível afirmar que a pressão máxima gerada pela bancada é maior que o valor medido.

Já a vazão máxima foi medida pelo tubo de Pitot instalado na entrada da tubulação, porém neste caso não foi instalado nenhum medidor de orifício, uma vez que isso causaria uma restrição no fluxo. Desta forma, foi obtida uma vazão máxima

de 0,193 m<sup>3</sup>/s ou 408,2 cfm, calculada através da equação (12) a partir da diferença de pressão de 370 Pa mostrada no teste com o tubo de Pitot.

A tabela 11 mostra algumas informações básicas da bancada de fluxo construída.

Tabela 11 – Dados técnicos da bancada de fluxo.

|   |   |  |
|---|---|--|
| Tensão de operação  | 220 V                                       |  |
| Potência Máxima   | 4000 W                                      |  |
| Vazão máxima  | 0,193 m <sup>3</sup> /s ou 408,2 cfm        |  |
| Diferença de pressão máxima   | Maior que 7 kPa ou 28,13 inH <sub>2</sub> O |  |
| Vazão dos medidores de orifício com pressão de teste de 10 inH <sub>2</sub> O | 17 mm                                       | 0,009 m <sup>3</sup> /s ou 18,984 cfm  |
|   | 20 mm                                       | 0,013 m <sup>3</sup> /s ou 26,738 cfm  |
|   | 30 mm                                       | 0,03 m <sup>3</sup> /s ou 63,662 cfm   |
|   | 40 mm                                       | 0,055 m <sup>3</sup> /s ou 115,583 cfm |
| Altura da estrutura   | 1580 mm                                     |  |
| Altura da base do cabeçote  | 1200 mm                                     |  |
| Largura da estrutura  | 430 mm                                      |  |
| Comprimento da estrutura  | 330 mm                                      |  |

Fonte: Autoria própria.

## 6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho foram executadas praticamente todas as etapas do projeto de uma bancada de fluxo para medir a perda de carga em cabeçotes de motocicletas de até 500 cc unitárias. Ao final do projeto é possível afirmar que os objetivos foram atingidos, uma vez que a máquina foi construída, calibrada e é compatível com cabeçotes de quaisquer motores que equipam as motocicletas nacionais monocilíndricas. Além disso, a máquina pode ser utilizada para aplicações que necessitem maiores vazões como, por exemplo, medições de perda de carga em cabeçotes de motores de maior cilindrada unitária, sendo necessária apenas a confecção de placas de orifício com maior diâmetro.

A bancada de fluxo tem um funcionamento estável, mantendo constantes tanto a pressão de teste como a diferença de pressão através dos medidores de orifício, isso proporciona uma medição precisa gerando valores de vazão confiáveis para a realização dos testes. A medição é prejudicada apenas nas situações em que o fluxo da peça testada é menor que 50% do fluxo do medidor de orifício utilizado,

pois a escala da porcentagem do fluxo tem maior espaço entre os valores, como mostram os ANEXOS B e C.

Para complementar foi feito também um levantamento dos custos do projeto, sendo gastos R\$ 777,38, o que é um valor bem acessível para profissionais sem grande poder aquisitivo, uma vez que as bancadas de fluxo comerciais são vendidas por valores que partem de aproximadamente R\$10.000,00. Deve-se considerar que, os custos de produção do projeto seriam menores, caso fosse considerada uma produção em escala, porém seria necessário um estudo mais aprofundado relacionado a planejamento de projeto e de produto, otimização de processos de fabricação, materiais utilizados e mercado consumidor.

## **7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS**

A bancada pode ser melhorada em alguns aspectos, recebendo revestimento com selador e pintura, além disso, pode ser confeccionada uma porta de acesso para a câmara localizada entre os motores da fonte de sucção, assim é possível realizar alguma eventual manutenção no equipamento.

Futuramente a bancada pode ser utilizada para trabalhos relacionados a máquinas térmicas e mecânica dos fluídos. Outra possibilidade é utilizá-la em algum projeto de extensão da universidade com o intuito de realizar medições em cabeçotes alterados por mecânicos locais que modificam motocicletas ou até mesmo carros para competições, fornecendo gráficos e/ou tabelas com os valores de fluxo obtidos antes e depois das modificações.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

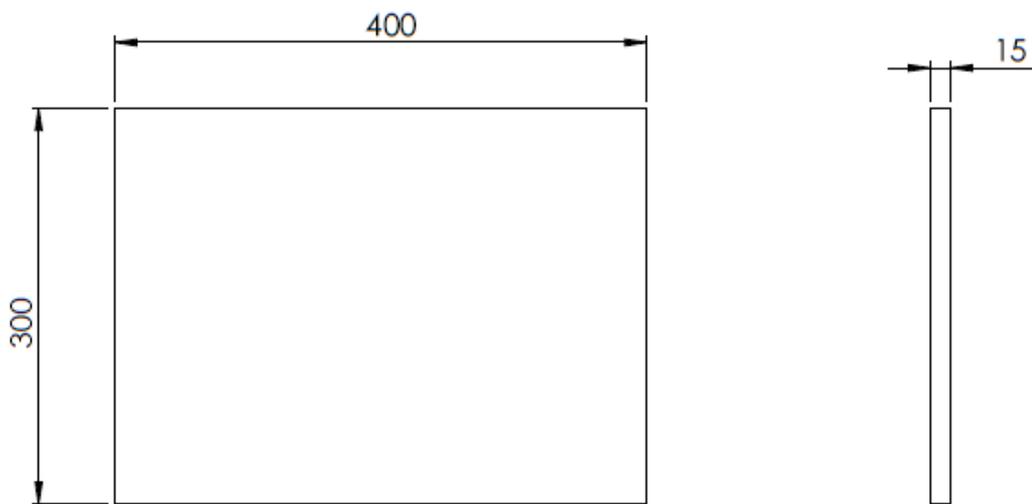
- [1] PENIDO, Paulo. **Os Motores a Combustão Interna:** para curso de máquinas térmicas, engenheiros, técnicos e mecânicos em geral que se interessam por motores. Belo Horizonte: Lemi, 1983.
- [2] OLIVEIRA, Carlos Alexandre de; ROSA, Andrea da. **Motores de combustão interna – álcool e gasolina.** Santa Maria: CEP SENAI Roberto Barbosa Ribas, 2003.
- [3] A. Graham Bell. **Modern Engine Tuning.** Inglaterra: Haynes Publishing, 2002.
- [4] GAYER, Robert. **BG tuning manual.** Inglaterra: 2007.
- [5] BURGUESS, Peter; GOLAN, David. **How to Build, Modify e Power Tune Cylinder Heads.** Inglaterra: Veloce Publishing LTD, 2013.
- [6] VIZARD, David. **Theory and Practice of Cylinder Head Modification.** Inglaterra: MRP speedsport,1995.
- [7] VIZARD, David. **How to Port & Flow test Cylinder Heads.** Estados Unidos: Car Tech, 2012.
- [8] DTec. **Flowbench Design and Construction.** Disponível em: <[www.dtec.net.au](http://www.dtec.net.au)>.
- [9] SUPERFLOW Technologies Group. **Flowbench Applications and Techniques,** United States, p. 1-7, 14/06/2005.
- [10] SUPERFLOW Technologies Group. **Airflow Basics,** United States, p. 1-4, 2007.
- [11] DECKER, Jeremy Dallas. **Critical and Steady-flow Analysis of High Performance Automotive Exhaust Port.** Estados Unidos: University of Miami, Florida, 2013.
- [12] FOX, Robert W.. **Introdução à Mecânica dos fluidos.** 7ª Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2010.
- [13] MUNSON, Bruce R. **Fundamentos da Mecânica dos Fluidos.** 4ª Ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2004.
- [14] BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos Fluidos.** 2 Ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.
- [15] Europa. Measurement of fluid flow means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full – Part 2: Orifice plates ISO 5167-2:2003. **European Committee for Standardization,** p. 1-30, 20/02/2003.

### APÊNDICE A – Gastos com mão de obra e compra de componentes.

| Custos do Projeto           |                              |                     |                      |                   |
|-----------------------------|------------------------------|---------------------|----------------------|-------------------|
| Subsistema                  | Material                     | Quantidade          | Valor Unitário (R\$) | Valor Total (R\$) |
| Fonte de sucção             | Placa de MDF 15 mm           | 1,1 m <sup>2</sup>  | 31,4                 | 34,54             |
|                             | Parafuso soberbo             | 36                  | 0,05                 | 1,80              |
|                             | Parafuso francês             | 16                  | 0,50                 | 8,00              |
|                             | Bomba de vácuo 1000 W        | 4                   | 63,90                | 255,60            |
|                             | Interruptor de luz           | 4                   | 3,50                 | 14,00             |
|                             | Capa p/ interruptor          | 2                   | 1,85                 | 3,70              |
|                             | Fio duplo 2,5 mm             | 4 m                 | 2,10                 | 8,40              |
|                             | Terminal para tomada         | 2                   | 4,50                 | 9,00              |
|                             | Grampo p/ fio (pacote)       | 1                   | 2,90                 | 2,90              |
|                             | Cola                         | 1                   | 5,50                 | 5,50              |
|                             | Tampa p/ tubo PVC 100 mm     | 1                   | 6,80                 | 6,80              |
|                             | EVA 2 mm                     | 1                   | 1,70                 | 1,70              |
|                             | Mão de obra                  | 8 h                 | 10,00                | 80,00             |
|                             | Controle da pressão de teste | Válvula esférica 2" | 1                    | 48,50             |
| Válvula esférica 3/4"       |                              | 1                   | 4,90                 | 4,90              |
| Terminal de pressão (niple) |                              | 1                   | 8,00                 | 8,00              |
| Mangueira de silicone 10 mm |                              | 1,75 m              | 2,60                 | 4,55              |
| Régua                       |                              | 1                   | 4,90                 | 4,90              |
| Medição da perda de carga   | Placa de policarbonato 4 mm  | 4                   | 7,00                 | 28,00             |
|                             | Tubo PVC 100 mm              | 1 m                 | 15,00                | 15,00             |
|                             | Flange p/ tubo PVC 100 mm    | 4                   | 4,50                 | 18,00             |
|                             | Tampa p/ tubo PVC 100 mm     | 1                   | 6,80                 | 6,80              |
|                             | Anel de vedação 100 mm       | 4                   | 2,00                 | 8,00              |
|                             | Terminal de pressão (niple)  | 2                   | 8,00                 | 16,00             |
|                             | Mangueira de silicone 10 mm  | 3,6 m               | 2,60                 | 9,36              |
|                             | Trena                        | 1                   | 5,90                 | 5,90              |
|                             | Abraçadeira                  | 1                   | 0,50                 | 0,50              |
|                             | Filtro de combustível        | 1                   | 5,00                 | 5,00              |
|                             | Grampo p/ fio (pacote)       | 1                   | 2,00                 | 2,00              |
|                             | Mão de obra                  | 4 h                 | 30,00                | 120,00            |
| Suporte para o cabeçote     | Parafuso                     | 25                  | 0,05                 | 1,25              |
|                             | Placa de MDF 15 mm           | 0,7 m <sup>2</sup>  | 31,4                 | 21,98             |
|                             | Mão francesa (50 mm x 50 mm) | 4                   | 2,00                 | 8,00              |
|                             | Anel de vedação              | 1                   | 2,00                 | 2,00              |
|                             | Tampa p/ tubo PVC 100 mm     | 1                   | 6,80                 | 6,80              |
| Total                       |                              |                     |                      | 777,38            |

Fonte: Autoria própria.

**APÊNDICE B – Desenhos técnicos.**



Instituição: UNIPAMPA

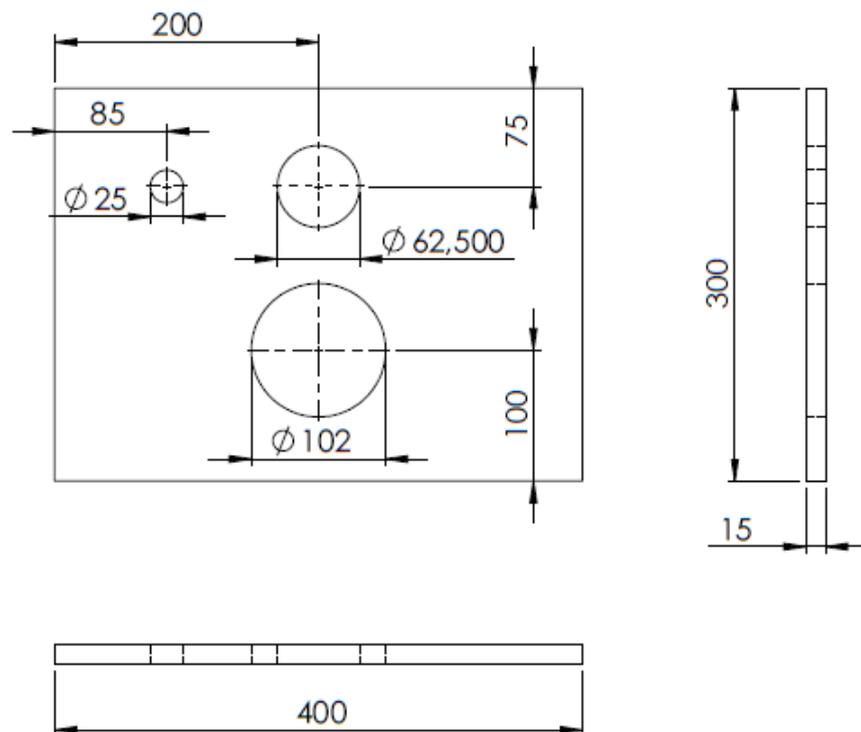
Componente: Base (B2)

Responsável: Sander Bernardi

Data: 21/11/2015

Projeto: Bancada de Fluxo

Escala: 1:5



Instituição: UNIPAMPA

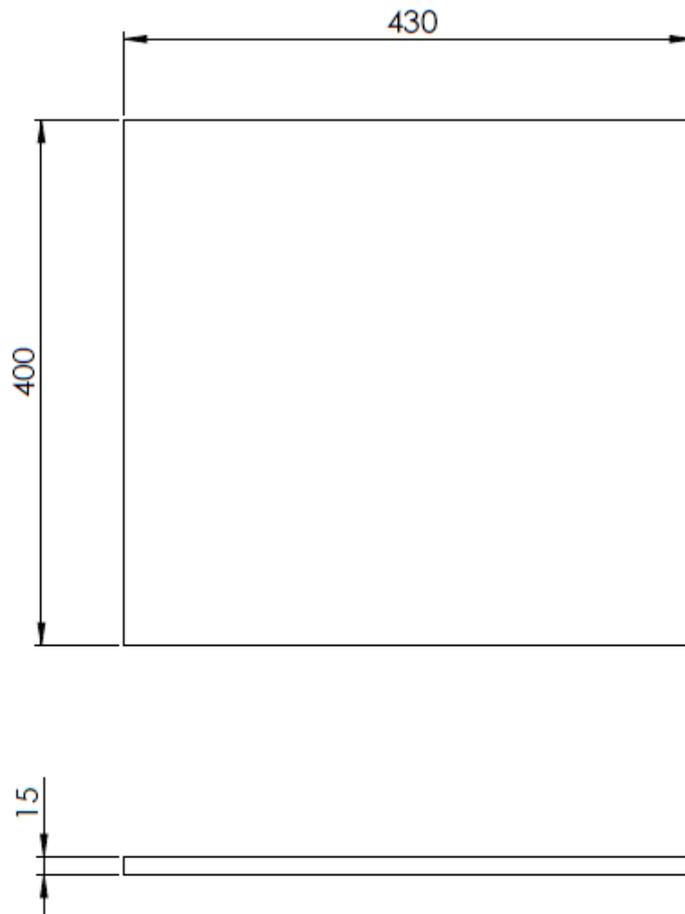
Componente: Entrada Superior (B1)

Responsável: Sander Bernardi

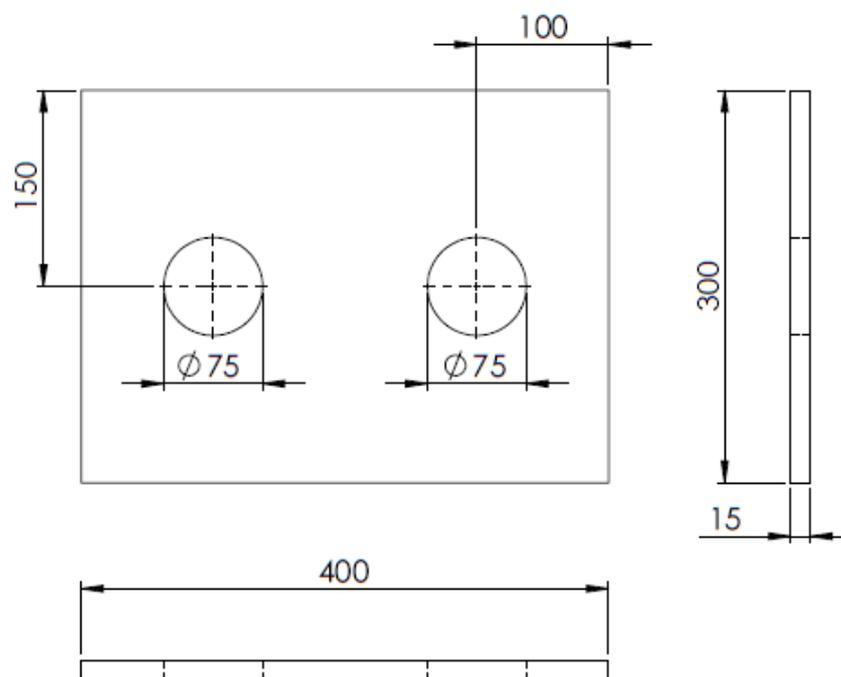
Data: 21/11/2015

Projeto: Bancada de Fluxo

Escala: 1:5



|                              |                                   |
|------------------------------|-----------------------------------|
| Instituição: UNIPAMPA        | Componente: Frente/Fundo (A1, A2) |
| Responsável: Sander Bernardi | Data: 21/11/2015                  |
| Projeto: Bancada de Fluxo    | Escala: 1:5                       |



Instituição: UNIPAMPA

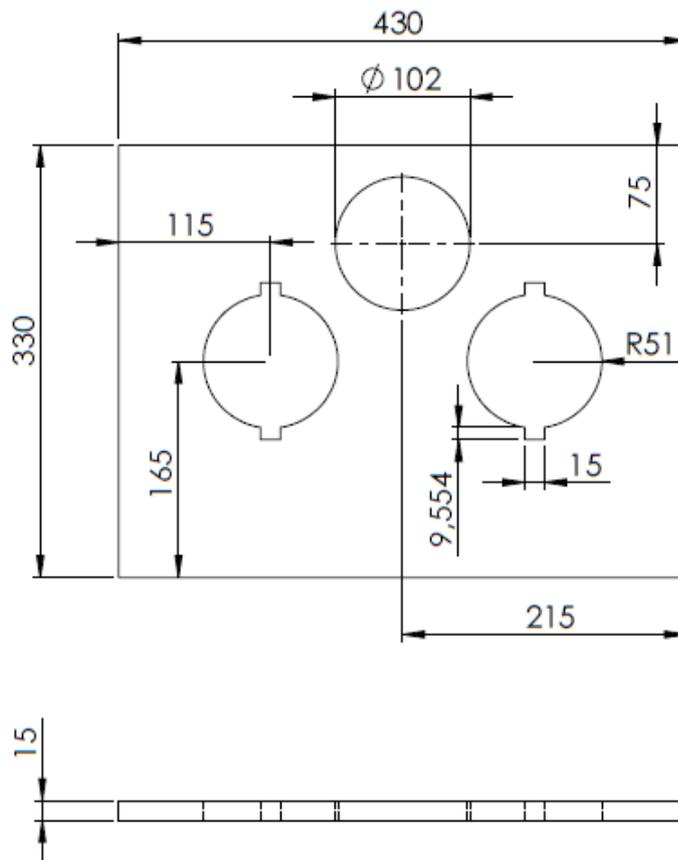
Componente: Entradas (C1, C2)

Responsável: Sander Bernardi

Data: 21/11/2015

Projeto: Bancada de Fluxo

Escala: 1:5



Instituição: UNIPAMPA

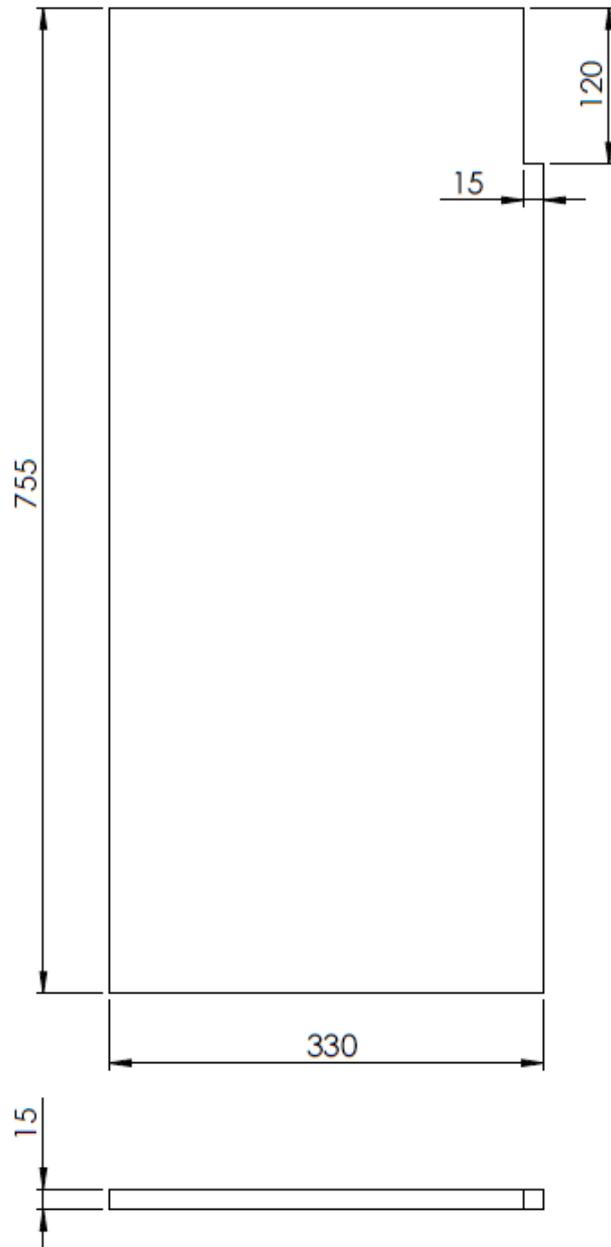
Componente: Saídas (D1, D2)

Responsável: Sander Bernardi

Data: 21/11/2015

Projeto: Bancada de Fluxo

Escala: 1:5



Instituição: UNIPAMPA

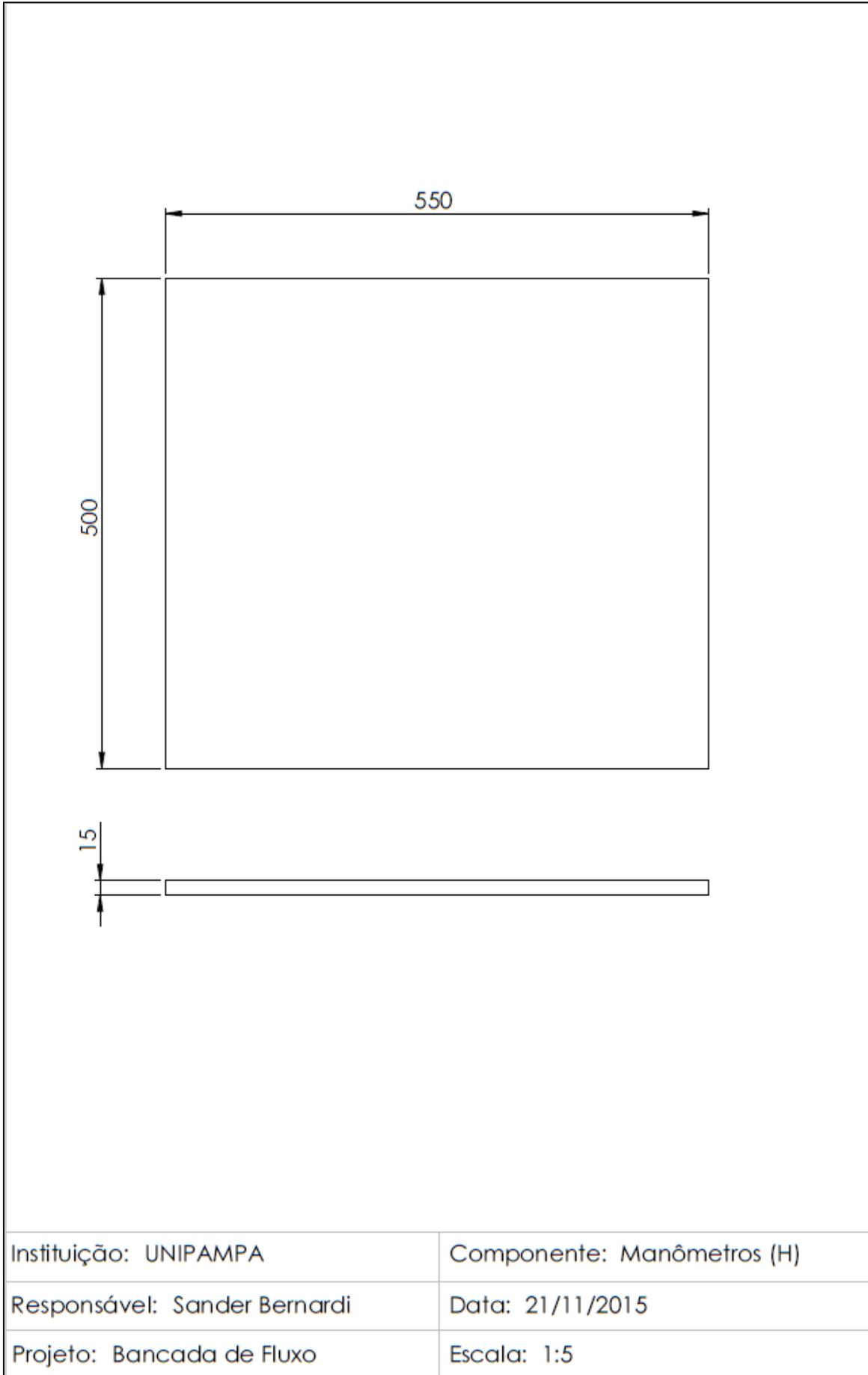
Componente: Lateral (G1, G2)

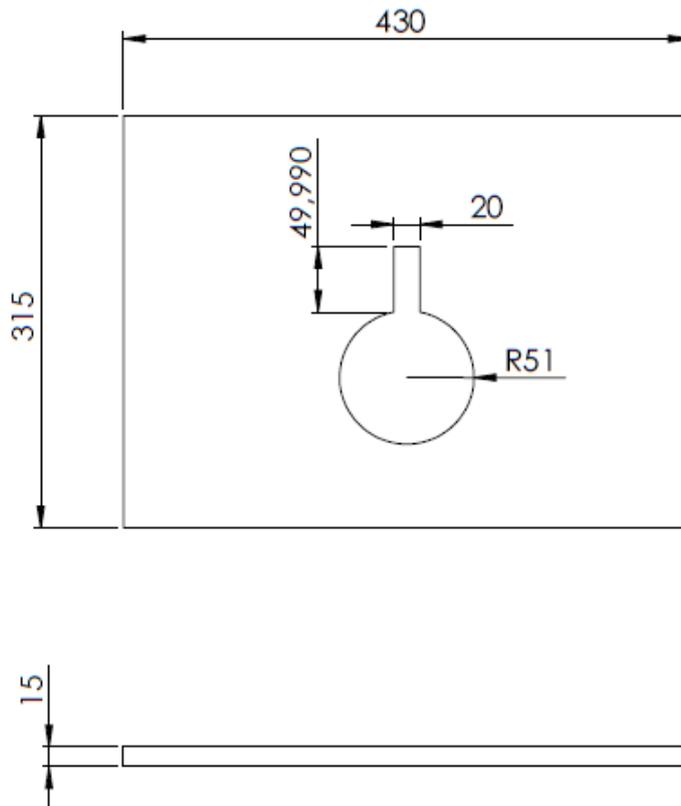
Responsável: Sander Bernardi

Data: 21/11/2015

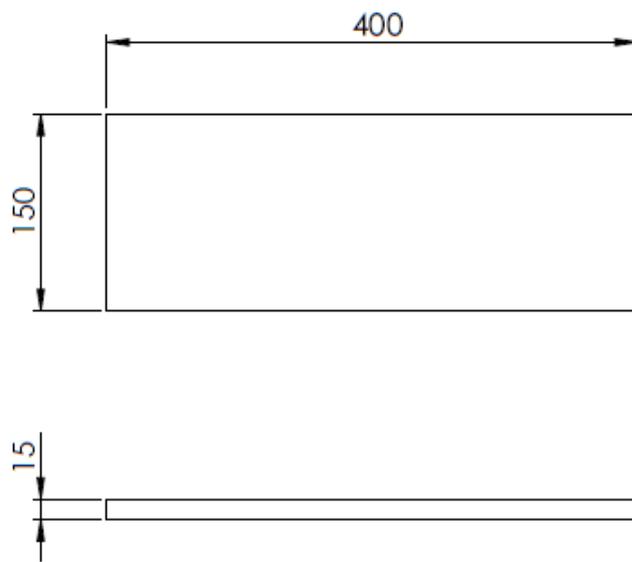
Projeto: Bancada de Fluxo

Escala: 1:5





|                              |                         |
|------------------------------|-------------------------|
| Instituição: UNIPAMPA        | Componente: Suporte (F) |
| Responsável: Sander Bernardi | Data: 21/11/2015        |
| Projeto: Bancada de Fluxo    | Escala: 1:5             |



Instituição: UNIPAMPA

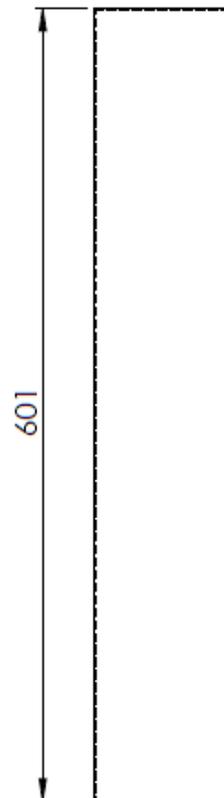
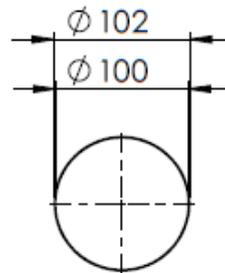
Componente: Reforço (I)

Responsável: Sander Barnardi

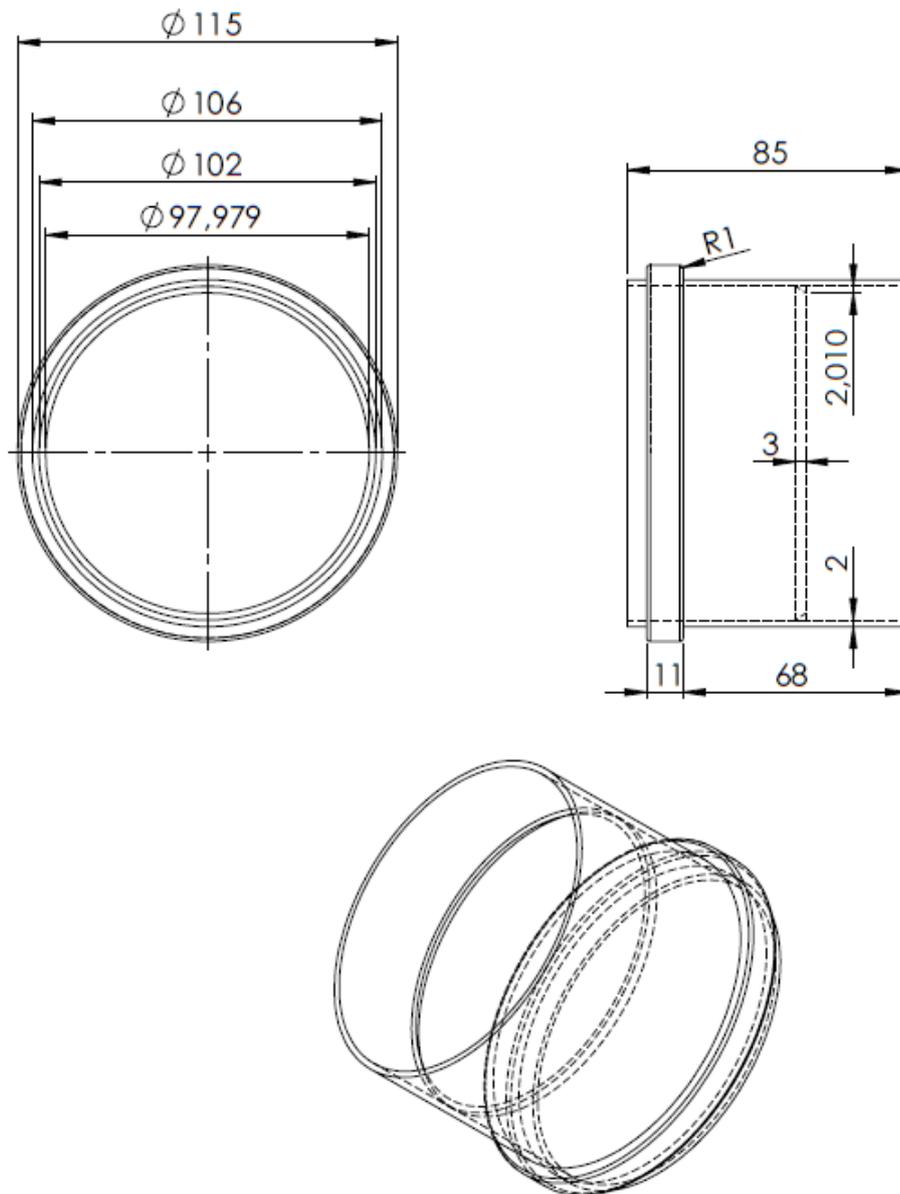
Data: 28/11/2015

Projeto: Bancada de Fluxo

Escala: 1:5



|                              |                        |
|------------------------------|------------------------|
| Instituição: UNIPAMPA        | Componente: Tubo Prim. |
| Responsável: Sander Bernardi | Data: 21/11/2015       |
| Projeto: Bancada de Fluxo    | Escala: 1:5            |



Instituição: UNIPAMPA

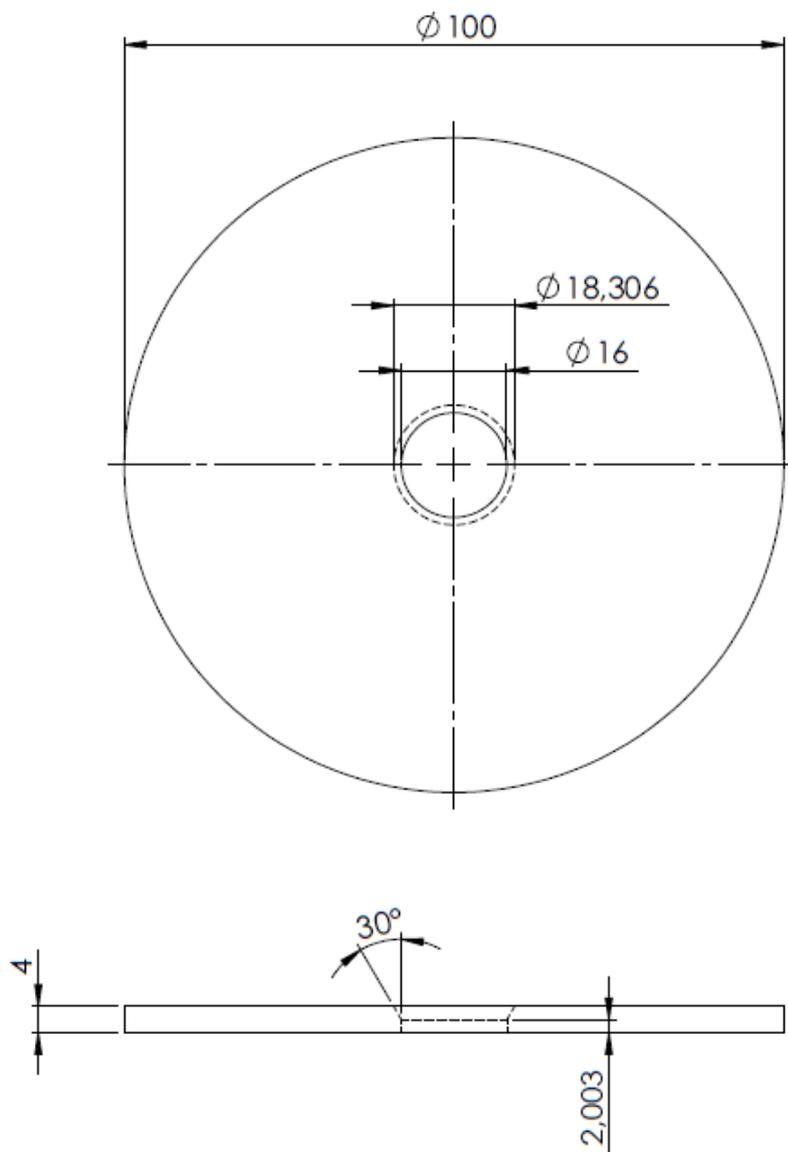
Componente: Flange Placa

Responsável: Sander Bernardi

Data: 21/11/2015

Projeto: Bancada de Fluxo

Escala: 1:2



Instituição: UNIPAMPA

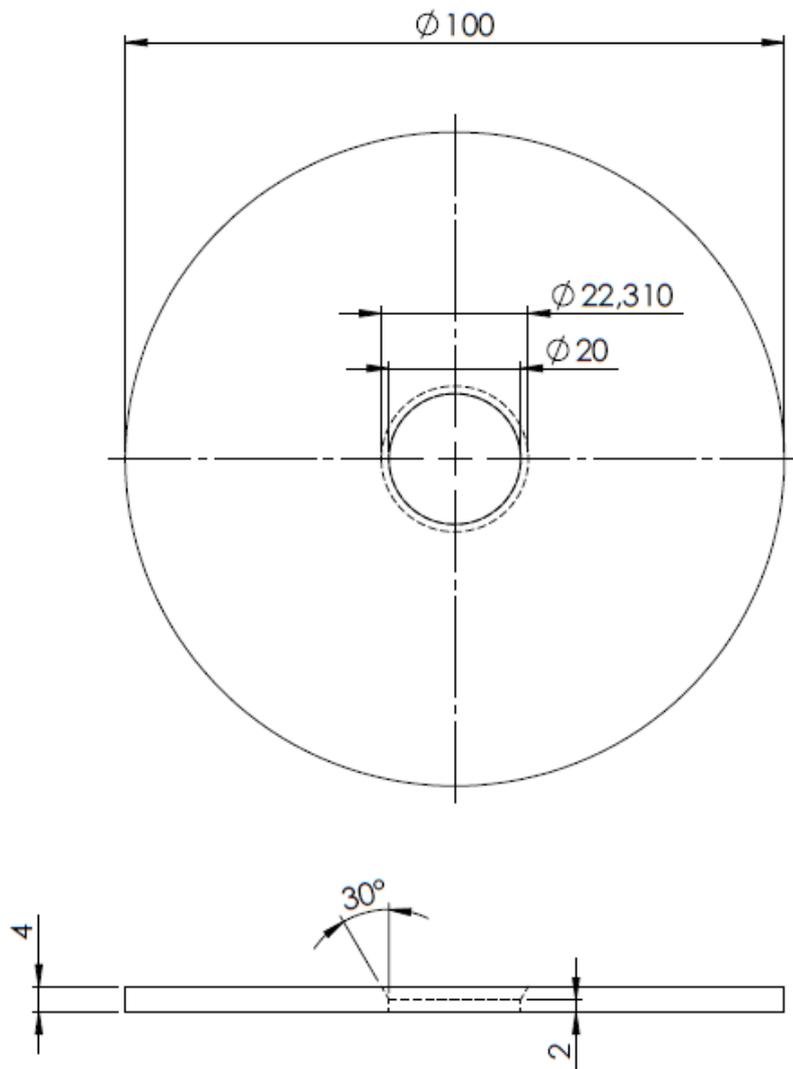
Componente: Placa 17 mm

Responsável: Sander Bernardi

Data: 21/11/2015

Projeto: Bancada de fluxo

Escala: 1:1



Instituição: UNIPAMPA

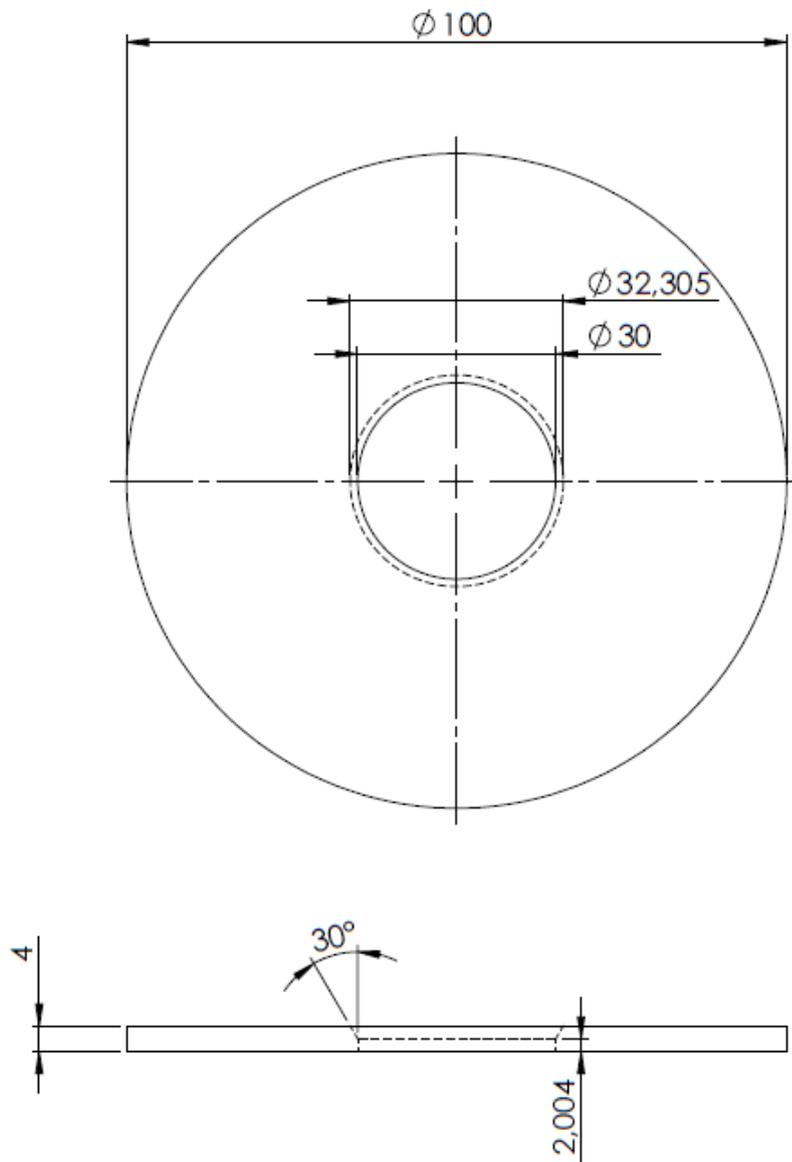
Componente: Placa 20 mm

Responsável: Sander Bernardi

Data: 21/11/2015

Projeto: Bancada de Fluxo

Escala: 1:1



Instituição: UNIPAMPA

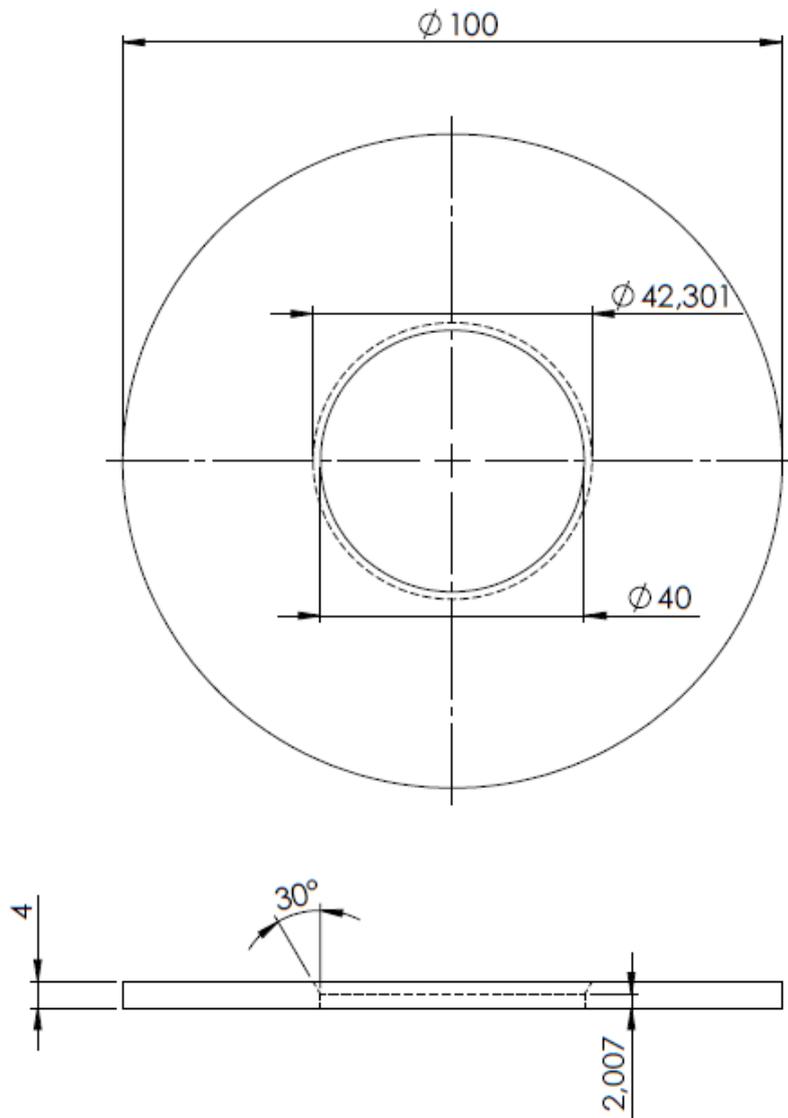
Componente: Placa 30 mm

Responsável: Sander Bernardi

Data: 21/11/2015

Projeto: Bancada de Fluxo

Escala: 1:1



Instituição: UNIPAMPA

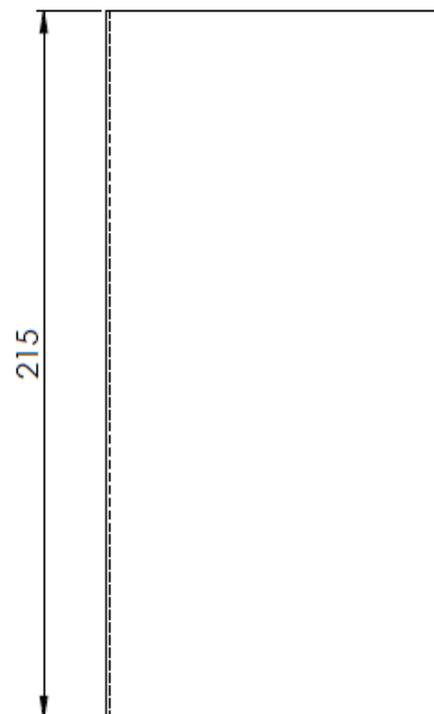
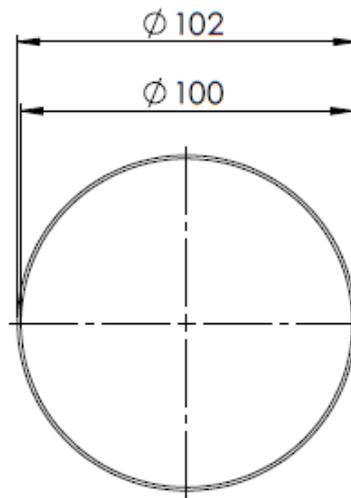
Componente: Placa 40 mm

Responsável: Sander Bernardi

Data: 21/11/2015

Projeto: Bancada de Fluxo

Escala: 1:1



Instituição: UNIPAMPA

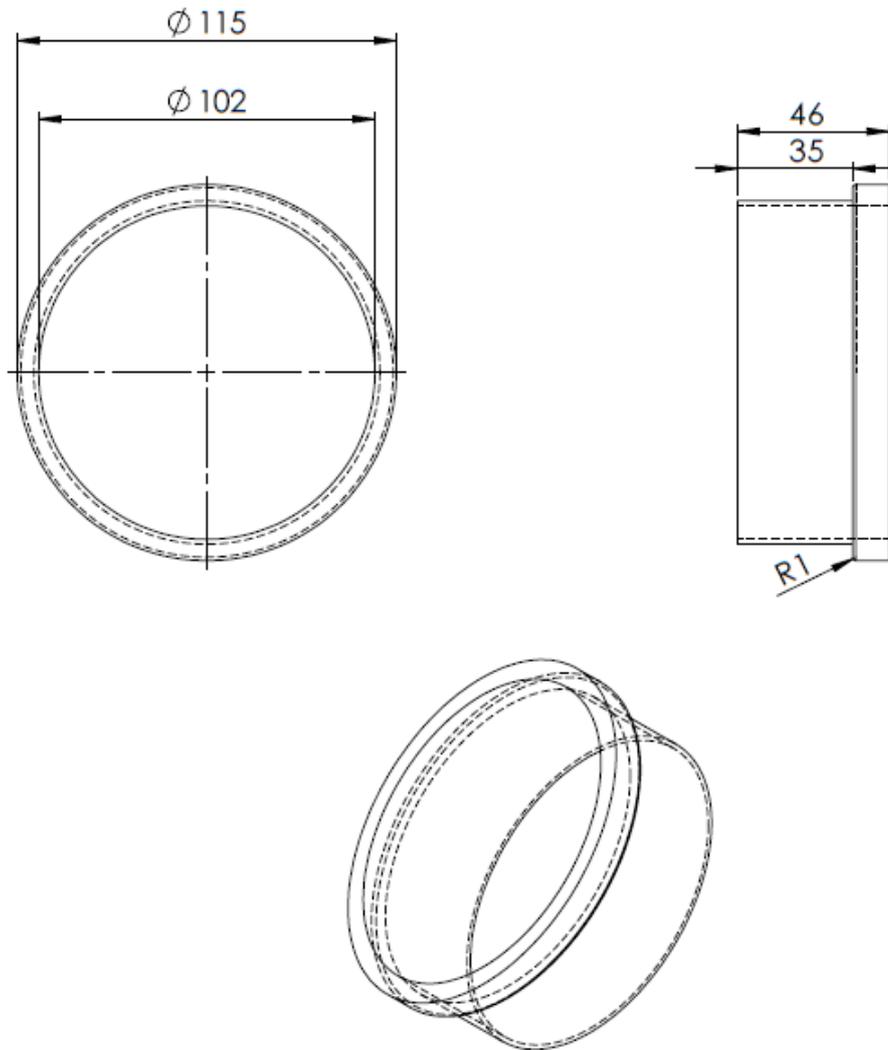
Componente: Tubo Sec.

Responsável: Sander Bernardi

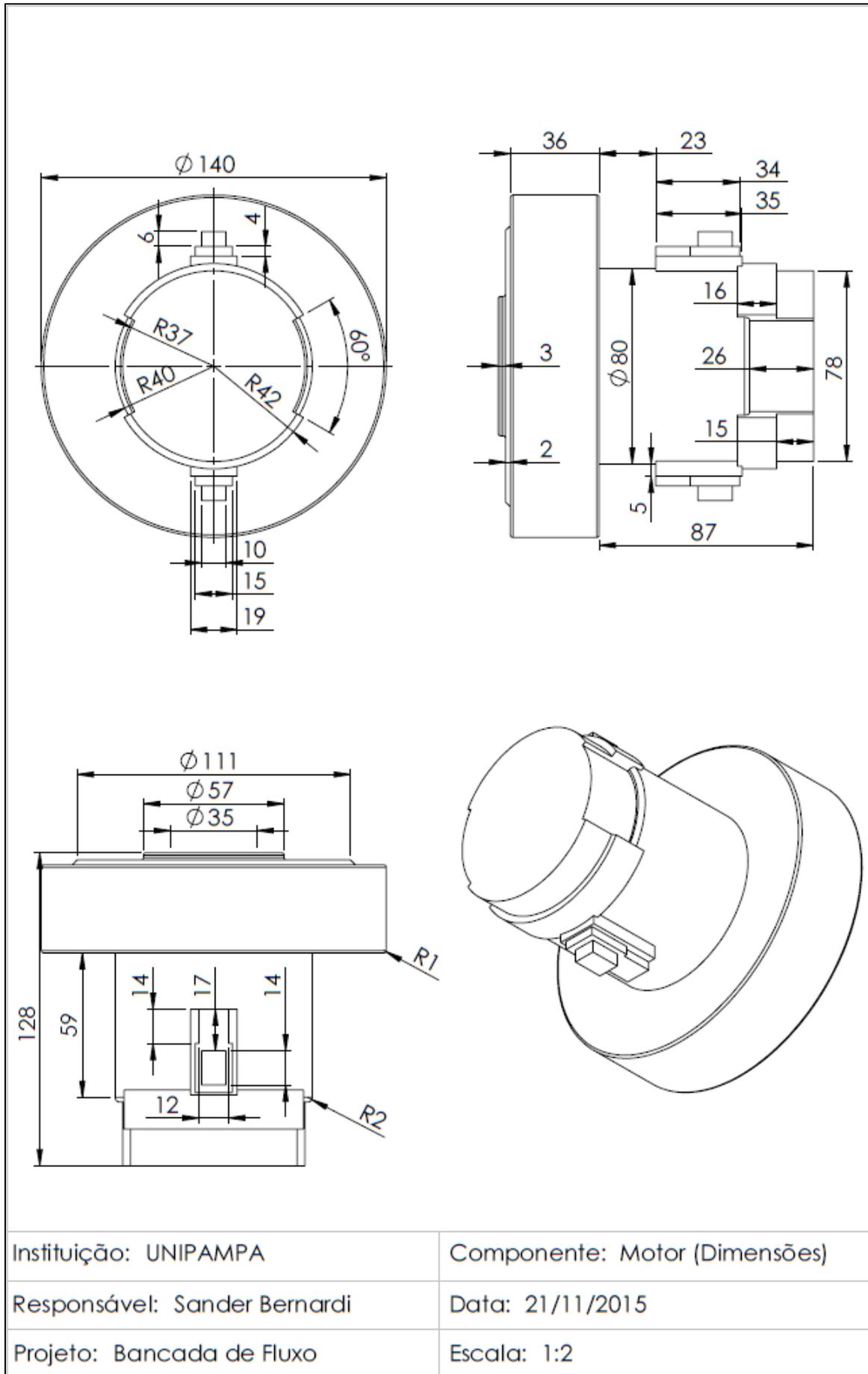
Data: 21/11/2015

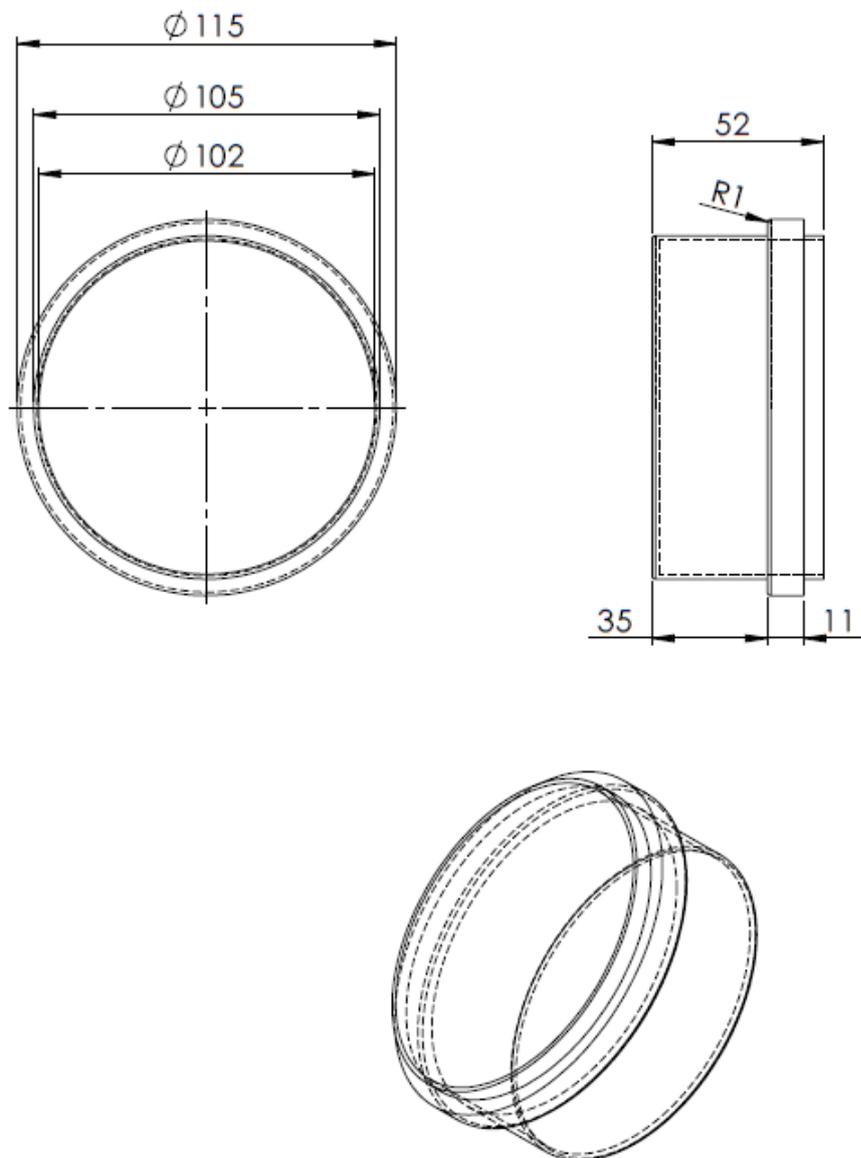
Projeto: Bancada de Fluxo

Escala: 1:2



|                              |                                 |
|------------------------------|---------------------------------|
| Instituição: UNIPAMPA        | Componente: Flange do tubo Sec. |
| Responsável: Sander Bernardi | Data: 21/11/2015                |
| Projeto: Bancada de Fluxo    | Escala: 1:2                     |





Instituição: UNIPAMPA

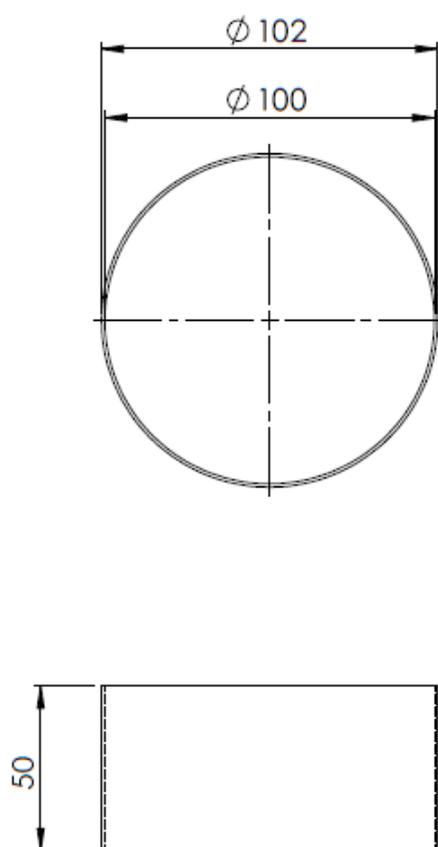
Componente: Tapa da saída de ar

Responsável: Sander Bernardi

Data: 21/11/2015

Projeto: Bancada de Fluxo

Escala: 1:2



|                              |                                 |
|------------------------------|---------------------------------|
| Instituição: UNIPAMPA        | Componente: Tubo da saída de ar |
| Responsável: Sander Bernardi | Data: 21/11/2015                |
| Projeto: Bancada de Fluxo    | Escala: 1:2                     |

### **APÊNDICE C – Instruções para operação da máquina.**

A medição de fluxo em um cabeçote pode ser feita primeiramente na admissão e depois no escape ou vice versa. Inicialmente é necessário estabelecer os valores de abertura das válvulas do cabeçote que podem ser baseados na porcentagem do diâmetro da válvula, nesse caso é comum deslocar a válvula até 35% do valor do seu diâmetro. Quando se deseja comparar os ganhos obtidos com a substituição da válvula por uma de maior diâmetro é interessante utilizar o mesmo padrão de abertura para ambas, podendo ser adotada uma abertura de milímetro em milímetro, assim é possível comparar os ganhos nos mesmos valores de abertura.

Para operar a máquina, os seguintes procedimentos devem ser seguidos:

- a. Certificar-se de que todos os motores estão desligados.
- b. Verificar o nível de água que deve estar em 5 inH<sub>2</sub>O no manômetro vertical e em zero no manômetro inclinado (caso esteja abaixo completar até o nível estabelecido).
- c. Verificar se todas as mangueiras estão corretamente conectadas.
- d. Abrir totalmente as duas válvulas de controle de pressão de teste.
- e. Instalar o flange que contém o orifício de menor diâmetro, para isso é necessário deslocar o tubo que antecede o medidor de orifício verticalmente para cima (aproximadamente 15 cm), tendo cuidado para que o niple da pressão de teste não entre em contato com a base que sustenta o cabeçote.
- f. Instalar o cabeçote (com a vela e as válvulas) no flange (utilizar uma junta de papel, graxa ou silicone para garantir a vedação entre o cabeçote e a flange).
- g. Instalar um dispositivo para o controle da abertura das válvulas (caso o cabeçote possua quatro válvulas, o dispositivo deve atuar nas duas válvulas referentes à admissão ou escapamento simultaneamente).
- h. Abrir a válvula que terá seu fluxo medido (recomenda-se uma abertura inicial de 5% do diâmetro da válvula ou 1 mm).
- i. Ligar um dos motores.
- j. Regular a pressão de teste para 10 inH<sub>2</sub>O, atuando nas válvulas de controle de pressão de teste (caso a pressão de teste não atinja 10 inH<sub>2</sub>O, abrir totalmente as válvulas novamente, ligar outro motor e repetir o processo de ajuste de pressão).

- k. Verificar e tomar nota do valor (em polegadas) obtido no manômetro inclinado.
- l. Realizar a abertura da válvula gradualmente conforme o padrão estabelecido, tomando nota dos valores mostrados no manômetro inclinado em cada nível de abertura.
- m. Conforme a válvula vai sendo aberta a pressão de teste diminui, logo deve-se reajustar a pressão de teste para 10 inH<sub>2</sub>O cada vez que a abertura da válvula é alterada.
- n. Repetir os procedimentos de g. a m. para a(s) válvula(s) que não foi testada.
- o. Como a medida do manômetro é mostrada em polegadas ela deve ser convertida para valores referentes à porcentagem do fluxo máximo do medidor de orifício utilizado, para isso deve-se utilizar as tabelas de conversão fixadas na bancada,( ANEXOS B e C).
- p. A tampa acoplada ao tubo de saída deve ser retirada somente se necessário utilizar os motores localizados no lado em que se encontra a referida tampa.

**ANEXO A – Tabela de conversão de fluxo.**

| <b>Tabela de conversão de fluxo</b>                  |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |  |  |  |  |  |  |  |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--|--|--|--|--|--|--|
| Esta tabela deve permanecer junto à bancada de fluxo |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |  |  |  |  |  |  |  |
| <b>Fluxo desejado</b>                                |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |  |  |  |  |  |  |  |
|  | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    | 11    | 12    | 13    | 14    | 15    | 16    | 17    | 18    | 19    | 20    | 21    | 22    | 23    | 24    | 25    | 26    | 27    | 28    |  |  |  |  |  |  |  |
| 5  | 1,000 | 1,095 | 1,183 | 1,265 | 1,342 | 1,414 | 1,483 | 1,549 | 1,612 | 1,673 | 1,732 | 1,789 | 1,844 | 1,897 | 1,949 | 2,000 | 2,049 | 2,098 | 2,145 | 2,191 | 2,236 | 2,280 | 2,324 | 2,366 |  |  |  |  |  |  |  |
| 6  | 0,913 | 1,000 | 1,080 | 1,155 | 1,225 | 1,291 | 1,354 | 1,414 | 1,472 | 1,528 | 1,581 | 1,633 | 1,683 | 1,732 | 1,780 | 1,826 | 1,871 | 1,915 | 1,958 | 2,000 | 2,041 | 2,082 | 2,121 | 2,160 |  |  |  |  |  |  |  |
| 7  | 0,845 | 0,926 | 1,000 | 1,069 | 1,134 | 1,195 | 1,254 | 1,309 | 1,363 | 1,414 | 1,464 | 1,512 | 1,558 | 1,604 | 1,648 | 1,690 | 1,732 | 1,773 | 1,813 | 1,852 | 1,890 | 1,927 | 1,964 | 2,000 |  |  |  |  |  |  |  |
| 8  | 0,791 | 0,866 | 0,935 | 1,000 | 1,061 | 1,118 | 1,173 | 1,225 | 1,275 | 1,323 | 1,369 | 1,414 | 1,458 | 1,500 | 1,541 | 1,581 | 1,620 | 1,658 | 1,696 | 1,732 | 1,768 | 1,803 | 1,837 | 1,871 |  |  |  |  |  |  |  |
| 9  | 0,745 | 0,816 | 0,882 | 0,943 | 1,000 | 1,054 | 1,106 | 1,155 | 1,202 | 1,247 | 1,291 | 1,333 | 1,374 | 1,414 | 1,453 | 1,491 | 1,528 | 1,563 | 1,599 | 1,633 | 1,667 | 1,700 | 1,732 | 1,764 |  |  |  |  |  |  |  |
| 10   | 0,707 | 0,775 | 0,837 | 0,894 | 0,949 | 1,000 | 1,049 | 1,095 | 1,140 | 1,183 | 1,225 | 1,265 | 1,304 | 1,342 | 1,378 | 1,414 | 1,449 | 1,483 | 1,517 | 1,549 | 1,581 | 1,612 | 1,643 | 1,673 |  |  |  |  |  |  |  |
| 11   | 0,674 | 0,739 | 0,798 | 0,853 | 0,905 | 0,953 | 1,000 | 1,044 | 1,087 | 1,128 | 1,168 | 1,206 | 1,243 | 1,279 | 1,314 | 1,348 | 1,382 | 1,414 | 1,446 | 1,477 | 1,508 | 1,537 | 1,567 | 1,595 |  |  |  |  |  |  |  |
| 12   | 0,645 | 0,707 | 0,764 | 0,816 | 0,866 | 0,913 | 0,957 | 1,000 | 1,041 | 1,080 | 1,118 | 1,155 | 1,190 | 1,225 | 1,258 | 1,291 | 1,323 | 1,354 | 1,384 | 1,414 | 1,443 | 1,472 | 1,500 | 1,528 |  |  |  |  |  |  |  |
| 13   | 0,620 | 0,679 | 0,734 | 0,784 | 0,832 | 0,877 | 0,920 | 0,961 | 1,000 | 1,038 | 1,074 | 1,109 | 1,144 | 1,177 | 1,209 | 1,240 | 1,271 | 1,301 | 1,330 | 1,359 | 1,387 | 1,414 | 1,441 | 1,468 |  |  |  |  |  |  |  |
| 14   | 0,598 | 0,655 | 0,707 | 0,756 | 0,802 | 0,845 | 0,886 | 0,926 | 0,964 | 1,000 | 1,035 | 1,069 | 1,102 | 1,134 | 1,165 | 1,195 | 1,225 | 1,254 | 1,282 | 1,309 | 1,336 | 1,363 | 1,389 | 1,414 |  |  |  |  |  |  |  |
| 15   | 0,577 | 0,632 | 0,683 | 0,730 | 0,775 | 0,816 | 0,856 | 0,894 | 0,931 | 0,966 | 1,000 | 1,033 | 1,065 | 1,095 | 1,125 | 1,155 | 1,183 | 1,211 | 1,238 | 1,265 | 1,291 | 1,317 | 1,342 | 1,366 |  |  |  |  |  |  |  |
| 16   | 0,559 | 0,612 | 0,661 | 0,707 | 0,750 | 0,791 | 0,829 | 0,866 | 0,901 | 0,935 | 0,968 | 1,000 | 1,031 | 1,061 | 1,090 | 1,118 | 1,146 | 1,173 | 1,199 | 1,225 | 1,250 | 1,275 | 1,299 | 1,323 |  |  |  |  |  |  |  |
| 17   | 0,542 | 0,594 | 0,642 | 0,686 | 0,728 | 0,767 | 0,804 | 0,840 | 0,874 | 0,907 | 0,939 | 0,970 | 1,000 | 1,029 | 1,057 | 1,085 | 1,111 | 1,138 | 1,163 | 1,188 | 1,213 | 1,237 | 1,260 | 1,283 |  |  |  |  |  |  |  |
| 18   | 0,527 | 0,577 | 0,624 | 0,667 | 0,707 | 0,745 | 0,782 | 0,816 | 0,850 | 0,882 | 0,913 | 0,943 | 0,972 | 1,000 | 1,027 | 1,054 | 1,080 | 1,106 | 1,130 | 1,155 | 1,179 | 1,202 | 1,225 | 1,247 |  |  |  |  |  |  |  |
| 19   | 0,513 | 0,562 | 0,607 | 0,649 | 0,688 | 0,725 | 0,761 | 0,795 | 0,827 | 0,858 | 0,889 | 0,918 | 0,946 | 0,973 | 1,000 | 1,026 | 1,051 | 1,076 | 1,100 | 1,124 | 1,147 | 1,170 | 1,192 | 1,214 |  |  |  |  |  |  |  |
| 20   | 0,500 | 0,548 | 0,592 | 0,632 | 0,671 | 0,707 | 0,742 | 0,775 | 0,806 | 0,837 | 0,866 | 0,894 | 0,922 | 0,949 | 0,975 | 1,000 | 1,025 | 1,049 | 1,072 | 1,095 | 1,118 | 1,140 | 1,162 | 1,183 |  |  |  |  |  |  |  |
| 21   | 0,488 | 0,535 | 0,577 | 0,617 | 0,655 | 0,690 | 0,724 | 0,756 | 0,787 | 0,816 | 0,845 | 0,873 | 0,900 | 0,926 | 0,951 | 0,976 | 1,000 | 1,024 | 1,047 | 1,069 | 1,091 | 1,113 | 1,134 | 1,155 |  |  |  |  |  |  |  |
| 22   | 0,477 | 0,522 | 0,564 | 0,603 | 0,640 | 0,674 | 0,707 | 0,739 | 0,769 | 0,798 | 0,826 | 0,853 | 0,879 | 0,905 | 0,929 | 0,953 | 0,977 | 1,000 | 1,022 | 1,044 | 1,066 | 1,087 | 1,108 | 1,128 |  |  |  |  |  |  |  |
| 23   | 0,466 | 0,511 | 0,552 | 0,590 | 0,626 | 0,659 | 0,692 | 0,722 | 0,752 | 0,780 | 0,808 | 0,834 | 0,860 | 0,885 | 0,909 | 0,933 | 0,956 | 0,978 | 1,000 | 1,022 | 1,043 | 1,063 | 1,083 | 1,103 |  |  |  |  |  |  |  |
| 24   | 0,456 | 0,500 | 0,540 | 0,577 | 0,612 | 0,645 | 0,677 | 0,707 | 0,736 | 0,764 | 0,791 | 0,816 | 0,842 | 0,866 | 0,890 | 0,913 | 0,935 | 0,957 | 0,979 | 1,000 | 1,021 | 1,041 | 1,061 | 1,080 |  |  |  |  |  |  |  |
| 25   | 0,447 | 0,490 | 0,529 | 0,566 | 0,600 | 0,632 | 0,663 | 0,693 | 0,721 | 0,748 | 0,775 | 0,800 | 0,825 | 0,849 | 0,872 | 0,894 | 0,917 | 0,938 | 0,959 | 0,980 | 1,000 | 1,020 | 1,039 | 1,058 |  |  |  |  |  |  |  |
| 26   | 0,439 | 0,480 | 0,519 | 0,555 | 0,588 | 0,620 | 0,650 | 0,679 | 0,707 | 0,734 | 0,760 | 0,784 | 0,809 | 0,832 | 0,855 | 0,877 | 0,899 | 0,920 | 0,941 | 0,961 | 0,981 | 1,000 | 1,019 | 1,038 |  |  |  |  |  |  |  |
| 27   | 0,430 | 0,471 | 0,509 | 0,544 | 0,577 | 0,609 | 0,638 | 0,667 | 0,694 | 0,720 | 0,745 | 0,770 | 0,793 | 0,816 | 0,839 | 0,861 | 0,882 | 0,903 | 0,923 | 0,943 | 0,962 | 0,981 | 1,000 | 1,018 |  |  |  |  |  |  |  |
| 28   | 0,423 | 0,463 | 0,500 | 0,535 | 0,567 | 0,598 | 0,627 | 0,655 | 0,681 | 0,707 | 0,732 | 0,756 | 0,779 | 0,802 | 0,824 | 0,845 | 0,866 | 0,886 | 0,906 | 0,926 | 0,945 | 0,964 | 0,982 | 1,000 |  |  |  |  |  |  |  |

Fonte: DTec. Flowbench Design and Construction. Disponível em: [www.dtec.net.au](http://www.dtec.net.au). Adaptado

**ANEXO B – Tabela de conversão da escala em polegadas do manômetro para a porcentagem da vazão.**

| Valores para 20 Polegadas |                                 |                      |                                 |                      |                                 |  |                                 |
|---------------------------|---------------------------------|----------------------|---------------------------------|----------------------|---------------------------------|--|---------------------------------|
| Porcentagem do fluxo      | Polegadas ao longo do manômetro | Porcentagem do fluxo | Polegadas ao longo do manômetro | Porcentagem do fluxo | Polegadas ao longo do manômetro | Porcentagem do fluxo                             | Polegadas ao longo do manômetro |
| 0                         | 0                               | 40                   | 3,2                             | 67                   | 8,98                            | 90   | 16,20                           |
|                           |                                 |                      |                                 | 68                   | 9,25                            | 91   | 16,56                           |
|                           |                                 |                      |                                 | 69                   | 9,52                            | 92   | 16,93                           |
| 5                         | 0,05                            | 45                   | 4,05                            | 70                   | 9,80                            | 93   | 17,30                           |
|                           |                                 |                      |                                 | 71                   | 10,08                           | 94   | 17,67                           |
|                           |                                 |                      |                                 | 72                   | 10,37                           | 95   | 18,05                           |
| 10                        | 0,2                             | 50                   | 5                               | 73                   | 10,66                           | 96   | 18,43                           |
|                           |                                 | 51                   | 5,20                            | 74                   | 10,95                           | 97   | 18,82                           |
|                           |                                 | 52                   | 5,41                            | 75                   | 11,25                           | 98   | 19,21                           |
| 15                        | 0,45                            | 53                   | 5,62                            | 76                   | 11,55                           | 99   | 19,60                           |
|                           |                                 | 54                   | 5,83                            | 77                   | 11,86                           | 100  | 20,00                           |
|                           |                                 | 55                   | 6,05                            | 78                   | 12,17                           |  |                                 |
| 20                        | 0,8                             | 56                   | 6,27                            | 79                   | 12,48                           |  |                                 |
|                           |                                 | 57                   | 6,50                            | 80                   | 12,80                           | Vermelho são as marcas maiores (10%, 20% etc)    |                                 |
|                           |                                 | 58                   | 6,73                            | 81                   | 13,12                           |  |                                 |
| 25                        | 1,25                            | 59                   | 6,96                            | 82                   | 13,45                           |  |                                 |
|                           |                                 | 60                   | 7,20                            | 83                   | 13,78                           | Azul são as marcas intermediárias (15%, 25% etc) |                                 |
|                           |                                 | 61                   | 7,44                            | 84                   | 14,11                           |  |                                 |
| 30                        | 1,8                             | 62                   | 7,69                            | 85                   | 14,45                           |  |                                 |
|                           |                                 | 63                   | 7,94                            | 86                   | 14,79                           | Verde são as marcas menores (11%, 12% etc)       |                                 |
|                           |                                 | 64                   | 8,19                            | 87                   | 15,14                           |  |                                 |
| 35                        | 2,45                            | 65                   | 8,45                            | 88                   | 15,49                           |  |                                 |
|                           |                                 | 66                   | 8,71                            | 89                   | 15,84                           |  |                                 |

Fonte: DTec. **Flowbench Design and Construction**. Disponível em: [www.dtec.net.au](http://www.dtec.net.au). Adaptado

**ANEXO C – Tabela de conversão da escala em centímetros do manômetro para a porcentagem da vazão.**

| Valores para 50,8 cm |                                   |                      |                                   |                      |                                   |  |                                   |
|----------------------|-----------------------------------|----------------------|-----------------------------------|----------------------|-----------------------------------|--|-----------------------------------|
| Porcentagem do fluxo | Centímetros ao longo do manômetro | Porcentagem do fluxo | Centímetros ao longo do manômetro | Porcentagem do fluxo | Centímetros ao longo do manômetro | Porcentagem do fluxo                             | Centímetros ao longo do manômetro |
| 0                    | 0                                 | 40                   | 8,13                              | 67                   | 22,80                             | 90   | 41,15                             |
|                      |                                   |                      |                                   | 68                   | 23,49                             | 91   | 42,07                             |
| 5                    | 0,13                              | 45                   | 10,29                             | 69                   | 24,19                             | 92   | 43,00                             |
|                      |                                   |                      |                                   | 70                   | 24,89                             | 93   | 43,94                             |
| 10                   | 0,51                              | 50                   | 12,70                             | 71                   | 25,61                             | 94   | 44,89                             |
|                      |                                   |                      |                                   | 72                   | 26,33                             | 95   | 45,85                             |
| 15                   | 1,14                              | 51                   | 13,21                             | 73                   | 27,07                             | 96   | 46,82                             |
|                      |                                   | 52                   | 13,74                             | 74                   | 27,82                             | 97   | 47,80                             |
|                      |                                   | 53                   | 14,27                             | 75                   | 28,58                             | 98   | 48,79                             |
| 20                   | 2,03                              | 54                   | 14,81                             | 76                   | 29,34                             | 99   | 49,79                             |
|                      |                                   | 55                   | 15,37                             | 77                   | 30,12                             | 100  | 50,80                             |
|                      |                                   | 56                   | 15,93                             | 78                   | 30,91                             |  |                                   |
|                      |                                   | 57                   | 16,50                             | 79                   | 31,70                             |  |                                   |
|                      |                                   | 58                   | 17,09                             | 80                   | 32,51                             | Vermelho são as marcas maiores (10%, 20% etc)    |                                   |
| 25                   | 3,18                              | 59                   | 17,68                             | 81                   | 33,33                             |  |                                   |
|                      |                                   | 60                   | 18,29                             | 82                   | 34,16                             |  |                                   |
|                      |                                   | 61                   | 18,90                             | 83                   | 35,00                             | Azul são as marcas intermediárias (15%, 25% etc) |                                   |
| 30                   | 4,57                              | 62                   | 19,53                             | 84                   | 35,84                             |  |                                   |
|                      |                                   | 63                   | 20,16                             | 85                   | 36,70                             |  |                                   |
|                      |                                   | 64                   | 20,81                             | 86                   | 37,57                             | Verde são as marcas menores (11%, 12% etc)       |                                   |
|                      |                                   | 65                   | 21,46                             | 87                   | 38,45                             |  |                                   |
| 35                   | 6,22                              | 66                   | 22,13                             | 88                   | 39,34                             |  |                                   |
|                      |                                   |                      |                                   | 89                   | 40,24                             |  |                                   |

Fonte: DTec. Flowbench Design and Construction. Disponível em: [www.dtec.net.au](http://www.dtec.net.au). Adaptado