

**FÁBIA RENATA RODRIGUES DE MORAES**

**PROJETO DOS COLETORES DE ADMISSÃO E ESCAPE DE UM VEÍCULO  
AUTOMOTOR TIPO FÓRMULA SAE**

Guaratinguetá - SP

2018

**Fábia Renata Rodrigues de Moraes**

**PROJETO DOS COLETORES DE ADMISSÃO E ESCAPE DE UM VEÍCULO  
AUTOMOTOR TIPO FÓRMULA SAE**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Antonio Wagner Forti

Guaratinguetá - SP

2018

M827p Moraes, Fábila Renata Rodrigues de  
Projeto dos coletores de admissão e escape de um veículo automotor  
tipo Fórmula SAE / Fábila Renata Rodrigues de Moraes – Guaratinguetá,  
2018.  
73 f : il.  
Bibliografia: f. 72-73

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade  
Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2018.  
Orientador: Prof. Dr. Antonio Wagner Forti

1. Automóveis - Motores. 2. Veículos a motor. 3. Projetos de  
engenharia. I. Título.

CDU 629.113

Luciana Máximo

Bibliotecária CRB-8/3595

**FÁBIA RENATA RODRIGUES DE MORAES**

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO  
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE  
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

  
Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**



Prof. Dr. ANTONIO WAGNER FORTI  
Orientador/UNESP-FEG



Prof. Me. FERNANDO HENRIQUE M. ARAÚJO  
UNESP-FEG



Prof. Dr. CARLOS CHAVES  
UNESP-FEG

Dezembro, 2018

## **DEDICATÓRIA**

À minha família, sempre, e a todos aqueles que já se foram, mas que fazem questão de serem lembrados no meu dia a dia através de um simples gesto ou ação.

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço aos meus pais por sempre acreditarem em mim e fornecerem o suporte, financeiro e psicológico, para entrar e cursar engenharia em uma faculdade como a UNESP. Sem vocês não teria sido possível. Agradeço também às minhas irmãs e a meu irmão que também sempre me apoiaram, como uma família deve ser.

A meu namorado Bruno, que sempre esteve ao meu lado e me apoiou muito durante os momentos (e matérias) difíceis da faculdade. Obrigada por sempre me incentivar a ser melhor, a buscar os meus sonhos e a não desistir quando as coisas parecem difíceis.

Agradeço também a República das Ursas que me acolheu durante os primeiros anos de faculdade como uma segunda família. Fiz amizades que levarei para o resto de minha vida e sei que sempre terei uma segunda casa em Guaratinguetá.

Por fim, agradeço ao meu orientador e coordenador da equipe de Fórmula SAE, Prof. Dr. Antonio Wagner Forti e também ao professor Fernando Henrique Araújo, por me guiarem nesse árduo caminho que é completar a escrita de um trabalho.

## EPÍGRAFE

“If it needs engineering but it doesn't involve electrons, chemical reactions, arrangement of molecules, life forms, isn't a structure (building/bridge/dam) and doesn't fly, a mechanical engineer will take care of it... but if it does involve electrons, chemical reactions, arrangement of molecules, life forms, is a structure or does fly, mechanical engineers may handle it anyway.”

Paul D. Ronney

## RESUMO

Neste trabalho é apresentado o estudo e dimensionamento dos coletores de admissão e escape de um protótipo de Fórmula SAE, considerando os fenômenos acústicos que ocorrem dentro desse processo e que influenciam na performance do motor. É dimensionado também, o Venturi do sistema, exigência da SAE para redução de potência do motor.

Tais fenômenos acústicos, ao atuarem em uma determinada faixa de rotação estabelecida como ideal, podem ser aproveitados para uma melhor alimentação no cilindro e, conseqüentemente, melhor desempenho do motor. A rotação calculada determina o intervalo de tempo de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escapamento do motor. É a partir dela que, neste trabalho, calcularemos o comprimento ideal dos coletores.

Os resultados obtidos, considerando o motor de estudo um Honda CB600F da equipe UNESP Racing de Fórmula SAE, foram comprimento do coletor de admissão de 245mm e do coletor de escape de 780mm.

**PALAVRAS-CHAVE:** Fórmula SAE. Coletor de admissão. Coletor de escape. Venturi.

## ABSTRACT

It is introduced in this project the study and design of intake manifold and exhaust systems of a Formula SAE prototype, considering the acoustic phenomena that occur within this process and directly influences the performance of the engine.

In order to achieve better performance of the engine, this acoustic phenomena, acting in a determined range of rotation established as ideal, is used to improve the feed in the cylinder. The calculated rotation determines the opening and closing time interval of the engine inlet and exhaust valves. Based on this rotation it will be possible to find the ideal length of the collectors.

The results obtained, considering the study engine a Honda CB600F of the team UNESP Racing of Formula SAE, were length of the intake manifold of 245mm and the exhaust manifold of 780mm.

**KEYWORDS:** Formula SAE. Intake manifold. Exhaust manifold. Venturi.

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Distribuição de geometrias no Fórmula SAE .....	29
Tabela 2 - Fatores adimensionais para os picos de potência .....	51
Tabela 3 - Fatores adimensionais para os vales de potência.....	52
Tabela 4 - Valores de admissão medidos nos componentes do motor em questão .....	56
Tabela 5 - Valores do escape medidos nos componentes do motor em questão .....	57
Tabela 6 - Valores de vazão volumétrica e mássica para as válvulas de admissão .....	59
Tabela 7 - Valores de vazão volumétrica e mássica para as válvulas de exaustão .....	60
Tabela 8 - Dados do ensaio e velocidade isentrópica .....	61
Tabela 9 - Área mínima da cortina, garganta e a utilizada para cada instante de admissão ....	62
Tabela 10 - Área mínima da cortina, garganta e a utilizada para cada instante da exaustão ...	63
Tabela 11 - Fluxos mássicos e coeficientes de descarga para admissão e exaustão .....	64

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\eta_V$	eficiência volumétrica
$m_{as}$	massa de ar real introduzida no cilindro [kg]
$m_{mc}$	massa de ar teórica inserida no cilindro [kg]
$\rho_{at}$	massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]
$V_c$	volume [m <sup>3</sup> ]
$p_{at}$	pressão ambiente [mbar]
$T_{at}$	temperatura ambiente [°C]
$R_a$	constante universal [J/kg*K]
$p_{me}$	pressão média efetiva [Bar]
$\dot{W}_e$	potência [W]
$i$	tipo de motor (2 ou 4 tempos)
$N$	rotação do motor [rpm]
$D$	diâmetro do pistão [mm]
$n_{cil}$	número de cilindros
$L_{st}$	curso do pistão [mm]
$A_{ip}$	área disponível na garganta da admissão [mm <sup>2</sup> ]
$n_{iv}$	número de válvulas de admissão por cilindro
$d_{ip}$	diâmetro da garganta [mm]
$d_{st}$	diâmetro da haste da válvula [mm]
$A_{ep}$	área disponível na garganta da exaustão [mm <sup>2</sup> ]
$n_{ev}$	número de válvulas de exaustão por cilindro
$L_{lim}$	levante limite para medição da cortina perpendicular ao assento na sede [mm]
$d_{os}$	diâmetro externo do assentamento da sede [mm]
$d_{is}$	diâmetro interno do assentamento da sede [mm]
$\phi$	ângulo de assentamento da válvula na sede
$L$	levante da válvula em um instante qualquer [mm]
$C_d$	coeficiente de descarga
$\dot{m}_{ex}$	vazão mássica medida em teste de fluxo [kg/s]
$\dot{m}_{id}$	vazão mássica ideal baseada nas mesmas condições do teste de fluxo [kg/s]
$\dot{m}$	vazão mássica [kg/s]
$V_{ar}$	velocidade do fluxo de ar através do duto [m/s]

$A_t$	área da cortina [mm <sup>2</sup> ]
$\rho_{ar}$	densidade do ar [kg/m <sup>3</sup> ]
$Q$	vazão volumétrica de ar [m <sup>3</sup> /s]
$V_{th}$	velocidade isentrópica do ar nas condições do teste de fluxo [m/s]
$P_o$	pressão atmosférica [mbar]
$\gamma$	coeficiente politrópico do ar
$\Delta P$	diferença de pressão utilizada no teste de fluxo [mbar]
$\rho_o$	densidade do ar nas condições atmosféricas [kg/m <sup>3</sup> ]
$A_{te}$	área efetiva do duto do cabeçote [mm <sup>2</sup> ]
$M_o$	número de Mach
$c_o$	velocidade do fluxo analisado [m/s]
$a_o$	velocidade local do som nas condições do fluxo [m/s]
$A_{cil}$	área do cilindro [mm <sup>2</sup> ]
$V_{pistmax}$	velocidade máxima do pistão para determinada rotação do motor [m/s]
$d_{cil}$	diâmetro do cilindro [mm]
$\bar{V}_{pist}$	velocidade média do pistão em determinada rotação do motor [m/s]
$L_{cr}$	comprimento da biela [mm]
$L_{ct}$	raio do virabrequim [mm]
$V_{pistininst}$	velocidade instantânea do pistão para determinada rotação do motor e posição do virabrequim [m/s]
$R_{rt}$	razão entre comprimento da biela e do raio do virabrequim
$N_{potmax}$	rotação de potência máxima do motor [rpm]
$R$	constante do gás [J/kg*K]
$T_o$	temperatura do gás no fluxo de ar [°C]
$L_i$	comprimento do duto do coletor de admissão [mm]
$L_{ih}$	comprimento do duto de admissão do cabeçote [mm]
$L_{it}$	comprimento total do caminho percorrido pelo fluxo na admissão [mm]
$C_{ir}$	fator adimensional da admissão – <i>intake ramming factor</i>
$C_{rp1}$	fator adimensional do primeiro pico de potência da admissão
$C_{rp2}$	fator adimensional do 2º pico de potência da admissão
$N_{rp2}$	rotação do 2º pico de potência da admissão [rpm]
$C_{rp3}$	fator adimensional do 3º pico de potência da admissão

$N_{rp3}$	rotação do 3° pico de potência da admissão [rpm]
$C_{rp4}$	fator adimensional do 4° pico de potência da admissão
$N_{rp4}$	rotação do 4° pico de potência da admissão [rpm]
$C_{rt1}$	fator adimensional do 1° vale de potência da admissão
$N_{rt1}$	rotação do 1° vale de potência da admissão [rpm]
$C_{rt2}$	fator adimensional do 2° vale de potência da admissão
$N_{rt2}$	rotação do 2° vale de potência da admissão [rpm]
$C_{rt3}$	fator adimensional do 3° vale de potência da admissão
$N_{rt3}$	rotação do 3° vale de potência da admissão [rpm]
$C_{rt4}$	fator adimensional do 4° vale de potência da admissão
$N_{rt4}$	rotação do 4° vale de potência da admissão [rpm]
$C_{rt5}$	fator adimensional do 5° vale de potência da admissão
$N_{rt5}$	rotação do 5° vale de potência da admissão [rpm]
$L_e$	comprimento do duto do coletor de exaustão [mm]
$L_{eh}$	comprimento do duto de exaustão do cabeçote [mm]
$L_{et}$	comprimento total do caminho percorrido pelo fluxo na exaustão [mm]
$C_{et}$	fator adimensional da exaustão para o duto primário – <i>exhaust tuning factor</i>
$L_{tp}$	comprimento do duto secundário da exaustão [mm]
$C_{tp}$	fator adimensional da exaustão para o duto secundário – <i>exhaust tailpipe tuning factor</i>

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AVA – Abertura da Válvula de Admissão

AVE – Abertura da Válvula de Exaustão

BDC - *Bottom Dead Center*

BMEP – *Brake Mean Effective Pressure*

CFM – *Cubic Feet per Meter*

FVA – Fechamento da Válvula da Admissão

FVE – Fechamento da Válvula de Expansão

RPM – Rotações por Minuto

SAE – *Society of Automotive Engineers*

TDC - *Top Dead Center*

UNESP – Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - As 4 fases de um motor de 4 tempos.....	16
Figura 2 - Posições do pistão .....	17
Figura 3 - Eficiência volumétrica em função da rotação do motor para diferentes comprimentos de dutos de admissão.....	20
Figura 4 – Vista em corte do cabeçote.....	21
Figura 5 - Partes básicas de uma válvula .....	22
Figura 6 - Escoamento do fluxo através da área da garganta .....	24
Figura 7 - Teste de bancada de fluxo .....	25
Figura 8 - Representação das linhas que delimitam os limites para posicionamento dos componentes do motor.....	27
Figura 9 - Localização da restrição do sistema de admissão de um veículo de Fórmula SAE	28
Figura 10 - Admissão Central: University of Texas .....	29
Figura 11 - Admissão lateral: University of Akron .....	30
Figura 12 - Cônico: Michigan State.....	30
Figura 13 - Admissão Central: curvatura no airbox.....	31
Figura 14 - Admissão lateral.....	31
Figura 15 - Cônico .....	32
Figura 16 - Comparação da eficiência volumétrica por geometria.....	32
Figura 17 - Comparação da eficiência volumétrica por cilindro - admissão central .....	33
Figura 18 - Comparação da eficiência volumétrica por cilindro - admissão lateral .....	33
Figura 19 - Comparação da eficiência volumétrica por cilindro .....	34
Figura 20 - Tipos de sistema de escape .....	35
Figura 21 - Overlap.....	36
Figura 22 - Geometria de válvula e duto de cabeçote.....	39
Figura 23 - Distribuição do fluxo de ar através do duto e válvula de admissão .....	41
Figura 24 - Utilização da área da cortina pelo fluxo de ar em diferentes levantes de válvula	41
Figura 25 - Mecanismo de funcionamento de um sistema biela-manivela de um motor .....	45
Figura 26 - Exemplo de uma curva da razão entre velocidade instantânea e média de um pistão.....	47
Figura 27 - Dimensões determinadas para o coletor de admissão .....	49
Figura 28 - Variação do fluxo de ar para qualquer comprimento de duto de admissão através de fator adimensional $C_{ir}$ .....	50

Figura 29 - Dimensões determinadas para o coletor de escapamento .....	52
Figura 30 - Componentes do sistema de válvula do motor CB600F utilizado pela equipe UNESP Racing.....	55
Figura 31 - Cabeçote do motor CB600F utilizado pela equipe UNESP Racing .....	56
Figura 32 - Cabeçote fixado na bancada de fluxo.....	58
Figura 33 - Coeficiente de descarga da admissão x levante de válvula.....	65
Figura 34 - Coeficiente de descarga da exaustão x levante de válvula.....	65
Figura 35 - Gráfico da razão entre a velocidade instantânea e média do pistão x ângulo de giro .....	66
Figura 36 - Potência x rotação do motor para diferentes comprimentos dos dutos de coletor de admissão.....	68
Figura 37 - Desenho 3D do coletor de admissão após o dimensionamento dos dutos .....	68
Figura 38 - Pressão média efetiva x RPM após seleção do coletor de admissão.....	69
Figura 39 - Pressão média efetiva x rotação do motor para diferentes comprimentos de coletor de exaustão.....	71
Figura 40 - Comparação para mostrar o ganho de potência após dimensionamento do coletor de escapamento .....	72
Figura 41 - Simulação para avaliar a influência do duto secundário do escapamento .....	73

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	15
<b>2 EMBASAMENTO TEÓRICO</b> .....	16
2.2 PARÂMETROS DE RENDIMENTO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO .....	18
<b>2.2.1 Eficiência volumétrica</b> .....	19
<b>2.2.2 Pressão média efetiva</b> .....	20
2.3 GEOMETRIA DE UM CABEÇOTE .....	21
<b>2.3.1 Válvulas</b> .....	22
<b>2.3.2 Dutos</b> .....	23
<b>2.3.3 Medida da eficiência de um cabeçote – coeficiente de descarga</b> .....	24
2.4 SISTEMA DE ADMISSÃO .....	25
<b>2.4.1 Coletor para Protótipos de Fórmula SAE</b> .....	26
2.4.1.1 Restrições da Competição de Fórmula SAE.....	26
2.4.1.2 Geometria do Plenum .....	28
2.5 SISTEMA DE ESCAPE .....	34
<b>2.5.1 Padrões de Coletores de Exaustão</b> .....	35
<b>2.5.2 Dimensionamento a partir de uma Rotação calculada</b> .....	36
2.6 TEORIA DE ONDAS DE PRESSÃO .....	37
2.7 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE ADMISSÃO E EXAUSTÃO.....	38
<b>2.7.1 Parâmetros iniciais</b> .....	38
<b>2.7.2 Parâmetros geométricos de componentes do motor</b> .....	38
2.7.2.1 Área disponível na garganta.....	38
2.7.2.2 Área de cortina .....	39
<b>2.7.3 Coeficiente de descarga</b> .....	40
2.7.3.1 Vazão mássica ideal .....	42
2.7.3.2 Vazão mássica medida.....	42
<b>2.7.4 Área de fluxo efetiva</b> .....	43

<b>2.7.5 Número de Mach</b> .....	43
2.7.5.1 Velocidade do ar .....	44
2.7.5.2 Área do cilindro .....	44
2.7.5.3 Velocidade média do pistão .....	45
2.7.5.4 Razão entre velocidade instantânea e velocidade média .....	46
2.7.5.5 Velocidade máxima do pistão .....	47
2.7.5.6 Velocidade local do som.....	48
<b>2.8 DIMENSIONAMENTO DO COLETOR DE ADMISSÃO</b> .....	48
<b>2.9 DIMENSIONAMENTO DO COLETOR DE EXAUSTÃO</b> .....	52
<b>2.9.1 Dutos primários do coletor</b> .....	52
<b>2.9.2 Dutos secundários</b> .....	53
<b>3 MATERIAL E MÉTODO</b> .....	55
3.1 MEDIÇÃO DOS COMPONENTES DO MOTOR .....	55
3.2 BANCADA DE FLUXO E COEFICIENTE DE DESCARGA .....	57
<b>4 RESULTADOS</b> .....	59
4.1 ROTAÇÃO DE POTÊNCIA MÁXIMA .....	66
4.2 DIMENSIONAMENTO DO COLETOR DE ADMISSÃO.....	67
4.3 DIMENSIONAMENTO DO COLETOR DE ESCAPAMENTO.....	69
<b>4.3.1 Determinação da rotação a ser utilizada</b> .....	69
<b>4.3.2 Dimensionamento dos dutos primários</b> .....	70
<b>4.3.3 Dimensionamento do duto secundário</b> .....	72
<b>5 CONCLUSÕES</b> .....	74
REFERÊNCIAS.....	75

## 1 INTRODUÇÃO

Desde 1876, quando o alemão Nikolaus Otto apresentou um motor de 4 cilindros com características básicas similares aos encontrados hoje em dia, busca-se um aumento de potência e eficiência dessas máquinas (TILLMAN, 2013). Esse aumento só foi possível devido à evolução de sistemas auxiliares, nos quais segundo Lopes, Furlani, Silva (2003) pode-se destacar o sistema de admissão e escape.

O desbalanceamento do recebimento de ar mais combustível entre os cilindros é uma das principais causas da ineficiência de um motor (CAVAGLIERI, 2014). Além disso, o volume do cilindro poderia ser ocupado de maneira mais eficiente no funcionamento de um motor de combustão interna de ciclo Otto tradicional, na fase de admissão de ar, período em que a válvula de admissão está aberta para que o cilindro possa ser ocupado pela mistura ar mais combustível. A potência entregue pelo motor é proporcional à massa de ar que ele consegue aspirar (BRUNETTI, 2012). Dessa forma, se torna essencial o correto dimensionamento do sistema de admissão de um carro, principalmente se tratando de um carro de alta performance com o estudado nesse trabalho.

No estudo do processo de admissão é comum assumir que ele ocorra de maneira contínua, como citado em Moura (2009) e Cavaglieri (2009), no entanto sabe-se que ele ocorre de maneira pulsada, e que as ondas de pressão geradas auxiliam no preenchimento do cilindro com a mistura de ar mais combustível.

Dessa maneira, tendo em mente as noções e o conceito da teoria de ondas na qual baseia-se em pulsos de ondas de pressão que percorrem os dutos de admissão e exaustão durante a abertura e fechamento das válvulas, o objetivo desse trabalho é dimensionar os coletores de admissão e exaustão de um protótipo de Fórmula SAE em relação a sua geometria e comprimento, tendo em vista a melhora de performance do motor utilizado.

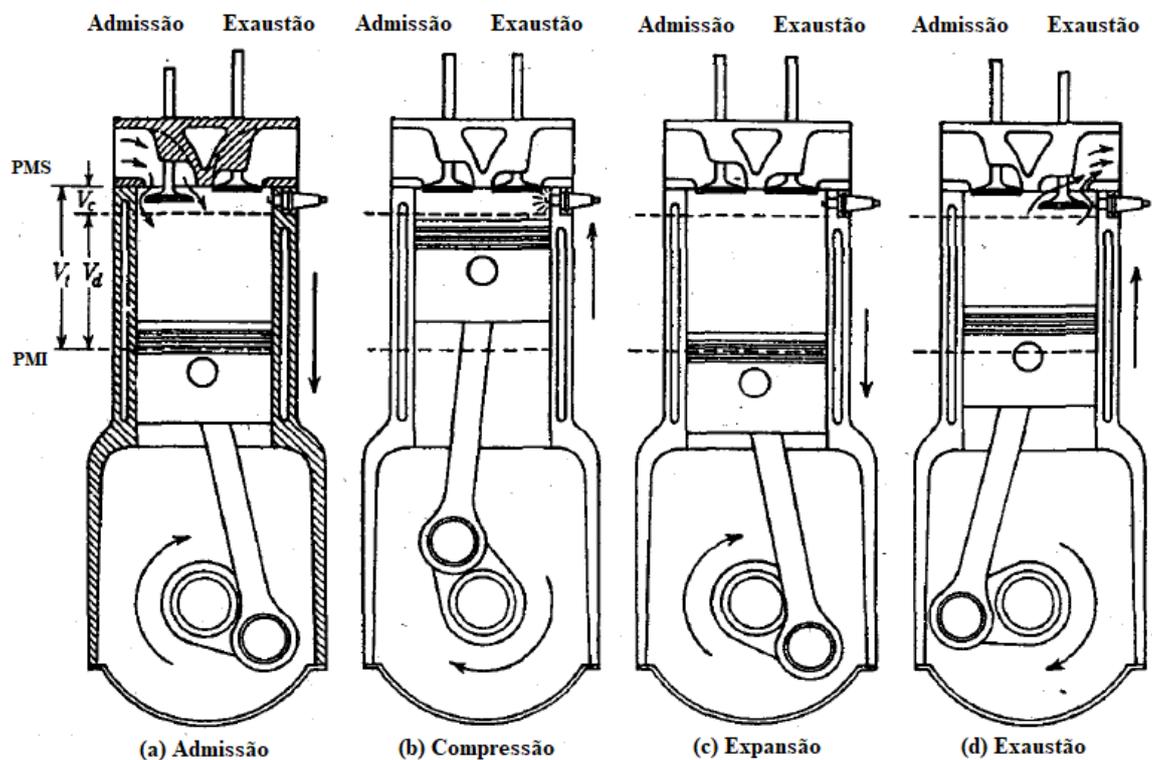
## 2 EMBASAMENTO TEÓRICO

### 2.1 FUNCIONAMENTO BÁSICO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO DE 4 TEMPOS

De acordo com Heywood (1998), um motor de combustão interna tem como objetivo gerar energia mecânica utilizando a energia química proveniente do combustível. Existem, atualmente, diferentes tipos de motores à combustão, no entanto, neste trabalho trataremos apenas dos motores a combustão com ignição por centelha, comumente conhecidos como Otto. Esses motores operam em ciclos de 2 e 4 tempos, sendo a diferença entre eles os ciclos que ocorrem dentro do cilindro para que a combustão ocorra. A Figura 1 mostra o funcionamento básico de um motor a combustão de 4 tempos.

Quando se diz que um motor é 4 tempos significa que é necessário completar 4 fases para finalizar um ciclo, gerando a potência no eixo. A Figura 1 ilustra as fases dentro de um ciclo.

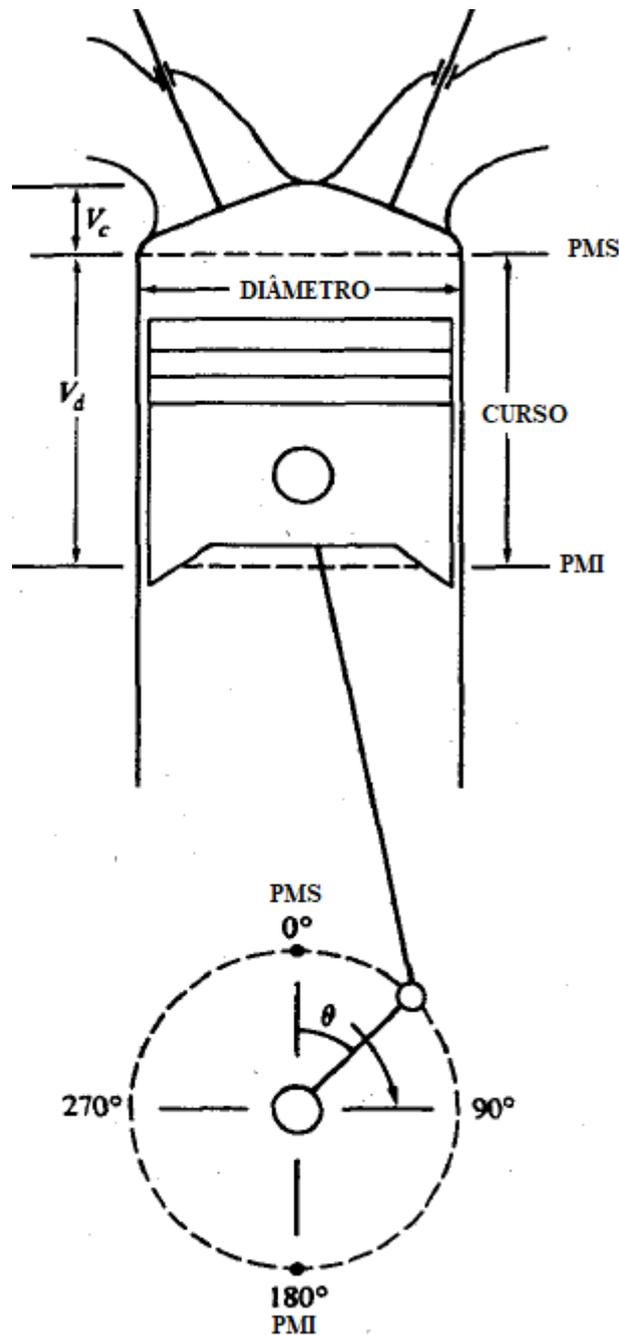
Figura 1 - As 4 fases de um motor de 4 tempos



Fonte: Heywood (1998)

Ainda de acordo com Heywood (1998), a rotação constante do virabrequim gera a movimentação cíclica do pistão, resultando em diferentes posições do mesmo. A posição superior máxima, ou seja, quando o volume do cilindro é mínimo, é chamada de Ponto Morto Superior (PMS). Já a posição mínima, ou seja, quando o volume do cilindro é máximo, é chamada de Ponto Morto Inferior (PMI). Ambas as posições podem ser observadas na Figura 2.

Figura 2 - Posições do pistão



Fonte: Heywood (1998)

Dessa forma, segundo Heywood (1998) as 4 fases que compõe um ciclo são:

1. Admissão: tem início com o pistão no PMS e termina na posição PMI. Aproveitando o fenômeno acústico – vide item 2.6 – para aumentar a massa de ar admitida no cilindro, a válvula de admissão abre instantes antes do início do ciclo e fecha instantes após o término dele;
2. Compressão: ambas as válvulas de admissão e escape estão fechadas, causando uma compressão da mistura presente no cilindro. Ao fim dessa fase, a combustão ocorre, gerando um rápido aumento da pressão dentro do cilindro;
3. Expansão: a alta temperatura e pressão são responsáveis por movimentar o pistão do PMS para o PMI, girando o virabrequim. À medida que o pistão aproxima o PMI, a válvula de escape abre para iniciar o processo de exaustão, reduzindo a pressão até aproximadamente a pressão de escape.
4. Exaustão: é a fase na qual os gases resultantes da combustão são liberados. Inicialmente, são liberados pela diferença de pressão existente entre o ambiente interno do cilindro e o ambiente externo deste. Posteriormente os gases são liberados pela movimentação do pistão do PMI para o PMS. A válvula de admissão abre quando o pistão se aproxima do PMS e a de escape se fecha logo após o PMS, iniciando novamente o ciclo.

Sabe-se, portanto, que para que o ciclo se complete são necessários a admissão de ar e o escape dos gases resultantes da combustão. Isso exige um sistema eficiente de admissão e exaustão.

## 2.2 PARÂMETROS DE RENDIMENTO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO

Os parâmetros de análise são fatores importantes e influentes na avaliação do desempenho do motor. Eles são analisados em gráficos, tabelas e outras formas de comparação a fim de identificar aquele que melhor atende ao objetivo do projeto desejado. Os parâmetros de análise importantes dentro deste trabalho são dados a seguir.

### 2.2.1 Eficiência volumétrica

De acordo com Penido Filho (1983), a eficiência volumétrica é definida como a relação entre o peso de ar efetivamente introduzido no cilindro ( $m_{as}$ ) e o peso teórico máximo que poderia ser inserido nesse cilindro em cada ciclo ( $m_{mc}$ ), portanto:

$$\eta_V = \frac{m_{as}}{m_{mc}} \quad (1)$$

Sendo o peso teórico máximo ( $m_{mc}$ ) é calculado utilizando a Equação (2):

$$m_{mc} = \rho_{at} V_c \quad (2)$$

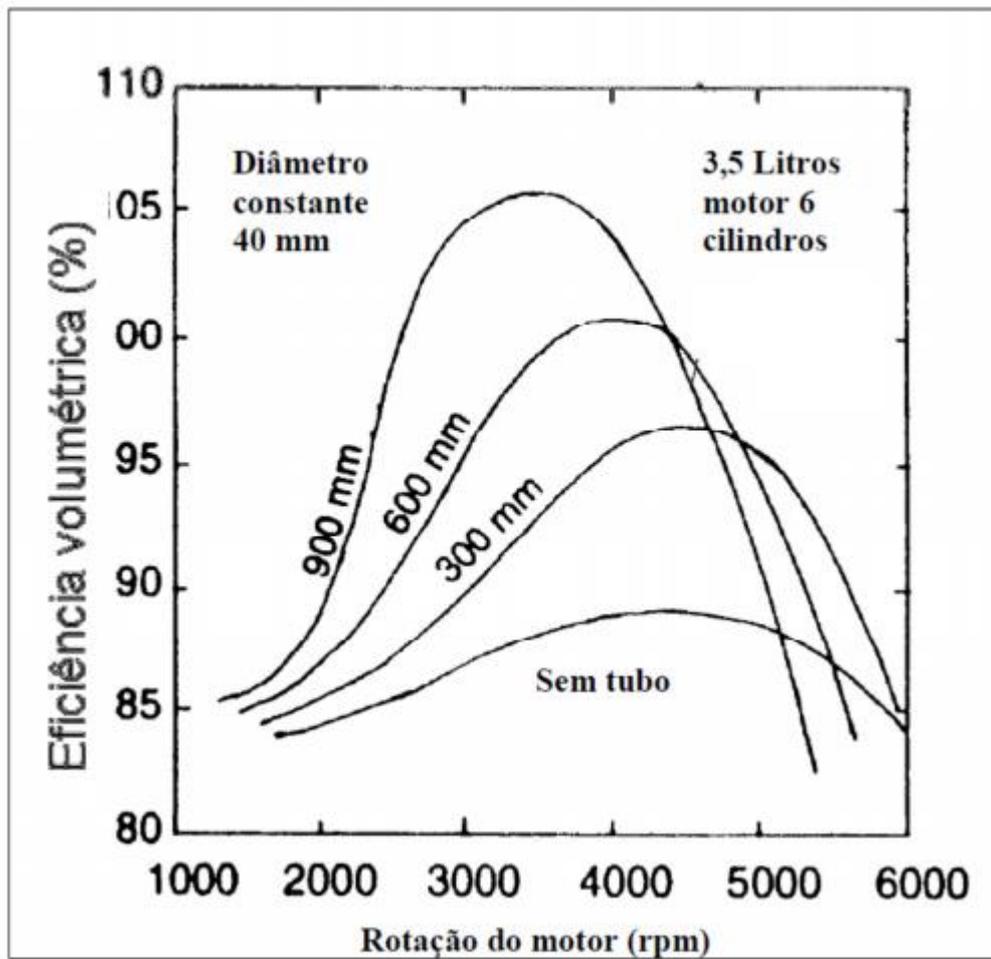
Utilizando os valores de temperatura ( $T_{at}$ ) e pressão ( $p_{at}$ ) ambiente, é possível calcular a massa específica ( $\rho_{at}$ ) da Equação (2) utilizando a Equação (3):

$$\rho_{at} = \frac{p_{at}}{R_a T_{at}} \quad (3)$$

Assim sendo, quanto maior a eficiência volumétrica, melhor a performance do motor, uma vez que quanto maior a quantidade de massa de ar admitida no cilindro, maior a potência resultante no eixo do motor.

Na Figura 3 é possível notar a relação existente entre a rotação do motor e sua eficiência volumétrica para diferentes comprimentos de dutos de admissão. Deduz-se assim, que se corretamente projetados, é possível melhorar a performance do motor.

Figura 3 - Eficiência volumétrica em função da rotação do motor para diferentes comprimentos de dutos de admissão



Fonte: Heisler (1995)

### 2.2.2 Pressão média efetiva

De acordo com Perrella (2016), pressão média efetiva é a pressão líquida de saída, ela se distingue da pressão média indicada pelas perdas do motor para mantê-lo em funcionamento sem carga, chamada de pressão média de atrito. Assim, ela é definida na Equação (4):

$$pme = \frac{W_e 60i}{V_C N} \quad (4)$$

O volume do cilindro ( $V_C$ ) é definido na Equação (5):

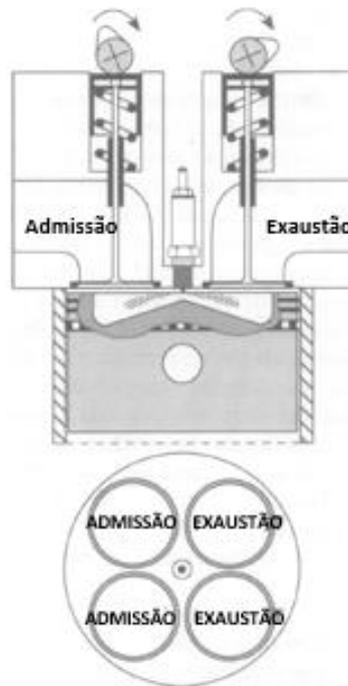
$$V_C = \pi \frac{D^2}{4} n_{cil} L_{st} \quad (5)$$

Segundo a definição da pressão média efetiva pela Equação 4, quanto maior seu valor, melhor o desempenho obtido, uma vez que uma menor perda no motor é observada.

### 2.3 GEOMETRIA DE UM CABEÇOTE

Segundo Penido Filho (1983), o cabeçote é a parte superior do motor, ligado ao bloco através de parafusos, que estrategicamente colocados, impedem a deformação do bloco e do próprio cabeçote ao surgirem solitações termo-mecânicas produzidas pelo motor durante seu funcionamento. Este componente possui peças importantes que terão grande influência neste trabalho, como válvulas, câmara de combustão e dutos de admissão e exaustão. Na Figura 4 é apresentada uma vista em corte de um cabeçote.

Figura 4 – Vista em corte do cabeçote



Fonte: Blair (1998)

Cada motor possui um cabeçote padrão. No duto do cabeçote, o fluxo escoar pela área da região de garganta para chegar ao cilindro, a qual em uma aplicação comercial é a menor área disponível para o fluxo atravessar ao longo de todo o seu percurso. A região denominada garganta é um parâmetro importante dentro de nosso estudo, pois interfere na quantidade de ar que adentra o cilindro e, dessa forma, será analisado em detalhes nos tópicos seguintes.

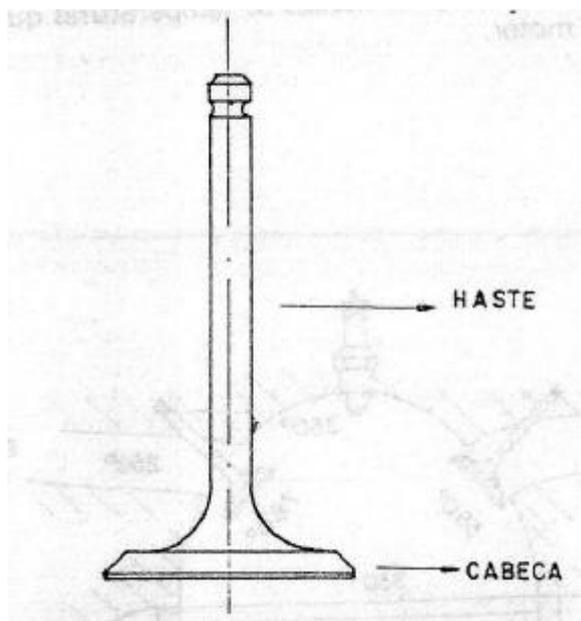
### 2.3.1 Válvulas

Segundo Penido Filho (1983), as válvulas são utilizadas para interromper ou não o fluxo de gases de aspiração e descarga nos devidos tempos, segundo o ciclo do motor. A abertura e fechamento delas é controlado pelos comandos de válvula, posicionados de maneira a acionar o balancim – ou o tucho diretamente - no momento correto para a admissão ou escape dos gases de combustão.

Na Figura 5 é apresentada a estrutura das válvulas presentes no cabeçote, que se dividem em duas partes básicas:

- Cabeça;
- Haste

Figura 5 - Partes básicas de uma válvula



Fonte: Penido Filho (1983)

O diâmetro da cabeça e da haste são parâmetros importantes que influenciam na capacidade de admitir ar no cilindro e esvaziar os gases da combustão, interferindo na performance do motor. Esse aspecto será discutido detalhadamente nos tópicos 2.7.2 e 2.7.3.

O número de válvulas presente em cada cilindro varia de acordo com o tipo e utilização do motor. Motores mais antigos possuem apenas duas válvulas por cilindro sendo uma de admissão e outra de exaustão. Para carros mais modernos são utilizadas 4 válvulas por cilindro. Atualmente é possível encontrar em carros de modelos esportivos 5 válvulas por cilindro, sendo 3 para admissão e 2 para escape. No motor em estudo neste trabalho, temos 4 válvulas por cilindro, resultando em 2 para admissão e 2 para exaustão.

### **2.3.2 Dutos**

Os dutos que fazem parte do cabeçote são responsáveis por carregar a mistura de ar e combustível até o cilindro para que ocorra a combustão e, posteriormente, levar os gases provenientes desse processo até os condutos de escapamento. Dessa forma, os dutos de admissão do cabeçote ligam os condutos de admissão aos cilindros e os dutos de escape ligam os mesmos cilindros até os condutos de escape para serem liberados.

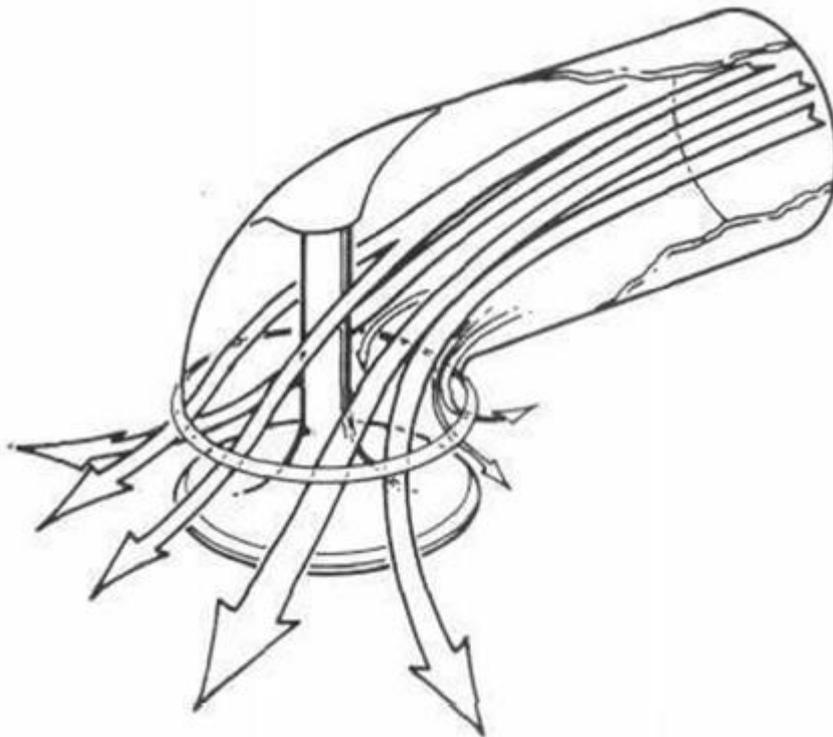
São neles que estão as regiões das gargantas de admissão e exaustão do cabeçote, áreas nas quais estão as restrições de passagem de fluxo do motor e que são responsáveis – junto com outras variáveis geométricas – por definir em qual faixa de rotação a potência máxima será atingida. Assim sendo, é muito importante para a definição dos projetos de ambos os coletores.

De acordo com Pignone e Vercelli (2010), o fluxo máximo de escoamento em um motor é obtido quando a velocidade do ar na garganta do cabeçote é igual a Mach 0,5. Isso ocorre porque essa velocidade é definida como a máxima velocidade de contração em uma seção convergente com a mínima perda de energia, gerando a maior potência. Esse trabalho baseia-se nessa teoria e aplicará esse conceito para o dimensionamento dos coletores do protótipo de Fórmula SAE, porém esse conceito também pode ser utilizado em qualquer outro motor de combustão interna.

### 2.3.3 Medida da eficiência de um cabeçote – coeficiente de descarga

Segundo Vicente (2016), o fluxo escoou pelo duto do cabeçote através da área da garganta. Essa área corresponde à área total da entrada do duto do cabeçote menos a área ocupada pela haste da válvula de admissão. Na Figura 6 é mostrada a área de garganta, com a válvula de admissão acionada liberando a entrada de ar fresco para o cilindro.

Figura 6 - Escoamento do fluxo através da área da garganta



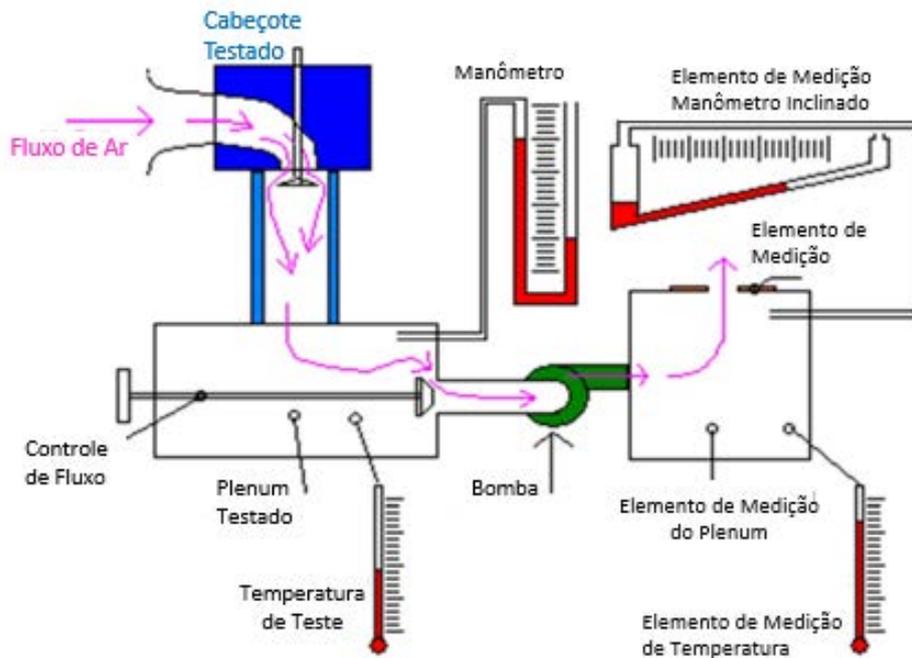
Fonte: Vicente (2016)

A eficiência de um cabeçote pode ser medida através do coeficiente de descarga, definido pela relação entre a quantidade de ar e combustível real que entra no cilindro e a quantidade teórica suportada pela área da garganta.

Para se medir o coeficiente de descarga, realiza-se o teste de bancada de fluxo, que consiste em experimentalmente medir, para diversas aberturas da válvula do cabeçote, o fluxo real de ar que passa através dos dutos e da área disponível no entorno das válvulas (chamado de área de cortina). Na Figura 7 está esquematizado o aparato utilizado para a medição do coeficiente de descarga do motor Honda CB600F. Nota-se que no aparato pode-se controlar a abertura da válvula e dessa maneira, medir o fluxo correspondente para cada uma delas. Com

todos os resultados em mãos, utilizando as equações descritas na seção 2.7.3, pode-se, finalmente, calcular o coeficiente de descarga do cabeçote analisado e obter o resultado do teste.

Figura 7 - Teste de bancada de fluxo



Fonte: Vicente (2016)

## 2.4 SISTEMA DE ADMISSÃO

Um sistema de admissão de um motor é projetado para admitir a massa de ar necessária para que, junto com a injeção do combustível, seja possível a ocorrência da combustão dentro do cilindro. Assim, é desejável a menor perda de carga dentro do sistema para que a massa de ar que chega ao cilindro seja a máxima. Esse sistema é composto pelo corpo de borboleta, filtro de ar, plenum e dutos do coletor de admissão.

Para o dimensionamento adequado de um coletor de admissão, existem 6 fatores essenciais que devem ser considerados, de acordo com Heinz-Heisler (2005). São eles:

1. Fornecer fluxo da maneira mais direta possível para cada cilindro;
2. Fornecer quantidades iguais de carga para cada cilindro;
3. Fornecer uma quantidade de carga uniforme de mistura para todos os cilindros;
4. Fornecer intervalos de aspiração iguais entre dutos;

5. Minimizar o atrito na superfície interna de cada duto;
6. Fornecer meios para prevenir a interferência entre a carga de fluxo nos cilindros;

Além desses fatores, deve-se considerar que o dimensionamento do coletor de admissão de um Fórmula SAE difere quando comparado a um carro de fabricação em série, pois de acordo com as regras da competição, é necessário incluir-se uma restrição na admissão do fluxo por questões de segurança. O tópico 2.4.1 tratará das regras impostas pela SAE e dos diferentes componentes do sistema de admissão do protótipo tipo Fórmula SAE estudado.

### **2.4.1 Coletor para Protótipos de Fórmula SAE**

A Fórmula SAE é uma competição na qual alunos de graduação e pós-graduação tem a oportunidade de desenvolver componentes de um veículo, desde seu chassi, suspensão e freios até o *powertrain* e os circuitos elétricos. Seu objetivo é fornecer oportunidades a alunos de engenharia interessados no ramo automobilístico a obterem mais conhecimentos e práticas na área.

A competição é composta por provas de conhecimento, através de apresentações técnicas do projeto do carro e de provas dinâmicas, onde os alunos tem a oportunidade de realmente competir comandando o carro em uma pista de corrida.

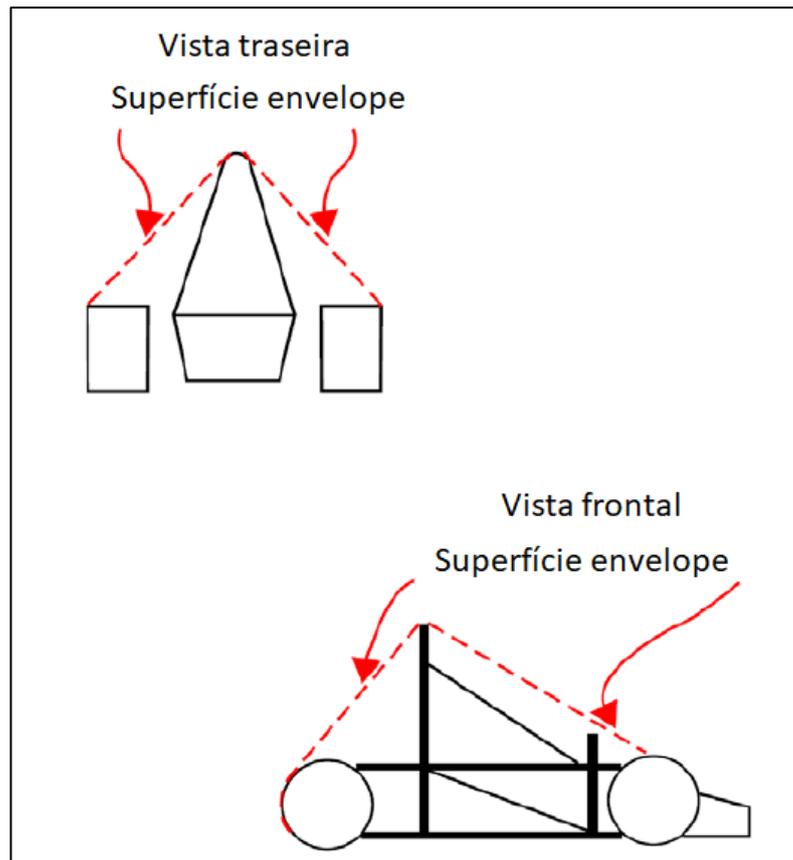
Assim como qualquer outro modelo de competição automobilística, o Fórmula SAE possui regras que procuram garantir a segurança. Para este trabalho, duas dessas regras as quais serão vistas no tópico 2.4.1.1 e são consideradas no dimensionamento dos coletores de admissão e escape.

#### **2.4.1.1 Restrições da Competição de Fórmula SAE**

A primeira regra que deve ser considerada exige que o chassi do veículo possua um arco principal na parte central do veículo, sendo este arco o ponto mais alto do carro. Tal medida evita que em caso de capotamento não exista contato de componentes inflamáveis do motor

com o solo, não agravando o acidente. Essa exigência limita o espaço físico ocupado pelo sistema de admissão, que terá que ter seu comprimento dentro dos limites da parte externa dos pneus até o topo do arco principal o chassi, como mostrado na Figura 8.

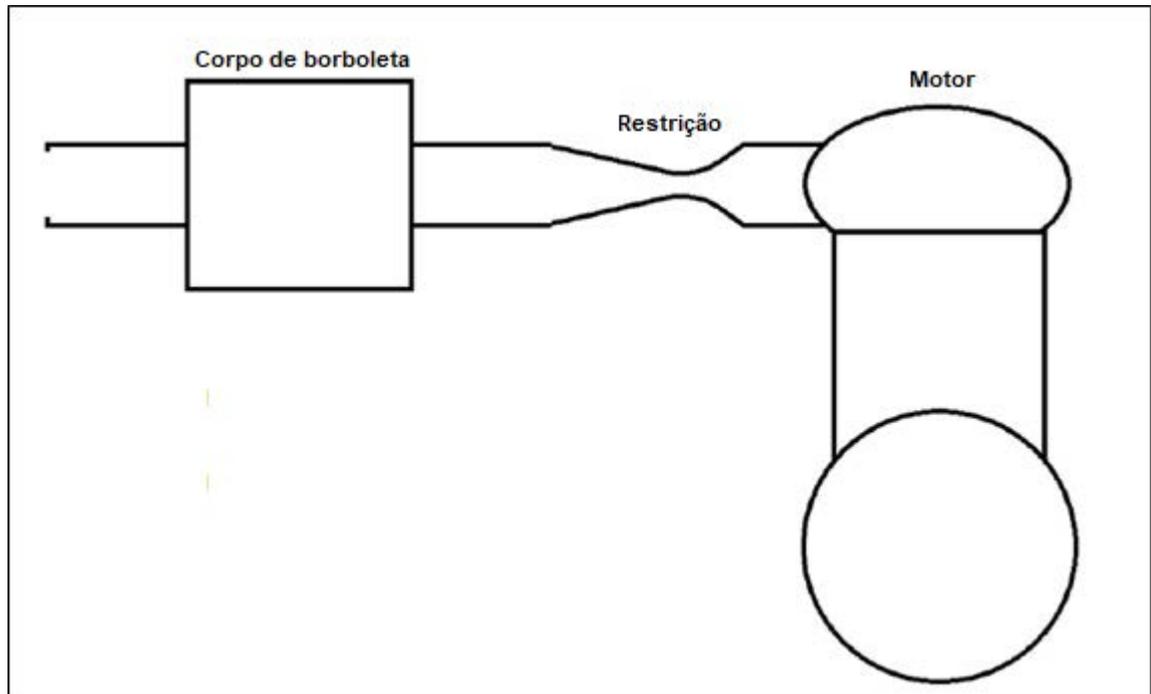
Figura 8 - Representação das linhas que delimitam os limites para posicionamento dos componentes do motor



Fonte: RegrasSAE® (2014).

A segunda regra que interfere neste trabalho, é a restrição imposta sobre o sistema de admissão para reduzir a capacidade de entrada de ar no motor. Ela consiste na redução da seção do diâmetro do sistema de admissão para 20mm para veículos que utilizem gasolina como combustível. A restrição deve estar localizada entre o corpo de borboleta e o motor, como pode ser visto na Figura 9.

Figura 9 - Localização da restrição do sistema de admissão de um veículo de Fórmula SAE



Fonte: RegrasSAE® (2014).

Para reduzir a perda de potência causada pela utilização obrigatória da restrição, é utilizado um componente de geometria conhecido na mecânica dos fluidos, chamado de tubo de Venturi. De acordo com Fox, Pritchard, McDonald (2014), esse formato de bocal convergente-divergente é o que gera a menor perda de pressão ao longo da diminuição de área que o fluido está atravessando.

#### 2.4.1.2 Geometria do Plenum

A geometria do sistema de admissão influencia muito nos fatores essenciais a serem considerados no dimensionamento do coletor de admissão. Isso é evidenciado no estudo feito por Claywell, Horkheimer, Stockburger (2006), que avalia a performance do motor de um Fórmula SAE com diferentes tipos de geometria. Apesar das regras da competição, existe uma enorme variedade de coletores de admissão classificados de diversas maneiras. Esse estudo será utilizado como parâmetro para selecionar a melhor geometria para o nosso projeto.

De acordo com o estudo de Claywell, Horkheimer, Stockburger (2006), foram encontradas quatro geometrias principais dentro da competição de Fórmula SAE: admissão centralizada, admissão lateral, cônica e outras geometrias de coletores de admissão. A distribuição pode ser vista na Tabela 1. Foram analisados os três primeiros conceitos citados, sendo feitas algumas variações, a fim de avaliar tantos aspectos quanto forem possíveis. Nas Figuras 3, 4 e 5 podem ser vistos exemplos de cada um dos conceitos. O parâmetro avaliado para determinar a geometria mais eficiente foi a eficiência volumétrica, citada no tópico 2.2.1.

Tabela 1 - Distribuição de geometrias no Fórmula SAE

<b>Admissão Central</b>	<b>Admissão Lateral</b>	<b>Admissão Cônica</b>	<b>Outros tipos de admissão</b>
42%	36%	14%	8%

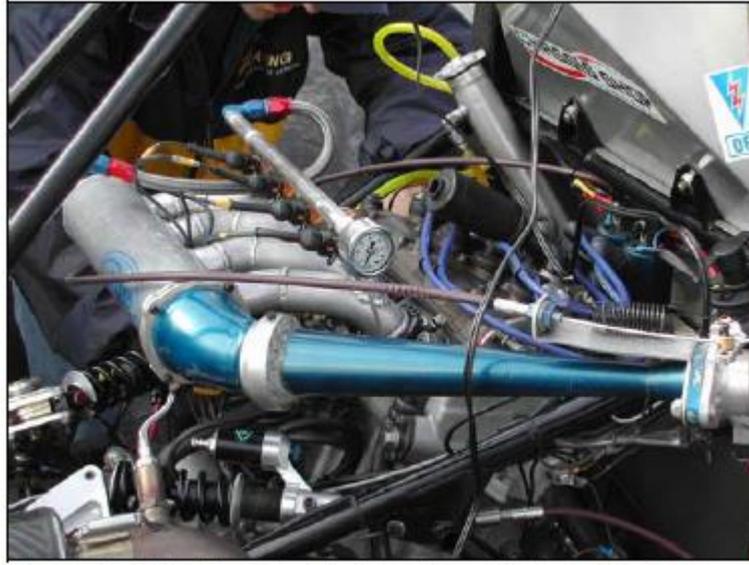
Fonte: Claywell, Horkheimer and Stockburger (2006)

Figura 10 - Admissão Central: University of Texas



Fonte: Claywell, Horkheimer and Stockburger (2006)

Figura 11 - Admissão lateral: University of Akron



Fonte: Claywell, Horkheimer and Stockburger (2006)

Figura 12 - Cônico: Michigan State



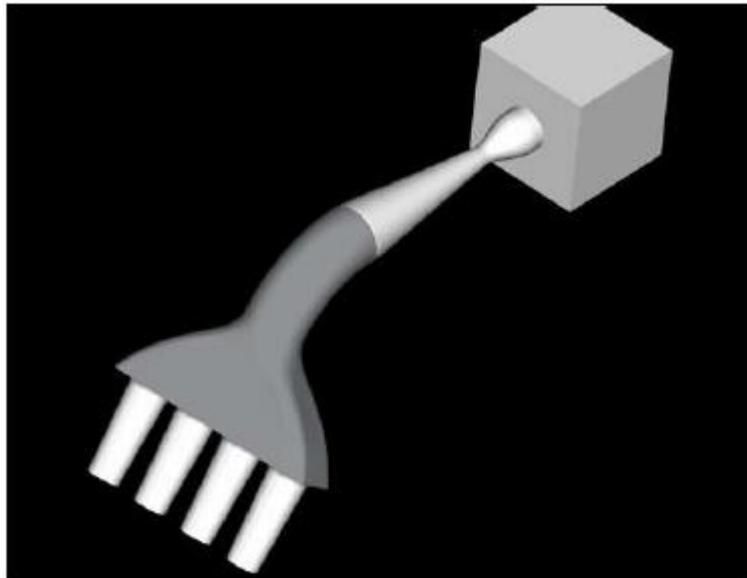
Fonte: Claywell, Horkheimer and Stockburger (2006)

A fim de atender a regra da competição, nenhum coletor pode ultrapassar a linha definida pelo topo do chassi e dos pneus, nas laterais. Essa regra busca atender às questões de segurança, evitando a colisão dos coletores em caso de capotamento. Isso faz com que, para atender à tal exigência, seja necessário o desenvolvimento de dutos curvados para algumas geometrias.

Algumas considerações foram feitas, a fim de manter as comparações entre os conceitos possíveis. A primeira delas é que o mesmo restritor é usado em todos os modelos. É considerado igual também, o volume do *airbox*, levando em conta os limites de cada geometria. Por fim, a

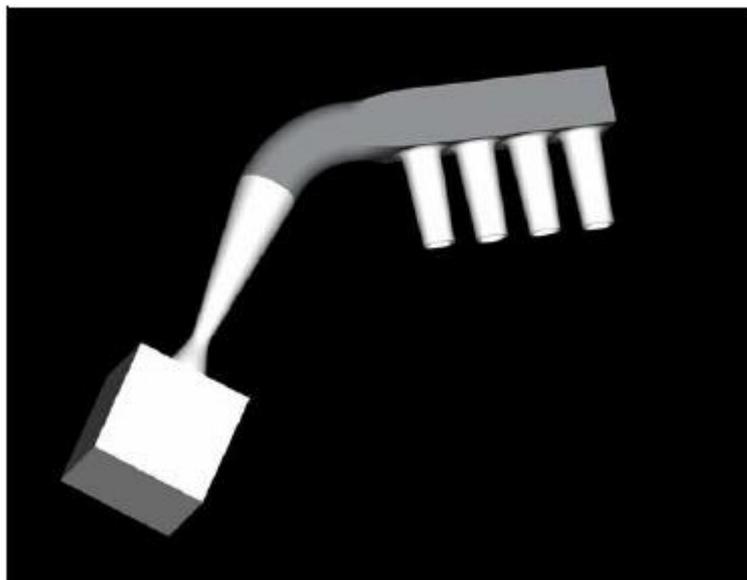
seção do corpo da borboleta, a seção de admissão e os dutos de admissão possuem o mesmo tamanho e design, tendo este último um comprimento constante de 115mm. Nas Figuras 13 a 15 são mostradas as geometrias estudadas.

Figura 13 - Admissão Central: curvatura no *airbox*



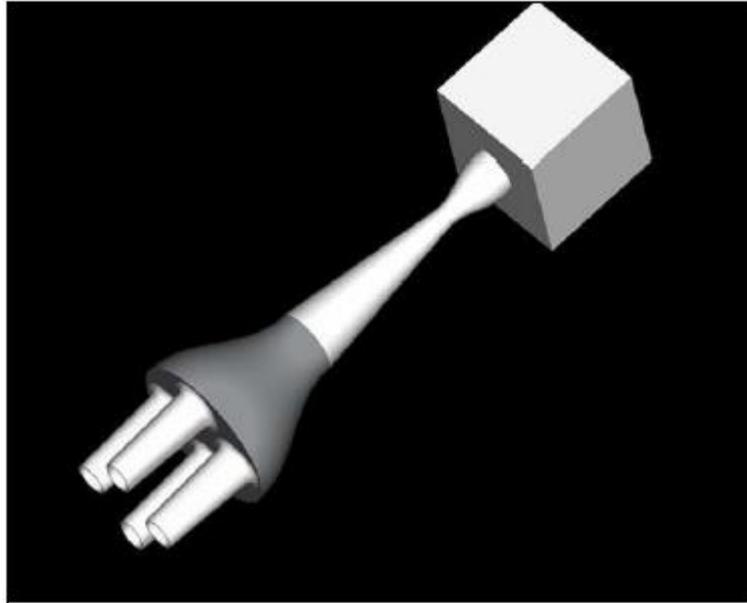
Fonte: Claywell, Horkheimer and Stockburger (2006)

Figura 14 - Admissão lateral



Fonte: Claywell, Horkheimer and Stockburger (2006)

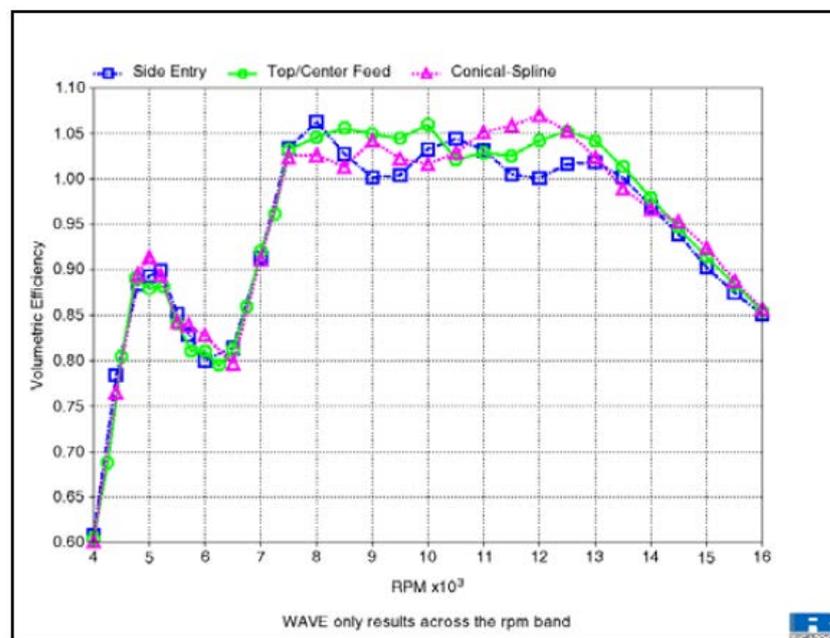
Figura 15 - Cônico



Fonte: Claywell, Horkheimer and Stockburger (2006)

Os resultados da simulação para as geometrias acima são apresentados na Figura 16:

Figura 16 - Comparação da eficiência volumétrica por geometria

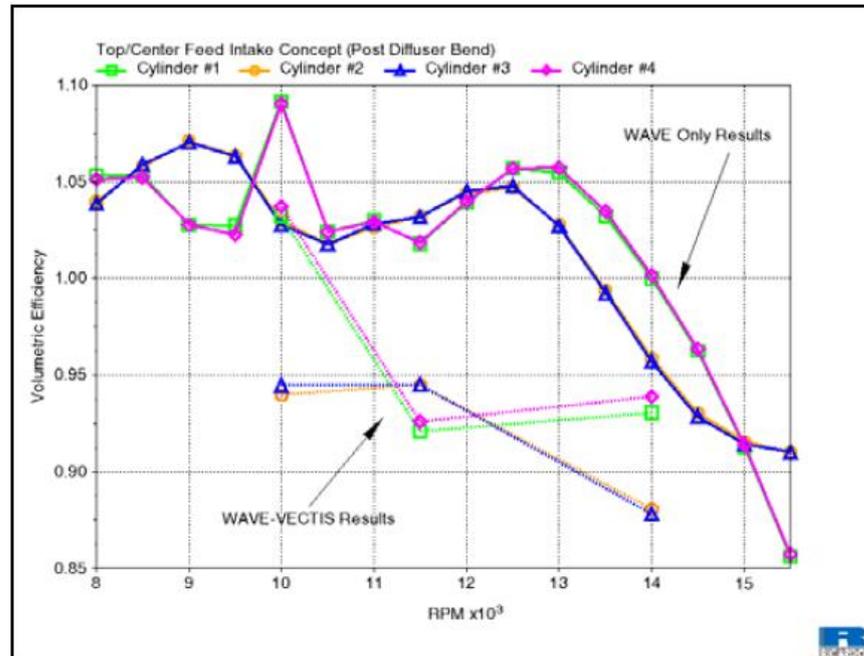


Fonte: Claywell, Horkheimer and Stockburger (2006)

No início deste tópico foram definidos fatores que influenciam no dimensionamento de um coletor de admissão. Tomando esses fatores como parâmetro e analisando as Figuras 17 a 19, a geometria que apresenta melhor desempenho é a cônica, uma vez que a variação da

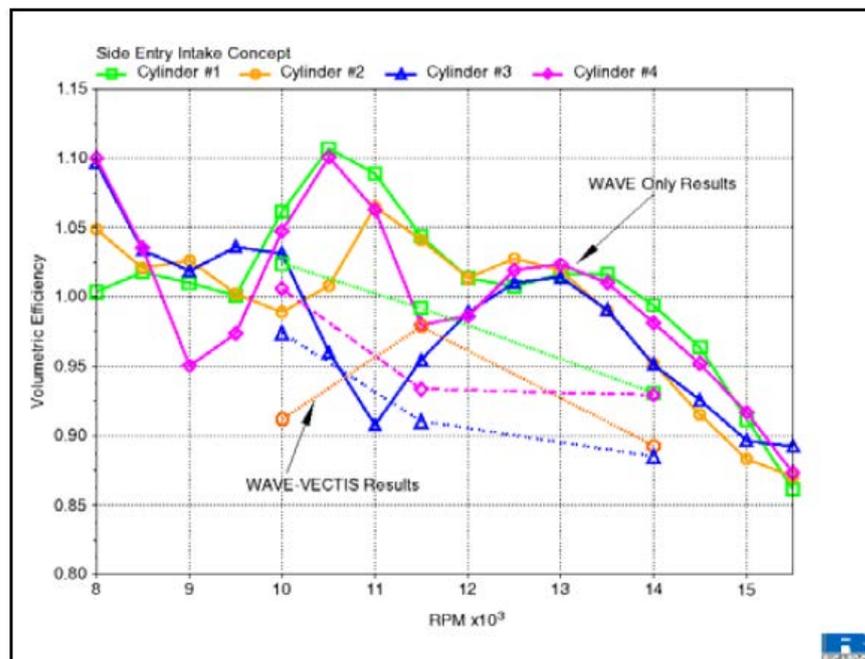
eficiência volumétrica entre seus cilindros é baixa, gerando um rendimento mais regular entre seus cilindros. As geometrias de admissão central e lateral apresentam grande variação quando submetidas a algumas rotações.

Figura 17 - Comparação da eficiência volumétrica por cilindro - admissão central



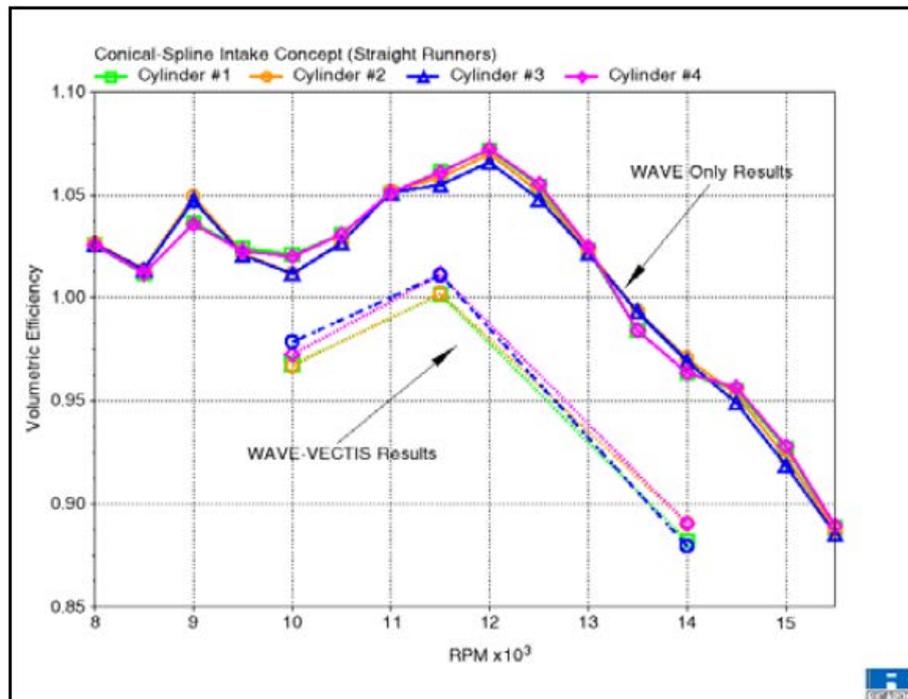
Fonte: Claywell, Horkheimer and Stockburger (2006)

Figura 18 - Comparação da eficiência volumétrica por cilindro - admissão lateral



Fonte: Claywell, Horkheimer and Stockburger (2006)

Figura 19 - Comparação da eficiência volumétrica por cilindro



Fonte: Claywell, Horkheimer and Stockburger (2006)

Apesar da análise indicar que a melhor geometria a ser aplicada para um sistema de admissão de um Fórmula SAE é a cônica, o projeto como um todo deve ser analisado, uma vez que alguns aspectos, como a limitação do comprimento dos dutos, podem gerar impecílios para a concretização desse conceito. Tal fator será analisado neste trabalho no cálculo do comprimento dos dutos de admissão.

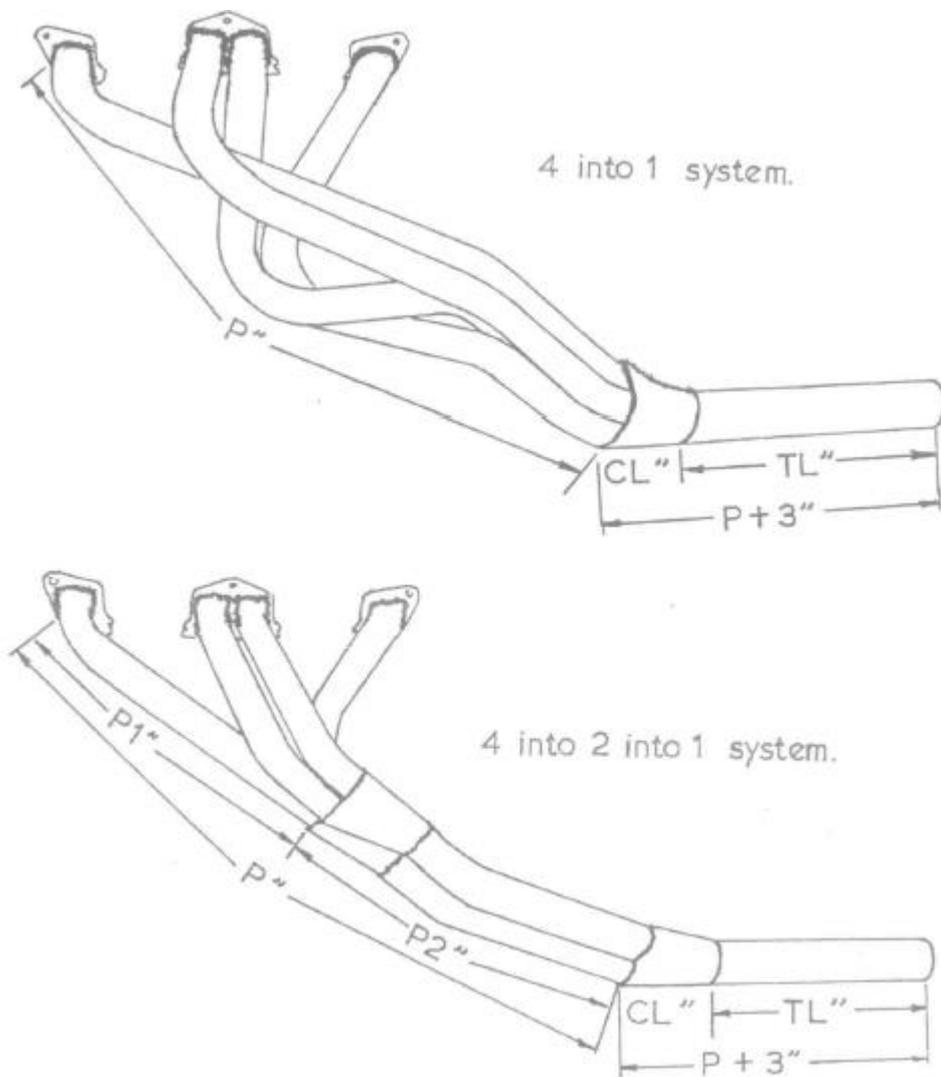
## 2.5 SISTEMA DE ESCAPE

De acordo com Graham Bell (2006), apesar de muitos acharem que sistema de exaustão “são apenas dutos que conduzem os gases quentes da combustão para fora do cilindro”, o seu correto dimensionamento é necessário para uma melhoria de performance.

### 2.5.1 Padrões de Coletores de Exaustão

O primeiro fator a ser considerado no dimensionamento do coletor de escape é o padrão que será utilizado. Na Figura 20 tem-se o sistema 4x1 – utilizado neste trabalho - e o sistema 4x2x1 comumente utilizados para motores 4 cilindros. Segundo Graham Bell (2006), a ideia básica desse arranjo dos dutos de escape é evitar que um dos cilindros do motor pressurize outro, dificultando a saída dos gases resultantes da combustão.

Figura 20 - Tipos de sistema de escape



Fonte: Bell (2006)

Como o sistema de admissão e escape avaliado neste trabalho não é variável, ou seja, foi dimensionado para apenas uma rotação, será utilizado o sistema 4x1, pois ele garante um maior aumento de potência para uma determinada rotação.

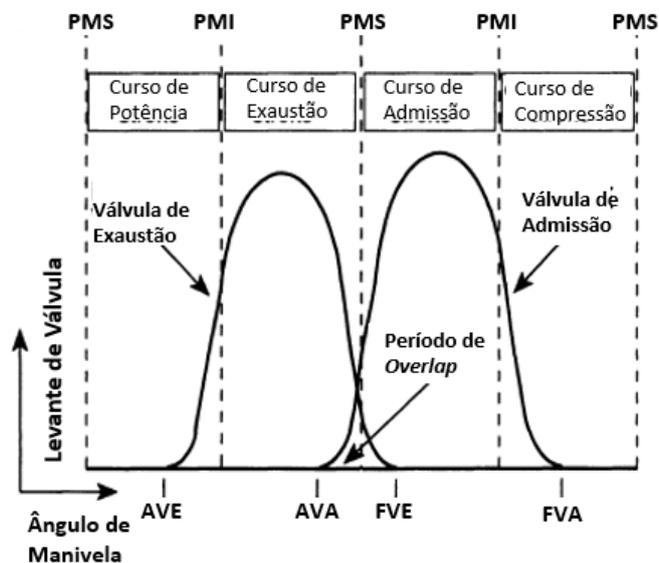
### 2.5.2 Dimensionamento a partir de uma Rotação calculada

Neste trabalho, será dimensionado o coletor admissão para uma rotação calculada. Essa rotação calculada não é favorável a todos os componentes do processo, gerando pontos de baixa na curva de potência. Para que isso não aconteça, tais pontos de baixa do gráfico serão utilizados para desenvolver um bom projeto do coletor de escape tornando a curva mais regular e, conseqüentemente, tendo a melhoria de desempenho citada acima. Os resultados comparativos são dados no tópico 3.5.

Outro ponto de melhoria de desempenho dentro do dimensionamento do coletor de admissão é o aproveitamento do *overlap* que ocorre entre as válvulas de admissão e escape para gerar uma superalimentação no cilindro.

Em um ciclo, a válvula de exaustão fecha poucos instantes depois do PMS, enquanto a válvula de admissão se abre antes do pistão atingir o PMS. Tal fator gera o chamado *overlap*, visto na Figura 21.

Figura 21 - *Overlap*



Fonte: Blair (1998)

No momento da ocorrência do *overlap*, existe um gás de maior pressão sendo exaustado do cilindro através da válvula de escape e uma mistura de menor pressão que entrará através da abertura da válvula de admissão. Assim, como o gás tende a percorrer o caminho de maior pressão para a menor pressão, ocorreria um fluxo reverso, onde o gás de exaustão seria liberado na válvula de admissão. Isso impediria que a mistura admitida pelo coletor preencha o cilindro, gerando uma perda de performance. Para evitar que isso aconteça, é utilizado o fenômeno acústico que ocorre quando os gases são liberados nos dutos. Esse fenômeno, que será explicado em mais detalhes no tópico 2.6, consiste, basicamente, de ondas que são geradas quando os gases de combustão são exaustados. São ondas de pressão positiva que, entrando em contato com a atmosfera ou com um tubo de maior diâmetro, geram ondas de pressão negativa que retornam ao duto e ao cilindro, reduzindo a pressão interna deste. O retorno dessas ondas deve acontecer no momento adequado (instantes antes do fechamento da válvula), sendo esse fator importante no dimensionamento do comprimento dos coletores de admissão e escape.

## 2.6 TEORIA DE ONDAS DE PRESSÃO

A teoria de ondas é parte fundamental no dimensionamento dos coletores de admissão e exaustão, uma vez que ela torna possível uma melhoria de desempenho através da superalimentação no cilindro.

Os gases resultantes da combustão presentes no cilindro possuem altos valores de temperatura e pressão. Assim, quando a válvula de escape se abre, um pulso de ondas sônico de pressão positiva é liberado para os dutos de escape, arrastando consigo a massa de gás, com velocidade muito menor, presente dentro do cilindro.

No *overlap*, as ondas supersônicas, ao se depararem com um diâmetro maior, retornam ao cilindro com pressão negativa. Tal fato reduz a pressão dentro do cilindro, impedindo o fluxo reverso e facilitando a entrada de massa de ar fresco através da válvula de admissão. Por questões óbvias (para que os gases de exaustão não retornem ao cilindro), é importante que o pulso de ondas supersônicas chegue ao cilindro instantes antes da válvula de escape se fechar.

Assim, diante da proposta deste trabalho, será considerado o intervalo de tempo necessário para que as ondas retornem no cálculo do comprimento dos dutos.

## 2.7 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE ADMISSÃO E EXAUSTÃO

### 2.7.1 Parâmetros iniciais

Para que se possa iniciar os cálculos, deve-se fixar alguns valores de contorno importantes que foram definidos por condições medidas no dia da realização do teste. Eles estão mostrados abaixo:

- Temperatura do ar de admissão: 30°C
- Pressão atmosférica: 927mbar
- Temperatura ambiente: 25°C
- Massa Específica: 1,083kg/m<sup>3</sup>
- Curso do pistão: 42,5mm
- Diâmetro do cilindro: 67mm
- Quantidade de válvulas de admissão por cilindro: 2 unidades
- Quantidade de válvulas de exaustão por cilindro: 2 unidades
- Quantidade de cilindros: 4

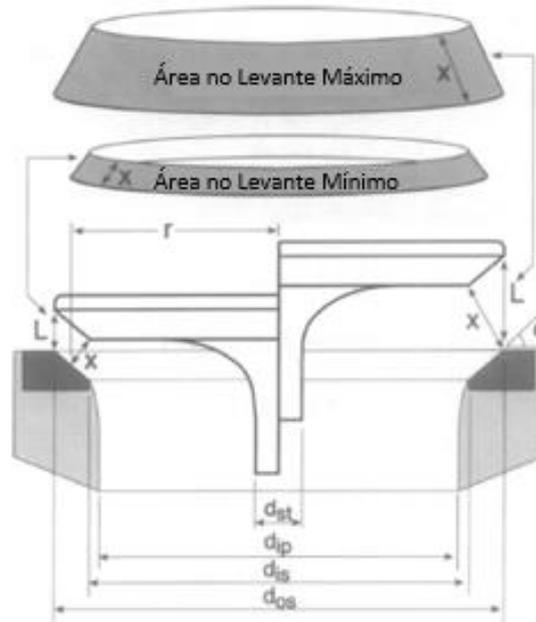
### 2.7.2 Parâmetros geométricos de componentes do motor

Antes de se iniciar os cálculos para determinar o coeficiente de descarga do cabeçote, é necessário obter os dados geométricos do cabeçote e das válvulas – tanto de admissão quanto exaustão.

#### 2.7.2.1 Área disponível na garganta

Na Figura 22 tem-se uma imagem de medidas da válvula e da garganta do duto do cabeçote, além de diferentes condições da área de cortina (baixos ou altos levantes de válvulas).

Figura 22 - Geometria de válvula e duto de cabeçote



Fonte: Blair (1999)

Como tem-se a haste da válvula ocupando parte da área disponível pelo ar que passa através do duto do cabeçote, deve-se encontrar a área disponível na garganta subtraindo uma da outra, levando em conta também a quantidade de válvulas por cilindro e separando entre admissão e exaustão:

$$A_{ip} = n_{iv} * \frac{\pi}{4} * (d_{ip}^2 - d_{st}^2) \quad \text{- admissão} \quad (6)$$

$$A_{ep} = n_{ev} * \frac{\pi}{4} * (d_{ip}^2 - d_{st}^2) \quad \text{- exaustão} \quad (7)$$

#### 2.7.2.2 Área de cortina

A área de cortina é o espaço disponível entre o topo da válvula e a face do cabeçote para que o ar possa escoar para dentro do cilindro. O valor dessa variável é calculado de duas diferentes maneiras, de acordo com a posição em que a válvula está. Na Figura 22 é mostrado,

do lado esquerdo, quais os parâmetros utilizados para o cálculo em baixos levantes e, do lado direito, para altos levantes de válvula.

O levante limite para alterar de um método para o outro é mostrado na Equação (8).

$$L_{lim} = \frac{d_{os} - d_{is}}{\sin 2\phi} \quad (8)$$

Com o valor da Equação (8) encontrado, pode-se determinar os valores de área de cortina utilizando as Equações (9) e (10), de acordo com qual levante de válvula está sendo analisado.

Se  $L \leq L_{lim}$ :

$$A_t = \pi * L * \cos\phi * (d_{is} + L * \sin\phi * \cos\phi) \quad (9)$$

Se  $L > L_{lim}$ :

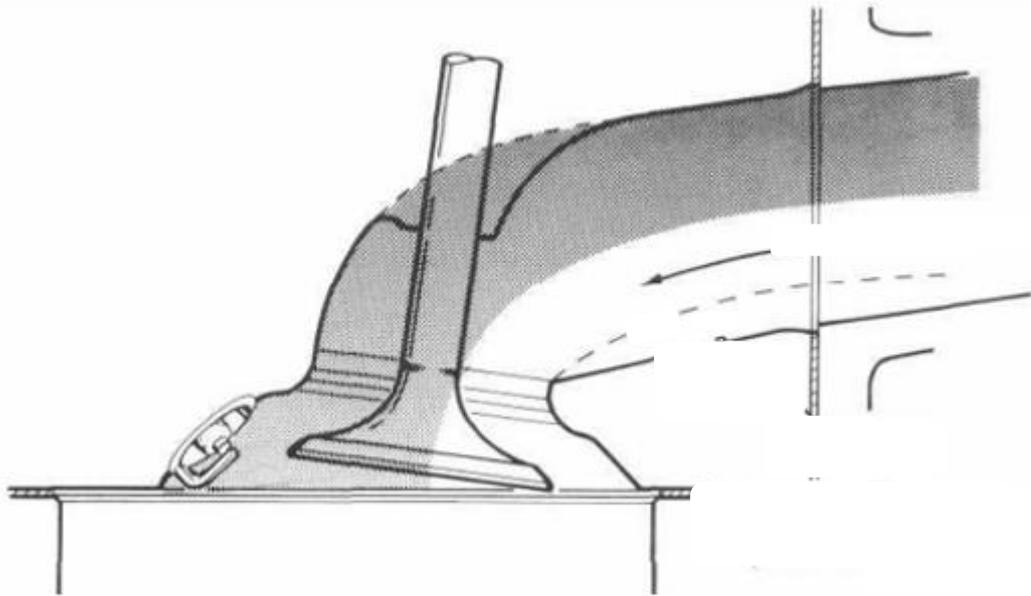
$$A_t = \pi * \left(\frac{d_{os} + d_{is}}{2}\right) * \sqrt{\left(L - \frac{d_{os} - d_{is}}{2} * \tan\phi\right)^2 + \left(\frac{d_{os} - d_{is}}{2}\right)^2} \quad (10)$$

### 2.7.3 Coeficiente de descarga

Um parâmetro muito importante de um motor é chamado coeficiente de descarga. Esse parâmetro representa a porcentagem da área geométrica dos dutos do cabeçote que é utilizada pelo fluxo de ar quando o mesmo escoar até o cilindro, mostrada na Equação (11) e exemplificada nas Figuras 23 e 24.

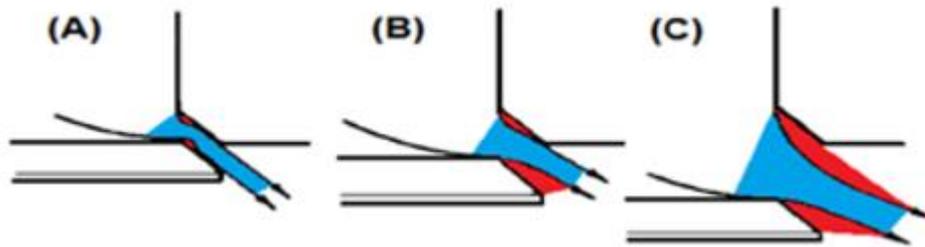
$$Cd_{id} = \frac{\text{vazão mássica medida}}{\text{vazão mássica ideal}} = \frac{\dot{m}_{ex}}{\dot{m}_{id}} \quad (11)$$

Figura 23 - Distribuição do fluxo de ar através do duto e válvula de admissão



Fonte: Blair (1999)

Figura 24 - Utilização da área da cortina pelo fluxo de ar em diferentes levantes de válvula



Fonte: Vicente (2015)

A vazão mássica é calculada, genericamente, pela Equação (12).

$$\dot{m} = V_{ar} * A_t * \rho_{ar} \quad (12)$$

Caso seja necessário, pode-se calcular também a vazão volumétrica do fluxo, utilizando a equação (13)

$$Q = V_{ar} * A_t \quad (13)$$

### 2.7.3.1 Vazão mássica ideal

Como primeiro passo para chegar ao valor do coeficiente de descarga deve-se calcular a vazão mássica ideal, a qual depende da velocidade teórica isentrópica mostrada na Equação (14).

$$V_{th} = \sqrt{\frac{P_o}{\rho_s} * \frac{(2*\gamma)}{(\gamma-1)} * \left[ 1 - \left( \frac{P_o - \Delta P}{P_o} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \right]} \quad (14)$$

Para o caso descrito neste trabalho, deve-se utilizar o coeficiente politrópico como 1,4 e os valores de temperatura, pressão e densidade ambiente mostrados na seção 2.7.1. A diferença de pressão  $\Delta P$  será mostrada posteriormente e a massa específica ( $\rho_s$ ) é descrita pela Equação (15).

$$\rho_s = \rho_o * \left( \frac{P_o - \Delta P}{P_o} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (15)$$

A área que será utilizada na Equação (13) varia de acordo com a condição da válvula, utilizando as equações de área de cortina e de garganta do cabeçote. A área de referência será sempre a mínima área geométrica e, portanto, no início será a área de cortina e, por último (em levantes mais altos), a área da garganta – também chamada de área da porta.

### 2.7.3.2 Vazão mássica medida

Para obter a outra metade da Equação (11) é necessário fazer testes em bancada de fluxo com o cabeçote a ser estudado, de acordo com um incremento linear de levante de válvula (normalmente de 0,5 em 0,5mm) até o valor definido pelo fabricante como máximo levante (ou até mesmo um pouco além). O valor que será medido na bancada de fluxo será uma vazão volumétrica de ar, que irá variar de acordo com o levante e a diferença de pressão configurada na máquina.

Como o padrão das bancadas de fluxo é a unidade *CFM* (pés cúbicos por minuto, em inglês), a Equação (16) mostra a conversão para a unidade métrica de vazão volumétrica:

$$1 \text{ CFM} = 2118,88 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (16)$$

Com os dois valores de vazão mássica calculados e nas mesmas unidades, é possível chegar aos valores de coeficiente de descarga. Para utilizar com o intuito de determinar a rotação de máxima potência, é sempre utilizado o valor no levante máximo das válvulas, pois essa vai ser a condição de funcionamento do motor que terá a maior admissão de ar possível dentro de um ciclo.

#### 2.7.4 Área de fluxo efetiva

Com a área da seção de passagem do ar e o coeficiente de descarga calculados, pode-se encontrar a área efetiva para o fluxo de ar atravessar, sendo essa a menor área dentre todo o percurso percorrido pela mistura até entrar no cilindro. Como a menor área varia de acordo com o levante da válvula, tem-se as Equações (17) e (18) para os casos com área da cortina e da garganta, respectivamente.

Se  $A_t < A_p$ :

$$A_{te} = C_d * A_t \quad (17)$$

Se  $A_t \geq A_p$ :

$$A_{te} = C_d * A_p \quad (18)$$

#### 2.7.5 Número de Mach

Como mostrado na seção 2.3.2, um motor de combustão possui a máxima potência quando o número de Mach atinge 0,5 na garganta do cabeçote. Como o número de Mach é uma

relação entre a velocidade do fluxo em questão e a velocidade do som no mesmo local do fluxo, os valores de velocidade do ar nos dutos é uma das variáveis, tornando a rotação do motor uma função direta do Mach. A Equação (19) mostra como é definido esse número adimensional.

$$M_o = \frac{c_o}{a_o} \quad (19)$$

sendo  $c_o$  a velocidade do fluxo e  $a_o$  a velocidade local do som.

#### 2.7.5.1 Velocidade do ar

A velocidade do ar nos dutos depende da velocidade que o pistão se move no cilindro, além das áreas do cilindro e da área efetiva disponível para o fluxo atravessar. A Equação (20) define a velocidade do ar e suas variáveis.

$$V_{ar} = \left( \frac{A_{cil}}{A_{te}} \right) * V_{pistmax} = c_o \quad (20)$$

#### 2.7.5.2 Área do cilindro

O primeiro passo para chegar na velocidade do ar é calcular a área do cilindro do motor. Como uma fórmula de uma geometria básica, o valor pode ser calculado utilizando a Equação (21).

$$A_{cil} = \frac{\pi * (d_{cil})^2}{4} \quad (21)$$

Sendo o diâmetro do cilindro, para o motor em questão neste trabalho, está citado na seção 2.7.1.

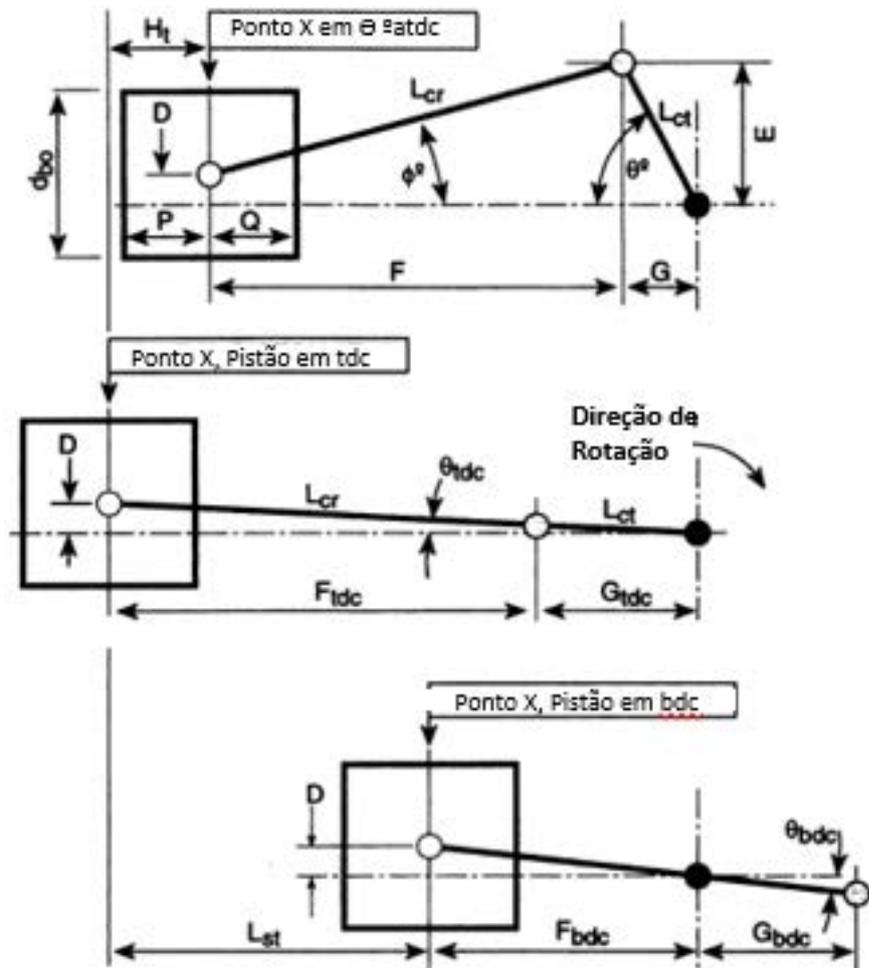
### 2.7.5.3 Velocidade média do pistão

A velocidade média do pistão é definida pela Equação (22), sendo dependente do curso de deslocamento do pistão e da rotação.

$$\bar{V}_{pist} = \frac{L_{st} * N}{30000} \quad (22)$$

Sendo o curso está em milímetros e a velocidade média em metros por segundo.

Figura 25 - Mecanismo de funcionamento de um sistema biela-manivela de um motor



Fonte: Blair (1999)

#### 2.7.5.4 Razão entre velocidade instantânea e velocidade média

Para que se possa chegar na velocidade máxima do pistão – necessária na Equação (20) – deve-se saber as velocidades instantâneas do mesmo em todas as posições durante um ciclo de 360° e encontrar o maior valor na matriz de cálculos. Este cálculo permite obter a rotação do motor em que o número de Mach tem o valor de 0,5 na admissão, porém não se sabe o valor da rotação e, portanto, não se pode ter uma função com diferentes valores que dependa dessa velocidade angular.

A Equação (23) determina a razão entre velocidade média e velocidade instantânea, em função do ângulo de rotação do virabrequim e de uma razão R que é dependente apenas de valores geométricos do motor, como mostra a Equação (24) e a Figura 26.

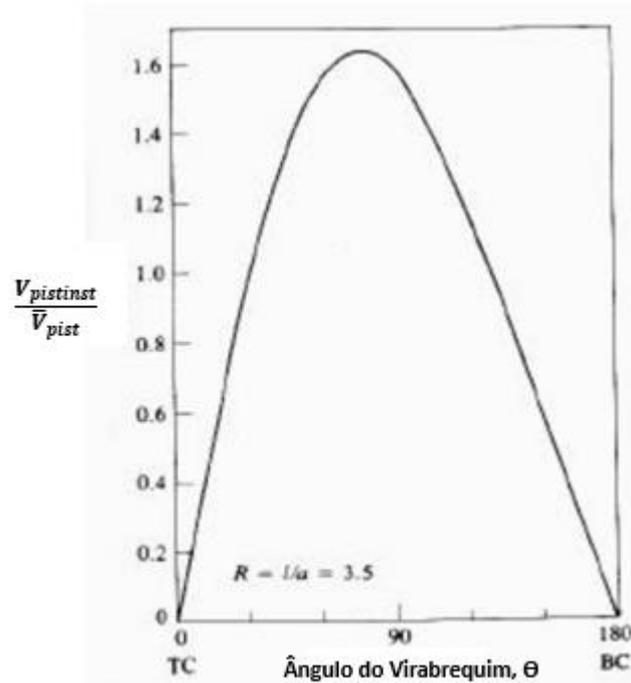
$$\frac{V_{pistinst}}{\bar{V}_{pist}} = \frac{\pi}{2} * \text{sen}\theta \left[ 1 + \frac{\text{cos}\theta}{(R^2 - \text{sen}^2\theta)^{1/2}} \right] \quad (23)$$

Sendo

$$R = \frac{L_{cr}}{L_{ct}} \quad (24)$$

A Equação (24) permite obter os valores dessa razão (e conseqüentemente achar o valor máximo) independente da rotação do motor, ficando com apenas uma variável de rotação que é a Equação (22). Na Figura 26 é mostrado um exemplo genérico de como se comporta a curva da razão calculada pela equação (23).

Figura 26 - Exemplo de uma curva da razão entre velocidade instantânea e média de um pistão



Fonte: Nebra (2003)

Fazendo esses cálculos em uma planilha de Excel é bastante fácil e rápido de encontrar o valor máximo e utilizar na equação do número de Mach para se chegar na velocidade máxima do pistão na rotação em que se quer encontrar.

#### 2.7.5.5 Velocidade máxima do pistão

Após se calcular a Equação (23) para todos os ângulos de rotação do motor, deve-se pegar o maior valor encontrado e multiplicar pela Equação (22) para se encontrar a velocidade máxima do pistão na rotação desejada (em rotações por minuto – RPM). Este trabalho dependerá do valor da rotação do motor, que é o objetivo final, como mostra a Equação (25).

$$V_{pistmax} = \left( \frac{V_{pistinst}}{\bar{V}_{pist}} \right)_{max} * \bar{V}_{pist} = \left( \frac{V_{pistinst}}{\bar{V}_{pist}} \right)_{max} * \frac{L_{st} * N_{potmax}}{30000} \quad (25)$$

Pode-se observar que a equação depende apenas de parâmetros geométricos do motor e um único valor de rotação, a qual será a rotação de potência máxima.

#### 2.7.5.6 Velocidade local do som

O último parâmetro necessário para definir todas as variáveis do número de Mach, deve-se calcular a velocidade local do som dentro do duto de admissão do cabeçote. Essa é uma equação bastante conhecida no meio da termodinâmica e mecânica dos fluidos, a qual é função apenas da temperatura do gás no local, a constante do gás (que neste caso é ar atmosférico) e do coeficiente politrópico, de acordo com a Equação (26).

$$a_o = \sqrt{\gamma * R * T_o} \quad (26)$$

É importante lembrar aqui que a temperatura  $T_o$  em questão é do gás admitido que está dentro do duto de admissão e não da temperatura atmosférica do ar. Como definido na seção 2.3.1, pode-se ver uma pequena diferença entre os dois valores de temperatura e isso poderia gerar um pequeno erro nos cálculos de velocidade local do som no ar.

Com todas as equações calculadas e aplicando o valor de 0,5 para o número de Mach, consegue-se finalmente encontrar a rotação na qual essa condição será atingida e que será a qual o motor terá a maior potência gerada no eixo do virabrequim.

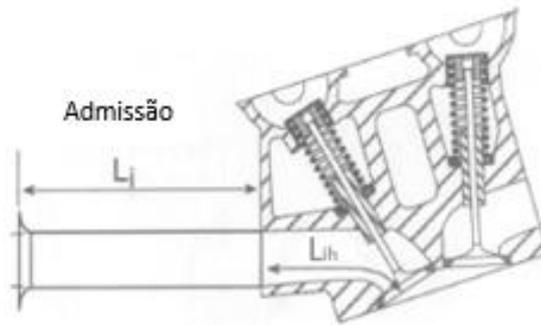
## 2.8 DIMENSIONAMENTO DO COLETOR DE ADMISSÃO

Como já citado na seção 2.4, os comprimentos dos dutos do coletor de admissão são dimensionados para favorecer uma rotação específica, mais precisamente a rotação na qual tem-se o número de Mach com o valor de 0,5 e que será o ponto de maior potência do motor.

Na Figura 27 é mostrado uma imagem para exemplificar melhor o comprimento que será dimensionado. Esse comprimento se refere à soma do comprimento do duto de admissão no cabeçote (que na Figura 27 está definido como  $L_{ih}$  e que varia de motor para motor) e o

comprimento do duto do coletor (definido como  $L_i$ ). Na hora de projetar e fabricar o coletor de admissão é muito importante lembrar de subtrair o valor do comprimento do duto no cabeçote para que o rendimento não fique fora do ponto de rotação desejado.

Figura 27 - Dimensões determinadas para o coletor de admissão



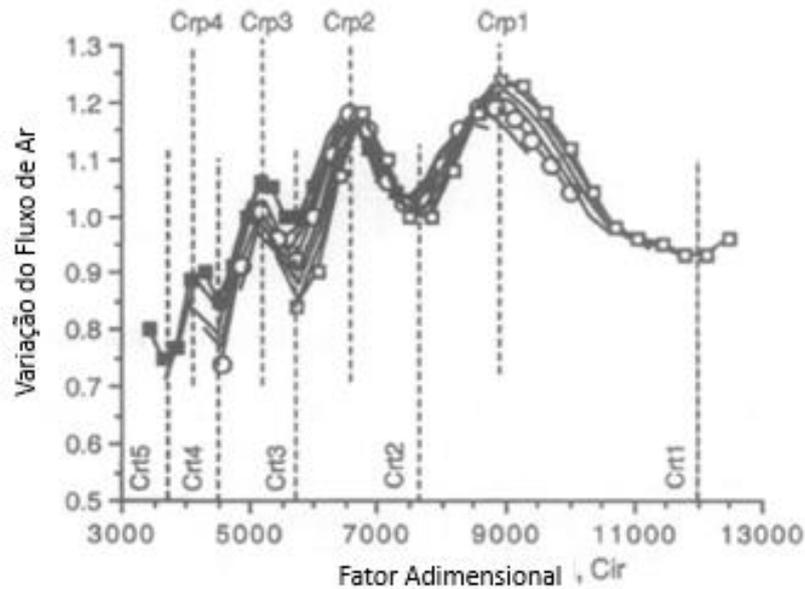
Fonte: Blair (1999)

A Equação (27) então define o comprimento a ser dimensionado nesta seção do trabalho.

$$L_{it} = L_i + L_{ih} \quad (27)$$

A Figura 28 é mostrado um gráfico desenvolvido por Blair (1999) o qual após diversos experimentos em diferentes tipos e tamanhos de motor, conseguiu chegar em uma curva característica de rendimento do motor e correlacionando todos através de números adimensionais.

Figura 28 - Variação do fluxo de ar para qualquer comprimento de duto de admissão através de fator adimensional  $C_{ir}$



Fonte: Blair (1999)

O fator adimensional  $C_{ir}$ , chamado por Blair (1999) de *intake ramming factor*, é calculado de acordo com a Equação (28) e é função da rotação, comprimento dos dutos de admissão no coletor e cabeçote e velocidade local do som.

$$C_{ir} = \frac{N * L_{it}}{a_o} \quad (28)$$

Utilizando o valor  $C_{rp1}$  da Figura 28 para se dimensionar o coletor de admissão, finalmente chega-se na Equação (29) que será a utilizada para se dimensionar o comprimento dos dutos do coletor de admissão para a rotação de máxima potência.

$$L_{it} = \frac{a_o * C_{rp1}}{N_{potmax}} \quad (29)$$

As outras faixas de rotação importantes no rendimento de um motor, que são os vales de potência e os picos além do maior já citado, podem ser calculadas utilizando as Equações (30) a (31).

$$N_{rp2} = \frac{a_o * C_{rp2}}{L_{it}} \quad (30)$$

$$N_{rp3} = \frac{a_o * Crp3}{L_{it}} \quad (31)$$

$$N_{rp4} = \frac{a_o * Crp4}{L_{it}} \quad (32)$$

$$N_{rt1} = \frac{a_o * Crt1}{L_{it}} \quad (33)$$

$$N_{rt2} = \frac{a_o * Crt2}{L_{it}} \quad (34)$$

$$N_{rt3} = \frac{a_o * Crt3}{L_{it}} \quad (35)$$

$$N_{rt4} = \frac{a_o * Crt4}{L_{it}} \quad (36)$$

$$N_{rt5} = \frac{a_o * Crt5}{L_{it}} \quad (37)$$

Para encontrar todos esses valores, deve-se saber exatamente quais são os números adimensionais de cada equação. Para não gerar uma imprecisão na hora dos cálculos, pode-se encontrar na Tabela 2 e na Tabela 3 quais os valores exatos de cada adimensional utilizado nas Equações (29) até a (37).

Tabela 2 - Fatores adimensionais para os picos de potência

Ramming Factor	Valor
Crp1	8900
Crp2	6600
Crp3	5150
Crp4	4150

Fonte: Blair (1999)

Tabela 3 - Fatores adimensionais para os vales de potência

Ramming Factor	Valor
Crt1	12000
Crt2	7600
Crt3	5700
Crt4	4500
Crt5	3650

Fonte: Blair (1999)

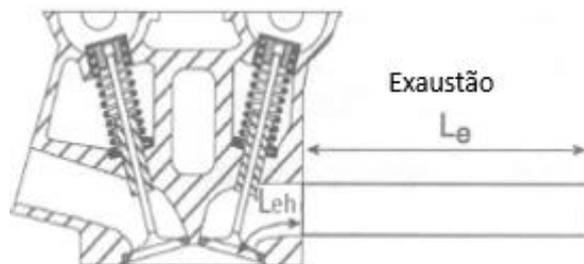
## 2.9 DIMENSIONAMENTO DO COLETOR DE EXAUSTÃO

### 2.9.1 Dutos primários do coletor

Como já explicado na seção 2.5, o coletor de escapamento será dimensionado para suprir um vale de potência gerado pela admissão e, portanto, conseguir obter uma curva mais linear de potência do motor.

A Figura 29 exemplifica, assim como a Figura 27 para a admissão, quais as dimensões que englobam o valor dimensionado aqui nesta seção, sendo determinados pela Equação (38). Não se pode esquecer que o valor final encontrado se refere a uma soma e não se pode esquecer de subtrair o comprimento do duto do cabeçote antes de se fabricar o coletor de escapamento.

Figura 29 - Dimensões determinadas para o coletor de escapamento



Fonte: Blair (1999)

$$L_{et} = L_{eh} + L_e \quad (38)$$

Para dimensionar o coletor de exaustão, deve-se retirar os valores de rotação de vales de potência da admissão, sejam elas calculadas pelas Equações (33) a (37) ou através de simulações computacionais.

Blair (1999), assim como fez para a admissão, também fez alguns experimentos reais com diferentes motores até chegar em uma equação empírica para o dimensionamento dos dutos do coletor de escapamento, mostrada na Equação (39). Essa equação utiliza um outro fator adimensional, chamado *exhaust tuning factor*, que está determinado na Equação (40) e também a temperatura do gás de exaustão, que deve ser utilizado como 535°C.

$$L_{et} = \frac{C_{et} \cdot \sqrt{(T_{ex} + 273)}}{N} \quad (39)$$

Onde

$$C_{et} = 2,058 * 10^5 \quad (40)$$

### 2.9.2 Dutos secundários

Após se dimensionar os dutos primários, tem-se ainda a tarefa de dimensionar os dutos secundários do coletor, o qual é responsável por unir todos os dutos primários em uma única ramificação tubular antes de soltar os gases na atmosfera.

A Equação (41) determina a maneira de se calcular esse valor requerido.

$$L_{tp} = \frac{C_{tp} \cdot \sqrt{(T_{ex} + 273)}}{n_{cil} * N} \quad (41)$$

Para que possa ser possível dimensionar esse duto secundário, precisa-se incluir a quantidade de cilindros que são conectados nos dutos primários – que no caso deste projeto, são todos os 4 cilindros do motor – além da temperatura do gás de exaustão já mencionada

anteriormente e de um novo fator adimensional, chamado de *exhaust tailpipe tuning factor*, que está definido na Equação (42).

$$C_{tp} = 9 * 10^5 \quad (42)$$

### 3 MATERIAL E MÉTODO

#### 3.1 MEDIÇÃO DOS COMPONENTES DO MOTOR

Para que se possa iniciar o desenvolvimento, o primeiro passo foi desmontar o motor utilizado pela equipe UNESP Racing e fazer as medições dos componentes necessários. As Figuras 30 e 31 mostram as peças desmontadas e separadas em uma bancada para que pudessem ser medidas.

Figura 30 - Componentes do sistema de válvula do motor CB600F utilizado pela equipe UNESP Racing



Fonte: Produção da própria autora

Figura 31 - Cabeçote do motor CB600F utilizado pela equipe UNESP Racing



Fonte: Produção da própria autora

As Tabelas 4 e 5 compilam todos os dados que foram medidos e que serão utilizados ao longo dos dimensionamentos dos coletores deste projeto.

Tabela 4 - Valores de admissão medidos nos componentes do motor em questão

Admissão		
Número de válvulas de admissão ( $n_{iv}$ )	2	unid
Diâmetro da garganta de admissão ( $d_{ip}$ )	23,80	mm
Área da Garganta	444,88	mm <sup>2</sup>
Diâmetro da haste da válvula de admissão ( $d_{st}$ )	4,00	mm
Área da garganta menos a área da haste	432,31	mm <sup>2</sup>
Área disponível na garganta ( $A_{ip}$ )	864,63	mm <sup>2</sup>
Diâmetro externo do assentamento ( $d_{os}$ )	27,00	mm
Ângulo assentamento ( $\phi$ )	45	graus
Diâmetro interno do assentamento ( $d_{is}$ )	24,17	mm

Fonte: Produção da própria autora

Tabela 5 - Valores do escape medidos nos componentes do motor em questão

Escape		
Número de válvulas de escape ( $n_{ev}$ )	2	unid
Diâmetro da garganta de escape ( $d_{ip}$ )	17,17	mm
Área da garganta	231,58	mm <sup>2</sup>
Diâmetro da haste da válvula de escape ( $d_{st}$ )	4,00	mm
Área da garganta menos a área da haste	219,02	mm <sup>2</sup>
Área disponível na garganta ( $A_{ep}$ )	438,04	mm <sup>2</sup>
Diâmetro externo do assentamento ( $d_{os}$ )	22,00	mm
Ângulo assentamento ( $\phi$ )	45	graus
Diâmetro interno do assentamento ( $d_{is}$ )	19,17	mm

Fonte: Produção da própria autora

Nas Tabelas 4 e 5, os valores que estão destacados foram todos os medidos utilizando um paquímetro e os valores que não estão em destaque são cálculos geométricos feitos para que se possa utilizar posteriormente em passos do desenvolvimento.

### 3.2 BANCADA DE FLUXO E COEFICIENTE DE DESCARGA

O segundo passo para conseguir dimensionar os coletores foi levar o cabeçote em uma bancada de fluxo, para que fosse possível determinar o coeficiente de descarga da admissão e da exaustão. A Figura 32 mostra o equipamento com o componente já fixado utilizando os aparatos necessários para fazer a adaptação à bancada.

Figura 32 - Cabeçote fixado na bancada de fluxo



Fonte: Produção da própria autora

## 4 RESULTADOS

Com o motor na posição, foi definido que seriam feitas medidas de vazões volumétricas a cada 0,5mm de levante de válvula. Além disso, foi determinada uma diferença de pressão de 15 polegadas de água para o teste.

Como o sistema de admissão originalmente tem levante máximo de 8,26mm e o de escape tem levante máximo de 7,45mm, foi definido que o teste seria feito até o acionamento de 8,5mm da válvula para ambos os lados. A Tabela 6 e 7 mostram os valores obtidos após o teste.

Tabela 6 - Valores de vazão volumétrica e mássica para as válvulas de admissão

<b>RESULTADOS</b>		
<b>Admissão</b>		
Levante [mm]	Q [CFM]	$\dot{m}_{ex}$ [kg/h]
0,5	7,8	13,9
1	15,8	28,2
1,5	25,4	45,4
2	33,5	59,9
2,5	40,4	72,2
3	49,3	88,1
3,5	56	100,1
4	66,2	118,3
4,5	72,5	129,6
5	80,3	143,5
5,5	86	153,7
6	90,6	161,9
6,5	92,7	165,7
7	94,2	168,4
7,5	97,6	174,4
8	99,8	178,4
8,5	101,5	181,4

Fonte: Produção da própria autora

Tabela 7 - Valores de vazão volumétrica e mássica para as válvulas de exaustão

<b>RESULTADOS</b>		
<b>Exaustão</b>		
Levante [mm]	Q [CFM]	$\dot{m}_{ex}$ [kg/h]
0,5	5	9,3
1	9,5	17,7
1,5	14,5	27,0
2	18,9	35,2
2,5	23	42,8
3	28,4	52,9
3,5	32,9	61,2
4	38,1	70,9
4,5	41,5	77,3
5	46,4	86,4
5,5	49,7	92,5
6	52,8	98,3
6,5	54,6	101,6
7	55,7	103,7
7,5	58,6	109,1
8	59,5	110,8
8,5	60,2	112,1

Fonte: Produção da própria autora

Para que seja possível calcular os valores do coeficiente de descarga, precisa-se primeiro encontrar qual o valor da velocidade isentrópica que será utilizada, baseado nos valores de teste e de dados barométricos do local em que a bancada estava localizada e o dia em que o teste foi feito. A Tabela 8 apresenta, em amarelo, os dados do teste de o ambiente e, em verde, a velocidade calculada.

Tabela 8 - Dados do ensaio e velocidade isentrópica

Dados do Ensaio e Velocidade Isentrópica	
$\gamma$	1.4
$P_{ATM}$ [mbar]	927
$\Delta P$ [Pol H <sub>2</sub> O]	15
$\Delta P$ [mbar]	37,362
$T_0$ [°C]	25
$P_0$ [mbar]	927
$\rho_0$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,083
$\rho_s$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,052
$V_{TH}$ [m/s]	83,662
$V_{TH}$ [km/h]	301,182

Fonte: Produção da própria autora

Além dos dados da Tabela 8, é necessário também saber em que momento terá a troca da fórmula de área mínima de passagem, de acordo com a área de cortina e levante de válvula. Utilizando a Equação (8), temos que o levante limite para alterar é de 2,828mm tanto para a admissão quanto para a exaustão. Portanto, entre 0,5 e 2,5mm será calculado utilizando a Equação (9) e após isso, utilizando a Equação (10). Assim que a área da cortina ultrapassa a área da garganta, passaremos a utilizar a última como referência de área para cálculo do coeficiente de descarga.

A Tabela 9 e a Tabela 10 mostram a área de cortina em cada levante e, marcado de verde, qual a área mínima que será utilizada naquele instante para o cálculo do coeficiente de descarga.

Tabela 9 - Área mínima da cortina, garganta e a utilizada para cada instante de admissão

<b>Área mínima em cada levante de válvula da admissão</b>			
<b>Levante [mm]</b>	<b>Áreamin. cortina [mm<sup>2</sup>]</b>	<b>Áreamin. garganta. [mm<sup>2</sup>]</b>	<b>Áreamin. Instantânea [mm<sup>2</sup>]</b>
0,5	54,251	864,629	54,251
1	109,613	864,629	109,613
1,5	166,085	864,629	166,085
2	223,669	864,629	223,669
2,5	282,363	864,629	282,363
3	341,581	864,629	341,581
3,5	405,119	864,629	405,119
4	473,801	864,629	473,801
4,5	545,688	864,629	545,688
5	619,665	864,629	619,665
5,5	695,065	864,629	695,065
6	771,472	864,629	771,472
6,5	848,613	864,629	848,613
7	926,306	864,629	864,629
7,5	1004,421	864,629	864,629
8	1082,868	864,629	864,629
8,5	1161,579	864,629	864,629

Fonte: Produção da própria autora

Tabela 10 - Área mínima da cortina, garganta e a utilizada para cada instante da exaustão

<b>Área mínima em cada levante de válvula da exaustão</b>			
Levante [mm]	Áreamin. cortina [mm <sup>2</sup> ]	Áreamin. garganta. [mm <sup>2</sup> ]	Áreamin. Instantânea [mm <sup>2</sup> ]
0,5	43,144	530,050	43,44
1	87,398	530,050	87,398
1,5	132,764	530,050	132,764
2	179,240	530,050	179,240
2,5	226,827	530,050	226,827
3	274,829	530,050	274,829
3,5	325,950	530,050	325,950
4	381,210	530,050	381,210
4,5	439,049	530,050	439,049
5	498,569	530,050	530,050
5,5	559,235	530,050	530,050
6	620,710	530,050	530,050
6,5	682,777	530,050	530,050
7	745,286	530,050	530,050
7,5	808,136	530,050	530,050
8	871,253	530,050	530,050
8,5	934,582	530,050	530,050

Fonte: Produção da própria autora

Com os valores de velocidade isentrópica, área mínima instantânea e massa específica, foi possível calcular todos os valores de vazão mássica ideal para cada levante de válvula. Com isso, utilizando a Equação (11) é possível obter os valores de coeficiente de descarga de admissão e exaustão, os quais são apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 - Fluxos mássicos e coeficientes de descarga para admissão e exaustão

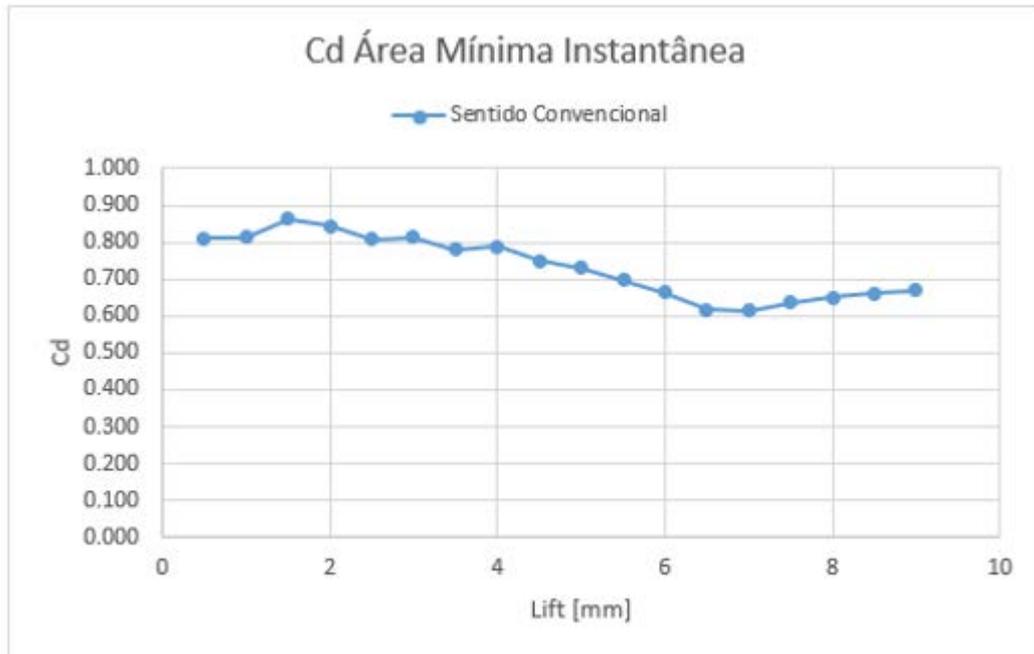
Fluxos mássicos e coeficiente de descarga						
Levante [mm]	Admissão			Exaustão		
	$\dot{m}_{ex}$ [kg/h]	$\dot{m}_{id}$ [kg/h]	Cd	$\dot{m}_{ex}$ [kg/h]	$\dot{m}_{id}$ [kg/h]	Cd
0,5	13,9	17,2	0,81	9,3	14,0	0,67
1	28,2	34,7	0,81	17,7	28,3	0,63
1,5	45,4	52,6	0,86	27,0	42,9	0,63
2	59,9	70,9	0,84	35,2	58,0	0,61
2,5	72,2	89,5	0,81	42,8	73,4	0,58
3	88,1	108,2	0,81	52,9	88,9	0,59
3,5	100,1	128,4	0,78	61,2	105,4	0,58
4	118,3	150,1	0,79	70,9	123,3	0,58
4,5	129,6	172,9	0,75	77,3	142,0	0,54
5	143,5	196,3	0,73	86,4	171,4	0,50
5,5	153,7	220,2	0,70	92,5	171,4	0,54
6	161,9	244,4	0,66	98,3	171,4	0,57
6,5	165,7	268,9	0,62	101,6	171,4	0,59
7	168,4	273,9	0,61	103,7	171,4	0,60
7,5	174,4	273,9	0,64	109,1	171,4	0,64
8	178,4	273,9	0,65	110,8	171,4	0,65
8,5	181,4	273,9	0,66	112,1	171,4	0,65

Fonte: Produção da própria autora

Marcados em verde estão os valores de coeficiente de descarga para o máximo levante, os quais serão utilizados nos cálculos das seções posteriores para definir a rotação de máxima potência com o número de Mach.

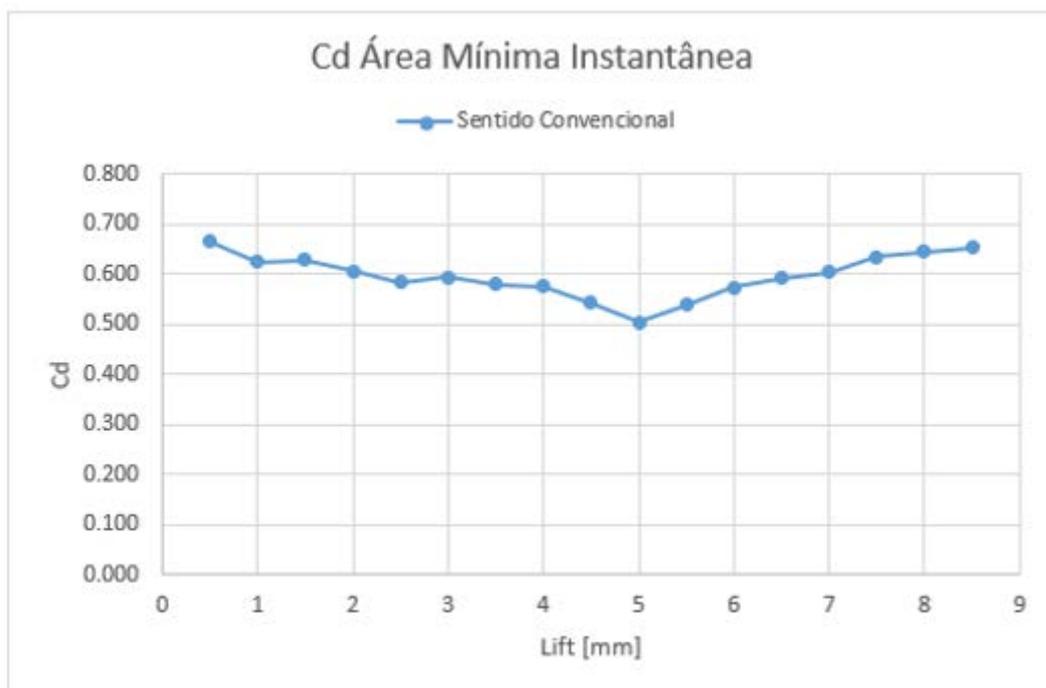
As Figuras 33 e 34 mostram, de forma gráfica, os valores de coeficiente de descarga da admissão e exaustão, respectivamente.

Figura 33 - Coeficiente de descarga da admissão x levante de válvula



Fonte: Produção da própria autora

Figura 34 - Coeficiente de descarga da exaustão x levante de válvula



Fonte: Produção da própria autora

#### 4.1 ROTAÇÃO DE POTÊNCIA MÁXIMA

Para se encontrar a rotação de máxima potência, precisa-se primeiro calcular a área do cilindro. Para o motor da Honda CB600F, que possui os cilindros com 67mm de diâmetro, tem-se uma área de cada cilindro de 3525,7mm<sup>2</sup>.

Com relação à área efetiva de passagem do ar de admissão, deve-se multiplicar a área da garganta pelo coeficiente de descarga em levante máximo, chegando ao valor de  $A_{te}$  de 562mm<sup>2</sup>.

O terceiro passo é calcular a razão entre velocidade instantânea e velocidade média do pistão e encontrar qual o valor máximo dessa relação ao longo de um giro do virabrequim. A Figura 35 mostra o gráfico da razão pelo ângulo de giro e, de acordo com os cálculos, tem-se o valor de 1,61 como o máximo encontrado.

Figura 35 - Gráfico da razão entre a velocidade instantânea e média do pistão x ângulo de giro



Fonte: Produção da própria autora

Por último, tem-se a necessidade de calcular o valor da velocidade do som local, baseando-se na temperatura do ar de admissão de 30°C. Utilizando a Equação (21), temos que  $a_o = 349,02$  m/s.

Finalmente, com todos os valores calculados acima e utilizando a Equação (19) para o valor de 0,5 para o número de Mach, chega-se na rotação de potência máxima de 12.000 rpm. Essa rotação será a utilizada para se dimensionar os dutos de admissão na próxima seção deste trabalho.

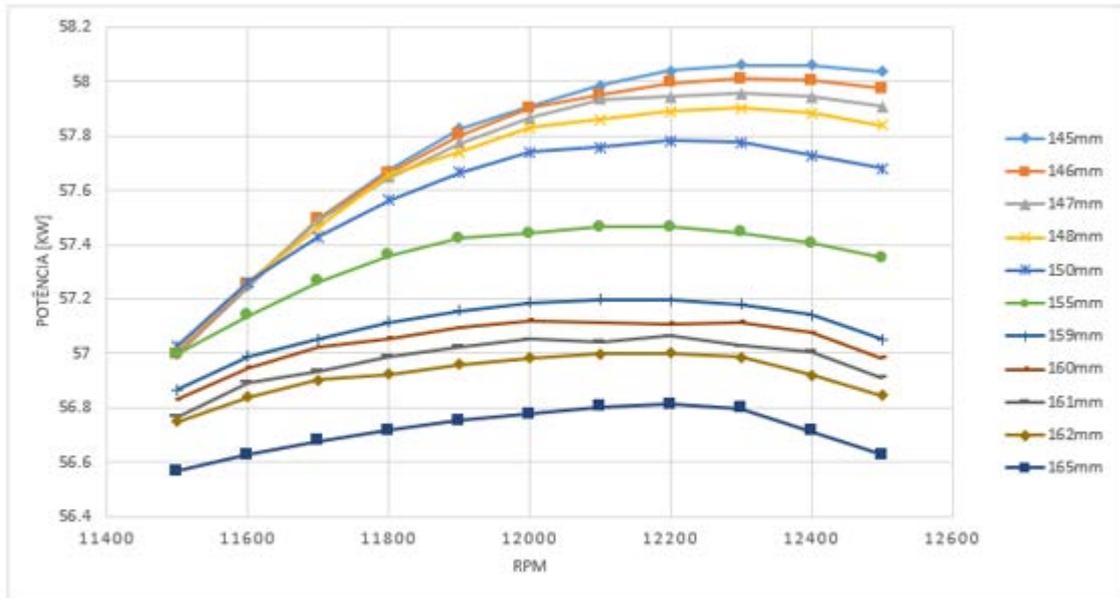
#### 4.2 DIMENSIONAMENTO DO COLETOR DE ADMISSÃO

Com o valor da rotação de potência máxima encontrado, será aplicado o conceito desenvolvido por Blair (1999) para definir o comprimento da admissão. Antes de fazer os cálculos, foi necessário fazer a medição do comprimento dos dutos de admissão – variável  $L_{ih}$  da Equação (27) – para que se possa subtrair do valor total que será calculado utilizando o fator adimensional. Para o motor da Honda CB600F, os dutos de admissão do cabeçote foram medidos utilizando um arame e possuem o comprimento de 100mm cada.

Utilizando a Equação (28) e aplicando os valores de  $a_o = 349,02$  m/s,  $N = 12.000$  rpm e  $C_{rp1} = 8.900$ , chega-se ao valor final de 258,85 mm. Porém, como ainda é necessário descontar os dutos do cabeçote, o comprimento dos dutos do coletor serão de 158,85 mm.

Após fazer uma modelagem computacional do motor estudado aqui neste trabalho, foram feitas algumas simulações em valores ao redor do comprimento calculado, para ajudar a ter uma análise mais refinada e chegar em um valor otimizado. A Figura 36 mostra todas essas simulações, utilizando a potência do motor em uma faixa próxima dos 12.000 rpm como fator decisivo.

Figura 36 - Potência x rotação do motor para diferentes comprimentos dos dutos de coletor de admissão

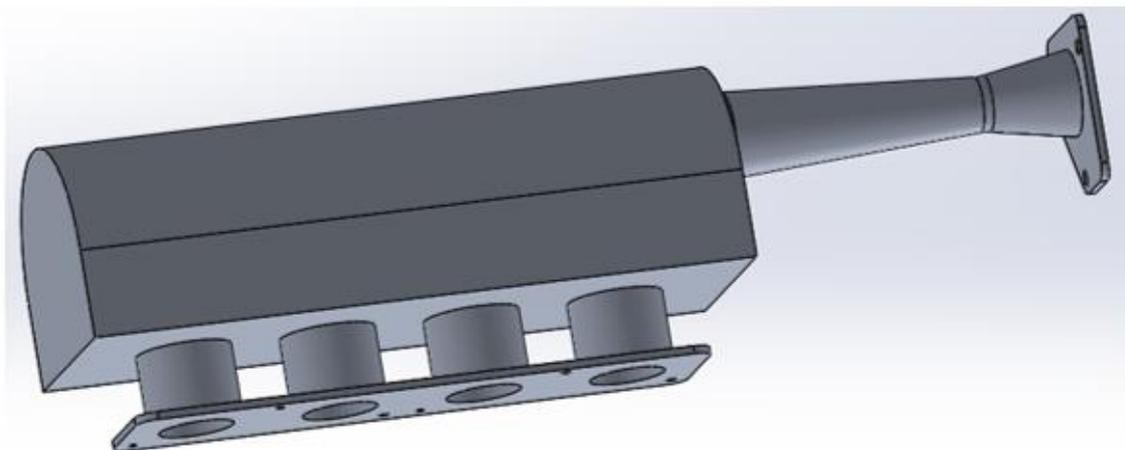


Fonte: Produção da própria autora

Após analisar os resultados da simulação, foi definido o comprimento de 145mm para os dutos de admissão como o ótimo para o presente estudo, sem atrapalhar na manufatura e montagem do sistema no motor.

Como os dutos ficaram com comprimentos curtos, não se pode fazer uma análise da geometria do plenum, pois o único formato possível de desenhar e manufaturar foi o coletor com entrada lateral. A Figura 37 mostra o desenho 3D final do sistema de admissão empregado no protótipo da equipe UNESP Racing após o dimensionamento.

Figura 37 - Desenho 3D do coletor de admissão após o dimensionamento dos dutos



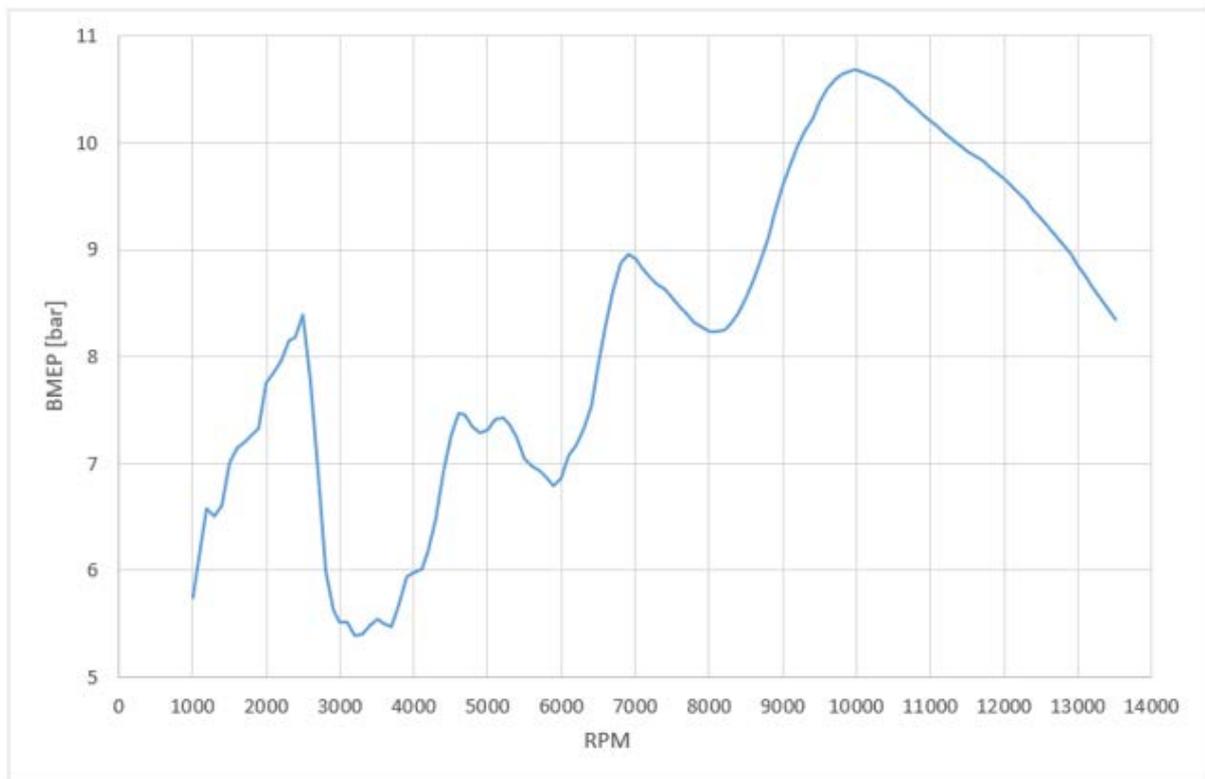
Fonte: Produção da própria autora

### 4.3 DIMENSIONAMENTO DO COLETOR DE ESCAPAMENTO

#### 4.3.1 Determinação da rotação a ser utilizada

O primeiro passo para o dimensionamento do coletor de exaustão é fazer a seleção de uma rotação de vale de potência gerado pela admissão. Essas rotações podem ser definidas utilizando as Equações (27) a (31) ou então simulando em um programa computacional. Neste caso, foi realizada uma simulação computacional e a Figura 38 apresenta a curva de pressão média efetiva (em bar) após a seleção do coletor de admissão, porém sem um coletor de escapamento definido.

Figura 38 - Pressão média efetiva x RPM após seleção do coletor de admissão



Fonte: Produção da própria autora

Confirmando o que foi apresentado na seção 2.4, pode-se ver claramente pontos de pico e vale de potência do motor. Para o gráfico acima, as rotações de baixa são 3.300, 5.900 e 8100 RPM.

Como um protótipo de Fórmula SAE tem a obrigação de empregar uma restrição ao motor com o intuito de limitar a potência gerada, a rotação de potência máxima não ficou na faixa de 12.000 RPM como pode ser visto e o que será levado em conta daqui para frente é essa curva do sistema apresentada na Figura 38.

Como este trabalho tem o foco em um veículo de competição, o mesmo irá buscar sempre a máxima potência e, portanto, estará com o motor trabalhando grande parte do tempo em rotações mais altas. Portanto, foi escolhida a rotação de 8.100 RPM para utilizar no dimensionamento do coletor de escapamento.

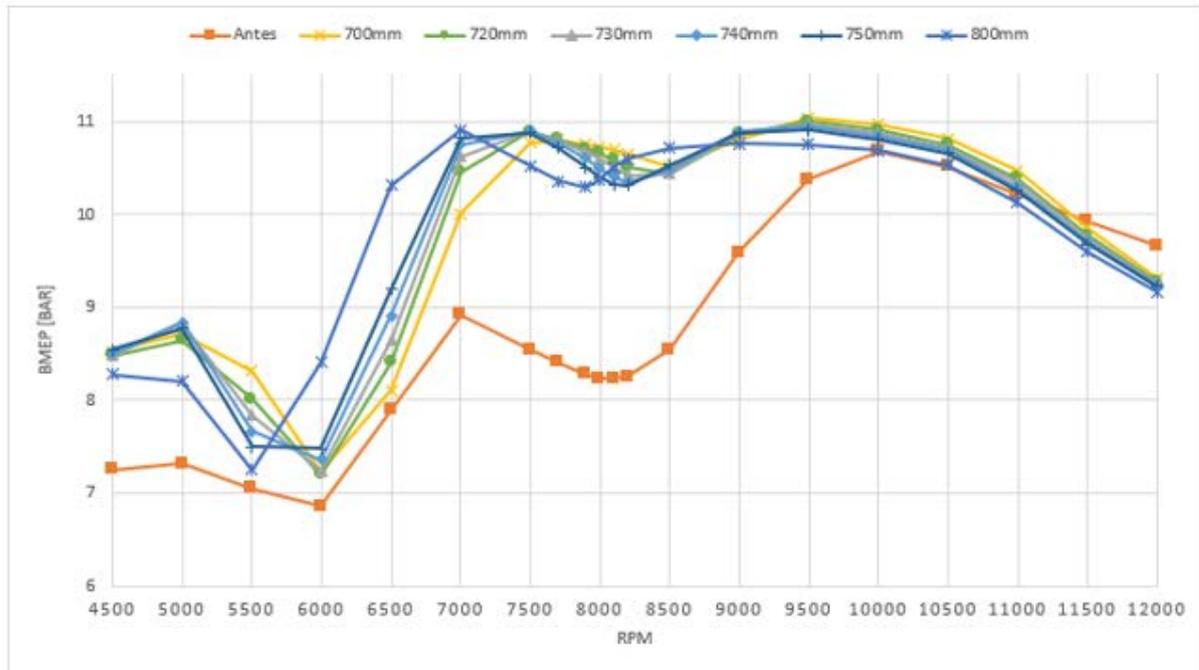
#### **4.3.2 Dimensionamento dos dutos primários**

Assim como feito para a admissão, antes de se iniciar os cálculos para dimensionamento do coletor, foi necessário fazer a medição do comprimento dos dutos de exaustão do cabeçote com a utilização do arame, encontrando o valor de 60 mm e que será descontado do valor calculado pela Equação (33).

Utilizando a rotação de 8.100 RPM, temperatura dos gases da exaustão de 535°C e fator adimensional seguindo a Equação (34), calculamos o comprimento total dos dutos de escapamento a partir da Equação (33) e obtivemos o valor de 722,2 mm. Subtraindo os 60 mm do duto no cabeçote, tem-se o valor de 662,2 mm para os dutos do coletor de escapamento.

Assim como foi feita para a admissão, foi simulado outros valores acima e abaixo do calculado para poder encontrar o comprimento ótimo de acordo com a análise realizada. A Figura 39 mostra as diferentes curvas de acordo com cada comprimento, além da curva inicial antes de se fazer o dimensionamento do coletor.

Figura 39 - Pressão média efetiva x rotação do motor para diferentes comprimentos de coletor de exaustão

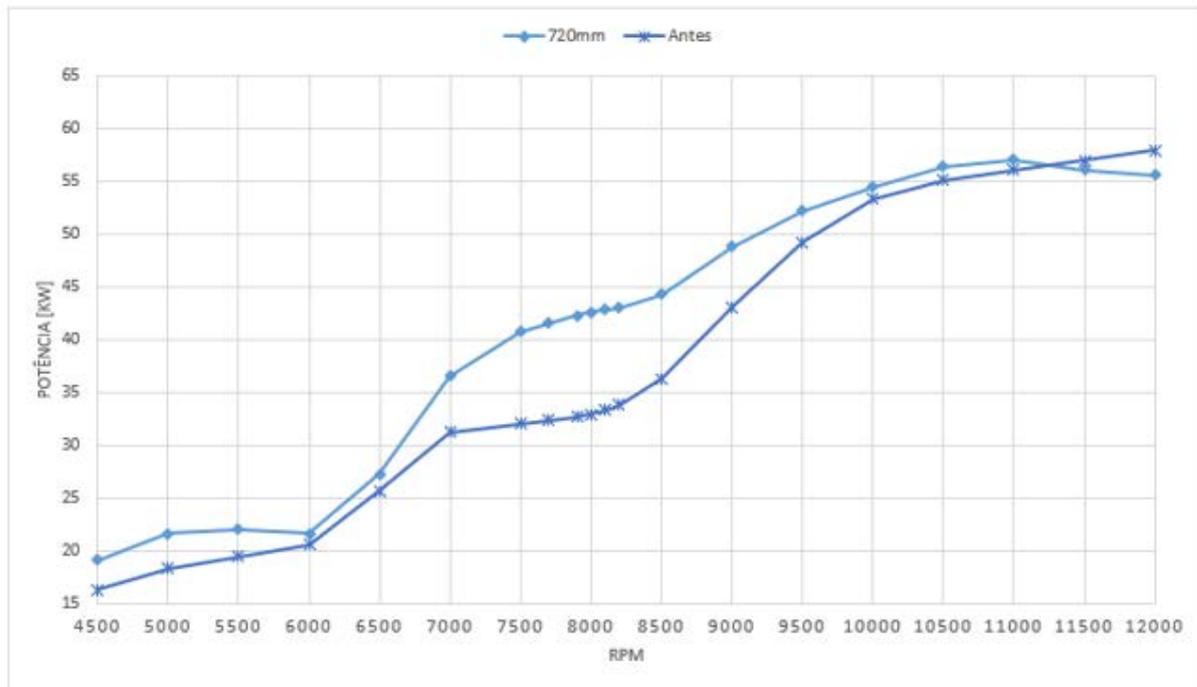


Fonte: Produção da própria autora

É visível a melhora de performance na região desejada após a inclusão do coletor dimensionado, porém pode-se confirmar que coletores mais longos favorecem rotações mais baixas (como o de 800 mm demonstra) e coletores mais curtos favorecem rotações mais altas.

Fazendo uma análise de todos os resultados gerados, chega-se a conclusão de que o comprimento que gera em média uma melhora de performance na faixa de rotação aplicada é um coletor com 720mm de comprimento. A Figura 40 mostra a diferença na potência após o dimensionamento do coletor de escapamento, gerando um ganho de aproximadamente 28% na potência do motor sem a influência do coletor de escapamento.

Figura 40 - Comparação para mostrar o ganho de potência após dimensionamento do coletor de escapamento



Fonte: Produção da própria autora

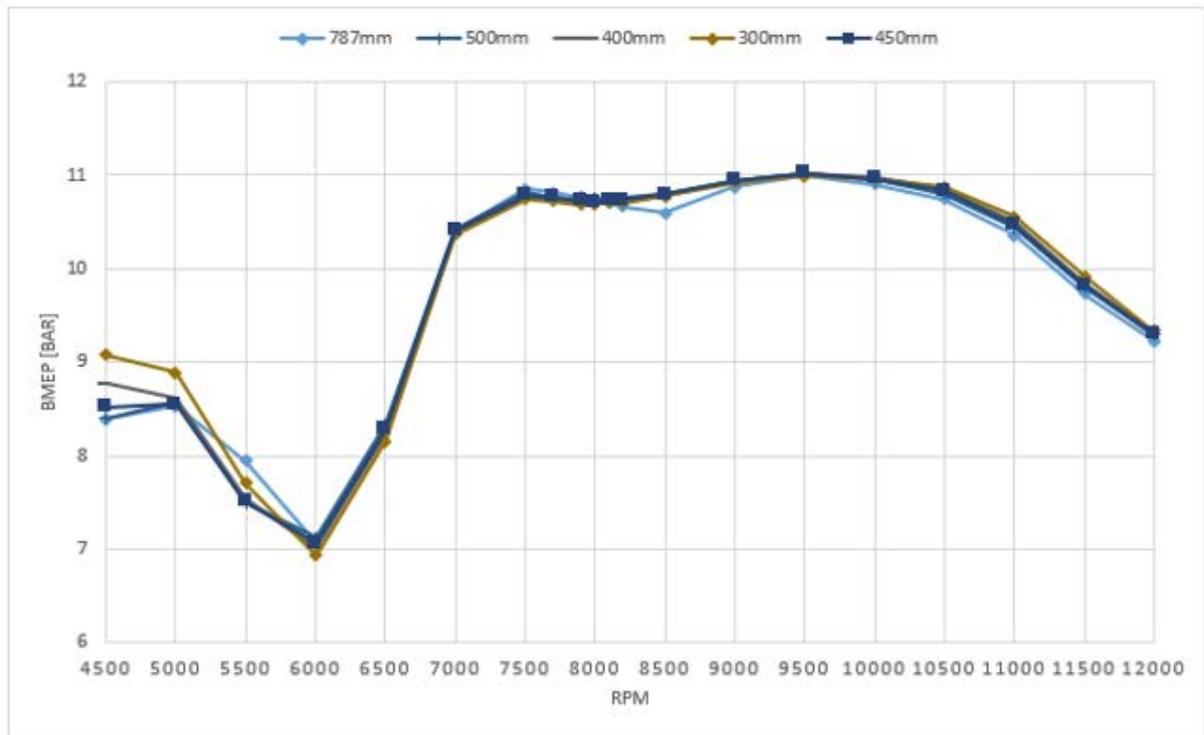
### 4.3.3 Dimensionamento do duto secundário

Como último passo deste trabalho, precisa-se calcular o comprimento ótimo do duto secundário do coletor de escapamento, o qual irá fazer a junção dos quatro dutos primários calculados na seção 3.5.2.

Assim como foi utilizado para os dutos primários, a temperatura dos gases de exaustão é de 535°C, a rotação é de 8.100 RPM e a quantidade de cilindros é quatro. A partir da Equação (35), incluindo os valores recém citados e o fator adimensional da Equação (36), encontra-se o comprimento ideal de 787,1 mm.

Mais uma vez, foi incluído na simulação computacional e avaliado também comprimentos menores e maiores do que o calculado para conseguir-se otimizar o componente. A Figura 41 apresenta os resultados das diferentes simulações feitas.

Figura 41 - Simulação para avaliar a influência do duto secundário do escapamento



Fonte: Produção do próprio autor

Neste caso, a influência do duto secundário foi extremamente mínima e sem significância para o rendimento do motor. Portanto, ao invés de selecionar um comprimento próximo do calculados, foi determinado um comprimento bem menor – de 450 mm - para que se possa diminuir o conjunto e conseqüentemente o peso do mesmo no veículo, uma vez que se trata de um carro de competição e qualquer massa a menos é sinal de melhor performance.

## 5 CONCLUSÕES

Utilizando a metodologia apresentada na seção 2 foi possível dimensionar ambos os coletores de admissão e escapamento para o protótipo da equipe UNESP Racing, buscando otimizar os componentes e maximizar a potência e rendimento do motor utilizado pelo time.

O uso da ferramenta computacional como auxílio aos resultados analíticos possibilitou fazer análises mais precisas em torno dos dimensionamentos dos componentes selecionados neste trabalho. A mesma mostrou que não necessariamente será exatamente o valor calculado que deve ser tomado como ideal para a aplicação, porém dão uma extrema noção de qual faixa de valores deve-se tomar como referência para otimizar.

Pode-se ter como um excelente resultado a melhora de quase 30% da potência do motor na faixa selecionada para o coletor de escapamento após se fazer o dimensionamento e inclusão do mesmo no sistema. Isso demonstra como o componente bem dimensionado tem extrema influência em motores de combustão interna e na performance dos mesmos para atingir elevados níveis de potência quando o assunto é competição automobilística.

Por fim, como este trabalho está relacionado a um protótipo de competição, não se deve pensar apenas na potência, mas também em outros fatores como a massa do veículo e de cada componente que é montado. Isso foi aplicado durante a análise do dimensionamento do duto secundário do coletor de escapamento, o qual gerou uma diferença de potência muito pequena entre um comprimento e outro, mas que teria uma diferença de peso bastante significativa entre as opções analisadas.

## REFERÊNCIAS

- BALESTIERI, J. A. P. **Ciclos térmicos com motor de combustão interna** 2016. Guaratinguetá: FEG-UNESP. (apresentação para aula)
- BELL, A. G. **Four-stroke performance tuning**. 3rd ed. California: Haynes Publishing, 2016, 478p.
- BLAIR, G. P. **Design and simulation of four-stroke engines**. 2nd ed. Warrendale: SAE, 1999. 815p.
- BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Ed. Blücher, 2012. 554p. v.1.
- BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Ed. Blücher, 2012. 486p. v. 2.
- CAVAGLIERI, M. R. **Estudo experimental do fenômeno de onda em coletores de admissão para motores de combustão interna**. 2014. 118f. Dissertação (Mestrado Acadêmico) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2014.
- CAVAGLIERI, M. R.; MOURA T. M.; SANTOS, R. G. **Correlation between numeric simulation and experimental results on intake manifold development**. 2009. 23f. Disponível em: <<https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2009-36-0274/>>. Acesso em: 10 nov. 2018
- CLAYWELL, M.; HORKHEIMER, D.; STOCKBURGER, G. **Investigation of intake concepts for a formula SAE four-cylinder engine using 1D/3D (Ricardo WAVE-VECTIS) coupled modeling techniques**. 2006. 26f. Disponível em: <<https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2006-01-3652/>>. Acesso em: 10 nov. 2018.
- FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014. 724p.

HEISLER, H. **Advanced engine technology**, Warrendale: SAE International, 1995. 830p.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. 2nd ed. Massachusetts: McGraw-Hill Education, 1988. 930p.

LOPES, A; FURLANI, C. E. A; SILVA, R. P. **Desenvolvimento de um protótipo para medição do consumo de combustível em tratores**. Revista Brasileira de Agroinformática, São Paulo, v. 5, n. 1, p. 24-31, 2003.

NEBRA, S. A. **Máquinas térmicas: motores alternativos de combustão interna**. FEM. UNICAMP, 2003. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/apresentação/powerpoint>>. Acesso em: 10 nov. 2018.

PENIDO FILHO, P. **Os motores a combustão interna**. Belo Horizonte: LEMI, 1983. 691p.

PIGNONE, G. A.; VERCELLI, U. R. **Motores de alta potência: a base conceitual da técnica de competição**. 2nd ed. Itália: Hoepli, 2010, 576p.

TILLMANN, C. A. C. **Motores de combustão interna e seus sistemas**. 2013. Disponível em: [http://estudio01.proj.ufsm.br/cadernos/ifsul/tecnico\\_biocombustivel/motores\\_combustao\\_interna\\_e\\_seus\\_sistemas.pdf](http://estudio01.proj.ufsm.br/cadernos/ifsul/tecnico_biocombustivel/motores_combustao_interna_e_seus_sistemas.pdf)>. Acesso em: 10 nov. 2018.

VICENTE, L. G. **Otimização de performance dos motores de combustão interna**. SAE Brasil, 2016.