

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA  
DO RIO DE JANEIRO



**Daniel Henrique Figueiredo**

**Análise de vazão da mistura ar-combustível na  
interface pistão-cilindro em motores de  
combustão interna**

**Projeto de Graduação**

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia  
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Sergio Leal Braga  
Coorientador: Florian Alian Yannick Pradelle

Rio de Janeiro  
Julho 2018

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente agradeço a Deus por ter me dado força e determinação, a pesar dos obstáculos que a vida me impôs, para concluir essa fase da minha vida.

Aos meus pais que fizeram e fazem o possível para que eu consiga realizar meus sonhos e estando sempre ao meu lado me apoiando. Ao meu avô José, que eu nem cheguei a conhecer, mas que indiretamente me ajudou muito financeiramente.

Agradeço também ao meu orientador Sergio Braga, que foi de suma importância para, não só o desenvolvimento desse trabalho, como também para o desenvolvimento do meu projeto, pistão magnético, junto com o pesquisador Alexandre Guarato, a quem agradeço pela ajuda e oportunidade de iniciar minha caminhada no ramo da pesquisa.

Ao meu coorientador, Florian Pradelle, pela paciência e ajuda que foram essenciais para conclusão deste trabalho. É um exemplo para mim, como pessoa e profissional, sendo tão novo e tão brilhante e humilde.

Agradeço também a pesquisadora Aline Abdu, com toda sua paciência e generosidade me ajudou na construção da malha e simulação no Fluent.

Gostaria de fazer um agradecimento especial ao vice-reitor comunitário, Augusto Sampaio, por ter me dado à oportunidade de estudar na PUC-Rio. Sem ele nada disso estaria sendo possível.

Por fim agradeço aos meus amigos de curso que foram fundamentais nas longas horas de estudos e realização de trabalhos.

## **RESUMO**

### **Análise de vazão da mistura ar-combustível na interface pistão-cilindro em motores de combustão interna.**

Este trabalho se dedicou a fazer uma análise simulatória do blow-by (escoamento compressível do fluido ar-combustível através da folga radial existente entre o pistão e o cilindro) em um motor teórico, no qual foram removidos os anéis de seguimento dos pistões e acrescentado magnetos permanentes para reduzir o atrito na interface pistão-cilindro.

Utilizando as equações de conservação de massa e da quantidade de movimento, foi definido o conjunto de equações a ser resolvido para um escoamento de ar compressível e isotérmico. O problema foi representado por um escoamento entre placas planas paralelas estacionárias, utilizando como referência o escoamento de Couette.

Na ausência da solução analítica foi obtida com ajuda do software ANSYS – Fluent, uma resolução numérica para diferentes diferenças de pressões entre entrada e a saída do canal, e também, uma variação do gap (folga radial na interface pistão-cilindro). Foram utilizados dados experimentais de pressão indicada e rotação de um motor de ignição por compressão real, para descrever o comportamento do blow-by nos períodos de compressão e expansão, sem troca de calor.

Por fim, a partir de varias interações foi possível dimensionar e estimar uma folga teórica, sem os anéis de seguimento, para que se tivesse o mesmo vazamento em comparação ao vazamento de um motor real com os anéis de seguimento.

**Palavras-Chave:** Blow-by, folga radial, motor de combustão interna, escoamento entre placas, Couette, Poiseuille, escoamento compressível.

## **ABSTRACT**

### **Flow analysis of the air-fuel mixture at the piston-cylinder interface in internal combustion engines.**

This work was devoted to a simulated analysis of the blow-by (compressible flow of air-fuel fluid through the radial clearance between the piston and the cylinder) in a theoretical engine, in which the piston rings were removed and permanent magnets were added to reduce friction at the piston-cylinder interface.

Using equations of mass conservation and momentum, the set of equations to be solved for a compressible and isothermal air flow was defined. The problem was represented by a flow between stationary parallel flat plates, using as reference the couette flow.

In the absence of the analytical solution, ANSYS - Fluent software, a numerical resolution for different pressure differences between inlet and outlet of the channel, and a gap variation were obtained with the help of the ANSYS - Fluent software. Experimental data of indicated pressure and rotation of a real compression ignition engine were used to describe the behavior of the blow-by in the periods of compression and expansion without heat exchange.

Finally, from several interactions, it was possible to size and estimate a theoretical gap, without the piston rings, in order to have the same leakage compared to the leakage of a real motor with the piston rings.

**Keywords:** Blow-by, radial clearance, internal combustion engine, flow between plates, Couette, Poiseuille, compressible flow.

## Sumário

<b>1.</b>	<b>Introdução</b>	<b>1</b>
<b>2.</b>	<b>Motores de combustão interna</b>	<b>2</b>
2.1.	Motores de combustão interna quatro tempos 4T	4
2.1.1.	Ciclo Otto	5
2.1.1.1.	Ciclo padrão ar Otto	6
2.1.2.	Ciclo Diesel	8
2.1.2.1.	Ciclo padrão ar Diesel	10
2.2.	Lubrificação	11
2.2.1.	Funções	12
2.2.2.	Conceito de blow-by	12
2.3.	Repulsão magnética na interface pistão-cilindro	14
2.3.1.	Apresentação	14
<b>3.</b>	<b>Metodologia e objetivos</b>	<b>16</b>
<b>4.</b>	<b>Análise teórica</b>	<b>17</b>
4.1.	Conservação de massa	17
4.2.	Equação diferencial da quantidade de movimento	18
<b>5.</b>	<b>Análise numérica</b>	<b>21</b>
5.1.	Metodologia	23
<b>6.</b>	<b>Resultados</b>	<b>24</b>
6.1.	Perfil de velocidade	24
6.2.	Componente de velocidade na direção x	26
6.3.	Pressão estática	28
<b>7.</b>	<b>Comparações</b>	<b>31</b>
7.1.	Velocidade x	31
7.2.	Pressão estática	33
7.3.	Vazão mássica	35

7.4.	Valor experimental de blow-by	35
<b>8.</b>	<b>Conclusão</b>	36
	<b>Referências</b>	38
	<b>Apêndice 1</b>	39
	<b>Apêndice 2</b>	49
	<b>Apêndice 3</b>	51

## Lista de Figuras

Figura 1 – Distribuição de energia em motor de combustão interna	1
Figura 2 – Diagrama P- $\phi$ – motor de ignição por centelha 4T [1, p.30]	3
Figura 3 – Ciclo de operação de um motor quatro tempos. [3, p. 10]	4
Figura 4 – Diagrama P-V motor de ignição por centelha 4T [1, p. 86]	5
Figura 5 – Diagrama P- $\phi$ – motor Otto 4T a plena carga. [1, p.89]	6
Figura 6 – Diagrama P- $\phi$ – motor de ignição por centelha 4T. [1, p.88]	6
Figura 7 – Diagrama P-v e T-S do ciclo Otto. [1, p.97]	7
Figura 8 – Variação qualitativa da eficiência térmica de um ciclo Otto, em função da taxa de compressão.	8
Figura 9 – Diagrama de pressão no cilindro – motor de ignição por compressão 4T [1, p.92]	9
Figura 10 – Diagrama P- $\phi$ real – motor de ignição por compressão 4T a plena carga. [1, p.93]	9
Figura 11 – Diagrama P-V real 4T a plena carga – motor de ignição por centelha e compressão. [1, p.94]	10
Figura 12 – Diagramas P-V e T-S do ciclo Diesel. [1, p.114]	10
Figura 13 – Verificação qualitativa do rendimento térmico em função da taxa de compressão.	11
Figura 14 – Exemplo de lubrificação na interface pistão-cilindro	12
Figura 15 – Modelo esquemático do fluxo de gás entre os anéis do pistão [6]	13
Figura 16 – Curva de <i>blow-by</i> [2, p.180]	13
Figura 17 – Vista superior de um bloco de motocicleta.	14
Figura 18 – Vista frontal do pistão.	15
Figura 19 – Vista diagonal do pistão.	15
Figura 20 – Montagem final do motor alterado	16
Figura 21 – Volume de controle diferencial em coordenadas retangulares. [9, p. 173]	17
Figura 22 – Tensões sobre um elemento de fluido na direção $x$	19

Figura 23 – Curva de pressão em função do ângulo de virabrequim	21
Figura 24 – Escoamento entre placas paralelas adiabáticas	23
Figura 25 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar)	25
Figura 26 – Desenvolvimento do perfil velocidade ao longo do canal (4.23 bar)	25
Figura 27 – Desenvolvimento do perfil velocidade ao longo do canal (11.81 bar)	25
Figura 28 – Desenvolvimento do perfil velocidade ao longo do canal (98.19 bar)	26
Figura 29 – Desenvolvimento do perfil velocidade ao longo do canal (124.34 bar)	26
Figura 30 – Variação da componente de velocidade x ao longo do canal (2.28 bar)	27
Figura 31 – Variação da componente de velocidade x ao longo do canal (4.23 bar)	27
Figura 32 – Variação da componente de velocidade x ao longo do canal (11.81 bar)	27
Figura 33 – Variação da componente de velocidade x ao longo do canal (98.19 bar)	28
Figura 34 – Variação da componente de velocidade x ao longo do canal (124.34 bar)	28
Figura 35 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar)	29
Figura 36 – Variação da pressão estática ao longo do canal (4.23 bar)	29
Figura 37 – Variação da pressão estática ao longo do canal (11.81 bar)	30
Figura 38 – Variação da pressão estática ao longo do canal (98.19 bar)	30
Figura 39 – Variação da pressão estática ao longo do canal (124.34 bar)	30
Figura 40 – Variação da velocidade x em relação ao comprimento do canal (2.28 bar)	31
Figura 41 – Variação da velocidade x em relação ao comprimento do canal (4.23 bar)	32
Figura 42 – Variação da velocidade x em relação ao comprimento do canal (11.81 bar)	32



Figura 43 – Variação da velocidade x em relação ao comprimento do canal (98.19 bar)	32
Figura 44 – Variação da velocidade x em relação ao comprimento do canal (98.19 bar)	33
Figura 45 – Variação da pressão estática ao longo do canal L (2.28 bar)	33
Figura 46 – Variação da pressão estática ao longo do canal L (4.23 bar)	34
Figura 47 – Variação da pressão estática ao longo do canal L (11.81 bar)	34
Figura 48 – Variação da pressão estática ao longo do canal L (98.19 bar)	34
Figura 49 – Variação da pressão estática ao longo do canal L (124.34 bar)	35
Figura 50 – Variação da vazão mássica com o aumento da pressão	35
Figura 51 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar)	39
Figura 52 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (4.23 bar)	39
Figura 53 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (11.81 bar)	39
Figura 54 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (98.19 bar)	40
Figura 55 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (124.34 bar)	40
Figura 56 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar)	40
Figura 57 – Variação da pressão estática ao longo do canal (124.34 bar)	41
Figura 58 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar)	41
Figura 59 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (4.23 bar)	41
Figura 60 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (11.81 bar)	42
Figura 61 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (98.19 bar)	42
Figura 62 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (124.34 bar)	42
Figura 63 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar)	43

Figura 64 – Variação da pressão estática ao longo do canal (124.34 bar)	43
Figura 65 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar)	43
Figura 66 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (4.23 bar)	44
Figura 67 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (11.81 bar)	44
Figura 68 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (98.19 bar)	44
Figura 69 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (124.34 bar)	45
Figura 70 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar)	45
Figura 71 – Variação da pressão estática ao longo do canal (124.34 bar)	45
Figura 72 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar)	46
Figura 73 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (4.23 bar)	46
Figura 74 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (11.81 bar)	46
Figura 75 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (98.19 bar)	47
Figura 76 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (124.34 bar)	47
Figura 77 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar)	47
Figura 78 – Variação da pressão estática ao longo do canal (124.34 bar)	48
Figura 79 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (124.34 bar incompressível)	49
Figura 80 – Variação da componente de velocidade x ao longo do canal (124.34 bar incompressível)	49
Figura 81 – Variação da pressão estática ao longo do canal (124.34 bar incompressível)	50
Figura 82 – Vazão mássica através do canal ( 124.34 bar incompressível)	50
Figura 83 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)	51

Figura 84 – Variação da componente de velocidade x ao longo do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)	51
Figura 85 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)	52
Figura 86 – Vazão mássica através do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)	52
Figura 87 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar e 64.5 m/s)	52
Figura 88 – Variação da componente de velocidade x ao longo do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)	53
Figura 89 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar e 64.5 m/s)	53
Figura 90 – Vazão mássica através do canal (2.28 bar e 64.5 m/s)	53
Figura 91 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)	54
Figura 92 – Variação da componente de velocidade x ao longo do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)	54
Figura 93 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)	54
Figura 94 – Vazão mássica através do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)	55
Figura 95 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar e 64.5 m/s)	55
Figura 96 – Variação da componente de velocidade x ao longo do canal (2.28 bar e 64.5 m/s)	55
Figura 97 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar e 64.5 m/s)	56
Figura 98– Vazão mássica através do canal (2.28 bar e 64.5 m/s)	56

## **Lista de Tabelas**

Tabela 1 – Dados experimentais e calculados do motor MWM 4.10 TCA	21
Tabela 2 – Características do motor MWM 4.10 CTA [11, p. 121]	22
Tabela 3 – Valores médios de blow-by para cada folga	36

## 1. Introdução

Boa parte da energia produzida pela combustão do combustível é perdida na forma de energia devido ao atrito entre os componentes do motor. Embora as perdas mecânicas não sejam uma parcela relativamente grande em relação ao total de energia consumida, estas apresentam uma parcela grande da potência útil e consumo de combustível. Por exemplo, um motor à gasolina a 2000 RPM (carga parcial – circuito cidade) tem 15% de perda mecânica. Destes 15%, 22% são devido às perdas por atrito no interior do cilindro, sendo 5% do primeiro anel, 5% do segundo anel, 9% do anel de óleo, 3% do pistão, ou seja, há uma perda de 3,3% na eficiência térmica. [2]

A figura 1 demonstra a distribuição típica de energia em um motor de combustão interna.

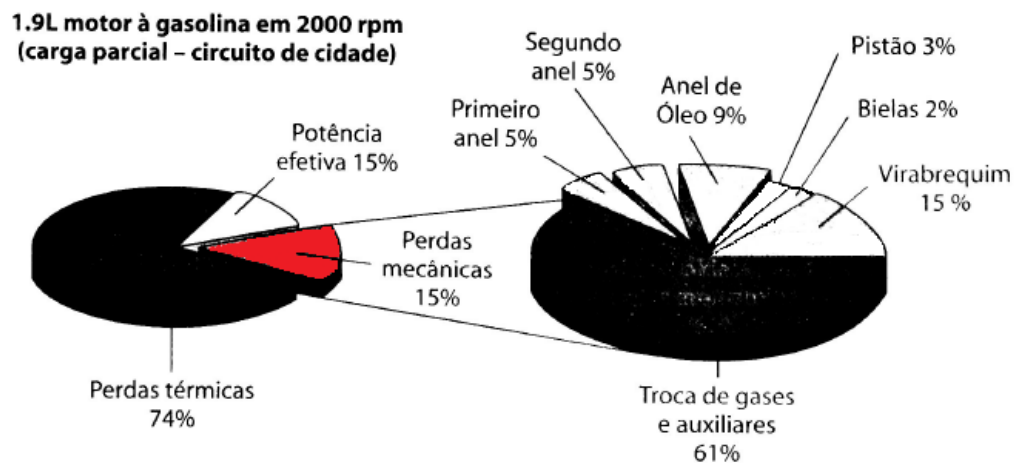


Figura 1 – Distribuição de energia em motor de combustão interna [2, p. 344]

Assim, um litro de gasolina contém, aproximadamente, 34,8 megajoules de energia. Isso significa que em um litro de gasolina, 1,15 megajoules de energia são perdidos devido ao atrito na interface pistão-cilindro. [2]

Há, também, uma queima natural do óleo no interior do cilindro, que é utilizado para amenizar o atrito entre o pistão e o cilindro levando uma maior emissão de poluentes à atmosfera.

A vida útil dos materiais, que estão em contato, também é reduzida devido ao desgaste provocado pelo atrito.

Uma das áreas mais afetadas por esse desgaste é exatamente a interface pistão-cilindro. Os anéis de seguimento do pistão provocam uma grande pressão na superfície do cilindro, devido a resultante das altas cargas provocada pela combustão na câmara. O movimento contínuo de deslocamento do pistão do ponto morto superior em direção ao ponto morto inferior, e vice-versa, faz com que haja um grande desgaste entre as peças envolvidas.

A inovação tecnológica no qual este trabalho se baseia tem como objetivo a implantação de magnetos permanentes no pistão e cilindro, remoção dos anéis de seguimento do pistão e lubrificante da interface pistão-cilindro. Os magnetos serão dispostos de tal forma que os seus respectivos campos de força causarão repulsão magnética entre os componentes, consequentemente, evitando o atrito e aumentando a eficiência térmica do motor.

Com as alterações propostas, a expectativa é que ocorra um ganho na eficiência térmica do motor e uma diminuição no consumo de combustível e emissões de poluentes na atmosfera.

Um dos principais problemas previstos com a remoção dos anéis de seguimento é o aumento significativo do blow-by, que é o escoamento através da folga radial existente na interface pistão-cilindro. Uma das funções dos anéis de seguimento é evitar que a mistura ar-combustível e o gases resultantes da combustão passem para a parte inferior do cilindro, atingindo o cárter e contaminando, assim, o óleo lubrificante.

Este trabalho tem, então, como abordagem principal a análise das equações de conservação de massa, quantidade de movimento linear e ANSYS - fluent para descrever o comportamento de um fluido compressível através de placas planas paralelas, a fim de simular o perfil de velocidade, tendo como referência os escoamentos de Couette e Poiseuille, e utilizando dados experimentais de um motor real e variação da folga radial na interface pistão-cilindro. Por fim, estimar o aumento da vazão da mistura ar-combustível (no ciclo de compressão) e dos gases provenientes da combustão (no ciclo de expansão). A fim de facilitar os cálculos e as simulações, serão usados como fluido ativo apenas as propriedades do ar, sem combustível e produtos da combustão.

## **2. Motores de combustão interna**

Os motores de combustão interna são máquinas térmicas utilizadas para obtenção de trabalho transformando energia química, proveniente dos combustíveis, em energia térmica, através da combustão, que por sua vez é transformada em energia mecânica, através da biela e virabrequim.

Os motores de combustão interna são classificados em: [1]

- Motores alternativos: Quando o trabalho é obtido através do movimento retilíneo dos pistões e convertido em movimento rotativo através do conjunto de bielas e virabrequim.

- Motores rotativos: Quando o trabalho é obtido diretamente de um movimento rotativo sem precisar ser convertido. O motor Wankel e turbinas a gás são exemplos desse tipo de motor.
- Motores de impulso: quando o trabalho é obtido diretamente da força de combustão dos gases, gerando uma força de impulsão. Motores a jato e foguetes utilizam esses tipos de motores.

Nesse trabalho serão abordados apenas motores alternativos de combustão interna de quatro tempos.

Na figura 2 tem-se a representação do posicionamento do pistão no interior do cilindro de um motor de combustão interna quatro tempos e algumas nomenclaturas importantes.

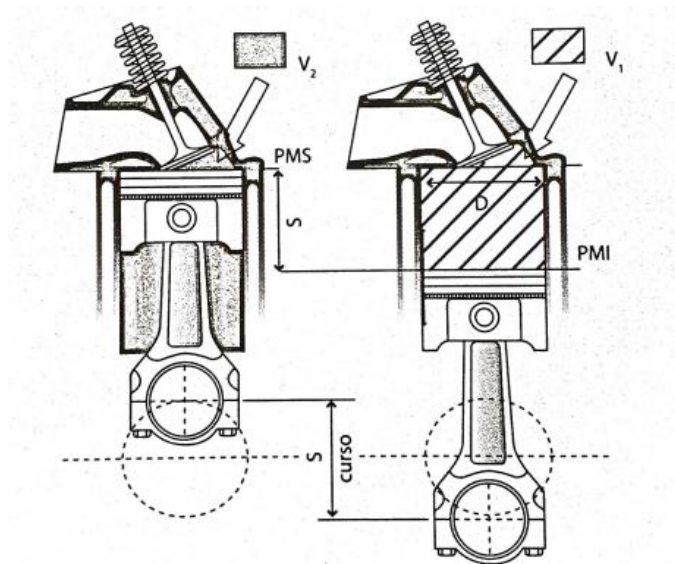


Figura 2 – Diagrama P- $\alpha$  – motor de ignição por centelha 4T [1, p.30]

No qual:

PMS: Ponto morto superior

PMI: Ponto morto inferior

S: Curso do pistão (m)

$V_1$ : Volume total – quando o pistão se encontra no PMI ( $m^3$ )

$V_2$ : Volume da câmara de combustão – quando o pistão se encontra no PMS ( $m^3$ )

D: Diâmetro do pistão (m)

## 2.1. Motores de combustão interna quatro tempos 4T

Os motores de combustão interna de quatro tempos têm essa nomenclatura devido à configuração, onde o pistão necessita completar quatro cursos e o virabrequim duas voltas para que se tenha um ciclo completo de operação.

Os tempos desse motor são descritos como admissão, compressão, expansão e exaustão e estão representados na figura 3.

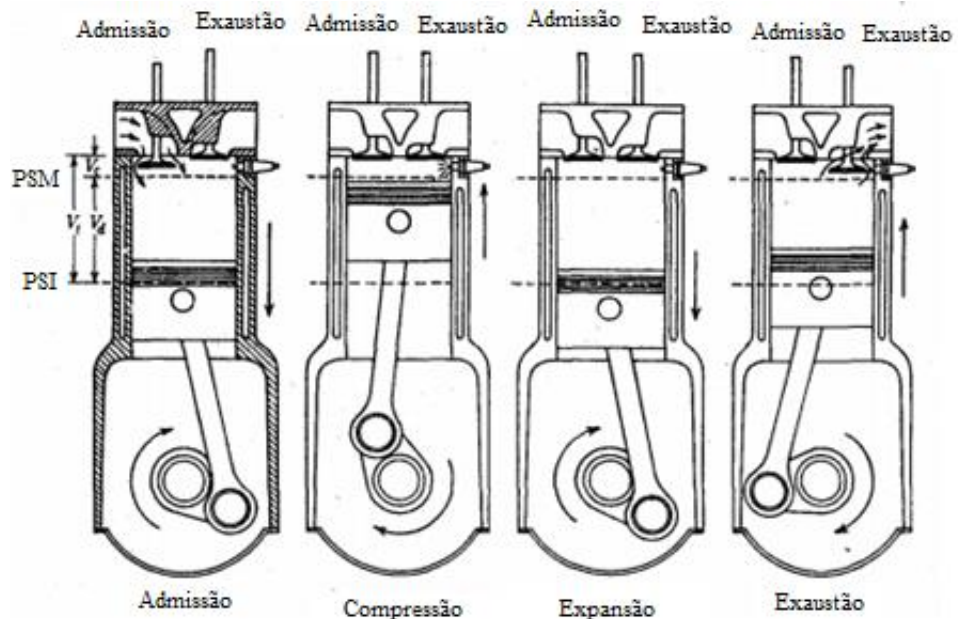


Figura 3 – Ciclo de operação de um motor quatro tempos. [3, p. 10]

- Admissão: O pistão está no PMS se movendo para o PMI, causando uma depressão no interior do cilindro, admitindo a mistura ar-combustível (ou somente ar, dependendo do motor – veremos mais a frente) através da válvula de admissão que se encontra aberta.
- Compressão: Com ambas as válvulas fechadas, o cilindro parte do PMI em direção ao PMS, comprimindo a mistura ar-combustível, ou apenas ar, aumentando a pressão e temperatura no interior do cilindro.
- Expansão: Com o pistão próximo ao PMS e a mistura comprimida, inicia-se o processo de combustão, seja através de uma centelha ou por ignição espontânea (ou autoignição). A combustão provoca um aumento brusco de pressão e temperatura, deslocando o pistão do PMS ao PMI e gerando trabalho positivo.



- **Exaustão:** A válvula de escape se abre e o pistão desloca-se do PMI em direção ao PMS expulsando os gases provenientes da combustão para fora do cilindro, terminando, assim, um ciclo completo e iniciando outro.

### 2.1.1. Ciclo Otto

O ciclo Otto é um ciclo representativo do funcionamento dos motores de ignição por centelha (para facilitar a escrita utilizaremos do inglês, SIE – Spark-Ignition Engine).

A figura 4 representa um diagrama P-V real de um motor ciclo Otto, naturalmente aspirado à plena carga. Abaixo do diagrama temos a representação de um cilindro com o pistão nas posições PMS e PMI.

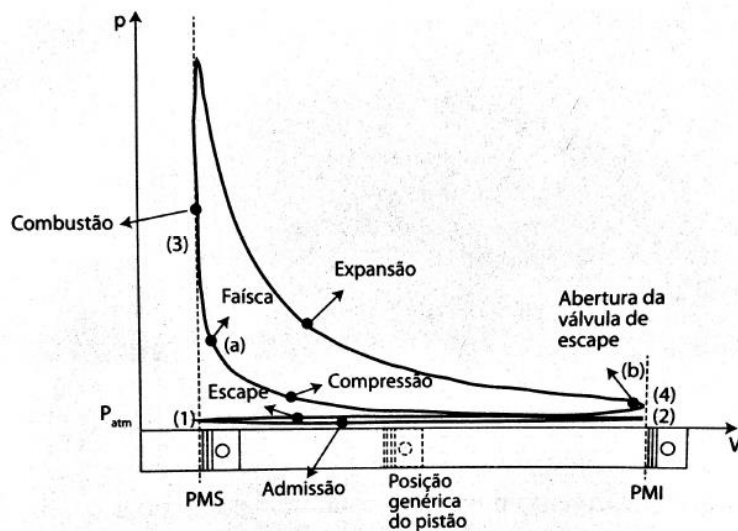


Figura 4 – Diagrama P-V motor de ignição por centelha 4T [1, p. 86]

Como podemos observar no diagrama da figura 2.3, cada trecho é representado pelos tempos (1) – (2) admissão, (2) – (3) compressão, (3) – (4) expansão e (4) – (1) escape de um SIE.

Note que o trabalho realizado por esse motor é a área contida entre os processos (2) – (3), (3) – (4). No processo (1) – (2) o trabalho é negativo e se anula com o processo (4) – (1) positivo.

A figura 5 e 6 apresentam a variação de pressão (em bar) em relação à variação do ângulo do virabrequim (em graus) de um SIE a 4T a plena carga.

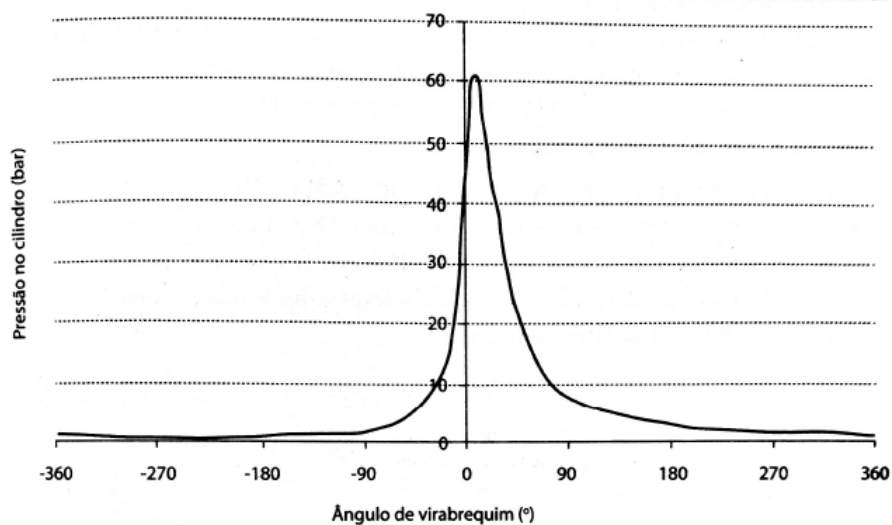


Figura 5 – Diagrama P- $\alpha$  – motor Otto 4T a plena carga. [1, p.89]

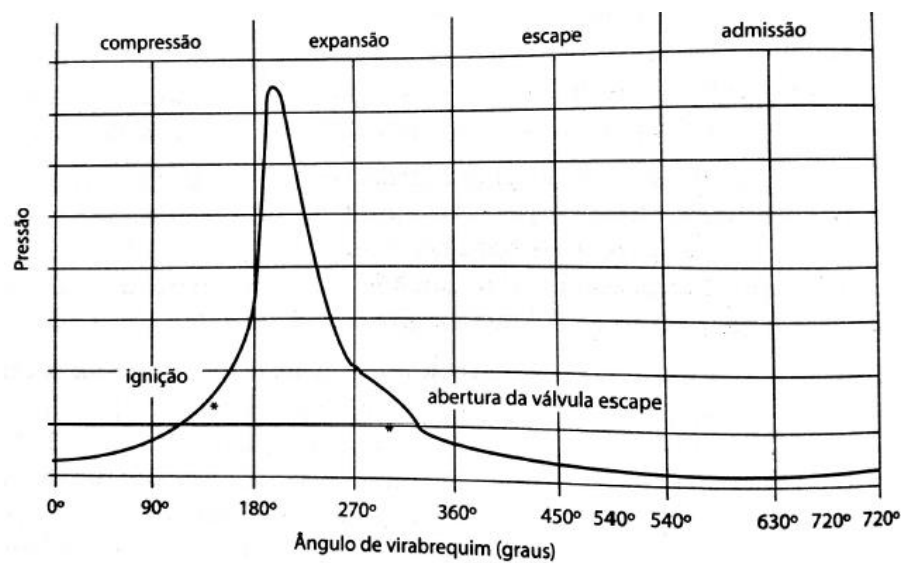


Figura 6 – Diagrama P- $\alpha$  – motor de ignição por centelha 4T. [1, p.88]

#### 2.1.1.1. Ciclo padrão ar Otto

Os estudos nos ciclos reais são mais trabalhosos devido à complexidade dos fluidos ativos (combustíveis empregados), pois sua composição varia durante o processo (ar, mistura ar-combustível e gás de combustão, respectivamente).

Para facilitar a compreensão e os estudos, utilizam-se os ciclos padrões a ar, que se associam ao ciclo real. Para tal, algumas hipóteses são aplicadas, como: O fluido ativo nesse caso é o ar e é considerado como um gás ideal, os processos de

compressão e expansão são isentrópicos e todos os processos são considerados reversíveis. [1]

A figura 7 (a) representa o diagrama P – V, enquanto que a figura 7 (b) o diagrama T – S, ambos do ciclo padrão ar de um SIE.

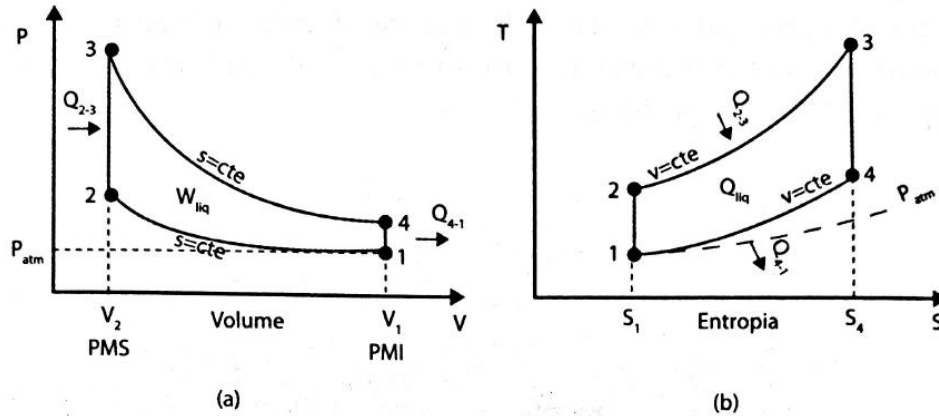


Figura 7 – Diagrama P-v e T-S do ciclo Otto. [1, p.97]

Desconsiderando a admissão e a exaustão de um motor real, podemos dividir o ciclo padrão ar em quatro processos.

- Processo 1 – 2: Compressão isentrópica do fluido ativo enquanto o pistão se move do PMI em direção ao PMS.
- Processo 2 – 3: O calor é transferido para o fluido ativo, em um processo isocórico, enquanto o pistão se encontra no PMS. Em um motor real, este processo corresponde à combustão do fluido ativo pela centelha.
- Processo 3 – 4: Expansão isentrópica. Neste processo obtém-se o trabalho positivo de expansão.
- Processo 4 – 1: Calor rejeitado do fluido ativo, em um processo isocórico, enquanto o pistão se encontra no PMI. Em um motor real, esse processo simula a exaustão dos gases pela válvula de escape.

Por não ser o assunto principal deste trabalho, não será feita a demonstração algébrica para se chegar à equação final da eficiência térmica no ciclo padrão ar Otto.

Então de forma direta e rápida, temos que a eficiência desse ciclo se da pela equação 2.1. [1]

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \quad (\text{eq. 2.1})$$

Onde  $r_v$  é a razão de compressão do motor, ou seja,  $r_v = \frac{P_2}{P_1}$  e  $k = \frac{C_p}{C_v}$  é a razão entre os calores específicos a pressão ( $C_p$ ) e volume constante ( $C_v$ ).

Importante frisar que a eficiência térmica do ciclo Otto cresce com o aumento da taxa de compressão e  $k$ , no qual  $k$ .

A figura 8 demonstra a variação da eficiência térmica do ciclo Otto com a variação da taxa de compressão e valores de  $k$ .

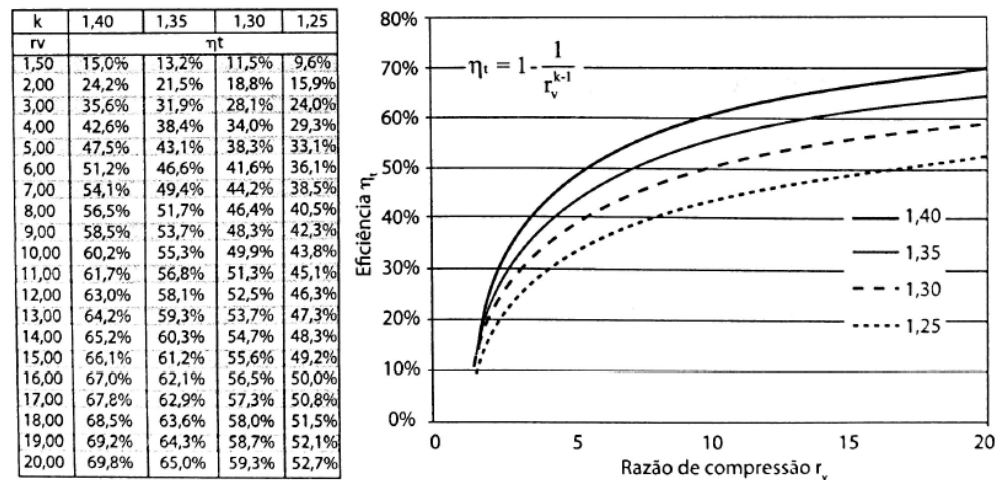


Figura 8 – Variação qualitativa da eficiência térmica de um ciclo Otto, em função da taxa de compressão. [1, p.105]

### 2.1.2. Ciclo Diesel

O ciclo Diesel representa o ciclo dos motores de ignição por compressão (para facilitar a escrita utilizaremos do inglês, CIE – Compression-ignition engine), e sua maior diferença em relação aos SIE é dada por este motor não necessitar de um dispositivo de centelha. O óleo diesel entra em combustão apenas com as altas pressões e temperaturas presentes no interior da câmara de combustão (autoignição).

No CIE o fluido ativo é apenas ar e o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão de forma controlada.

A figura 9 (A) demonstra o diagrama  $P - V$  de um CIE – 4T, com os pontos, de cada operação do motor, representados. Já a figura 9 (B) demonstra a variação de pressão com a posição da manivela.

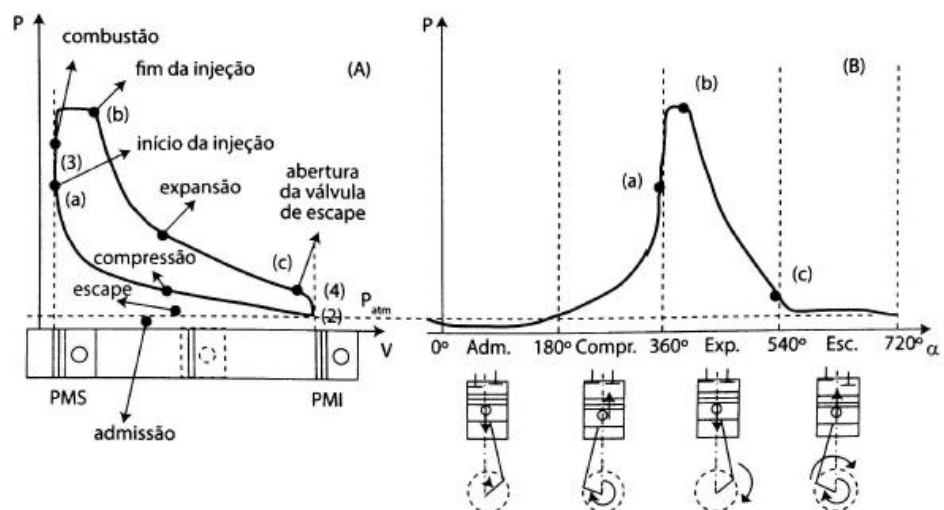


Figura 9 – Diagrama de pressão no cilindro – motor de ignição por compressão 4T [1, p.92]

A figura 10 demonstra um diagrama real P – α de um CIE – 4T à plena carga. Note que a pressão é consideravelmente maior que nos SIE.

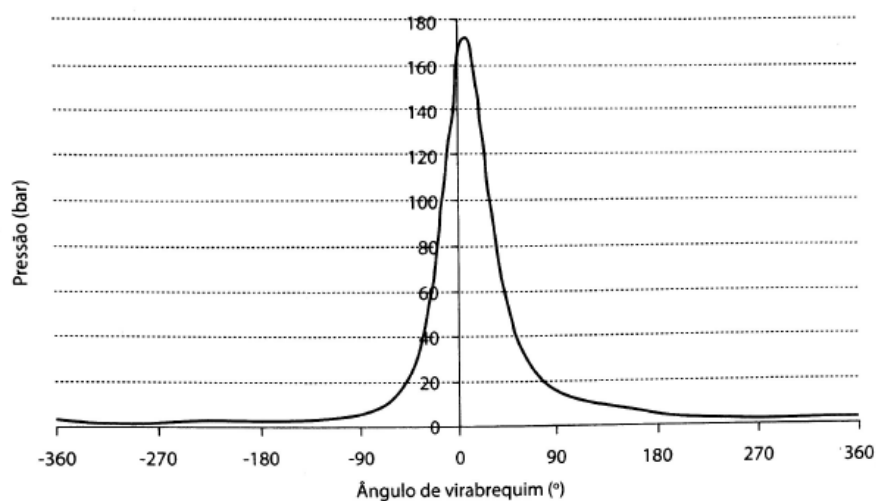


Figura 10 – Diagrama P-α real – motor de ignição por compressão 4T a plena carga. [1, p.93]

A figura 11 demonstra a comparação entre os diagramas P – V dos ciclos reais Otto e Diesel. Como pode ser observado, o ciclo Diesel apresenta picos de pressão de quase três vezes o pico do Otto. Importante frisar que o pico apresentado no ciclo Diesel se dá a motores de baixa rotação, com rotações em torno de 60 RPM.

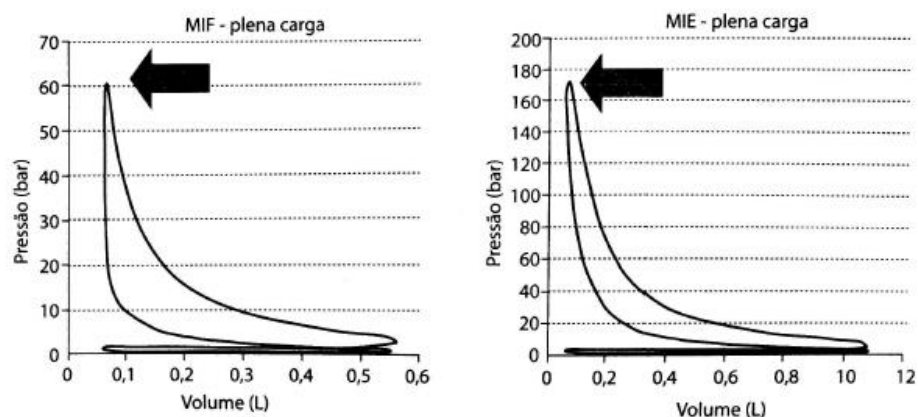


Figura 11 – Diagrama P-V real 4T a plena carga – motor de ignição por centelha e compressão. [1, p.94]

### 2.1.2.1. Ciclo padrão ar Diesel

Como no ciclo padrão ar Otto, este ciclo também simula o ciclo real. A diferença do ciclo padrão ar Diesel, em relação ao Otto, é o processo (2) – (3), no qual o fornecimento de calor para o fluido ativo é um processo isobárico ao invés de isocórico, como se pode observar na figura 12. [1]

A figura 2.11 demonstra os diagramas P – V e T – S do ciclo padrão ar Diesel.

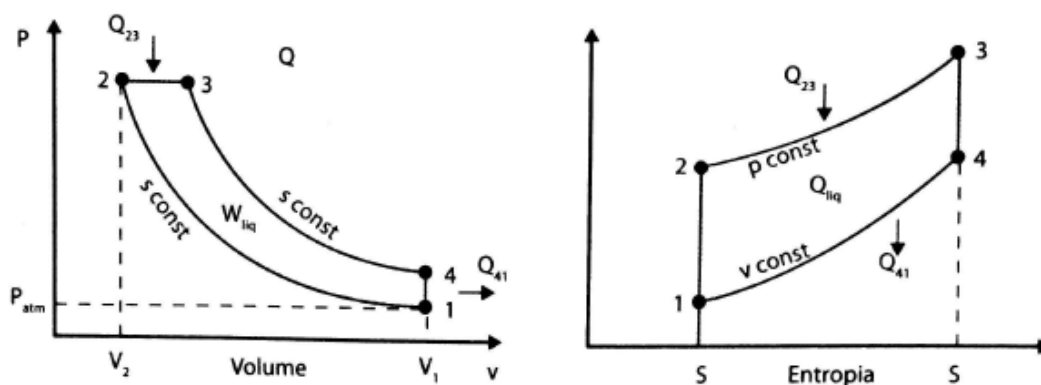


Figura 12 – Diagramas P-V e T-S do ciclo Diesel. [1, p.114]

Novamente, não será feita a demonstração algébrica para se chegar à equação final da eficiência térmica no ciclo padrão ar Diesel.

A eficiência térmica do ciclo padrão ar Diesel é apresentada na equação 2.3. [1]

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \left[ \frac{\left(\frac{T_3}{T_2}\right)^k - 1}{k \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \right] \quad (\text{eq. 2.3})$$

O termo entre colchetes da equação 2.3 é sempre maior que a unidade. Ou seja, com uma mesma taxa de compressão a eficiência térmica do ciclo Otto é maior que do ciclo Diesel, mostrando que a combustão a volume constante é mais eficiente que a pressão constante. Porém, essa comparação é injusta e irreal em consideração a motores reais. [1]

Nos motores reais, o ciclo Diesel apresenta taxa de compressão mais elevada em comparação ao ciclo Otto. A figura 13 mostra de forma mais verdadeira a comparação entre os ciclos, variando a taxa de compressão.

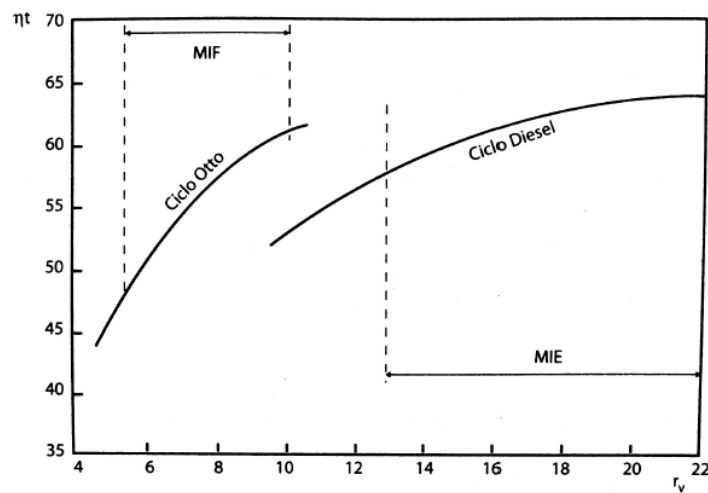


Figura 13 – Verificação qualitativa do rendimento térmico em função da taxa de compressão. [1, p.116, modificado]

## 2.2. Lubrificação

Nem todo o trabalho gerado na combustão é transformado em trabalho final e transferido ao eixo de saída. Inclusive, apenas uma pequena parte é, de fato, aproveitada. (Vide figura 1 – capítulo 1). Isso ocorre, principalmente, através de perdas térmicas e mecânicas, esta última devido ao atrito entre os componentes.

A lubrificação é usada principalmente para diminuir as perdas por atrito mecânico e melhorar o desempenho do motor.

### 2.2.1. Funções

A figura 14 é um exemplo esquemático da atuação do lubrificante na interface pistão-cilindro. Como podemos observar o lubrificante evita o contato direto entre os anéis de seguimento do pistão e o cilindro, reduzindo o atrito e, consequentemente, os desgastes dos componentes.

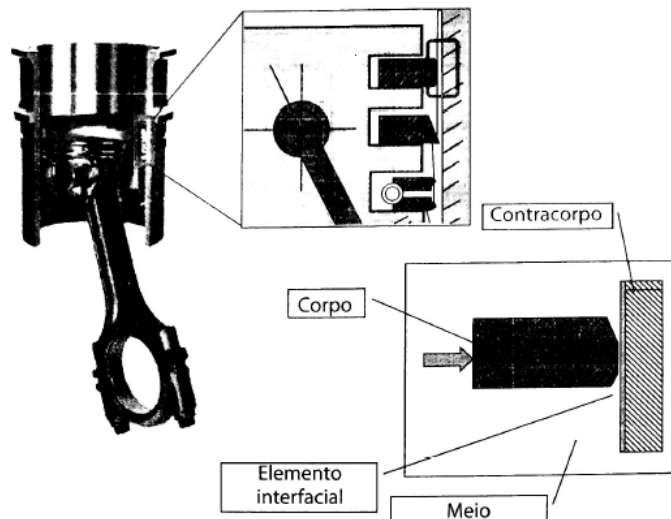


Figura 14 – Exemplo de lubrificação na interface pistão-cilindro [2, p.344]

A lubrificação nos motores de combustão interna não tem apenas a função de diminuir os atritos entre os componentes, ela também auxilia no resfriamento das peças lubrificadas, protege contra corrosão e ferrugem, auxilia na vedação entre o pistão e o cilindro e, por fim, facilita na eliminação de produtos indesejáveis.

### 2.2.2. Conceito de *blow-by*

Durante os processos de compressão e exaustão, há uma parcela de gases que se deslocam da câmara de combustão para o cárter através do gap dos anéis de seguimento e da folga existente na interface pistão-cilindro. Esta parcela é denominada *blow-by*.

A figura 15 apresenta de forma esquemática fenômeno de *blow-by*.



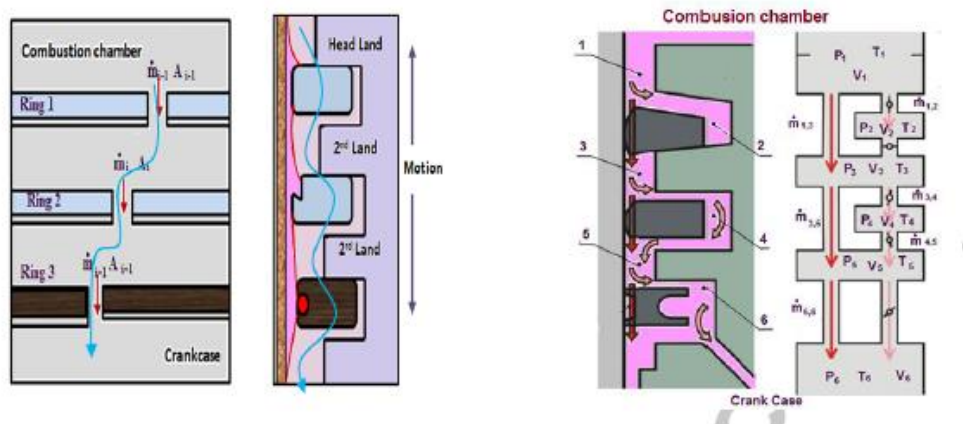


Figura 15 – Modelo esquemático do fluxo de gás entre os anéis do pistão [6]

De forma geral, nos motores atuais, o volume total de blow-by pode ser calculado através da equação 2.4.

$$V_{blowby} = k \cdot V_{ar\ teórica} \quad (eq. 2.4)$$

Sendo  $k$  adimensional, que varia de acordo com o motor. Para o motor naturalmente aspirado Otto e Diesel têm-se  $k = 0,005$  e  $0,01$ , respectivamente. Para o motor turbo comprimido Diesel, tem-se,  $k = 0,015$ . [2]

A figura 2.15 mostra a vazão de blow-by em volume de um CIE – 4L à plena carga em função da rotação.

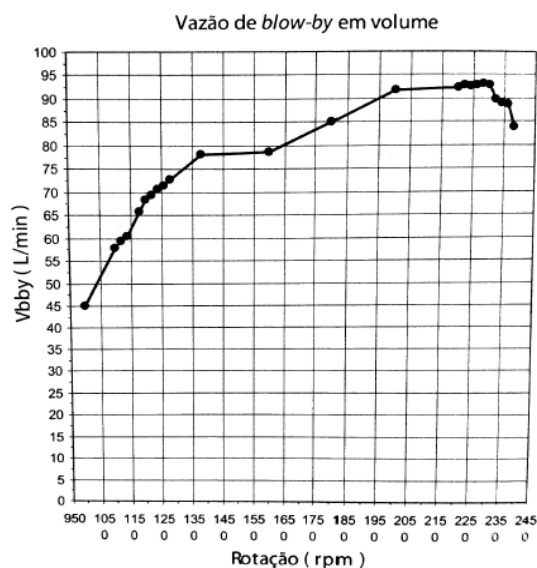


Figura 16 – Curva de blow-by [2, p.180]

## 2.3. Repulsão magnética na interface pistão-cilindro

Mesmo com a lubrificação, o atrito ainda ocorre dentro do lubrificante, causando perda da eficiência do motor e desgastando as peças.

A inovação na qual este trabalho se baseia tem por finalidade remover os anéis de seguimento do pistão e adicionar magnetos permanentes no bloco do motor e pistão, reduzindo ao máximo o atrito ou até mesmo o eliminando por completo. [12]

### 2.3.1. Apresentação

Os magnetos permanentes são instalados no bloco do motor e no pistão de tal forma que os seus campos magnéticos, somados, causam repulsão entre os componentes, evitando o atrito.

A figura 17 mostra as alterações necessárias no bloco para a instalação dos magnetos permanentes.

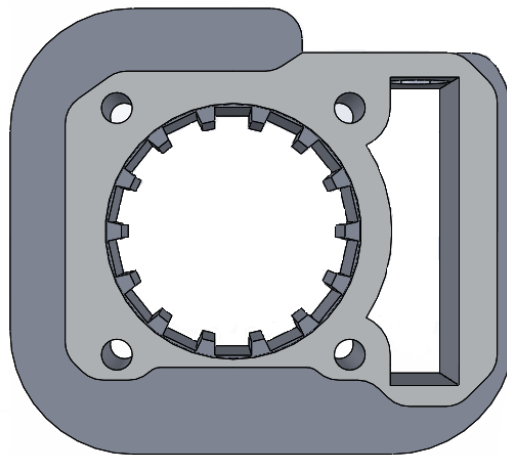


Figura 17 – Vista superior de um bloco de motocicleta.

Os magnetos permanentes (materiais magnéticos que apresentam indução magnética residual e produzem fluxo magnético sem a necessidade de uma indução) são fixados em todos os rebaixos feitos na superfície interna do bloco. Em seguida é colocada a camisa do cilindro, obrigatoriamente de alumínio, evitando, assim, o contato entre os magnetos às altas temperaturas e ao combustível e gases da combustão, visando aumentar a vida útil dos magnetos.

Há, também, a possibilidade de se substituir os magnetos permanentes, por eletromagnetos (são materiais que produzem um campo magnético de forma induzida através de uma corrente elétrica), visando o aumento de força do campo. Os eletromagnetos causam um campo magnético induzido por uma corrente elétrica, e

dependendo de sua geometria e utilização, pode-se ter um campo de força magnética bem mais elevada, em comparação com magnetos permanentes (considerando uma mesma área).

Nos pistões, são removidos os anéis de seguimento e feito um rebaixo no local, para se introduzir os magnetos permanentes nesse local. Na saída do pistão, são também alocados magnetos permanentes (neste caso, os magnetos são, obrigatoriamente, permanentes, devido à dificuldade de se introduzir eletromagnetos).

As figuras 18 e 19 mostram como são fixados os imãs no pistão.

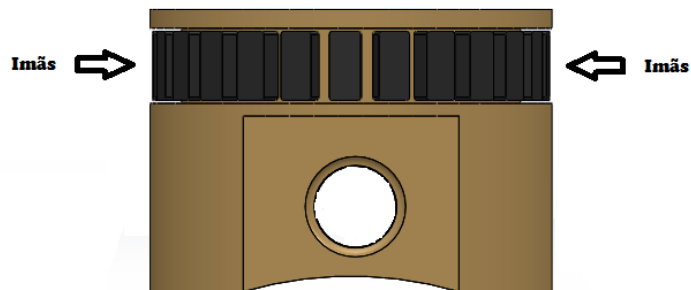


Figura 18 – Vista frontal do pistão.

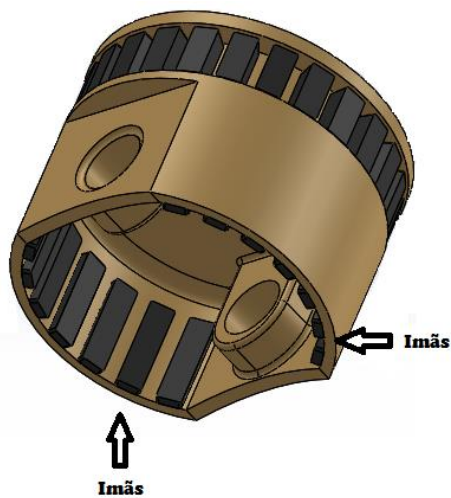


Figura 19 – Vista diagonal do pistão.

A figura 20 mostra a montagem final de um motor monocilíndrico de uma motocicleta.

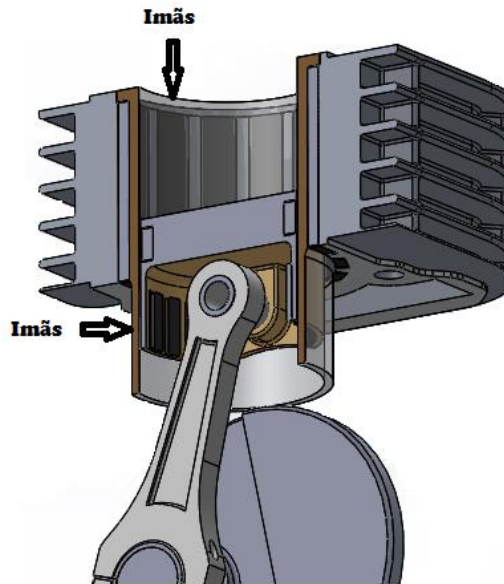


Figura 20 – Montagem final do motor alterado

### 3. Metodologia e objetivos

A pesquisa está, inicialmente, prevista para que ocorra em 12 meses com foco nas atividades pré-definidas listadas.

- 1) Revisão bibliográfica acerca de motores de combustão interna e eletromagnetismo. Etapa na qual está, praticamente, concluída;
- 2) Projeto conceitual da repulsão magnética no motor. Um protótipo está sendo desenvolvido para ser impresso na impressora 3D (polímero), para ser analisado o comportamento e possíveis oscilações do pistão no interior do cilindro;
- 3) Estudo da força magnética repulsiva. Esta etapa será toda de forma prática, devido à dificuldade de se obter uma equação que dê um valor exato da força de repulsão.
- 4) Dimensionamento dos magnetos. Dependendo da potência do motor, os magnetos têm de serem maiores ou menores para que se obtenha uma força maior ou menor, respectivamente;
- 5) Estudo do escapamento do ar ou ar-combustível através da folga presente na interface pistão-cilindro. (foco deste trabalho);
- 6) Estudo na interferência da dissipação do calor com a alocação dos magnetos no cilindro e pistão;

- 7) Dimensionamento das alterações a serem feitas no cilindro e pistão, que depende exclusivamente das dimensões dos magnetos a serem empregados;
- 8) Alteração do motor. A princípio a alteração do cilindro será feita através de eletro-erosão a fio;
- 9) Implantação dos magnetos, montagem e ensaios preliminares;
- 10) Adaptações e eventuais mudanças.

Os objetivos são determinar a eficiente da inovação, obter dados como variação da eficiência térmica (crescimento ou diminuição), aumento do blow-by (previsto), aumento ou não da temperatura no interior do cilindro.

## 4. Análise teórica

Em um primeiro momento será feita toda uma análise teórica da conservação de massa, equação diferencial da quantidade de movimento e do escoamento compressível, que serão utilizadas para descrever de forma analítica o escoamento na interface pistão-cilindro, e posteriormente o escoamento será analisado e resolvido de forma numérica através do programa Fluent.

### 4.1. Conservação de massa

Considerando um volume como sendo um cubo infinitesimal com lados de comprimento  $dx$ ,  $dy$  e  $dz$ , representado na figura 21. A massa específica no centro do cubo é considerada  $\rho$  e a velocidade  $\vec{V} = \hat{i} u + \hat{j} v + \hat{k} w$ . [9, p.173]

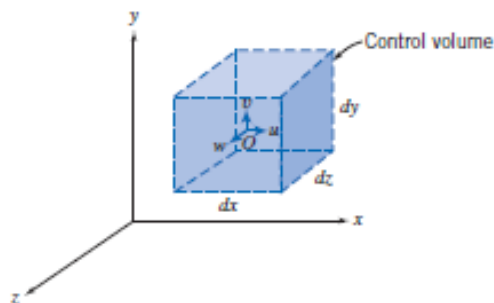


Figura 21 – Volume de controle diferencial em coordenadas retangulares. [9, p. 173]

Como o foco do trabalho não é a avaliação da integral de superfície. Temos de modo direto, a forma diferencial da lei de conservação da massa. [9, p.175]

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (\text{eq. 4.1})$$

A equação 4.1 é frequentemente chamada de equação da continuidade e pode ser escrita como:

$$\nabla \cdot \rho \vec{V} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (\text{eq. 4.2})$$

Onde,

$$\nabla = \hat{i} \frac{\partial}{\partial x} + \hat{j} \frac{\partial}{\partial y} + \hat{k} \frac{\partial}{\partial z} \quad (\text{eq. 4.3})$$

Para escoamento em regime permanente, as propriedades do fluido não dependem do tempo, então temos que  $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$ . Consequentemente, para escoamento em regime permanente, temos a equação da continuidade (eq. 4.1) escrita como: [9, p.175]

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = \nabla \cdot \rho \vec{V} = 0 \quad (\text{eq. 4.4})$$

## 4.2. Equação diferencial da quantidade de movimento

Considerando um elemento de fluido na direção x, temos forças de campo e superfície (que incluem forças normais e tangenciais – cisalhamento) atuando no mesmo.

A figura 22 demonstra forças (componente x) atuando sobre um elemento diferencial  $dm$  e volume  $dV = dx dy dz$ .

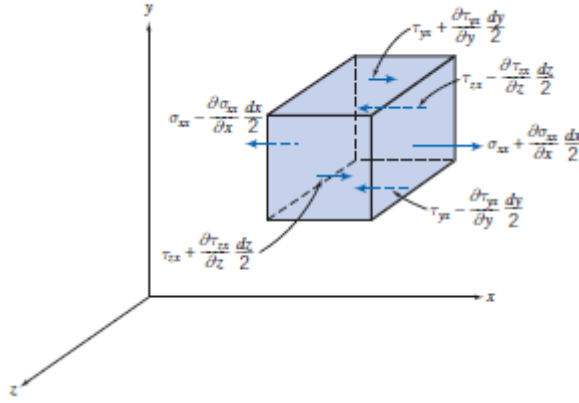


Figura 22 – Tensões sobre um elemento de fluido na direção x [9, p.197]

Somando todas as forças na direção x e simplificando temos, de forma direta, a equação diferencial da quantidade de movimento na componente x, representada pela equação 4.5a. De forma semelhante pode ser deduzida as equações para as componentes da força nas direções y e z, representadas, respectivamente, nas equações 4.5b e g.5c. [9, p.198]

$$\rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} = \rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (\text{eq. 4.5a})$$

$$\rho g_y + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} = \rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (\text{eq. 4.5b})$$

$$\rho g_z + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} = \rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (\text{eq. 4.5a})$$

As tensões apresentadas nas equações diferenciais de movimento podem ser expressas em termos de gradiente de velocidade e, em coordenadas retangulares, serem representadas como: [9, p.199]

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (\text{eq. 4.6a})$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (\text{eq. 4.6b})$$

$$\tau_{zx} = \tau_{xz} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (\text{eq. 4.6c})$$

$$\sigma_{xx} = -p - \frac{2}{3}\mu \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad (\text{eq. 4.6d})$$

$$\sigma_{yy} = -p - \frac{2}{3}\mu \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad (\text{eq. 4.6e})$$

$$\sigma_{zz} = -p - \frac{2}{3}\mu \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \quad (\text{eq. 4.6d})$$

Como todos os escoamentos analisados, mais a frente, têm número de Reynolds entre  $10^4$  e  $10^7$ , o regime do escoamento é turbulento.

Ao introduzir estas expressões nas equações diferenciais de movimento, temos as equações de Navier-Stokes.

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu_{ef} \left( 2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) - \frac{2}{3} \rho k \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu_{ef} \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu_{ef} \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (\text{eq. 4.7a})$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dv}{Dt} = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu_{ef} \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu_{ef} \left( 2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) - \frac{2}{3} \rho k \right] \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu_{ef} \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \end{aligned} \quad (\text{eq. 4.7b})$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dw}{Dt} = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu_{ef} \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu_{ef} \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu_{ef} \left( 2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) - \frac{2}{3} \rho k \right] \end{aligned} \quad (\text{eq. 4.7c})$$

No qual,

$$\mu_{ef} = \mu_t + \mu$$

E

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



## 5. Análise numérica

Toda análise numérica foi desenvolvida através do programa ANSYS – Fluent e os dados experimentais foram obtidos através de testes, realizados no LEV (Laboratório de Engenharia Veicular) na PUC-Rio, de um motor MWM 4.10 TCA com um diesel B7 (7% em volume de biodiesel) comercial a 1800 rpm para 100% de carga. [11]

A figura 23 mostra a curva de pressão em função do ângulo do virabrequim adquirida através dos dados coletados.

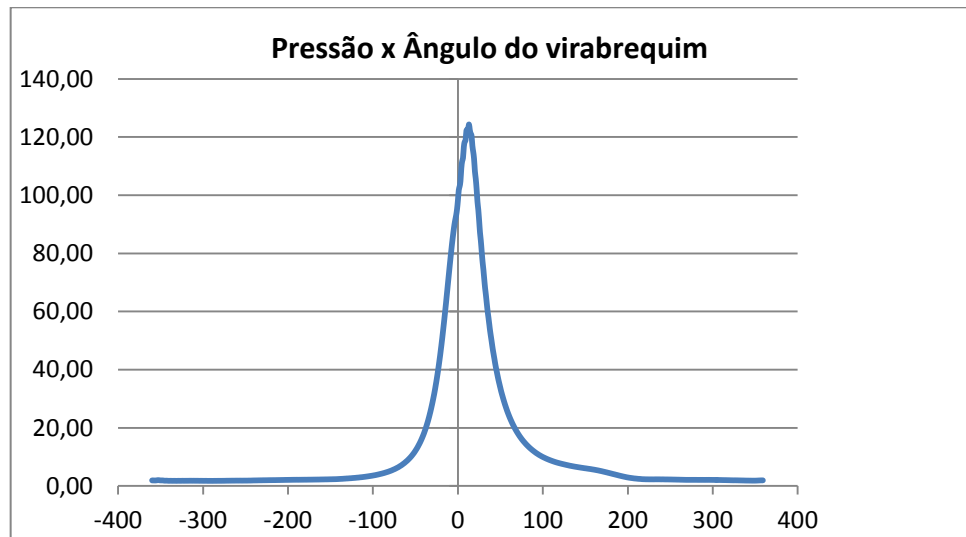


Figura 23 – Curva de pressão em função do ângulo de virabrequim

Foram escolhidos, de acordo com os critérios de resultados, 5 pontos nos quais se se tem a pressão, velocidade do pistão e altura do curso do pistão num determinado momento. Os pontos estão listados na tabela 1.

Tabela 1 – Dados experimentais e calculados do motor MWM 4.10 TCA

$\theta$ (rad)	$\theta$ (graus)	Pressão (bar)	$s$ (mm)	$V$ (mm <sup>3</sup> )	$v$ (m/s)	$h$ (mm)
-2,72271	-156	2,28	146,4071	1114945	-19,706	125,1002
-1,5708	-90	4,23	196,6946	695935,7	-64,5	74,81275
0	0	98,19	271,5	72635,14	0	0,007309
0,226893	13	124,34	269,3377	90651,73	18,92536	2,16957
1,570796	90	11,81	196,6946	695935,7	64,5	74,81275

A velocidade do pistão em cada ponto pode ser calculada através da equação 5.1. [11, p.135]

$$\frac{dv}{d\theta} = \frac{4}{\pi D^2} \frac{dV}{d\theta} \quad (\text{eq. 5.1})$$

Onde,  $\frac{dV}{d\theta}$  é a derivada do volume do cilindro em relação ao ângulo do virabrequim e D é o diâmetro do cilindro.

O volume é calculado pela equação 5.2, na qual s é a distância entre o eixo do virabrequim e o eixo do pino do pistão, l é o comprimento da biela, r é o raio da manivela e  $V_c$  é o volume morto.

$$V = V_c + \pi \frac{D^2}{4} (l + r - s) \quad (\text{eq. 5.2})$$

Onde:

$$V_c = \frac{\pi D^2 L}{4(r_c - 1)} \quad (\text{eq. 5.3})$$

No qual  $r_c$  é a razão de compressão do motor e L é o curso do pistão.

A tabela 2 mostra as principais características de um motor modelo MWM 4.10 CTA.

**Tabela 2 – Características do motor MWM 4.10 CTA [11, p. 121]**

<b>Característica</b>	
Número de cilindros	Quatro cilindros em linha
Número de válvulas por cilindro	Duas
Diâmetro do cilindro	103 mm
Curso do pistão	129 mm
Biela	207 mm
Capacidade total do cilindro	4.3 L
Taxa de compressão	15.8:1
Aspiração	Turbo
Sistema de injeção	Injeção direta mecânica
Dimensão/peso	796x801x745 mm / 450 kg
Óleo lubrificante e temperatura	SAE 15W-40 / 90-110 °C
Temperatura da água	80-90 °C

Velocidade máxima de trabalho	2.600 rpm
Torque máximo	430 Nm a 1.800 rpm
Potência máxima	107 kW a 2.600 rpm
Início da injeção	9°10' BTDC
Abertura da válvula de admissão	3 + -3° ATDC
Fechamento da válvula de admissão	23+ -3° ATDC
Abertura da válvula de exaustão	33+ -3° ATDC
Fechamento da válvula de exaustão	1+ -3° ATDC
Emissão	Euro III

## 5.1. Metodologia

A figura 24 demonstra o esquema de um escoamento que entra com um perfil de velocidade uniforme entre placas paralelas planas e sem troca de calor. O estudo simulou 25 casos em combinações de diferentes folgas  $a$  com diferentes pressões de entrada e mesma pressão de saída, e foram analisada as diferenças de comportamento de cada escoamento.

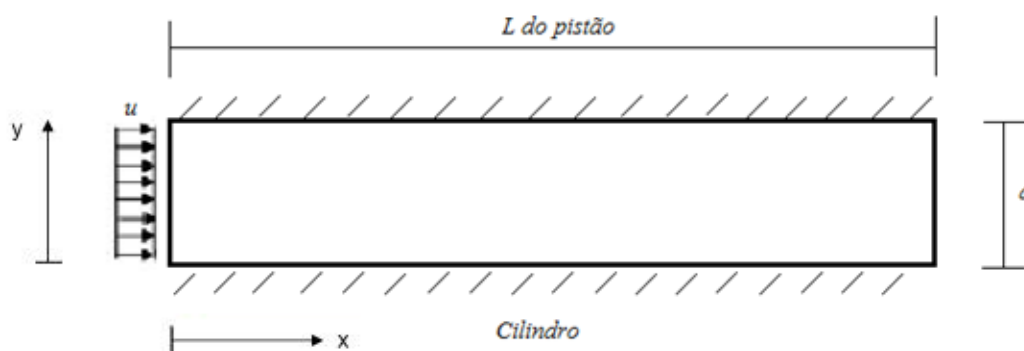


Figura 24 – Escoamento entre placas paralelas adiabáticas

As variações da folga  $a$  foram de 0.05, 0.1, 0.2, 0.4 e 1.0 mm e as pressões de entrada variadas de acordo com a tabela 5.1, ou seja, 2.28, 4.23, 11.81, 98.19 e 124.34 bar. Todos os gráficos e resultados foram desenvolvidos através do software ANSYS – Fluent e Excel.

Os passos a seguir, foram escolhidos de acordo com os critérios de avaliação para que se obtivesse o melhor resultado possível de uma maneira rápida e precisa.

- No *Fluent* foi criada uma malha, que simula o *gap* por onde passa o escoamento, com 31 elementos em sua área transversal e para variar o tamanho do *gap* foi utilizado o *scale*;
- Em *model viscous* foi utilizado o  $k-\epsilon$  (2 eqn) pela facilidade de conversão e *Energy Equation* foi ligada pois se tratava de um escoamento compressível;

- Em *Edit Materials* foi utilizada a opção de *ideal-gas* e todas as outras propriedades mantidas constantes;
- Em *Boundary Conditions* a opção escolhida para o *Type* foi *pressure-inlet* e *pressure-outlet* para as condições de entrada (*inlet*) e saída (*outlet*), essa opção se faz necessária, pois os dados de entrada e saída são de pressões. No *inlet* o *Gauge Total Pressure* e *Supersonic/Initial Gauge Pressure* foram iniciados com o mesmo valor e variados para cada simulação de acordo com a tabela 5.1. No *outlet* o *Gauge Pressure* foi de 101325 Pascal, que é a pressão atmosférica para onde o escoamento segue. Em *Operating Conditions* a pressão de operação (*Operating Pressure*) foi de 101325 Pascal e *Reference pressure Location* foi de  $x = 0.05$  (comprimento total do canal) e  $y$  a metade do tamanho do *gap*, sendo que esse varia de simulação para simulação;
- Em *Methods*, para todos os casos o *Scheme* utilizado foi o *Coupled*. Pois essa opção acopla a densidade  $\rho$  (que varia ao longo do escoamento) à equação. Para os casos de 2.28, 4.23 e 11.81 bar, foram utilizadas as opções de *Pressure* → *Second Order*; *Density* → *Second Order Upwind*; *Momentum* → *Second Order Upwind*; *Turbulent Kinetic Energy* → *First Order Upwind*; *Turbulent Dissipation Rate* → *First Order Upwind* e *Energy* → *Second Order Upwind*. Já para os casos de 98.19 e 124.34 bar todos as opções citadas foram de *First Order Upwind*;
- Em *Controls*, *Flow Courant Number* foi de 1, *Explicit Relaxations Factors* e *Under-Relation Factors* foram manipulados quando necessário para que a solução convergisse;
- Em *Residual*, os critérios de convergência absoluta das opções de *Continuity*, *x-velocity*, *y-velocity*, *k*, *epsilon* foram de  $10^{-5}$  e *Energy* de  $10^{-7}$ ;
- Em *Initialization Methods* foi escolhido *Standard Initialization* e *Compute from inlet*.

## 6. Resultados

Todos os gráficos apresentados nesta seção são da simulação referente à folga de 0.05 mm com variação nas pressões de entrada. As simulações com os outros valores referente à folga podem ser encontrado no apêndice 1 ao final deste trabalho.

### 6.1. Perfil de velocidade

O perfil de velocidade foi analisado nos pontos de entrada, 0.01, 0.02, 0.03, 0.04 (metros) e saída ( $L = 0.05$  m). No qual a curva preta se refere à entrada e a rosa é referente à saída.

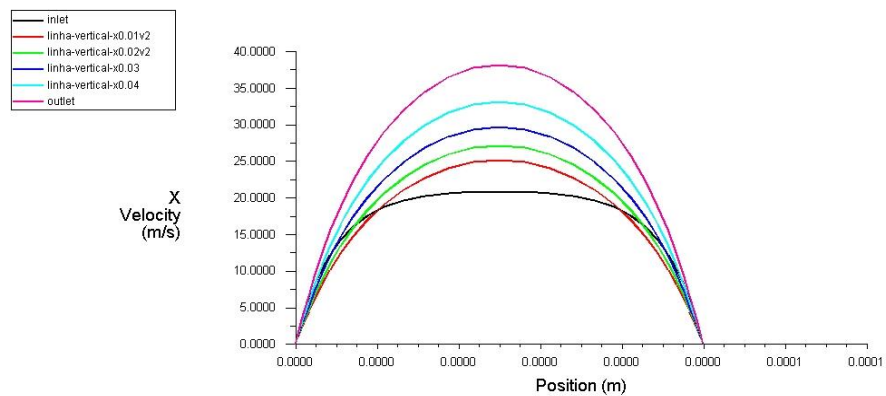


Figura 25 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar)

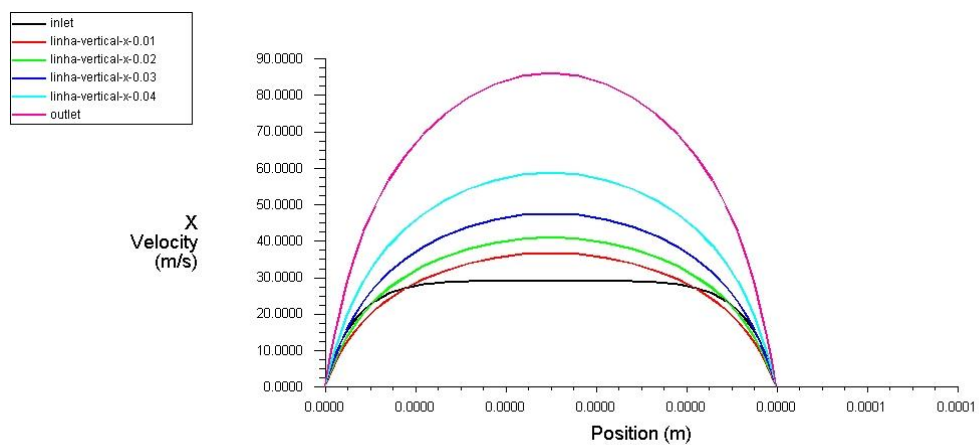


Figura 26 – Desenvolvimento do perfil velocidade ao longo do canal (4.23 bar)

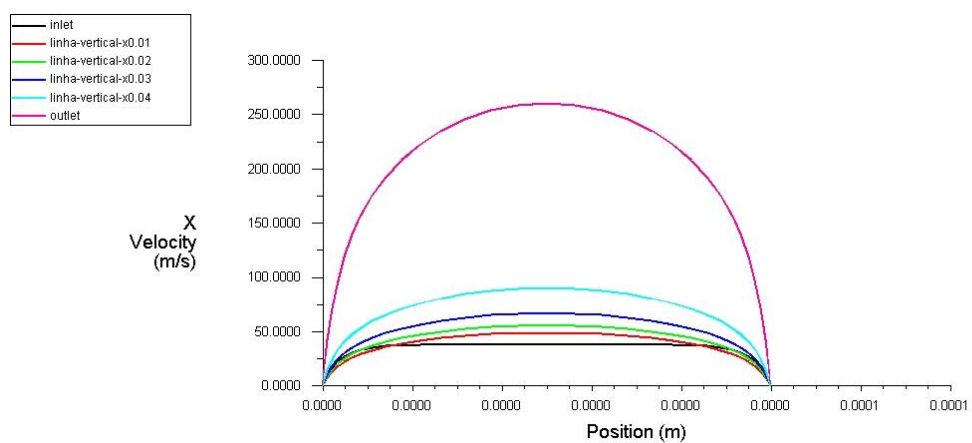
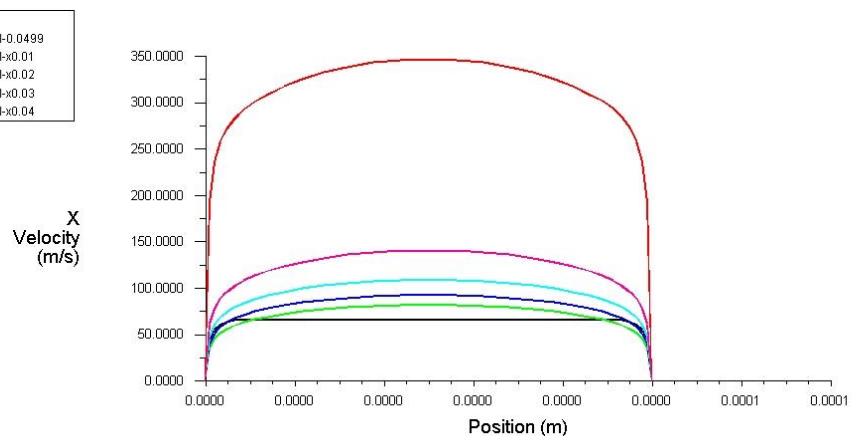
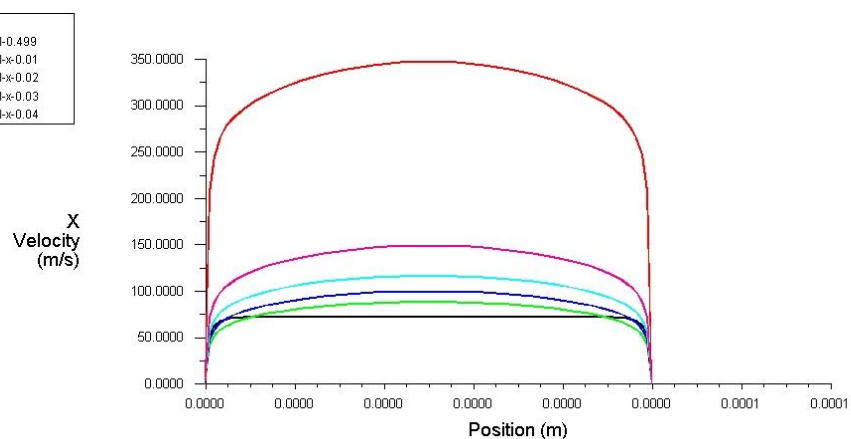


Figura 27 – Desenvolvimento do perfil velocidade ao longo do canal (11.81 bar)



**Figura 28 – Desenvolvimento do perfil velocidade ao longo do canal (98.19 bar)**



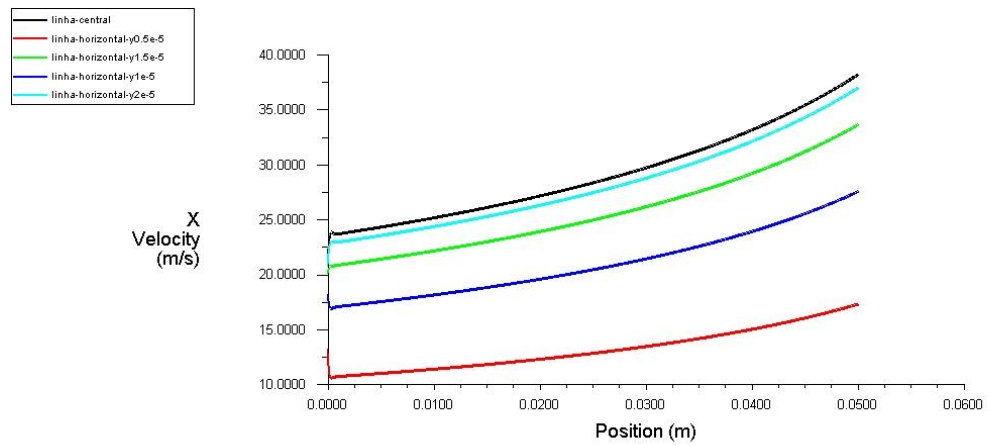
**Figura 29 – Desenvolvimento do perfil velocidade ao longo do canal (124.34 bar)**

Observando os gráficos do desenvolvimento do perfil de velocidade, é fácil perceber que próximo das paredes do duto, a velocidade diminui devido ao cisalhamento provocado naquela região pela componente  $\tau$ . Posteriormente, nos pontos seguintes, há um aumento da velocidade devido à expansão do fluido.

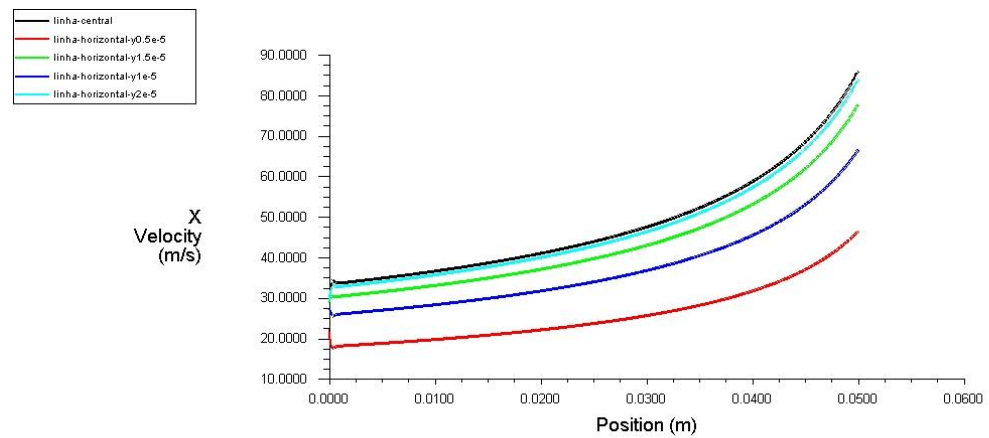
Nota-se, também, que ao aumentar a pressão na entrada do canal, a velocidade na saída se torna muito superior à da entrada e, também, em comparação com as velocidades de saída das pressões menores.

## 6.2. Componente de velocidade na direção $x$

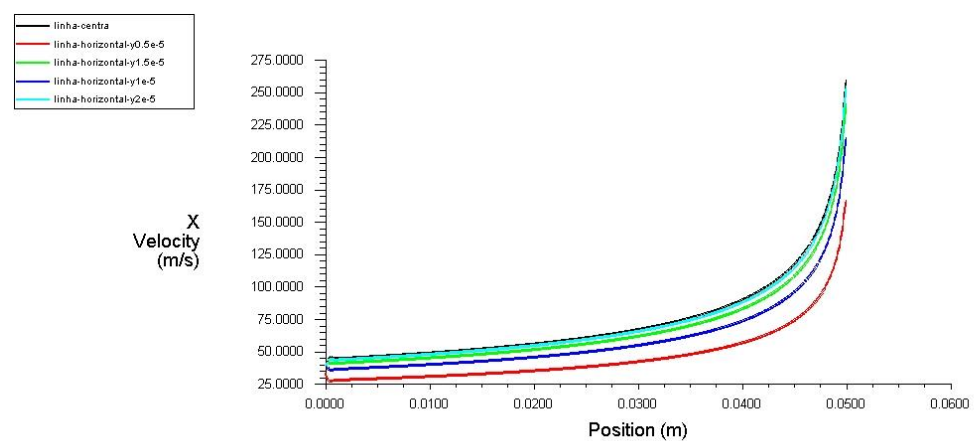
Em complemento aos gráficos anteriores, os gráficos apresentados a seguir demonstram a variação da velocidade  $x$  ao longo do canal  $L$ . No qual as curvas preta e vermelha representam as regiões no centro e próxima à parede do canal, respectivamente.



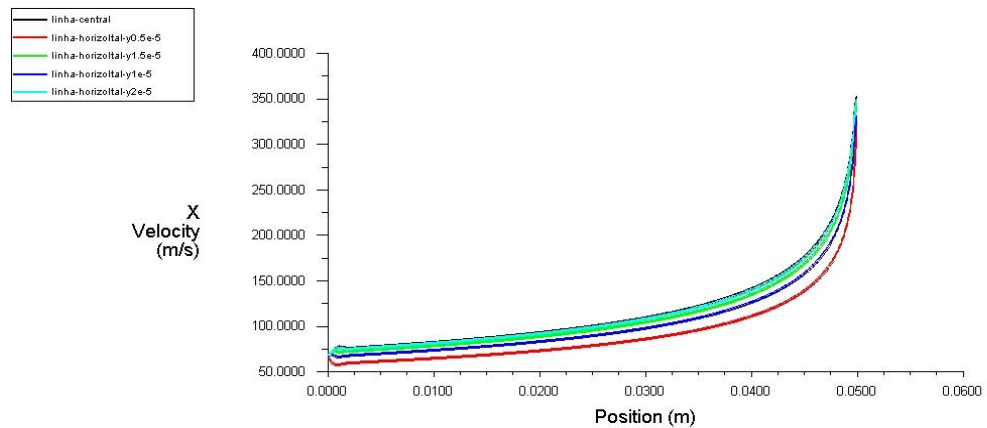
**Figura 30 – Variação da componente de velocidade  $x$  ao longo do canal (2.28 bar)**



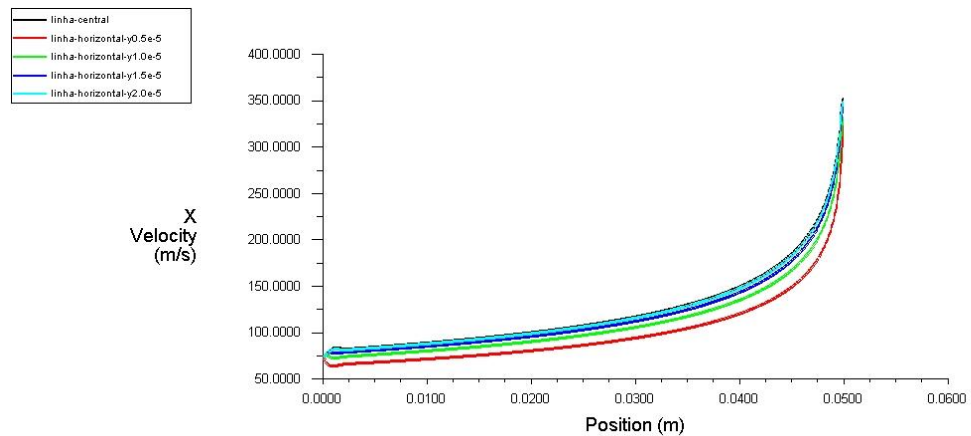
**Figura 31 – Variação da componente de velocidade  $x$  ao longo do canal (4.23 bar)**



**Figura 32 – Variação da componente de velocidade  $x$  ao longo do canal (11.81 bar)**



**Figura 33 – Variação da componente de velocidade  $x$  ao longo do canal (98.19 bar)**



**Figura 34 – Variação da componente de velocidade  $x$  ao longo do canal (124.34 bar)**

Observando os gráficos da componente de velocidade  $x$ , é fácil notar que quanto maior a pressão de entrada no canal, maior é a variação de velocidade, comparando entrada e saída, e menor é a variação em relação ao centro do canal e a região próxima à parede. Esses gráficos são apenas uma comprovação do que foi mostrado nos gráficos de desenvolvimento da velocidade, ou seja, quanto maior a pressão, maior a velocidade e menor o tempo para o escoamento se desenvolver, causando a baixa variação na velocidade entre o centro do canal e a região próxima à parede.

### 6.3. Pressão estática

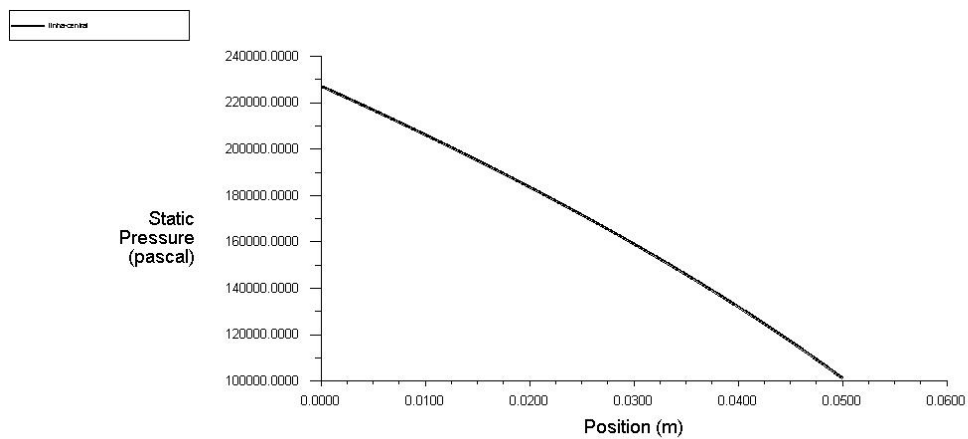
As figuras 35, 36, 37, 38 e 39 representam as pressões estáticas referentes aos escoamentos com as pressões totais de entrada.



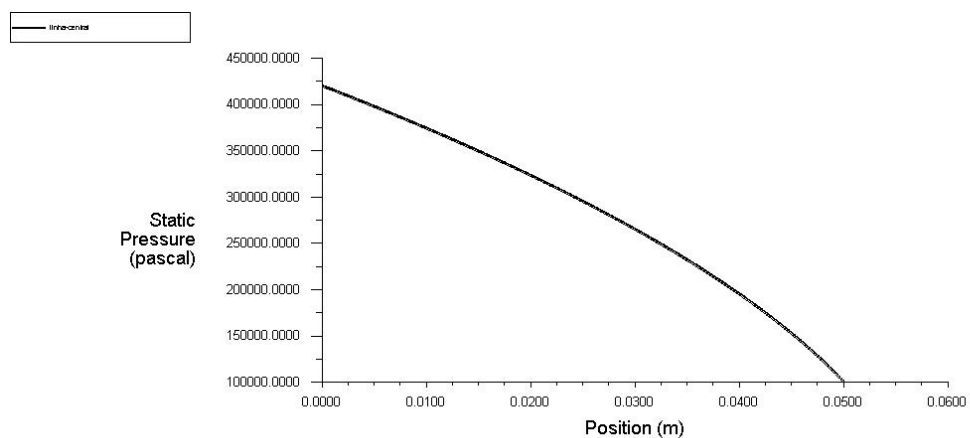
A pressão estática (ou termodinâmica) é menor que a pressão total, que foi dada como entrada no escoamento. Isso porque a pressão estática é a diferença entre a pressão total e a pressão dinâmica, conforme a equação 5.4.

$$P_{Total} = P_{Estática} + \frac{1}{2}\rho V^2 \quad (\text{eq. 5.4})$$

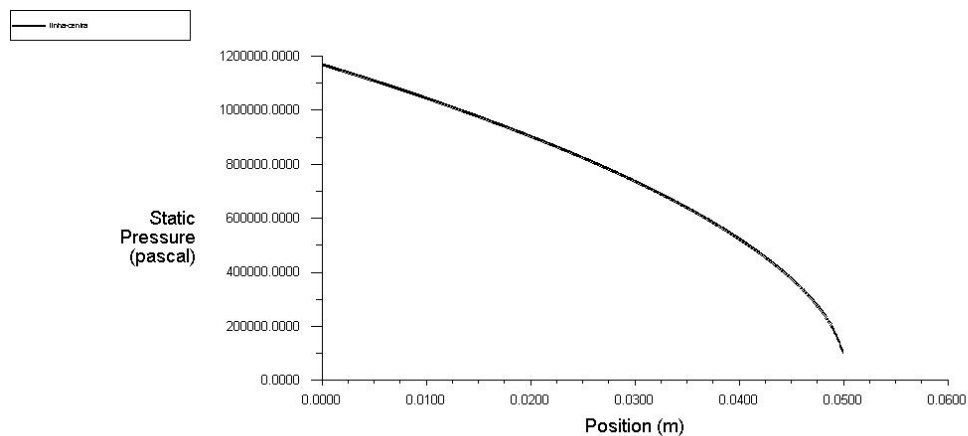
Onde o segundo termo da equação é a pressão dinâmica do escoamento.



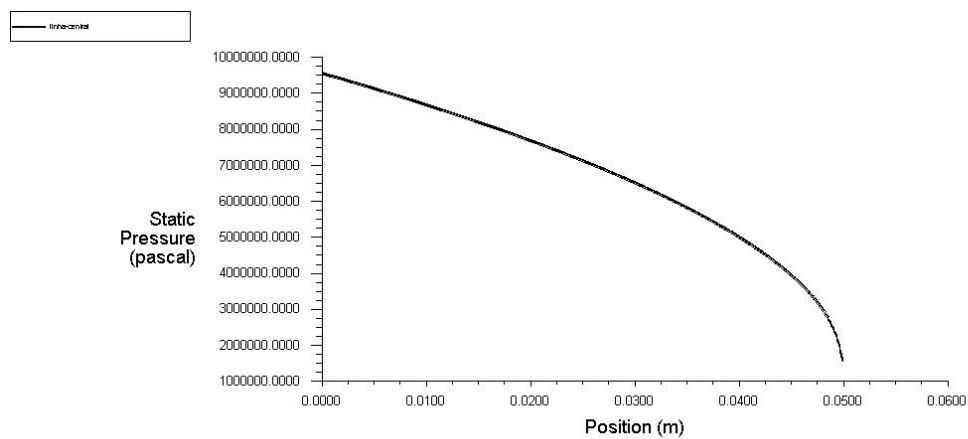
**Figura 35 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar)**



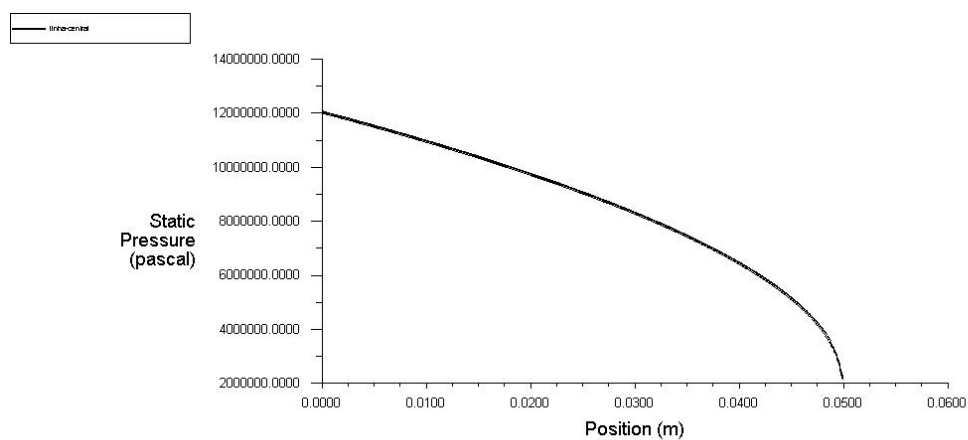
**Figura 36 – Variação da pressão estática ao longo do canal (4.23 bar)**



**Figura 37 – Variação da pressão estática ao longo do canal (11.81 bar)**



**Figura 38 – Variação da pressão estática ao longo do canal (98.19 bar)**



**Figura 39 – Variação da pressão estática ao longo do canal (124.34 bar)**

## 7. Comparações

Nesta seção as comparações da velocidade, pressão estática e vazão são feitas entre as folgas utilizando o Excel como ferramenta. Tais comparações permitem uma análise da diferença do comportamento do escoamento (em relação aos itens mencionados) com a variação da folga por onde o fluido escoar.

### 7.1. Velocidade $x$

O primeiro item a ser analisado é a componente da velocidade na direção  $x$ . Nas figuras 40, 41, 42, 43 e 44 é fácil analisar que para cada pressão, a velocidade  $x$  varia de forma diferente, e que quanto maior a pressão, maiores são as velocidades de entrada e saída. É possível, também, perceber que quanto maior a pressão e menor a folga, maior é a velocidade do escoamento na saída. O gráfico 6.20 mostra, para uma pressão de 124,34 bar, que os escoamentos saem com, praticamente, a mesma velocidade.

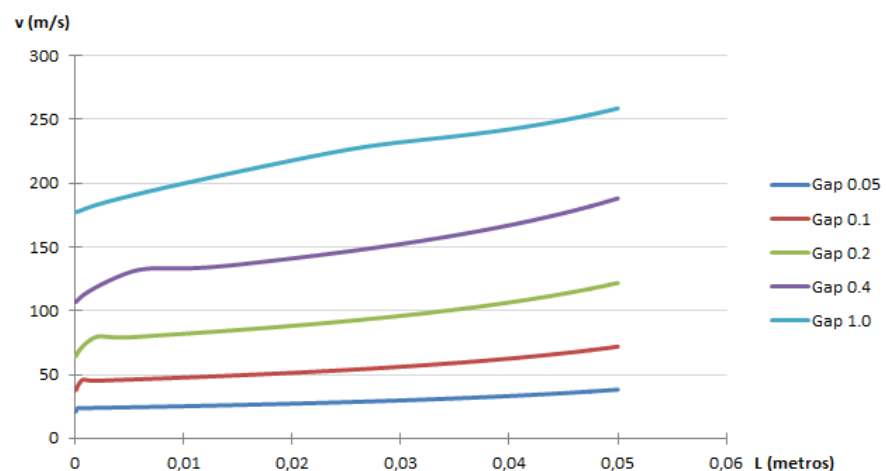


Figura 40 – Variação da velocidade  $x$  em relação ao comprimento do canal (2.28 bar)

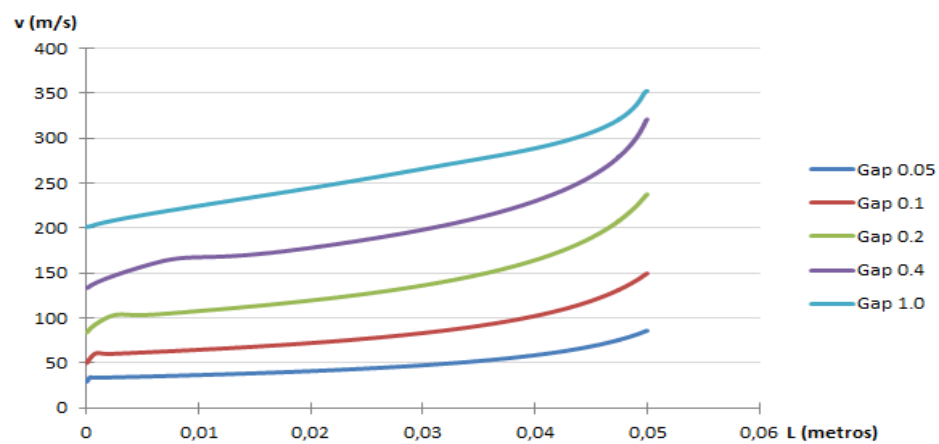


Figura 41 – Variação da velocidade  $x$  em relação ao comprimento do canal (4.23 bar)

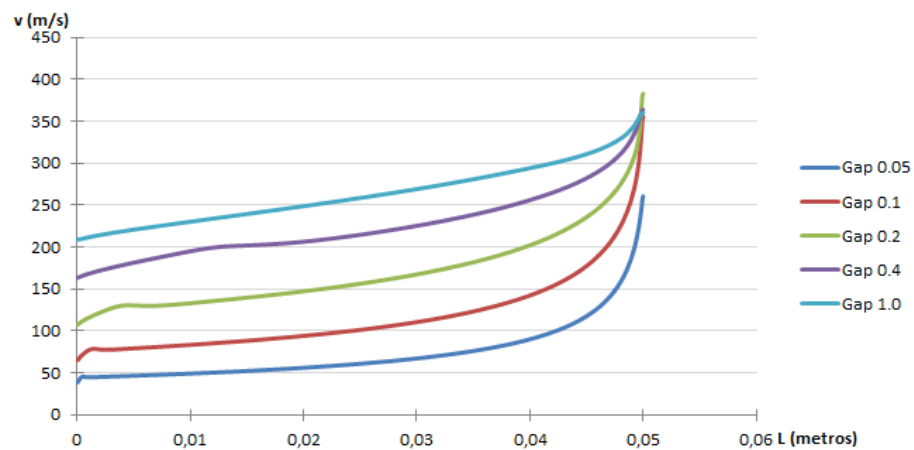


Figura 42 – Variação da velocidade  $x$  em relação ao comprimento do canal (11.81 bar)

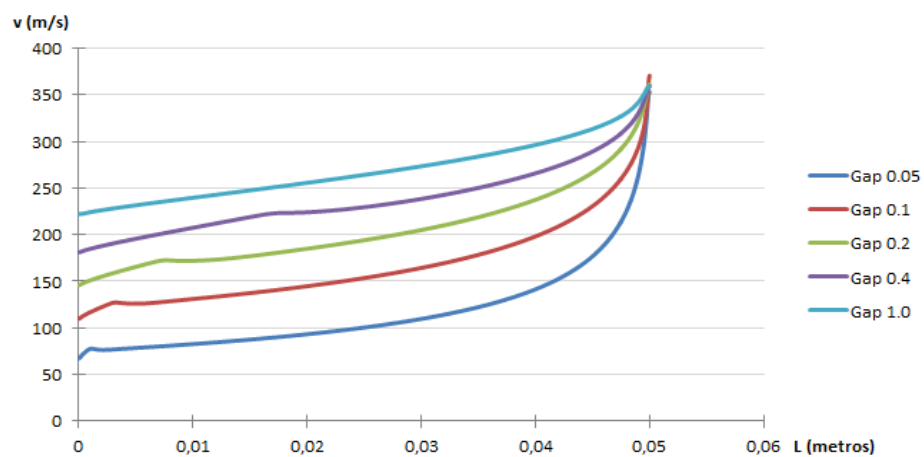


Figura 43 – Variação da velocidade  $x$  em relação ao comprimento do canal (98.19 bar)

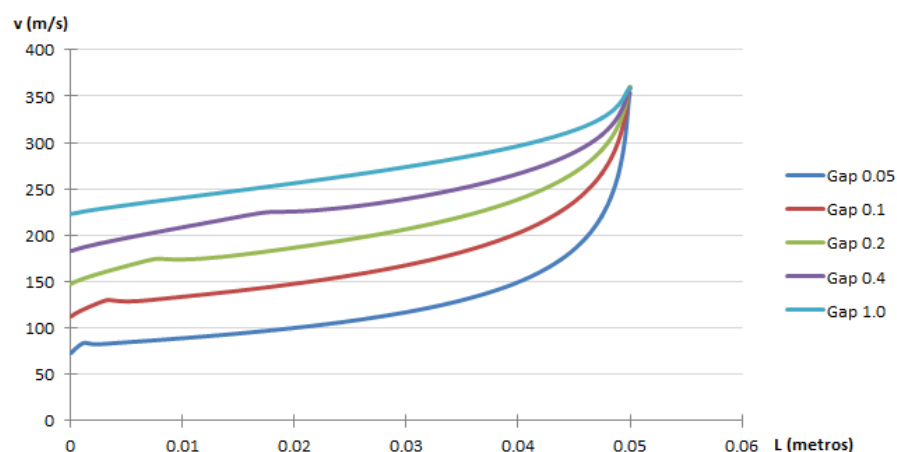


Figura 44 – Variação da velocidade  $x$  em relação ao comprimento do canal (98.19 bar)

## 7.2. Pressão estática

Nas figuras 45, 46, 47, 48, e 49 estão representadas as curvas referentes às pressões estáticas de cada folga. Com a menor pressão total (2,28 bar) as pressões estáticas saem com o mesmo valor independente do canal, isso porque a velocidade não tem uma grande variação em relação ao canal. Consequentemente o termo referente à pressão dinâmica não influencia muito. Porém, ao aumentar a pressão total, a variação se torna maior e a diferença entre os valores de pressão estática na saída também. Quanto menor a folga, maior é aumento da velocidade e, consequentemente, menor é o valor da pressão estática na saída.

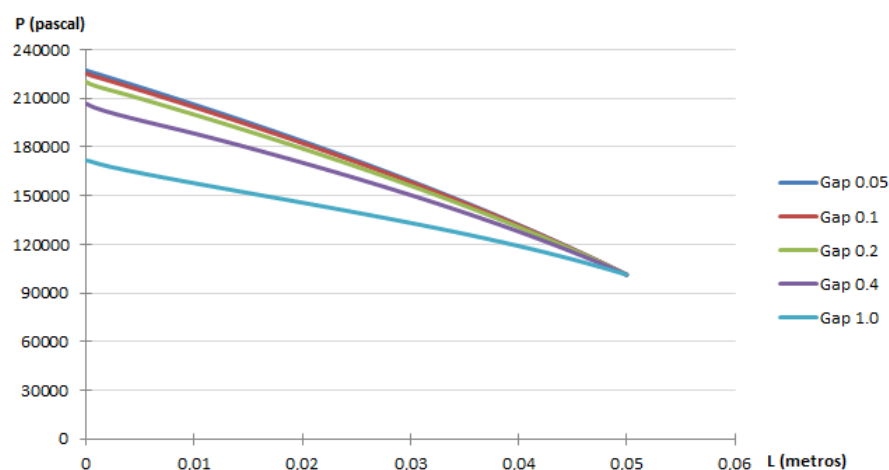


Figura 45 – Variação da pressão estática ao longo do canal L (2.28 bar)

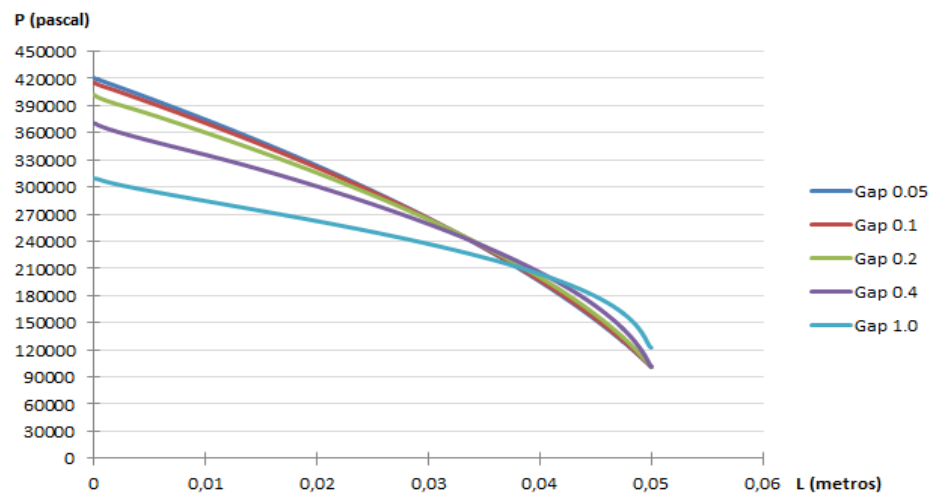


Figura 46 – Variação da pressão estática ao longo do canal L (4.23 bar)

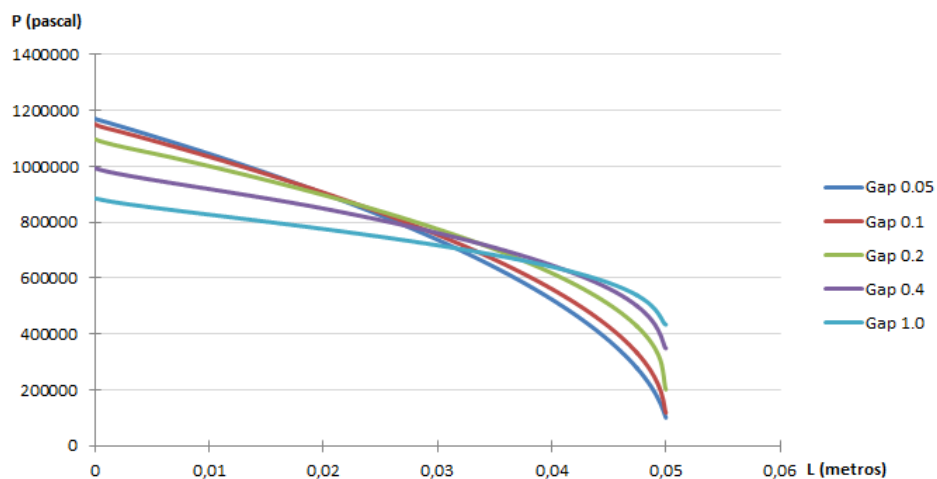


Figura 47 – Variação da pressão estática ao longo do canal L (11.81 bar)

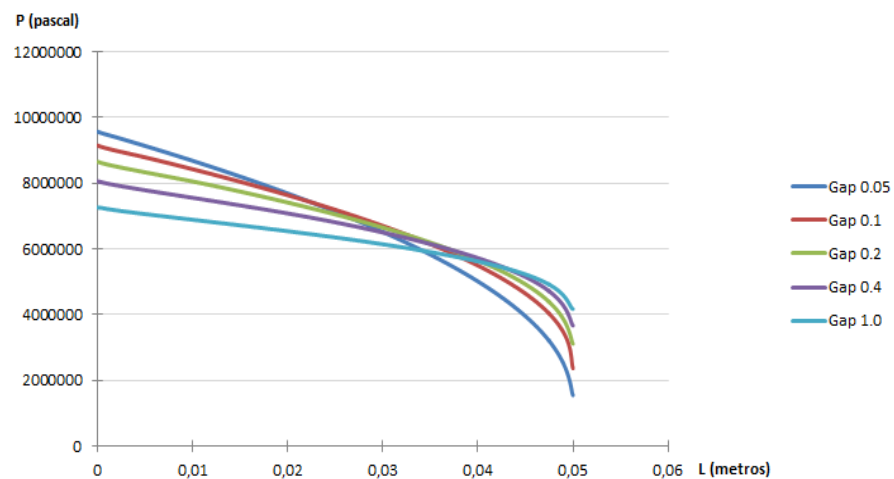


Figura 48 – Variação da pressão estática ao longo do canal L (98.19 bar)

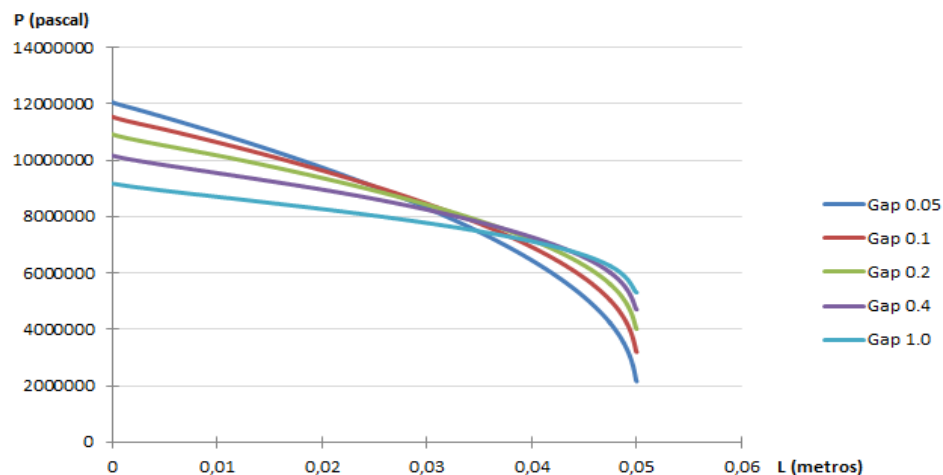


Figura 49 – Variação da pressão estática ao longo do canal L (124.34 bar)

### 7.3. Vazão mássica

Como esperado, a figura 50 mostra que a vazão mássica aumenta com o aumento da pressão para cada folga. De forma trivial, quanto maior a folga do canal, maior é a vazão.

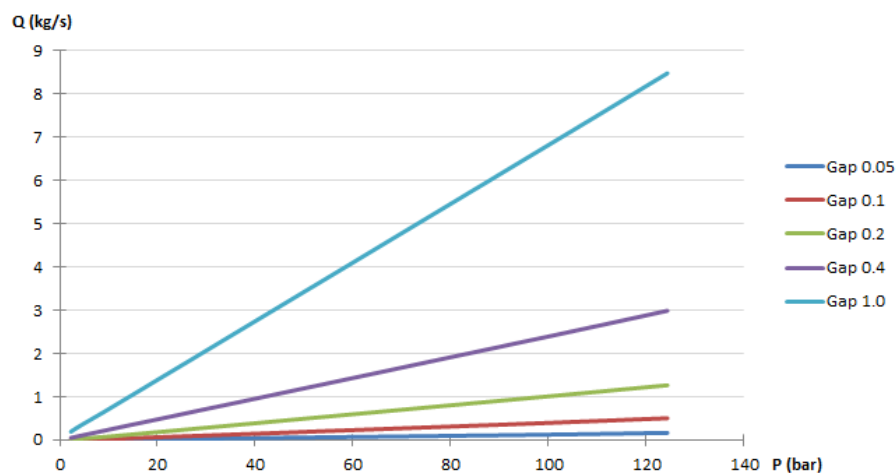


Figura 50 – Variação da vazão mássica com o aumento da pressão

### 7.4. Valor experimental de *blow-by*

No artigo “Engine blow-by with oxygenated fuels: A comparative study into cold and hot start operation” os autores fazem testes experimentais para calcular a variação de blow-by em um motor Cummins ISBEE220 31 de 5,9 L com 6 cilindros

em linha e taxa de compressão de 17,3:1. Para diferentes combustíveis e operação a quente e a frio. [13]

No artigo os autores encontram diferentes valores de blow-by, e um deles é próximo de 70 L/min, o qual foi utilizado de parâmetro para se estimar a folga mínima necessária. Ou seja, um motor convencional no qual existe os anéis de seguimento, o valor assumido de blow-by foi de 70 L/min. Com a remoção dos anéis de seguimentos proposta nesse trabalho, foi feita várias interações para se chegar a um valor aproximado, que seria necessário para se ter a mesma vazão de 70 L/min. [13]

Assumindo que o volume que da câmara de combustão está somente como ar, tem-se então que a massa específica  $\rho$  é de  $1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ . Como são seis cilindros temos esse valor total de blow-by dividido por seis e multiplicado pela massa específica do ar, então, temos que, para este motor o valor de blow-by é de  $0,000238 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  por cilindro.

Para as simulações feitas no Fluent, tem-se um valor médio de blow-by para cada folga, e por fim o valor da folga necessária para obter o mesmo vazamento do valor experimental proposto anteriormente. A tabela 6.1 mostra os valores médios de blow-by de cada folga proposta.

**Tabela 3 – Valores médios de *blow-by* para cada folga**

<b><i>Blow-by (kg/s)</i></b>	<b><i>Gap (mm)</i></b>
0,000238	0,01
0,003323	0,02
0,012507	0,05
0,041726	0,1
0,116324	0,2
0,301551	0,4
0,902151	1,0

## 8. Conclusão

Após todo o estudo pode-se dizer que o escoamento do da mistura ar-combustível, ou somente ar, que escapa através da folga que existe na interface pistão-cilindro (denominado como *blow-by*) é, sobretudo, de suma importância para eficiência do motor, dado que uma parte de combustível é desperdiçada e contamina o óleo lubrificante no motor.



A resolução analítica mostrou que, apesar de importante para o entendimento da física do problema, não há uma resolução exata, ou seja, uma equação definida que entregue um valor de *blow-by* de forma satisfatória, sendo necessária uma abordagem numérica através de software avançado como ANSYS – *Fluent*.

A análise numérica, simulando o *blow-by* através de duas placas planas, permitiu visualizar o comportamento do escoamento de ar, tal como, o desenvolvimento do perfil de velocidade, a variação da pressão estática e o mais importante, a vazão mássica através das folgas propostas. Os resultados referente às outras folgas, como dito anteriormente, pode ser visto no apêndice 1.

Com os dados provenientes do artigo [13], as simulações no *Fluent* e as interações feitas, foi possível estimar um valor próximo do ideal para que se tenha um mínimo aumento do *blow-by* em relação aos valores experimentais. O valor de 0.01 mm de espaçamento na interface pistão-cilindro parece ser um valor razoável. Vale ressaltar, que em nenhum momento, foram avaliadas as forças magnéticas dos ímãs nesse trabalho, podendo então, mudar o valor dessa folga, caso seja necessário um espaçamento maior devido a oscilações do pistão e a força de repulsão.

No apêndice 2 é possível visualizar, nas figuras 79, 80, 81 e 82 (simulação para uma folga de 0.05 mm e pressão de entrada 124.34 bar) que para o escoamento de um fluido incompressível a resolução é completamente diferente, nos retornando variações de velocidades e pressão estática, assim como o perfil de desenvolvimento ao longo do canal, diferentes de uma simulação com fluido compressível. Esse resultado era esperado, porém foi abordado para mostrar que todo o esforço e tempo de simulação, para fluidos compressíveis, é necessário para obter as respostas confiáveis e mais próximas dos valores experimentais.

Por fim, a abordagem que pode ser encontrada no apêndice 3, refere-se ao escoamento de ar através de um canal com folga 0.05 mm, porém nesta análise, a parede superior se encontra com uma velocidade constante no sentido do escoamento e no sentido contrário ao escoamento. Esta análise simula o escoamento através da interface pistão-cilindro, no qual o pistão encontra-se em movimento. Nesta análise é possível perceber o aumento da vazão quando a parede superior se move na mesma direção do escoamento, e uma diminuição da vazão quando a parede se move no sentido contrário ao escoamento.

## Referências

- [1] BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna**. 1 ed. Vol. 1. São Paulo: Blucher, 2014.
- [2] BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna**. 1 ed. Vol. 2. São Paulo: Blucher, 2015.
- [3] HEYWOOD, John B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: McGraw-Hill, Inc. 1988.
- [4] STONE, Richard. **Introduction to Internal Combustion Engines**. 2 ed. London: The Macmillan Press Ltd. 1992.
- [5] M. M. Hawas; T. Muneer. **Mathematical model for calculating the blowby rate**. Article. *Energy con. & Mgmt* Vol. 21. Pp. 213 to 218. 1981
- [6] E.S. Mohamed. **Performance Analysis and Condition Monitoring of ICE Piston-ring Based on Combustion and Thermal Characteristics**, *Applied Thermal Engineering*. December 2017.
- [7] D. A. Kouremenos; C.D. Rakopoulos; D.T. Hountalas; A.D. Kouremenos. **The maximum compression pressure position relative to top dead centre as an indication of engine cylinder condition and blowby**. *Energy Convers. Mgmt* Vol. 35, No. 10, pp. 857-870, 1994.
- [8] E. Abdi Aghdam; M.M. Kabir. **Validation of a blowby model using experimental results in motoring condition with the change of compression ratio and engine speed**. *Experimental Thermal and Fluid Science*. October 2009.
- [9] FOX, Robert W., MCDONALD, Alan T., PRITCHARD, Philip J., LEYLEGIAN, John C. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 8 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2015.
- [10] PANTON, Ronald L. **Incompressible Flow**. 4 ed. Canadá: Wiley, 2013.
- [11] PRADELLE, Florian A. Y. **Use of biofuels in compression ignition engines – Potential of diesel-biodiesel-ethanol blends**. 2017. 302f. Tese de doutorado – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2017.
- [12] KLOPZIG, Markus. **Piston engine having magnetic piston bearing**. US8979595B2, 17 mar. 2015. 6p.
- [13] Brett J. Mitchell, Ali Zare, Timothy A. Bodisco, Md Nurun Nabi, Farhad M. Hossain, Zoran D. Ristovski, Richard J. Brown. **Engine blow-by with oxygenated fuels: A comparative study into cold and hot start operation**. *Energy*. August 2017.

## Apêndice 1

- *Gap 0.1 mm*

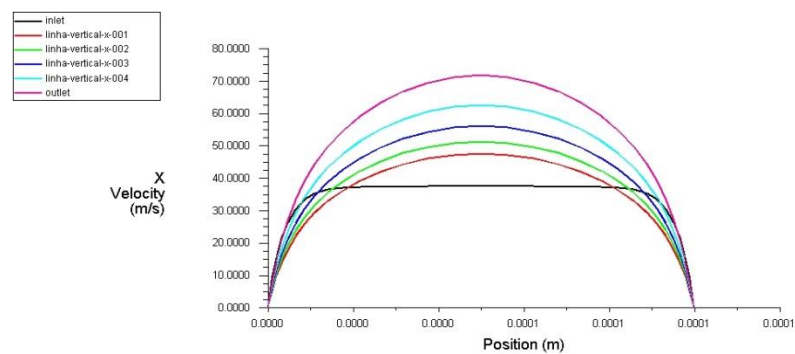


Figura 51 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar)

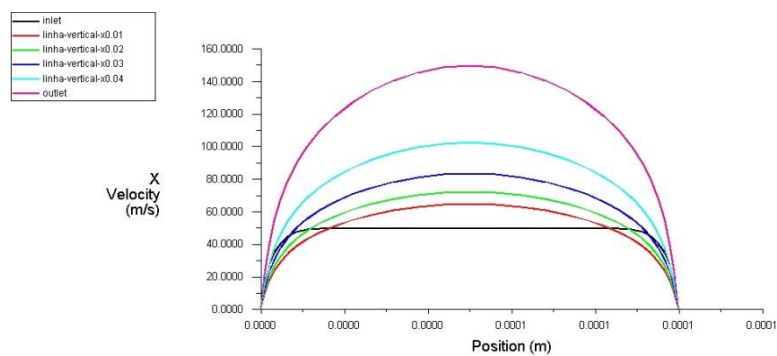


Figura 52 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (4.23 bar)

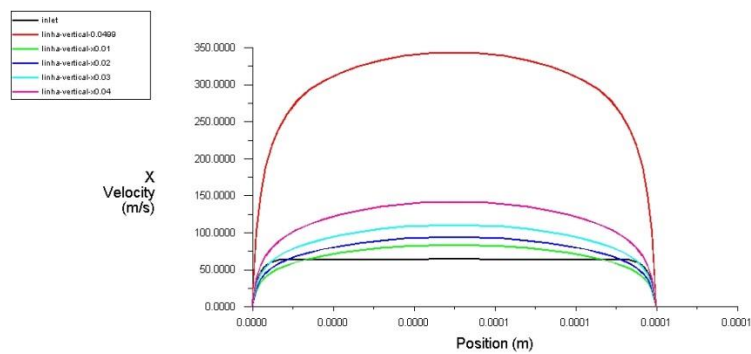


Figura 53 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (11.81 bar)

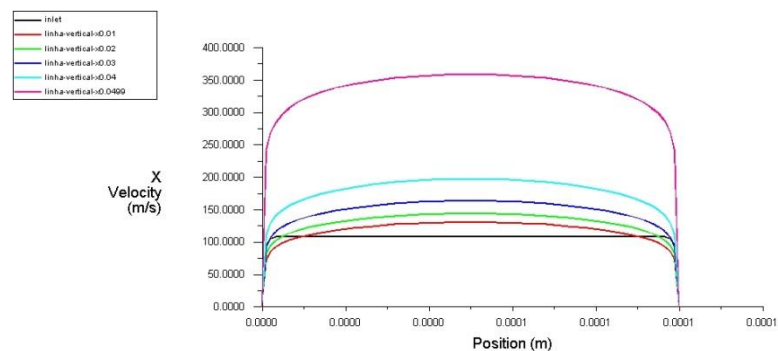


Figura 54 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (98.19 bar)

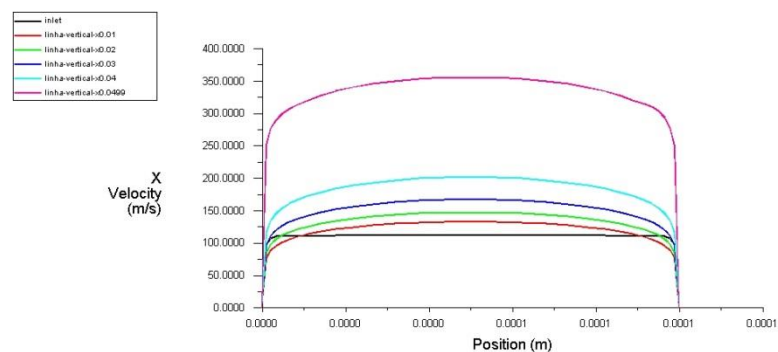


Figura 55 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (124.34 bar)

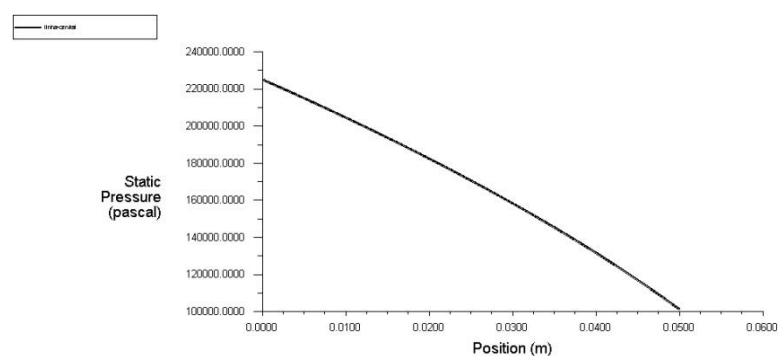


Figura 56 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar)

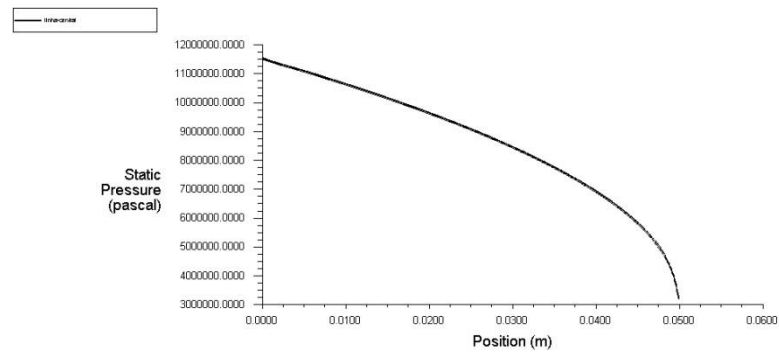


Figura 57 – Variação da pressão estática ao longo do canal (124.34 bar)

- *Gap 0.2 mm*

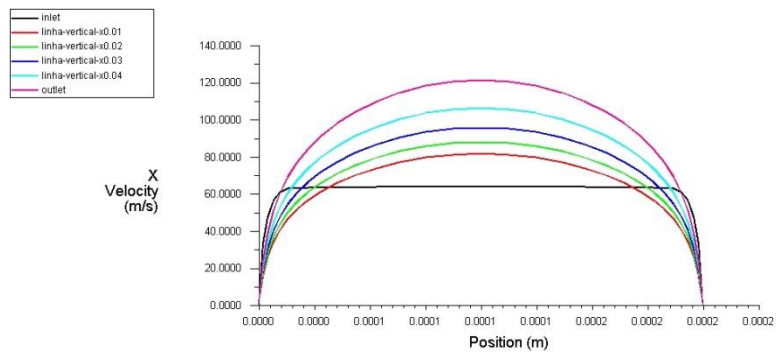


Figura 58 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar)

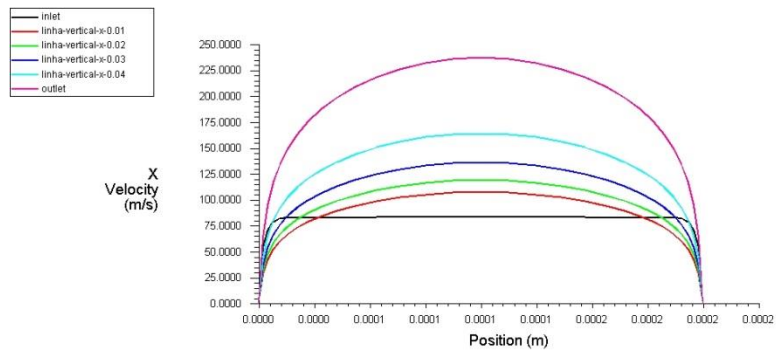


Figura 59 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (4.23 bar)

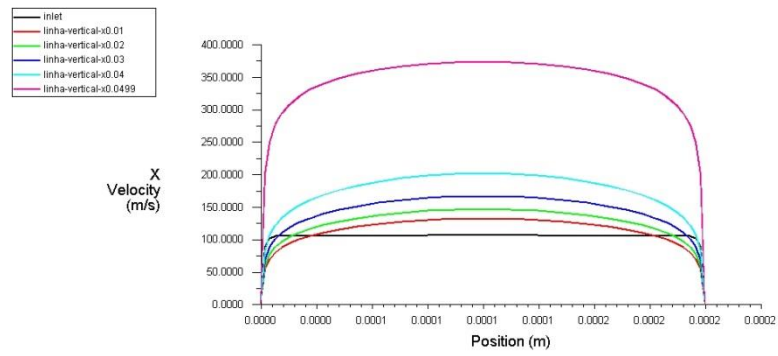


Figura 60 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (11.81 bar)

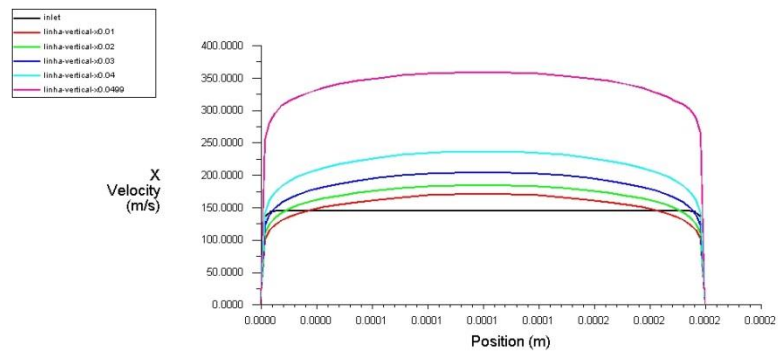


Figura 61 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (98.19 bar)

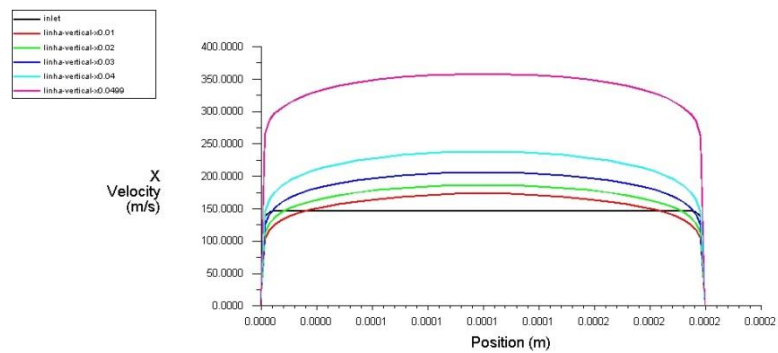
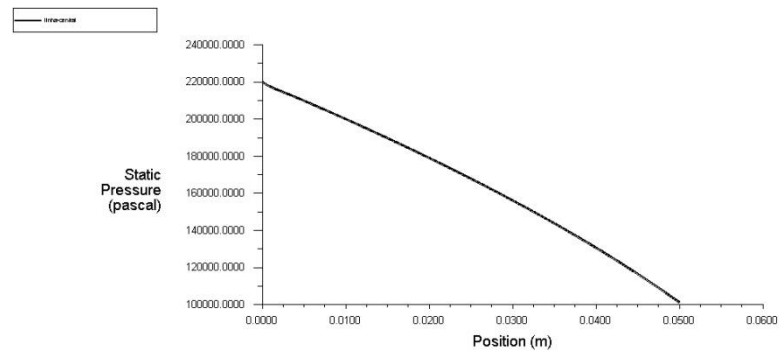
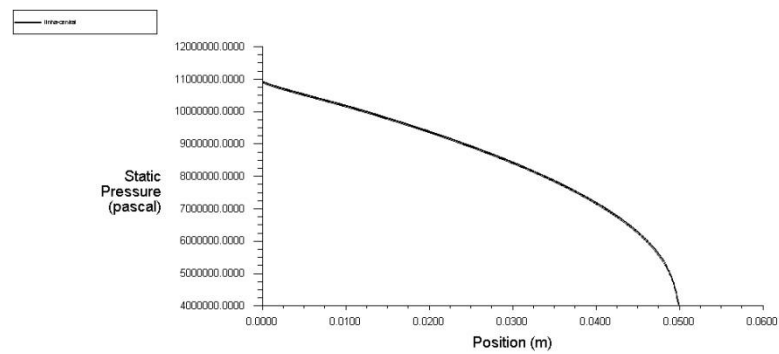


Figura 62 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (124.34 bar)

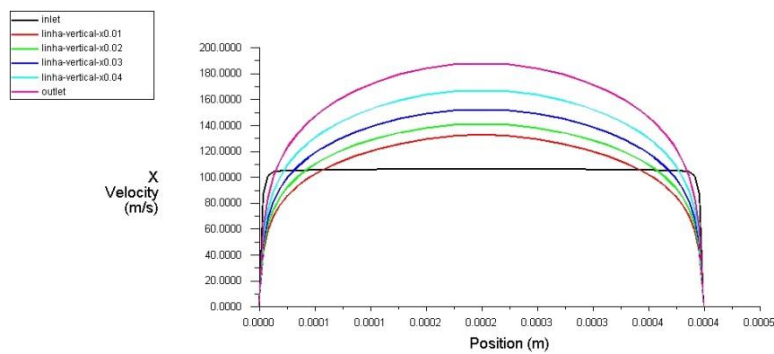


**Figura 63 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar)**

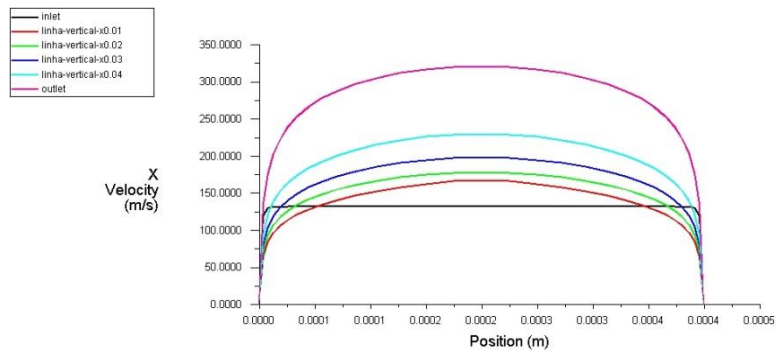


**Figura 64 – Variação da pressão estática ao longo do canal (124.34 bar)**

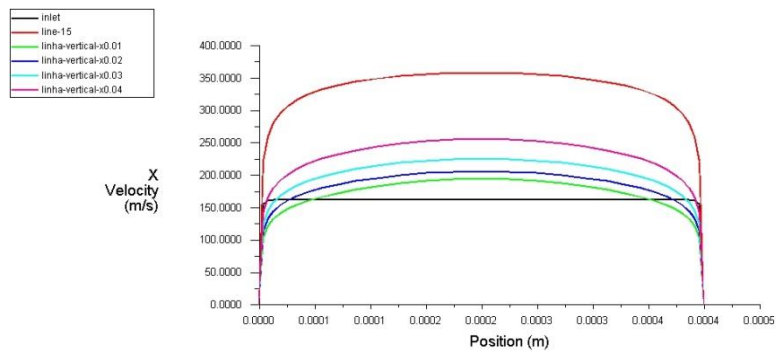
- *Gap 0.4 mm*



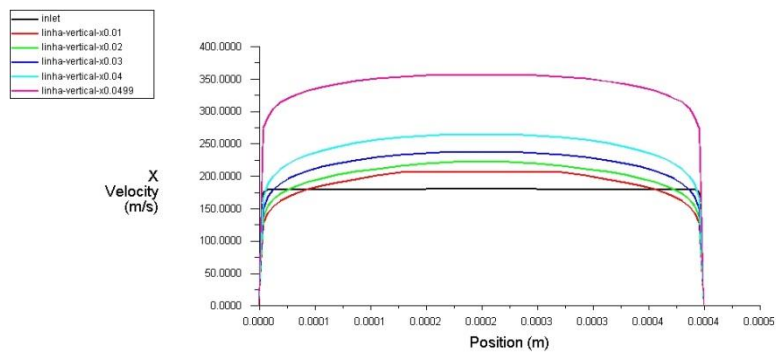
**Figura 65 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar)**



**Figura 66 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (4.23 bar)**

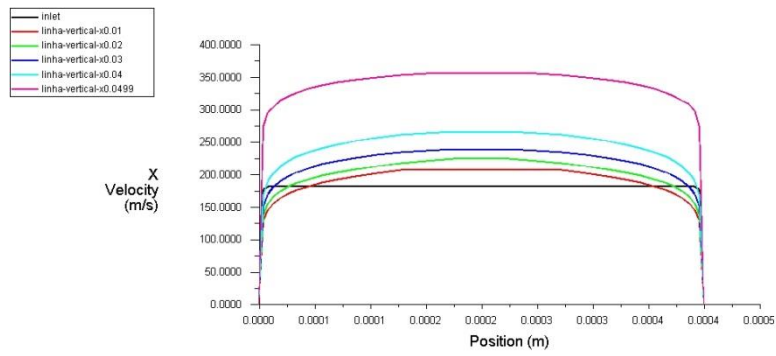


**Figura 67 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (11.81 bar)**

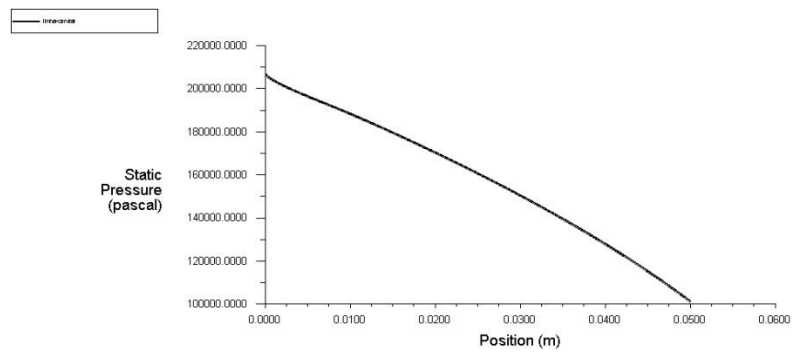


**Figura 68 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (98.19 bar)**

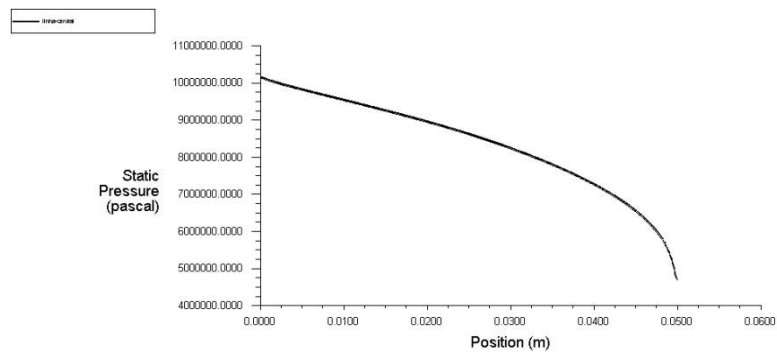




**Figura 69 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (124.34 bar)**

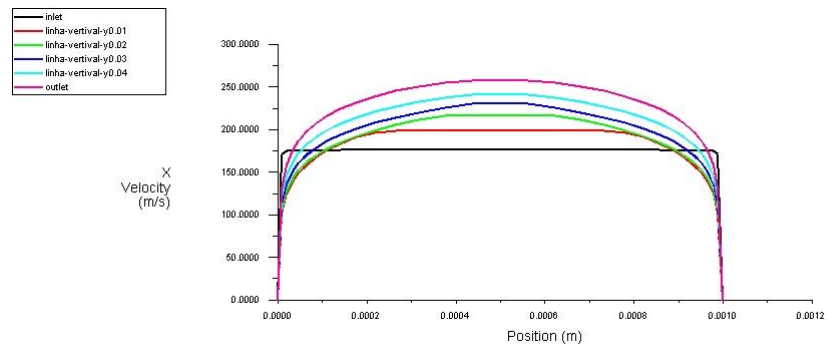


**Figura 70 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar)**

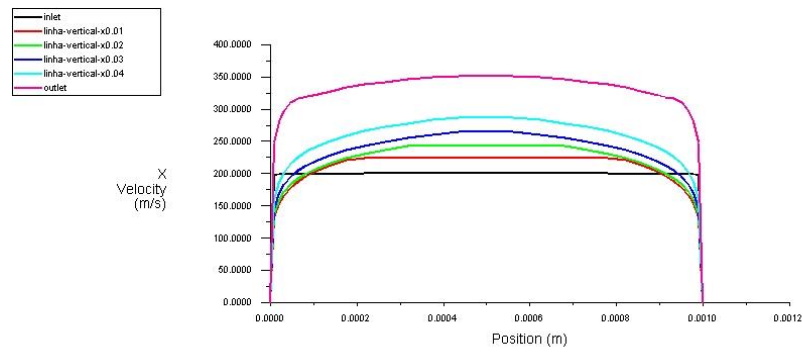


**Figura 71 – Variação da pressão estática ao longo do canal (124.34 bar)**

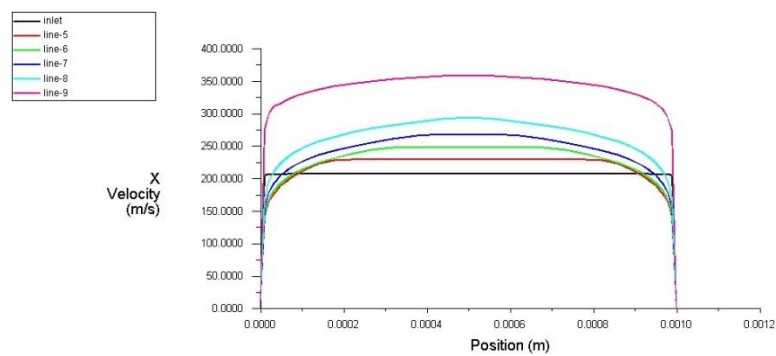
- *Gap 1.0 mm*



**Figura 72 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar)**



**Figura 73 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (4.23 bar)**



**Figura 74 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (11.81 bar)**

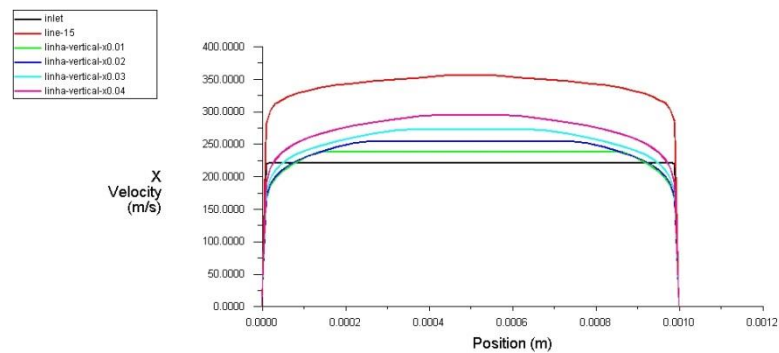


Figura 75 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (98.19 bar)

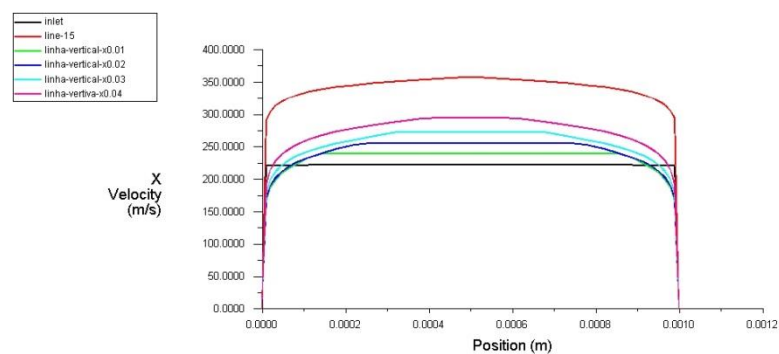


Figura 76 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (124.34 bar)

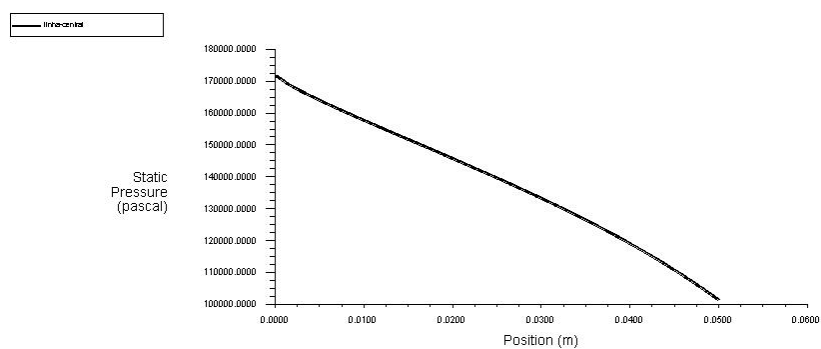
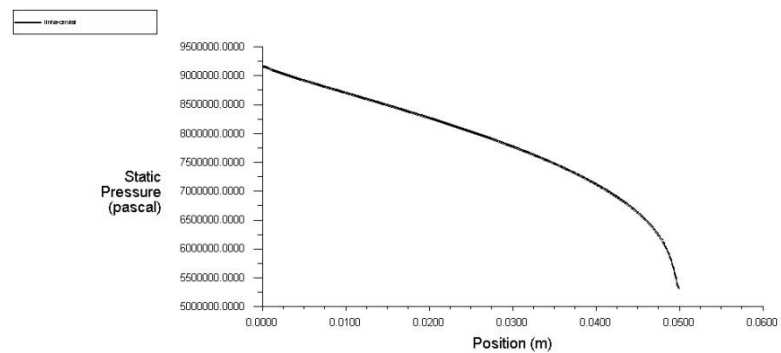


Figura 77 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar)



**Figura 78 – Variação da pressão estática ao longo do canal (124.34 bar)**

## Apêndice 2

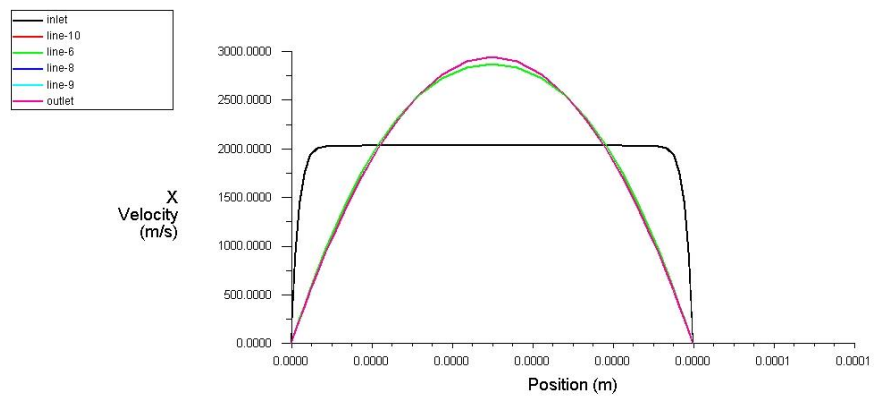


Figura 79 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (124.34 bar incompressível)

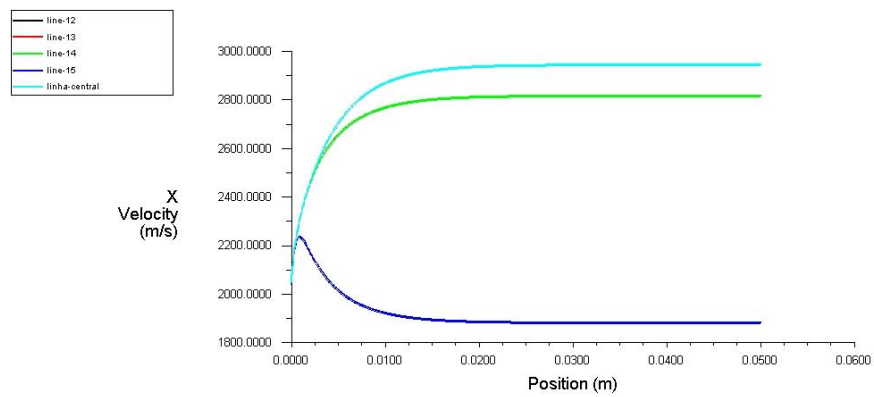
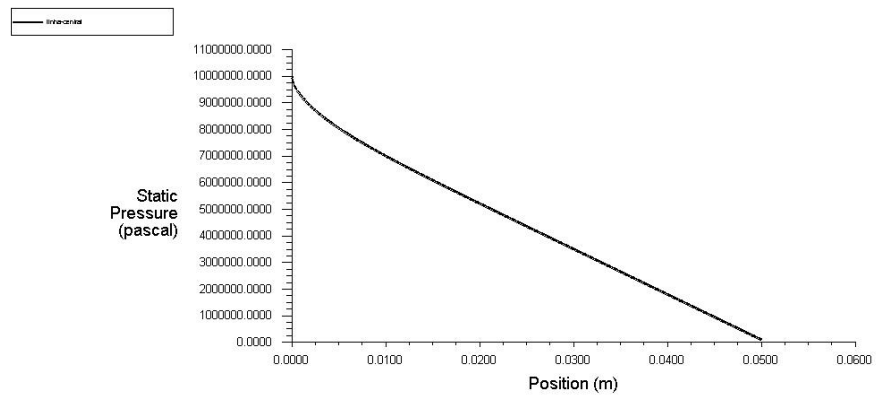


Figura 80 – Variação da componente de velocidade x ao longo do canal (124.34 bar incompressível)



**Figura 81 – Variação da pressão estática ao longo do canal (124.34 bar incompressível)**

Mass Flow Rate	(kg/s)
inlet	0.11608918
outlet	-0.1160893
Net	-1.2274793e-07

**Figura 82 – Vazão mássica através do canal ( 124.34 bar incompressível)**

### Apêndice 3

- *Gap 0.05 mm* (com pressão de 2.28 bar na entrada e placa superior com velocidade constante de 18.71 m/s no mesmo sentido do)

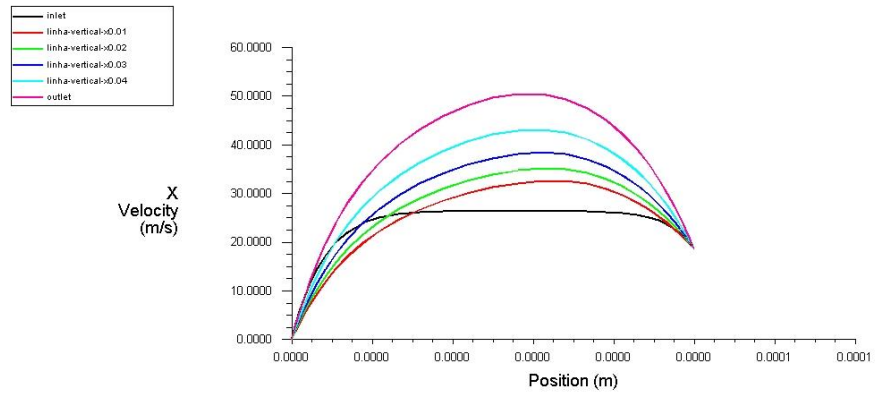


Figura 83 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)

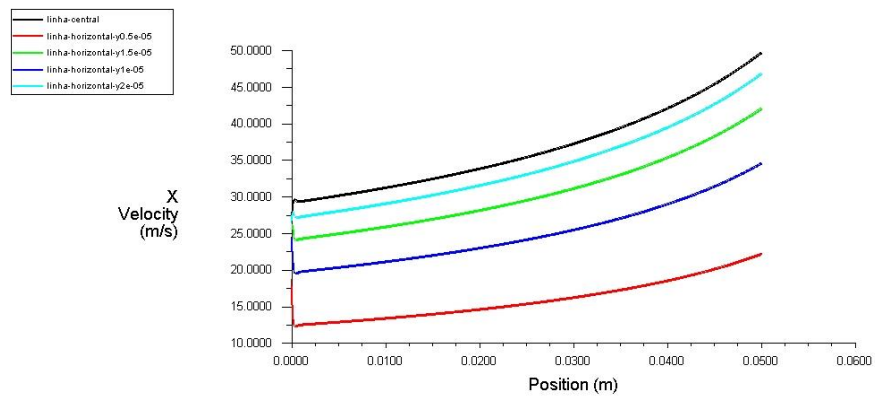


Figura 84 – Variação da componente de velocidade x ao longo do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)

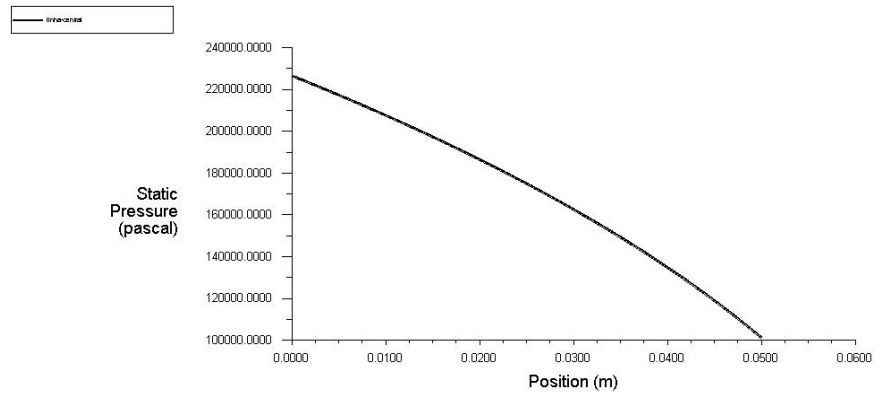


Figura 85 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)

Mass Flow Rate	(kg/s)
inlet	0.0045693134
outlet	-0.0045709541
Net	-1.6406661e-06

Figura 86 – Vazão mássica através do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)

- *Gap 0.05 mm* (com pressão de 2.28 bar na entrada e placa superior com velocidade constante de 64.5 m/s no mesmo sentido do escoamento)

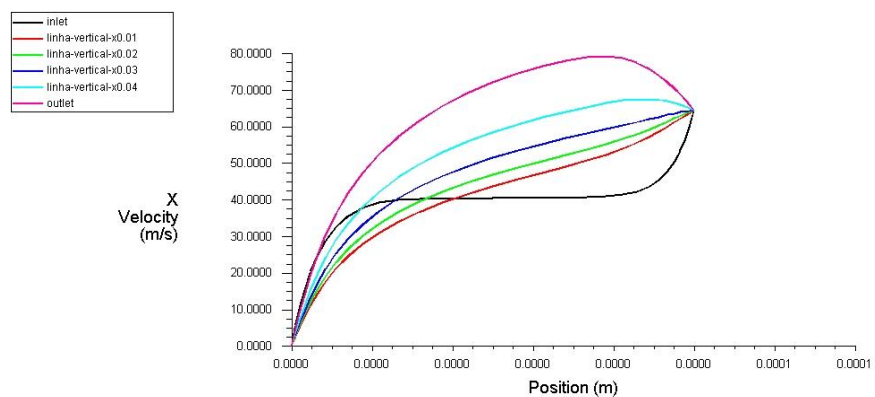


Figura 87 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar e 64.5 m/s)



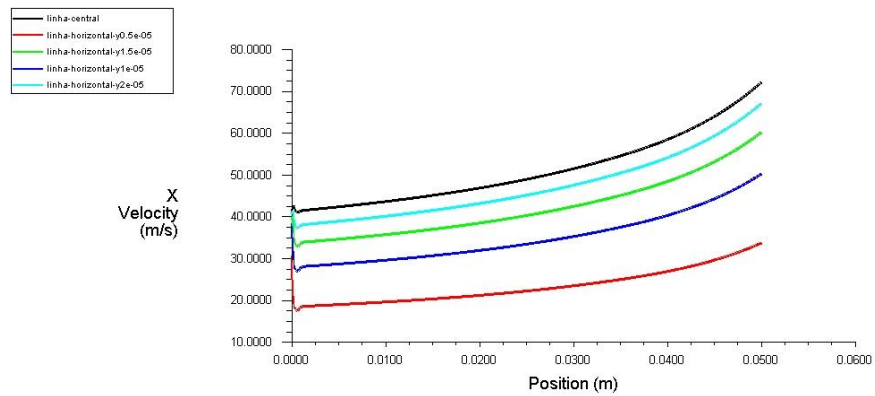


Figura 88 – Variação da componente de velocidade x ao longo do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)

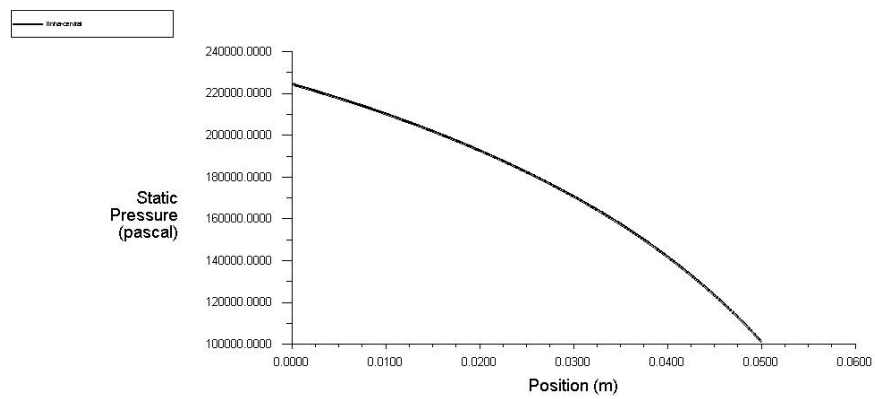


Figura 89 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar e 64.5 m/s)

Mass Flow Rate	(kg/s)
inlet	0.0074317334
outlet	-0.0074332319
Net	-1.4984637e-06

Figura 90 – Vazão mássica através do canal (2.28 bar e 64.5 m/s)

- *Gap 0.05 mm* (com pressão de 2.28 bar na entrada e placa superior com velocidade constante de 18.71 m/s no sentido contrário ao escoamento)

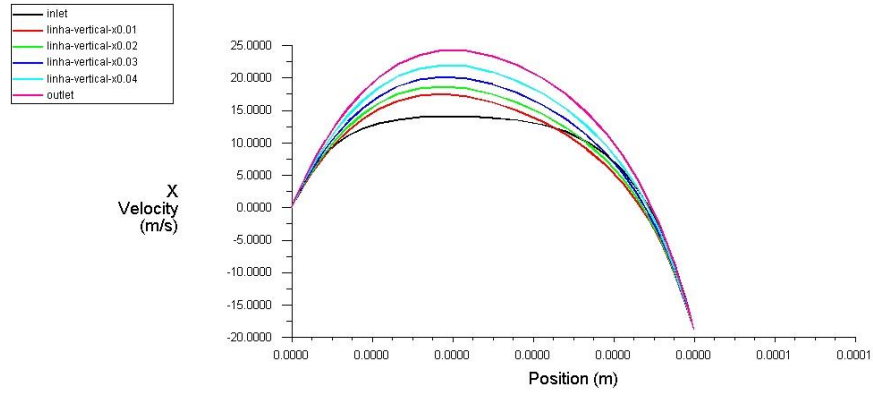


Figura 91 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)

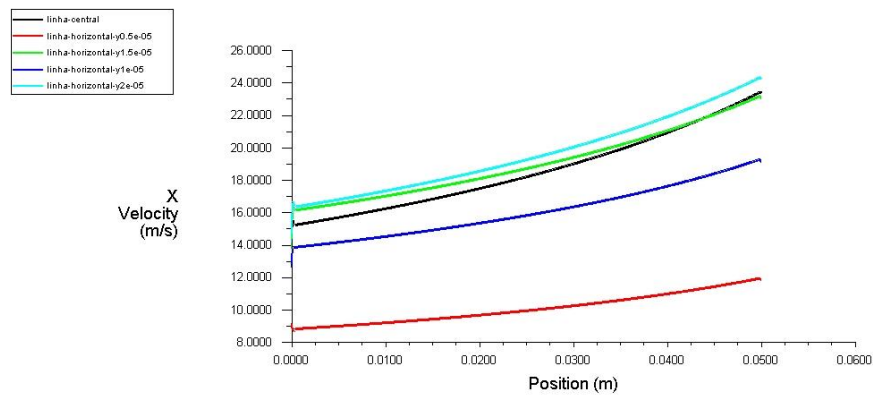


Figura 92 – Variação da componente de velocidade x ao longo do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)

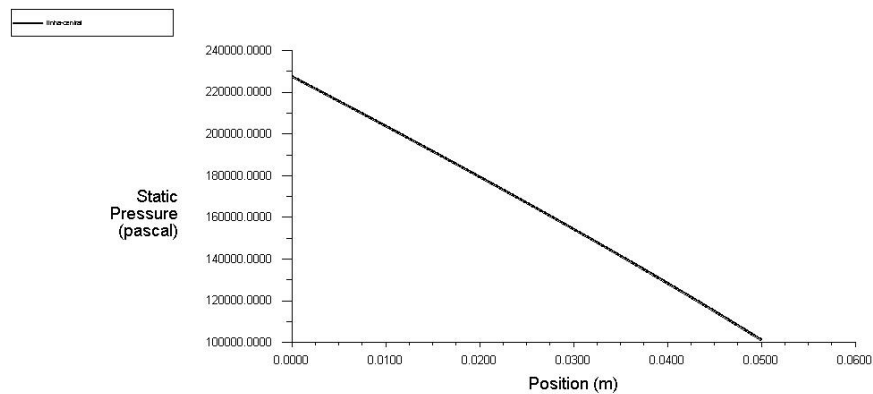


Figura 93 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)

Mass Flow Rate	(kg/s)
inlet	0.0016917037
outlet	-0.0016934969
Net	-1.7931971e-06

Figura 94 – Vazão mássica através do canal (2.28 bar e 18.71 m/s)

- *Gap 0.05 mm* (com pressão de 2.28 bar na entrada e placa superior com velocidade constante de 64.5 m/s no sentido contrário ao escoamento)

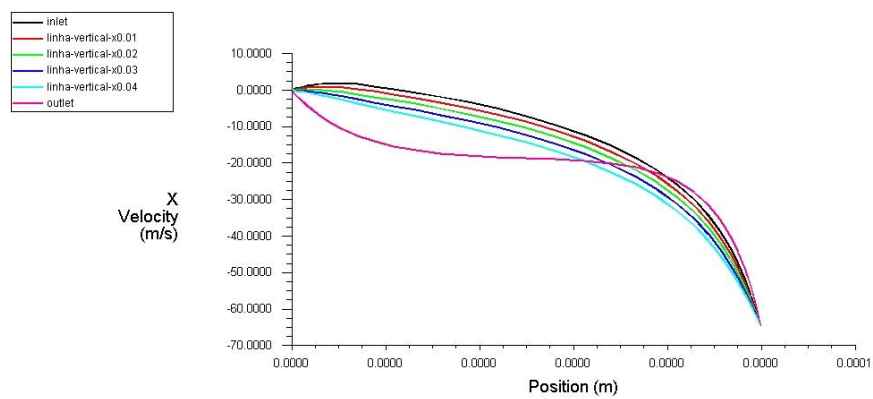


Figura 95 – Desenvolvimento do perfil de velocidade ao longo do canal (2.28 bar e 64.5 m/s)

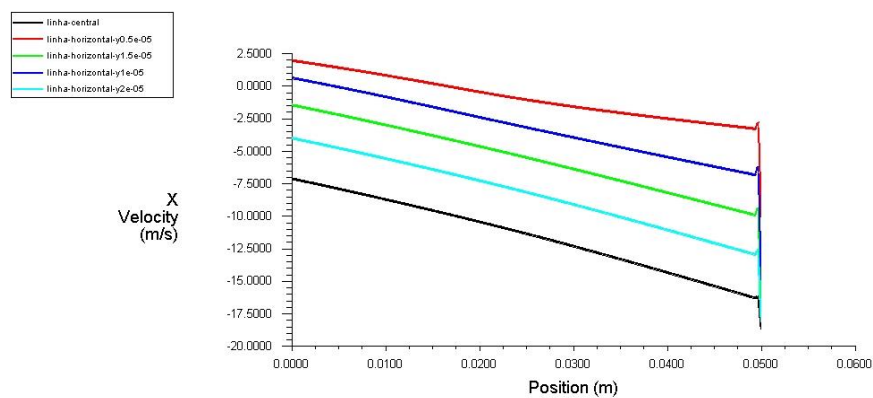


Figura 96 – Variação da componente de velocidade x ao longo do canal (2.28 bar e 64.5 m/s)

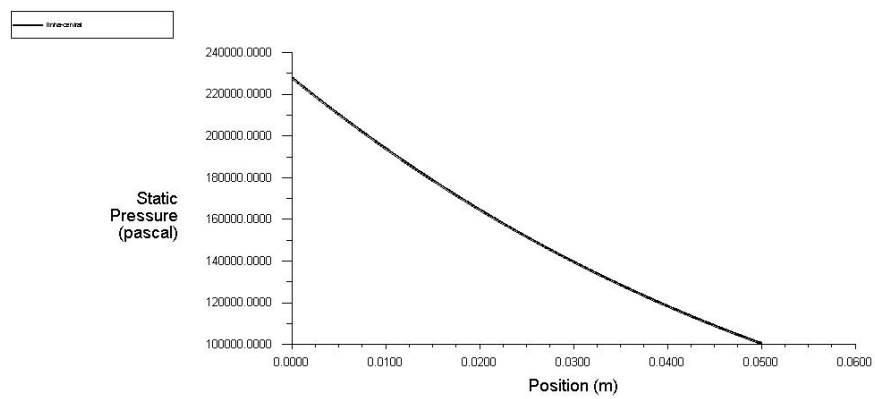


Figura 97 – Variação da pressão estática ao longo do canal (2.28 bar e 64.5 m/s)

Mass Flow Rate	(kg/s)
inlet	-0.0023889947
outlet	0.0023869016
Net	-2.0930933e-06

Figura 98– Vazão mássica através do canal (2.28 bar e 64.5 m/s)