

CENTRO UNIVERSITÁRIO DO INSTITUTO MAUÁ DE TECNOLOGIA

Escola de Engenharia Mauá

Engenharia Mecânica

MATEUS ADAMO LOPES

RENATO CAVALHEIRO SCARAMAI

GUSTAVO HENRIQUE DANTAS GALLOTTI

VICTOR FERNANDES SANTANA

**Simulação do desempenho de um motor de combustão interna monocilindro
empregando compressor de ar de ondas de pressão**

São Caetano do Sul

2022

MATEUS ADAMO LOPES

RENATO CAVALHEIRO SCARAMAI

GUSTAVO HENRIQUE DANTAS GALLOTTI

VICTOR FERNANDES SANTANA

**Simulação do desempenho de um motor de combustão interna monocilindro
empregando compressor de ar de ondas de pressão**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico/Engenheiro Químico.

Orientador: Prof. Dr. Clayton Barcelos Zabeu

Área de concentração:
Engenharias Mecânica/Química

São Caetano do Sul

2022

Gallotti, Gustavo Henrique Dantas

Cavalheiro Scaramai, Renato

Adamo Lopes, Mateus

Santana, Victor Fernandes

Simulação do desempenho de um motor de combustão interna monocilindro com compressor de ar de ondas de pressão / Gustavo Henrique Dantas, Renato Cavalheiro Scaramai, Mateus Adamo Lopes, Victor Fernandes Santana. — São Caetano do Sul : CEUN-IMT, 2022. 113p.

Trabalho de Conclusão de Curso – Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, SP, 2022.

Orientador(a): Prof. Dr. Clayton Barcelos Zabeu

1. Compressor. 2. Compres. 3. Supercompressor. Gallotti, Gustavo. I. Scaramai, Renato. II. Lopes, Mateus. III. Santana, Victor. IIII. Instituto Mauá de Tecnologia. Escola de Engenharia. IV. Compressor de ar de ondas de pressão.

MATEUS ADAMO LOPES

RENATO CAVALHEIRO SCARAMAI

GUSTAVO HENRIQUE DANTAS GALLOTTI

VICTOR SANTANA

**Simulação do desempenho de um motor de combustão interna monocilindro
empregando compressor de ar de ondas de pressão**

Trabalho de Conclusão de Curso aprovado pela Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico / Engenheiro Químico.

Banca avaliadora:

Prof. Dr. Clayton Barcelos Zabeu
Orientador

Prof. Dr. Fernando Malvezzi
Instituto Mauá de Tecnologia

Prof. Dr. Armando Zanone
Instituto Mauá de Tecnologia

São Caetano do Sul, 16 de dezembro de 2022.

*Dedicamos este trabalho para
nossos familiares, que sempre nos apoiaram, e aos nossos professores, com destaque ao
professor Clayton.*

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradecemos ao Instituto Mauá de Tecnologia e todo o corpo docente, que nos proporcionaram uma excelente formação em Engenharia Mecânica, nos oferecendo suporte e conhecimento para o desenvolvimento do projeto.

Ao nosso orientador, Professor Clayton Zabeu, que nos auxiliou e nos direcionou em nossa pesquisa e desenvolvimento do trabalho.

Ao Professor Éd Claudio Bordinassi, por nos dar suporte e guiar, colaborando para nossa formação acadêmica e nos preparando para o mercado de trabalho.

A todos os colegas de graduação, que ao longo do curso, contribuíram para a nossa experiência acadêmica.

“Grandes realizações são possíveis quando se dá importância aos pequenos começos”

LaoTsè.

RESUMO

Desde que o motor de ciclo Otto foi consolidado busca-se o aperfeiçoamento de seu desempenho e rendimento. A sobrealimentação veio como um acessório do motor com o objetivo de aumentar a compressão de ar na alimentação e, conseqüentemente, aumentando o desempenho do motor. Assim, esse trabalho teve como objetivo o estudo e a análise numérica de um supercompressor de ar por ondas de pressão para os motores Honda GTX160 monocilindros do laboratório do Instituto Mauá de Tecnologia por meio de simulações no *software* GT-POWER, e a seqüente análise de viabilidade, em termos de potência e eficiência, na implementação nos motores. Para isso, inicialmente foi feito um estudo de caso para poder compreender como os principais parâmetros do Comprex (comprimento do rotor, diâmetro da célula do rotor, diâmetro interno e externo do rotor, diâmetro entre células da primeira e segunda fileira, distância entre células e velocidade do rotor) afetariam no desempenho do motor, analisando os gráficos de pressão, torque, potência e massa de gás queimado presente no duto de admissão. Após isso, foi realizada a simulação de desempenho do motor, tanto do original como o com a implementação do sobrealimentador. Após isso foram realizadas várias simulações do motor com o Comprex para achar, se possível, as melhores dimensões e parâmetros, assim foram obtidos os resultados de torque e potência, apresentando uma melhora significativa de mais de 10 % ao se comparar com o motor original. Assim, foi possível concluir que acoplando um supercompressor por onda de pressão nos motores Honda GTX160 monocilindros do laboratório do Instituto Mauá de Tecnologia é possível se obter uma melhora no desempenho dele.

Palavras-chave: Motor a combustão interna. Desempenho. Comprex.

ABSTRACT

Since the Otto cycle engine was consolidated, efforts have been made to improve its performance and efficiency. Supercharging came as an engine accessory with the aim of increasing air compression in the feed and, consequently, increasing engine performance. Thus, this work aimed to study and numerically analyze a pressure wave air supercharger for Honda GTX160 single-cylinder engines at the Instituto Mauá de Tecnologia laboratory through simulations in the GT-POWER software, and the subsequent analysis of feasibility, in terms of power and efficiency, in the implementation in engines. For this, first a case study was carried out in order to understand how the main Complex parameters (length of the rotor, diameter of the rotor cell, internal and external diameter of the rotor, diameter between cells of the first and second row, distance between cells and rotor speed) would affect the engine performance, analyzing the graphs of pressure, torque, power and burnt gas mass. After that, the engine performance simulation was performed, both with the original and with the implementation of the Supercharger. After that, several engine simulations were carried out with Complex to find, if possible, the best dimensions and parameters, thus obtaining torque and power results, showing a significant improvement of more than 10% when compared to the original engine. Thus, it was possible to conclude that by attaching a pressure wave supercharger to the Honda GTX160 single-cylinder engines in the laboratory of the Instituto Mauá de Tecnologia, it is possible to obtain an improvement in its performance.

Keywords: Internal combustion engine. Performance. Supercharger.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Primeiro tempo.....	32
Figura 2 - Segundo tempo	33
Figura 3 - Terceiro tempo	34
Figura 4 - Quarto tempo	34
Figura 5 - Turbocompressor	35
Figura 6 - Instalação de um Turbocompressor em um motor	36
Figura 7 - Funcionamento de um Turbocompressor.....	36
Figura 8 - Instalação de um Supercompressor em um motor V6	37
Figura 9 - Supercompressor do tipo centífugo	38
Figura 10 - Supercompressor do tipo lysholm.....	38
Figura 11 - Arranjo do Comprex	41
Figura 12 - Vista do rotor (Supercompressor por onda de pressão).....	42
Figura 13 - Diagrama esquemático de um volume de controle em duto	44
Figura 14 - Configuração do motor 4 cilindros	51
Figura 15 – Pressão média para cada caso a 3.000 rpm	52
Figura 16 – Massa de ar queimado para cada caso a 3.000 rpm	53
Figura 17 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 3.000 rpm	53
Figura 18 – Pressão média para cada caso a 6.000 rpm	53
Figura 19 – Massa de ar queimado para cada caso a 6.000 rpm	53
Figura 20 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 6.000 rpm	54
Figura 21 – Pressão média para cada caso a 3.000 rpm	55
Figura 22 – Massa de ar queimado para cada caso a 3.000 rpm	55
Figura 23 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 3.000 rpm.....	56

Figura 24 – Pressão média para cada caso a 6.000 rpm.....	56
Figura 25 – massa de ar queimado para cada caso a 6.000 rpm.....	56
Figura 26 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 6.000 rpm	56
Figura 27 – Pressão média para cada caso a 3.000 rpm.....	58
Figura 28 – Massa de ar queimado para cada caso a 3.000 rpm	58
Figura 29 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 3.000 rpm	58
Figura 30 – Pressão média para cada caso a 6.000 rpm.....	59
Figura 31 – Massa de ar queimado para cada caso a 6.000 rpm	59
Figura 32 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 6.000 rpm	59
Figura 33 – Pressão média para cada caso a 3.000 rpm.....	61
Figura 34 – Massa de ar queimado para cada caso a 3.000 rpm	61
Figura 35 – Ampliação da imagem anterior com foco nos casos 2 e 3.....	61
Figura 36 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 3.000 rpm	61
Figura 37 – Pressão média para cada caso a 6.000 rpm.....	62
Figura 38 – Massa de ar queimado para cada caso a 6.000 rpm	62
Figura 39 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 6.000 rpm	62
Figura 40 – Pressão média para cada caso a 3.000 rpm.....	64
Figura 41 – Massa de ar queimado para cada caso a 3.000 rpm	64
Figura 42 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 3.000 rpm	64
Figura 43 – Pressão média para cada caso a 6.000 rpm.....	65
Figura 44 – Massa de ar queimado para cada caso a 6.000 rpm	65
Figura 45 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 6.000 rpm	65
Figura 46 – Pressão média para cada caso a 3.000 rpm.....	67
Figura 47 – Massa de ar queimado para cada caso a 3.000 rpm	67
Figura 48 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 3.000 rpm	67

Figura 49 – Pressão média para cada caso a 6.000 rpm	67
Figura 50 – Massa de ar queimado para cada caso estudado a 6.000 rpm	68
Figura 51 - Torque médio calculado em N m para cada caso calculado a 6.000 rpm.....	68
Figura 52 – Pressão média para cada caso a 3.000 rpm	70
Figura 53 – Massa de ar queimado para cada caso a 3.000 rpm	70
Figura 54 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 3.000 rpm	70
Figura 55 – Pressão média para cada caso a 6.000 rpm	70
Figura 56 – Massa de ar queimado para cada caso a 6.000 rpm	71
Figura 57 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 6.000 rpm	71
Figura 58 – Pressão média para cada caso simulado a 3.000 rpm.....	73
Figura 59 – Massa de ar queimado para cada caso a 3.000 rpm	73
Figura 60 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 3.000 rpm	73
Figura 61 – Pressão média para cada caso a 6.000 rpm	73
Figura 62 – Massa de ar queimado para cada caso a 6.000 rpm	73
Figura 63 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 6.000 rpm	74
Figura 64 - Configuração do motor GX 160 original	84
Figura 65 - Curvas de torque e potência	84
Figura 66 - Curva do lambda.....	84
Figura 67 - Curvas de torque e potência	85
Figura 68 - Curva do lambda.....	85
Figura 69 - Configuração do motor GX 160 com o Complex.....	87
Figura 70 - Curva de torque para o caso 1	88
Figura 71 - Curva de potência para o caso 1	88
Figura 72 - Curva de gás queimado para o caso 1.....	89
Figura 73 - Curva de pressão para o caso 1.....	89

Figura 74 - Curva de torque para o caso 2	89
Figura 75 - Curva de potência para o caso 2	89
Figura 76 - Curva de gás queimado para o caso 2	90
Figura 77 - Curva de pressão para o caso 2	90
Figura 78 - Curva de torque para o caso 3	90
Figura 79 - Curva de potência para o caso 3	90
Figura 80 - Curva de gás queimado para o caso 3	91
Figura 81 - Curva de pressão para o caso 3	91
Figura 82 - Curva de torque para o caso 3.1	92
Figura 83 - Curva de potência para o caso 3.1	92
Figura 84 - Curva de gás queimado para o caso 3.1	93
Figura 85 - Curva de pressão para o caso 3.1	93
Figura 86 - Curva de torque para o caso 3.2	93
Figura 87 - Curva de potência para o caso 3.2	93
Figura 88 - Curva de gás queimado para o caso 3.2	94
Figura 89 - Curva de pressão para o caso 3.2	94
Figura 90 - Curva de torque para o caso 3.3	94
Figura 91 - Curva de potência para o caso 3.3	94
Figura 92 - Curva de gás queimado para o caso 3.3	95
Figura 93 - Curva de pressão para o caso 3.3	95
Figura 94 - Comparação da potência	96
Figura 95 - Comparação do torque	97
Figura 96 - Desenho técnico do rotor dimensionado	98
Figura 97 - Comparação de torque	99
Figura 98 - Comparação de potência	100

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comprimento do rotor para cada caso simulado	52
Tabela 2 – Diâmetro da célula para cada caso simulado	55
Tabela 3 – Distância entre células para cada caso simulado	58
Tabela 4 – Velocidade do rotor para cada caso simulado.....	60
Tabela 5 – Diâmetro do interno do rotor para cada caso simulado	64
Tabela 6 – Diâmetro externo do rotor para cada caso simulado.....	66
Tabela 7 – Diâmetro entre células da primeira fileira para cada caso simulado	69
Tabela 8 – Diâmetro entre células da segunda fileira para cada caso simulado	72
Tabela 9 - Dados do motor	76
Tabela 10 - Carga do motor	76
Tabela 11 - Torque observado.....	77
Tabela 12 - Potência observada	77
Tabela 13 - PME.....	78
Tabela 14 - Lambda	78
Tabela 15 - Temperaturas.....	79
Tabela 16 - Dados do consumo do motor	79
Tabela 17 - Consumo específico e potência térmica.....	80
Tabela 18 - Consumo de ar inferido	80
Tabela 19 - Densidade do ar da admissão.....	81
Tabela 20 - Consumo de ar teórico	81
Tabela 21 - Rendimento volumétrico	82
Tabela 22 - PMI, trabalho indicado, delta T do ciclo e potência indicada.....	82
Tabela 23 - Rendimento Mecânico.....	83

Tabela 24 - Potência de atrito, PMA, rendimento térmico e rendimento global.....	83
Tabela 25 - Parâmetros utilizados nos 3 melhores casos	88
Tabela 26 - Parâmetros utilizados no caso 3.1	91
Tabela 27 - Parâmetros utilizados no caso 3.2	92
Tabela 28 - Parâmetros utilizados no caso 3.3	92
Tabela 29 - Comparação Torque - Complex x Torque - Complex Variável	95
Tabela 30 - Ganho porcentual variando a rotação	96
Tabela 31 - Geometria do rotor	98
Tabela 32 - Comparação Torque - Complex x Torque - Original e Potência - Complex x Potência - Original.....	99
Tabela 33 - Ganho porcentual.....	99
Tabela 34 - Ganho porcentual no desempenho do motor	100

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

GLP - Low Pressure Gas

HPA - *High Pressure Compressed Air*

HPG - *High Pressure Gas*

IMT – Instituto Mauá de Tecnologia

LPA - *Low Pressure Fresh Air*

OEM - *Original Equipment Manufacturer*

RPM - Rotações por Minuto

VVT - *Variable Valve Timing*

VVL - *Variable Valve Lift*

LISTA DE SÍMBOLOS

A - Área da seção transversal, m^2

D - Diâmetro, m

f - Coeficiente de atrito viscoso, $N.s/m^2$

h_0 - Entalpia específica, J

H_0 - Entalpia, J

p - Pressão, pascal

q - Calor, J

\dot{Q} - Taxa de troca de calor, J

u - Energia interna específica, J

u_0 - Energia interna específica inicial, J

U_0 - Energia interna inicial, J

V_x - Volume, m^3

W_S - Trabalho, $N m$

ρ - Massa específica, kg/m^3

τ_w - Tensão de cisalhamento, N/m^2

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	29
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	31
2.1	MOTOR 4 TEMPOS.....	31
2.2	SOBREALIMENTAÇÃO DE MOTORES.....	35
2.2.1	TURBOCOMPRESSOR	35
2.2.2	SUPERCOMPRESSOR	36
2.2.3	TURBOCOMPRESSOR E SUPERCOMPRESSOR	39
2.3	SUPERCOMPRESSOR DE AR POR ONDAS DE PRESSÃO	40
2.3.1	VANTAGENS E DESVANTAGENS	42
2.4	MÉTODOS DE CÁLCULO PARA ESCOAMENTOS EM DUTOS.....	43
2.4.1	ESCOAMENTO VISCOSO UNIDIMENSIONAL	44
2.4.2	EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE	44
2.4.3	EQUAÇÃO DE MOMENTO.....	45
2.4.4	EQUAÇÃO DA ENERGIA	46
3	METODOLOGIA	49
3.1	PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO.....	49
3.2	ESTUDO DE CASO	50
3.2.1	ANÁLISE DO COMPRIMENTO DO ROTOR	52
3.2.2	ANÁLISE DO DIÂMETRO DA CÉLULA.....	55
3.2.3	ANÁLISE DA DISTÂNCIA ENTRE CÉLULAS.....	57
3.2.4	ANÁLISE DA VELOCIDADE DO ROTOR	60
3.2.5	ANÁLISE DO DIÂMETRO INTERNO DO ROTOR	63
3.2.6	ANÁLISE DO DIÂMETRO EXTERNO DO ROTOR	66
3.2.7	ANÁLISE DO DIÂMETRO ENTRE CÉLULAS DA PRIMEIRA FILEIRA	69
3.2.8	ANÁLISE DO DIÂMETRO ENTRE CÉLULAS DA SEGUNDA FILEIRA	72
3.3	MOTOR HONDA GTX160.....	75
3.3.1	DADOS DO MOTOR	75
3.3.2	SIMULAÇÃO DO MOTOR ORIGINAL.....	83
3.3.3	VALIDAÇÃO DA SIMULAÇÃO DO MOTOR ORIGINAL	85

4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	87
4.1	COMPRES.....	87
4.1.1	ROTAÇÃO CONSTANTE.....	88
4.1.2	ROTAÇÃO VARIÁVEL.....	91
4.1.3	COMPARAÇÃO – ROTAÇÃO CONSTANTE X ROTAÇÃO VARIÁVEL.....	95
4.1.4	GEOMETRIA DO COMPRES.....	97
4.2	COMPARAÇÃO COM O ORIGINAL.....	98
4.3	DISCUSSÃO.....	100
5	CONCLUSÃO.....	103
5.1	CONTINUIDADE DO TRABALHO.....	103
	REFERÊNCIAS.....	105
	APÊNDICE A – DESENHO TÉCNICO DO ROTOR.....	109
	APÊNDICE B – TERMO DE AUTORIZAÇÃO PARA DIVULGAÇÃO DO TCC.....	111
	APÊNDICE C - CURVAS DE DESEMPENHO - HONDA GX 160 CARBURADO E27.....	113

1 INTRODUÇÃO

A indústria automotiva sempre esteve em constante mudança, principalmente no desenvolvimento dos motores. Desde que o motor de ciclo Otto foi consolidado busca-se o aperfeiçoamento de seu desempenho e rendimento através de mudanças com o objetivo de diminuir a perda de carga nos sistemas de admissão e escapamento, ou de mudanças no combustível. Porém, o objetivo mais buscado pelos engenheiros é conseguir aumentar a capacidade de admissão da mistura ar-combustível dentro da câmara de combustão, a fim de que haja mais massa de mistura em volumes fixados e, como consequência, uma maior densidade de potência do motor.

O motor é limitado em relação à capacidade de admissão de ar: cada motor tem a sua e é muito complicado tentar aumentar a alimentação de ar somente mudando as geometrias dele. A sobrealimentação veio como um acessório do motor que realiza a compressão de ar, anterior à entrada no cilindro, aumentando a massa específica de ar para o motor.

Levando isso em consideração, este trabalho tem como objetivo a análise numérica de desempenho, ou seja, o estudo e dimensionamento de um supercompressor de ar por ondas de pressão, um tipo de sobrealimentação, para os motores Honda GTX160 monocilindro do laboratório do Instituto Mauá de Tecnologia, e a sequente análise de viabilidade, em termos de potência e eficiência, na implementação nos motores.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção, serão explicados o funcionamento de um motor 4 tempos convencional, os tipos de sobrealimentação de forma geral e a estudada no presente trabalho e os métodos de cálculo utilizados no modelo matemático do *software* empregado.

2.1 MOTOR 4 TEMPOS

Muitos anos atrás o método de transporte era feito por animais, principalmente por cavalos, pois era um dos únicos animais capazes de transportar altas cargas, como de alimentos, bebidas entre outros. Mas com o passar do tempo, as cargas só aumentavam e ficou inviável utilizar apenas o animal para esse trabalho. Ou seja, a humanidade foi obrigada a desenvolver algo que fizeste esta função.

A ideia de desenvolver um motor começou através de um padre, onde ele aproveitava a força expansiva dos gases provenientes da combustão de pólvora num cilindro fechado (HAUTEFOILLE, 1652).

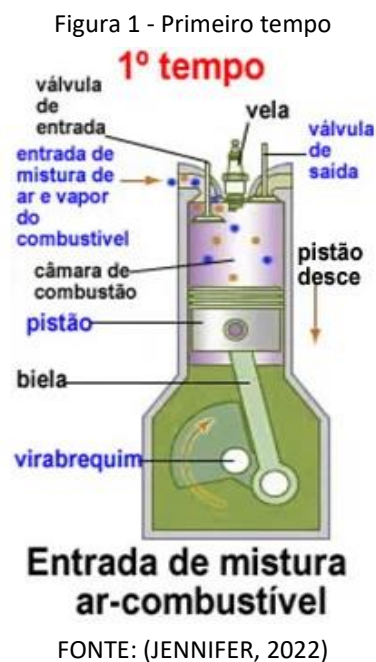
A partir daí, muitos cientistas começaram a criar seus próprios motores, um deles foi o um motor chamado “OTTO SILENCIOSO”, onde ele movimentava o pistão manualmente até onde podia, fazendo com que esse movimento comprimisse a mistura de ar-combustível no cilindro. Feito isso, ligou a ignição e ocorreu a explosão seguida de rápidas rotações no volante do motor, com isso ele conseguiu criar algumas conclusões, que foram:

- Admita o combustível no primeiro movimento, onde ocorre o recuo do pistão;
- Comprima o combustível no segundo movimento;
- No terceiro movimento, a expansão (combustão), cria a força útil.
- No quarto movimento (volta do pistão) ocorre a descarga: liberação e expulsão dos resíduos da combustão.

Com o sucesso de seu motor ele se juntou com outro engenheiro e fundou a N. A. OTTO & CIA, primeira fábrica de motores de combustão do mundo (OTTO e EUGEN LOGEN, 1861).

Com o passar dos anos, o motor atual que normalmente equipa os automóveis é o motor explosão ou de combustão de quatro tempos, ou seja, ele é baseado em quatro estágios diferentes.

No primeiro estágio ocorre a admissão, onde o pistão do motor move-se para baixo e puxa a mistura de combustível (vapor) e ar atmosférico através da válvula de entrada, como mostrado na Figura 1.



No segundo estágio ocorre a compressão, sendo que depois que a câmara de combustão foi preenchida, a válvula de entrada da mistura de ar e vapor de combustível é fechada e o pistão sobe, comprimindo essa mistura, como mostrado na Figura 2.

Na compressão, é possível concluir que é muito importante que o combustível usado agüente bem essa compressão, não podendo ser explodido antes do 3º estágio. Se houver a explosão prematuramente enquanto ocorre a compressão, a potência do motor diminuirá e produzirá um ruído chamado de batida de pino. Portanto, quanto maior o índice de octanagem na gasolina, mais resistente será a compressão e o motor terá melhor desempenho.

Figura 2 - Segundo tempo



FONTE: (JENNIFER, 2022)

No terceiro estágio, ocorre a explosão, quando o pistão atinge o ponto máximo, a vela de ignição emite uma faísca elétrica que provoca a explosão, deslocando o pistão para baixo, como mostrado na Figura 3. A energia cinética dos gases em expansão é transmitida para o pistão, que movimenta o eixo do virabrequim, fazendo o carro se movimentar. Essa é uma das partes mais importantes do processo, pois é nela que a energia química (proveniente da combustão) é transformada em energia mecânica (que vai mover o automóvel).

Figura 3 - Terceiro tempo



FONTE: (JENNIFER, 2022)

O quarto e último estágio ocorre o escape, o pistão sobe novamente e a válvula de exaustão ou de saída é aberta, fazendo que os gases formados na combustão sejam liberados, como mostrado na Figura 4. Quando a válvula se fecha, a válvula de entrada é aberta e recomeça o processo.

Figura 4 - Quarto tempo



FONTE: (JENNIFER, 2022)

2.2 SOBREALIMENTAÇÃO DE MOTORES

No processo explicado na seção anterior, o motor opera como um de aspiração natural, onde o ar é aspirado diretamente para o cilindro no ciclo de admissão. Nos motores sobrealimentados, o ar para a combustão é comprimido antes de entrar no início do ciclo, assim o motor aspira o mesmo volume de ar, porém, com o aumento da pressão, a massa de ar admitida na câmara de combustão é maior, o que aumenta a potência do motor, já que mais combustível seria queimado.

2.2.1 TURBOCOMPRESSOR

O turbocompressor, como mostrado na Figura 5, tem como objetivo melhorar a eficiência volumétrica de um motor aumentando a densidade do ar na admissão.

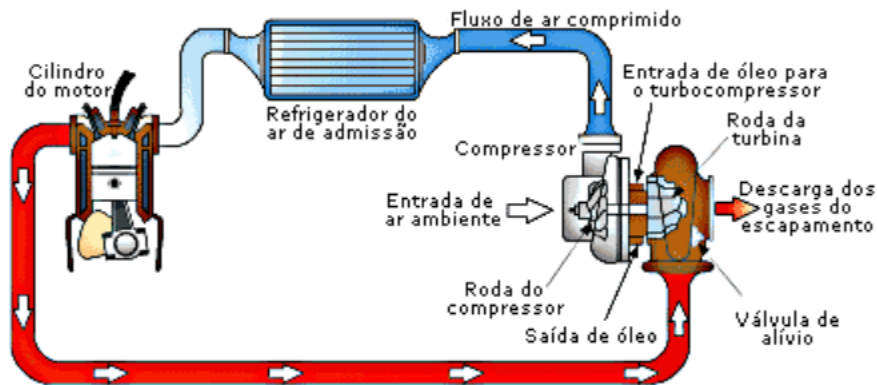
Figura 5 - Turbocompressor



FONTE: (GARRETT, 2013)

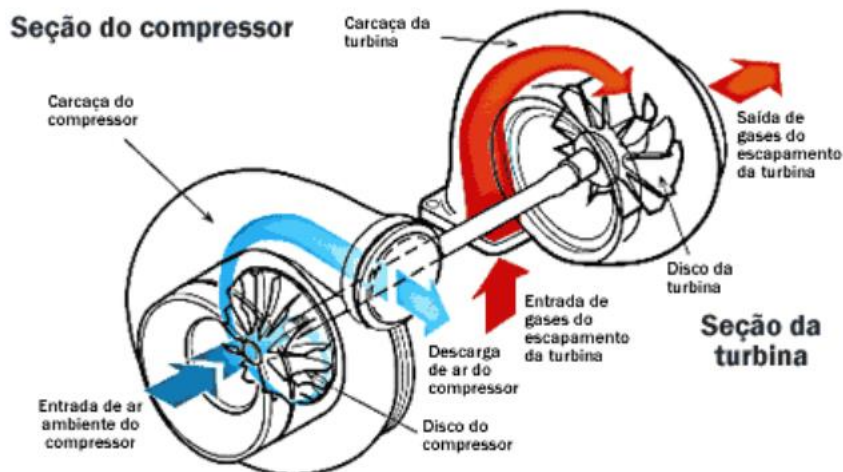
Ele é movido por uma turbina, essa que é acionada pelos gases eliminados na exaustão, aproveitando a energia presente neles. Com o rotor da turbina conectado ao rotor do compressor, o ar é comprimido e empurrado para dentro do cilindro de admissão. Sua instalação e funcionamento são mostrados na Figura 6 e Figura 7.

Figura 6 - Instalação de um Turbocompressor em um motor



FONTE: (GARRETT, 2013)

Figura 7 - Funcionamento de um Turbocompressor



FONTE: (GARRETT, 2013)

2.2.2 SUPERCOMPRESSOR

O Supercompressor, que tem o mesmo objetivo do turbocompressor, é formado apenas por um compressor, esse ligado diretamente ao virabrequim, diferentemente do turbocompressor, que é acionado pela energia dos gases de escape. Sua instalação é mostrada na Figura 8.

Figura 8 - Instalação de um supercompressor em um motor V8

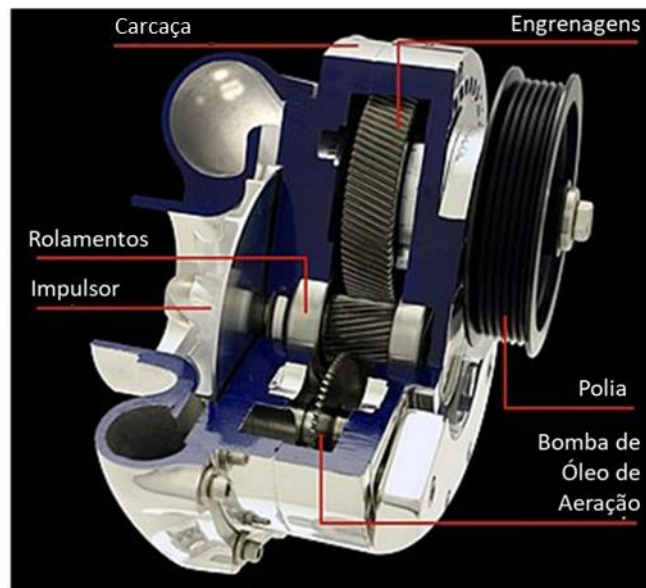


FONTE: (TYROOLA, 2016)

Existem três tipos principais de supercompressores:

1. Compressor Centrífugo: similar a um turbocompressor, só que sem a "carcaça quente", essa parte é ligada ao motor por meio de uma polia, a rotação do motor faz girar o lado "frio" (o lado do compressor) a velocidades em torno de 50.000 RPM (contra 250.000 RPM do turbo), como mostrado na Figura 9.

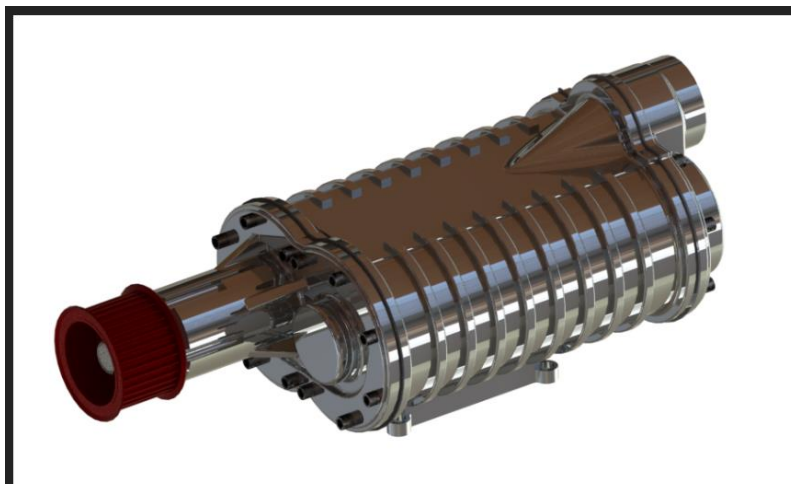
Figura 9 - Supercompressor do tipo centrífugo



FONTE: (ATI PROCHARGER, 2012)

2. Compressor Lysholm: também conhecido como “compressor de parafuso” ou “twin-screw” (do inglês: duplo parafuso) é o tipo mais comum e eficiente de supercompressores, no entanto o mais caro, esse modelo equipa modelos como o Jeep Grand Cherokee, Ford Mustang, Chevrolet Camaro entre outros. O funcionamento desse mecanismo é simples, o compressor funciona com dois parafusos paralelos que sugam o ar e o comprimem para depois o enviar para o motor, como mostrado na Figura 10.

Figura 10 - Supercompressor do tipo lysholm



FONTE: (KEN SCHULZE, 2011)

3. Blower: também conhecido como Roots e sendo o mais antigo de todos, funciona soprando o ar para o motor, porém não o comprimindo, e por esse motivo é considerado o menos eficiente.

2.2.3 TURBOCOMPRESSOR E SUPERCOMPRESSOR

Os supercompressores funcionam como uma bomba de ar e são acionados, no geral, por uma correia ligada diretamente ao virabrequim do motor por meio de polias, o que permite elevar a pressão de ar e, com concorrente aumento de vazão de combustível, aumentar o torque e a potência a baixas rotações do motor – mesmo nos regimes de baixa velocidade angular do motor. No entanto, conforme a velocidade angular do motor cresce, o compressor pode até demandar mais potência do motor do que aquela que adiciona.

Já o turbocompressor funciona aproveitando os gases de escapamento provenientes da combustão, usando-os para fazer girar uma turbina que cria pressão. São capazes de girar a velocidades muito superiores aos compressores —mais de 100 mil rpm, contra 10 a 15 mil—, mas para que isso aconteça, necessitam que o motor rode também a rotações mais elevadas para funcionarem a pleno. Em baixa rotação, o turbocompressor simplesmente não recebe gases suficientes ou estes não se deslocam na velocidade suficiente para que a turbina gire à velocidade necessária para criar pressão.

Além disso há também um problema em comum entre os dois, que é o fato de o ar comprimido se aquecer, afetando a eficiência de todo o sistema. Um problema que foi solucionado pelo desenvolvimento de um *intercooler*, ou seja, um trocador de calor ar-ar, famoso em modelos de alto desempenho.

O *intercooler* permite arrefecer o ar entre 40 % a 60 %, beneficiando a obtenção de potência e torque, mas esta solução também tem os seus problemas. O primeiro é o espaço que o radiador ocupa, ou melhor, a falta de espaço para os instalar; e o segundo é que acrescentam complexidade à canalização do ar no motor.

Ambas as tecnologias evoluíram: no caso dos supercompressores, mais “amigos” das altas rotações, com soluções como embreagens que os desacoplam a altas rotações, no entanto, o

aumento de complexidade, afetando a confiabilidade, tornam esta solução rara; e no caso dos turbos, encontramos pás de turbinas mais leves, turbos de geometria variável e de menor dimensão, ou motores com dois turbos de funcionamento sequencial (um turbo menor para baixas rotações e um maior para altas rotações).

O objetivo é conseguir melhores respostas a baixas rotações. Houve casos, mais raros, em que juntavam as duas tecnologias no mesmo motor, compressor e turbocompressor, como vimos em máquinas como o Lancia Delta S4.

Atualmente, os turbos são mais usados pelos fabricantes devidos, em especial, à sua superior eficiência, conseguindo melhor equilíbrio entre desempenho e economia.

Usando um desperdício para funcionarem (gases de escapamento), batem qualquer compressor. Este último acaba tendo uma espécie de “efeito parasítico”, onde para gerar mais rendimento, também têm de roubar um pouco do motor. Em grandes motores, como os V8, onde costuma ser mais comum encontrá-los, podem facilmente precisar de mais de 100 cv para funcionar a pleno. Além disso, é mais fácil extrair potências maiores de um turbocompressor do que de um compressor, partindo de um mesmo motor.

2.3 SUPERCOMPRESSOR DE AR POR ONDAS DE PRESSÃO

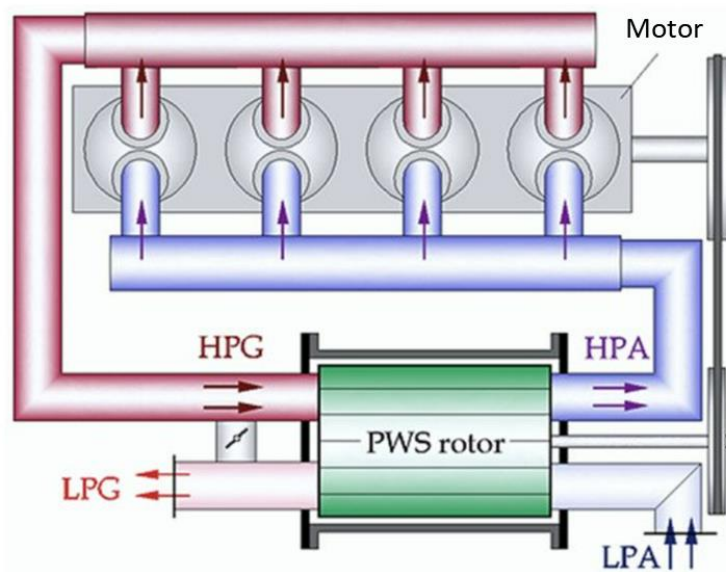
O princípio básico de funcionamento de um Compresx consiste na transferência de energia através de ondas de pressão que atuam ao longo dos canais dispostos circunferencialmente dentro do rotor cilíndrico, mostrado na Figura 12, que se move entre duas placas terminais do estator providas de aberturas que permitem a circulação dos fluidos: o gás de exaustão em uma extremidade e o ar na outra, colocando-os em contato e interação diretos.

Os canais do rotor são expostos periodicamente às portas de entrada e saída de ar e gás, que desencadeia a geração de ondas de expansão e compressão. Juntamente com a disposição angular das portas de entrada e saída, é gerado um impulso. Em suma, a expansão dos gases de escape produz ondas de pressão que viajam dentro dos canais em direção à entrada de ar fresco e o comprimem.

Os fluidos de trabalho de entrada são o gás de combustão de alta pressão (HPG) e o ar fresco de baixa pressão (LPA), e os fluidos de saída são o gás de baixa pressão (LPG) e o ar comprimido de alta pressão (HPA), como mostrado na Figura 11. Essas passagens de entrada e saída são conectadas ao coletor de admissão e escape.

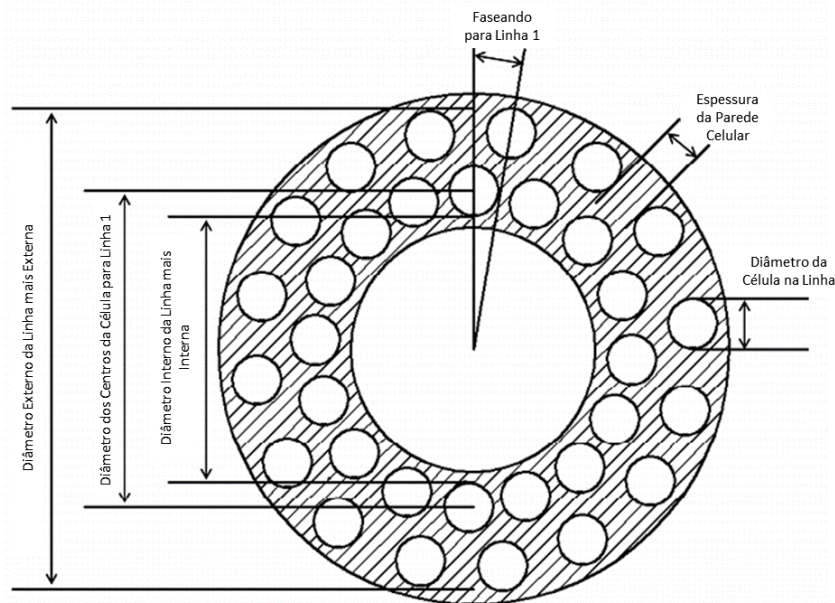
No interior dos canais, os processos instáveis ocorrem à velocidade do som, portanto, a força da onda é diminuída quando o rotor trabalha em um ponto fora do projeto.

Figura 11 - Arranjo do Compres



FONTE: (IULIANA, ANGHEL E LIVIU, 2018)

Figura 12 - Vista do rotor (supercompressor por onda de pressão)



FONTE: (GT POWER, 2022)

2.3.1 VANTAGENS E DESVANTAGENS

Uma grande vantagem é a resposta extremamente rápida sem qualquer *turbo lag*. Ao contrário de um compressor de turbocompressor comum, não há o chamado limite de surto (redução e redução de velocidade são possíveis ao mesmo tempo), o que permite pressões de carga muito altas em pequenas taxas de fluxo de ar do motor. Junto com isso, são alcançadas eficiências muito altas de mais de 90 % que normalmente são encontradas apenas nos maiores turbocompressores.

Há também uma influência positiva nas emissões de partida a frio dos motores de combustão, pois o catalisador pode ser colocado na frente do carregador. Portanto, a fase de aquecimento até o catalisador começar a funcionar é extremamente curta. Isso mantém a contrapressão para os motores de combustão extremamente baixa, o que tem um impacto positivo no consumo de combustível do motor (trabalho no ciclo de carga, tendência de detonação reduzida, temperatura de pico mais baixa). Além disso, o carregador também é perfeitamente adequado para a sobrealimentação de alta pressão.

Porém a tecnologia possui algumas deficiências, incluindo operação ruidosa, baixa vazão mássica na área frontal, problemas induzidos por fadiga devido a flutuações cíclicas na pressão

e sensibilidade significativa na contrapressão, pois a contrapressão deteriora fortemente o processo de limpeza do rotor

2.4 MÉTODOS DE CÁLCULO PARA ESCOAMENTOS EM DUTOS

Com o avanço da tecnologia, os cálculos para o desenvolvimento de motores se tornaram mais sofisticados. Existem diversos programas de simulação numérica no mercado hoje que podem auxiliar no projeto e desenvolvimento de um motor. Esses programas são capazes de realizar cálculos complexos que levariam muito tempo para serem concluídos se feitos manualmente. Para este trabalho, será considerado o desenvolvimento e estudo de fluidos unidimensionais, o que facilitará cálculos e análise adequada dos resultados. Para entender como esses programas funcionam e realizar cálculos, primeiro é necessário entender as grandezas utilizadas e como conectá-las ao programa de simulação.

As equações tratadas pelo programa não podem ser resolvidas analiticamente e requerem uma solução numérica, para a qual a maioria dos programas utilizam o "método próprio" desenvolvido por Riemann de acordo com Winterbone (WINTERBONE e PEARSON, 2000). No entanto, este método apresenta limitações:

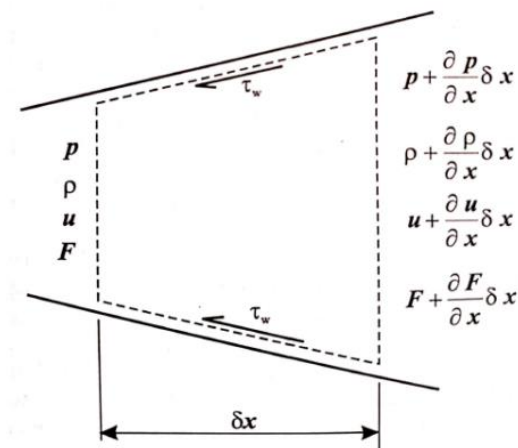
1. Não é um cálculo conservador, não pode garantir que as equações de continuidade, energia ou quantidade de movimento sejam resolvidas corretamente;
2. Não consegue lidar com ondas de alta tensão;

A montagem do motor e seus subsistemas requerem que todas as juntas e conexões sejam constituídos por tubos que, dependendo do tipo de material, contêm perdas mais ou menos relacionadas à velocidade do fluido. Para isso, métodos próprios (WINTERBONE e PEARSON, 2000) utilizam condições de contorno. Por simplicidade, as equações desenvolvidas e utilizadas assumirão escoamento quase estático.

2.4.1 ESCOAMENTO VISCOSO UNIDIMENSIONAL

As equações fundamentais do fluxo de fluidos são suportadas pelo Teorema do Transporte de Reynolds, que define as leis de conservação de massa, momento e energia. De acordo com Winterbone (Winterbone e Pearson, 2000), as leis de conservação de massa e energia afirmam que a taxa de mudança nas propriedades de um fluxo conservativo fixado no volume de controle é o resultado de um efeito líquido do fluxo que atravessa o volume de controle, como exemplificado na Figura 13.

Figura 13 - Diagrama esquemático de um volume de controle em duto



FONTE: (WINTERBONE E PEEARSON, 2000)

2.4.2 EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE

A conservação mostra que a taxa de troca de massa com o volume de controle mostrado na equação 1 é igual à taxa de massa líquida através do elemento. Se o comprimento do elemento de tubo é dx e sua área de seção transversal é A , então a taxa de troca de massa sem o volume de controle é $\frac{\partial(\rho A dx)}{\partial t}$. Portanto, a equação de continuidade pode ser expressa como:

$$\frac{\partial(\rho A dx)}{\partial t} = \frac{\partial(\rho u A)}{\partial x} dx \quad (1)$$

2.4.3 EQUAÇÃO DE MOMENTO

A equação do momento contém o requisito de que a soma das forças de pressão e cisalhamento atuando na superfície do volume de controle seja igual à soma da taxa de troca de momento dentro do volume de controle e o fluxo líquido de momento fora dele. A força resultante no volume de controle é causada pela diferença de pressão entre as faces finais e o componente de pressão nas laterais do volume na direção do eixo x . A diferença de pressão na face do volume de controle é dada pelo produto dos gradientes de força ao longo do comprimento de acordo com a equação 2.

$$-\frac{\partial(pA)}{\partial x} dx \quad (2)$$

E a pressão em ambos os lados do volume de controle cria uma força na direção x , conforme equação 3.

$$-p \frac{dA}{dx} dx \quad (3)$$

O sinal negativo da equação 3 é devido à convenção de tratar as forças como positivas na direção x . Para o escoamento no cabeçote do motor, pode-se supor que as paredes do tubo não são deformáveis, então a área do tubo é função apenas de x .

A força de cisalhamento no volume de controle é devido ao atrito entre o fluido e a parede do tubo, e pode ser simplesmente modelada como a tensão de cisalhamento oposta ao movimento do fluido, conforme mostrado na equação 4 para um volume de controle infinitesimal.

$$-\pi D \tau_w dx \quad (4)$$

Em que D é o diâmetro do tubo. A tensão de cisalhamento τ_w pode ser expressa em termos do coeficiente de atrito f no tubo, conforme mostrado na equação 5.

$$\tau_w = \frac{1}{2} \rho u^2 f \quad (5)$$

Desta forma, a força de superfície no volume de controle pode ser expressa como a equação 6.

$$-\frac{1}{2}\rho u^2 f \pi D dx \quad (6)$$

Em um modelo de fluxo unidimensional de gás em um coletor de motor, este termo (equação) é incluído para levar em conta a viscosidade do fluido. As características da equação permanecem praticamente inalteradas.

A taxa de variação do momento dentro do volume de controle é dada pela equação 7.

$$\frac{\partial(u\rho A dx)}{\partial t} \quad (7)$$

E o fluxo líquido de momento da superfície de controle é dado pela equação 8.

$$\frac{\partial(\rho A u^3)}{\partial x} dx \quad (8)$$

Portanto, a equação de conservação do momento é dada pela equação 9.

$$-\frac{\partial(\rho A)}{\partial x} dx + p \frac{dA}{dx} dx - \frac{1}{2}\rho u^2 f \pi D dx = \frac{\partial(u\rho A dx)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho A u^2)}{\partial x} dx \quad (9)$$

2.4.4 EQUAÇÃO DA ENERGIA

A equação da conservação de energia originada da aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controle mostrado na equação 10.

$$\dot{Q} = \dot{W}_s = \frac{\partial U_0}{\partial t} + \frac{\partial H_0}{\partial x} dx \quad (10)$$

Reescrevendo em função da energia interna específica de estagnação, o primeiro termo resulta na equação 11.

$$\frac{\partial(u_0\rho A dx)}{\partial t} \quad (11)$$

Sendo a energia interna específica de estagnação, definida pela equação 12.

$$u_0 = u + \frac{1}{2}V_x^2 \quad (12)$$

E o segundo termo, reescrito em função da entalpia de estagnação, a qual é relacionada com a energia interna de estagnação, logo:

$$\frac{\partial(V_x V_x \rho A V_x)}{\partial x} dx \quad (13)$$

$$h_0 = u_0 + \frac{p}{\rho} \quad (14)$$

A troca de calor do fluido para as paredes do coletor é facilmente incorporada à equação de energia. Denota-se a taxa de troca de calor por unidade de massa do fluido, então a taxa total de troca de calor no volume de controle resulta em:

$$q\rho A dx \quad (15)$$

O trabalho líquido no volume de controle é zero. Logo a equação da energia é reescrita como mostra a equação 16.

$$q\rho A dx = \frac{\partial(u_0\rho A dx)}{\partial t} + \frac{\partial(h_0\rho A V_x)}{\partial x} dx \quad (16)$$

Portanto, as equações que governam o escoamento unidimensional de um fluido compressível em um tubo com área variável, atrito na parede e troca de calor são mostradas nas equações 17 a 19.

- Continuidade

$$\frac{\partial(\rho A dx)}{\partial t} = \frac{\partial(\rho A V_x)}{\partial x} dx \quad (17)$$

- Momento

$$\frac{\partial(\rho V_x A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x^2 + p)A}{\partial x} - p \frac{dA}{dx} + \frac{1}{2} \rho V_x^2 f \pi D = 0 \quad (18)$$

- Energia

$$\frac{\partial(\rho u_0 A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x h_0 A)}{\partial x} - q \rho A = 0 \quad (19)$$

Essas relações formam um conjunto de equações diferenciais hiperbólicas não lineares que serão incorporadas aos programas de simulação. Assim, sendo possível resolver os modelos matemáticos para previsão dos fenômenos físicos presentes no funcionamento do motor.

3 METODOLOGIA

Nesta seção, será explicado o tipo de *software* utilizado para as simulações de desempenho do motor, assim como metodologia aplicada.

3.1 PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO

Para que o trabalho proposto fosse desenvolvido foi preciso de um programa computacional para a realização das simulações necessárias. O *software* usado foi GT-POWER, onde é realizada a simulação de desempenho de motor padrão da indústria, usada por todos os principais fabricantes de motores e OEMs de veículos. O GT-POWER é usado para prever as quantidades de desempenho do motor, como potência, torque, fluxo de ar, eficiência volumétrica, consumo de combustível, desempenho e correspondência do turbocompressor e perdas de bombeamento, para citar apenas alguns.

Além das previsões básicas de desempenho, o GT-POWER inclui modelos físicos para estender as previsões para incluir emissões do cilindro e do escapamento, características acústicas do sistema de admissão e escape (nível e qualidade), temperatura da estrutura do cilindro e do tubo/coletor, análise da pressão do cilindro medida e modelagem do sistema de controle.

O *software* possui as seguintes características avançadas:

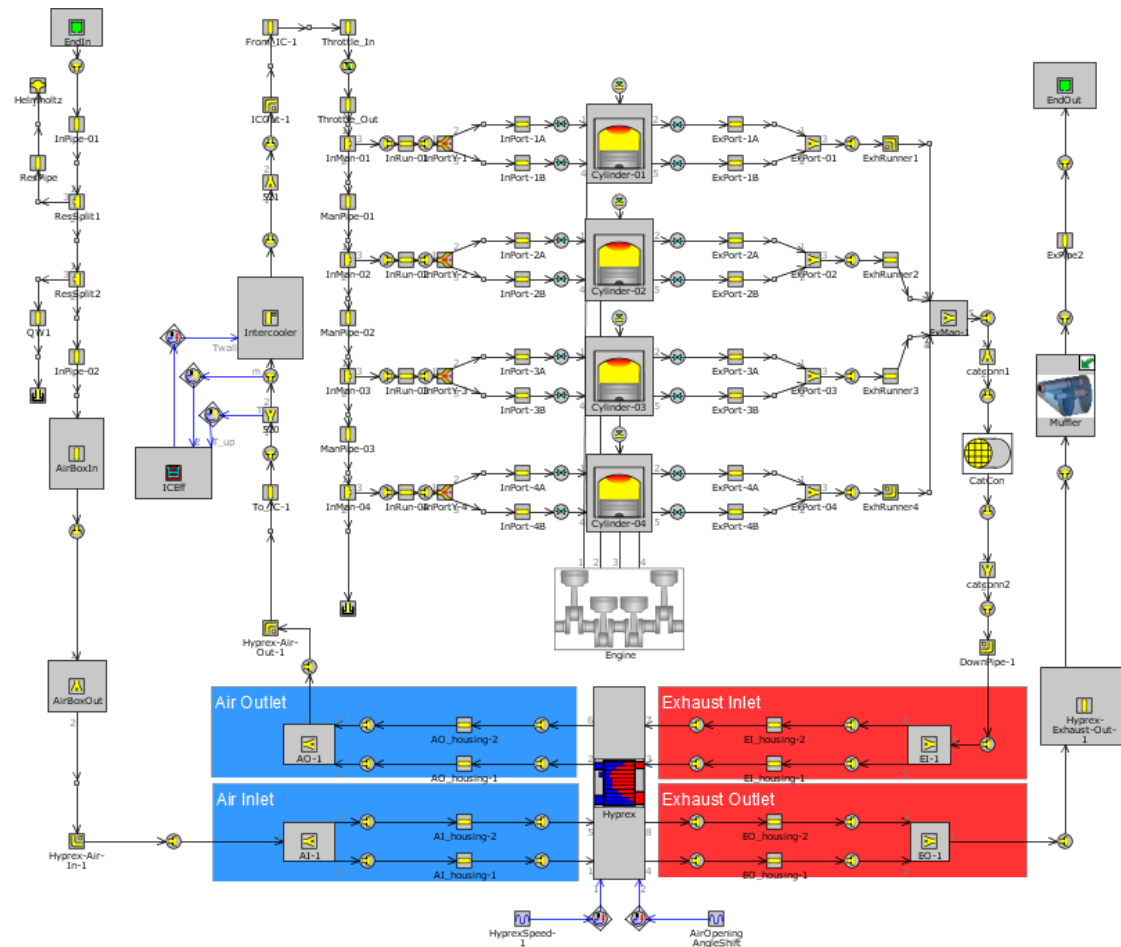
- a) Modelo de combustão diesel multipulso altamente preciso, totalmente preditivo
- b) Modelo de combustão SI turbulento e sensível a tombo
- c) Biblioteca completa de cinética química
- d) Modelo de veículo para simulações integradas de motor/veículo
- e) Pode co-simular diretamente com Simulink, Converge, GT-CONVERGE, STAR CCM+, Fluent e outros códigos
- f) Caracterize a queda de pressão do componente e a transferência de calor com o GT-CONVERGE, adaptado para não especialistas em 3D-CFD
- g) As variáveis de entrada podem ser especificadas como um mapa ou dependência funcional

- h) Flexibilidade para estudar qualquer conceito de válvulas, VVT e VVL infinitamente variáveis, bem como conceitos de desativação de cilindros
- i) Solução de elementos finitos de temperaturas estruturais do cilindro, útil para carga parcial e operação dinâmica
- j) Recursos avançados de turbocompressor, como modelagem de compressor sobrecarregado, previsão de surto, fluxo reverso em turbinas, superalimentação de onda de pressão, modelagem avançada de rolagem dupla, transferência de calor em turbos e muito mais
- k) Umectação da parede de injeção da porta
- l) Capaz de execução em tempo real
- m) Controladores de mecanismo plug-and-play: Não há necessidade de calibrar. Exclusivo para GT-SUITE. Os exemplos incluem: Controlador de Aceleração, Controlador de Combustível, Controlador EGR, Controlador Wastegate, Controlador de Turbina de Geometria Variável

3.2 ESTUDO DE CASO

O estudo de caso em questão foi realizado com o objetivo de se ter um melhor entendimento do que, e de como alterar alguns dados do Compres no *software*. Para isso foi utilizado uma simulação da biblioteca do próprio *software*, essa feita com um motor de quatro cilindros já com o super compressor de onda de pressão, como mostrado na Figura 14. Na imagem é possível observar os 4 cilindros, o motor (engine na imagem), o Compres, esse formado pelo rotor (hypres na imagem) e pelos tubos que estão dentro do retângulo azul (lado da admissão do ar) e do retângulo vermelho (lado do escape), assim como os restos dos componentes de um motor.

Figura 14 - Configuração do motor 4 cilindros



FONTE: Os Autores, 2022.

Para entender os impactos de cada um dos principais parâmetros que irão moldar o compressor no desempenho do motor foi realizado o estudo de viabilidade dos seguintes parâmetros: (i) comprimento do rotor, (ii) diâmetro interno do rotor, (iii) diâmetro externo do rotor, (iv) diâmetro da célula, (v) distância entre células da fileira 1 e (vi) da fileira 2, (vii) distância entre células e (viii) velocidade do rotor. A ilustração desses parâmetros pode ser visualizada na Figura 12.

Essa análise de sensibilidade contemplou três casos diferentes: um caso com o dado original do programa base, um com um valor menor e um com o valor maior que o dado original, buscando-se observar como cada parâmetro influencia no desempenho do motor. Além disso o estudo foi feito para as rotações de 3.000 rpm e 6.000 rpm. A análise das modificações feitas servirá de orientação e guia quando o objetivo do trabalho de conclusão em questão, motor

Honda GTX160, de um cilindro, do Instituto Mauá de Tecnologia com a adição do Complex, estiver sendo estudado.

3.2.1 ANÁLISE DO COMPRIMENTO DO ROTOR

Para a análise do comprimento do rotor foram estudados seis casos, como mostrado na Tabela 1.

Tabela 1 – Comprimento do rotor para cada caso simulado

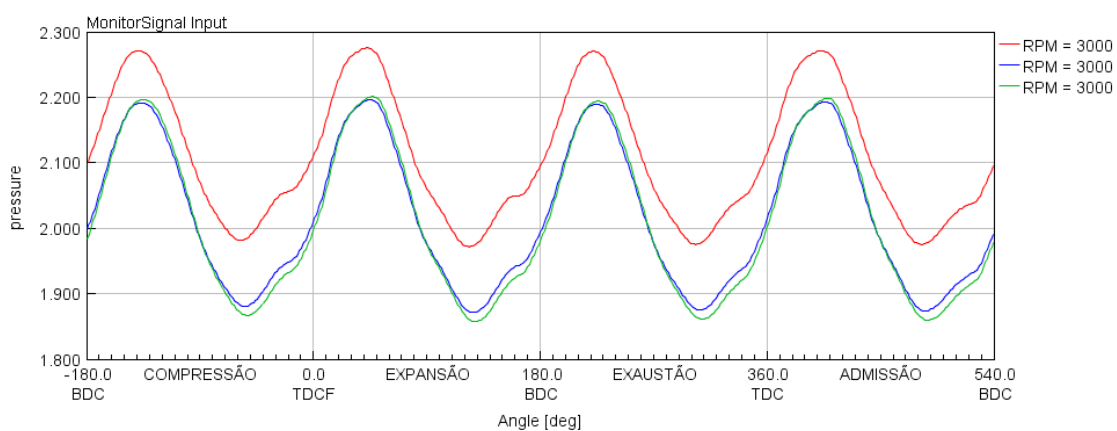
Caso	Rotação do Motor (rpm)	Comprimento do Rotor (mm)
1	3000	83
2 ⁽¹⁾	3000	93
3	3000	103
4	6000	83
5 ⁽¹⁾	6000	93
6	6000	103

⁽¹⁾ Parâmetro do programa base

Com esses casos foram obtidos os resultados da simulação para 3.000 rpm e 6.000 rpm mostrados na Figura 15, Figura 16, Figura 17, Fonte: Os Autores, 2022.

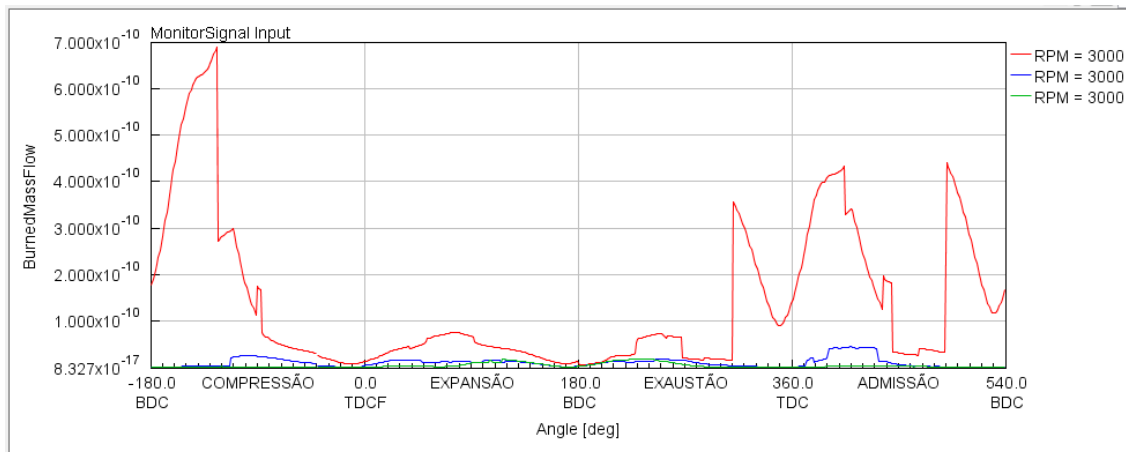
Figura 19 e Figura 20:

Figura 15 – Pressão média por ângulo do virabrequim para cada caso a 3.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 16 – Massa de ar queimado por ângulo do virabrequim para cada caso a 3.000 rpm



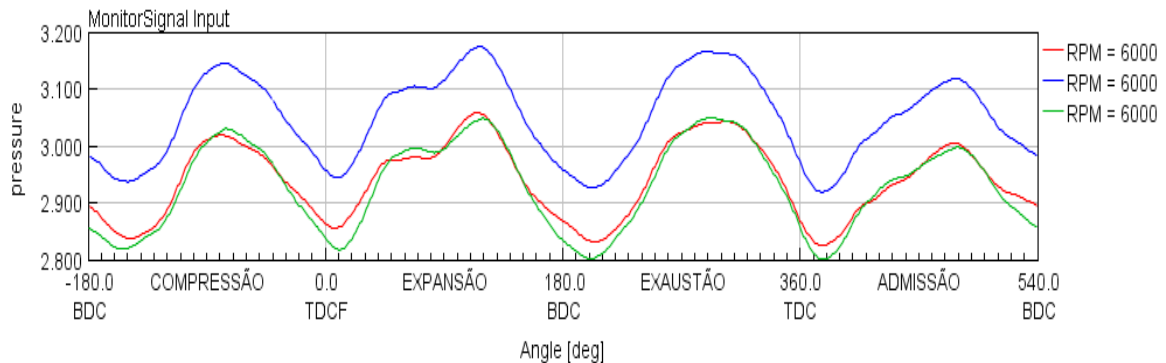
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 17 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 3.000 rpm

1	3000.0	248.36803
2	3000.0	238.93634
3	3000.0	238.87149

Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 18 – Pressão média por ângulo do virabrequim para cada caso a 6.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 19 – Massa de ar queimado por ângulo do virabrequim para cada caso a 6.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 20 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 6.000 rpm

4	6000.0	257.39227
5	6000.0	271.86572
6	6000.0	262.6822

Fonte: Os Autores, 2022.

Analisando os resultados e comparando com os do programa base, a 3.000 rpm, com o aumento do comprimento do rotor para 103 mm é possível observar que:

1. A pressão não é muito diferente da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software*;
2. A quantidade de massa queimada é muito inferior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software*;
3. O torque é pouco inferior se comparado ao calculado no programa base.

E, diminuindo o comprimento do rotor para 83 mm nota-se, a 3.000 rpm, que:

1. A pressão é maior que a da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software* e que a medida com o comprimento de 103 mm;
2. A quantidade de massa queimada é superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software* e a calculada com o comprimento de 103 mm;
3. O torque é superior ao calculado no programa base e com o comprimento de 103 mm.

Observando agora com o motor a 6.000 rpm, aumentando o comprimento do rotor para 103 mm, é possível ver que:

1. A pressão é menor da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software*;
2. A quantidade de massa queimada é inferior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software*;
3. O torque é inferior se comparado ao calculado no programa base.

E, ao diminuir esse comprimento para 83 mm, observa-se que:

1. A pressão é menor da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software*, e não é muito diferente da calculada com o comprimento de 103 mm;

2. A quantidade de massa queimada é muito superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software* e a calculada com o comprimento de 103 mm;
3. O torque é muito inferior ao calculado no programa base e com o comprimento de 103 mm.

3.2.2 ANÁLISE DO DIÂMETRO DA CÉLULA

Para a análise do diâmetro da célula foram estudados seis casos como mostrado na Tabela 2:

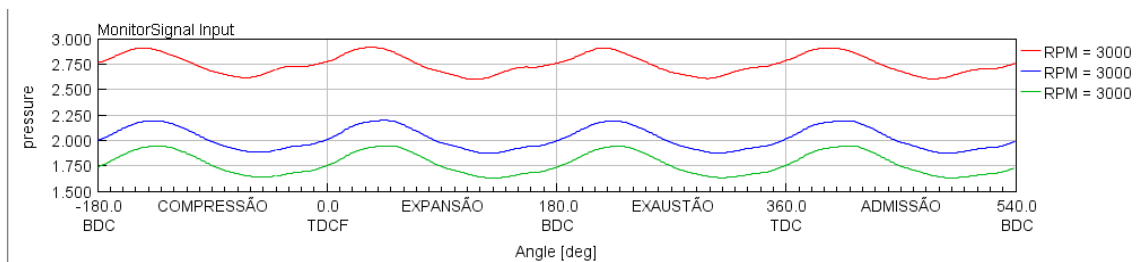
Tabela 2 – Diâmetro da célula para cada caso simulado

Caso	Rotação do Motor (rpm)	Diâmetro da Célula (mm)
1	3000	10,5
2 ⁽¹⁾	3000	12,5
3	3000	13,5
4	6000	10,5
5 ⁽¹⁾	6000	12,5
6	6000	13,5

(1) Parâmetro do programa base

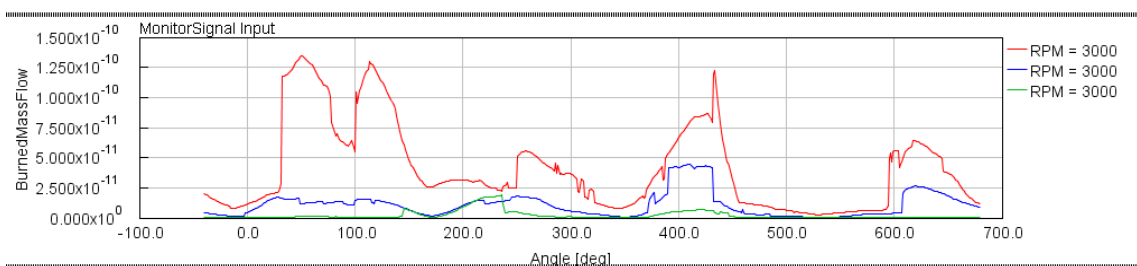
Com esses casos foram obtidos os resultados da simulação para 3.000 rpm e 6.000 rpm mostrados na Figura 21, Figura 22, Figura 23, Figura 24, Figura 25 e Figura 26:

Figura 21 – Pressão média por ângulo do virabrequim para cada caso a 3.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 22 – Massa de ar queimado por ângulo do virabrequim para cada caso a 3.000 rpm



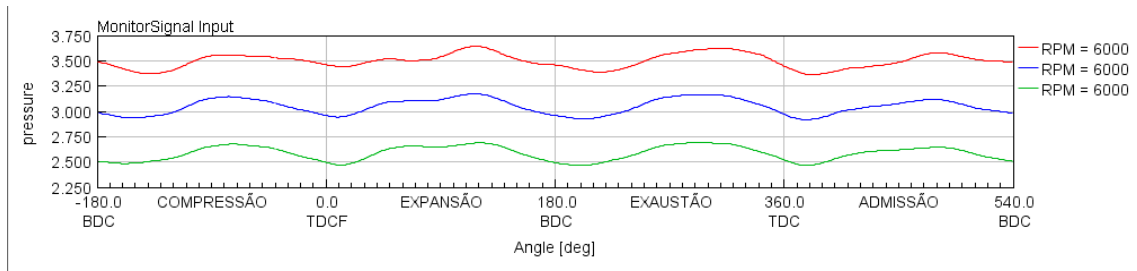
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 23 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 3.000 rpm

1	3000.0	324.44873
2	3000.0	238.93634
3	3000.0	207.68312

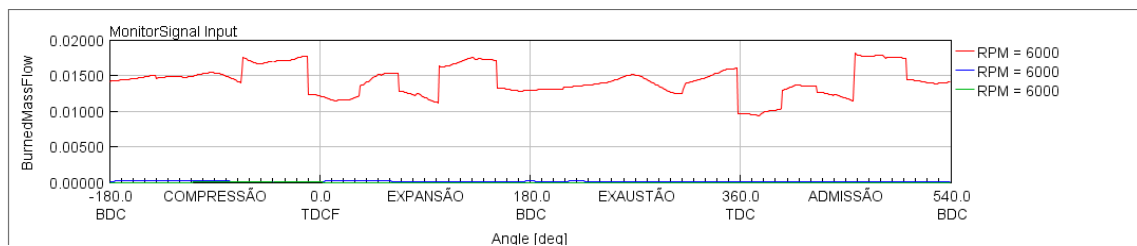
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 24 – Pressão média por ângulo do virabrequim para cada caso a 6.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 25 – massa de ar queimado por ângulo do virabrequim para cada caso a 6.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 26 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 6.000 rpm

4	6000.0	246.02032
5	6000.0	271.86572
6	6000.0	231.9967

Fonte: Os Autores, 2022.

Analisando os resultados e comparando com os do programa base, a 3.000 rpm, com o aumento do diâmetro da célula para 13,5 mm é possível observar que:

1. A pressão é menor da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software*;
2. A quantidade de massa queimada é inferior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software*;
3. O torque é muito inferior se comparado ao calculado no programa base.

E, diminuindo o diâmetro para 11,5 mm nota-se, a 3.000 rpm, que:

1. A pressão é maior que a da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software* e que a medida com o diâmetro de 13,5 mm;
2. A quantidade de massa queimada é superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software* e a calculada com o diâmetro de 13,5 mm;
3. O torque é muito superior ao calculado no programa base e com o diâmetro de 13,5 mm.

Observando agora com o motor a 6.000 rpm, aumentando o diâmetro da célula para 13,5 mm, é possível ver que:

1. A pressão é menor da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software*;
2. A quantidade de massa queimada não é muito diferente se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software*;
3. O torque é muito inferior se comparado ao calculado no programa base.

E, ao diminuir esse diâmetro para 11,5 mm, observa-se que:

1. A pressão é maior da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software* e da medida com o diâmetro de 13,5 mm;
2. A quantidade de massa queimada é muito superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software* e a calculada com o diâmetro de 13,5 mm;
3. O torque é inferior ao calculado no programa base, porém superior ao calculado com o diâmetro de 13,5 mm.

3.2.3 ANÁLISE DA DISTÂNCIA ENTRE CÉLULAS

Para a análise da distância entre células foram estudados seis casos como mostrado na Tabela 3:

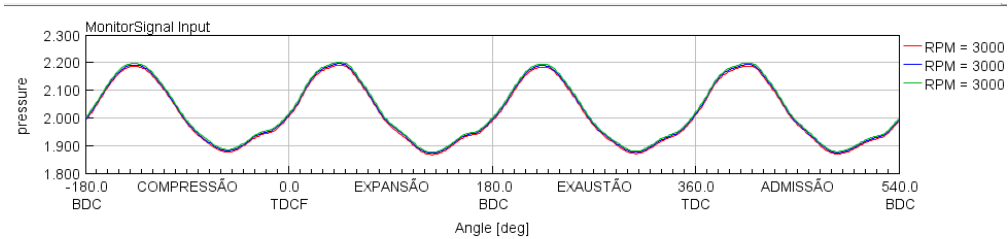
Tabela 3 – Distância entre células para cada caso simulado

Caso	Rotação do Motor (rpm)	Distância Entre Células (mm)
1	3000	0,3
2 ⁽¹⁾	3000	0,6
3	3000	0,9
4	6000	0,3
5 ⁽¹⁾	6000	0,6
6	6000	0,9

(1) Parâmetro do programa base

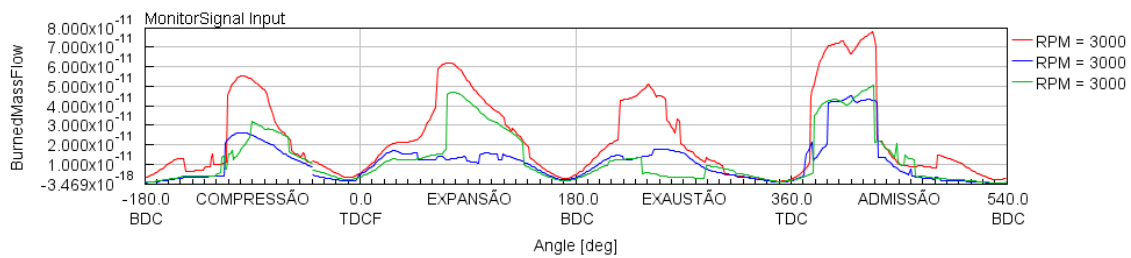
Com esses casos foram obtidos os resultados da simulação para 3.000 rpm e 6.000 rpm como mostrado na Figura 27, Figura 28, Figura 29, Figura 30, Figura 31 e Figura 32:

Figura 27 – Pressão média por ângulo do virabrequim para cada caso a 3.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 28 – Massa de ar queimado por ângulo do virabrequim para cada caso a 3.000 rpm



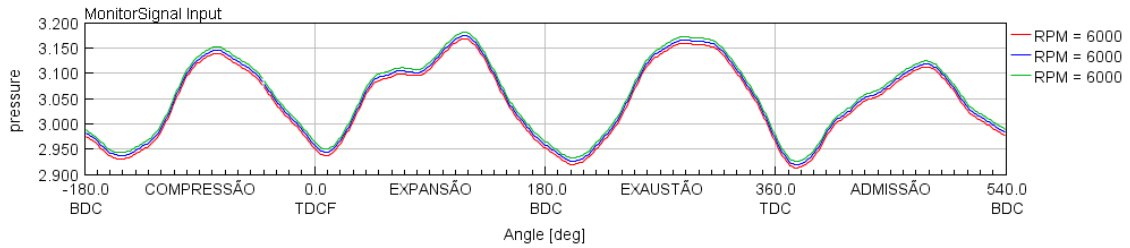
FONTE: Próprio autor

Figura 29 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 3.000 rpm

1	3000.0	238.26749
2	3000.0	238.93634
3	3000.0	239.60043

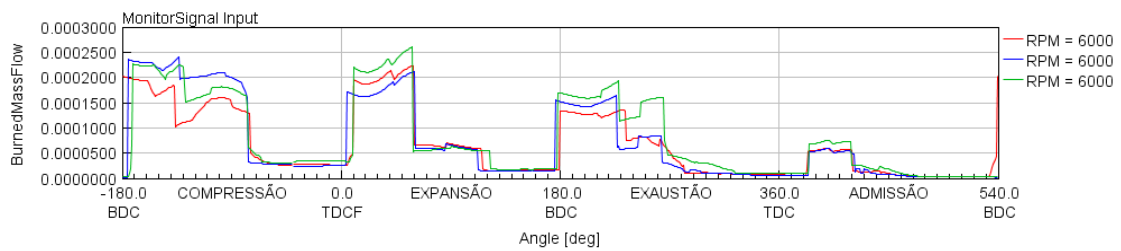
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 30 – Pressão média por ângulo do virabrequim para cada caso a 6.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 31 – Massa de ar queimado por ângulo do virabrequim para cada caso a 6.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 32 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 6.000 rpm

4	6000.0	271.25323
5	6000.0	271.86572
6	6000.0	272.4817

Fonte: Os Autores, 2022.

Analisando os resultados e comparando com os do programa base, a 3.000 rpm, com o aumento da distância entre células para 0,9 mm é possível observar que:

1. A influência da distância entre células na pressão não é significativa;
2. A quantidade de massa queimada é relativamente superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software*;
3. O torque é superior se comparado ao calculado no programa base.

E, diminuindo a distância entre células para 0,3 mm nota-se, a 3.000 rpm, que:

1. A influência da distância entre células na pressão não é significativa;
2. A quantidade de massa queimada é superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software* e a calculada com a distância de 0,9 mm;
3. O torque é inferior ao calculado no programa base e com a distância de 0,9 mm.

Observando agora com o motor a 6.000 rpm, aumentando a distância entre células para 0,9 mm, é possível ver que:

1. A influência da distância entre células na pressão não é significativa;
2. A quantidade de massa queimada é relativamente superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software*;
3. O torque é superior se comparado ao calculado no programa base.

E, ao diminuir essa distância para 0,3 mm, observa-se que:

1. A influência da distância entre células na pressão não é significativa;
2. A quantidade de massa queimada não é muito diferente se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software* e relativamente inferior a calculada com a distância de 0,3 milímetros;
3. O torque é inferior ao calculado no programa base e com a distância de 0,9 mm.

3.2.4 ANÁLISE DA VELOCIDADE DO ROTOR

Para a análise da velocidade do rotor foram estudados seis casos como mostrado na Tabela 4:

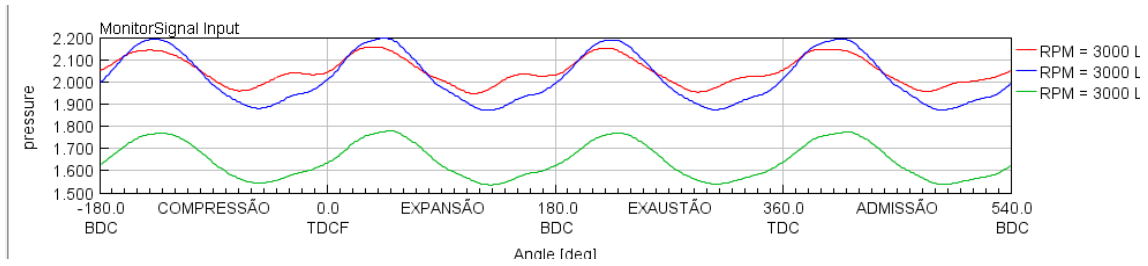
Tabela 4 – Velocidade do rotor para cada caso simulado

Caso	Rotação do Motor (rpm)	Velocidade do Rotor (rpm)
1	3000	10000
2 ⁽¹⁾	3000	14500
3	3000	19000
4	6000	10000
5 ⁽¹⁾	6000	14500
6	6000	19000

(1) Parâmetro do programa base

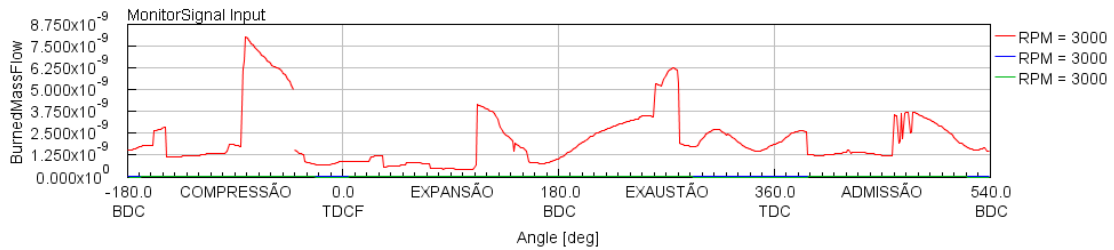
Com esses casos foram obtidos os resultados da simulação para 3.000 rpm e 6.000 rpm como mostrado na Figura 33, Figura 34, Figura 35, Figura 36, Figura 37, Figura 38 e Figura 39:

Figura 33 – Pressão média por ângulo do virabrequim para cada caso a 3.000 rpm



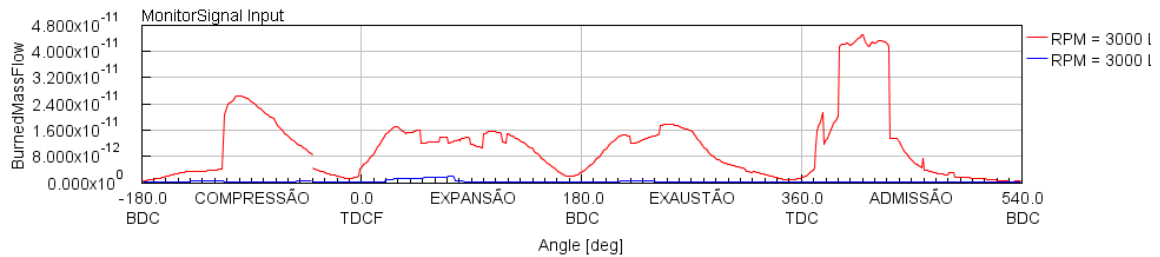
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 34 – Massa de ar queimado por ângulo do virabrequim para cada caso a 3.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 35 – Ampliação da imagem anterior com foco nos casos 2 e 3



Fonte: Os Autores, 2022.

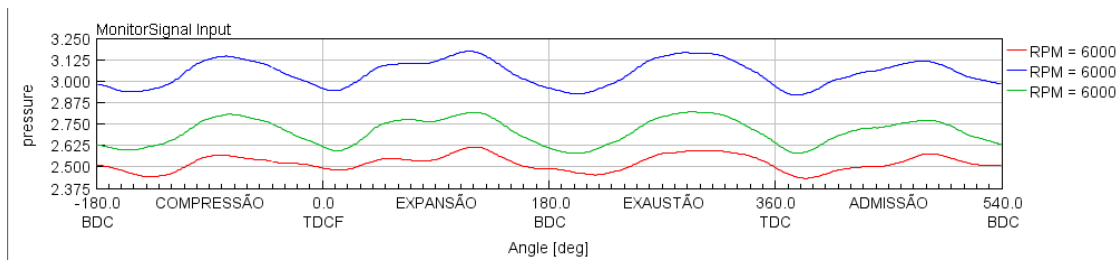
Na Figura 34 e Figura 35 pode ser observado uma descontinuidade no gráfico. Isso ocorre por conta da não convergência durante o cálculo numérico no programa.

Figura 36 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 3.000 rpm

1	3000.0	226.33353
2	3000.0	238.93634
3	3000.0	188.34468

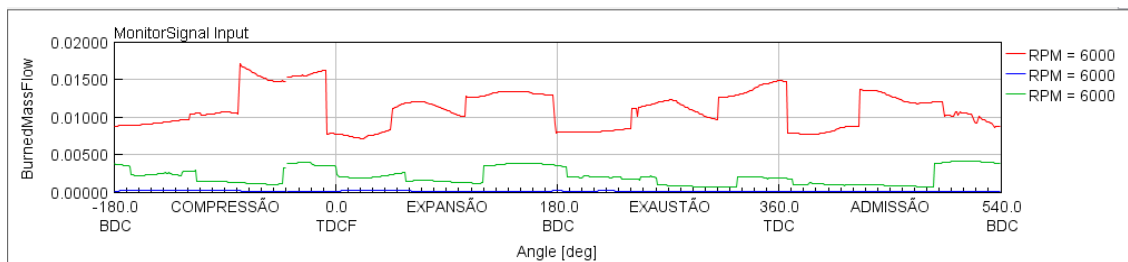
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 37 – Pressão média por ângulo do virabrequim para cada caso a 6.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 38 – Massa de ar queimado por ângulo do virabrequim para cada caso a 6.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 39 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 6.000 rpm

4	6000.0	167.42865
5	6000.0	271.86572
6	6000.0	233.49881

Fonte: Os Autores, 2022.

Analisando os resultados e comparando com os do programa base, a 3.000 rpm, com o aumento da velocidade do rotor para 19.000 rpm é possível observar que:

1. A pressão é menor da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software*;
2. A quantidade de massa queimada é muito inferior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software*;
3. O torque é muito inferior se comparado ao calculado no programa base.

E, diminuindo a velocidade do rotor para 10.000 rpm nota-se, a 3.000 rpm, que:

1. A pressão não é muito diferente que a da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software* e é maior que a medida com a velocidade 19.000 rpm;

2. A quantidade de massa queimada é muito superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software* e a calculada com a velocidade de 19.000 rpm;
3. O torque é inferior ao calculado no programa base, porém superior ao calculado com a velocidade de 19.000 rpm.

Observando agora com o motor a 6.000 rpm, aumentando a velocidade do rotor para 19.000 rpm, é possível ver que:

1. A pressão é menor da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software*;
2. A quantidade de massa queimada é superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software*;
3. O torque é inferior se comparado ao calculado no programa base.

E, ao diminuir essa velocidade para 10.000 rotações por minuto, observa-se que:

1. A pressão é menor da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software* e da medida com a velocidade de 19.000 rpm;
2. A quantidade de massa queimada é muito superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software* e a calculada com a velocidade de 19.000 rpm;
3. O torque é inferior ao calculado no programa base e ao calculado com a velocidade de 19.000 rpm.

3.2.5 ANÁLISE DO DIÂMETRO INTERNO DO ROTOR

Para a análise do diâmetro interno do rotor foram estudados seis casos como mostrado na Tabela 5:

Tabela 5 – Diâmetro do interno do rotor para cada caso simulado

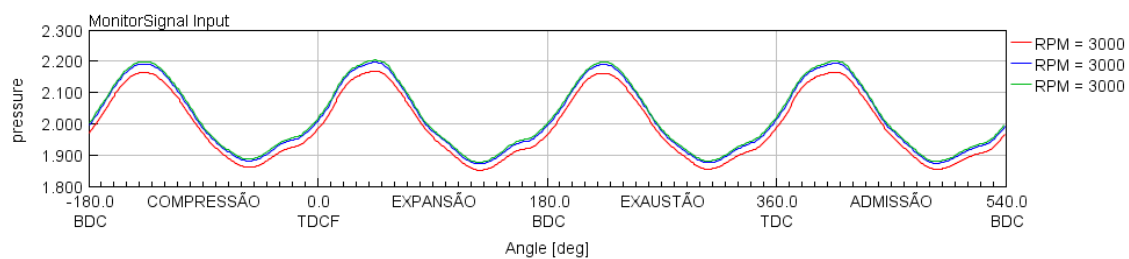
Caso	Rotação do Motor (rpm)	Diâmetro Interno do Rotor (mm)
1	3000	100,3
2 ⁽¹⁾	3000	121,3
3	3000	125 ⁽²⁾
4	6000	100,3
5 ⁽¹⁾	6000	121,3
6	6000	125 ⁽²⁾

(1) Parâmetro do programa base

Se aumentarmos muito mais esse valor, a simulação dá erro

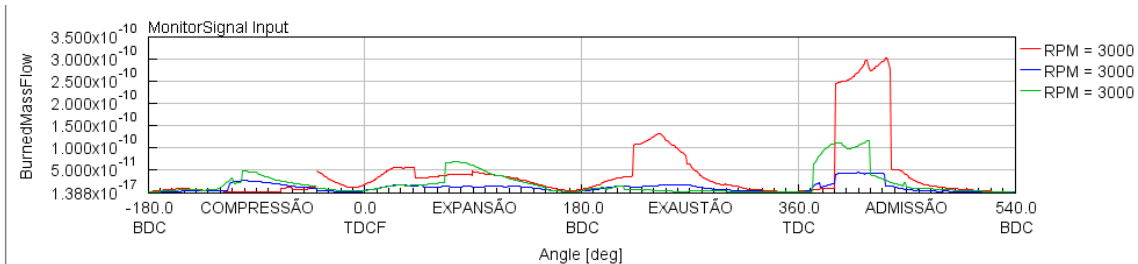
Com esses casos foram obtidos os resultados da simulação para 3.000 rpm e 6.000 rpm como mostrado na Figura 40, Figura 41, Figura 42, Figura 43, Figura 44 e Figura 45:

Figura 40 – Pressão média por ângulo do virabrequim para cada caso a 3.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 41 – Massa de ar queimado por ângulo do virabrequim para cada caso a 3.000 rpm



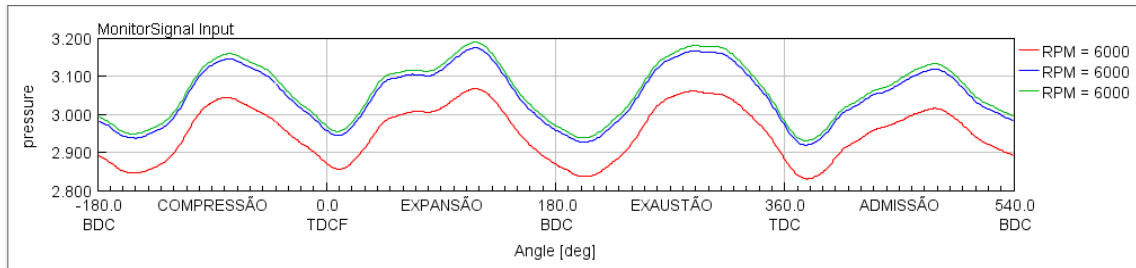
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 42 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 3.000 rpm

1	3000.0	234.97566
2	3000.0	238.93634
3	3000.0	239.95325

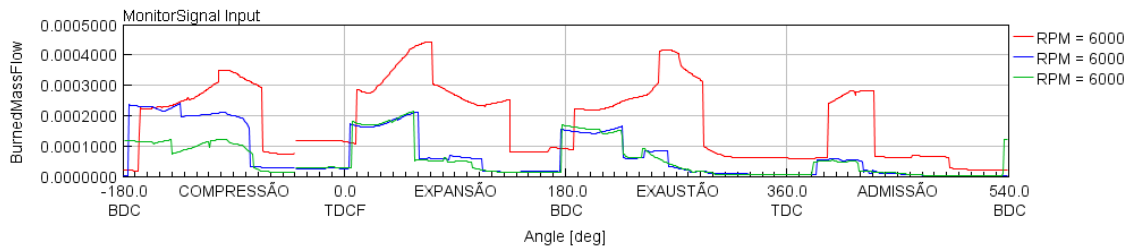
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 43 – Pressão média por ângulo do virabrequim para cada caso a 6.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 44 – Massa de ar queimado por ângulo do virabrequim para cada caso a 6.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 45 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 6.000 rpm

4	6000.0	260.48535
5	6000.0	271.86572
6	6000.0	273.61365

Fonte: Os Autores, 2022.

Analisando os resultados e comparando com os do programa base, a 3.000 rpm, com o aumento do diâmetro interno do rotor para 125 mm é possível observar que:

1. A pressão não é muito diferente da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software*, muito por conta de a diferença dos diâmetros ser pouca, porém é visível que ao aumentar o diâmetro interno a pressão também aumentaria;
2. A quantidade de massa queimada é relativamente superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software*;
3. O torque é superior se comparado ao calculado no programa base.

E, diminuindo o diâmetro interno do rotor para 100,3 mm nota-se, a 3.000 rpm, que:

1. A pressão é menor que a da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software* e que a medida com o diâmetro de 125 mm;

2. A quantidade de massa queimada é superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software* e a calculada com o diâmetro de 125 mm;
3. O torque é inferior ao calculado no programa base e com o diâmetro de 125 mm.

Observando agora com o motor a 6.000 rpm, aumentando o diâmetro do rotor para 125 mm, é possível ver que:

1. A pressão não é muito diferente da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software*, muito por conta de a diferença dos diâmetros ser pouca, porém é visível que ao aumentar o diâmetro interno a pressão também aumentaria;
2. A quantidade de massa queimada é relativamente inferior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software*;
3. O torque é superior se comparado ao calculado no programa base.

E, ao diminuir esse diâmetro para 100,3 mm, observa-se que:

1. A pressão é menor da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software* e da medida com o diâmetro de 125 mm;
2. A quantidade de massa queimada é superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software* e a calculada com o diâmetro de 125 mm;
3. O torque é inferior ao calculado no programa base e com o diâmetro de 125 mm.

3.2.6 ANÁLISE DO DIÂMETRO EXTERNO DO ROTOR

Para a análise do diâmetro externo do rotor foram estudados seis casos como mostrado na Tabela 6:

Tabela 6 – Diâmetro externo do rotor para cada caso simulado

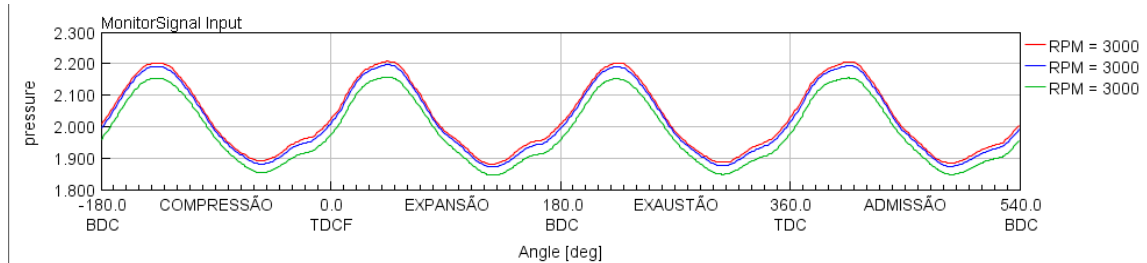
Caso	Rotação do Motor (rpm)	Diâmetro Externo do Rotor (mm)
1	3000	157 ⁽²⁾
2 ⁽¹⁾	3000	163.7
3	3000	183.7
4	6000	157
5 ⁽¹⁾	6000	163.7
6	6000	183.7

(1) Parâmetro do programa base

(2) Valor mínimo aceito na simulação

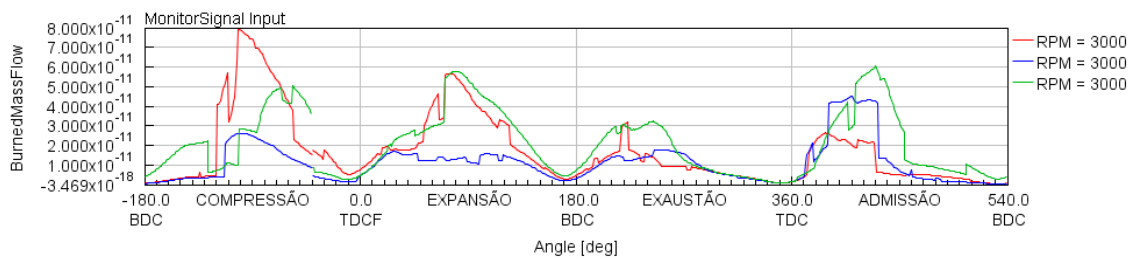
Com esses casos foram obtidos os resultados da simulação para 3.000 rpm e 6.000 rpm como mostrado na Figura 46, Figura 47, Figura 48, Figura 49, Figura 50 e Figura 51:

Figura 46 – Pressão média por ângulo do virabrequim para cada caso a 3.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 47 – Massa de ar queimado por ângulo do virabrequim para cada caso a 3.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

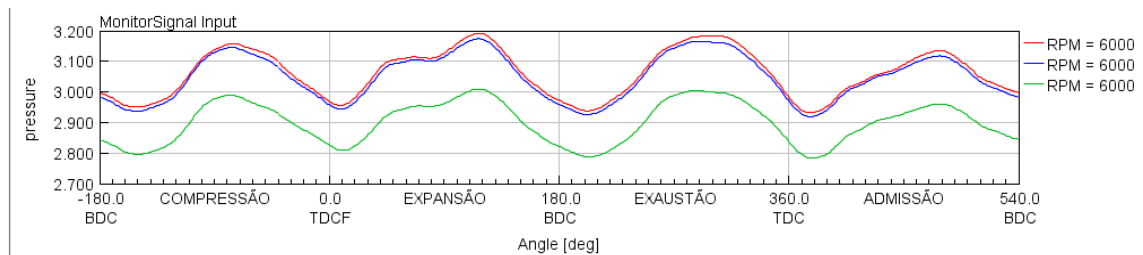
Na Figura 47 pode ser observado uma descontinuidade no gráfico. Isso ocorre por conta da não convergência durante o cálculo numérico no programa.

Figura 48 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 3.000 rpm

1	3000.0	240.69235
2	3000.0	238.93634
3	3000.0	233.63976

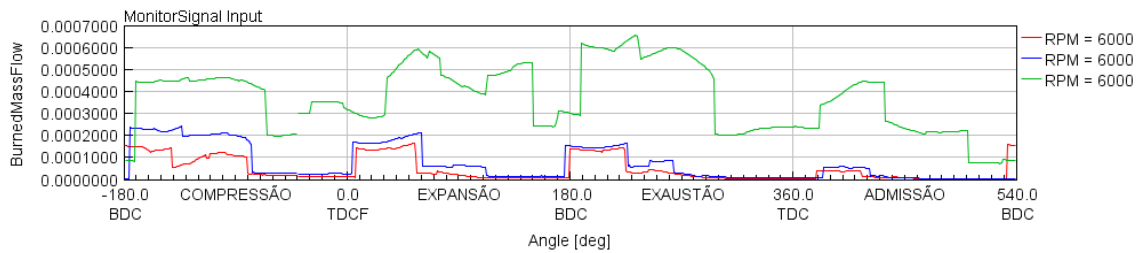
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 49 – Pressão média por ângulo do virabrequim para cada caso a 6.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 50 – Massa de ar queimado por ângulo do virabrequim para cada caso estudado a 6.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 51 - Torque médio calculado em N m para cada caso calculado a 6.000 rpm

4	6000.0	274.5578
5	6000.0	271.86572
6	6000.0	254.17055

Fonte: Os Autores, 2022.

Analisando os resultados e comparando com os do programa base, a 3.000 rpm, com o aumento do diâmetro externo do rotor para 183,7 mm é possível observar que:

1. A pressão é menor da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software*;
2. A quantidade de massa queimada é superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software*;
3. O torque é inferior se comparado ao calculado no programa base.

E, diminuindo o diâmetro interno do rotor para 157 mm nota-se, a 3.000 rpm, que:

1. A pressão é maior que a da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software* e que a medida com o diâmetro de 183,7 mm;
2. A quantidade de massa queimada é relativamente superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software* e relativamente inferior a calculada com o diâmetro de 183,7 mm;
3. O torque é superior ao calculado no programa base e com o diâmetro de 183,7 mm.

Observando agora com o motor a 6.000 rpm, aumentando o diâmetro externo do rotor para 183,7 mm, é possível ver que:

1. A pressão é menor da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software*;

2. A quantidade de massa queimada é superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software*;
3. O torque é inferior se comparado ao calculado no programa base.

E, ao diminuir esse diâmetro para 157 mm, observa-se que:

1. A pressão é maior da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software*, e não é muito diferente da calculada com o diâmetro de 183,7 mm;
2. A quantidade de massa queimada é muito superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software* e a calculada com o diâmetro de 183,7 mm;
3. O torque é superior ao calculado no programa base e com o diâmetro de 183,7 mm.

3.2.7 ANÁLISE DO DIÂMETRO ENTRE CÉLULAS DA PRIMEIRA FILEIRA

Para a análise do diâmetro entre células da primeira fileira foram estudados seis casos como mostrado na Tabela 7:

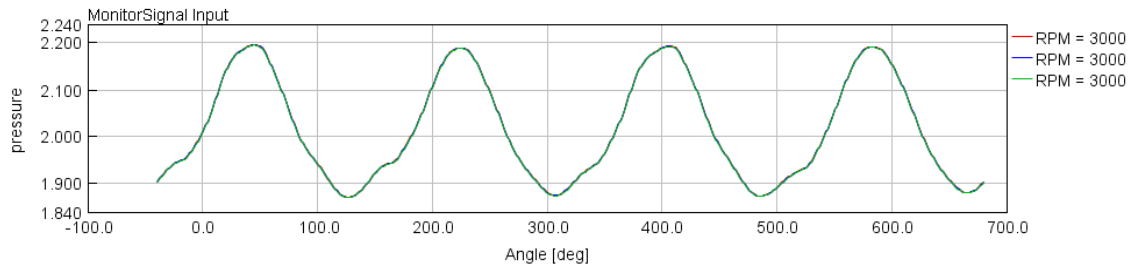
Tabela 7 – Diâmetro entre células da primeira fileira para cada caso simulado

Caso	Rotação do Motor (rpm)	Diâmetro entre células da primeira fileira (mm)
1	3000	125 ⁽²⁾
2 ⁽¹⁾	3000	135
3	3000	150 ⁽³⁾
4	6000	125 ⁽²⁾
5 ⁽¹⁾	6000	135
6	6000	150 ⁽³⁾

- (1) Parâmetro do programa base
 (2) Esse valor não pode ser menor que 121,3 (diâmetro interno do rotor)
 (3) Esse valor não pode ser maior que 163,7 (diâmetro externo do rotor)

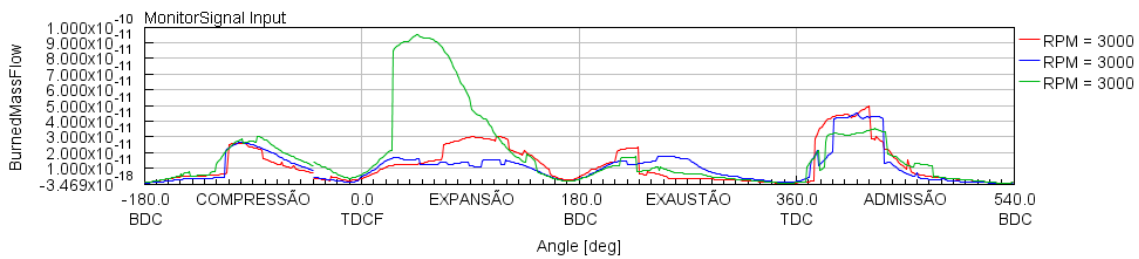
Com esses casos foram obtidos os resultados da simulação para 3.000 rpm e 6.000 rpm como mostrado na Figura 52, Figura 53, Figura 54, Figura 55, Figura 56 e Figura 57:

Figura 52 – Pressão média por ângulo do virabrequim para cada caso a 3.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 53 – Massa de ar queimado por ângulo do virabrequim para cada caso a 3.000 rpm



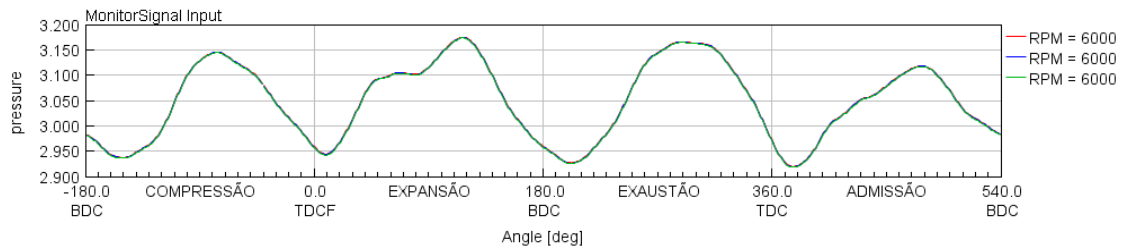
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 54 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 3.000 rpm

1	3000.0	239.00327
2	3000.0	238.93634
3	3000.0	238.85005

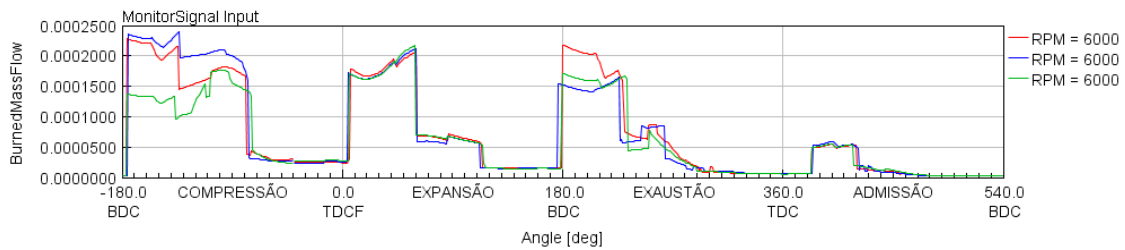
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 55 – Pressão média por ângulo do virabrequim para cada caso a 6.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 56 – Massa de ar queimado por ângulo do virabrequim para cada caso a 6.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 57 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 6.000 rpm

4	6000.0	271.90652
5	6000.0	271.86572
6	6000.0	271.7842

Fonte: Os Autores, 2022.

Analisando os resultados e comparando com os do programa base, a 3.000 rpm, com o aumento do diâmetro entre as células da primeira fileira para 150 mm é possível observar que:

1. A pressão não é muito diferente da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software*;
2. A quantidade de massa queimada é relativamente superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software*, pois seu pico é muito maior que os outros picos das outras simulações;
3. O torque é pouco inferior se comparado ao calculado no programa base.

E, diminuindo o diâmetro entre as células da primeira para 125 mm nota-se, a 3.000 rpm, que:

1. A pressão não é muito diferente que a da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software* e que a medida com o diâmetro de 150 mm;
2. A quantidade de massa queimada não é muito diferente se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software* e a calculada com o diâmetro de 150 mm;
3. O torque é pouco superior ao calculado no programa base e com o diâmetro de 150 mm.

Observando agora com o motor a 6.000 rpm, aumentando o diâmetro entre as células da primeira para 150 mm, é possível ver que:

1. A pressão não é muito diferente da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software*;
2. A quantidade de massa queimada é relativamente similar se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software*;
3. O torque é pouco inferior se comparado ao calculado no programa base.

E, ao diminuir esse diâmetro para 125 mm, observa-se que:

1. A pressão não é muito diferente da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software* e não é muito diferente da calculada com o diâmetro de 150 mm;
2. A quantidade de massa queimada é relativamente similar se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software* e a calculada com o diâmetro de 150 mm;
3. O torque é pouco superior ao calculado no programa base e com o diâmetro de 150 mm.

3.2.8 ANÁLISE DO DIÂMETRO ENTRE CÉLULAS DA SEGUNDA FILEIRA

Para a análise do diâmetro entre células da segunda fileira foram estudados seis casos como mostrado na Tabela 8:

Tabela 8 – Diâmetro entre células da segunda fileira para cada caso simulado

Caso	Rotação do Motor (rpm)	Diâmetro entre células da segunda fileira (mm)
1	3000	125 ⁽²⁾
2 ⁽¹⁾	3000	150
3	3000	160 ⁽³⁾
4	6000	125 ⁽²⁾
5 ⁽¹⁾	6000	150
6	6000	160 ⁽³⁾

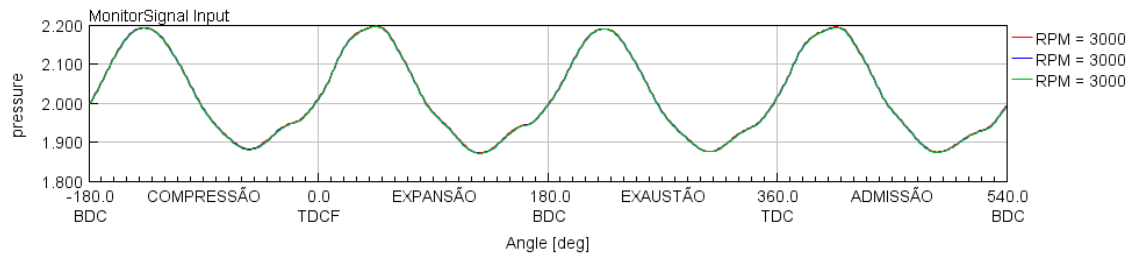
(1) Parâmetro do programa base

(2) Esse valor não pode ser menor que 121,3 (diâmetro interno do rotor)

(3) Esse valor não pode ser maior que 163,7 (diâmetro externo do rotor)

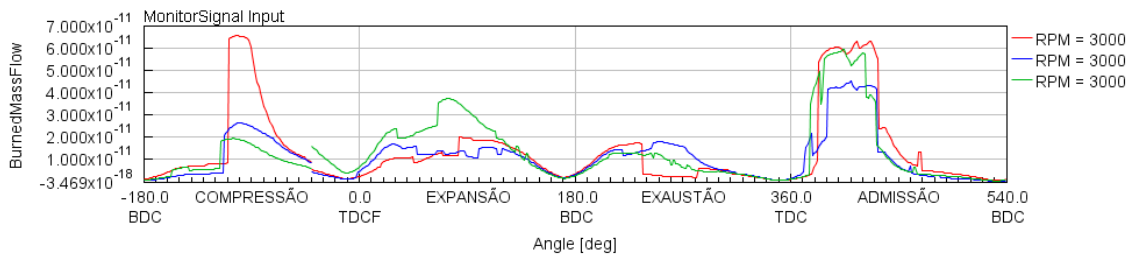
Com esses casos foram obtidos os resultados da simulação para 3.000 rpm e 6.000 rpm como mostrado na Figura 58, Figura 59, Figura 60, Figura 61, Figura 62 e Figura 63:

Figura 58 – Pressão média por ângulo do virabrequim para cada caso simulado a 3.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 59 – Massa de ar queimado por ângulo do virabrequim para cada caso a 3.000 rpm



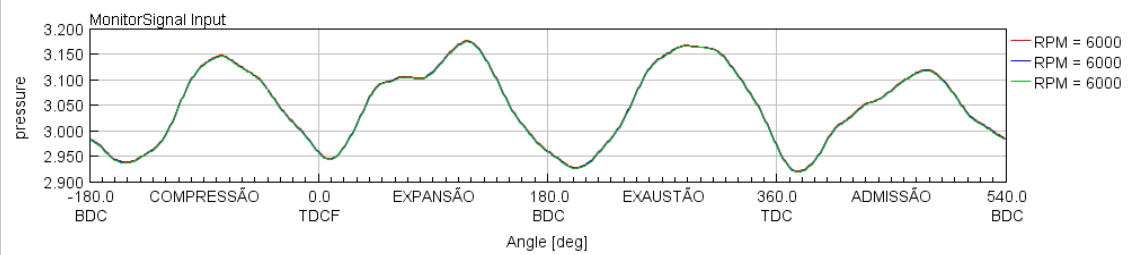
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 60 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 3.000 rpm

1	3000.0	239.09428
2	3000.0	238.93634
3	3000.0	238.88739

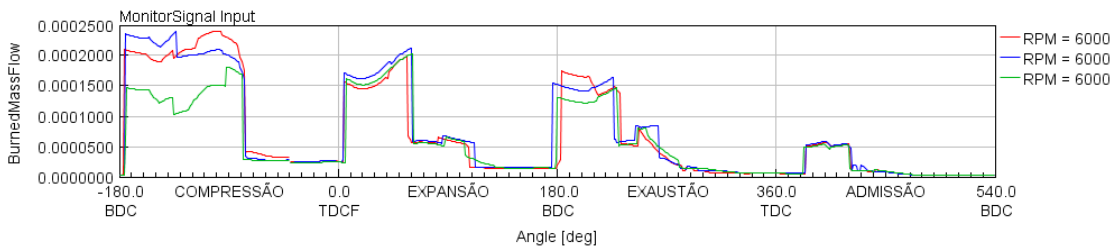
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 61 – Pressão média por ângulo do virabrequim para cada caso a 6.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 62 – Massa de ar queimado por ângulo do virabrequim para cada caso a 6.000 rpm



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 63 - Torque médio calculado em N m para cada caso a 6.000 rpm

4	6000.0	271.9978
5	6000.0	271.86572
6	6000.0	271.81183

Fonte: Os Autores, 2022.

Analisando os resultados e comparando com os do programa base, a 3.000 rpm, com o aumento do diâmetro entre as células da primeira para 160 mm é possível observar que:

1. A pressão não é muito diferente da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software*;
2. A quantidade de massa queimada é inferior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software*;
3. O torque é pouco inferior se comparado ao calculado no programa base.

E, diminuindo o diâmetro entre as células da primeira para 125 mm nota-se, a 3.000 rpm, que:

1. A pressão não é muito diferente da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software* e que a medida com o diâmetro de 160 mm;
2. A quantidade de massa queimada é superior se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software* e a calculada com o diâmetro de 160 mm;
3. O torque é pouco superior ao calculado no programa base e com o diâmetro de 160 mm.

Observando agora com o motor a 6.000 rpm, aumentando o diâmetro entre as células da primeira para 160 mm, é possível ver que:

1. A pressão não é muito diferente da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software*;
2. A quantidade de massa queimada é relativamente similar se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software*;
3. O torque é pouco inferior se comparado ao calculado no programa base.

E, ao diminuir esse diâmetro para 125 mm, observa-se que:

1. A pressão não é muito diferente da medida com o valor do comprimento da simulação da biblioteca do *software* e não é muito diferente da calculada com o diâmetro de 160 mm;
2. A quantidade de massa queimada é relativamente similar se comparada a calculada na simulação da biblioteca do *software* e a calculada com o diâmetro de 160 mm;
3. O torque é pouco superior ao calculado no programa base e com o diâmetro de 160 mm.

3.3 MOTOR HONDA GTX160

Antes de se realizar a simulação do motor Honda GTX160 com o supercompressor por onda de pressão, foi realizada inicialmente a do motor original, e para isso foram realizadas as medidas geométricas necessárias, alterando-as no programa para então a simulação ser feita.

Com os resultados das simulações em mãos, tanto da com o motor sem o dispositivo quanto a do motor com ele, é possível comparar e analisar se realmente irá ter melhoras significativas na potência.

3.3.1 DADOS DO MOTOR

Antes de realizar as simulações foi feito um levantamento de dados experimentais do motor. Foram levantados os dados do motor, carga do motor, torque observado, potência observada, PME, lambda, temperaturas, dados do consumo do motor, consumo específico e potência térmica, consumo de ar inferido, densidade do ar de admissão, consumo do ar da admissão, consumo do ar teórico, rendimento volumétrico, PMI trabalho indicado, delta T do ciclo e potência indicada, rendimento mecânico e potência de atrito, PMA, rendimento térmico e rendimento global, como é mostrado respectivamente na Tabela 9, Tabela 10, Tabela 11, Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 12, Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 13, Tabela 14, Tabela 15, Tabela 16, Tabela 17, Tabela 18, Tabela 19, Tabela 20, Tabela 21, Tabela 22, Tabela 23 e Tabela 24.

Tabela 9 - Dados do motor

Dados do Motor				
Diâmetro do Cilindro	68	mm	0,068	m
Curso	45	mm	0,045	m
Comprimento Biela	90	mm	0,09	m
Deslocamento Volumétrico	163425,6498	mm ³	163,4256	cm ³
Razão de Compressão	9	-	-	-

Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 10 - Carga do motor

Rotação	Carga
rpm	N
1000	22,6
1250	38,3
2000	40,2
3000	39,5
4000	34,8
5000	25,4

Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 11 - Torque observado

Torque Observado		Rotação
kgf.m	N m	rpm
0,567	5,560	1000
0,961	9,422	1250
1,008	9,889	2000
0,991	9,717	3000
0,873	8,561	4000
0,637	6,248	5000

Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 12 - Potência observada

Potência Observada (efetiva) - Ne				Rotação
kgf.m/s	J/s=W	kW	cv	rpm
59,4	582,20	0,58	0,79	1000
125,8	1233,31	1,23	1,68	1250
211,2	2071,19	2,07	2,82	2000
311,3	3052,69	3,05	4,15	3000
365,7	3585,94	3,59	4,88	4000
333,6	3271,65	3,27	4,45	5000

Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 13 - PME

PME	Rotação
bar	rpm
4,27	1000
7,24	1250
7,60	2000
7,47	3000
6,58	4000
4,80	5000

Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 14 - Lambda

Lambda	Rotação
-	rpm
0,88	1000
0,91	1250
0,94	2000
0,96	3000
0,99	4000
0,98	5000

Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 15 - Temperaturas

Temperatura Escape	Temperatura Bulbo Úmido	Temperatura Ar	Temperatura Combustível	Temperatura Óleo	Rotação
°C	°C	°C	°C	°C	rpm
338,6	18,8	24,1	24,8	96,6	1000
445	18,5	19,4	20	93,2	1250
564,2	18,6	24,3	24,5	106,3	2000
663,8	18,8	24,8	23,8	108,1	3000
741,3	18,5	24,7	23,0	108,1	4000
798,7	18,5	24,5	22,3	107,8	5000

Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 16 - Dados do consumo do motor

Massa Combustível	Tempo de Consumo 1	Tempo de Consumo 2	Média de Tempo	Consumo Combustível	Rotação
g	s	s	s	g/s	rpm
10	87,0	93,0	90,00	0,111	1000
10	78,0	77,8	77,90	0,128	1250
10	51,2	50,8	51,00	0,196	2000
10	34,4	34,0	34,20	0,292	3000
10	27,6	27,8	27,70	0,361	4000
10	24,8	24,6	24,70	0,405	5000

Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 17 - Consumo específico e potência térmica

Consumo Específico - Ce	Potência Térmica - Nt	Rotação
g/kW.h	kW	rpm
687,05	4,333	1000
374,71	5,006	1250
340,81	7,647	2000
344,82	11,404	3000
362,43	14,079	4000
445,49	15,789	5000

Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 18 - Consumo de ar inferido

Consumo de Ar Inferido			Rotação
g/kW.h	kW	g/s	rpm
687,05	4,333	1,279	1000
374,71	5,006	1,534	1250
340,81	7,647	2,412	2000
344,82	11,404	3,670	3000
362,43	14,079	4,669	4000
445,49	15,789	5,225	5000

Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 19 - Densidade do ar da admissão

Densidade do Ar da Admissão	Rotação
kg/m ³	rpm
1,078	1000
1,096	1250
1,078	2000
1,076	3000
1,076	4000
1,077	5000

Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 20 - Consumo de ar teórico

Consumo de Ar Teórico			Rotação
g/s	g/ciclo	g/h	rpm
1,469	0,1762	5287	1000
1,865	0,1791	6715	1250
2,935	0,1761	10567	2000
4,396	0,1758	15824	3000
5,863	0,1759	21106	4000
7,333	0,1760	26400	5000

Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 21 - Rendimento volumétrico

Rendimento Volumétrico - Nv	Rotação
-	rpm
87,1 %	1000
82,2 %	1250
82,2 %	2000
83,5 %	3000
79,6 %	4000
71,3 %	5000

Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 22 - PMI, trabalho indicado, delta T do ciclo e potência indicada

PMI	Trabalho Indicado	Delta T Ciclo	Potência Indicada - Ni	Rotação
bar	J	s	kW	rpm
4,4	71,9	0,120	0,60	1000
7,5	122,6	0,096	1,28	1250
8,0	130,7	0,060	2,18	2000
8,3	135,6	0,040	3,39	3000
7,6	124,1	0,030	4,14	4000
6,0	98,1	0,024	4,09	5000

Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 23 - Rendimento Mecânico

Rendimento Mecânico - Nm	Rotação
-	rpm
97,2 %	1000
96,6 %	1250
95,1 %	2000
90,0 %	3000
86,7 %	4000
80,1 %	5000

Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 24 - Potência de atrito, PMA, rendimento térmico e rendimento global

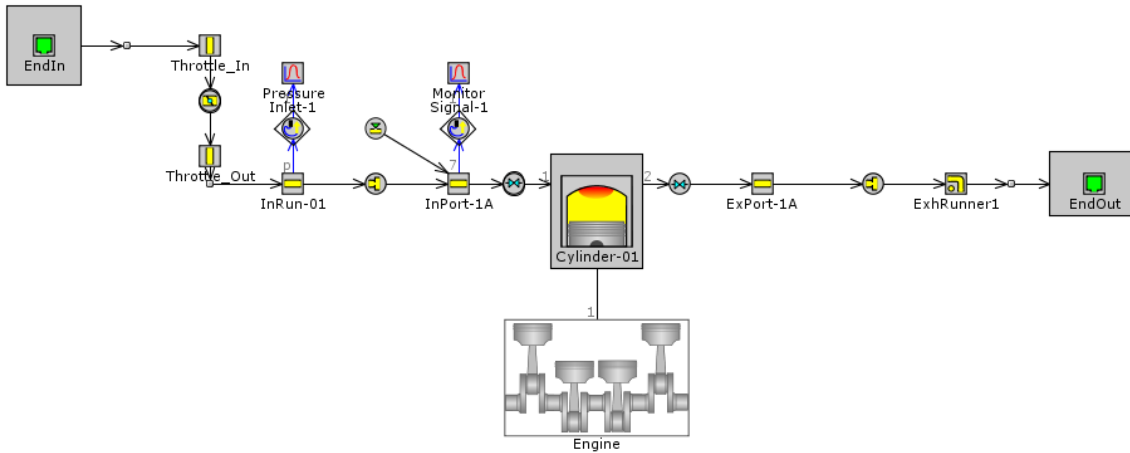
Potência de Atrito	PMA	Rendimento Térmico - Nm	Rendimento Global - Ng	Rotação
kW	bar	-	-	rpm
0,017	0,13	13,8 %	13,4 %	1000
0,043	0,26	25,5 %	24,6 %	1250
0,108	0,40	28,5 %	27,1 %	2000
0,338	0,83	29,7 %	26,8 %	3000
0,551	1,01	29,4 %	25,5 %	4000
0,814	1,20	25,9 %	20,7 %	5000

Fonte: Os Autores, 2022.

3.3.2 SIMULAÇÃO DO MOTOR ORIGINAL

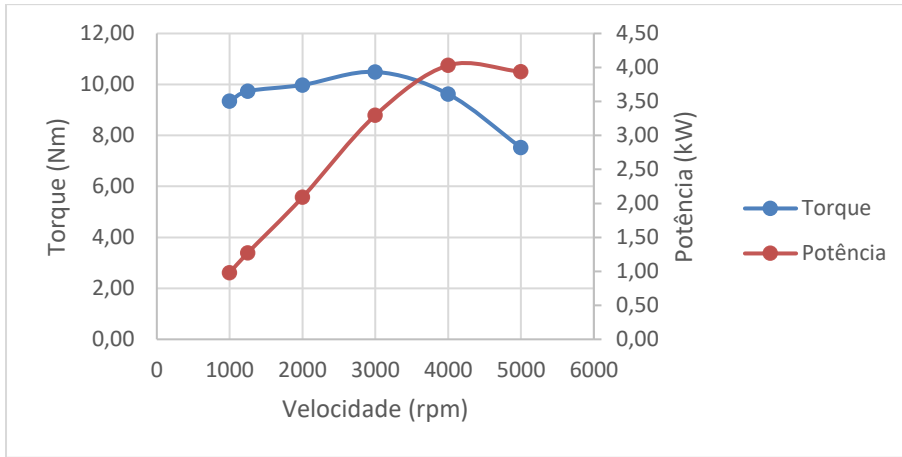
Com a medição feita, e com a programação pronta, mostrada na Figura 64, foi feita a simulação do motor sem o Compres e foram obtidos os resultados de torque e potência e a curva do lambda para as rotações de 1.000 a 5000 rpm mostrado na Figura 65 e na Figura 66, respectivamente.

Figura 64 - Configuração do motor GX 160 original



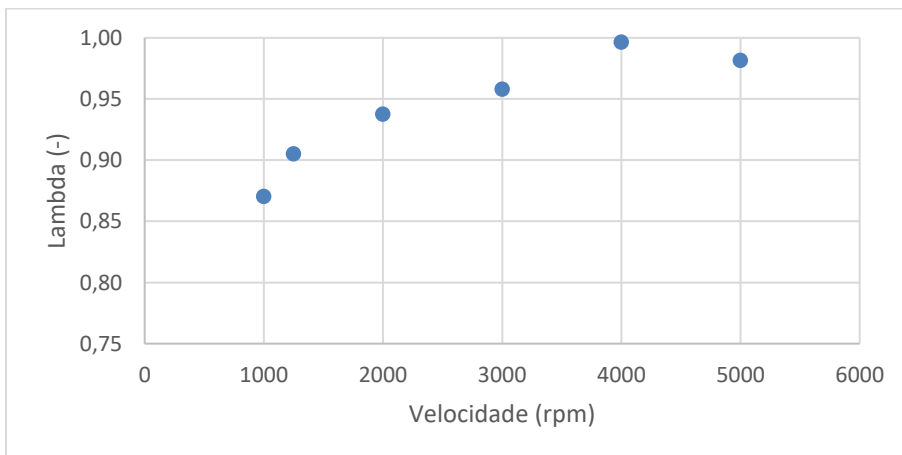
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 65 - Curvas de torque e potência



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 66 - Curva do lambda

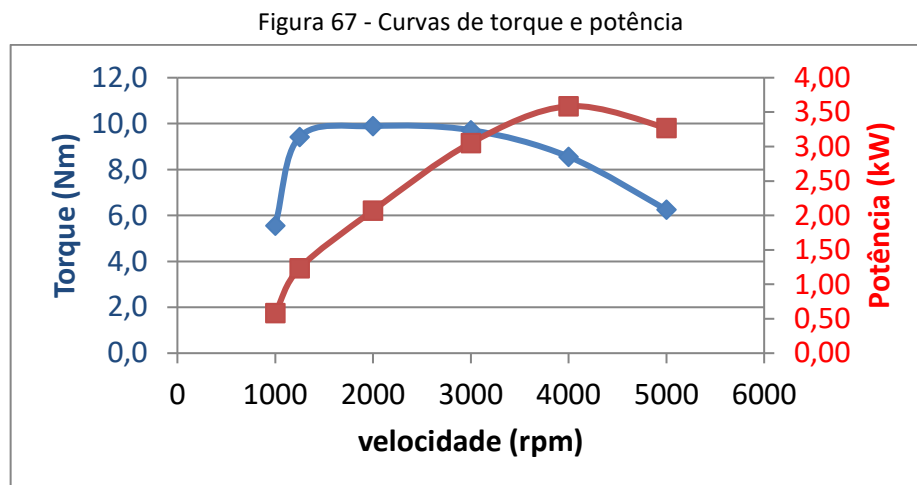


Fonte: Os Autores, 2022.

3.3.3 VALIDAÇÃO DA SIMULAÇÃO DO MOTOR ORIGINAL

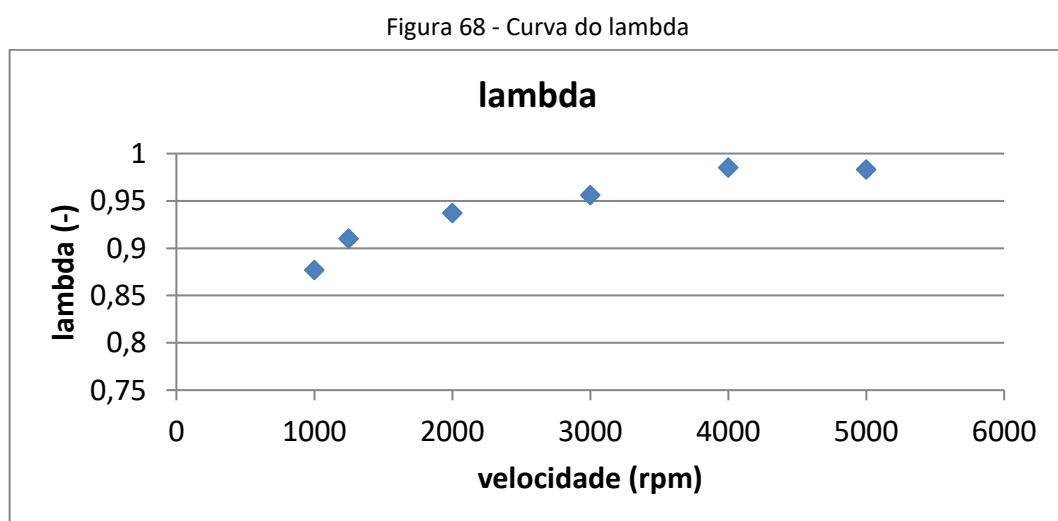
Com o objetivo de confirmar que os resultados obtidos experimentalmente e numericamente (simulação) estejam o mais próximo, foi feita uma validação de dados utilizando uma planilha Excel que calcula as curvas de desempenho do motor em questão utilizando os dados experimentais.

Duas das curvas calculadas, por exemplo, foram as de potência e torque para as rotações de 1.000 a 5.000 rpm como mostrado na Figura 67.



Fonte: Os Autores, 2022.

Outra curva feita foi a do lambda, mostrada na Figura 68:



Fonte: Os Autores, 2022.

Comparando-se os resultados da simulação e da planilha utilizada foi confirmado que a simulação numérica representa de forma bem próxima a realidade e, assim, podendo dar continuidade ao desenvolvimento das próximas simulações, essas com a implementação do Complex, e do trabalho em si.

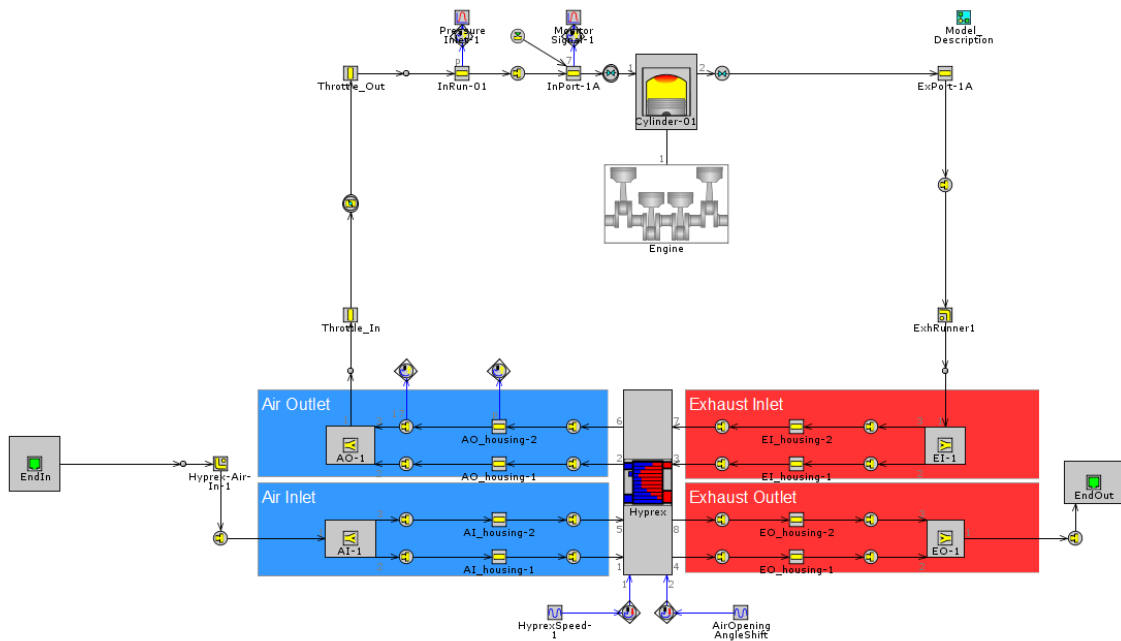
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção será mostrado os resultados para o Complex em diferentes configurações, as comparações com o motor original e as discussões realizadas em cima dos resultados.

4.1 COMPLEX

Após realizar a simulação do motor original foi implementado no programa o Supercompressor por Onda de Pressão, como mostrado na Figura 69, e, analisando os resultados obtidos no estudo de caso, foram realizadas diversas simulações, alterando aqueles mesmos parâmetros estudados no estudo de caso, com o objetivo de se elevar ao máximo a potência do motor.

Figura 69 - Configuração do motor GX 160 com o Complex



Fonte: Os Autores, 2022.

Um ponto a se ressaltar é que o Complex estará ligado a um motor elétrico que o fará rotacionar na velocidade desejada. Com isso em mente foi pensado em realizar simulações variando as rotações do Supercompressor com o objetivo de torná-lo ainda mais eficiente, pois ao variar a velocidade do rotor junto a velocidade do motor, a proporção de gás queimado e a pressão na admissão poderá ter valores melhores do que com a rotação constante.

4.1.1 ROTAÇÃO CONSTANTE

De todas as simulações realizadas, será analisado as três com melhores resultados. Os parâmetros utilizados em cada caso são mostrados na Tabela 25:

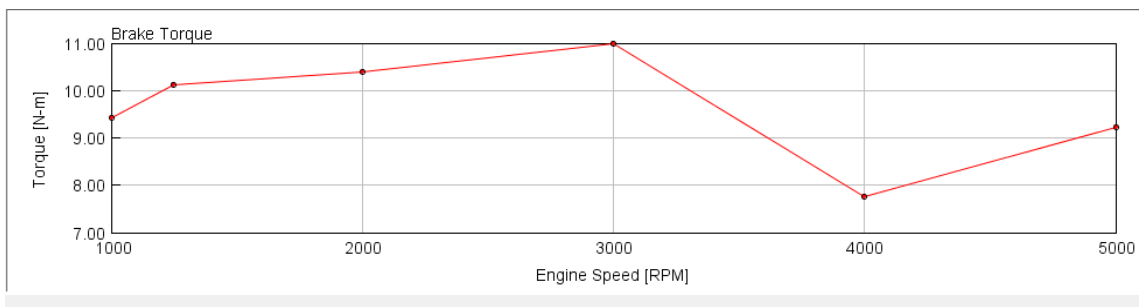
Tabela 25 - Parâmetros utilizados nos 3 melhores casos

Caso	Comprimento do rotor (mm)	Diâmetro da célula (mm)	Diâmetro externo do rotor (mm)	Diâmetro interno do rotor (mm)	Distância entre células da fileira 1 (mm)	Distância entre células da fileira 2 (mm)	Distância entre células (mm)	Velocidade do rotor (rpm)
1	70	10	150	120	125	140	0,6	10000
2	50	8	140	120	125	135	0,5	10000
3	45	8	140	120	125	135	0,5	10000

Fonte: Os Autores, 2022.

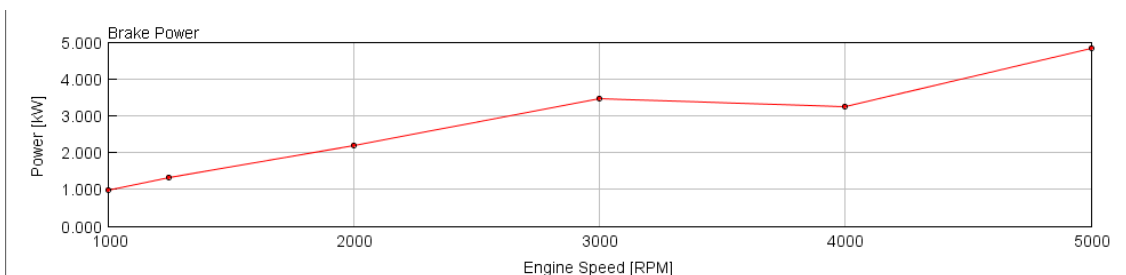
Utilizando os valores da tabela acima foram obtidos os resultados para as rotações de 1000 a 5000 rpm mostrado na Figura 70, Figura 71, Figura 72 e Figura 73 para o caso 1, na Figura 74, Figura 75, Figura 76 para o caso 2, e na Figura 78, Figura 79, Figura 80 e Figura 81 para o caso 3:

Figura 70 - Curva de torque para o caso 1



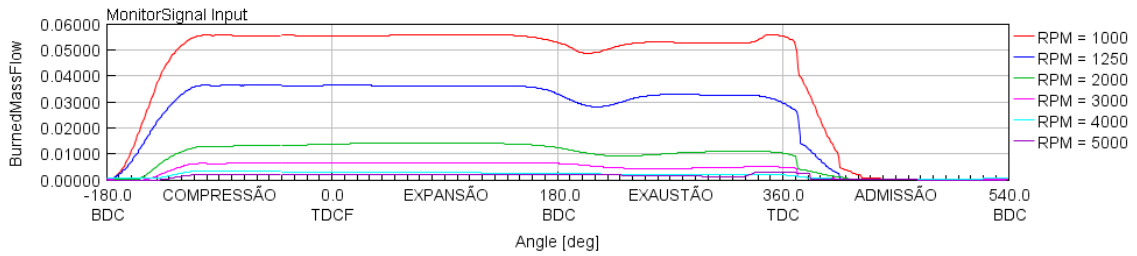
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 71 - Curva de potência para o caso 1



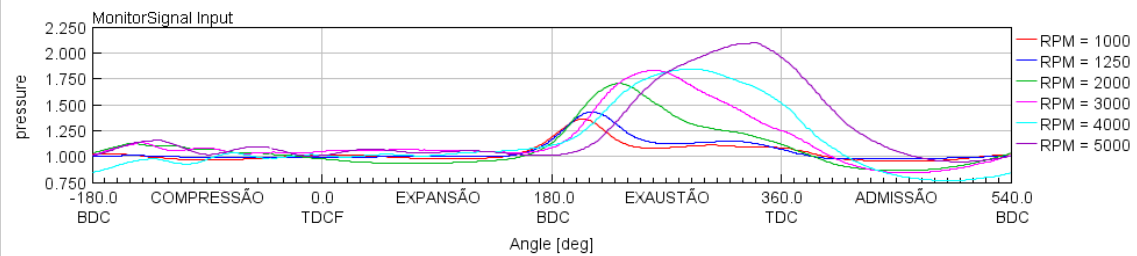
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 72 - Curva de gás queimado para o caso 1



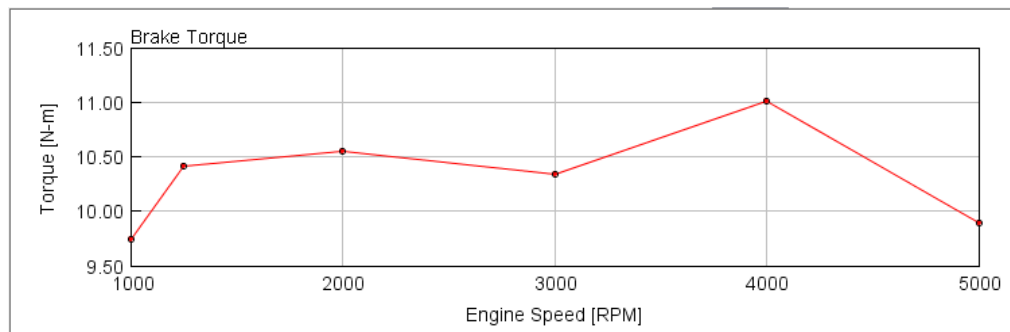
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 73 - Curva de pressão para o caso 1



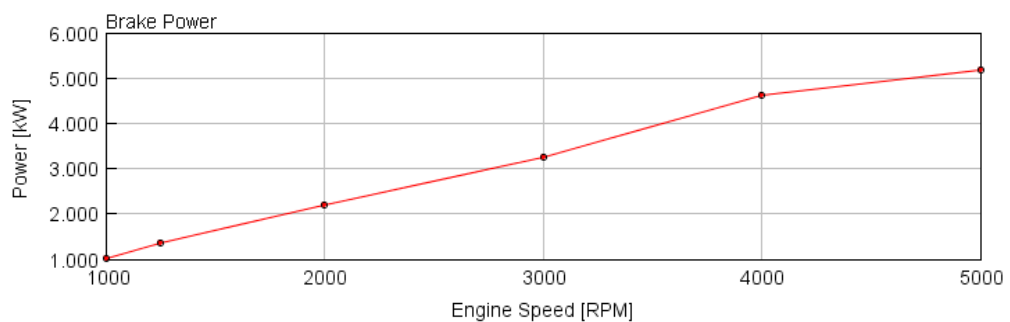
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 74 - Curva de torque para o caso 2



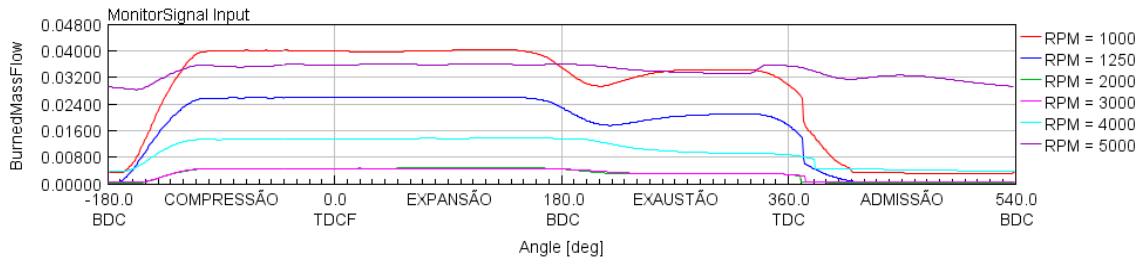
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 75 - Curva de potência para o caso 2



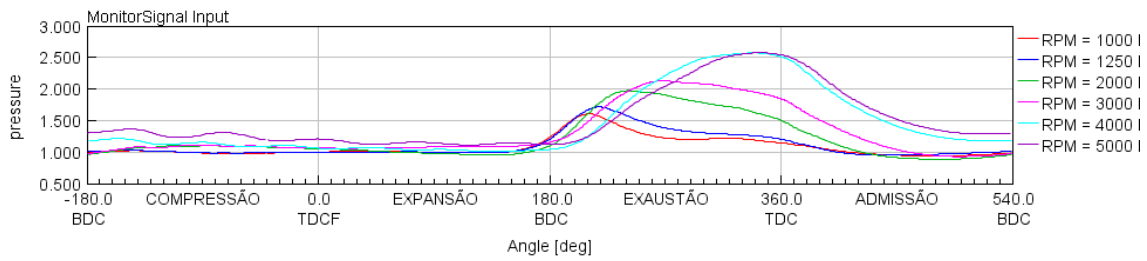
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 76 - Curva de gás queimado para o caso 2



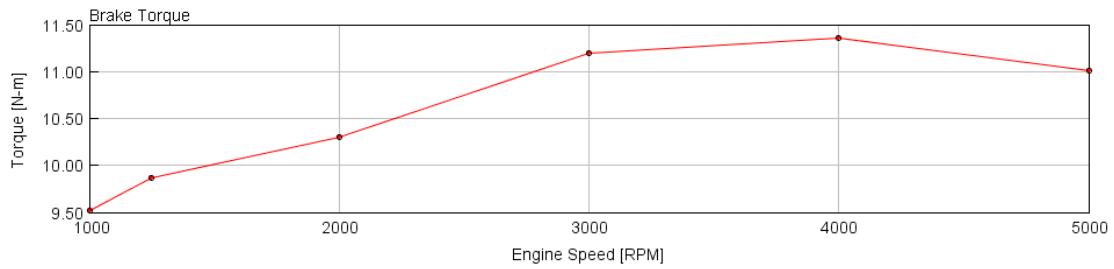
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 77 - Curva de pressão para o caso 2



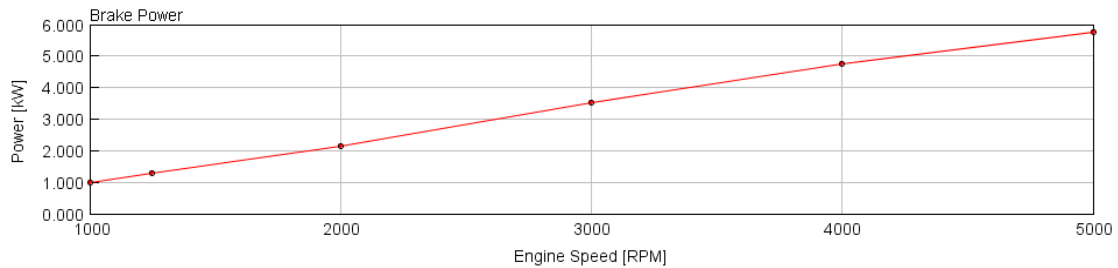
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 78 - Curva de torque para o caso 3



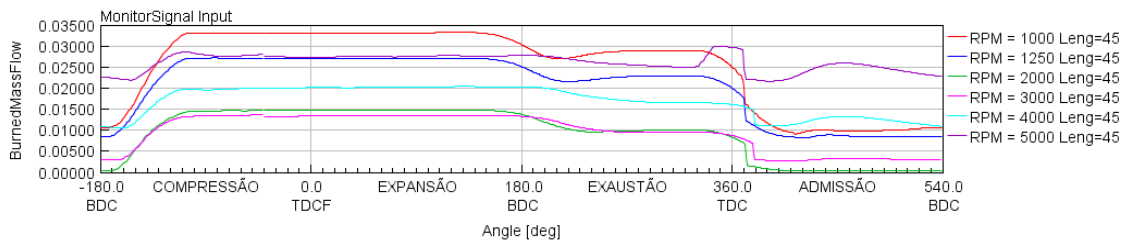
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 79 - Curva de potência para o caso 3



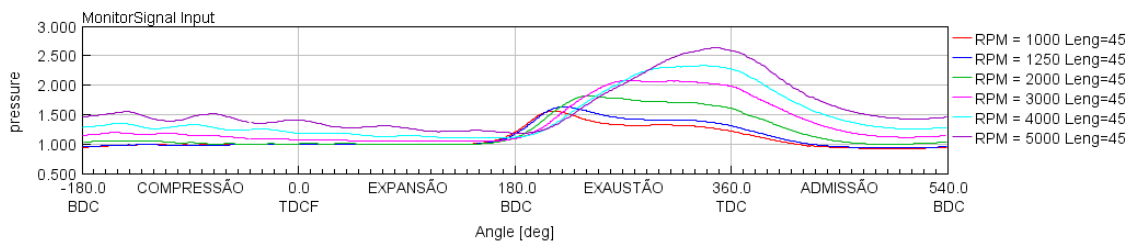
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 80 - Curva de gás queimado para o caso 3



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 81 - Curva de pressão para o caso 3



Fonte: Os Autores, 2022.

Analisando os resultados obtidos nos três melhores casos, foi possível determinar que a melhor escolha seria o caso 3, pois observa-se que foi o caso em que se obteve maior potência, maior torque e maior pressão, além de apresentar níveis de ar queimado na admissão similares ou até menores se comparados aos outros casos.

4.1.2 ROTAÇÃO VARIÁVEL

A partir dos resultados do item anterior, onde se concluiu que o programa do caso 3 seria o mais eficiente, foram feitas alterações na rotação do Complex e realizadas diversas simulações.

De todas as simulações realizadas, será analisado as três com melhores resultados. Os parâmetros utilizados em cada caso são mostrados na Tabela 26, Tabela 27, e Tabela 28:

Tabela 26 - Parâmetros utilizados no caso 3.1

		Caso 3.1					
Rotação Motor	rpm	1000	1250	2000	3000	4000	5000
Rotação Complex	rpm	8000	8500	9000	10000	10000	10000

Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 27 - Parâmetros utilizados no caso 3.2

Caso 3.2							
Rotação Motor	rpm	1000	1250	2000	3000	4000	5000
Rotação Complex	rpm	7000	7500	8000	9000	10000	10000

Fonte: Os Autores, 2022.

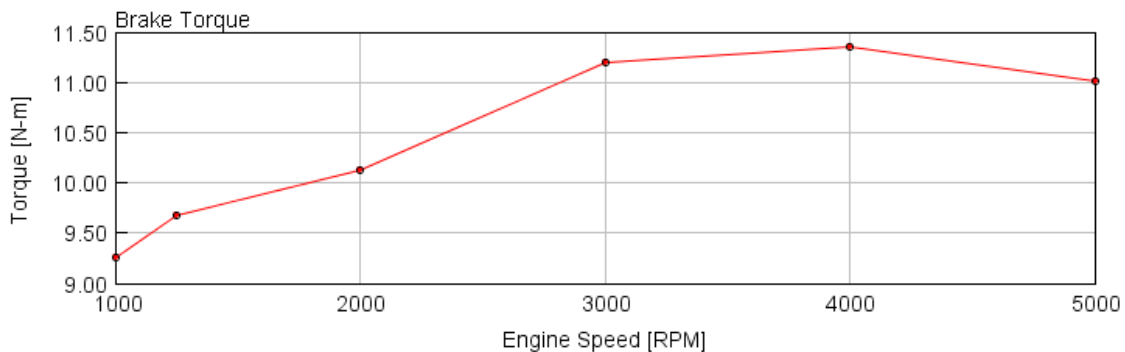
Tabela 28 - Parâmetros utilizados no caso 3.3

Caso 3.3							
Rotação Motor	rpm	1000	1250	2000	3000	4000	5000
Rotação Complex	rpm	9000	9500	10000	10000	10000	10000

Fonte: Os Autores, 2022.

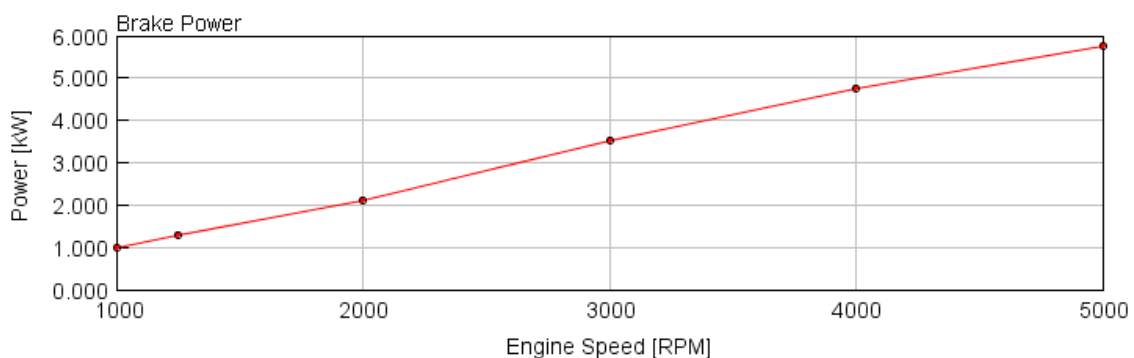
Utilizando os valores da tabela acima foram obtidos os resultados para as rotações de 1000 a 5000 rpm mostrado na Figura 82, Figura 83, Figura 84 e Figura 85 para o caso 3.1; na Figura 86, Figura 87, Figura 88 e Figura 89 para o caso 3.2; e na Figura 90, Figura 91, Figura 92 e Figura 93 para o caso 3.3.

Figura 82 - Curva de torque para o caso 3.1



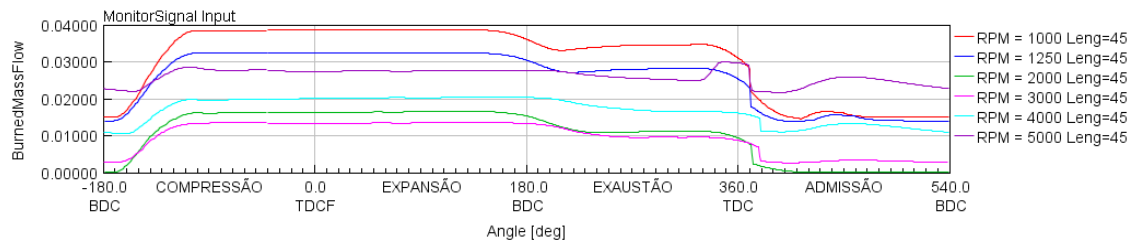
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 83 - Curva de potência para o caso 3.1



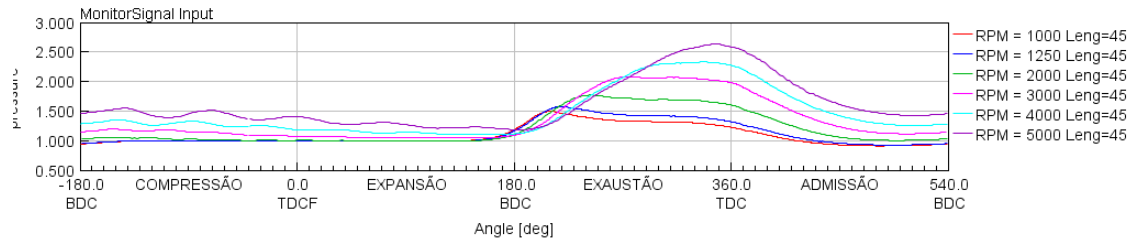
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 84 - Curva de gás queimado para o caso 3.1



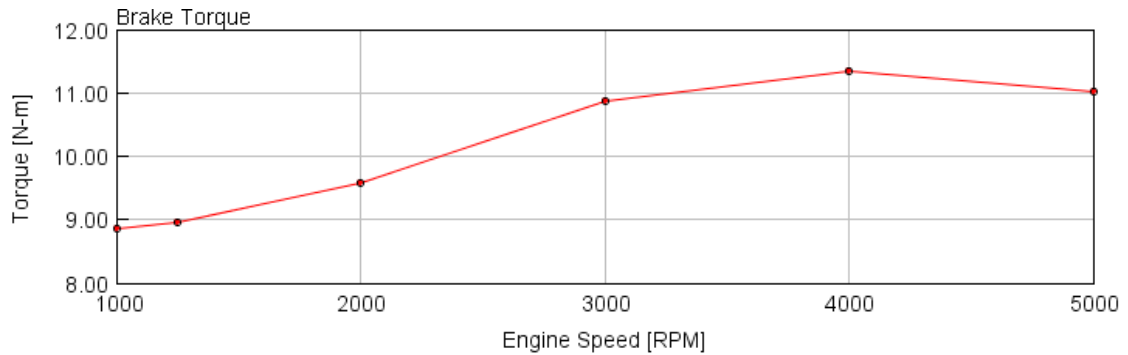
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 85 - Curva de pressão para o caso 3.1



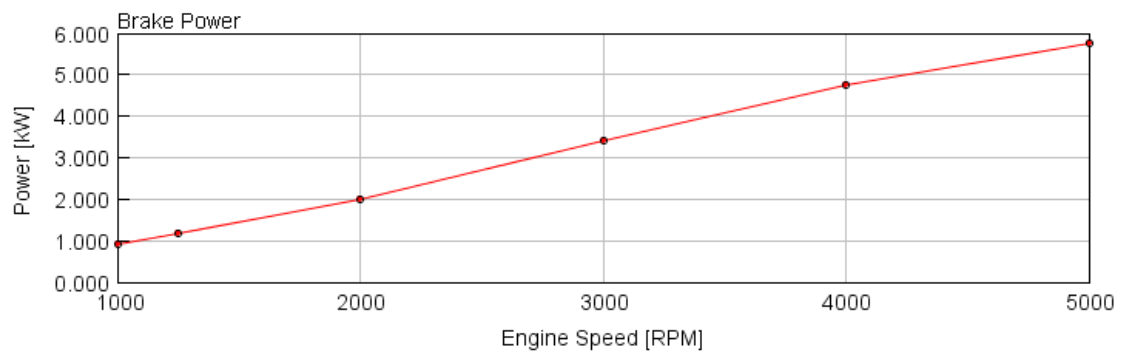
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 86 - Curva de torque para o caso 3.2



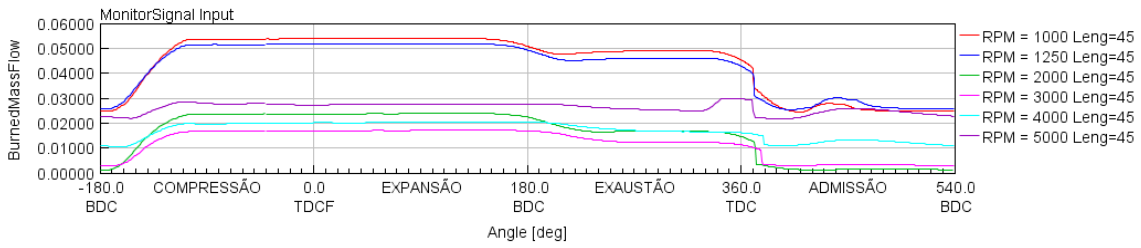
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 87 - Curva de potência para o caso 3.2



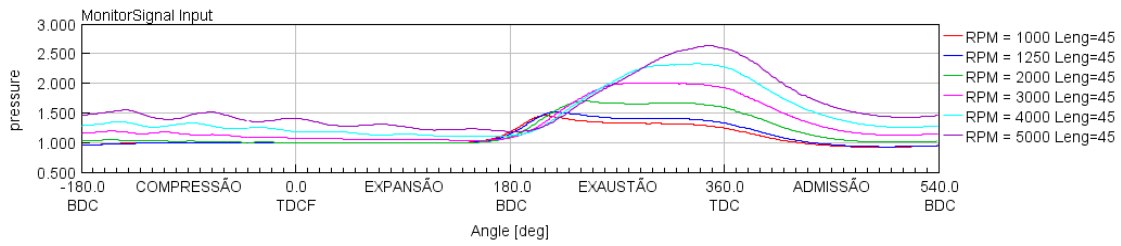
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 88 - Curva de gás queimado para o caso 3.2



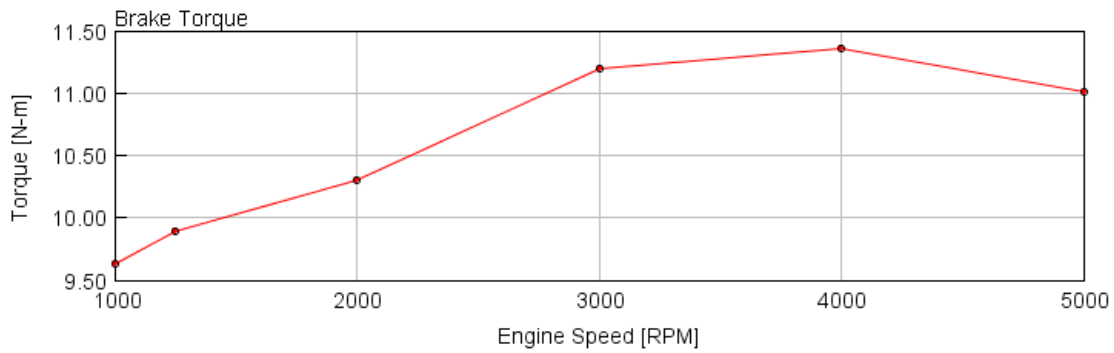
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 89 - Curva de pressão para o caso 3.2



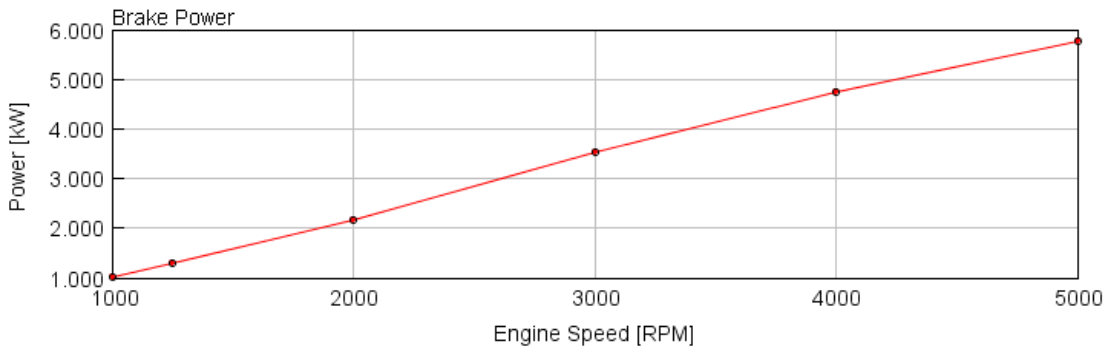
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 90 - Curva de torque para o caso 3.3



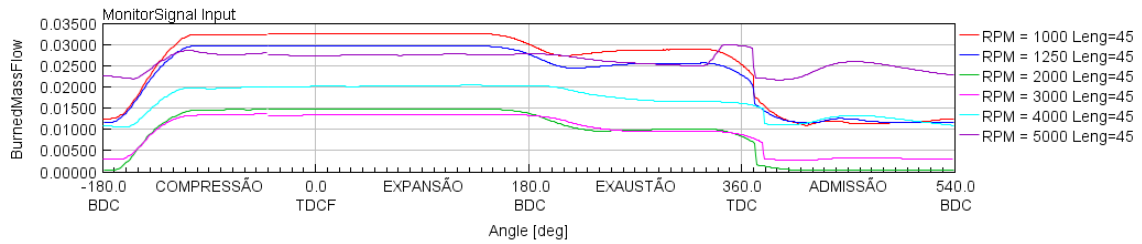
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 91 - Curva de potência para o caso 3.3



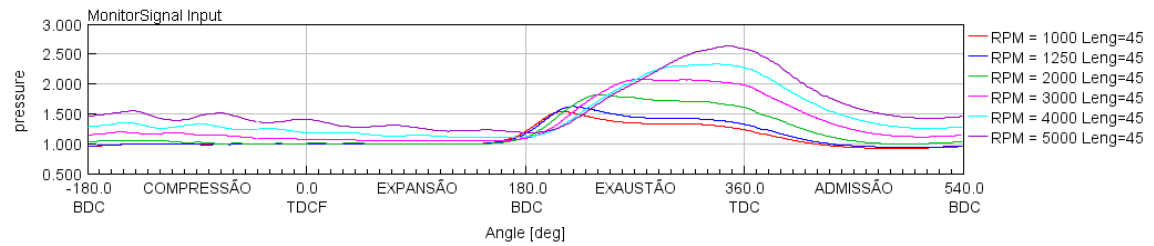
Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 92 - Curva de gás queimado para o caso 3.3



Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 93 - Curva de pressão para o caso 3.3



Fonte: Os Autores, 2022.

Analisando os resultados obtidos nos três melhores casos, foi possível determinar que a melhor escolha seria o caso 3.3, pois observa-se que foi o caso em que se obteve maior potência média e maior torque médio, além de apresentar níveis de ar queimado na admissão similares ou até menores se comparados aos outros casos.

4.1.3 COMPARAÇÃO – ROTAÇÃO CONSTANTE X ROTAÇÃO VARIÁVEL

Com os resultados das simulações em mãos foi possível analisar e comparar os valores, como mostrado na Tabela 29 e Tabela 30 , e na Figura 94 e Figura 95.

Tabela 29 - Comparação Torque - Complex x Torque - Complex Variável

Rotação do Motor (rpm)	Torque – Complex (N m)	Torque – Complex Variável (N m)	Potência – Complex (kW)	Potência – Complex Variável (kW)
1000	9,517	9,627	0,997	1,008
1250	9,865	9,887	1,291	1,294
2000	10,302	10,302	2,158	2,158
3000	11,195	11,195	3,517	3,517
4000	11,352	11,352	4,755	4,755
5000	11,013	11,013	5,766	5,766

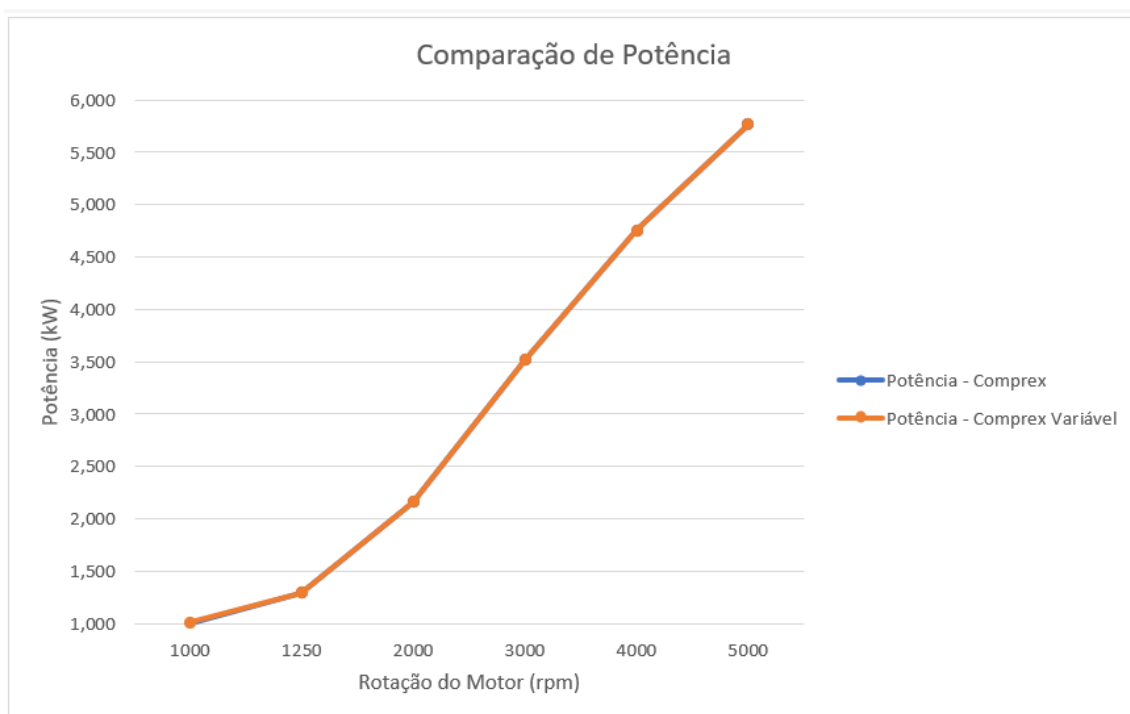
Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 30 - Ganho porcentual variando a rotação

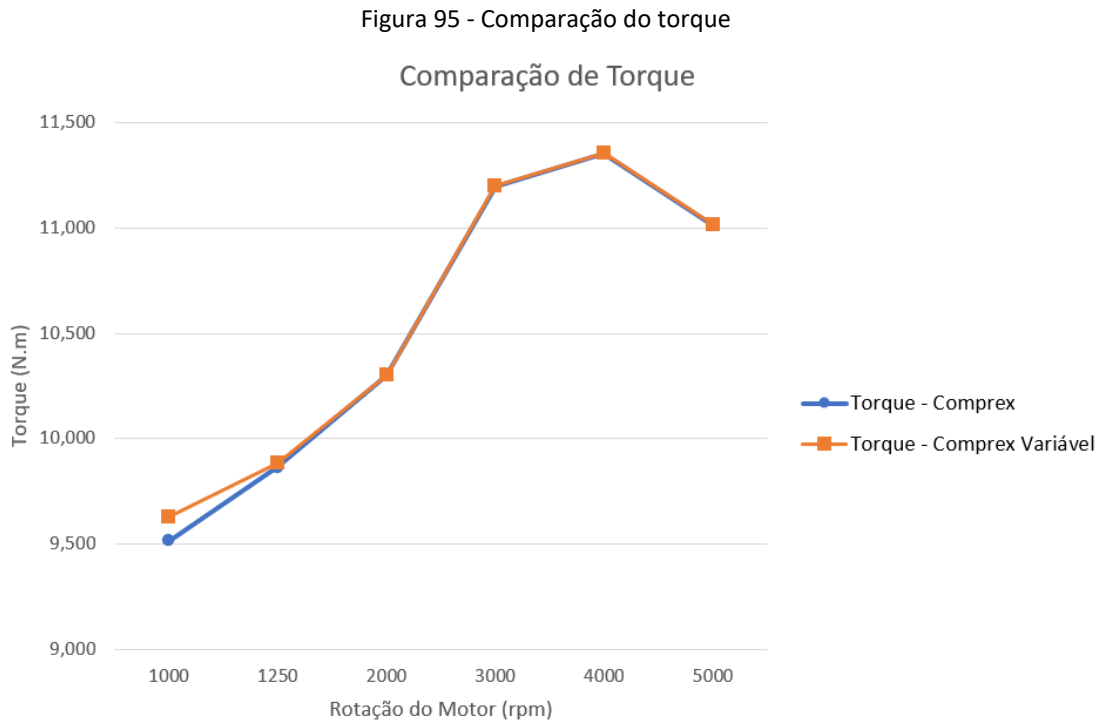
Rotação do Motor (rpm)	Torque/Potência (%)
1000	1,14
1250	0,22
2000	0,00
3000	0,00
4000	0,00
5000	0,00

Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 94 - Comparação da potência



Fonte: Os Autores, 2022.



Fonte: Os Autores, 2022.

Tendo esses dados em mente é possível concluir que há um ganho mínimo em rotações mais baixas. A partir de 2000 rpm (velocidade do motor) a velocidade ideal do Supercompressor por Pressão de Onda seria 10000 rpm, mesma velocidade usada nas simulações com rotação constante escolhida, assim não tendo nenhum ganho percentual em relação a mesma. Porém, mesmo que não haja ganho a partir de 2000 rpm, é preferível que a implementação do Complex seja feita utilizando um motor elétrico que seja programado a ter essa variação na velocidade do rotor, pois todo ganho de eficiência é importante.

4.1.4 GEOMETRIA DO COMPLEX

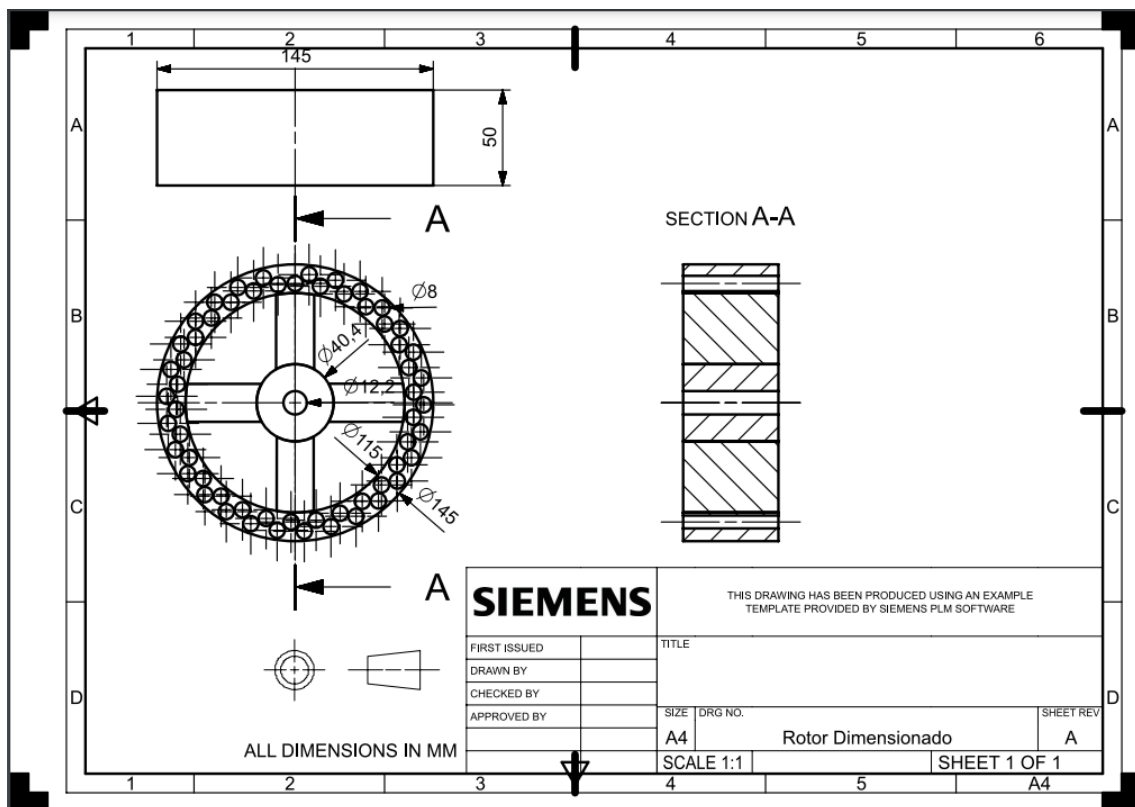
Levando isso em conta, sua geometria e dimensão é a mostrada na Tabela 31 e na Figura 96.

Tabela 31 - Geometria do rotor

Parâmetros	Valor	u.m
Comprimento do rotor	50	mm
Diâmetro da célula	8	mm
Diâmetro externo do rotor	140	mm
Diâmetro interno do rotor	120	mm
Diâmetro entre células da fileira 1	125	mm
Diâmetro entre células da fileira 2	135	mm
Distância entre células	0,5	mm

Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 96 - Desenho técnico do rotor dimensionado



Fonte: Os Autores, 2022.

4.2 COMPARAÇÃO COM O ORIGINAL

Comparando agora o motor com o Complex com as dimensões do caso 3.3 com o motor original, percebe-se que o primeiro apresenta maior desempenho do que o motor sem a implementação do Supercompressor, como mostrado na Tabela 32 , na Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 33, na Figura 97 e na Figura 98:

Tabela 32 - Comparação Torque - Comprex x Torque - Original e Potência - Comprex x Potência - Original

Rotação do Motor (rpm)	Torque – Comprex Variável (N m)	Torque – Original (N m)	Potência – Comprex Variável (kW)	Potência – Original (kW)
1000	9,627	9,343	1,020	0,978
1250	9,887	9,738	1,363	1,275
2000	10,302	9,980	2,210	2,090
3000	11,195	10,492	3,248	3,296
4000	11,352	9,622	4,613	4,030
5000	11,013	7,520	5,177	3,938

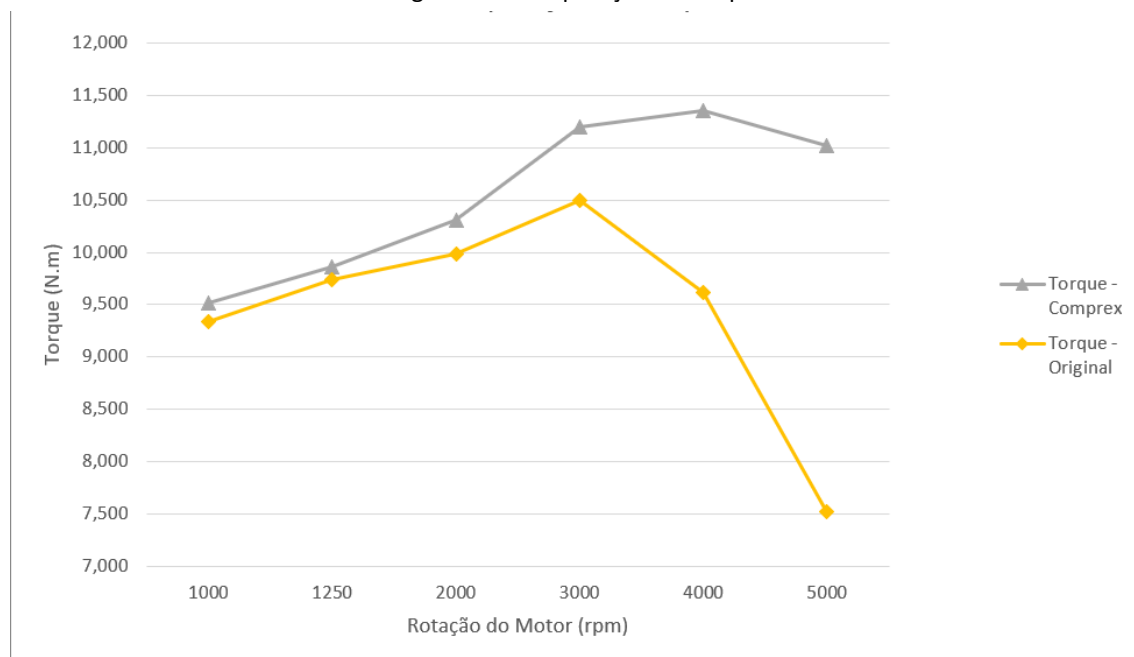
Fonte: Os Autores, 2022.

Tabela 33 - Ganho percentual

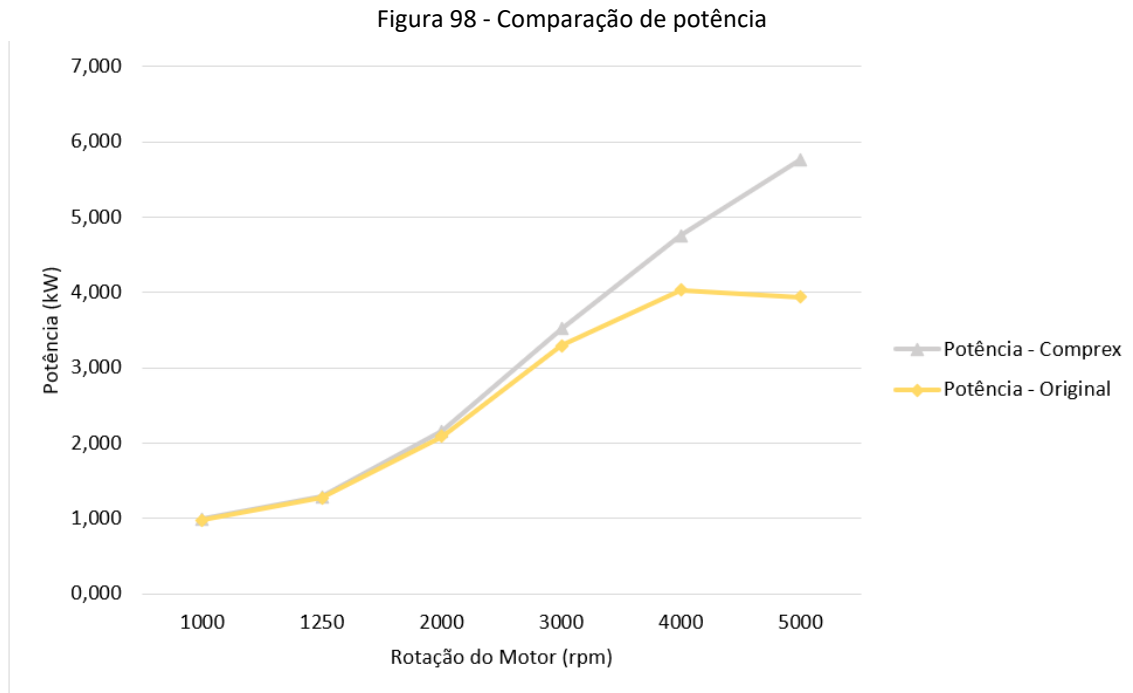
Rotação do Motor (rpm)	Torque/Potência (%)
1000	3,05
1250	1,54
2000	3,23
3000	6,70
4000	17,99
5000	46,44

Fonte: Os Autores, 2022.

Figura 97 - Comparação de torque



Fonte: Os Autores, 2022.



Fonte: Os Autores, 2022.

O aumento de potência e torque observado se deve a uma maior pressão na admissão que existe por conta do supercompressor, e por conta da minimização de gás queimado na admissão que diminuiria os mesmos. O percentual da elevação do desempenho com a implementação do Complex no motor é mostrado na Tabela 34:

Tabela 34 - Ganho percentual no desempenho do motor

Ganho (%)	
Ganho percentual médio de torque e potência na faixa estudada	13,16

Fonte: Os Autores, 2022.

4.3 DISCUSSÃO

Com os resultados e a comparação em mãos é possível se perceber que os ganhos de torque e potência em baixas rotações são mínimos, porém não desprezíveis, e a partir de 4000 rpm os ganhos começam a ser bem significativos.

Levando em consideração que o Complex estudado será implementado no motor Honda GX160, um motor de um cilindro utilizado nos minicarros do laboratório do Instituto Mauá de Tecnologia, e que esses minicarros são utilizados em competições do tipo arrancadas pelos

alunos da faculdade, ou seja, será utilizado em altas rotações, é possível afirmar que o Supercompressor proporcionará ganhos de desempenho para o motor em questão.

5 CONCLUSÃO

O propósito do trabalho em questão foi a análise numérica de desempenho de um motor monocilindro que empregasse um supercompressor por ondas de pressão para aumento de sua potência e torque. As simulações numéricas em um código de CFD 1D foram efetivamente realizadas e pode-se concluir que há, sim, um ganho médio ao se utilizar o supercompressor da ordem de 13,16% ao longo de 1000 a 5000 rpm.

Tendo em vista tudo citado acima, pode-se concluir que é possível obter um bom ganho de desempenho do motor com a implementação do Comprex no motor, pois ele conseguiria aumentar a pressão do ar na admissão, o que faz o torque e a potência aumentarem.

Para que se obtenha esses resultados de aumento de desempenho do motor as dimensões e parâmetros do supercompressor por onda de pressão têm de ser similares as citadas e mostradas no item 4.1.4, tendo assim um ganho substancial de mais de 10 % no desempenho do motor. Com isso pode-se dizer que a implementação Supercharger do Honda GTX160 monocilindro do laboratório do Instituto Mauá de Tecnologia fará eles apresentarem uma significativa melhora em seu desempenho.

5.1 CONTINUIDADE DO TRABALHO

A intenção é de realmente implementar o supercompressor nos minicarros do laboratório do Instituto Mauá de Tecnologia em breve, e para isso é preciso dar continuidade no projeto.

O grupo sugere que a seguir seja feito o cálculo, dimensionamento e escolha dos materiais a serem usados no Comprex, assim como a configuração do motor com o equipamento implementado no minicarro.

Após ter em mãos os materiais necessários e ter feito esse estudo, se for concluído que é um investimento possível de ser feito, será preciso produzir o sobrealimentador e acoplá-lo no minicarro para assim colocá-lo no dinamômetro e estudar os ganhos reais obtidos dele, para assim os alunos poderem utilizá-lo nas competições de arrancada.

REFERÊNCIAS

Akbari, P.; Nalim, R.; Müller, N. Performance enhancement of microturbine engines topped with wave rotors. *J. Eng. Gas Turbines Power* 2006, 128, 190–202.

Aungier, Ronald H. (2000). Compressores centrífugos, uma estratégia para design e análise aerodinâmica.

Avaliação de medidas de conservação de energia para instalações de tratamento de águas residuais, Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos, setembro de 2010, EPA 832? R? 10? 005

Berchtold, M. The Comprex Diesel Supercharger. *SAE Trans.* 1959, 67, 5–14.

BRUNETTI, Franco. Motores de combustão interna: Volume 2 / Franco Brunetti. – São Paulo: Blucher, 2002.

Campisano, Jim (2001) "Mustang Performance Engine Tuning", p. 178

CARUSO, R. Compressor x Turbo: qual o melhor?. 2019. Disponível em: <<http://autoetecnica.band.uol.com.br/compressor-x-turbo-qual-o-melhor/>>

Corky Bell, Supercharged! Página 67

Corky Bell, Supercharged! Página 108

CORRÊA, A. Supercompressor: Como funciona o supercharger. 2020. Disponível em: <<https://fusne.com/supercompressor-como-funciona-o-supercharger-do-carro.html>>

Costiuc, I.; Chiru, A. Evolution of the Pressure Wave Supercharger Concept. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 2017, 252, 12081.

COSTIUC, I.; CHIRU, A.; COSTIUC, L. A Review of Engine's Performance When Supercharging by a Pressure Wave Supercharger. *Energies* 2022, 15, 2721.

Costiuc, I.; Chiru, A.; Costiuc, L. Pressure Wave Technology—An interesting approach in supercharging. *Rom. J. Tech. Sci. Appl. Mech.* 2018, 63, 50–73.

Decreto de Lei Nº 7.819 de 03 de Outubro de 2012 – Programa INOVAR-AUTO. Regulamenta os arts. 40 a 44 da Lei nº 12.715, de 17 de setembro de 2012, que dispõe sobre o **Programa de Incentivo à Inovação Tecnológica e Adensamento da Cadeia Produtiva de Veículos Automotores - INOVAR- AUTO**, e os arts. 5º e 6º da Lei nº 12.546, de 14 de dezembro de 2011, que dispõe sobre redução do Imposto sobre Produtos Industrializados, na hipótese que especifica. Disponível em: <<https://www2.camara.leg.br/legin/fed/decret/2012/decreto-7819-3-outubro-2012-774308-norma-pe.html>> Acesso em 09 de Fevereiro de 2014.

DUARTE, G. D. Tipos de Supercompressores. 2016. Disponível em:

<<https://glaucodinizduarte.com.br/2016/08/10/tipos-de-supercompressores/>>

FOGAÇA, J. R. V. Funcionamento do Motor de Combustão; Brasil Escola. Disponível em:

<<https://brasilecola.uol.com.br/quimica/funcionamento-motor-combustao.htm>>

GARRET. Em 50 anos de turbo, emissões e consumo dos motores caíram mais de 60 %. Disponível em <<http://www.garrett.com.br/noticia-2013-02-19.php>> Acesso em: 15 de Janeiro de 2014.

Gilles, T. (2012). Serviço automotivo ? : Inspeção, manutenção, reparo. Clifton Park, NY: Delmar, Cengage Learning.

GRANDE, Paulo Campo. **NÚMEROS FLEXÍVEIS**. 2005. Disponível em:

<http://quatorrodas.abril.com.br/reportagens/conteudo_141385.shtml>. Acesso em: 01 maio 2014.

Heywood, John B. - Internal Combustion Engine Fundamentals. 1988, McGraw-Hill series in mechanical engineering.

HOWSTUFFWORKS – Como Tudo Funciona. Como funcionam os turbocompressores.

Disponível em: <<http://carros.hsw.uol.com.br/turbocompressores.htm>> Acesso em: 2 de janeiro de 2014.

Hu, D.; **Li**, R.; **Liu**, P.; **Zhao**, J. The loss in charge process and effects on performance of wave rotor refrigerator. Int. J. Heat Mass Transf. 2016, 100, 497–507.

Japikse, David. Design e desempenho do compressor centrífugo.

LAINO, R. V. Estudo de como a sobrealimentação aumenta a eficiência energética nos motores bicombustíveis. **São Caetano do Sul**, SP, 2014. 33p.

Manual de coleta personalizado do Truckin . (2005). St Paul, MN: Motorbooks International.

Mayer, Michael. – Turbochargers – Effective use of exhaust gas energy. 2nd revised edition, 2001.

Nagashima, T.; **Okamoto**, K.; **Ribaud**, Y. Cycles and Thermal System Integration Issues of Ultra-Micro Gas Turbines. In RTO Educational Notes, Micro Gas Turbines; RTO-EN-AVT-131; NATO Research and Technology Organisation: Neuilly-sur-Seine, France, 2005; pp. 1–66.

Nalim, R.; **Li**, H.; **Akbari**, P. Air-standard aerothermodynamic analysis of gas turbine engines with wave rotor combustion. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2009, Orlando, FL, USA, 8–12 June 2009; pp. 445–456.

PASSOS, R. Sobrealimentação de motores: tudo sobre superchargers e compressores centrífugos. 2016. Disponível em: <<https://flatout.com.br/sobrealimentacao-de-motores-tudo-sobre-superchargers-e-compressores-centrifugos/>>

Pearson, R.D. A gas wave-turbine engine which developed 35 HP and performed over a 6:1 speed range. In Proceedings of the ONR/NAVAIR Wave Rotor Research and Technology Workshop, Monterey, CA, USA, 1 January–31 March 1985.

Powell, H. (junho de 1941). "Ele aproveitou um tornado ..." Ciência popular . Bonnier Corporation. p. 67

Pranav, A.S. Wave Rotor Test Rig Design Procedure for Gas Turbine Enhancement; ProQuest: Ann Arbor, MI, USA, 2008.

Smith, B.D.; **Polanka**, M.D.; **Paxson**, D.E.; **Hoke**, J.L. Scaling study of wave rotor turbo normalization of an internal combustion engine. In Proceedings of the 48th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Atlanta, GA, USA, 30 July–1 August 2012.

Snyder, P.H.; **Nalim**, M.R. Pressure Gain Combustion Application to Marine and Industrial Gas Turbines. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012, Copenhagen, Denmark, 11–15 June 2012; Volume 5, pp. 409–422, ISBN 978-0-7918-4471-7.

Society of Automotive Engineers. Automotive Handbook, 3rd ed.; Society of Automotive Engineers (SAE): Warrendale, PA, USA, 1993; ISBN 1-56091-372-X.

TECHNOLOGIES, G. Industry Leading Engine Simulation Software. 2022. Disponível em: <<https://www.gtisoft.com/gt-power/>>

The Turbosupercharger, SAE Journal, outubro de 1931

TOMANIK, Eduardo; **UEHARA**, Samantha. O futuro do motor flex no Brasil. Revista SAE, São Paulo, v. 54, p.18-20, 20 maio 2014.

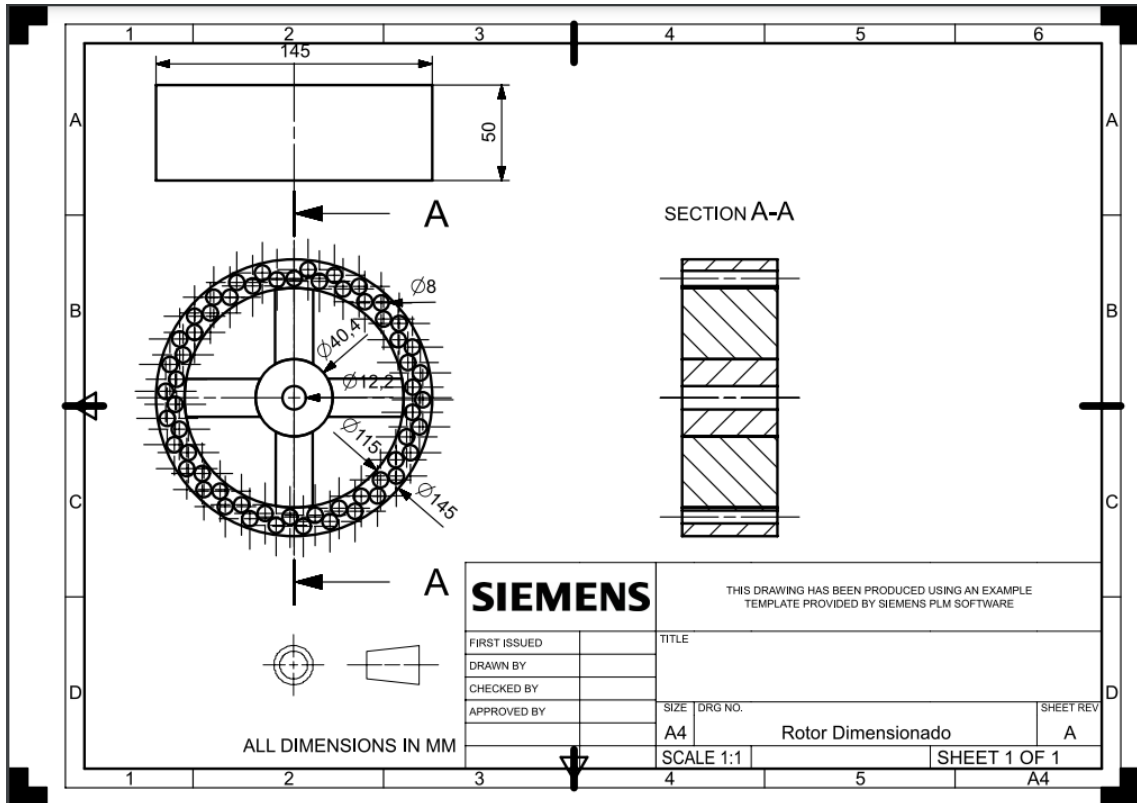
VAN WYLEN, G.J.; **SONNTAG**, R.E.; **BORGNAKKE**, C. **Fundamentos da termodinâmica**. 5. ed. São Paulo: Edgard Blucher Ltda., 1998. 537p.

Weaving, J.H. Internal Combustion Engineering, Science and Technology; Elsevier Science Publishers Ltd.: Dordrecht, The Netherlands, 1990; ISBN 978-94-010-6822-2.

Zhao, J.Q.; **Hu**, D.P.; **Liu**, P.Q.; **Liu**, F.X.; **Gao**, J.J. Thermodynamic analysis of a novel wave rotor refrigeration cycle. Adv. Mater. Res. 2013, 805–806, 537–542.

APÊNDICE A – DESENHO TÉCNICO DO ROTOR

Desenho 1 - Desenho técnico do rotor



APÊNDICE B – TERMO DE AUTORIZAÇÃO PARA DIVULGAÇÃO DO TCC

Termo 1 - Termo de autorização de inclusão do nome dos autores na divulgação de trabalho de conclusão de curso

MAUÁ

TERMO DE AUTORIZAÇÃO DE INCLUSÃO DO NOME DOS AUTORES NA DIVULGAÇÃO DE TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Manifestamos nossa opção individual pela inclusão (SIM) ou exclusão (NÃO) dos nossos nomes como autores do Trabalho de Conclusão de Curso, a seguir identificado, quando da inserção de mesmo no Repositório Institucional do IAT para divulgação pública.

INTEGRANTE (AUTOR) DO TCC	RA	SIM	NÃO
1. <u>Walter Fernandes Souto</u>	<u>18.06.18.2</u>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2. <u>Maristela Adriana Lopes</u>	<u>17.03.18.2</u>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3. <u>Renato Cavalcanti Siqueira</u>	<u>17.06.18.2</u>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4. <u>Gustavo Henrique Duarte Gullotti</u>	<u>18.06.18.2</u>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
5.			
6.			

Título do TCC: <u>Carência, Complexidade de Atividade de Pesquisa</u>	Cod do TCC: <u>MC.1109</u>
Prof. Orientador: <u>Cláudio Francisco Zilber</u>	Ano do TCC: <u>2012</u>

Na data de entrega dessa autorização, eu optei por incluir ou excluir os autores, será indicado o nome do Prof. Orientador(s) como autor nos registros bibliográficos.

São Carlos de São, 16 de Dezembro de 2011

Walter Souto
Ass. do(a) autor(a) 1

Maristela A.
Ass. do(a) autor(a) 2

Renato C. Siqueira
Ass. do(a) autor(a) 3

Gustavo Gullotti
Ass. do(a) autor(a) 4

Ass. do(a) autor(a) 5

Ass. do(a) autor(a) 6

APÊNDICE C - CURVAS DE DESEMPENHO - HONDA GX 160 CARBURADO E27