

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



Leonardo Pedreira Pereira

**Aplicação do ciclo Otto e do ciclo Atkinson em
um motor de combustão interna rotativo com
taxa de compressão variável.**

Projeto de Graduação

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

Orientador: Sérgio Leal Braga
Coorientador: Alexandre Zuquete Guarato

Rio de Janeiro
Julho de 2017



AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço á toda minha família. Meus pais, Lucy Maria e Júlio César, por estarem sempre ao meu lado me apoiando em todas as decisões que tomei até aqui, principalmente quando decidi cursar engenharia mecânica na PUC Rio. Agradeço também ás minhas duas irmãs, Juliana e Raphaella e um agradecimento especial ao meu irmão Victor Alessandro, que no momento mais difícil de nossas vidas tomou a responsabilidade de assumir os negócios da família, abrindo mão de muita coisa para poder nos ajudar. Se não fosse por ele, eu não estaria aqui hoje.

Agradeço à minha avó Lucy Vinhaes e ao meu avô, Coronel Miguel Moreira Pedreira, que, mesmo falecido, continua sendo o maior exemplo de honestidade e de pessoa que já conheci, me motivando até hoje a ser uma pessoa melhor.

Agradeço à minha namorada e melhor amiga, Dolores Carro Arias, por todo apoio dado (mesmo quando estamos longe), por toda a paciência e por me motivar todos os dias a realizar meu sonho, onde este projeto de graduação é parte inicial disso tudo.

Agradeço à Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro pelo trabalho sério, honesto e eficiente que vem sendo demonstrado a mim nos 10 períodos nos quais estudei nesta faculdade. Agradeço, principalmente, à Vice Reitoria Comunitária por terem me oferecido a melhor oportunidade da minha vida quando acreditaram na minha capacidade e me concederam uma bolsa de estudos na qual procurei durante todo o tempo me esforçar para mantê-la e fazer por merecer.

Agradeço também a todos os professores da PUC Rio do Departamento de Engenharia Mecânica por todos os ensinamentos que me foram dados, principalmente aos professores Sérgio Leal Braga, Márcio Carvalho e José



Alberto Reis Parise pois foram eles os professores que mais tive o estímulo e vontade de aprender.

E finalmente, agradeço à todo pessoal de Iniciação Científica e do projeto do motor. Um agradecimento especial ao meu orientador Alexandre Zuquete Guarato que acreditou na minha capacidade e me deu a oportunidade de trabalhar no Motor Rotativo Kopelrot, por todos os ensinamentos dados a mim e pela paciência que teve comigo para ajudar quando tive dificuldades durante o projeto. Agradeço também aos colegas de trabalho Alexandre Cardoso Loja e Nicolas Salas pois também tive a oportunidade de aprender muito com eles.



RESUMO

Aplicação do ciclo Otto e do ciclo Atkinson em um motor de combustão interna rotativo de taxa de compressão variável

No contexto atual, torna-se necessária uma mudança tecnológica que diminua as emissões e ainda tendo um bom aproveitamento energético. O motor alternativo a pistão até o momento é o tipo de máquina térmica mais utilizada para o setor automotivo. Os motores do tipo Wankel, apesar de apresentarem volumes e pesos menores, não apresentam bons resultados no rendimento energético e nos níveis de poluição. Com essa situação, é necessário o desenvolvimento de um motor rotativo que varie a relação de compressão e conseqüentemente tenha a capacidade de se adequar aos diferentes tipos de combustíveis para que se tenha uma boa eficiência e diminuição das emissões de poluentes na atmosfera.

Este projeto de graduação é sobre o Motor Rotativo Kopelrot, inventado por Hugo Júlio Kopelowicz. Este projeto teve dois anos de duração e foi realizado na Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro com a participação de alunos de iniciação científica sob orientação do Pós-doutorado Alexandre Zuquete Guarato e do professor Sérgio Leal Braga.

O motor Kopelrot é um motor rotativo no estilo cat-and-mouse e considerado inovador porque possui a possibilidade de ter a sua taxa de compressão variável e assim podendo utilizar diversos combustíveis com um rendimento energético melhor do que os motores Flex, visto que esses possuem uma taxa intermediária entre o etanol e a gasolina.

Este motor também permite ao usuário escolher entre uma maior potência através do uso do ciclo Otto ou um melhor rendimento energético através do ciclo Atkinson/Miller o que o torna ainda mais inovador.

O processo possui uma fase de projeto e dimensionamento, uma fase de fabricação e uma fase de testes e validação. Neste documento serão apresentados os principais mecanismos do motor, seu projeto e seu funcionamento através de simulações numéricas e em 3D, realizadas para que então a fabricação das peças pudesse ser iniciada e logo depois dar início a montagem.

Palavras chave: Motor Kopelrot, taxa de compressão variável, ciclo Atkinson, ciclo Otto, motor rotativo.



ABSTRACT

Application of the Otto cycle and the Atkinson cycle in a rotary internal combustion engine with variable compression ratio

In the current context, is necessary a technological change that reduces emissions and still having a good energy use. Alternative engines are still the most used thermal machine for the automotive sector. Wankel engines, despite having smaller volumes and weights, do not show good results in energy efficiency and pollution levels. With this situation, it is necessary to develop a rotary engine that varies the compression ratio and consequently has the capacity to adapt to the different types of fuels so that it has a good efficiency and a reduction of emissions of pollutants in the atmosphere.

This graduation project is about the Kopelrot Rotary Engine, created by Hugo Júlio Kopelowicz. This project was carried out at the Pontifical Catholic University of Rio de Janeiro with the participation of students of scientific initiation under the guidance of Post-doctorate Alexandre Zuquete Guarato and Professor Sérgio Leal Braga.

The Kopelrot engine is a cat-and-mouse rotary engine and considered innovative because it has the possibility of having its variable compression ratio and so can use several fuels with a better efficiency than the Flex engines, since they have an intermediate rate between ethanol and gasoline.

This engine also allows the user to choose between greater power through the use of the Otto cycle or a better energy performance through the Atkinson / Miller cycle which makes it even more innovative.

The process has a design phase, a manufacturing phase and a testing and validation phase. This document will present the main mechanisms of the engine, its design and its operation through numerical and 3D simulations, so that the manufacturing of the parts could be started and soon to start the assembly.

Key words: Kopelrot engine, variable compression ratio, Atkinson cycle, Otto cycle, rotary engine.



SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	13
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	15
2.1 Lei Zero da Termodinâmica	15
2.2 Primeira lei da termodinâmica	15
2.3 Segunda lei da termodinâmica	17
2.4 Processos Politrópicos para um gás ideal	19
3. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	21
3.1 Máquinas Térmicas	21
3.2 Classificação de motores	21
3.3 Motores Alternativos	22
3.3.1 Terminologia de motores	22
3.3.2 O motor 4 tempos	23
3.3.3 O motor Wankel	26
3.3.4 Aplicações	28
4. CICLOS PADRÃO A AR	30
4.1 Ciclo Otto	31
4.1.1 Histórico – Nicolaus Otto	31
4.1.2 Análise do ciclo Otto	33
4.1.3 Efeitos da taxa de compressão no desempenho	35
4.1.4 O problema da autoignição (“detonação”)	36

4.2	Ciclo Atkinson e ciclo Miller	37
4.3	Comparação entre os ciclos reais e teóricos	40
5.	O MOTOR ROTATIVO KOPELROT	43
5.1	Apresentação	43
5.2	Funcionamento	45
5.2.1	Parte mecânica	45
5.2.2	Combustão	47
5.2.3	Taxa de compressão variável	49
5.2.4	Variação entre os ciclos Otto e Atkinson	51
5.3	Primeira versão do motor Kopelrot	53
5.4	Protótipo em impressão 3D	54
6.	O PROJETO DO MOTOR KOPELROT	57
6.1	Unidade de conversão de energia	57
6.2	Vedação	57
6.3	Dimensionamento dos anéis de vedação do pistão	59
6.4	Arrefecimento	63
6.5	Sistema de velocidade diferencial	65
6.6	Dimensionamento	65
6.7	Sutentação do motor	67
6.8	Mecanismo de variação de excentricidade	70
6.9	Parafusos e rolamentos do motor	71



7. SIMULAÇÕES	86
7.1 Simulação de tensão e contato de movimento	86
7.2 Análise de interferência	86
7.3 Análises de tensões	87
7.4 Análise de vida à fadiga	89
7.5 Análise de deformações	90
7.6 Análise do movimento dos pistões e do volante com a variação da excentricidade e/ou posição da solar	91
7.7 Simulação numérica do ciclo Otto e ciclo Miller	93
8. PRODUÇÃO	97
8.1 Máquinas e ferramentas	97
8.2 Produção da parte fria do motor	102
9. CONCLUSÃO	110
10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	112
11. APÊNDICES	110
Apêndice A	113
Apêndice B	125



Lista de figuras

2.1	Representação de um sistema	16
2.2	Representação de um sistema pistão-cilindro	17
2.3	Exemplo de um processo politrópico	19
2.4	Processos politrópicos nos diagramas P-v e T-s	20
3.1	Exemplo de Motor de Ignição por Centelha (BMW M3)	22
3.2	Nomenclatura para motores alternativos	23
3.3	Os quatro tempos do motor alternativo	24
3.4	Diagrama pressão-deslocamento para um motor de combustão interna alternativo	25
3.5	Motor Wankel	26
3.6	Sequência das posições do rotor do motor Wankel, ao longo de sua rotação	26
3.7	Componentes do motor Wankel	27
3.8	Rotor Wankel	27
3.9	Carro Mazda RX8, equipado com um motor Wankel de dois rotores	27
3.10	Mercedes-Benz Lo 2000 Diesel Pritschenwagem (Réplica do primeiro caminhão movido a Diesel ,1932 - Stuttgart – Mercedes Benz Museum)	29
4.1	Nicolaus Otto	31
4.2	Primeiro motor 4 tempos	31
4.3	Ciclo padrão a ar Otto	33
4.4	Eficiência térmica do ciclo padrão a ar Otto, $k=1,4$	36
4.5	Representação de um motor Atkinson	37
4.6	Diagramas P-v e T-s do Ciclo Atkinson	38
4.7	Diagramas P-v e T-s do Ciclo Miller	39
4.8	Toyota Prius e Ford Fusion. Exemplos de automóveis híbridos que utilizam o Ciclo Miller	40
4.9	Superposição de um ciclo Otto padrão a ar com o real	42
5.1	O ciclo de um motor alternativo	43
5.2	Vista isométrica do motor Kopelrot	44
5.3	Vista com seção numerada das peças	45



5.4	Vista explodida do sistema de velocidade diferencial do motor Kopelrot	47
5.5	Início da Admissão	47
5.6	Final da Admissão	47
5.7	Representação da combustão do motor Kopelrot	48
5.8	Representação da expansão do motor Kopelrot	48
5.9	Exemplo da variação da taxa de compressão no motor	49
5.10	Representação da excentricidade do motor para uma distância entre eixos de 5 mm	50
5.11	Representação da excentricidade do motor para uma distância entre eixos de 5 mm	50
5.12	Comparação entre os Ciclos Otto e Atkinson	51
5.13	Posicionamento dos parafusos para a fixação da tampa com oblongo e sua respectiva posição em relação a câmara de combustão	52
5.14	Protótipo precedente	53
5.15	Alguns componentes	53
5.16	Impressora 3D EOPS P110 Formiga	54
5.17	Modelo em escala real do módulo de conversão de energia	55
5.18	Modelo em escala da caixa de velocidade	55
5.19	Vista superior do primeiro protótipo montado	55
6.1	Vista isométrica dos pistões (primeiro protótipo)	58
6.2	Vista isométrica dos pistões (segundo protótipo)	58
6.3	Representação do pistão e as dimensões a serem medidas	59
6.4	Representação das medidas do pistão	60
6.5	Representação em 2D de um dos anéis do pistão	61
6.6	Representação em 2D de outro anel do pistão	62
6.7	Representação do espaço entre o pistão e o anel	62
6.8	Anéis do Pistão	63
6.9	Pistão	69
6.10	Vista explodida das tampas da câmara de combustão	64
6.11	Esquema das tampas e do pistão	65
6.12	Biela Banana antes (esquerda) e depois (direita) das modificações	66
6.13	Braço da planetária antes (esquerda) e depois (direita)	66



6.14	2D do eixo de saída do motor	67
6.15	Montagem da base do motor Kopelrot	68
6.16	Montagem completa do motor no Solidworks 2015 (exceto as tampas superiores e de uma das laterais para permitir a visualização dos componentes internos).	69
6.17	Furos da base do motor	70
6.18	Furos do suporte das bases	71
6.19	Parafusos de cabeça cilíndrica com sextavado interno	72
6.20	Vista de seção do Suporte da Câmara	72
6.21	Vista Superior da Base da Câmara	72
6.22	Vista Frontal e Esquerda do Mancal Eixo Inferior	73
6.23	Vista frontal e inferior da Trava	74
6.24	Vista Superior da Base	74
6.25	Vista de Seção do pistão	74
6.26	Vista de Seção do Braço de Transição interno	75
6.27	Vista de seção do Braço da Planetária	75
6.28	Vista de Seção do Braço eng. Trans	76
6.29	Rotor externo	76
6.30	Rotor Interno	76
6.31	Vista Superior da Base	77
6.32	Vista Superior da Base da Câmara	78
6.33	Vista frontal, inferior e superior do suporte das Bases	78
6.34	Vista de Seção da Carcaça Frontal	79
6.35	Vista de Seção e Inferior do Mancal Volante	79
6.36	Carcaça Lateral Esquerda (ou Direita)	80
6.37	Mancal volante	80
6.38	Cabeçote do Eixo	80
6.39	Vistas do Mancal Intermediário	82
6.40	Mancal Eixo Inferior	82
6.41	Tampa Menor	83
6.42	Base da Câmara	83
6.43	Tampa Lateral Menor	83



6.44	Posição dos rolamentos (em amarelo)	85
7.1	Interferência entre os braços maiores com a biela	87
7.2	Análise de tensões no braço maior	88
7.3	Análise de tensões no braço maior com os filetes aumentados	88
7.4	Análise de tensões por carregamento estático na biela banana	89
7.6	Análise de deformação no braço maior	89
7.5	Análise de vida á fadiga em ciclos na biela banana	90
7.7	Braço maior com furo	91
7.8	Braço sem furo para reduzir tensões	91
7.9	Deslocamentos dos pistões	92
7.10	Diagrama P x V do ciclo Otto e ciclo Miller	95
7.11	Diagrama T x s do ciclo Otto e ciclo Miller	95
8.1	Torno mecânico modelo ROK 18 marca Heidenreich & Harbeck, Hamburgo	97
8.2	Fresadora da marca Zema, modelo FVA-1300	97
8.3	Mancal eixo	98
8.4	Bailarina	98
8.5	Máquina de eletroerosão modelo CABINET	99
8.6	Desenho do braço maior feito no Fikus	99
8.7	Código G gerado pelo programa	100
8.8	Furadeira Modelo VARIA30, número E454/100 da marca Webo	101
8.9	Plaina, modelo FU-1 da marca “Máquinas Sanches Blanes S.A”	101
8.10	Cabeçote do eixo de saída	102
8.11	Volante do sistema cilindro-planetárias	103
8.12	Cilindro da planetária	104
8.13	Braço menor	105
8.14	Braço maior	105
8.15	Braços da planetária	105
8.16	Biela Banana	106
8.17	Eixo de saída externo	106
8.18	Eixo da planetária com a engrenagem acoplada	107
8.19	Espaçadores	107

8.20 Carcaça lateral	108
8.21 Pinos	108
8.22 Mancal intermediário	109
8.23 Mancal eixo inferior	109

Lista de tabelas

6.1 Quantidade total de parafusos do motor Kopelrot	84
6.2 Rolamentos escolhidos para o motor Kopelrot	85
7.1 Resultados para os Ciclos padrão a ar Otto e Miller	94



1 INTRODUÇÃO

Os motores alternativos são uma das máquinas térmicas mais utilizadas nos dias de hoje sendo utilizados principalmente em navios, automóveis e aviões. Esses motores tem como função transformar calor em trabalho com o intuito de obter potência e a maior eficiência energética possível. Sua classificação pode ser determinada de diferentes maneiras como por exemplo no seu tempo de operação (2 tempos ou 4 tempos), quanto a ignição (por centelha ou por compressão espontânea), quanto á disposição dos órgãos internos (cilindros em linha, em V e opostos ou boxer), quanto ao sistema de arrefecimento (a ar ou água), quanto as válvulas, dentre outros.

A concepção do motor vem desde o final do século XIX, onde seu tamanho, sua potência gerada e sua confiabilidade eram uma grande solução para os problemas enfrentados naquela época. Porém, sua construção era um desafio enorme. A tecnologia disponível não era capaz de fornecer um acabamento bom ao projeto. Acabamento ruim das peças de um motor rotativo acarreta numa série de problemas, tais como instabilidade e perda de potência. Este obstáculo tecnológico acabou se tornando o projeto obsoleto.

Com o crescimento tecnológico, já está se tornando possível a construção de motores rotativos. A Mazda, por exemplo utilizou um motor Wankel em seu RX8 e RX9, e obteve um bom rendimento, embora tenha tido sérios problemas principalmente no que se refere a vedação e grandes emissões de poluentes devido a queima de óleo. Além do Wankel, outros motores chamados de cat-and-mouse também estão aparecendo como por exemplo o usado no Yo mobile.

Um dos maiores objetivos da engenharia moderna é melhorar o rendimento energético das máquinas. A cada instante existem variações de uma mesma máquina para tentar melhorar seu desempenho e eficiência. Apesar de todas as melhoras a longo dos anos, o motor alternativo ainda continua contribuindo muito com a poluição atmosférica. Dessa forma, os motores elétricos estão em ascensão mas existe ainda uma limitação no uso deles devido ás baterias que ainda possuem pouca capacidade de



armazenamento fazendo com que a substituição aos motores alternativos ainda não seja possível.

Desta forma, o motor deste projeto chamado de Kopelrot, inventado por Hugo Julio Kopelowicz, visa uma mudança tecnológica e melhoria do rendimento energético desses combustíveis além de outras vantagens em relação aos motores alternativos convencionais.

O projeto consiste em um motor rotativo com 2 pares de pistões que possuem velocidades angulares variantes no tempo. Com a variação da velocidade angular, em alguns momentos do ciclo, o pistão se aproxima do outro ocorrendo a compressão e logo depois o mesmo se afasta ocorrendo a expansão.

A principal vantagem desse motor esta associada a possibilidade da variação da relação de compressão. A taxa de compressão é a razão entre o volume da câmara de combustão de um motor quando esta se encontra completamente distendida e o volume da mesma câmara quando esta estiver completamente comprimida. Esse valor é diretamente proporcional à eficiência do motor a combustão interna uma característica cada vez mais valorizada pela indústria e pelo consumidor.

Cada combustível possui uma taxa de compressão que otimiza a sua queima, no entanto, os motores Flex utilizam uma taxa fina, com valor intermediário entre as taxas ótimas do etanol e da gasolina, o que permite que o motor funcione de forma segura porém pouco eficiente. A solução atual da indústria automobilística para minimizar este problema é utilizar um comando de avanço ou atraso de ignição. O motor Kopelrot por outro lado, possui um mecanismo inovador e original que é capaz de alterar a taxa de compressão do motor e assim podemos operar na taxa ideal para cada combustível melhorando a eficiência energética e diminuindo as emissões de poluentes na atmosfera.

O motor também é capaz de variar seu funcionamento de acordo com o ciclo Otto ou ciclo Atkinson permitindo que opere entre a maior potência com o Otto ou maior eficiência energética fornecida pelo ciclo Atkinson.

2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 Lei zero da Termodinâmica

A lei zero da termodinâmica estabelece que, quando dois corpos têm igualdade de temperatura com um terceiro corpo, eles terão igualdade de temperatura entre si. Como essa afirmação não é derivada de outras leis e como precede as formalizações da primeira e da segunda lei da termodinâmica, na apresentação lógica é chamada de lei zero da termodinâmica.

O problema permanece, entretanto, em relacionar as temperaturas lidas em diferentes termômetros de mercúrio ou as obtidas por diferentes aparelhos de medida de temperatura, tais como pares termoelétricos e termômetros de resistência. Isso sugere a necessidade de uma escala padrão para as medidas de temperatura.

2.2 Primeira lei da Termodinâmica

Para apresentarmos a Primeira Lei da Termodinâmica, selecionaremos, dentro todos os processos pelos quais um sistema pode ser levado de um estado de equilíbrio para outro, aqueles que envolvem interações sob a forma de trabalho mas nenhuma interação térmica entre o sistema e sua vizinhança. Qualquer um destes processos é chamado de *processo adiabático*.

Um sistema é um dispositivo ou conjunto de dispositivos que contém uma quantidade de matéria que está sendo estudada. Para uma definição mais precisa, um volume de controle é escolhido de tal modo que contenha a matéria e os dispositivos dentro de uma superfície de controle. A superfície pode ser aberta ou fechada para escoamentos de massa, e pode ter fluxos de energia em termos de transferência de calor e de trabalho. As fronteiras podem ser móveis ou fixas. No caso de uma superfície de controle que seja fechada para escoamento de massa, a fim de que não possa haver saída ou entrada de massa no volume de controle, o objeto de análise é chamado sistema (massa

de controle), contendo a mesma quantidade de matéria em todos os momentos. Um sistema isolado é aquele que não é influenciado, de forma alguma, pelas vizinhanças, ou seja, calor e trabalho não cruzam fronteira do sistema.

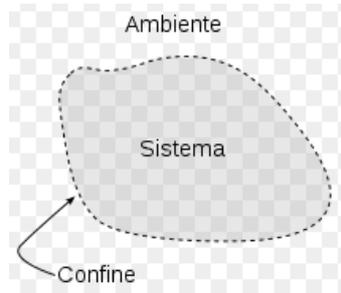


Figura 2.1: Representação de um sistema.

Embora muitos processos adiabáticos sejam possíveis entre um dado par de estados inicial e final, observa-se experimentalmente que o valor do trabalho líquido é o mesmo para todos estes processos entre os dois estados. Conseqüentemente, concluímos que o valor do trabalho líquido realizado por ou sobre um sistema fechado submetido a um processo adiabático entre dois estados dados depende somente dos estados inicial e final, e não dos detalhes do processo adiabático. Este princípio é chamado de Primeira Lei da Termodinâmica, vale independente do tipo de interação sob a forma de trabalho ou do tipo de sistema fechado.

A Primeira Lei da Termodinâmica é uma versão da lei de conservação de energia. Este postulado admite que diversas formas de trabalho podem ser convertidas umas nas outras, elucidando que a energia total transferida para um sistema é igual à variação de sua energia interna, ou seja, em todo processo natural, a energia do universo se conserva sendo que a energia do sistema quando isolado é constante. Observa-se também a equivalência entre trabalho e calor onde constatou-se, desprezando as energias cinéticas e potenciais, que:

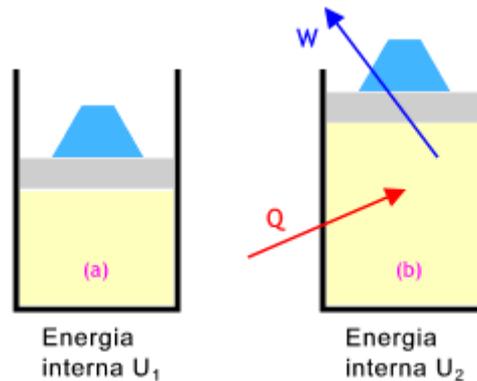


Figura 2.2: Representação de um sistema pistão-cilindro.

Energia que entra – Energia que sai = ΔEnergia Armazenada

$$Q - W = U_2 - U_1$$

Essa afirmação é feita com base em provas experimentais, a começar pelos experimentos de Joule no início do século XIX. Devido a incertezas experimentais inevitáveis, não é possível provar através de medidas que o trabalho líquido é exatamente o mesmo para todos os processos adiabáticos entre os mesmos estados inicial e final. Porém, evidências experimentais apoiam esta conclusão e, portanto, é adotado como um princípio fundamental que o trabalho é realmente o mesmo.

2.3 Segunda Lei da Termodinâmica

“É impossível construir um dispositivo que opere em um ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além do levantamento de um peso e da troca de calor com um único reservatório térmico (PLANCK)”

Esse enunciado se refere ao Enunciado de Kelvin Planck e se relaciona com os motores térmicos, de forma que é impossível construir um que opere segundo um ciclo que receba determinada quantidade de calor de um corpo a alta temperatura e produza igual quantidade de trabalho. Isso significa que é impossível um motor térmico apresentar uma eficiência térmica igual a 100%.



2.3.1 Processo Reversível e Irreversível

A pergunta que logicamente ocorre é: Se é impossível obter um motor térmico com eficiência de 100%, qual é a máxima eficiência que pode ser obtida?

O processo reversível é um processo ideal definido como aquele que, tendo ocorrido, pode ser invertido e depois de realizada essa inversão, não se notará nenhum vestígio no sistema e nas vizinhanças.

Um sistema que sofreu um processo irreversível não está necessariamente impedido de voltar ao seu estado inicial. No entanto, tendo o sistema retornado ao seu estado original, não seria possível fazer com que as vizinhanças retornassem também ao estado em que se encontravam originalmente. Alguns dos fatores que levam a irreversibilidade estão listados a seguir:

- Transferência de calor através de uma diferença finita de temperatura.
- Expansão não-resistida de um gás ou líquido até uma pressão mais baixa.
- Reação química espontânea.
- Atrito – atrito de rolamento, bem como atrito no escoamento de fluidos.
- Fluxo de corrente elétrica através de uma resistência.
- Deformação inelástica.

Embora esta lista não esteja completa, ela sugere que *todos* os processos reais são irreversíveis. Isto é, todos os processos envolvem efeitos como esses listados, seja um processo de ocorrência natural ou um envolvendo um dispositivo inventado por nós, do mais simples mecanismo ao maior complexo industrial.

Processos reversíveis não ocorrem pois são puramente hipotéticos. Mesmo assim, certos processos que realmente acontecem são aproximadamente reversíveis e é isso que iremos tratar mais adiante.

Resumindo, a eficiência térmica teórica máxima para sistemas percorrendo ciclos de potência enquanto se comunicam termicamente com dois reservatórios térmicos a temperaturas diferentes são avaliados com base em dois corolários da Segunda Lei da Termodinâmica, chamados de Corolários de Carnot:

- *A eficiência térmica de um ciclo de potência irreversível é sempre menor do que a eficiência térmica de um ciclo de potência reversível quando cada um opera entre os mesmos dois reservatórios.*
- *Todos os ciclos de potência reversíveis operando entre os mesmo dois reservatórios térmicos possuem a mesma eficiência térmica.*

Porém, em muitos casos, o uso do enunciado de Kelvin-Planck para demonstrar a irreversibilidade de processos é trabalhoso. É normalmente mais fácil usar o conceito de geração de entropia.

Considerando c_p constante, a variação de entropia é dada por:

$$s_2 - s_1 = C_p * \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R * \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$$

2.4 Processos Politrópicos para um Gás Ideal

Quando um gás realiza um processo reversível no qual há transferência de calor, o processo frequentemente ocorre de modo que a curva $\log P \times \log V$ é uma linha reta:

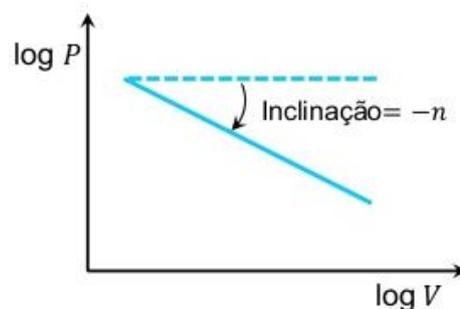


Figura 2.3: Exemplo de um processo politrópico.

Esse processo é chamado de politrópico. Dessa figura, conclui-se que:

$$d \ln P = n d \ln V = 0$$

Se n for uma constante (o que implica em uma linha reta no diagrama $\log P$ versus $\log V$), a expressão pode ser integrada e fornecer o seguinte resultado:

$$PV^n = \text{constante}$$

A seguir encontram-se os diagramas P-v e T-s para diferentes valores de n :

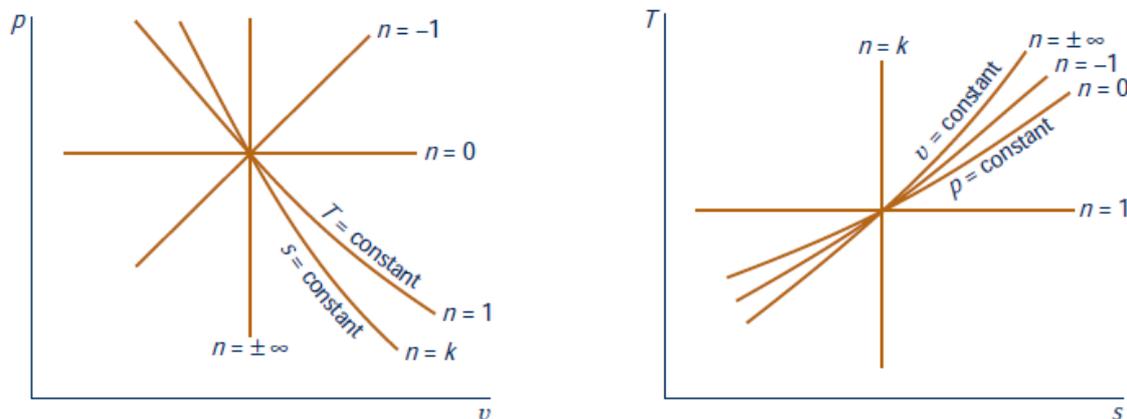


Figura 2.4: Processos politrópicos nos diagramas P-v e T-s.

Para um sistema constituído por um gás ideal, o trabalho realizado na fronteira móvel durante um processo politrópico pode ser deduzido a partir da relação:

$$W_{12} = \int_1^2 P * dV = \text{constante} * \int_1^2 \frac{dV}{V^n}$$

$$W_{12} = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1 - n} = \frac{mR(T_2 - T_1)}{1 - n}$$

Os processos isoentrópicos ($s = \text{constante}$), observando a figura, vemos que ocorrem quando $n = k$. Obtemos o seguinte para esta relação:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}$$

3 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

3.1 Máquinas Térmicas

As máquinas térmicas são dispositivos que permitem transformar calor em trabalho. O calor pode ser obtido de diferentes fontes: combustão, energia elétrica, energia atômica, etc. Este texto preocupa-se apenas com o caso em que o calor é obtido pela queima do combustível, isto é, energia química em trabalho mecânico.

A obtenção de trabalho é ocasionada por uma sequência de processos realizados numa substância que será denominada de fluido ativo. Nos casos que serão vistos neste relatório, o fluido ativo é formado pela mistura entre ar e combustível na entrada do volume de controle e produtos da combustão na saída.

As máquinas térmicas são classificadas em:

- Motores de combustão externa: Quando a combustão se processa externamente ao fluido ativo, que será apenas o veículo da energia térmica a ser transformada em trabalho, como por exemplo, uma máquina a vapor ou o motor Stirling.
- Motores de combustão interna: Quando o fluido ativo participa diretamente da combustão.

Ao longo do texto serão focados os motores de combustão interna.

3.2 Classificação de motores

Os motores de combustão interna são classificados em:

Motores alternativos: Quando o trabalho é obtido pelo movimento de vaivém de um pistão, transformado em rotação contínua por um sistema biela-manivela.

Motores rotativos: quando o trabalho é obtido diretamente por um movimento de rotação. São exemplos: Turbinas a gás e motor Wankel.

Motores de impulso: Quando o trabalho é obtido pela força de reação dos gases expelidos em alta velocidade pelo motor. Neste caso, são exemplos: motor a jato e foguetes.

3.3 Motores Alternativo

Dois tipos principais de motores de combustão interna alternativos são o motor com ignição por centelha e o motor com ignição por compressão. Num motor com ignição por centelha, uma mistura de combustível e ar é incendiada por uma vela. Num motor com ignição por compressão, o ar é comprimido até uma pressão e temperatura elevadas o suficiente para que a combustão ocorra espontaneamente quando o combustível for injetado.

Os motores de ignição por centelha são vantajosos para aplicações que requerem potência até cerca de 225 kW (300 HP). Como eles são relativamente leves e de baixo custo, os motores de ignição por centelha são normalmente preferidos para aplicações em que se necessita de economia de combustível e potência relativamente alta (caminhões pesado, ônibus, locomotivas e navios, etc). Na faixa intermediária, ambos podem ser utilizados.



Figura 3.1: Exemplo de Motor de Ignição por Centelha (BMW M3)

3.3.1 Terminologia de Motores

A figura a seguir demonstra o esboço de um motor de combustão interna alternativo consistindo em um pistão que se move dentro de um cilindro.

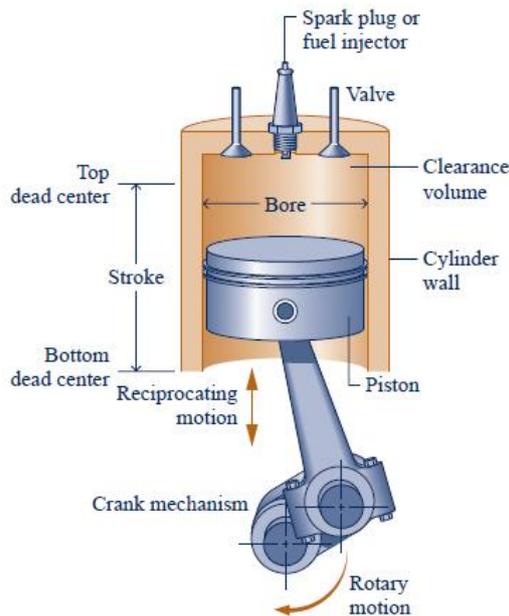


Figura 3.2: Nomenclatura para motores alternativos.

O *calibre* do cilindro é o seu diâmetro (*bore*). O *curso* (*stroke*) é a distância que o pistão se move dentro de um cilindro dotado de duas válvulas. Diz-se que o pistão está no *ponto morto superior* (*Top dead center*) quando ele se moveu até uma posição onde o volume do cilindro é um mínimo. Este volume mínimo é conhecido por *volume morto* (*clearance volume*). Quando o pistão se moveu até a posição de volume máximo do cilindro, ele se encontra no *ponto morto inferior* (*bottom dead center*).

O volume percorrido pelo pistão quando ele se move do ponto morto superior ao ponto morto inferior é chamado de *volume de deslocamento*. A taxa de compressão (rv) é definida como o volume no ponto morto inferior dividido pelo volume no ponto morto superior.

3.3.2 O Motor Quatro Tempos

O motor de ignição por centelha de quatro tempos é baseado nos princípios de funcionamento apresentados por Beau de Rochas em 1862, entretanto, o aperfeiçoamento e a aplicação prática desses motores deve-se a Nikolaus August Otto em 1876. Por causa disso, esse motor é normalmente denominado “motor Otto”.

Ciclo de operação, ou simplesmente ciclo, é a sequência de processos sofridos pela mistura ar-combustível, processos estes que se repetem periodicamente para a obtenção de trabalho útil. Entende-se por tempo o curso do pistão, e não se deve confundir tempo com processo, pois, ao longo de um tempo, poderão acontecer diversos processos, como será verificado a seguir.

Em um motor de combustão interna de quatro tempos, o pistão executa quatro cursos distintos dentro do cilindro para cada duas rotações do eixo de manivelas.

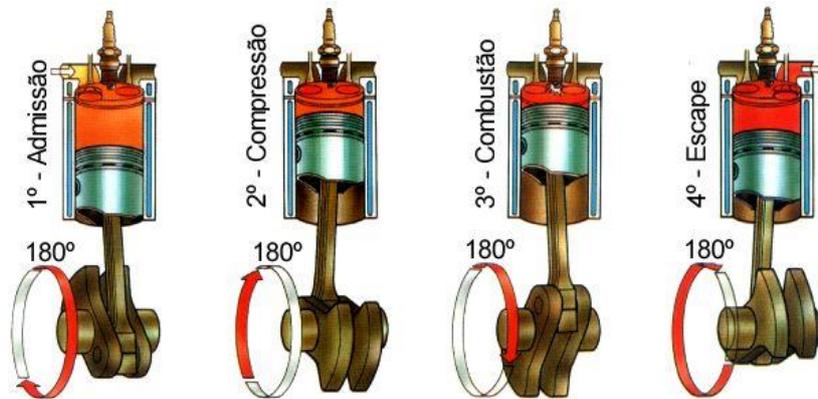


Figura 3.3: Os quatro tempos do motor alternativo.

- 1 tempo: Admissão

O pistão desloca-se para baixo, do PMS ao PMI, criando uma depressão no interior do cilindro. A válvula de admissão encontra-se aberta e com isso, a mistura ar-combustível é passível de ser admitida, por ocasião da depressão, para o interior do cilindro.

- 2 tempo: Compressão

A válvula de admissão é fechada e a de escapamento continua fechada. O pistão começa a subir do PMI em direção ao PMS. Com isso, para os motores de ignição por faísca, a mistura ar-combustível passa a ser comprimida dentro da câmara de combustão.

- 3 tempo: Expansão

Ao final da compressão, a vela de ignição faz saltar uma centelha no interior do cilindro, que dará início ao processo de combustão. Com as válvulas fechadas os gases queimados se expandem, obrigando o pistão a descer com grande impulsão até o PMI.

- 4 tempo: Escape

O pistão encontra-se no PMI e começa novamente a subir em direção ao PMS, com a válvula de escapamento aberta, por onde saem os gases. Assim, um novo ciclo é iniciado.

A figura a seguir representa um diagrama pressão-deslocamento tal qual poderia ser visto em um osciloscópio:

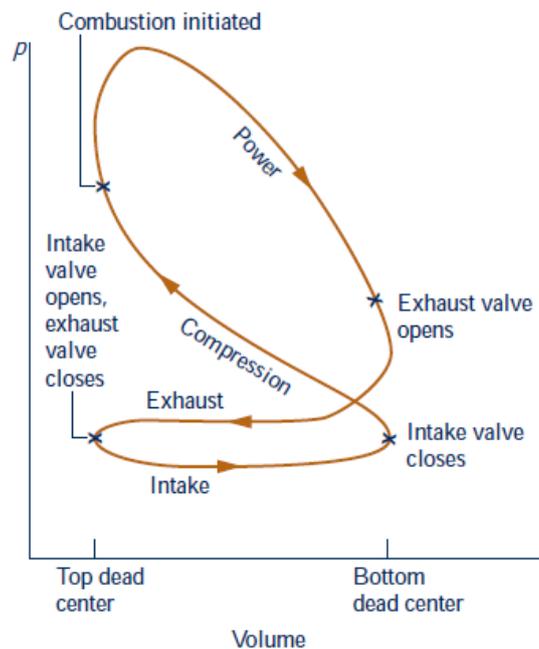


Figura 3.4: Diagrama pressão-deslocamento para um motor de combustão interna alternativo.

Os motores de ignição por compressão a carga é somente ar e a combustão é iniciada pela injeção de combustível no ar quente comprimido, começando próximo ao final do curso de compressão e continuando através da primeira etapa da expansão. Este motor foi desenvolvido inicialmente por Rudolf Christian Karl Diesel em 1892, daí ser comumente chamado de “motor Diesel”. Nos motores de dois tempos, as operações de admissão, compressão, expansão e escape são obtidas em uma volta do eixo de manivelas. Os processos indicados no motor quatro tempos são aqui realizados da mesma maneira, entretanto, alguns deles se sobrepõe num mesmo curso. O princípio de funcionamento do motor a dois tempos de ignição por faísca deve-se a Dugald Clerck em 1878.

3.3.3 Motor Wankel (Rotativo)

Os motores rotativos tiveram seu estudo iniciado antes de 1920, mas a sua execução foi retardada até 1960, quando Wankel e Froede puderam construir um motor economicamente competitivo e de fácil execução. A produção inicial do motor, que leva o nome do seu idealizador, deve-se à fábrica alemã NSU, em 1963.

O motor Wankel é constituído de um rotor de formato semelhante a um triângulo, um estator, cujo formato geométrico é gerado pela posição dos três vértices do rotor durante o seu movimento.



Apesar de ser considerado rotativo, o rotor sofre movimentos de translação associados a rotação. Para compreender o funcionamento do sistema, devemos acompanhar uma das faces do rotor (ver na figura 3.6) e verificaremos que esta realiza todos os processos observados no motor alternativo de pistão. De forma não fasada, esses processos acontecerão nas outras duas faces.

Figura 3.5: Motor Wankel

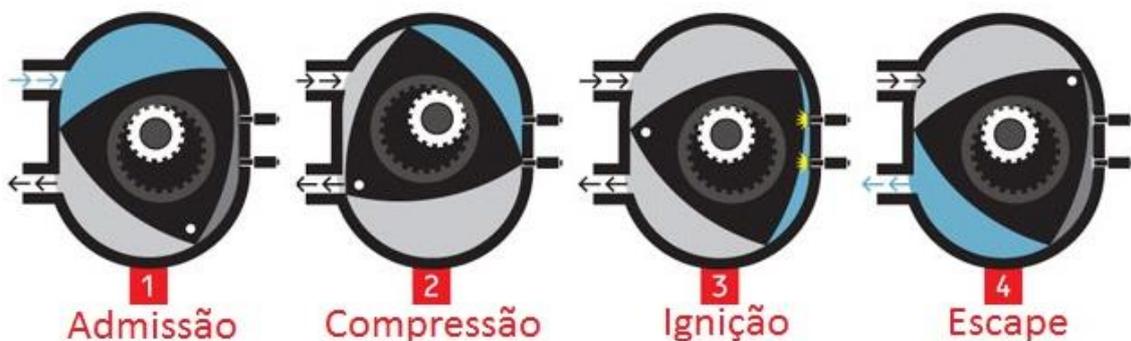


Figura 3.6: Sequência das posições do rotor do motor Wankel, ao longo de sua rotação.

Em razão da relação das engrenagens, uma das faces completará uma volta somente após três voltas do eixo do motor, portanto, para cada face do rotor, será realizado trabalho positivo somente a cada três voltas do eixo. Entretanto, como a cada volta do rotor as três faces realizam trabalho positivo, conclui-se que se realiza trabalho positivo a cada volta do eixo do motor, o que é equivalente a um motor alternativo 2 tempos.

A vantagem desse motor é a ausência de válvulas e na sua simplicidade. Podemos listar algumas desvantagens como necessidade de lubrificante misturado com o combustível, como no motor de dois tempos. Também, o desgaste prematuro das lamina de vedação dos vértices do rotor e a grande diferença de temperaturas entre o lado quente e o lado frio, provocando deformação da pista do estator sobre a qual gira o rotor.



Figura 3.7: Componentes do motor Wankel



Figura 3.8: Rotor Wankel

Para se ter uma maior potência no motor, podem-se utilizar dois ou mais rotores em série sobre o mesmo eixo, com posições defasadas, o que auxilia no balanceamento.



Figura 3.9: Carro Mazda RX8, equipado com um motor Wankel de dois rotores.

Ignição por centelha.
Potência Máxima: 250 cv.

Eleito o motor do ano 2003.



3.3.4 Aplicações

A aplicação de um motor de combustão interna depende de suas características gerais tais como peso, volume, ruído, confiabilidade, facilidade de manutenção, consumo de combustível, vida útil, vibrações, potência máxima, custo de operação e emissões.

Os motores Otto tem como característica uma baixa relação peso-potência e volume-potência, desde que a potência máxima seja relativamente baixa (400kW ou cerca de 540 cv). Esses motores também tem suavidade em seu funcionamento durante toda a faixa de uso. O baixo custo inicial e sistemas de controle de emissões relativamente simples e baratos. Devido a isso, esse motor se torna o mais adequado para aplicações em automóveis, apesar de serem utilizados em pequenos veículos de transporte, embarcações esportivas, pequenos aviões, sempre para potências relativamente baixas.

Os motores de dois tempos limitam-se a pequenas potências. O seu custo inicial para uma mesma potência é menor que o de quatro tempos. Devido a problemas de lubrificação que reduzem sua vida útil, não são usados para potências elevadas, nas quais seu uso torna-se antieconômico. Também possui ruídos instáveis e são extremamente poluentes. Por conta dessas características, seu uso limita-se a pequenas motocicletas, motosserras, pequenos barcos, cortadores de grama, geradores, etc.

Os motores Diesel tem uma eficiência térmica elevada, baixo custo de operação e vida longa. Porém, seu custo inicial é elevado e pouca suavidade de funcionamento. Dependendo de sua aplicação sua potência ultrapassa 20.000 kW (30.000 cv). São utilizados em caminhões, ônibus, propulsão marítima, locomotivas, automóveis dentro de certas restrições e raramente em aviação.



Figura 3.10: Mercedes-Benz Lo 2000 Diesel Pritschenwagem (Réplica do primeiro caminhão movido a Diesel ,1932 - Stuttgart – Mercedes Benz Museum).

O motor Wankel é uma alternativa ao motor Otto de quatro tempos na aplicação em veículos de passeio. É importante lembrar que em alguns casos pode ocorrer uma mudança de um tipo de motor para outro mais indicado, entretanto serão casos mais particulares provocados por alguma razão peculiar.



4 CICLOS PADRÃO A AR

Durante um funcionamento de um motor, o fluido ativo é submetido a uma série de processos físicos e químicos, que se repetem periodicamente, dando origem ao chamado ciclo do motor. Esse ciclo pode ser visualizado num diagrama p-V (pressão x volume), traçado por meio de um aparelho chamado de indicador de pressões. A fim de facilitar o entendimento dos fenômenos envolvidos é usual que simplificações dos processos sejam feitas. Essas simplificações são extremamente interessantes do ponto de vista didático ou o mesmo para se ter previsões qualitativas, ou mesmo quantitativas, sobre o comportamento do motor, uma vez que o modelamento completo de todos os processos envolvidos seria muito complexo. Um estudo detalhado do desempenho de um motor de combustão interna alternativo levaria em conta muitos aspectos. Isto incluiria o processo de combustão que ocorre dentro do cilindro e os efeitos de irreversibilidade associadas com o atrito e com gradientes de pressão e temperatura. A transferência de calor entre os gases no cilindro e as paredes do cilindro e o trabalho necessário para carregar o cilindro e retirar os produtos da combustão também seriam considerados. Devido a esta complexidade, a modelagem precisa de motores combustão interna alternativos normalmente envolve uma simulação computacional. A análise é feita considerando-se os seguintes elementos:

- O fluido de trabalho é uma massa fixa de ar ao longo de todo o ciclo e pode ser considerado um gás perfeito.
- O processo de combustão é substituído por um processo de transferência de calor de uma fonte externa.
- Todos os processos são internamente reversíveis.
- O ciclo é completado pela transferência de calor às vizinhanças.

Embora uma análise de ar-padrão simplifique consideravelmente o estudo dos motores de combustão interna, os valores para a pressão média efetiva e para as temperaturas e pressões de operação calculadas nesta base



podem diferir significativamente daquelas para os motores reais. Conseqüentemente, a análise de ar-padrão permite que os motores de combustão interna sejam examinados apenas qualitativamente. Ainda assim, algumas noções sobre o desempenho real podem resultar de tal procedimento.

4.1 Ciclo Otto

4.1.1 Histórico – Nicolaus Otto (1832-1891)

Engenheiro, físico e inventor alemão nascido em Holzhausen an der Haide, perto de Schlangenbad, para alguns apenas um grande mecânico, que inventou e construiu o primeiro motor de combustão interna de quatro tempos e determinou o ciclo teórico sob o qual trabalha o motor de explosão (1876), o conhecido ciclo Otto. Aos 16 anos deixou a escola e foi trabalhar em um supermercado. Ele também trabalhou como um balconista em Frankfurt e como um vendedor ambulante.



Figura 4.1: Nicolaus Otto.

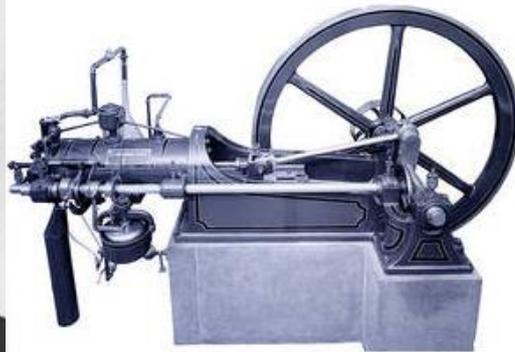


Figura 4.2: Primeiro motor 4 tempos

Ele vendeu açúcar, bateria de cozinha e chá a supermercados na fronteira alemã com a Bélgica e a França, e como vendedor ambulante interessou-se por mecânica e aprendeu o engenho da máquina de gás inventada por Etienne Lenoir (1822-1900), a primeira máquina de combustão interna executável. O primeiro motor de quatro tempos a queimar gasolina, a



primeira máquina de combustão interna executável. Otto construiu o primeiro protótipo de seu motor em 1867, tendo ganho a medalha de ouro da Feira de Hannover naquele ano. concebido e projetado (1862) e construído em sociedade com Gottlieb Daimler e Eugen Langen.

Começou sua fábrica em Köln, e depois instalou outra fábrica na Filadélfia, EUA, onde fabricou os motores conhecidos como Ottos columbianos (1893-1915). A empresa de Otto, a N.A. Otto & Cie., existe até hoje, chamando-se atualmente Deutz A.G. O inventor do motor de combustão interna e do ciclo de Otto, o motor a gasolina, morreu em Köln, em português Colônia, na Alemanha.

Os primeiros motores de combustão interna utilizavam gases em vez de gasolina como combustível. A criação do primeiro motor à gás que realmente funcionou deve-se ao reverendo W. Cecil que o apresentou à Sociedade Filisófica de Combridge, na Inglaterra (1820), como resultado de suas experiências com um motor acionado pela explosão de um mistura de hidrogênio e ar. Depois William Barnett, inventor inglês, patenteou (1838) a invenção de um motor à gás que comprimia uma mistura de combustível, chamado motor de Barnett, de um único cilindro e êmbolo. O francês Jean Joseph Étienne Lenoir construiu o primeiro motor à gás realmente prático (1860) empregando gás de iluminação de rua como combustível. Tratava-se de um motor monocilíndrico que possuía um sistema de ignição com acumulador elétrico, muito empregado nos anos seguintes para energizar máquinas impressora, tornos e bombas de água. Outro francês, Beau de Roche, desenvolveu teoricamente um motor de quatro tempos (1862) mas não o construiu. Quatro anos depois Nikolaus August Otto e Eugen Langen, da Alemanha, construíram o primeiro motor à gás de quatro tempos, de sucesso e obtiveram (1876) patentes nos EUA dos motores de dois tempos e de quatro tempos.

4.1.2 Análise do ciclo Otto

O ciclo padrão Otto é um ciclo ideal que se aproxima do motor de combustão interna por centelha. Considera que a adição de calor ocorre instantaneamente enquanto o pistão encontra-se no ponto morto superior. Os diagramas P-v e T-s desse ciclo estão mostrados a seguir:

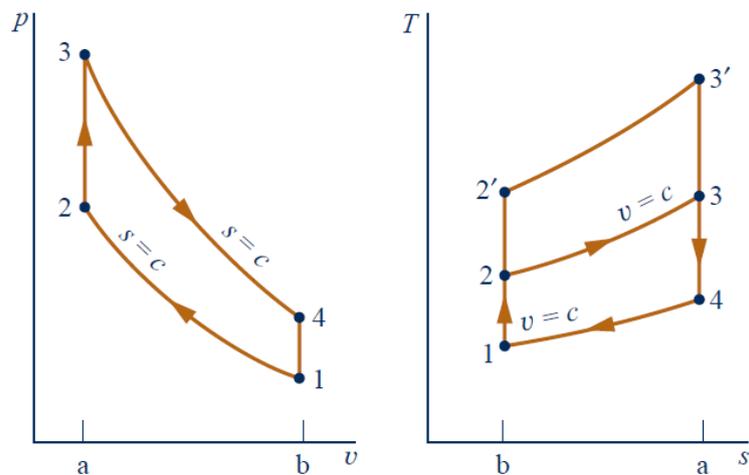


Figura 4.3: Ciclo padrão a ar Otto.

O ciclo consiste em quatro processos internamente reversíveis. Não consideramos neste ciclo a admissão e o escape, logo não há massa atravessando as fronteiras podendo o pistão ser considerado como um sistema e não um volume de controle:

Processo 1-2: Compressão Isentrópica ($q = 0$)

É uma compressão isentrópica do ar conforme o pistão se move do ponto morto inferior para o ponto morto superior.

$$\text{Equação da energia : } -w_{12} = u_2 - u_1$$

$$\text{Equação da entropia: } s_2 - s_1 = \frac{0}{T} + 0 \rightarrow s_2 = s_1$$

Processo 2-3: Transferência de calor a Volume constante ($v = \text{constante}$)

É uma transferência de calor a volume constante para o ar a partir de uma fonte externa enquanto o pistão está no ponto morto superior. Este processo

tem a intenção de representar a ignição da mistura ar-combustível e a queima rápida que segue.

$$\text{Equação da energia : } q_{23} = u_3 - u_2$$

$$\text{Equação da entropia: } s_3 - s_2 = \int \frac{dq_h}{T} + 0$$

Processo 3-4: Expansão Isentrópica ($q = 0$)

$$\text{Equação da energia : } -w_{34} = u_4 - u_3$$

$$\text{Equação da entropia: } s_4 = s_3$$

Processo 4-1: Rejeição de calor a Volume constante ($v = \text{cte}$)

O ciclo é completado neste processo a volume constante no qual o calor é rejeitado do ar conforme o pistão está no ponto morto inferior.

$$\text{Equação da energia : } -w_{34} = u_4 - u_3$$

$$\text{Equação da entropia: } s_4 = s_3$$

Uma vez que o ciclo padrão a ar Otto é composto de processos internamente reversíveis, as áreas dos diagramas T-s e P-v podem ser interpretadas como calor e trabalho, respectivamente. No diagrama T-s, a área **2-3-a-b-2** representa o calor fornecido por unidade de massa e a área **1-4-a-b-1**, o calor rejeitado por unidade de massa. No diagrama P-v, a área **1-2-a-b-1** representa o trabalho fornecido por unidade de massa durante o processo de compressão, e a área **3-4-b-a-3** é o trabalho executado por unidade de massa no processo de expansão.

Observe atentamente que ao escrever as equações nos afastamos da nossa convenção de sinais habitual para calor e trabalho. Ao analisar os ciclos frequentemente é conveniente considerar todas as transferências de calor e trabalho como quantidades positivas. Assim, w_{12} é um número positivo representando o trabalho fornecido durante a compressão e q_{41} é um número positivo representando o calor rejeitado no processo 4-1.

O trabalho líquido do ciclo é expresso por:

$$W_{ciclo} = W_{expansao} - W_{compressao} = W_{34} - W_{12}$$

$$\frac{W_{ciclo}}{m} = w_{ciclo} = w_{34} - w_{12} = (u_3 - u_4) - (u_2 - u_1)$$

Alternativamente, o trabalho líquido pode ser calculado como o calor líquido adicionado:

$$W_{ciclo} = Q_{23} - Q_{41}$$

$$\frac{W_{ciclo}}{m} = w_{ciclo} = q_{23} - q_{41} = (u_3 - u_2) - (u_4 - u_1)$$

4.1.3 Efeitos da taxa de compressão no Desempenho

A eficiência térmica (desempenho) é a razão entre o trabalho líquido do ciclo e o calor adicionado:

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_{23}} = \frac{w_{ciclo}}{q_{23}}$$

$$\eta = \frac{q_{23} - q_{41}}{q_{23}} = 1 - \frac{q_{41}}{q_{23}}$$

$$\eta = 1 - \frac{u_4 - u_1}{u_3 - u_2}$$

Utilizando as equações acima temos que:

$$\eta = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2)}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1}\right) - 1}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2}\right) - 1}$$

Sabemos que $V_2 = V_3$ e $V_1 = V_4$ representam o volume mínimo e máximo de ar dentro do pistão respectivamente. Assim, temos que a taxa de compressão para o Ciclo Otto é dada por:

$$r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

Como os processos 1-2 e 3-4 são isentrópicos, chegamos a seguinte relação:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = r^{k-1} \quad \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \frac{1}{r^{k-1}}$$

Logo,

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

Assim, dando continuidade obtemos:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

Essa equação indica que a eficiência térmica do Ciclo Otto é uma função apenas da taxa de compressão. Esta relação é mostrada a seguir:

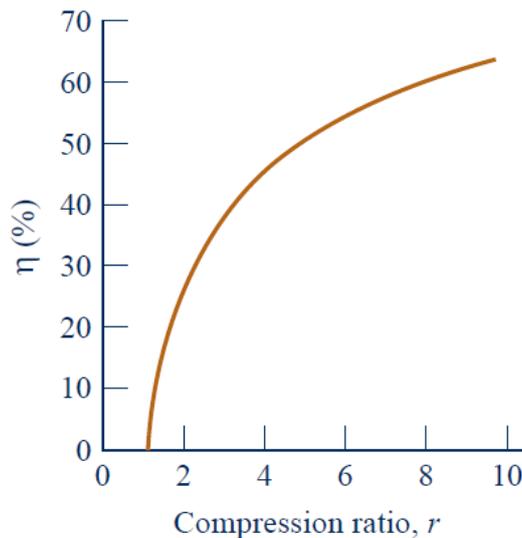


Figura 4.4: Eficiência térmica do ciclo padrão a ar Otto, $k=1,4$.

4.1.4 O Problema da Auto Ignição (“Detonação”)

Podemos perceber que quanto mais aumentarmos a taxa de compressão do motor Ciclo Otto, mais eficiente ele será. Porém, a possibilidade de auto ignição, ou “detonação”, estabelece um limite superior para a taxa de compressão para motores de ignição por centelha. Depois de a centelha incendiar uma parte da mistura ar-combustível, o aumento da pressão que acompanha a combustão comprime o restante da carga. A auto-ignição pode ocorrer se a temperatura da mistura não queimada tornar-se muito alta antes de a mistura ser consumida pela frente de chama. Uma vez que temperatura atingida pela mistura ar-combustível durante o curso de compressão aumenta conforme a taxa de compressão aumenta, a possibilidade de ocorrer auto-ignição aumenta com a taxa de compressão.

A auto-ignição pode resultar em ondas de alta pressão no cilindro (manifestada através de um som de batida) que pode levar à perda de potência, bem como a danos no motor.

Os combustíveis formulados com chumbo tetraetila são resistentes a auto-ignição e assim permitem razões de compressão relativamente altas. A gasolina sem chumbo comumente em uso hoje em dia, devido a preocupações ambientais acerca da poluição do ar, limita as taxas de compressão de motores de ignição por centelha a aproximadamente 9. Taxas de compressão mais elevadas podem ser obtidas em motores de ignição por compressão porque somente o ar é comprimido, podendo chegar de 12 a 20.

4.2 Ciclo Atkinson e Ciclo Miller

Em 1882, James Atkinson (1846-1914) queria fabricar motores de ciclo de quatro tempos, mas por causa da patente já registrada em nome do alemão Nikolaus Otto, feita em 1876, o engenheiro britânico decidiu criar um novo tipo de motor para poder entrar no mercado que estava nascendo. Assim, ele patenteou o ciclo Atkinson, que ao invés dos quatro tempos (admissão, compressão, expansão e exaustão), apresentava funcionamento com cinco estágios.

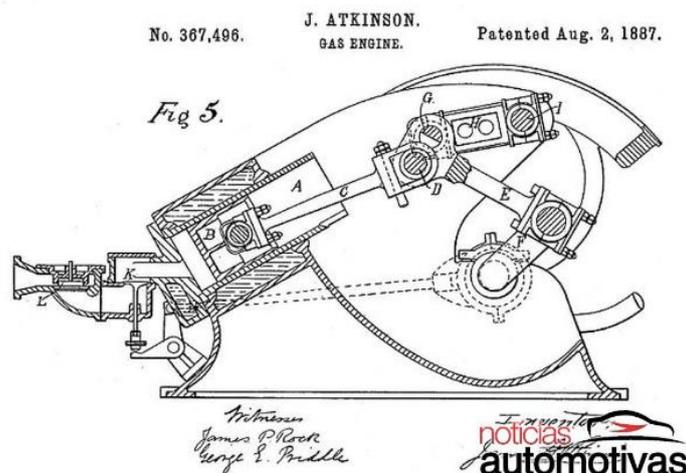


Figura 4.5: Representação de um motor Atkinson.

O Ciclo Atkinson é um ciclo com poucas diferenças em relação ao ciclo Otto. Com esse ciclo, tem-se uma relação de expansão maior do que a de compressão de modo que o processo de rejeição de calor pode ocorrer a pressão constante. A alta relação de expansão permite que seja obtido mais trabalho, o que faz com que esse ciclo tenha uma eficiência maior que a do ciclo Otto. Mecanicamente, o movimento do pistão, nesse ciclo, é mais complicado e deve ser feito mantendo-se as válvulas de compressão menor que a nominal. Os quatro processos do ciclo são mostrados nos diagramas P-v e T-s a seguir:

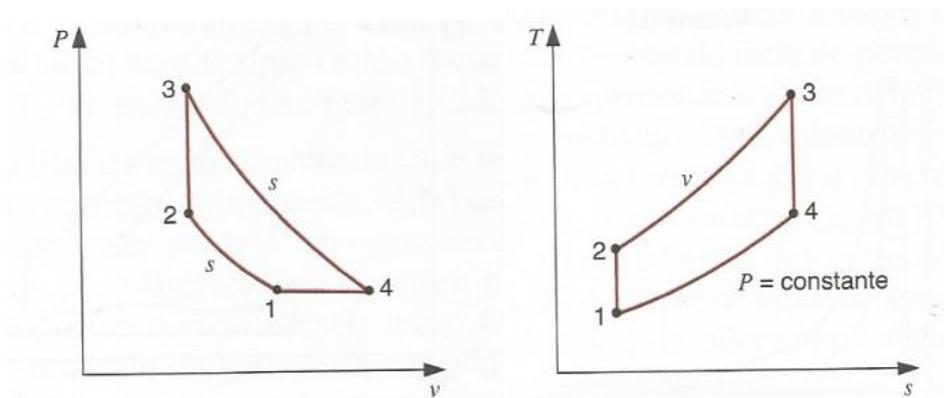


Figura 4.6: Diagramas P-v e T-s do Ciclo Atkinson.

Para os processos de expansão e compressão, temos:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1}$$

O processo de rejeição de calor a pressão constante fornece:

$$P = C$$

$$T_4 = \frac{v_4}{v_1} T_1$$

$$q_L = h_4 - h_1$$

A eficiência do ciclo é dada por:

$$\eta = \frac{q_H - q_L}{q_H} = 1 - \frac{q_L}{q_H} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{u_3 - u_2} = 1 - \frac{C_p (T_4 - T_1)}{C_v (T_3 - T_2)}$$

$$\eta = 1 - k \frac{(T_4 - T_1)}{T_3 - T_2}$$

E assim, denominamos as seguintes relações:

$$\text{Menor relação de compressão: } RC_1 = \frac{v_1}{v_3}$$

$$\text{Relação de expansão: } RC = \frac{v_4}{v_3}$$

Podemos expressar as temperaturas como:

$$T_2 = T_1 RC_1^{k-1}$$

$$T_4 = \frac{RC}{RC_1} T_1$$

E considerando a relação entre T_3 e T_4 , podemos obter:

$$T_3 = T_4 RC^{k-1} = \frac{RC}{RC_1} T_1 RC^{k-1} = \frac{RC^k}{RC_1} T_1$$

Substituindo as temperaturas na equação, obtemos:

$$\eta = 1 - k \frac{(RC - RC_1)}{RC^k - RC_1^k}$$

E de forma similar aos outros ciclos podemos ver que apenas as relações de compressão/expansão são importantes.

Como nos motores reais pode ser difícil de assegurar que $P_4 = P_1$, alterações como uma expansão mais curta e uma superalimentação podem ser realizadas levando ao chamado ciclo Miller, que é um ciclo entre o ciclo Otto e o Atkinson, conforme mostrado na figura a seguir:

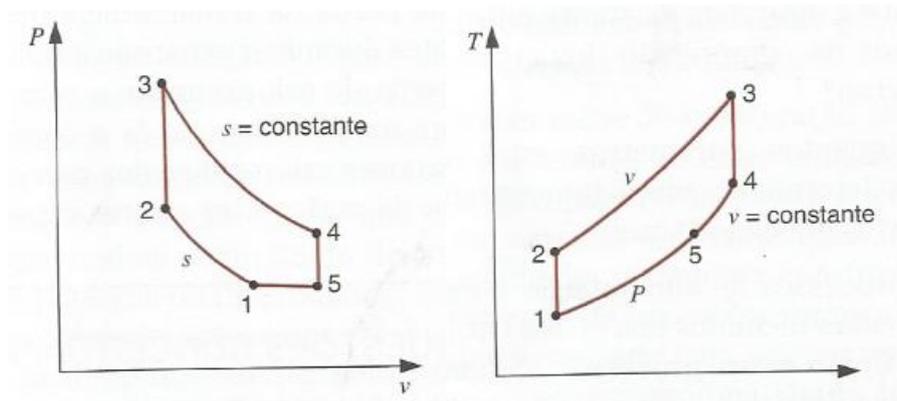


Figura 4.7: Diagramas P-v e T-s do Ciclo Miller.

Esse ciclo é o modelo para os motores híbridos utilizados na Ford Escape e no Toyota Prius. Em virtude da existência de um processo adicional no ciclo Miller, a expressão para a eficiência do ciclo é um pouco

diferente da apresentada para o ciclo Atkinson. Ambos os ciclos apresentam uma eficiência maior que a do ciclo Otto para uma mesma relação de compressão. No entanto, em razão do curso de expansão maior, eles tendem a produzir uma potência menor para um motor de mesmo tamanho. Na configuração do motor híbrido, o pico de potência na aceleração é produzido pelo motor elétrico consumindo energia da bateria.



Figura 4.8: Toyota Prius e Ford Fusion. Exemplos de automóveis híbridos que utilizam o Ciclo Miller.

Se conhecermos o estado 1 (alimentação) e as relações de compressão RC_1 e RC , temos o ciclo Atkinson completamente determinado, significando que apenas a liberação de calor fixada conduz a esse ciclo. A liberação de calor é função da mistura ar-combustível e, dessa forma, o ciclo não é um resultado natural de estados e processos controlados. Se a liberação de calor é um pouco alta, então o ciclo será o Miller, ou seja, a pressão não cairá o suficiente quando a expansão se completar. Se a liberação de calor é pequena, então a pressão terá um valor abaixo de P_1 quando a expansão se completar e pode não ser possível a exaustão contra uma pressão externa maior. Dessa forma, é evidente que a implantação prática de um ciclo Atkinson acaba resultando em um ciclo Miller.

4.3 Comparação dos ciclos reais com os ciclos teóricos

Os diagramas teóricos apresentam um afastamento dos valores reais. Podemos dizer que isso ocorre devido aos processos ideais adotados. A comparação feita seguir é destinada ao ciclo Otto padrão ar e aos motores de ignição por centelha, mas evidentemente os conceitos introduzidos também servem para os outros ciclos. Estima-se que o trabalho do ciclo real seja de

ordem de 80% do trabalho realizado no ciclo padrão ar correspondente. Podemos melhorar a aproximação com os diagramas para misturas. Veja a figura 4.9.

- Admissão e escape

Esses processos não são considerados no ciclo teórico, e a área compreendida entre os dois se constitui em um trabalho negativo utilizado para troca de fluido no cilindro. Se os dutos de admissão e escape forem bem desenhados, o motor com plena aceleração deveria apresentar essa área praticamente desprezível.

- Perdas de calor

No ciclo teórico dizemos que os processos de compressão e expansão do motor são isoentrópicos, enquanto que nos reais são sensíveis. Na compressão, os dois processos não diferem muito um do outro, porém se houve algum gradiente de temperatura entre o cilindro e o meio na expansão, a troca de calor será muito grande e, portanto, os dois processos irão se afastar sensivelmente.

- Perda por tempo finito de combustão

Consideramos uma combustão instantânea no ciclo teórico visto que o processo é isovolumétrico. No ciclo real, o tempo da combustão não é desprezível em relação a velocidade de descida e subida do pistão.

Por conta disso, a faísca deve ser dada antes do pistão chegar ao ponto morto superior e a expansão deve começar antes da combustão alcançar a pressão máxima. Podemos perceber pelo gráfico que adiantar a faísca leva uma perda de área na parte inferior do ciclo, mas ganha-se na parte superior. Atrasando a faísca, acontece o contrário.

O instante ideal de ignição é aquele que torna o balanço entre o trabalho negativo da compressão e o positivo na expansão seja o maior possível. O instante ideal é chamado de *maximum brake torque*, ou seja, o avanço de ignição que acarreta o maior torque possível para a condição de operação.

- Perda pelo tempo finito de abertura da válvula de escape

No ciclo teórico, o escape foi substituído por uma expansão isocórica, na qual se cedia calor para um reservatório frio. No ciclo real, na válvula de escape, o tempo para o processo de saída dos gases sob pressão é finito, por isso, deve-se abrir a válvula com certa antecedência.

Quando a abertura da válvula em relação ao ponto morto inferior estiver mais adiantada, mais se perde a área na parte superior e menos área na parte inferior é perdida. O contrário acontecerá se a abertura da válvula for atrasa em relação ao PMI.

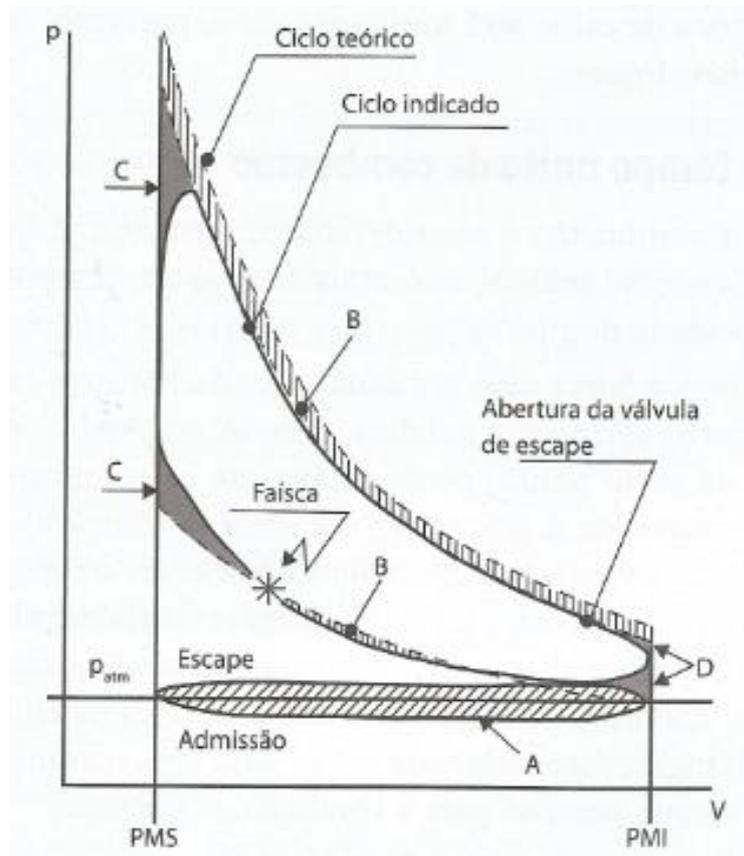


Figura 4.9: Superposição de um ciclo Otto padrão a ar com o real.

Podemos distribuir as perdas de trabalho como 60% devido as perdas de calor, 30% devidos ao tempo finito de combustão e cerca de 10% devidos á abertura da válvula de escape. Evidentemente esses são valores médios podendo sofrer fortes alterações em certos casos particulares.

5 O MOTOR ROTATIVO KOPELROT

5.1 Apresentação

Este projeto trata de um motor rotativo do estilo cat-and-mouse. O cat-and-mouse é um tipo de motor formado por n pares de pistões movimentando-se em um percurso circular. Esses pistões possuem velocidades angulares variantes no tempo, de modo em que seu movimento é uma alternância de aproximação e afastamento entre os pares. Analogamente, este movimento pode ser comparado ao abrir e fechar de uma tesoura, ou, como sugere o nome, um gato e um rato. O gato sempre corre atrás do rato que tenta fugir. Veja a figura a seguir:

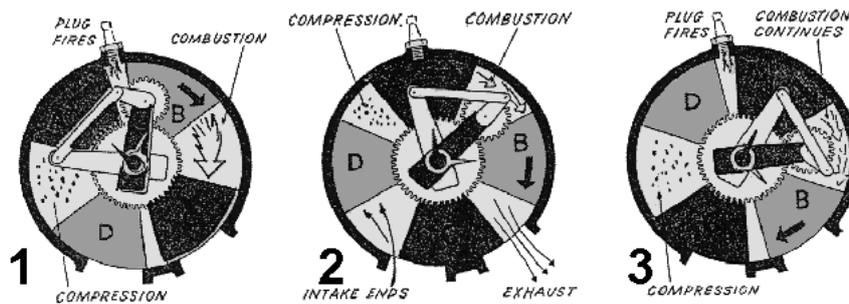


Figura 5.1: O ciclo de um motor alternativo

A vantagem do motor Kopelrot se encontra principalmente na escolha entre a utilização do ciclo Otto para gerar mais potência ou no ciclo Atkinson para uma maior eficiência energética como ocorre nos motores híbridos.

Também tem as seguintes vantagens:

- Menor volume;
- Menor peso;
- Menor desgaste e manutenção;
- Maior velocidade máxima;
- Isento de lubrificação nas câmaras;
- Menor atrito mecânico;
- Pistões de duplo efeito;
- Menor vibração;

- Ausência de válvulas;
- Taxa de compressão variável, o que aumenta ainda mais o rendimento em km/litro e aponta a uma significativa diminuição de poluentes.

Uma das diferenças do motor Kopelrot em relação aos outros motores cat-and-mouse está em seu sistema de redução. Este sistema utiliza uma engrenagem que possui o dobro do número de dentes da anterior, dobrando a velocidade angular e reduzindo pela metade o torque proveniente da combustão. Definimos como excentricidade do motor a distância entre os centros dos eixos de saída e os eixos deste sistema de redução, podendo esta variar e assim, alterar o posicionamento das peças sem que os pistões colidam ou sofram alguma variação na simetria de seu movimento. Para uma dada excentricidade do motor, a compressão ocorrerá sempre no mesmo ponto e com a mesma taxa.

Este sistema transforma o movimento harmônico em movimento uniforme e unidade de conversão de energia, onde há transformação de energia térmica em energia mecânica. Uma mudança na excentricidade resultará num deslocamento entre a posição relativa da unidade de conversão de energia e o sistema de velocidade diferencial.

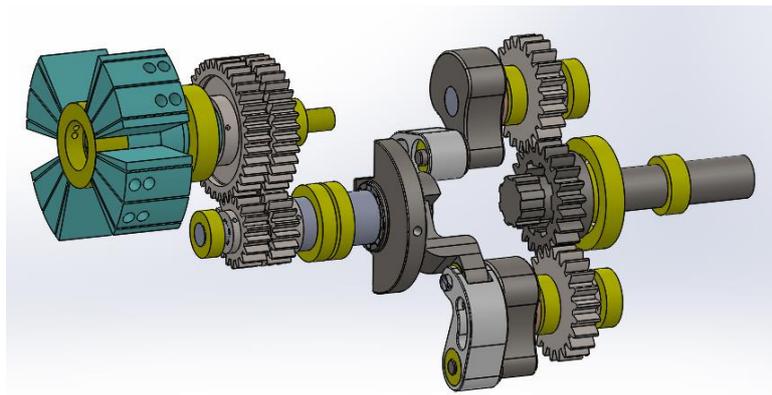


Figura 5.2: Vista isométrica do motor Kopelrot.

O diferencial do motor Kopelrot é a possibilidade de alterar o quanto esses pistões se afastam e se aproximam, resultando numa variação da taxa de compressão. Este fenômeno ocorre conforme a unidade de conversão de energia é deslocada horizontalmente. Além da taxa de compressão variável, o

motor Kopelrot pode alternar entre uma maior potência (utilizando o ciclo Otto) ou maior eficiência energética (utilizando o ciclo Atkinson).

5.2 Funcionamento

5.2.1 Parte mecânica

O funcionamento do motor será explicado de trás para frente de forma a simplificar o entendimento:

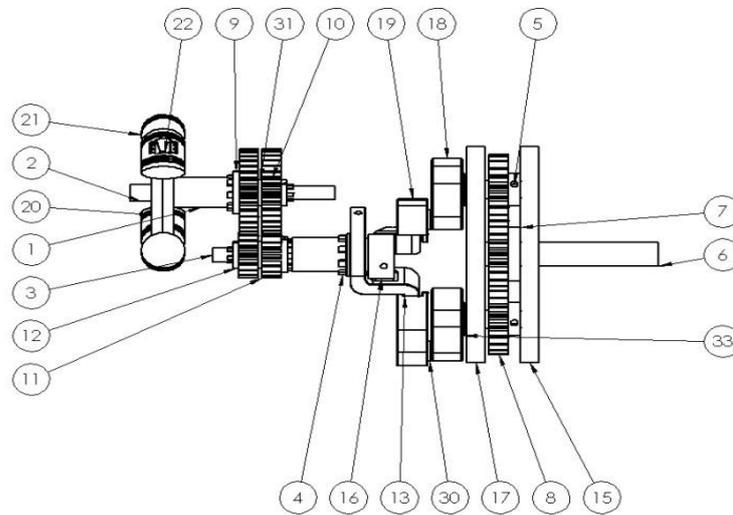


Figura 5.3: Vista com seção numerada das peças.
A redução é formada pelas engrenagens 9,10,11 e 12.

Suponha que os volantes (15 e 17) estejam sendo rodados pelo eixo de saída (6) a uma velocidade constante. A engrenagem solar (7) está travada forçando as engrenagens planetárias (8) a girarem ao seu redor. Os eixos da planetária ligam ambas as engrenagens planetárias às placas do volante e aos braços da planetária (18) que giram solidárias as engrenagens e ao braço enquanto um rolamento permite que esses eixos girem independentes do volante. As engrenagens planetárias (8) possuem o mesmo número de dentes da engrenagem solar (7), logo para cada volta do volante as engrenagens planetárias completarão duas revoluções.



A posição inicial é dada quando os braços da planetária (18) ficam com seus pinos voltados para cima e a engrenagem solar (7) e engrenagens planetárias (8) estão alinhadas com a base do motor. Assim, os planos que passam pelo meio do eixo das planetárias (5) e pelo meio deste pino são sempre paralelos.

Os pinos estão conectados as bielas bananas (18) que são responsáveis por levar o movimento dos braços das planetárias (18) aos braços maior (13) e menor (16). O movimento das bielas bananas não é uniforme, o que causa uma diferença no movimento destes braços concêntricos. Assim, passamos de um movimento uniformemente circular do volante para um movimento uniforme dos braços maior e menor.

Os braços estão conectados ao eixo externo inferior (4) e ao eixo interno inferior (3), que por sua vez estão ligados as engrenagens de redução (11 e 12). Estas engrenagens estão ligadas, respectivamente, aos eixos externo superior (1) e interno superior (2).

Como os braços giram com velocidades diferentes no mesmo instante, a velocidade angular de cada engrenagem será diferente. Logo a velocidade dos eixos também será diferente. Os eixos são acoplados aos rotores (20). Os rotores conectam os 4 pistões (21) através de uma haste de aço (22).

Sabendo que a velocidade dos eixos são diferentes, a velocidade dos rotores que são conectados pelos respectivos eixos, também será diferente fornecendo assim diferentes velocidades angulares aos respectivos pares de pistões. Esse tipo de configuração nas velocidades permite aos pistões de fazerem o movimento de tesoura mencionado acima.

A seguir podemos ver todas as peças mencionadas em vista explodida:

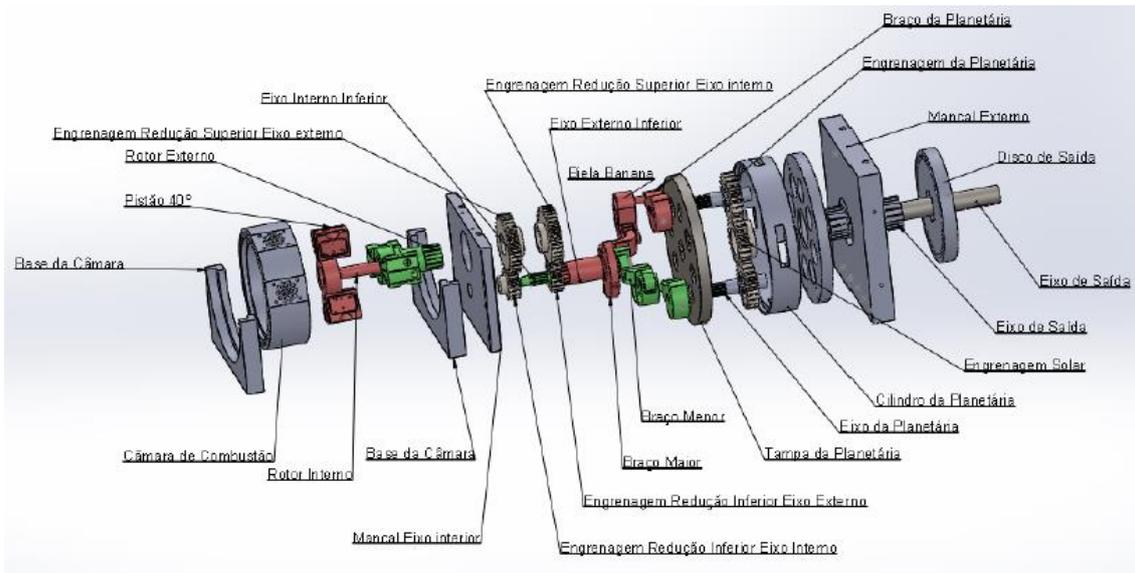


Figura 5.4: Vista explodida do sistema de velocidade diferencial do motor Kopelrot.

5.2.2 Combustão

A combustão no motor rotativo tem os quatro processos dos motores de 4 tempos (admissão, compressão, expansão e exaustão). Todos ocorrem de maneira simultânea nos espaços entre os pistões. Devido ao sistema de redução, uma volta completa do pistão corresponde a duas voltas completas do volante, ocorrendo quatro combustões a cada volta.

Admissão: Os pistões envolvidos se encontram o mais próximo possível. Conforme a admissão ocorre, o pistão vermelho vai se movendo mais rapidamente que o verde no sentido anti-horário até o momento em que o pistão verde cobre a tubulação de admissão.

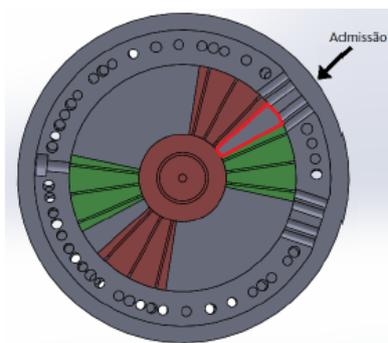


Figura 5.5: Início da Admissão

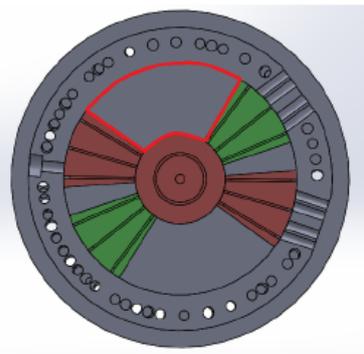


Figura 5.6: Final da Admissão

Compressão: Na compressão o pistão que estava mais adiantado agora se move lentamente, enquanto o pistão que estava mais atrasado se move mais rapidamente. Quando estes comprimirem ao máximo sua mistura, passarão pela região que se encontra a vela de ignição dando início ao processo de combustão.

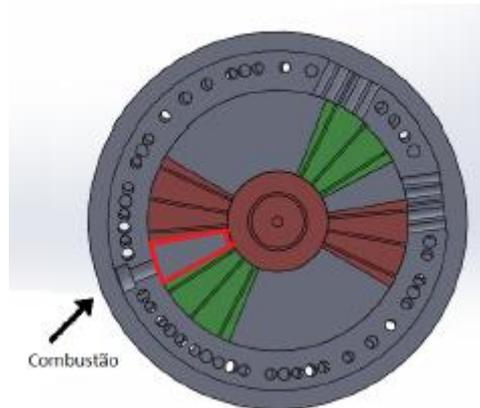


Figura 5.7: Representação da combustão do motor Kopelrot.

Expansão: Após a combustão o pistão que está adiantado é empurrado no sentido anti-horário, expandindo os gases e gerando o trabalho positivo do motor. Neste momento o pistão atrasado está mais lento do que o pistão adiantado.

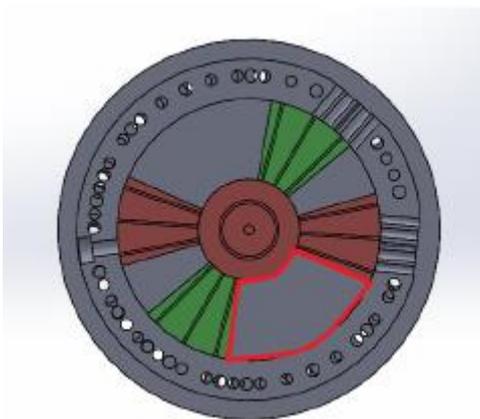


Figura 5.8: Representação da expansão do motor Kopelrot.

Exaustão: Acabando a expansão, o pistão que está mais adiantado encontra a tubulação de exaustão e libera os gases da combustão para fora. Assim, os pistões voltam a ficar bem próximos dando início a um novo ciclo.

5.2.3 Taxa de compressão variável

Como já mencionado, um dos maiores diferenciais e vantagens do motor Kopelrot em relação aos outros motores alternativos é a sua capacidade de variar a sua taxa de compressão. Isso ocorre por meio da excentricidade do eixo associado às engrenagens de redução eo eixo de saída ocasionando uma alteração na disposição dos pistões.

A medida que a variação da posição ocorre, o perfil de velocidade dos pistões muda. Ou seja, eles se aproximam e se afastam mais nos processos de compressão e expansão respectivamente. Isto é, a razão de admissão e compressão aumenta logo a taxa de compressão aumenta. Conforme a taxa de compressão é alterada, há um deslocamento do local de compressão máxima, similar ao ponto morto inferior.

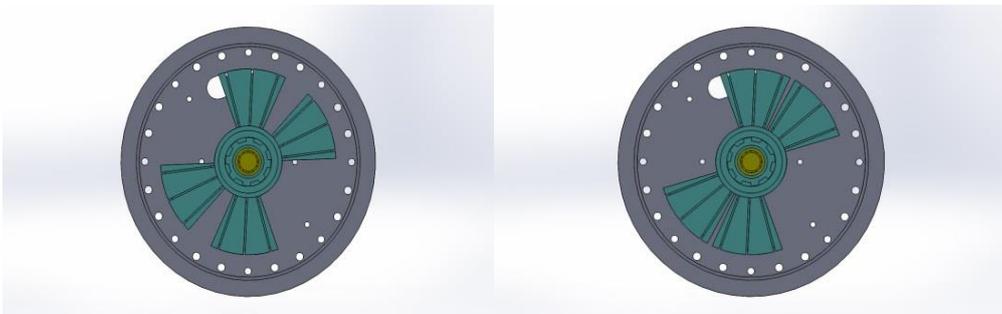


Figura 5.9: Exemplo da variação da taxa de compressão no motor.

Podemos alterar a excentricidade por meio de furos na base do motor. Esses furos ocasionam um deslocamento linear do motor fazendo com que os eixos de saída e o eixo associado às engrenagens de redução se distanciem e os pistões se aproximem. Podemos ver um exemplo na figura 5.10.

Outra forma de variar a taxa de compressão é mudando a posição angular do disco acoplado ao eixo de saída (mostrado na figura 5.11). Os

compostos furos que compõe o disco tem como função a fixação de 4 parafusos que podem ser alocados de diversas formas. O objetivo é variar a posição angular do disco de 1 em 1 grau e conforme isso ocorre, o eixo de saída gira e conseqüentemente a engrenagem associada a ele também, fazendo com que a posição do eixo da planetária, das bielas e dos braços se altere. Logo, a conclusão dessa alteração é a variação da posição de fechamento máximo entre os pistões, permitindo ajudar no avanço ou no atraso da ignição através da posição dos pistões.

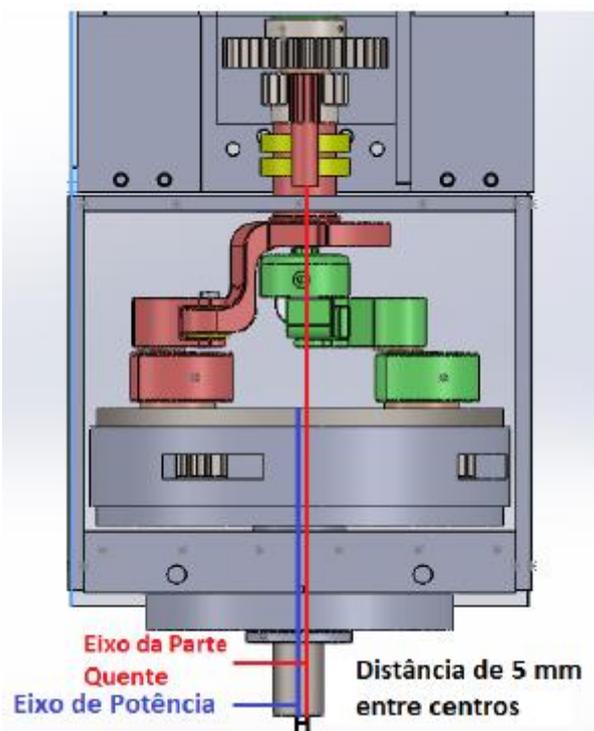


Figura 5.10 : Representação da excentricidade do motor para uma distância entre eixos de 5 mm.

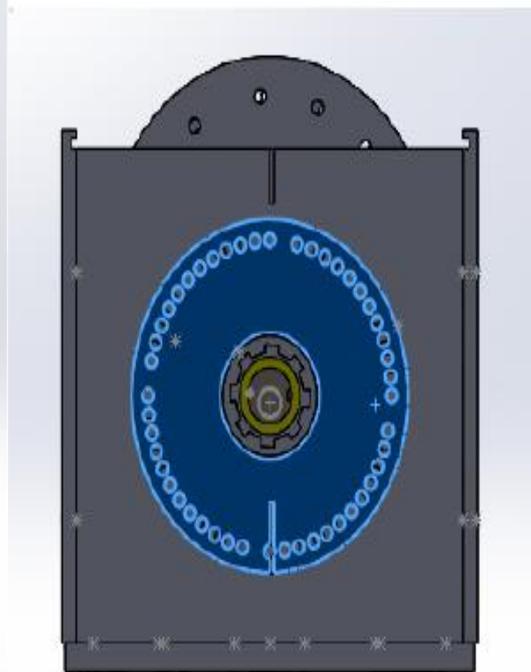


Figura 5.11: Representação da excentricidade do motor para uma distância entre eixos de 5 mm.

Essa variação da taxa de compressão permite que este motor possa ser calibrado para um funcionamento otimizado com diferentes tipos de combustíveis o que resulta em um melhor aproveitamento energético e diminuição das emissões de poluentes na atmosfera. Através de simulações com o Solidworks podemos obter as taxas de compressão de funcionamento do motor Kopelrot, resultados esses que serão demonstrados mais adiante

bem como o projeto da base em que os furos da variação de excentricidade foram alocados.

5.2.4 Variação entre os ciclos Otto e Atkinson

Outro grande diferencial do motor Kopelrot frente aos outros motores alternativos é a possibilidade de operar tanto no ciclo Otto quanto no ciclo Atkinson. A escolha entre os ciclos depende do usuário do motor, onde este pode optar por uma maior eficiência energética pelo ciclo Atkinson ou pode ter uma maior potência através do ciclo Otto.

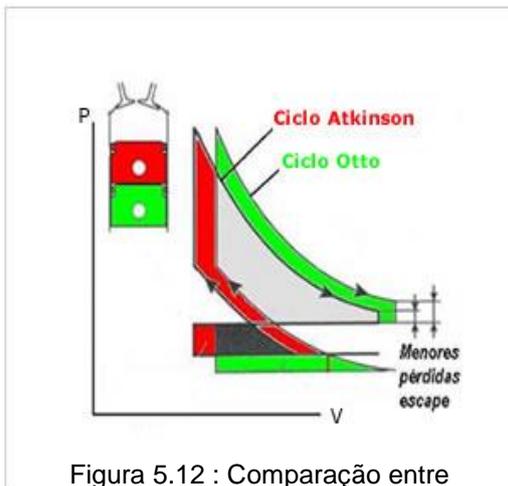


Figura 5.12 : Comparação entre os Ciclos Otto e Atkinson

O objetivo dos motores de ciclo Atkinson modernos é fazer com que a pressão na câmara de combustão no fim do ciclo de expansão seja igual a pressão atmosférica. Dessa maneira, pode-se dizer que se transformou toda a energia obtida no processo de combustão em energia mecânica. Quanto maior for a taxa de expansão, maior é a energia que será utilizável, resultando em um motor

mais eficiente. Por outro lado, no ciclo Otto, a pressão de exaustão é maior que atmosférica e taxa de expansão igual a compressão e sendo assim, possui uma maior potência frente aos motores Atkinson.

Em um motor quatro tempos que utiliza o ciclo Atkinson, durante o início da compressão, a válvula de combustível permanece aberta permitindo que haja um refluxo de combustível. O motor Kopelrot não possui válvulas para a entrada de combustível, logo, o ciclo Atkinson deve ocorrer de maneira diferente. A variação dos ciclos no protótipo é feita através de trocas mecânicas, variando a posição angular das tampas do cilindro de combustão o que requer que seja aparafusado novamente.

Foram produzidas duas tampas: uma tampa totalmente lisa que será usada para operar no ciclo Otto e outro com um pequeno rebaixo por onde

permitirá o fluxo do combustível injetado. Para atuar no ciclo Otto, basta fixar a tampa lisa e então todo o combustível que for injetado na região entre pistões será comprimido e posteriormente queimado. Dessa forma, obtem-se mais potência como resultado. Para o uso do ciclo Atkinson, a tampa com o rebaixo poderá ser posicionada de diferentes formas dependendo de como for a fixação dos parafusos.

Dessa forma, foi feito um estudo para encontrar os posicionamentos dos furos que permitiriam variar em certos ângulos com o oblongo. Percebeu-se que seria possível posicionar o oblongo de tal forma que tenhamos 20%, 40%, 50%, 70%, 80%, 90% e 100% do volume que será comprimido. Os posicionamentos dos parafusos e do rebaixo propriamente dito, relativos a cada porcentagem, estão representados na imagem abaixo:

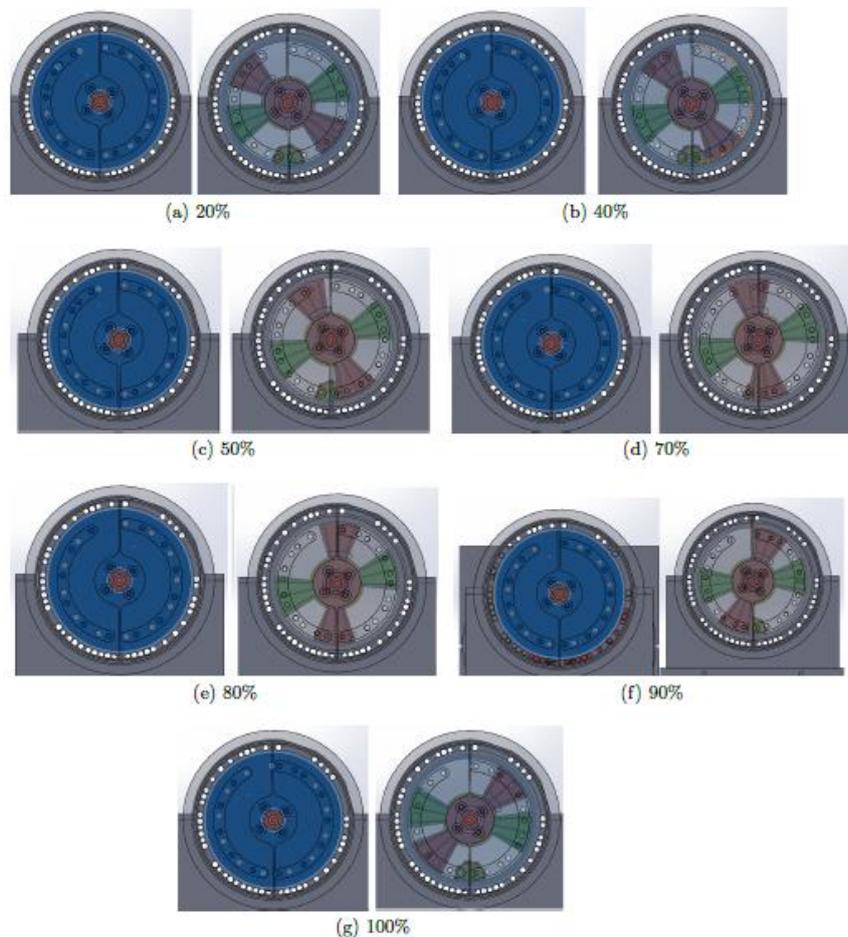


Figura 5.13: Posicionamento dos parafusos para a fixação da tampa com oblongo e sua respectiva posição em relação a câmara de combustão.

Para utilizar o ciclo Atkinson, é necessário que o oblongo esteja na região de compressão entre pistões para que haja um refluxo de combustível até a região entre pistões anterior, ou seja, a região de admissão. Enquanto isso ocorre os pistões continuam movimentando-se naturalmente e o refluxo somente acaba quando o pistão mais atrasado terminar de passar por completo pelo rebaixo. Conseqüentemente, teremos uma taxa de expansão maior que a taxa de compressão, resultando em uma maior eficiência térmica e aproveitamento da energia do combustível.

5.3 Primeira versão do motor Kopelrot

A primeira versão do motor foi construída por Hugo Julio Kopelowicz. Esta versão funcionou por poucos minutos e em seguida sofreu uma falha mecânica de um dos componentes com carga crítica. Devido a esses problemas o inventor procurou o Instituto de Energia da Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (IEPUC) para auxiliá-lo no reprojeto e construção de um novo protótipo e que se mantivesse estável tempo o suficiente para realização de testes no dinamômetro.



Figura 5.14 : Protótipo precedente. Figura 5.15: Alguns componentes

Para a realização do reprojeto, foram necessários estudos matemáticos e termodinâmicos visando a otimização do motor Kopelrot. Primeiramente o reprojeto consistiu nas escolhas das formas geométricas, tamanho das peças,

o modo de encaixe, a lubrificação e arrefecimento, vedação da câmara ,além de outras especificações. Todas as variáveis foram discutidas em reuniões semanais com uma equipe de engenheiros, doutores e alunos da PUC Rio e do INT.

Primeiramente foi criado um modelo digital do novo protótipo no Solidworks. Esta ferramenta pode verificar a movimentação das peças, bem como simular o movimento do motor tendo assim um melhor entendimento sobre ele. Porém, como é apenas um modelo digital, não leva em conta as forças externas como por exemplo a gravidade.

5.4 Protótipo em impressão 3D

Após o modelo digital ficar concluída, foi decidido fazer uma construção de um protótipo por fabricação aditiva em impressão 3D de Nylon. O objetivo é simular o funcionamento do motor e verificar possíveis problemas no projeto.

5.4.1 Fabricação

O protótipo não precisa de um sistema de lubrificação e arrefecimento. A velocidade de rotação não exigirá que seja lubrificado e como não há combustão, o arrefecimento pode ser desprezado. Além disso, as forças atuando sobre este protótipo são muito menores, logo, as peças não precisam ser muito resistentes. Isso aliviou a massa das peças, reduzindo o peso total do protótipo e também reduziu os custos de produção.

O método de impressão 3D é muito versátil para a produção de peças complexas mas é relativamente lento frente os métodos de usinagem. Uma placa de MDF foi ajustada para servir de apoio para a montagem do motor e todas as outras peças foram impressas em nylon na impressora *EOS P110 Formiga* mostrada na figura ao lado.



Figura 5.16: Impressora 3D EOPS P110 Formiga.

A resolução da impressora não permite obter as tolerâncias desejadas na maioria dos casos. Portanto, durante a montagem, algumas peças foram lixadas. Outras peças que apresentaram folgas foram coladas com cola Araldite. Após a montagem do primeiro protótipo, foram feitas várias análises de seu funcionamento e dos aspectos ligados á montagem.

Podemos ver nas imagens seguintes o resultado do protótipo feito sob impressão 3D:

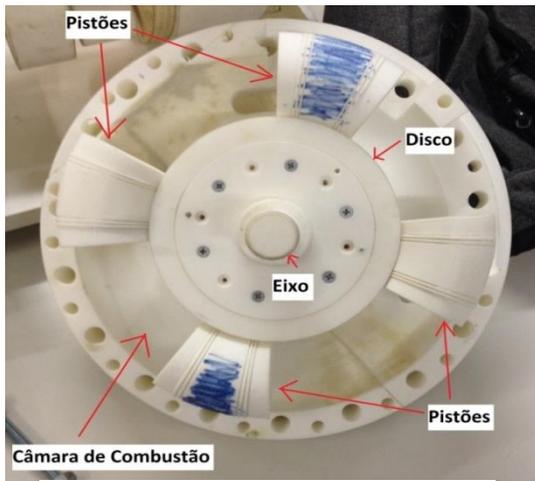


Figura 5.17 : Modelo em escala real do módulo de conversão de energia.

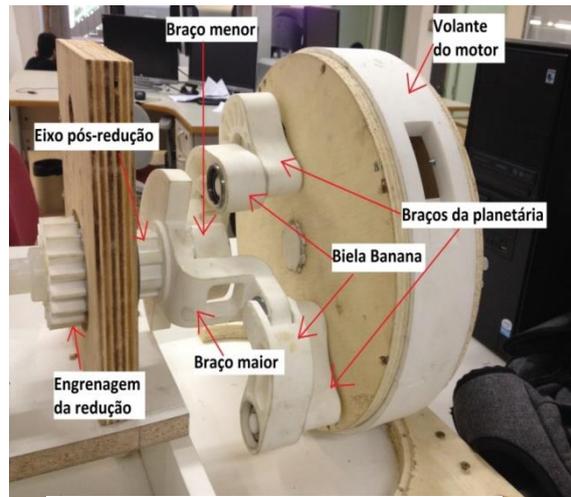


Figura 5.18: Modelo em escala da caixa de velocidade.

A seguir, podemos ver o protótipo com sua vista geral:



Figura 5.19: Vista superior do primeiro protótipo montado.

Este protótipo apresentou alguns problemas em sua movimentação:

Ocorreu um equívoco na fabricação dos eixos inferiores (3 e 4) pois suas dimensões não permitiram o assentamento correto de rolamento entre eles.



Isso resultou em um eixo interno sem o devido bi-apoio e assim, ficando desbalanceado. Sem o devido apoio, o eixo interno apresentou movimentos axiais e isso não pode ocorrer visto que deve apresentar somente movimentos de rotação. Essa movimentação indesejada em conjunto com a interferência causada entre as peças comprometeram a movimentação correta do motor.

O segundo erro detectado foi a colisão entre as peças relacionadas ao sistema de velocidade diferencial, pois não havia espaçamento correto entre elas. Se isso ocorrer durante uma operação do motor a altas velocidades de rotação, isto pode quebrar o motor além da possibilidade de gerar um grave acidente.

Outro erro encontrado foi no volante. O sistema envolvendo o volante e as engrenagens planetária e solar apresentaram grande massa e volume. O peso dessas peças causou uma grande deformação no mancal traseiro, visto que este é responsável por sustentar os esforços de todos os eixos e peças rotativas do sistema de velocidade diferencial. Com isso, o mancal traseiro inclinou-se para frente e comprometeu a movimentação do motor.

Foi muito importante a construção deste protótipo pois ajudou a identificar algumas falhas e propor soluções antes de fabricar o protótipo real. Se não fosse por isso, provavelmente algum erro teria passado despercebido no projeto e poderia deixar o motor com algum funcionamento comprometido ou inoperante. Poderia até mesmo ter causado algum acidente. Uma vez identificado esses erros, o projeto seguiu com a remodelagem de alguns detalhes no Solidworks que foi a base para a fabricação do projeto definitivo em metal.



6 O PROJETO DO MOTOR KOPELROT

A modelagem do motor Kopelrot foi feita com base nas soluções propostas para os erros encontrados no protótipo anterior feito por impressão 3D. As alterações necessárias no dimensionamento do motor bem como os testes foram simulados no Solidworks 2015. O projeto foi separado em tres partes: unidade de conversão de energia, sistema de velocidade diferencial e sustentação do motor.

6.1 Unidade de conversão de energia

Esta é a parte do motor em que ocorre a conversão de energia térmica proveniente da combustão em energia mecânica. Como já dito anteriormente, o motor terá um par de pistão para cada rotor totalizando quatro pistões. Os pistões são responsáveis por comprimir a mistura ar-combustível e evitar ao máximo as perdas por vazamentos o que requer um projeto de um sistema de vedação por anéis de segmento. Os dois rotores precisam ser solidários aos eixos para levar o torque á caixa de velocidade diferencial. Com intuito de garantir uma boa movimentação dos componentes, um sistema de lubrificação também deve ser projetado. Um sistema de arrefecimento deve ser projetado para retirar calor do sistema e impedir o derretimento de partes, controlando sua dilatação.

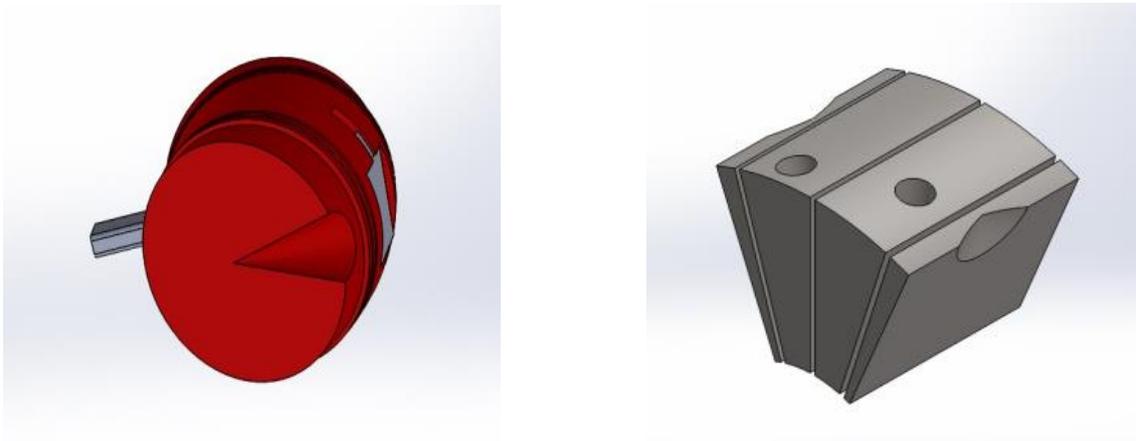
6.2 Vedação

A vedação é essencial para o bom funcionamento do motor pois precisamos de um bom rendimento. Com uma vedação deficiente, os gases que vazam na fase de compressão impedem uma boa combustão e, conseqüentemente, proporcionam menor conversão de energia. Se precisamos de um bom rendimento, precisamos evitar ao máximo essas perdas.

Um dos maiores problemas do motor se encontra na complicação de separar os gases provenientes da combustão da mistura ar-combustível que entra no sistema para impedir o vazamento da energia gerada pois ambos os

lados do pistão estão sujeitos a combustão. Assim, a primeira peça alterada foi o pistão. Desde o primeiro protótipo o formato do pistão era circular com anéis de segmento e raspadores de mercado em suas extremidades. Isto foi um problema pois como não há quinas vivas poderia ocorrer um vazamento no espaço entre os rotores e o pistão. Embora um formato circular seja mais fácil de vedar, o fato da base do pistão não ser plana torna difícil vedar o espaço entre os rotores e os pistões.

Para solucionar o problema, foi decidido que os pistões seriam quadrados e com perfil de setores circulares. Podemos ver a versão anterior do pistão na foto a seguir á esquerda e o novo pistão á direita:



Figuras 6.1 e 6.2 : Vista isométrica dos pistões (primeiro protótipo a esquerda e segundo protótipo á direita).

Os pistões são feitos de ligas de alumínio típicas de pistões automotivos com alto teor sílico para dar estabilidade térmica e inserção de cobre para aumentar a condutividade térmica.

Este novo formato do pistão requer uma nova maneira de fixá-lo aos rotores. Os pistões precisam ser fixados aos rotores e estes nos eixos correspondentes. Um dos problemas no primeiro protótipo foi no dimensionamento dos rotores pois precisamos que seu tamanho seja reduzido para diminuir o momento de inércia e a massa movimentada. Porém, uma vez que os rotores são pequenos, é difícil de fixar os pistões pois a área de fixação é reduzida.

Como o pistão tem base quadrada neste novo protótipo, foi possível projetar um rotor de menor diâmetro e unido ao eixo por um novo sistema que se resume a dois parafusos descentralizados. Um á direita, mais próximo da lateral do pistão e outro a esquerda, mais próximo ao centro do pistão (Veja os furos na cabeça do pistão na figura 6.2). Os rotores também possuem a metade do tamanho da base dos pistões. A vantagem da seção quadrada no pistão é que agora temos uma maior área em relação a versão circular antiga. Isso permite um acréscimo no deslocamento do motor permitindo-o desenvolver 40% mais de torque e mais potência que está estimada em 60 kW.

6.3 Dimensionamento dos anéis de vedação do pistão

O problema que surgiu nos anéis de vedação foi no espaçamento entre eles. Á medida que eles fossem empurrados para entrar em contato com a parede, um pequeno gap surgiria entre eles. A solução encontrada foi intercalar as pontas dos anéis, de modo que, mesmo uma força os separando, suas superfícies sempre estivessem em contato.

Para saber qual tamanho será utilizado nas dimensões dos anéis, foi medido as dimensões do pistão demonstradas a seguir:

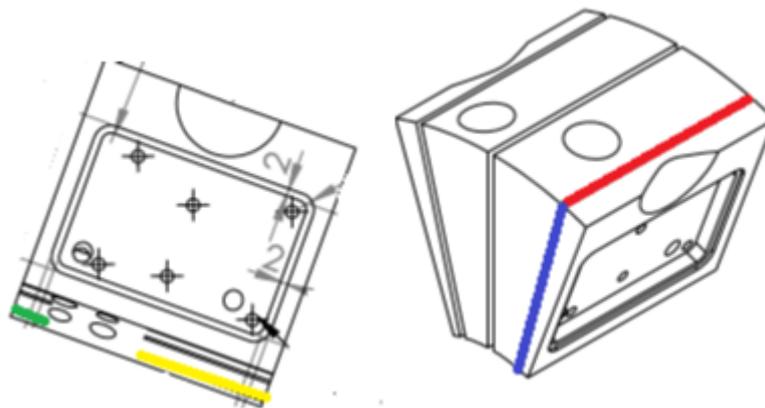


Figura 6.3 : Representação do pistão e as dimensões a serem medidas.

Todos os comprimentos foram medidas no Solidworks 2016 e os resultados foram:

Azul: 63,41 mm / Verde: 9 mm / Vermelho: 70 mm / Amarelo: 35 mm.

Todas as larguras e espessuras foram medidas. A largura deu 5 mm (com excessão da parte verde que mediu como 4,99mm). A espessura deu 2 mm para todos.

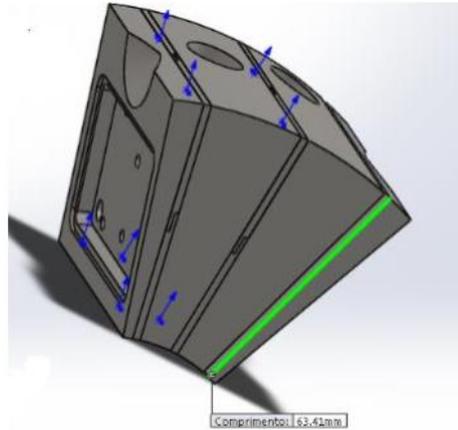


Figura 6.4: Representação das medidas do pistão.

Como podemos perceber na figura 2, a idéia é fazer os anéis em formato de L e acopla-los de maneira em que se possa ter um dente de 5 mm que provocará a união deles.

Antes da modelagem das dimensões dos anéis, vamos consideralos de acordo com os comprimentos do pistão. Porém, como haverá molas que para comprimir os anéis para fora, iremos considerar uma largura de 4,5 mm para que os 0,5 mm faltantes sejam para a fixação das molas.

A espessura de todos os anéis também foi medidas para ficarem de acordo com o pistão: 2 mm.

As escolhas das dimensões estão demonstradas a seguir:

- ANEL 2 (faz o L entre a parte amarela e azul)
- O comprimento horizontal foi definido de acordo com o medido no pistão de 35 mm.
- Largura: 0,45 mm
- Espessura: 2,00 mm
- Para o comprimento vertical, foi feito uma análise mais detalhada:



O comprimento azul tem 63,41 mm, que é o comprimento que deverá ser usado para o comprimento vertical de dois anéis conforme a figura 2 (será usado a metade).

Como temos 5 mm do dente que será compartilhado entre os dois anéis, o comprimento vertical(sem contar o dente) deve ser a metade do comprimento do pistão menos cinco, ou seja $(63,41-5)/2 = 29,205$ mm.

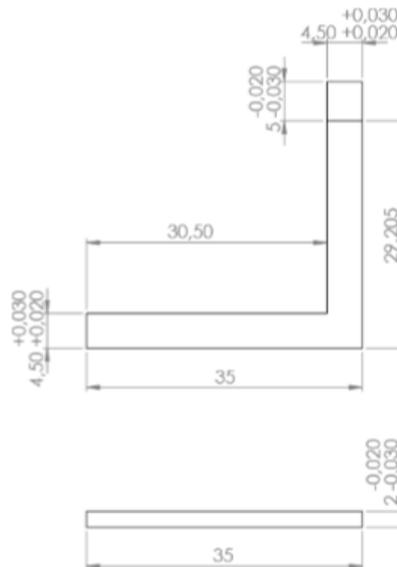


Figura 6.5 : Representação em 2D de um dos anéis do pistão.

-ANEL 1: (faz o L entre a parte vermelha e a azul)

OBS: Esse anel é em par e diferentemente dos outros 2, tem 2 dentes de 5 mm que serão acoplados entre os dois anéis iguais.

- Largura: 4,50 mm

- Espessura: 2,00 mm

- Comprimento vertical: Como explicado anteriormente para o anel 1, o comprimento vertical também será os 29,205 mm + 5mm do dente.

- Comprimento Horizontal: Como o comprimento horizontal do pistão inteiro é de 70 mm e os dentes também tem 5 mm, o procedimento para encontrar o comprimento do anel é similar ao comprimento vertical do anel 2:

Temos 70 mm, onde 5mm serão compartilhados entre os dois dentes dos anéis. Logo, temos 65 mm que devem ser divididos pelos dois anéis.

E assim, cada anel terá 32,5 mm de comprimento horizontal mais os 5 mm de dente, somando um total de 70 mm.

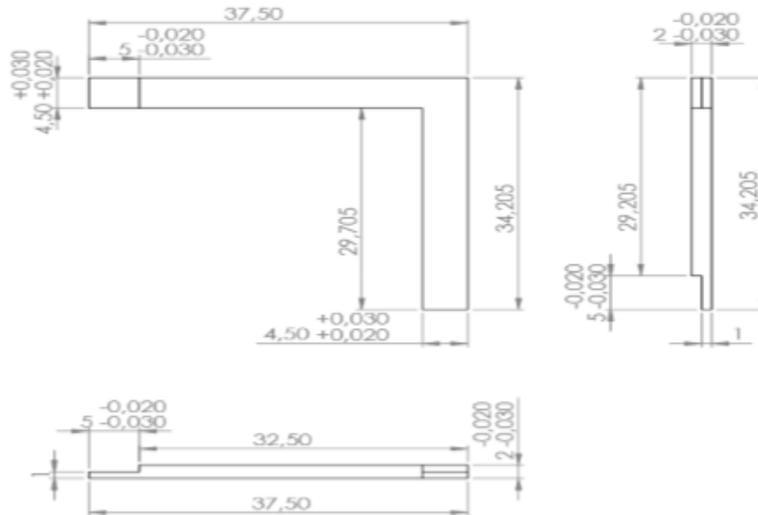


Figura 6.6: Representação em 2D de outro anel do pistão.

- ANEL 3: (faz L entre a parte verde e azul)
- Largura: 4,5 mm
- Espessura: 2 mm
- Comprimento vertical: Medição exatamente igual ao comprimento vertical do anel 2.
- Comprimento Horizontal: Medido conforme o comprimento em verde do pistão, que é de 9 mm.

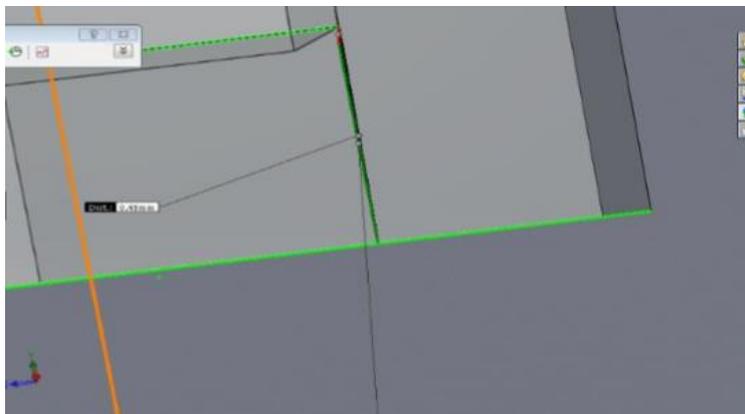


Figura 6.7: Representação do espaço entre o pistão e o anel.



Com a figura acima, vemos que a sobra para colocar as molas são de 0,49mm. Isso ocorre porque, como dito anteriormente, a largura do pistão neste espaço inferior não é 5 mm e sim 4,99 mm.

Quantidades:

(Anéis por pistão) x (Quantidade de pistões)

- ANEL 2: $3 \times 4 = 12$ Peças
- ANEL 1: $6 \times 4 = 24$ Peças
- ANEL 3: $3 \times 4 = 12$ Peças

Material: O material dos anéis é Aço 1045 com revestimento em Cromo, que garante boa resistência ao desgaste termo-mecânico.



Figuras 6.8 e 6.9 : Anéis do Pistão e Pistão já fabricados.

6.4 Arrefecimento

O objetivo do sistema de arrefecimento é retirar calor da câmara e dos pistões para controlar a dilatação térmica e evitar as perdas mecânicas dos materiais.

A câmara que tem formato anular, foi dividida em algumas subpartes. Ela é composta por um cilindro com pista interna retificada, que forma a parede acima dos pistões, duas tampas, que formam as paredes laterais aos pistões e um conjunto de tampas e contra tampas para fazer o sistema de arrefecimento. O material do bloco é o ferro fundido cinzento perlítico, que evita travamentos

dos pistões devido á presença de perlitas de ferro que agem como lubrificantes sólidos. Após uma reunião com os envolvidos no projeto do motor, o Hugo Julio Kopelowicz, o inventor do sistema de excentricidade, solicitou que as tampas fossem todas separadas e não acopladas formando uma só, como estava na montagem mais atualizada da época. Então foram desenvolvidas três tampas para um lado e quatro para o outro do cilindro e ainda que permitem a variação entre o ciclo Otto e o ciclo Atkinson, que será tratado com detalhes mais a frente. As tampas e contra tampas ficarão cheias de óleo e este óleo é bombeado da tampa da frente para a tampa traseira, passando por dentro de furos no cilindro que as separa.

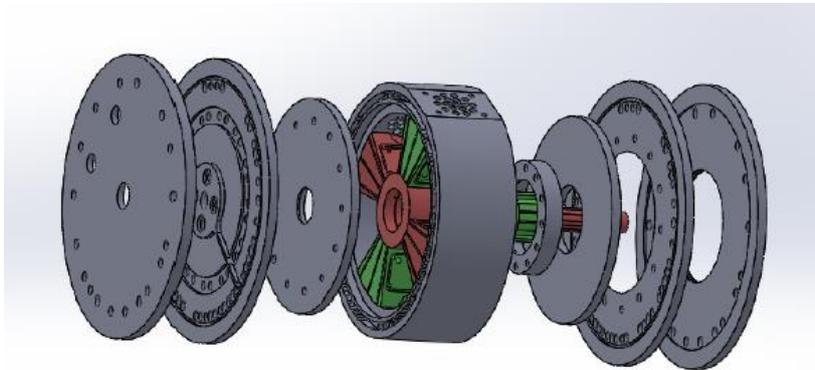


Figura 6.10: Vista explodida das tampas da câmara de combustão.

Um dos problemas da versão anterior do motor era no arrefecimento dos pistões. A combustão ocorria em ambos os lados e isso poderia facilitar o caminho do óleo para fora do pistão. A consequência disso seria a queima do óleo aumentando a emissão de poluentes.

O novo sistema rotor-pistão favoreceu o desenvolvimento de um sistema de microcanais internos de circulação de óleo para a retirada de calor. O fato da superfície do rotor onde ocorre a fixação ser maior e ter menos peças o fixando facilita que a passagem de óleo para dentro dos pistões seja mais fácil, já que ele precisa passar apenas por dentro do eixo para chegar ao pistão. Para aumentar a área de troca de calor, as tampas do pistão são fixadas á ele. Dessa forma, o óleo vindo do rotor percorre a região interna do pistão e posteriormente a lateral, que será vedada por essas tampas tendo mais áreas de trocas e tornando o arrefecimento mais eficiente.

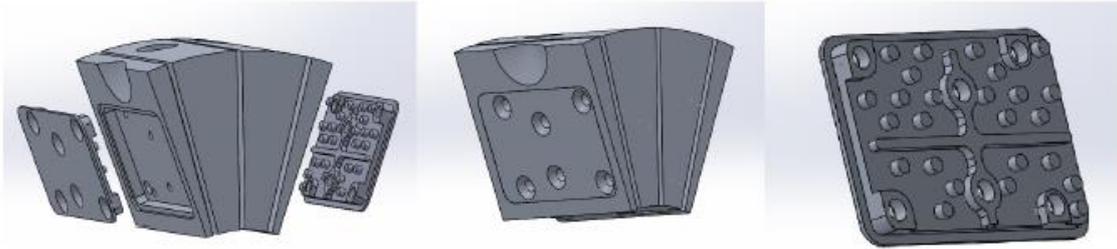


Figura 6.11: Esquema das tampas e do pistão

As entradas de admissão e exaustão estão posicionadas no cilindro, na parte superior aos pistões. A possibilidade de um vazamento foi minimizada com o conjunto triplo de anéis que permite que os gases não se misturem. Logo não há passagem dos gases da exaustão para o volume admitido.

6.5 Sistema de velocidade diferencial

Este sistema é a parte do motor relacionada a transformar o movimento variável sinoidal dos pistões em um movimento rotativo uniforme. As peças foram dimensionadas com o objetivo de tornar a conversão do movimento variável em movimento circular contínuo o mais suave possível evitando solavancos nos pistões e também para suportar cargas oriundas do torque produzido pelas combustões.

6.6 Dimensionamento

As primeiras peças a serem dimensionadas foram as engrenagens de transmissão e redução, ambas adequadas a norma DIN e o material selecionado para resistir aos torques do motor com um fator de segurança 2. As outras peças do sistema de velocidade diferencial foram dimensionadas para suportar o torque máximo do motor que é igual a 406 N.m e uma vida á fadiga de 1000 ciclos de carregamento com base em 0, que garantem tempo o suficiente para realizar todos os testes experimentais necessários. As análises de tensões e á fadiga serão discutidas no próximo tópico.

Foram feitas diversas alterações nas peças durante esta fase para deixá-las resistentes às cargas de serviço sem comprometer sua funcionalidade e respeitando o espaço limitado pelo motor. A biela banana por exemplo teve que ficar mais espessa e ganhar um rasgo para reduzir a sua massa girante como vemos a seguir:

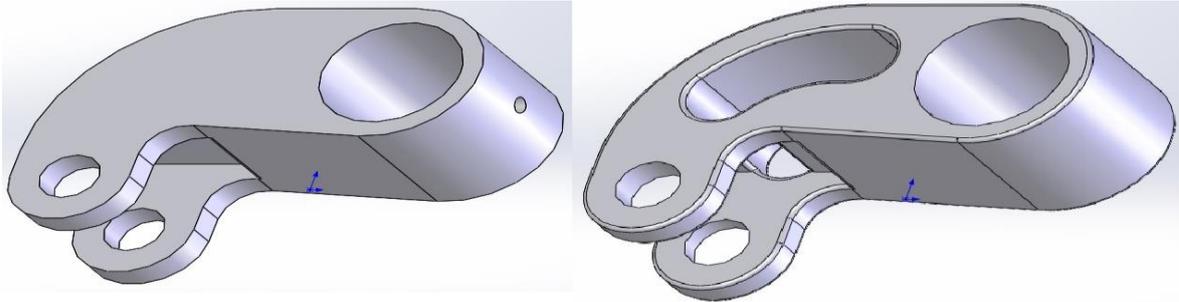


Figura 6.12 : Biela Banana antes (esquerda) e depois (direita) das modificações.

Os braços de transmissão e o braço da planetária tiveram suas geometrias alteradas para que não colidissem entre si e também com objetivo de alinhar seus respectivos centros de massa com os eixos de rotação, evitando assim o desbalanceamento. Também foram utilizados filetes para evitar o acúmulo de tensões e aumentar a vida útil das peças.

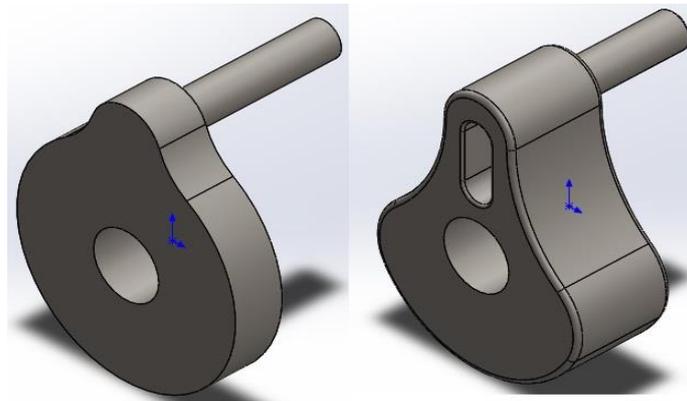


Figura 6.13: Braço da planetária antes (esquerda) e depois (direita).

Esta parte do motor sofreu poucas alterações depois de ter feito o protótipo em impressão 3D. A única diferença foi na parte dos encaixe entre as peças. Todas as peças são presas por ranhuras (com excessão dos rolamentos) e todos os eixos possuem rebaixos ou buchas para posicionar os rolamentos corretamente ao longo de seu eixo. Os eixos também precisaram ter seu

tamanho aumentado visando a maior separação entre as peças para evitar os choques durante o funcionamento. A separação entre as peças é garantida através de anéis espaçadores em bronze.

Foram dimensionados os eixos de transição, as ranhuras que os acomplam às engrenagens e outras peças rotativas da caixa de velocidade. As ranhuras foram projetadas conforme a norma DIN5463 e os eixos foram simulados sob carregamento estático e sob carregamento variável. Assim que as dimensões das peças da caixa de velocidade estavam finalizadas, foram feitos desenhos 2D no Solidworks 2015 com as tolerâncias e ajustes corretos entre os eixos e os mancais e entre as ranhuras do eixo e das peças móveis para sua futura fabricação.

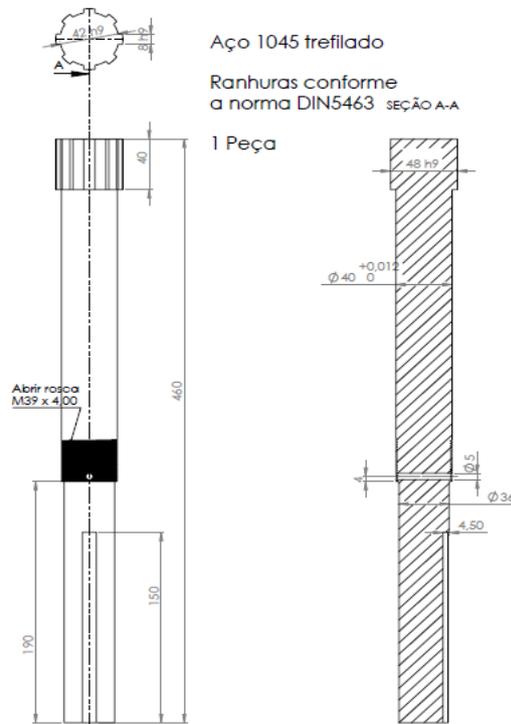


Figura 6.14: 2D do eixo de saída do motor

Para garantir uma montagem e desmontagem fácil, sem a necessidade de prensar e ao mesmo tempo minimizando as folgas entre as peças, foi escolhido os ajustes ISO J6 e H9.

6.7 Sustentação do motor

A principal função desse sistema é sustentar todos os componentes evitando a transmissão de vibrações. Também precisa vedar o óleo utilizado para a lubrificação e arrefecimento.

Para amenizar os efeitos de vibração, coxins foram adicionados enquanto que uma placa de aço em cima destes coxins segura o motor, peça esta chamada de “base”. Como a unidade de conversão de energia fica posicionada a um nível mais acima do restante devido a geometria do motor,

foi necessário a criação de outra base para a sustentação chamada de “base da câmara”. Também foi projetado o “suporte da câmara” cujo objetivo é a sustentação dos cilindros da câmara de combustão. Durante a construção do protótipo, notou-se a dificuldade de acertar a posição das peças fixas, apenas baseando-se no modelo digital. Portanto foram esculpidos na própria base pequenos rebaixos na posição de cada peça e assim todas já teriam a posição pré definida.

A montagem das Bases é mostrada a seguir:

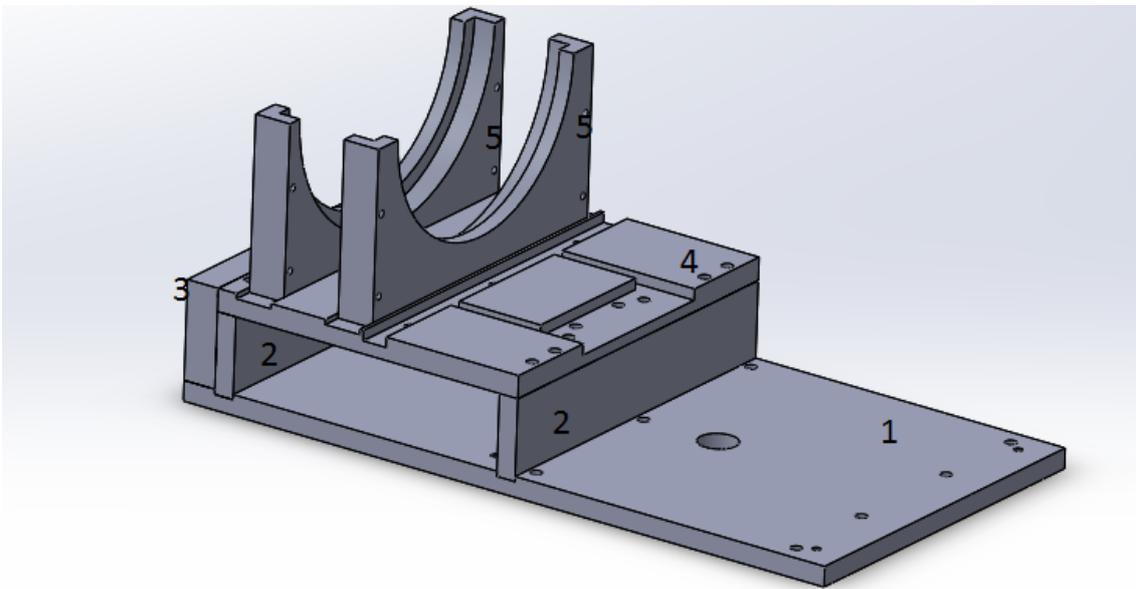


Figura 6.15: Montagem da base do motor Kopelrot.

Esta montagem é constituída por:

- 1- Base
- 2- Suporte das Bases
- 3- Trava
- 4- Base da Câmara
- 5- Suporte da Câmara

A montagem das bases é constituída por componentes de Aço 1020 cujo objetivo é fixar e dar suporte as peças do motor bem como revesti-lo. Para

atingirmos uma taxa de compressão variável, é necessário que haja uma mudança de excentricidade da base que será demonstrada mais a frente.

Como o motor possui duas partes que se movimentam uma em relação a outra, foi escolhido dividir a carcaça em subpartes. A base inferior, que suporta o peso de todo o conjunto, a base da unidade de conversão de energia, que está acoplada ao sistema de excentricidade e se move, a caixa das engrenagens de redução e a caixa do sistema de velocidade diferencial.

A caixa das engrenagens está localizada na base da unidade de potência. Ela percorre toda a distância entre o mancal intermediário e o mancal inferior e é formada por duas paredes e uma tampa. Este formato veio a decisão de lubrificar as engrenagens com esguichos de óleo provenientes do arrefecimento dos pistões. Ele está vedando esta área externa do motor, ou seja, impede de vazar óleo para o exterior. A caixa do sistema de velocidade diferencial é formada pelo mancal do volante, 2 paredes laterais, uma parede com um oblongo horizontal no qual passam os eixos ligados as engrenagens de redução e uma tampa. A parede com o oblongo foi planejada desta maneira para permitir o deslocamento do eixo enquanto esta fique estática. Esta caixa ficará inundada de óleo para fazer a lubrificação do sistema de velocidade diferencial. Uma tubulação com rosca conectada a esta base é utilizado para regular o nível do óleo.

A seguir, podemos ver a seguir o modelo final do motor Kopelrot em modelagem digital pelo Solidworks 2015. Esta é a versão final do motor:

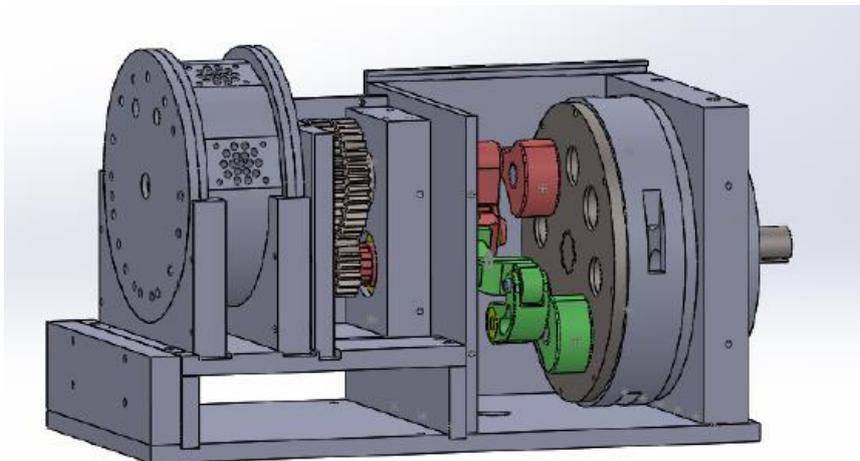


Figura 6.16: Montagem completa do motor no Solidworks 2015 (exceto as tampas superiores e de uma das laterais para permitir a visualização dos componentes internos).

Assim, para haver uma variação de excentricidade de 1 em 1 milímetro conforme a configuração de par de furos muda, foi projetado para o suporte das bases uma configuração muito semelhante a da base, porém a única diferença é a qual os furos distam entre seus centros 29 mm, conforme mostrado a seguir:

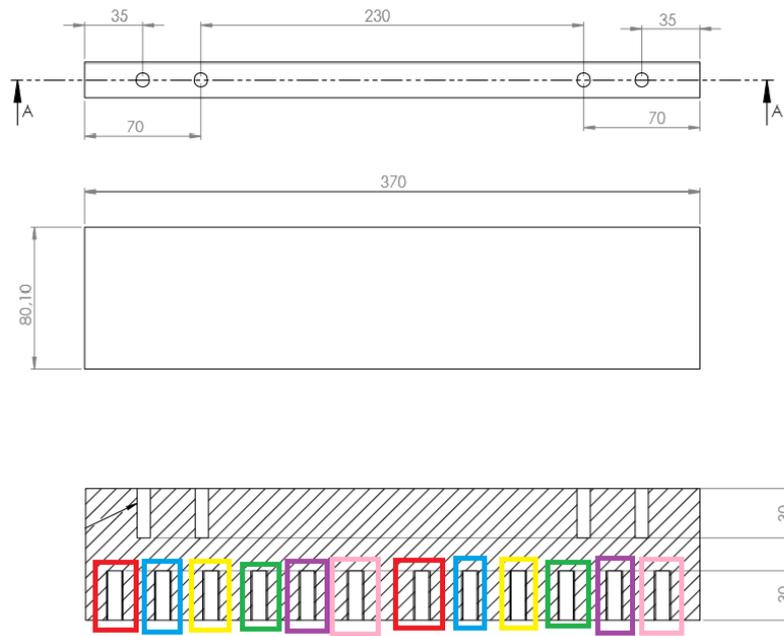


Figura 6.18: Furos do suporte das bases.

Com essa configuração, é possível mudar a excentricidade através de dois parafusos que prendem o Suporte das Bases à Base que vão ser encaixados de acordo com a taxa de compressão requerida pelo usuário nos devidos pares de furos.

6.9 Parafusos e rolamentos do motor

Algumas peças do motor não precisavam ser projetadas, por já existirem no mercado. Com um entendimento das dimensões que as peças da caixa de velocidade teriam, foi feita a escolha dos rolamentos que as sustentariam, dos componentes de fixação e de vedação. Na lista de material para compra estão incluídos os rolamentos, componentes de vedação, parafusos e porcas.

Um desses grupos, de grande importância, são os rolamentos. Escolhidos a partir de catálogos da fabricante NSK e SKF de acordo com as especificações dimensionais, limites de velocidade de rotação e limite de carga suportada. Todo o motor conta com cerca de 30 rolamentos, dos tipos cônicos, agulha, esférico e axial. Todos os parafusos escolhidos a seguir são parafusos de cabeça cilíndrica com sextavado interno.



Figura 6.19: Parafusos de cabeça cilíndrica com sextavado interno.

Suporte da Câmara – Base da Câmara

Parafuso M10 x 1,5

Espessura da Base da Câmara(17,40 mm) + 25 de profundidade do Suporte = 42,4 mm

Utilizar Parafusos com profundidade 45 mm

Quantidade: 8 Parafusos (4 por Peça)

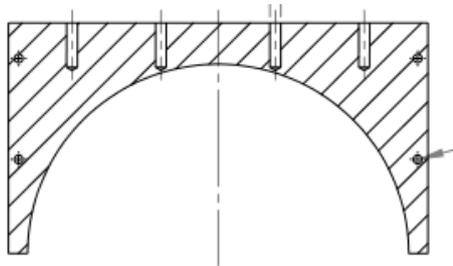


Figura 6.20: Vista de seção do Suporte da Câmara.

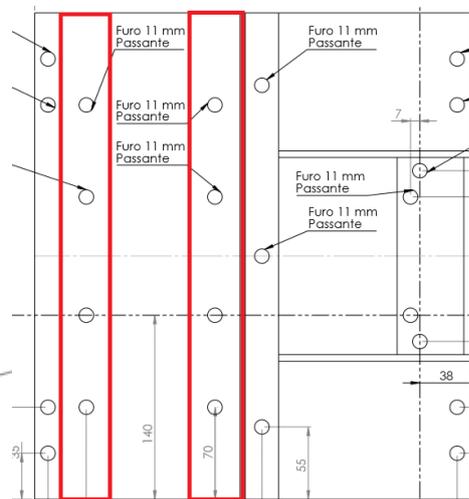


Figura 6.21: Vista Superior da Base da Câmara

Suporte da Câmara – Mancal Eixo Inferior

Parafuso M8 x 1,25

Espessura do mancal (25 mm) + Espessura do Suporte (37,50 mm) = 62,50 ,mm

Utilizar Parafusos com profundidade de 60 mm

Quantidade: 3 Parafusos

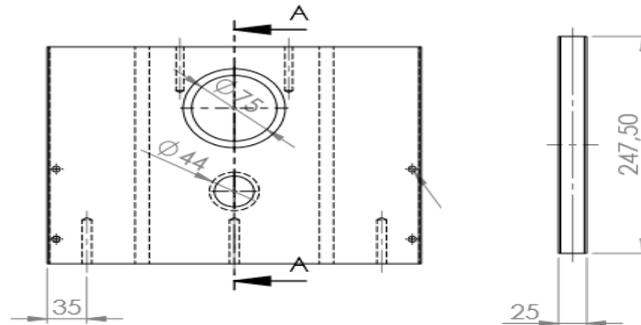


Figura 6.22: Vista Frontal e Esquerda do Mancal Eixo Inferior.

Trava - Base

Parafuso M10 x 1,5:

Espessura da Base (20 mm) + 30 de profundidade da trava = 50 mm

Quantidade: 3 parafusos

OBS:A profundidade está marcada na figura abaixo em azul.

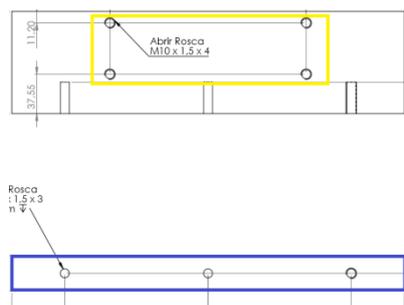
Trava – Base da Câmara – Suporte das Bases

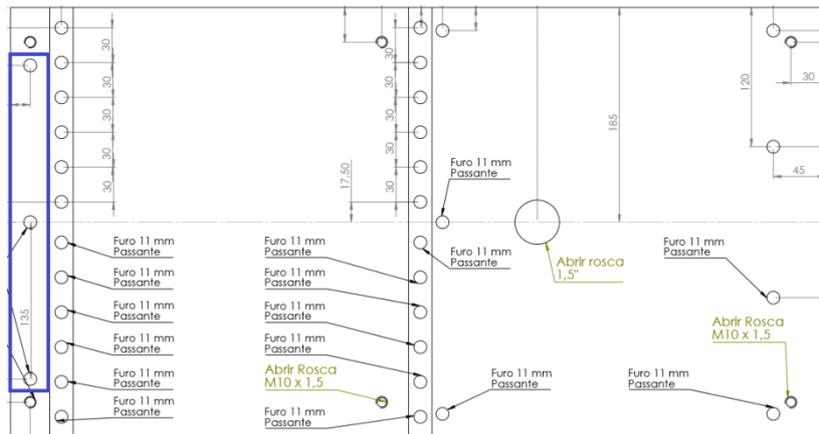
Parafuso M10 x 1,5

Profundidade: 40 mm

Quantidade: 4 Parafusos

OBS:Os parafusos da vista frontal terão de ter uma espessura um pouco maior do que a do que a da trava(30 mm) para melhorar o controle. Portanto, escolheu-se um parafuso de 40 mm de profundidade. A profundidade está marcada nas figuras abaixo em amarelo.





Figuras 6.23 e 6.24 : Vista frontal e inferior da Trava e Vista Superior da Base

Pistão – Tampa do Pistão:

Parafuso M4x 0,7

Profundidade = 10 mm

Quantidade: 12 por Peça (Total de 48 parafusos)

OBS: Espessura da lateral do pistão até o furo (5mm) + Profundidade do furo

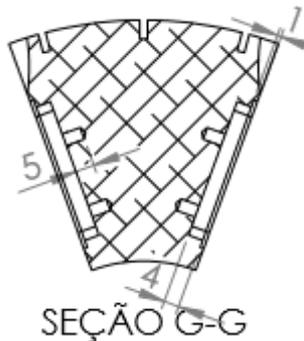


Figura 6.25: Vista de Seção do pistão

Braço de transição

Parafuso M6 x 1,00

O Parafuso será usado para pressionar o eixo que será montado sobre ele e deve ter uma profundidade um pouco maior do que a da profundidade do furo.

Foi escolhido um parafuso de 40 mm de profundidade.

Quantidade: 1 parafuso

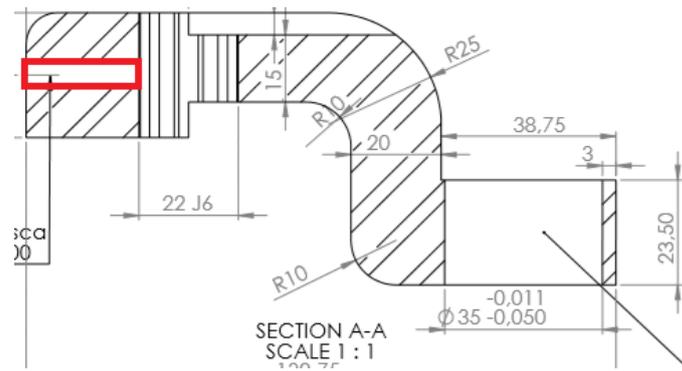


Figura 6.26: Vista de Seção do Braço de Transição interno

Braço da planetária

Parafuso M6 x 1,00

Profundidade: 40 mm

Quantidade: 1 para cada peça (total de 2 parafusos)

OBS: Pelo mesmo motivo do braço de transmissão, também foi escolhido um parafuso de 40 mm de profundidade

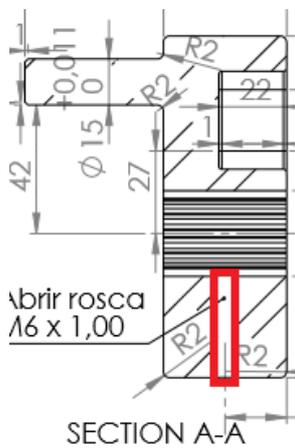


Figura 6.27: Vista de seção do Braço da Planetária

Braço eng. Trans. Rot

Parafuso M6 x 1,00

Profundidade: 40 mm

Quantidade: 1 parafuso

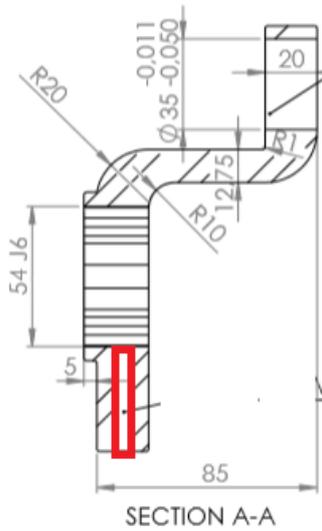


Figura 6.28: Vista de Seção do Braço eng. Trans.

Rotores Interno e Externo - Pistão:

Parafuso M6 x 1,00

Profundidade: 45 mm

Quantidade: 4 por rotor (total de 8 parafusos)

OBS: Foi medida a distância do rebaixo superior do pistão pelo 3D do solidworks até o furo da parte inferior do pistão por onde sairão os parafusos. Esta deu 34,11 mm. Somando esta distância com a profundidade do furo do rotor(11 mm) temos um total de 45,11 mm. Logo, foi escolhido um parafuso com profundidade de 45 mm.

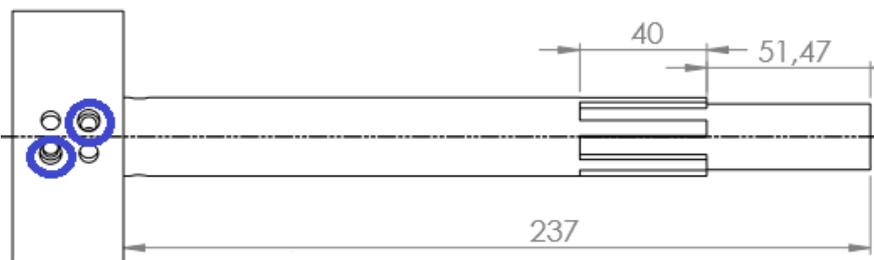


Figura 6.29: Rotor externo.

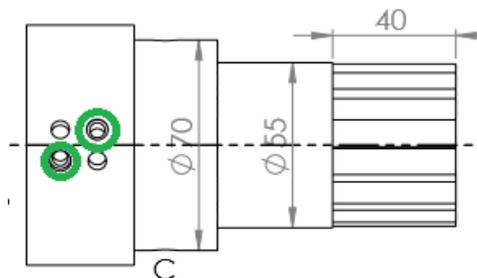


Figura 6.30: Rotor Interno.

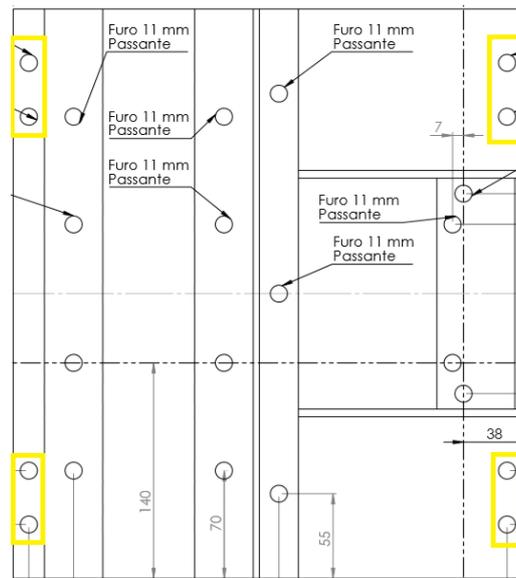


Figura 6.32: Vista Superior da Base da Câmara.

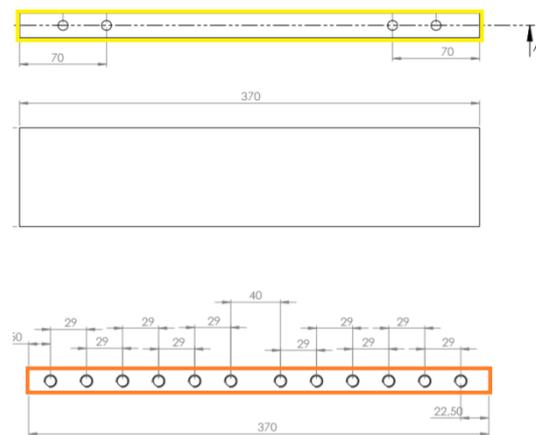


Figura 6.33: Vista frontal, inferior e superior do suporte das Bases

Carcaça Frontal – Base

Parafuso M8 x 1,25

Profundidade: Furo da carcaça(50 mm) + Espessura da base (20 mm) = 70 mm

Quantidade: 3 Parafusos

Carcaça Frontal – Carcaça Esquerda e Direita

Parafuso M8 x 1,25

Profundidade: Furo da frontal (50 mm) + Furo passante da Esquerda e Direita(12,50mm)= 62,50 mm. Escolher o parafuso com profundidade de 65 mm.

Quantidade: 4 parafusos.

Mancal Volante – Carcaça Esquerda e Direita

Parafuso M8 x 1,25

Furo do Mancal (50 mm) + Furo passante das Carcaças (12,50 mm) = 62,50.

Escolher o parafuso de profundidade igual a 65 mm.

Quantidade: 3 para a C. esquerda + 3 para a C. Direita = 6 parafusos.

Mancal Volante – Base

Parafuso M10 x 1,5

Profundidade: Furo do mancal (30 mm) + Furo na Base (20 mm) = 50 mm

Quantidade: 6 Parafusos.

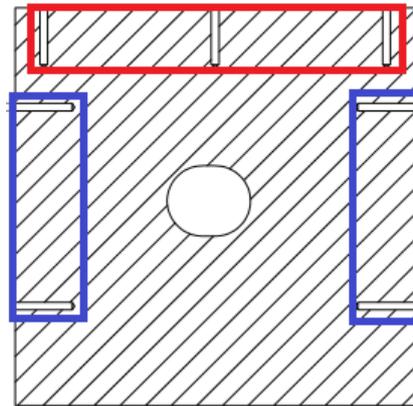


Figura 6.34: Vista de Seção da Carcaça Frontal

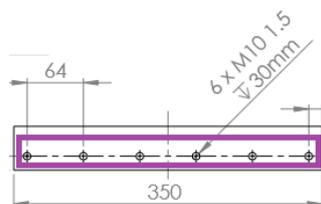
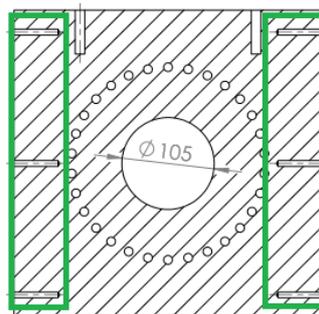


Figura 6.35: Vista de Seção e Inferior do Mancal Volante

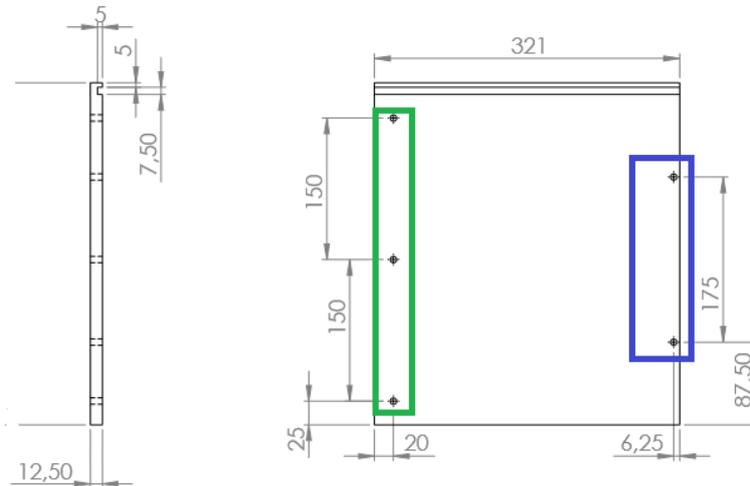


Figura 6.36: Carcaça Lateral Esquerda (ou Direita)

Mancal Volante – Cabeçote Eixo Fixo

Parafuso M10 x 1,5

Profundidade: Furo do Mancal (30 mm) + Furo do Cabeçote (30 mm) = 60 mm.

Quantidade: 4 parafusos.

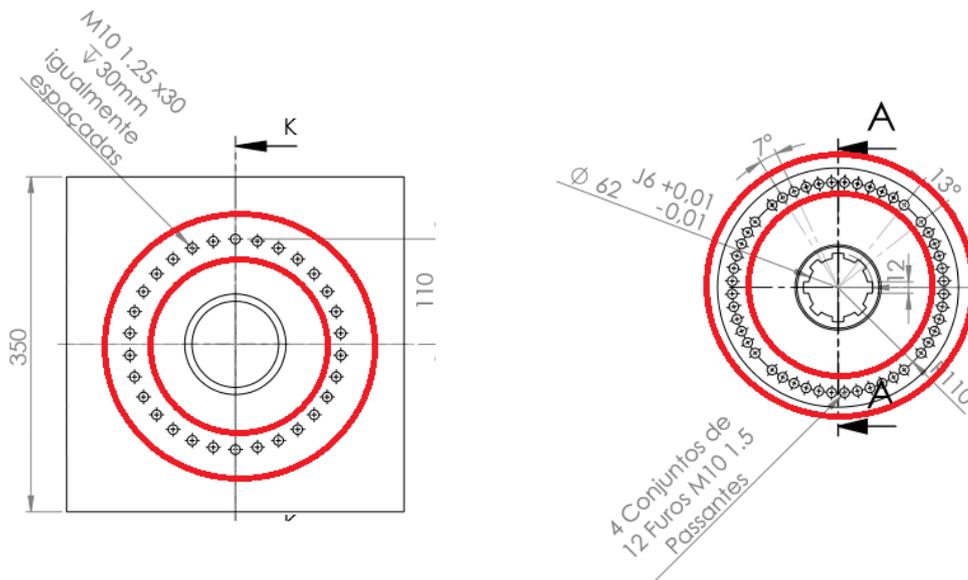


Figura 6.37 e 6.38 : Mancal volante e Cabeçote do Eixo

Mancal Intermediário + Tampa Menor

Parafuso M8 x 1,25

Profundidade: Furo do Mancal (50 mm) + Furo da Tampa Menor (12,50) = 62,50 mm. Logo será escolhido o parafuso de 65 mm.

Quantidade: 2 parafusos.

Mancal Intermediário + Base da Câmara

Parafuso M10 x 1,5

Profundidade: Furo do Mancal (50 mm) + Furo da Base da C. (12,40 mm) = 62,40 mm. Logo, será escolhido o parafuso com profundidade de 65 mm.

Quantidade: 4 parafusos.

Mancal Eixo Inferior + Tampa Menor

Parafuso M8 x 1,25

Profundidade: Furo do Mancal (50 mm) + Furo da Tampa Menor (12,50 mm) = 62,50 mm. Logo, será escolhido o parafuso com a profundidade de 65 mm.

Quantidade: 2 parafusos.

Mancal Eixo Inferior + Base da Câmara

Parafuso M10 x 1,5

Profundidade: Furo do Mancal (50 mm) + Furo da Base da C. (12,40 mm) = 62,40 mm. Logo, será escolhido o parafuso com profundidade 65 mm.

Quantidade: 3 parafusos.

Tampa Menor + Tampa Lateral Menor

Parafuso M8 x 1,25

Profundidade: Tampa Menor (50 mm) + Tampa Lateral Menor (12,50 mm) = 62,50 mm. Logo, será escolhido o parafuso com profundidade igual a 65 mm.

Quantidade: 2 para cada tampa lateral, dando um total de 4 parafusos.

Mancal Intermediário + Tampa Lateral Menor

Parafuso M8 x 1,25

Profundidade: Furo do Mancal (30 mm) + Furo da Tampa Lateral (12,50 mm) = 62,50 mm. Logo, será escolhido o parafuso com 45 mm.

Quantidade: 2 para cada tampa lateral menor, totalizando 4 parafusos.

Mancal Eixo Inferior + Suporte da Câmara

Parafuso M8 x 1,25

Observação: Os furos das duas peças são passantes. Logo, será necessário introduzir uma porca e uma arruela para fixar as peças no motor.

Profundidade: Porca (6,50 mm) + Arruela (2,0 mm) + Sup. Da Câmara (37,50 mm) + Furo Passante do Mancal (25 mm) = 71 mm. Logo, será escolhido o parafuso com a profundidade igual a 75 mm.

Quantidade: 4 parafusos , 4 arruelas e 4 porcas.

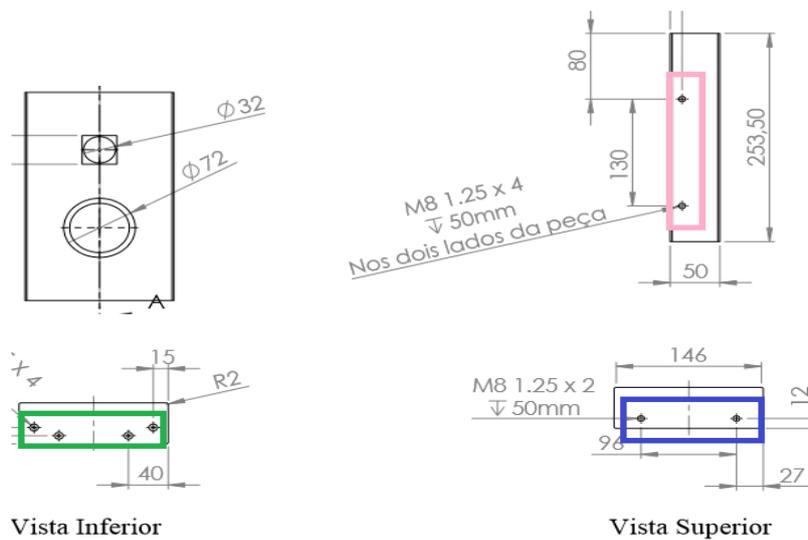


Figura 6.39: Vistas do Mancal Intermediário

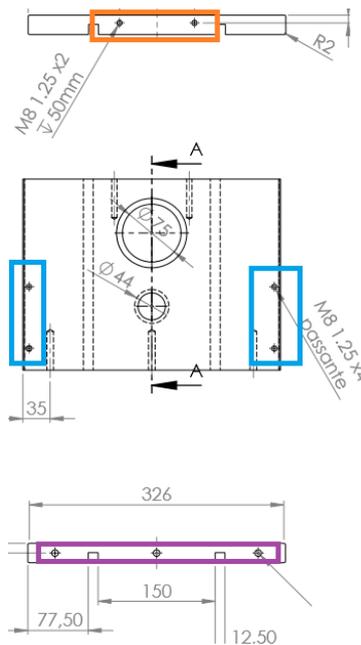


Figura 6.40: Mancal Eixo Inferior

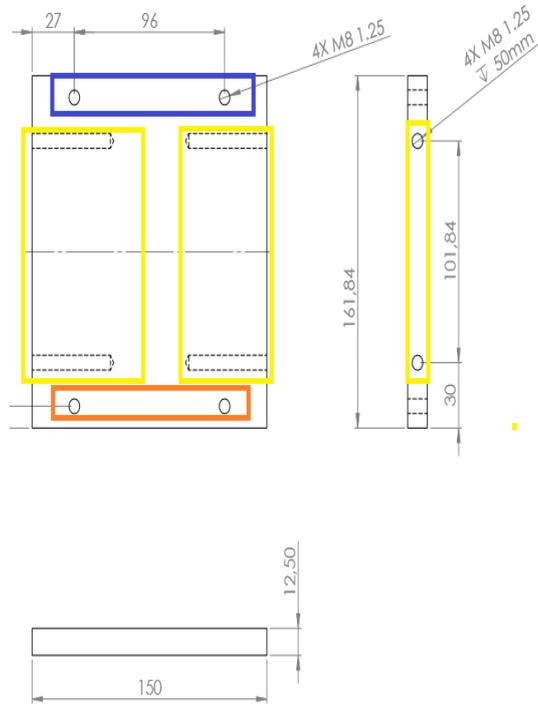


Figura 6.41: Tampa Menor

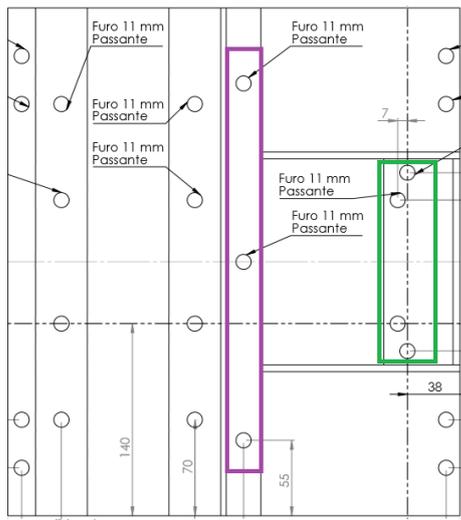


Figura 6.42: Base da Câmara

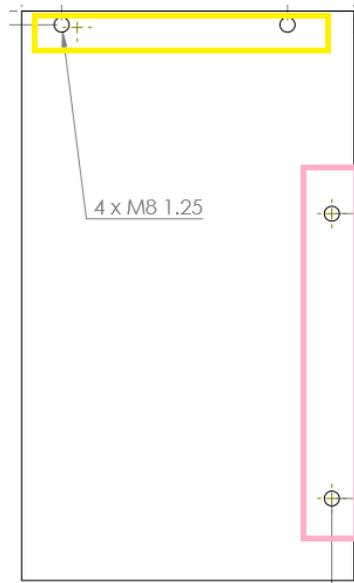


Figura 6.43: Tampa Lateral Menor

Cilindro Planetário + Plan Part1 + Plan Part2

Parafuso M8 x 1,25

Os parafusos devem entrar pelo furo passante do plan. Part 1, passando logo após pelo passante do cilindro planetário e em seguida pelo passante da peça plan. Part. 2.

Assim, ao final será preso por uma porca e uma arruela.

Profundidade: Plan part 1 (25 mm) + Plan part 2 (25 mm) + Porca (6,50 mm) + Arruela (2,00 mm) + Cilindro Planetário (45 mm) = 103,50 mm. Logo, será escolhido o parafuso com profundidade de 105 mm.

Quantidade: 8 parafusos, 8 porcas e 8 arruelas.

Quantidade total de parafusos :

Fazendo a contagem total dos parafusos mencionados acima, temos as seguintes quantidades para cada um:

Parafusos Cabeça Cilíndrica Com Sextavado Interno	
Tipo	Quantidade
M14x15	1
M10x40	4
M10x45	4
M10x50	25
M10x60	40
M10x65	7
M8x20	12
M8x25	12
M8x30	12
M8x60	3
M8x65	22
M8x70	3
M8x75	4
M8x105	8
M6x16	2
M6x20	8
M6x40	4
M6x45	8
M4x10	48
Total	
Porcas e Arruelas	
Porcas M8 x 1,25	12
Arruelas M8 x 1,25	12

Tabela 6.1: Quantidade total de parafusos do motor Kopelrot.

Rolamentos

Os rolamentos do motor foram contabilizados no modelo digital e através de consultas aos catálogos da NSK e SKF foram escolhidos os seguintes rolamentos:

Rolamentos - Motor Kopelrot						
Modelo	D int (mm)	D ext (mm)	Largura (mm)	Tipo	Marca	Quantidade
LM 4520	45	55	20	Agulha com anéis usinados	NSK	1
HR 32915 J	75	105	20	Cônico	NSK	1
HR 32006 XJ	30	50	17	Cônico	NSK	4
HR 320/22 XJ	22	44	15	Cônico	NSK	2
HR 32910 J	50	72	15	Cônico	NSK	2
HR 32011 XJ	55	90	23	Cônico	NSK	2
HR 30204 J	20	47	15,25	Cônico	NSK	3
30202	15	35	11,75	Cônico	NSK	10
6806	30	42	7	Esférico	NSK	1
6805	25	37	7	Esférico	NSK	2
AXK 3047	30	47	2	Agulha Axial	INA	1
NA 304530	30	45	30	Agulha Radial	SKF	1
NA 6904	20	37	30	Agulha Radial	SKF	1

Tabela 6.2: Rolamentos escolhidos para o motor Kopelrot.

Podemos ver alguns desses rolamentos inseridos no motor em amarelo na figura a seguir:

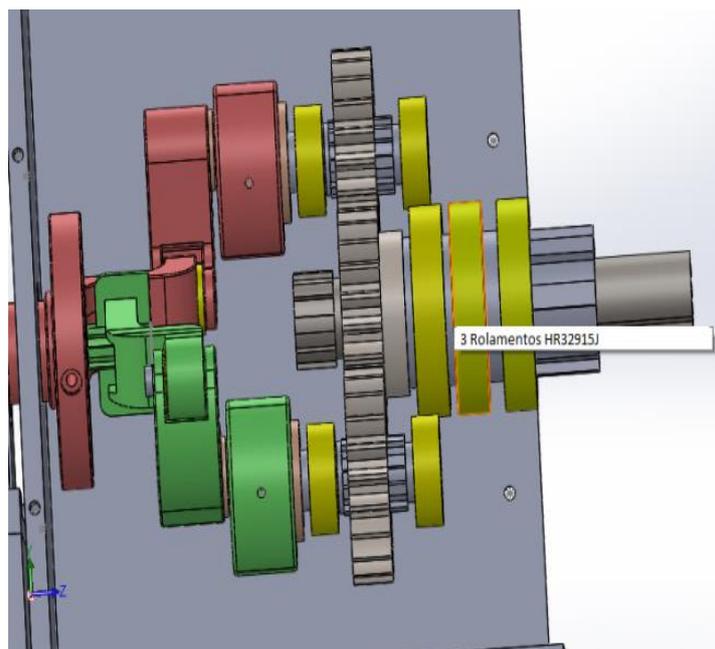


Figura 6.44: Posição dos rolamentos (em amarelo).

7 SIMULAÇÕES

7.1 Simulação de tensão e contato de movimento

Conforme as peças era desenvolvidas e atualizadas na montagem do Solidworks 2015, era necessário verificar o funcionamento das mesmas, se apresentavam alguma interferência ou choque. Também foi necessário verificar se suportam as tensões a que serão submetidos com o motor em funcionamento. Por fim, ainda foi feita uma simulação do movimento dos pistões, do volante e também a distância entre pistões, observando suas posições ao longo do tempo.

A SolidWorks se dedica a fornecer aos engenheiros, projetistas e outros profissionais criativos as ferramentas necessárias para criar os melhores produtos do mundo. Além do CAD mecânico do SolidWorks, também oferece uma variedade de produtos de simulação que ajudou no projeto um pouco antes de enviar as peças para produção.

As simulações realizadas no Solidworks possibilitam fazer uma previsão do funcionamento das peças sem termos elas fisicamente em nosso alcance. Dessa forma, em caso de necessidade, podemos alterar as dimensões das peças a qualquer momento e só mesmo fabrica-la quando for seguro de fazer a produção bem como sua eficiência de funcionamento.

7.2 Análise de interferências

Através do Solidworks 2015 podemos simular o movimento do motor e observar onde estão as interferências entre as peças que impedem o movimento.

Quando os braços maiores foram alocados na montagem, percebeu-se uma interferência entre eles. Analisando as possíveis fontes de erro, percebeu-se que o eixo inferior estava com o comprimento menor do que de fato deveria estar, assim as devidas alterações foram feitas e o problema foi parcialmente solucionado pois a parte de cima do braço ainda estava tendo interferência, sendo agora um dos braços maiores e a biela banana associada a ele. Dessa

vez o problema era causado pela dimensão errada do eixo da planetária e que por sua vez esta acoplada ao braço da planetária e a própria biela banana. Todos estes itens foram redimensionados corretamente para que não houvesse mais interferências.

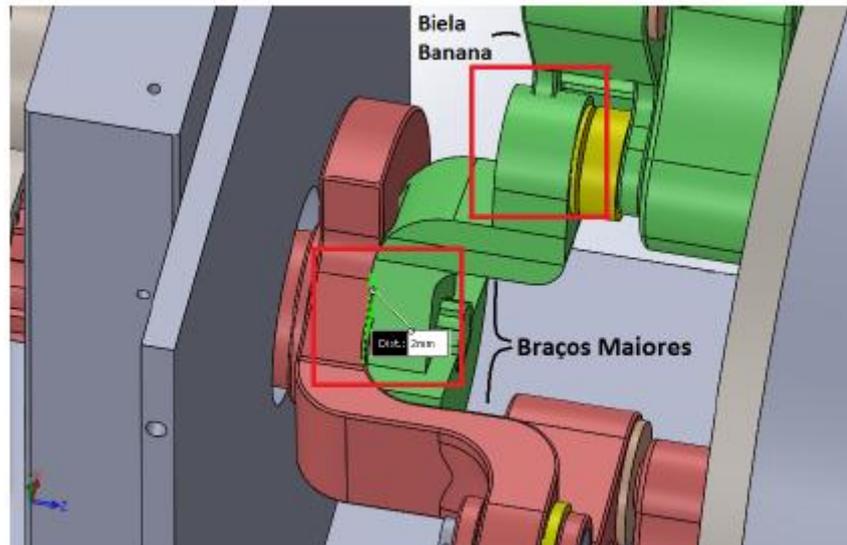


Figura 7.1: Interferência entre os braços maiores com a biela.

7.3 Análises de tensões

Após todas as possíveis colisões e interferências solucionadas, era necessário fazer uma análise de tensões no braço maior para saber se aguentaria o torque gerado pelo motor. Foi aplicado uma simulação de um torque de 406 N.m no furo de baixo do braço maior, por onde vem toda a “pressão” da combustão. Com a aplicação do torque, analisamos a tensão no braço, em um primeiro momento, percebeu-se que a tensão estava elevada próximo a região superior:

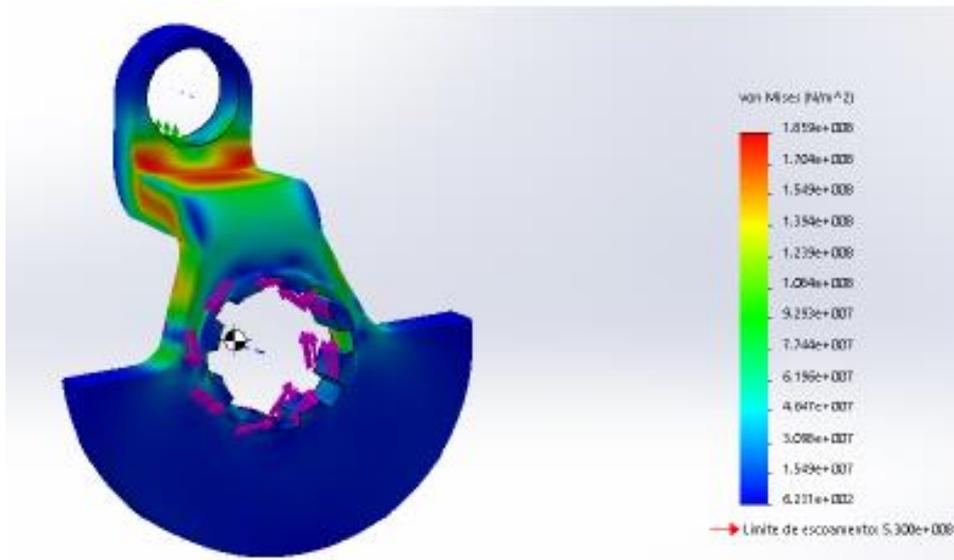


Figura 7.2: Análise de tensões no braço maior.

Para a resolução do problema alterou-se a geometria da peça. Sabe-se que em pontos de quina, tende-se a ter pontos de concentração de tensão, sendo assim é recomendado fazer filetes nessas regiões para aliviar as tensões:

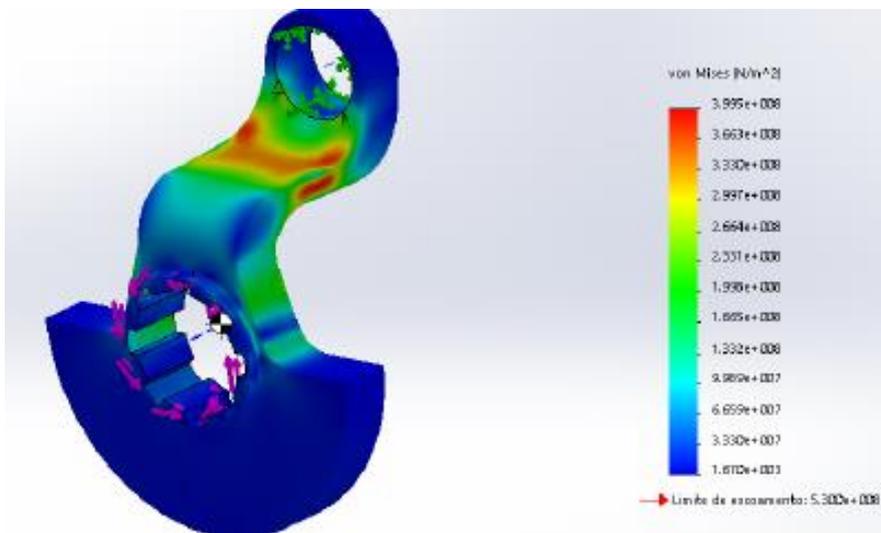


Figura 7.3: Análise de tensões no braço maior com os filetes aumentados.

Com os filetes prontos, houve um alívio de tensão, como é possível visualizar na imagem acima.

7.4 Análise de vida á fadiga

A força aplicada em cada uma das peças foi calculada com base no torque transmitido e nas suas dimensões.

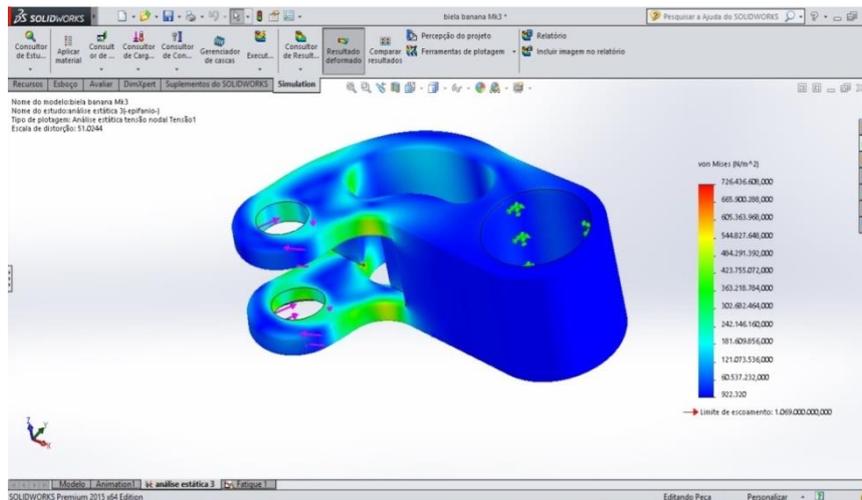


Figura 7.4: Análise de tensões por carregamento estático na biela banana.

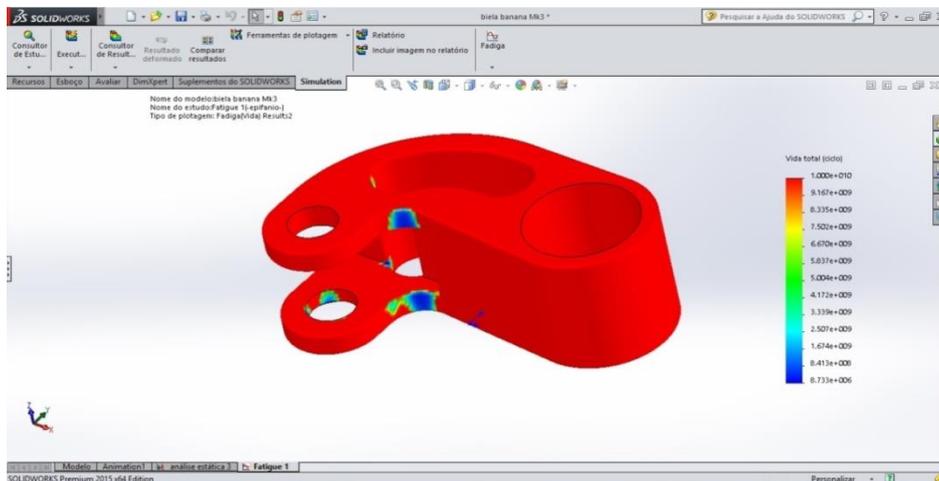


Figura 7.5: Análise de vida á fadiga em ciclos na biela banana.

O programa utilizado foi o Solidworks 2015 que usa o método dos elementos finitos e o critério de escoamento de Von Mises para calcular as tensões que atuam na peça. Para o cálculo da vida á fadiga, foi utilizado o método SN e dados da ASME (American Society of Mechanical Engineering). Como mencionado anteriormente, as peças foram projetadas para suportar o

torque máximo de 406 Nm e uma vida á fadiga de 10000 ciclos de carregamento com base em 0.

7.5 Análise de deformação

Com esta análise, foi possível verificar uma deformação acentuada na região do contrapeso do braço maior.

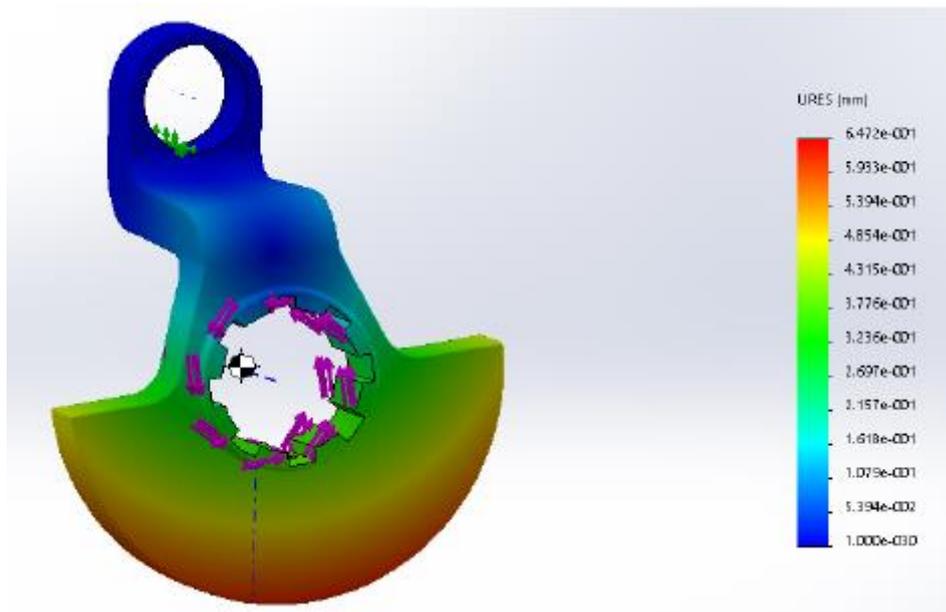


Figura 7.6: Análise de deformação no braço maior.

Para solucionar este problema, foi feito um estudo do melhor tamanho do contrapeso para que diminuísse a deformação mas mantendo o centro de gravidade da peça bem no centro do furo por onde entra o eixo da parte inferior do braço maior para minimizar os efeitos vibratórios devido ás massas desbalanceadas.

Inicialmente havia um furo na região superior do braço maior para manter o centro de massa centralizado (Figura 7.7), porém, como as concentrações de tensão e deformação estavam altas resolveu-se tirar o furo (Figura 7.8). Com a retirada do furo foi necessário buscar outros métodos para manter o centro de massa centralizado e a solução foi reduzir a espessura do braço na região superior ao centro de massa para assim compensar a massa que foi recolocada com a retirada do furo. Como nas imagens, é possível

pereceber que a retirada do furo ocasionou uma menor porcentagem de dano, dissipando-o um pouco e ainda reduzindo em escala.

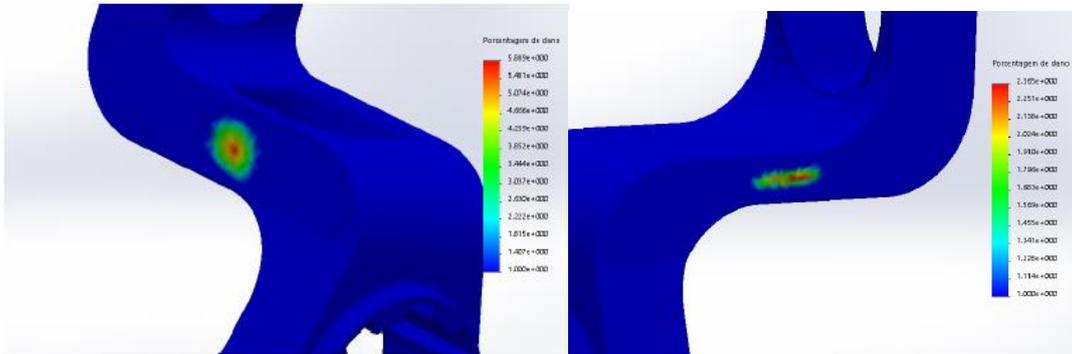


Figura 7.7: Braço maior com furo Figura 7.8: Braço sem furo para reduzir tensões.

7.6 Análise do movimento dos pistões e do volante com a variação da excentricidade e/ou posição da solar.

A partir da montagem final, ainda foi feito uma análise de movimento com o recurso do Solidworks. O intuito da análise era conseguir prever o comportamento angular dos pares dos pistões, entre pistões e ainda da solar e comparar com o movimento ao alterar a excentricidade do motor e a posição da solar.

A simulação foi realizada com o motor funcionando durante 5 segundos e nesse tempo o Solidworks armazenava os dados de posição angular de cada pistão, analisando apenas um dos pares, a posição angular entre os pistões e do volante da planetária, gerando quatro gráficos de posição versus tempo. Os gráficos foram armazenados em um arquivo de planilha juntamente com os dados armazenados e então variava-se a posição da solar ou a excentricidade. Nas figuras abaixo é possível perceber o comportamento dos gráficos para uma excentricidade de 3 mm e na posição da solar de 75°. O comportamento dos gráficos segue a mesma ideia porém com posições angulares diferentes e é justamente esse fator que possibilita a variação da relação de compressão.

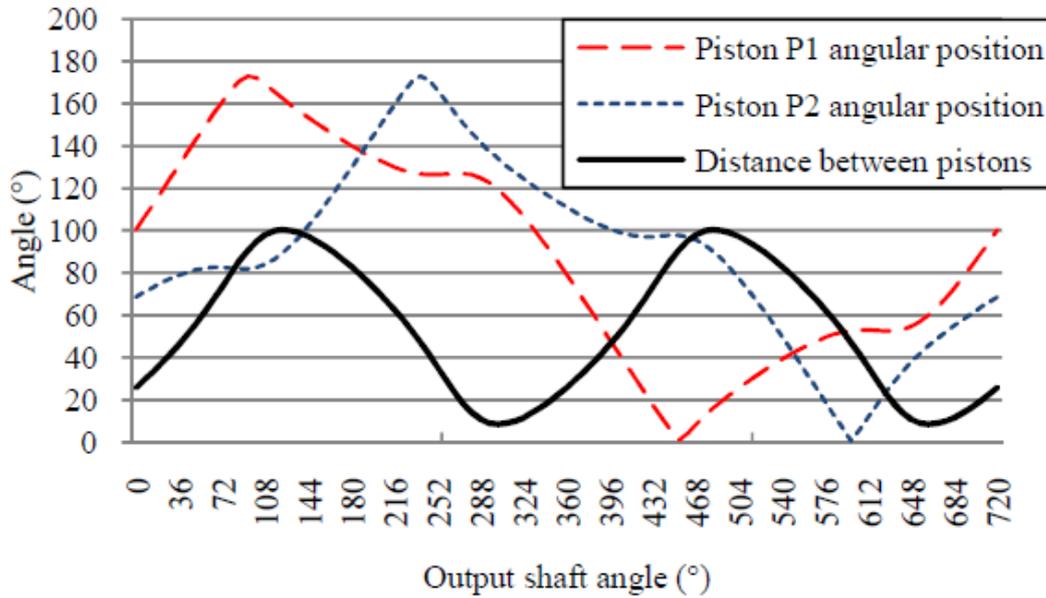


Figura 7.9: Deslocamentos dos pistões.

Como o motor possui cinco posições de excentricidade e, variando de 1 em 1 grau a posição da solar, em cada excentricidade era necessário fazer 30 análises de gráficos e levados a planilha. O intuito da análise é observar as possíveis relações de compressão obtidas, que é o grande diferencial do motor em desenvolvimento.

É possível notar que a taxa de compressão é diretamente relacionada aos ângulos máximos e mínimos entre os pistões. Como a câmara de combustão tem um formato cilíndrico sabemos que quando o ângulo máximo entre os pistões aumenta, o ângulo mínimo decresce. Assim, a taxa de compressão pode ser dada como:

$$r_c = \frac{\delta_{MAX}}{\delta_{MIN}}$$

Quando temos o maior ângulo possível entre os pistões, temos o maior volume possível da câmara de combustão. Assim, podemos determinar a cilindrada do motor como:

$$V_{câmara} = R\delta_{MAX}wh$$

Onde:

$$w = 70 \text{ mm}$$

$$R = 51,70 \text{ mm}$$

$$h = 63,40 \text{ mm}$$

O deslocamento do motor Kopelrot é definido como o volume de exaustão de gás das 4 câmaras de combustão por revolução. Assim, podemos dizer que :

$$Q_{ex} = 4R\delta_{MAX}wh$$

Assim, aplicando as funções “MÁXIMO” e “MÍNIMO” do Excel, encontramos o deslocamento máximo e o mínimo entre pistões e calculamos a taxa de compressão bem como o deslocamento total do motor. Os resultados encontrados para todas as configurações até a solar com 30 graus podem ser vistos no apêndice A deste relatório, bem como o posicionamento correto para a vela de ignição.

7.7 Simulação numérica do Ciclo Otto e do Ciclo Miller

Essa simulação tem como por objetivo utilizar da simulação realizada anteriormente pelo movimento dos pistões e fazer uma análise qualitativa através dos ciclo padrões a ar.

Para o ponto inicial temos pressão e temperatura a condições atmosféricas sendo $P_1 = 100 \text{ kPa}$ e $T_1 = 300 \text{ K}$. Assim, aplicamos as fórmulas citadas nos fundamentos teóricos para ambos os ciclos no software SCILAB, uma versão similar ao MATLAB, que nos retorna todos os parâmetros do ciclo (esses algoritmos podem ser visto no Apêndice B).

Além disso, vamos supor o uso de gasolina no motor Kopelrot para que tenhamos uma taxa de compressão igual a 10. Olhando no apêndice A, vemos que a taxa que mais aproxima a da gasolina ocorre quando a configuração do motor está na solar 13 e excentricidade 2. Assim temos os respectivos valores para $V_1=V_4=1,47 \text{ L}$ e $V_3=V_2=0,147 \text{ L}$ (aproximados para 3 casas decimais) e a

taxa de compressão o igual a 10 para este ciclo e através disso podemos utilizar as equações citadas nos fundamentos teóricos para cada um dos 4 tempos do motor.

Para que seja possível a utilização do ciclo Miller, precisamos injetar menos combustível e assim a taxa de compressão e a sua pressão máxima tem uma queda. Para evitar essa queda na taxa de compressão podemos compensar mecanicamente escolhendo uma outra configuração do motor a qual tenha um maior volume da câmara de combustão e assim ter uma maior eficiência para o ciclo Miller sem a perda da taxa de compressão.

Por exemplo: Queremos que o motor opere numa taxa de compressão em que a mesma seja a metade da razão de expansão utilizando a gasolina. Utilizando os resultados do apêndice A vemos que isso ocorre para a configuração do motor onde a posição da solar se encontra em 12 graus com uma excentricidade variando em 8 mm.

	Ciclo Otto (S = 13 , E = 2)	Ciclo Atkinson (S=12 , E = 8)	
	rc	re	rc
	10	20,15	10,08
m ar (kg)	0,0017073	0,0009001	
P1(kPa)	100	100	
P2 (kPa)	2511	2539	
P3(kPa)	16111	15371	
P4(kPa)	641,4	229,4	
P5 (kPa)	X	100	
T1 (K)	300	300	
T2 (K)	753,6	755,9	
T3 (K)	4833,3	4575	
T4 (K)	1924,2	1376	
T5 (k)	X	600	
V1 (L)	1,47	0,775	
V2 (L)	0,147	0,0769	
V3 (L)	0,147	0,0769	
V4 (L)	1,47	1,55	
V5 (L)	X	1,55	
Qh (kJ)	5	2,63	
Pressão média (kPa)	2273,7	1181,5	
Wexp (kPa)	3,56	2,066	
Wliq(kJ)	3	1,74	
Eficiência (%)	60	67	
Potencia (W)	50134,4	29007	

Tabela 7.1: Resultados para os Ciclos padrão a ar Otto e Miller.

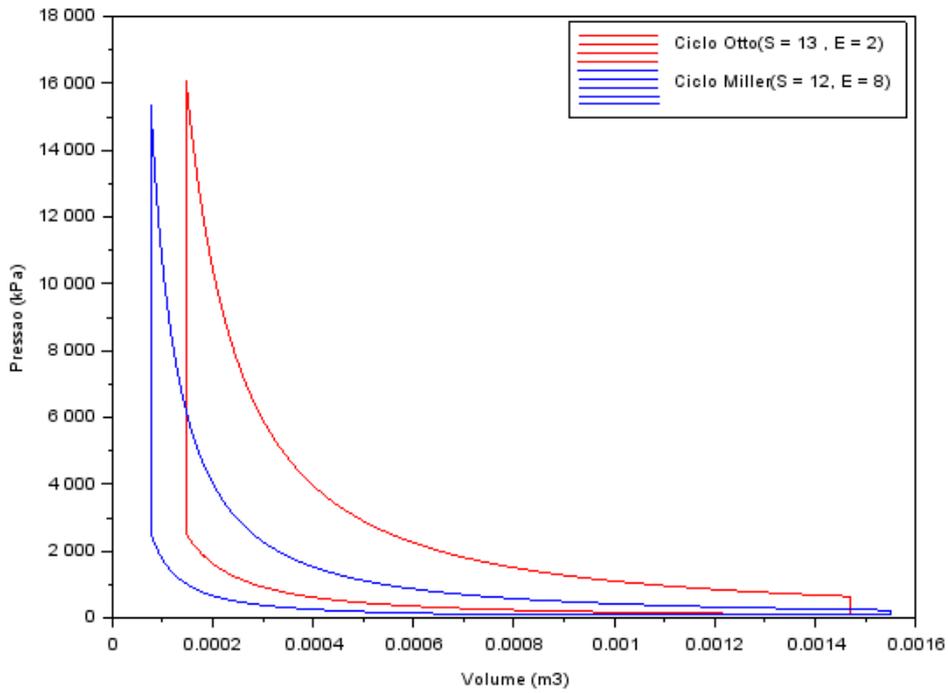


Figura 7.10 : Diagrama P x V do ciclo Otto e ciclo Miller

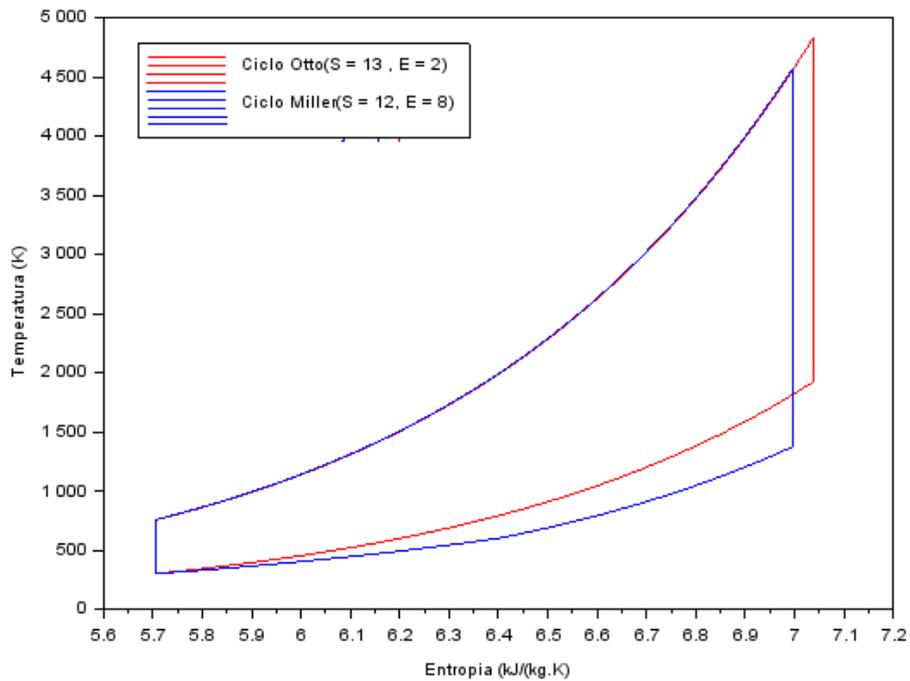


Figura 7.11: Diagrama T x s do ciclo Otto e ciclo Miller

Através da análise do ciclo podemos ver claramente o resultado esperado de acordo com as figuras 7.10 e 7.11. Temos uma perda de potência no ciclo Miller mas temos uma maior eficiência em relação ao ciclo Otto.

Tendo em vista que a eficiência é dada pelo trabalho líquido dividido pelo calor gerado na combustão, podemos dizer que o seu aumento com a utilização do ciclo Miller ocorre principalmente devido a queda no calor de combustão. Essa queda de fato é esperada nos resultados pois é causada pela diminuição da massa de mistura combustível + ar.

Temos um maior trabalho líquido no ciclo Otto que pode ser facilmente observado pelo maior trabalho de expansão na área do gráfico $P \times V$. Isso deveria fazer com que a eficiência do Otto fosse maior. Porém, como a diferença do calor de combustão tem uma diferença mais significativa, a eficiência aumenta.



8 PRODUÇÃO

8.1 Máquinas e ferramentas

A produção do modelo foi feita no laboratório de usinagem da PUC Rio, localizado no campus São Marcelo. As principais máquinas deste laboratório são listados a seguir:

Torno mecânico

No torno modelo ROK 18 marca Heidenrech & Harbeck, podemos fazer a usinagem de diâmetro interno, além do diâmetro externo convencional. É possível ainda fazer rosca externa e interna e recartilhado.



Figura 8.1: Torno mecânico modelo ROK 18 marca Heidenreich & Harbeck, Hamburgo.

Fresadoras e furadeiras



Figura 8.2: Fresadora da marca Zema, modelo FVA-1300.

Nas fresadoras Zema FV-1300 presentes no laboratório, foram feitos todos os rasgos das peças do motor, além de furações com diâmetros maiores por meio de bailarinas. Um exemplo pode ser observado no manca eixo inferior onde os rasgos verticais foram feitos com fresas e os furos circulares com bailarinas. A bailarina é presa no mandril da fresa e quando começa a girar, usina os diâmetros internos.



Figura 8.3: Manca eixo *inferior*



Figura 8.4 :Bailarina.

Eletroerosão

Dentre as máquinas utilizadas na fabricação do motor Kopelrot, a eletroerosão merece uma descrição especial por sua grande importância no projeto. A máquina de corte a fio participou da fabricação da maioria dos componentes do motor e devido a sua praticidade, agilizou muito a parte do projeto que lida com a produção.

O modelo que existe no laboratório é o CABINET FW20 cuja fornecedora é a Argie charmilles. Esta realiza cortes retos apenas com uma programação manual feita diretamente na máquina. Porém, para geometrias mais complicadas (incluindo radiais) é necessário um programa em código G (CNC) feito em software especial chamado de Fikus.

O processo consiste em fio de tungstênio ionizado que emite descargas elétricas ao passar pela peça, o que acarreta na sua erosão. Como não existe o contato direto entre a peça e o fio, o acabamento desta usinagem é excelente tornando a máquina muito boa para ser utilizada na confecção de peças que necessitam de um maior grau de precisão



Figura 8.5: Máquina de eletroerosão modelo CABINET *FW20*.

O processo de obtenção do código G no software Fikus consiste em algumas etapas. Primeiramente através da ferramenta CAD, é feito o desenho da peça com as especificações pedidas em projeto.

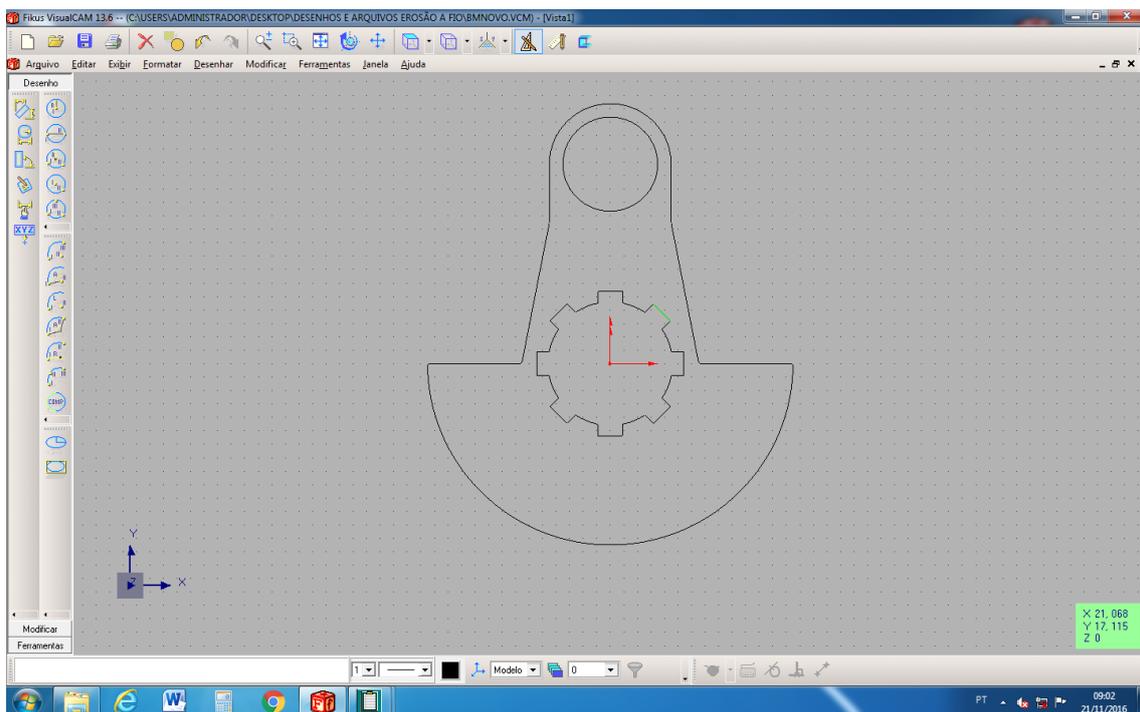


Figura 8.6: Desenho do braço maior feito no Fikus.

Depois de feito o desenho da vista principal na ferramenta CAD, entramos em uma parte do software chamada Wire EDM, com objetivo de obter o programa CNC que a máquina usa na usinagem. Neste momento

definimos a espessura da peça e o ponto de entrada do fio, ou seja, o ponto em que começaremos a erosão no material bruto.

Também é neste momento que inserimos possíveis pontos de paragem no processo e no meio da peça em que a máquina desliga e somente volta a funcionar se for ligada de maneira manual. Possuindo ao menos um destes pontos presentes é de fundamental importância já que a peça fica suspensa precisando prende-la antes que ela se solte completamente do material remanescente. Caso contrário, a queda da peça pode danificá-la ou ainda partir o fio, o que conseqüentemente pode parar a produção até que este seja trocado manualmente.

Depois de definidas todas as especificações acima, entramos na ferramenta Quick Wizzard, que gera o programa CNC. Aqui, entre outras coisas, ainda podemos compensar a espessura do fio se o projeto exigir grande precisão nas medidas. Depois calculamos e geramos o código G podendo também simular o processo da máquina e calcular o tempo necessário para usinagem.

```

brac3 - Bloco de notas
Arquivo Editar Formatar Exibir Ajuda
H000 =+00000000;
H001 =+0.18;
H005 =+00000000;
( P001----- );
T84 T86 G54 G90 G92 X-77.5Y+20.;
C007;
G01X-50.008Y+0.5;G04X0.0+H005;
G42H000;
C120;
G42H000;
G01X-50.008Y+0;G04 X0.0+H005;
G42H001;
G01X-66.492Y+0;G04X0.0+H005;
G03X-67.492Y-1.015I+0J-1.;G04X0.0+H005;
G03X+67.492Y-1.015I+67.492J+1.015;G04X0.0+H005;
G03X+66.492Y+0I-1.J+0.015;G04X0.0+H005;
G01X+33.524Y+0;G04X0.0+H005;
G02X+32.543Y+0.809I+0J+1.;G04X0.0+H005;
G01X+22.5Y+52.4;G04X0.0+H005;
G01X+22.5Y+74.25;G04X0.0+H005;
G03X-22.5Y+74.25I-22.5J+0;G04X0.0+H005;
G01X-22.5Y+52.4;G04X0.0+H005;
G01X-32.543Y+0.809;G04X0.0+H005;
G02X-33.524Y+0I-0.981J+0.191;G04X0.0+H005;
G01X-41.766Y+0;G04X0.0+H005;
M00;
G01X-50.008Y+0;G04X0.0+H005;
G40H000G01X-50.008Y+0.5;
G01X-77.5Y+20.;G04X0.0+H005;
M00;
T85 T87 M02;
(:: The Cutting length= 569.808MM);

```

Figura 8.7: Código G gerado pelo programa.



O programa é levado até a máquina. Nesta ainda podemos fazer os últimos ajustes como rotacionar o programa para colocá-lo em uma posição favorável. É ainda possível simular novamente o processo.

Furadeira



Figura 8.8: Furadeira Modelo VARIA30, número E454/100 da marca Webo.

Plaina

A plaina é a máquina usada para retirar material na espessura das peças. Muitas vezes usada para nivelar componentes e para dar as medidas iniciais na peça bruta. A plaina da oficina é do modelo FU-1 da “Máquinas Sanches S.A.”.



Figura 8.9: Plaina, modelo FU-1 da marca “Máquinas Sanches Blanes S.A”.



8.2 Produção da parte fria do motor

A produção da parte fria do motor aconteceu no laboratório de usinagem da PUC Rio localizado no campus de são marcelo.

Cabeçote do eixo de saída

A placa de material bruto foi cortada na eletroerosão a fio, dando a medida de diâmetro externo necessária para a peça. Depois disso o diâmetro interno foi feito na fresa utilizando bailarinas. Por último, utilizando a fresa com divisor, um aparelho que divide os dentes da engrenagem e permite a usinagem de um conjunto de furos como o cabeçote. Os furos feitos com esta ferramenta foram para passagem de parafuso M10x1,25.

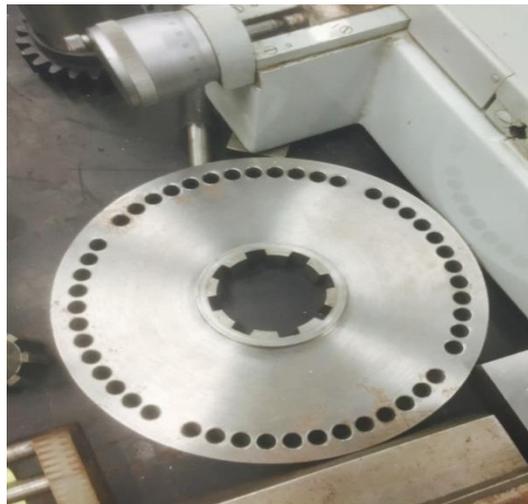


Figura 8.10: Cabeçote do eixo de saída.

Mancal Volante

Após receber suas dimensões externas finais, foi encaminhado para a fresa onde foram abertos os furos para a entrada dos rolamentos. Também na fresa foram feitos os furos de 10 mm onde seriam feitas as roscas M10x1,25, com profundidade de 30 mm. Antes disso, porém, o mancal passou por um processo de torneamento onde foram usinados os rebaixo para o rolamento.



Planetárias

A planetária mais próxima ao mancal volante teve sua medida externa dada do mesmo modo que o cabeçote do eixo, através de corte a fio. Posteriormente foram feitos os furos de diâmetro 55 mm, que são de entrada para os eixos da planetária. Apesar de termos apenas dois eixos, por uma questão de balanceamento, e para manter o centro de massa do componente, foram feitos 8 furos. Os rebaixos para rolamentos foram mais uma vez feitos no torno por meio de ferramenta de corte em diâmetros internos. Na continuação o diâmetro de 8 mm foi furado de maneira passante na furadeira para que se pudesse ser feito a rosca M8x1,25.

Na segunda planetária o diâmetro externo foi dado semelhante a anterior. Esta também foi levada a fresa para a abertura do furo de 55 mm, onde posteriormente foram feitas as estrias. O processo para a entrada dos rolamentos mediante aos eixos da planetária também são os mesmo da primeira. Os furos de diâmetro 8 mm também são feitos, mas dessa vez sem rosca e com rebaixo para cabeça de parafusos com sextavado interno M8x1,25.



Figura 8.11: Volante do sistema cilindro-planetárias.

Cilindro da planetária

O processo de obtenção do diâmetro externo foi mais uma vez o da eletroerosão, após dadas as medidas, o cilindro foi para uma fresa menor,



onde as entradas laterais mostradas na figura abaixo foram feitas. Depois disso foram feitos os rebaixos onde seriam encaixadas as planetárias, e os furos para passagem do parafuso M8x1,25 de fixação do conjunto Planetária-Cilindro-Planetária.



Figura 8.12: Cilindro da planetária.

Braços do motor e Biela

Os braços são a continuação do sistema de velocidade diferencial. Os braços da planetária tem velocidades iguais e seguem aos eixos da planetária. Estes são ligados por meio de pinos às bielas bananas, que não tem velocidade uniforme, assim a velocidade uniforme no eixo de saída se transforma em não uniforme. As bielas são montadas aos braços de transição, que também tem velocidades diferentes e assim as velocidades no chamado eixo inferior é diferente da no eixo de saída interno.

Nesse subconjunto existem quatro braços, o processo de fabricação de cada um deles será detalhado abaixo.

- Braço de transição interno (Braço menor)

Este braço teve todo seu processo de fabricação na eletroerosão. Tal processo foi dividido em três etapas: o desbaste do contorno do braço (vista frontal), desbaste da lateral do braço, abertura de furos e estrias. A produção

deste componente sofreu um atraso devido a problemas com a máquina de eletroerosão a fio.



Figura 8.13: Braço menor.

- Braço de transição externa

O braço maior também foi todo usinado no corte a fio e com as mesmas etapas do menor.



Figura 8.14: Braço maior.

- Braços da planetária

Foram produzidos dois braços da planetária, que também tiveram seus contornos feitos pelo processo do corte por eletroerosão a fio assim como os furos e as estrias. Neste braço porém, foi utilizada a fresa para abrir oblongo mostrado no desenho e na foto.



Figura 8.15: Braços da planetária.

- Biela Banana

A fabricação das duas bielas bananas foi utilizada a máquina de eletroerosão em todos os processos, devido a sua geométrica complicada e necessidade de precisão. Assim, sua produção ocorreu através de um programa de código G em um processo já descrito anteriormente.



Figura 8.16: Biela Banana

Eixo de saída interno

Eixo em que transmite o torque de saída do motor, diretamente ligado à segunda planetária. Tem velocidade uniforme. Os diâmetros deste eixo foram feitos no processo de torneamento. Já as estrias e o rasgo para chaveta foram fabricados fora do laboratório São Marcelo.

Eixo de saída externo

Este eixo é fixo, e ligado à engrenagem solar. Participa do sistema de velocidade diferencial. Os diâmetros interno e externo do eixo foram dados no torno, já as estrias foram feitas na empresa Maroni.



Figura 8.17: Eixo de saída externo.



Eixos da planetária

Também participa do sistema de velocidade diferencial. Eixo ligado diretamente às engrenagens planetárias e aos braços da mesma. Mais uma vez, o diâmetro foi feito no torno e as estrias na empresa Maroni.



Figura 8.18: Eixo da planetária com a engrenagem acoplada.

Espaçadores

Os 4 tipos de espaçadores tiveram o mesmo tipo de fabricação: um cilindro do material de cada um deles foi levado ao torno mecânico, onde as respectivas dimensões de diâmetro foram dadas. Posteriormente foram feitos os diâmetros internos e pôr fim a peça foi cortada com a espessura dada no desenho.



Figura 8.19: Espaçadores.



Carcaças e Tampas

As carcaças e tampas do motor foram todas feitas da mesma maneira, as dimensões da placa foram dadas na eletroerosão a fio, a espessura foi deixada na medida pela plaina e por fim, os furos foram feitos na furadeira.



Figura 8.20: Carcaça lateral.

Pinos

Os pinos foram feitos pelo processo de fresamento e depois torneamento para que o diâmetro fosse colocado na medida correta. Logo depois foram feitos os respectivos furos.



Figura 8.21: Pinos.

Mancais intermediários e do eixo inferior

No mancal intermediário, as medidas da placa foram dadas na eletroerosão e a espessura na plaina. Depois, os furos para passagem dos eixos e os rebaixos dos rolamentos foram feitos na fresa. Por fim, foram feitos os furos em que posteriormente seriam abertas as roscas.



Figura 8.22: Mancal intermediário

O processo no mancal do eixo inferior foi muito semelhante com a diferença que neste estão presentes rasgos verticais que no anteriormente descrito não existem. Estes rasgos foram feitos no processo de fresagem. Uma alteração na distância entre eles inclusive alterou a cota da sua espessura já que o rasgo já havia sido feito. Uma alteração na peça que futuramente será montada nele foi feita e essa modificação não causou maiores problemas no projeto.



Figura 8.23: Mancal eixo inferior.

9 CONCLUSÃO

O motor Kopelrot é um motor de combustão interna rotativo de 4 tempos onde seus principais benefícios em relação aos outros motores é a sua taxa de compressão variável e na possibilidade de operar tanto no ciclo Otto como no ciclo Miller. Seu foi realizado no Instituto de Energia da PUC Rio. Primeiramente veio a fase de projeto e dimensionamento para que fosse possível ter uma idéia do tamanho e peso do motor.

Acabada essa fase, foram feitas análises em todas as peças separadamente para valida-las. As peças que não passaram nos testes de esforços mecânicos como escoamento e fadiga tiveram que ser reprojctadas. Então acabado esta fase vieram as análises em cima do comportamento do motor como um todo. A primeira análise feita foi a de interferência para saber se havia mais alguma peça a ser reprojctada. Com todas as peças validadas pelas simulações, elas foram mandadas para fabricação e os parafusos e rolamentos foram contados e comprados.

Uma das simulações realizadas foi a do movimento dos pistões para estudarmos como eles deslocam entre si para cada configuração diferente do motor. Com essa simulação podemos ver como a taxa de compressão pode variar e como o volume na câmara de combustão aumenta junto com a excentricidade do motor. Pudemos utilizar estes resultados para fazer uma simulação numérica (que pode ser vista no apêndice B) para estudarmos o comportamento do motor com o ciclo Otto e o ciclo Miller. Todos os resultados bateram com o esperado mas vale lembrar que estamos nos tratando de ciclos padrão a ar onde os processos de compressão e expansão são isentrópicos, os valores de c_v e c_p do ar são constantes e também existem outras perdas como por exemplo atrito que não são considerados, tornando o uso dos ciclos padrão a ar somente como uma forma de obter valores qualitativos sobre o motor e ,assim, os valores encontrados não são necessariamente iguais à realidade. Um exemplo disso é a eficiência para um ciclo Otto, que foi calculada como 60% e sabemos que para um motor convencional 4 tempos que a sua eficiência está na faixa dos 30%.



Podemos perceber que para usar o ciclo Miller é necessário utilizar uma configuração ao utilizar uma configuração diferente da utilizada para o ciclo Otto pois se utilizarmos a mesma, a taxa de compressão terá seu valor diminuído devido a menor quantidade de combustível injetada no motor. Então para compensar mecanicamente, aumentamos a excentricidade ou até mesmo a solar (se for conveniente) para que se tenha uma eficiência maior no ciclo Miller sem a perda da taxa de compressão.

Depois de todos os testes computacionais realizados, as peças foram mandadas para fabricação e o motor se encontra em fase de montagem para que mais adiante possa ser testado no Laboratório de Engenharia Veicular, que fica dentro da PUC Rio.



10 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BORGNAKKE; SONNTAG. **Fundamentos da Termodinâmica** – Série Van Wylen. Tradução da edição americana. 8.ed. editora Blucher.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. Tradução da edição americana. 4.ed. editora LTC.

BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna: Volume 1**. editora Blucher.

Guarato, A.Z., Ticona, Epifanio M. Braga, S. L. "**Application of Atkinson/Miller cycle on an internal combustion engine**". Proceedings of 23 o Congresso internacional da ABCM – COBEM 2015. Rio de Janeiro, Brazil.

KOPELOWICZ, Julio. **Desenvolvimento de um novo motor de combustão interna rotativo multi-combustível com taxa de compressão e cilindrada dinamicamente variáveis**, Projeto FAPERJ motor rotativo 2011

Guarato, A.Z., Ticona, Epifanio M. Braga, S. L. "**Development of aflex-fuel rotary engine with variable compression ratio**". Proceedings of SAE Brasil 2016 Congress. São Paulo, Brazil.

Ticona, E.M., Guarato A. e Braga, S.L., 2015. "**Mathematical modeling and analysis of thermodynamic processes of an irreversible Miller cycle working on a piston Rotary engine**". 23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering.

Apêndice A

Simulações do motor Rotativo Kopelrot

As simulações foram realizadas no Solidworks 2016. Para isso, foi aplicado uma rotação de 100 RPM no eixo de saída para simular o funcionamento do motor durante 5 segundos. Ao tentar aplicar uma maior rotação o programa retornava uma mensagem de erro pois é necessário o uso de uma máquina muito mais sofisticada para realizar simulações mais precisas. Através das mesmas obtemos o deslocamento angular de um pistão em função do outro.

A posição indicada da vela pode ser fornecida através da bissetriz do ângulo entre os pistões no instante em que o deslocamento entre ambos é mínimo.

Os resultados estão demonstrados a seguir para 11 excentricidades diferentes, de 1 em 1 mm, até a solar em 30 graus.

Solar 0	Ângulos entre os pistões						
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V máx(L)	V min (L)
0	11,7810	89,0498	7,5588	-39,54	55,47	1,4257	0,1886
1	10,9597	89,9400	8,2065	-39,53	56,91	1,4400	0,1755
2	10,1350	90,8320	8,9622	-39,52	58,41	1,4542	0,1623
3	9,3070	91,7370	9,8568	-39,51	59,96	1,4687	0,1490
4	8,4750	92,6520	10,9324	-39,50	61,58	1,4834	0,1357
5	7,6390	93,5790	12,2502	-39,50	63,29	1,4982	0,1223
6	6,8000	94,5330	13,9019	-39,58	65,10	1,5135	0,1089
7	5,9550	95,5000	16,0369	-39,59	67,04	1,5290	0,0953
8	5,1050	96,4700	18,8972	-39,60	69,14	1,5445	0,0817
9	4,2490	97,4700	22,9395	-39,60	71,44	1,5605	0,0680
10	3,3900	98,4900	29,0531	-39,61	74,01	1,5768	0,0543
11	2,5200	99,5400	39,5000	-39,66	77,02	1,5936	0,0403

Solar 1	Ângulos entre os pistões						
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	11,7040	89,0570	7,6091	139,46	55,59	1,4258	0,1874
1	10,8800	89,9600	8,2684	139,47	57,04	1,4403	0,1742
2	10,0590	90,8700	9,0337	139,49	58,54	1,4548	0,1610
3	9,2300	91,7900	9,9447	139,50	60,10	1,4696	0,1478
4	8,3900	92,7250	11,0518	-39,52	61,75	1,4845	0,1343
5	7,5500	93,6700	12,4066	-39,51	63,48	1,4997	0,1209
6	6,7020	94,6280	14,1194	-39,51	65,32	1,5150	0,1073
7	5,8503	95,6013	16,3412	-39,52	67,29	1,5306	0,0937
8	4,9925	96,5919	19,3474	-39,53	69,43	1,5464	0,0799
9	4,1287	97,6027	23,6400	-39,54	71,78	1,5626	0,0661
10	3,2583	98,6371	30,2728	-39,56	74,44	1,5792	0,0522
11	2,3805	99,6996	41,8820	-39,58	77,55	1,5962	0,0381

Solar 2		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max (L)	V min (L)
0	11,6371	89,0864	7,6554	-41,46	55,70	1,4263	0,1863
1	10,8112	89,9968	8,3244	139,54	57,16	1,4409	0,1731
2	9,9799	90,9166	9,1099	139,55	58,68	1,4556	0,1598
3	9,1445	91,8468	10,0439	139,56	60,26	1,4705	0,1464
4	8,3046	92,7883	11,1731	139,57	61,92	1,4856	0,1330
5	7,4600	93,7424	12,5660	139,58	63,67	1,5008	0,1194
6	6,6103	94,7108	14,3278	139,58	65,52	1,5163	0,1058
7	5,7550	95,6953	16,6282	139,57	67,52	1,5321	0,0921
8	4,8910	96,6982	19,7708	-39,46	69,69	1,5482	0,0783
9	4,0189	97,7224	24,3154	-39,47	72,10	1,5645	0,0643
10	3,1400	98,7718	31,4559	-39,49	74,83	1,5814	0,0503
11	2,2534	99,8515	44,3120	-39,51	78,05	1,5986	0,0361

Solar 3		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min (L)
0	11,5610	89,1020	7,7071	-41,3953	55,82	1,4265	0,1851
1	10,7340	90,0200	8,3864	-41,3778	57,29	1,4412	0,1719
2	9,9000	90,9480	9,1867	-41,3629	58,82	1,4561	0,1585
3	9,0670	91,8870	10,1342	-41,3508	60,40	1,4711	0,1452
4	8,2230	92,8380	11,2900	139,6374	62,08	1,4863	0,1317
5	7,3710	93,8020	12,7258	139,6429	63,85	1,5018	0,1180
6	6,5140	94,7810	14,5504	139,6446	65,74	1,5175	0,1043
7	5,6509	95,7772	16,9489	139,6446	67,76	1,5334	0,0905
8	4,7810	96,7920	20,2451	139,6350	69,98	1,5497	0,0765
9	3,9050	97,8300	25,0525	139,6229	72,43	1,5663	0,0625
10	3,0210	98,8950	32,7358	139,6053	75,23	1,5833	0,0484
11	2,1270	99,9900	47,0099	139,7184	78,56	1,6009	0,0341

Solar 4		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max (L)	V min (L)
0	11,4915	89,1047	7,7539	137,6844	55,92510575	1,4266	0,1840
1	10,6639	90,0308	8,4426	-41,3136	57,39998909	1,4414	0,1707
2	9,8260	90,9673	9,2578	-41,2976	58,94212497	1,4564	0,1573
3	8,9833	91,9150	10,2317	-41,2844	60,5524289	1,4716	0,1438
4	8,1356	92,8752	11,4159	-41,2744	62,24317227	1,4869	0,1303
5	7,2824	93,8493	12,8871	-41,2678	64,03023761	1,5025	0,1166
6	6,4234	94,8390	14,7646	-41,2649	65,93477805	1,5184	0,1028
7	5,5581	95,8466	17,2445	-41,2662	67,98599268	1,5345	0,0890
8	4,6841	96,9492	20,6974	139,8375	70,23996276	1,5522	0,0750
9	3,7988	97,9805	25,7925	139,8263	72,74775188	1,5687	0,0608
10	3,1810	99,0632	31,1422	-43,8784	74,7268014	1,5860	0,0509
11	2,3012	100,1701	43,5296	-43,8962	77,89522309	1,6037	0,0368



Solar 5		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	11,4170	89,1990	7,8128	137,7502	56,05830491	1,4281	0,1828
1	10,5850	90,0540	8,5077	137,7699	57,53069619	1,4418	0,1695
2	9,7480	90,9720	9,3324	137,7871	59,07364085	1,4565	0,1561
3	8,9060	91,9290	10,3221	137,8014	60,69099401	1,4718	0,1426
4	8,0550	92,8980	11,5330	-41,2102	62,39689804	1,4873	0,1290
5	7,1950	93,8820	13,0482	-41,2026	64,20854233	1,5031	0,1152
6	6,3280	94,8800	14,9937	-41,1988	66,14391645	1,5190	0,1013
7	5,4500	95,9000	17,5963	-41,1992	68,24360772	1,5354	0,0873
8	4,5740	96,9400	21,1937	-41,2043	70,52069381	1,5520	0,0732
9	3,6860	98,0110	26,5901	-41,2146	73,07769722	1,5692	0,0590
10	2,7890	99,1000	35,5324	-41,2305	76,02547872	1,5866	0,0447
11	1,8830	100,2400	53,2342	-41,2527	79,60500023	1,6049	0,0301

Solar 6		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max (L)	V min(L)
0	11,3593	89,5151	7,8804	3,1692	56,20934324	1,433149	0,18186
1	10,5347	90,4178	8,5829	3,1482	57,67985227	1,447601	0,16866
2	9,6730	91,0787	9,4158	97,8515	59,21908086	1,458182	0,15487
3	8,8237	91,9634	10,4224	97,8668	60,84263098	1,472346	0,14127
4	7,9965	93,2119	11,6565	97,8790	62,55684912	1,492335	0,12803
5	7,1075	93,9031	13,2118	97,8878	64,38649121	1,503401	0,11379
6	6,2398	94,9148	15,2112	97,8927	66,33841158	1,519599	0,0999
7	5,3641	95,9464	17,8869	1,1353	68,45094966	1,536114	0,08588
8	4,4753	97,0009	21,6748	2,4433	70,78417396	1,552997	0,07165
9	3,5784	98,0825	27,4097	2,4520	73,40264259	1,570314	0,05729
10	2,6726	99,1968	37,1169	2,4663	76,44020688	1,588154	0,04279
11	1,7568	100,3515	57,1218	99,9126	80,17197992	1,606641	0,02813

Solar 7		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	11,2741	89,5825	7,9458	3,7233	56,35402037	1,434228	0,1805
1	10,4430	90,4933	8,6655	3,7012	57,84170112	1,44881	0,16719
2	9,6063	91,4158	9,5163	3,6815	59,3918599	1,463579	0,1538
3	8,7637	92,3510	10,5380	3,6645	61,01500774	1,478553	0,14031
4	7,9148	93,3004	11,7881	3,6506	62,72452457	1,493751	0,12672
5	7,0593	94,2654	13,3533	3,6400	64,53787282	1,509201	0,11302
6	6,1967	95,2480	15,3707	3,6331	66,47855223	1,524933	0,09921
7	5,3265	96,2667	18,0733	3,6302	68,58153776	1,541242	0,08528
8	4,4479	97,3121	21,8783	3,6319	70,89318558	1,557979	0,07121
9	3,5603	98,3855	27,6342	3,6386	73,48928051	1,575165	0,057
10	2,6628	99,4925	37,3638	3,6509	76,50261975	1,592888	0,04263
11	1,7544	100,6407	57,3642	3,6694	80,20554412	1,611271	0,02809



Solar 8		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	11,2005	89,6378	8,0030	3,6578	56,4790285	1,435113	0,17932
1	10,3627	90,5569	8,7388	3,6349	57,9834967	1,449828	0,16591
2	9,5191	91,4881	9,6111	3,6144	59,55251349	1,464737	0,1524
3	8,6693	92,4327	10,6620	3,5967	61,19710932	1,47986	0,1388
4	7,8131	93,3920	11,9532	3,5821	62,93138809	1,495219	0,12509
5	6,9500	94,3678	13,5780	3,5709	64,77385685	1,510841	0,11127
6	6,0795	95,3621	15,6858	3,5634	66,74958951	1,52676	0,09733
7	5,2010	96,3775	18,5306	3,5602	68,89396401	1,543017	0,08327
8	4,3139	97,4172	22,5824	3,5615	71,25963441	1,559663	0,06907
9	3,4173	98,5039	28,8250	3,5680	73,93290894	1,57706	0,05471
10	2,5104	99,6294	39,6860	3,5803	77,0625572	1,595081	0,04019
11	1,5922	100,7997	63,3096	3,5989	80,97116088	1,613817	0,02549

Solar 9		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	11,1300	89,7132	8,0605	96,0417	56,60342206	1,43632	0,17819
1	10,2890	90,6000	8,8055	96,0656	58,11122757	1,450517	0,16473
2	9,4419	91,4988	9,6907	96,0870	59,68581339	1,464907	0,15117
3	8,5885	92,4107	10,7599	96,1057	61,33863668	1,479508	0,1375
4	7,7276	93,3372	12,0784	2,9058	63,0855757	1,494341	0,12372
5	6,8513	94,2796	13,7607	2,8941	64,96167814	1,509429	0,10969
6	5,9675	95,2399	15,9598	2,8864	66,9790768	1,524804	0,09554
7	5,0755	96,2204	18,9580	2,8831	69,17642581	1,540501	0,08126
8	4,1745	97,2238	23,2898	2,8845	71,61208231	1,556567	0,06683
9	3,2639	98,2538	30,1033	2,8914	74,38146165	1,573057	0,05226
10	2,3982	99,7749	41,6034	96,0667	77,49140486	1,597409	0,0384
11	1,4620	100,9565	69,0548	0,8294	81,62097229	1,616327	0,02341

Solar 10		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	11,0530	89,8150	8,1258	4,8760	56,74338628	1,43795	0,17696
1	10,2160	90,7100	8,8792	4,8508	58,25059534	1,452279	0,16356
2	9,3700	91,6180	9,7778	96,1497	59,82984444	1,466816	0,15001
3	8,5090	92,5390	10,8754	96,1691	61,50347853	1,481562	0,13623
4	7,6410	93,4750	12,2333	96,1853	63,27330145	1,496547	0,12233
5	6,7660	94,4290	13,9564	96,1981	65,15899762	1,511821	0,10832
6	5,8830	95,4000	16,2162	96,2071	67,1889454	1,527367	0,09419
7	5,0100	96,6000	19,2814	2,1898	69,38429675	1,546579	0,08021
8	4,0950	97,6600	23,8486	2,1908	71,88002861	1,56355	0,06556
9	3,1700	98,7500	31,1514	2,1974	74,72978929	1,581001	0,05075
10	2,2350	99,8900	44,6935	2,2102	78,1273096	1,599252	0,03578
11	1,2830	100,6600	78,4567	2,8615	82,53583234	1,61158	0,02054

Solar 11		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	10,9860	89,9063	8,1837	-44,8124	56,8659571	1,439412	0,17589
1	10,1415	90,8098	8,9542	-44,7864	58,39087094	1,453877	0,16237
2	9,2904	91,7263	9,8732	-44,7630	59,98553782	1,468551	0,14874
3	8,4323	92,6573	10,9883	-44,7423	61,66218437	1,483456	0,135
4	7,5668	93,6041	12,3704	-44,7247	63,436596	1,498614	0,12115
5	6,6884	94,6312	14,1485	135,4615	65,34902692	1,515058	0,10708
6	5,8047	95,6556	16,4791	135,4716	67,39932875	1,531459	0,09293
7	4,9118	96,7046	19,6884	135,4774	69,63899837	1,548254	0,07864
8	4,0090	97,7824	24,3909	135,4784	72,13182475	1,565509	0,06418
9	3,0923	98,8944	31,9806	-42,1417	74,99394304	1,583313	0,04951
10	2,1469	100,0482	46,6003	-42,1540	78,48980473	1,601784	0,03437
11	1,1888	101,2545	85,1719	-42,1736	83,10020438	1,621098	0,01903

Solar 12		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max (L)	V min(L)
0	10,9300	89,9858	8,2329	-44,7521	56,96923299	1,440685	0,17499
1	10,0787	90,8978	9,0188	-44,7864	58,51024485	1,455286	0,16136
2	9,2205	91,8234	9,9586	-44,7013	60,12312363	1,470106	0,14762
3	8,3551	92,7641	11,1027	-44,6800	61,8206552	1,485166	0,13377
4	7,4819	93,7214	12,5264	-44,6618	63,61941853	1,500492	0,11979
5	6,6005	94,6972	14,3470	-44,6471	65,54154514	1,516114	0,10567
6	5,7102	95,6939	16,7583	-44,6363	67,61767432	1,532072	0,09142
7	4,8046	96,7144	20,1294	136,3337	69,90686929	1,548411	0,07692
8	3,8852	97,7625	25,1627	136,3344	72,47690939	1,565191	0,0622
9	2,9547	98,8431	33,4533	136,3294	75,44021607	1,582491	0,0473
10	2,0118	99,9627	49,6876	136,3180	79,03471597	1,600417	0,03221
11	1,0553	101,1306	95,8274	136,2994	83,87854762	1,619114	0,0169

Solar 13		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	10,8864	90,0646	8,2732	-44,6953	57,05316228	1,441947	0,17429
1	10,0281	90,9742	9,0719	-44,6679	58,60756453	1,456509	0,16055
2	9,1628	91,9090	10,0306	-44,6430	60,2379785	1,471475	0,1467
3	8,2900	92,8595	11,2014	-44,6210	61,95562757	1,486693	0,13272
4	7,4091	93,8274	12,6638	-44,6022	63,77786879	1,502189	0,11862
5	6,5197	94,8148	14,5429	-44,5869	65,72798942	1,517998	0,10438
6	5,6211	95,8242	17,0474	-44,5756	67,83843622	1,534158	0,08999
7	4,7126	96,8589	20,5534	-44,5688	70,15669572	1,550723	0,07545
8	3,7933	97,9229	25,8146	-44,5671	72,75706918	1,567758	0,06073
9	2,8612	99,0217	34,6087	136,3864	75,77153603	1,58535	0,04581
10	1,9082	100,1627	52,4901	136,3752	79,48984023	1,603618	0,03055
11	0,9410	101,3565	#####	136,3566	84,61501132	1,622731	0,01507



Solar 14		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	10,8553	90,1425	8,3040	-44,6421	57,11706199	1,443194	0,17379
1	9,9901	91,0573	9,1147	-44,6139	58,68547261	1,457839	0,15994
2	9,1176	91,9865	10,0889	-44,5883	60,32992922	1,472717	0,14597
3	8,2373	92,9431	11,2832	-44,5655	62,06614564	1,488032	0,13188
4	7,3487	93,9219	12,7808	-44,5460	63,91084986	1,503702	0,11765
5	6,4512	94,9210	14,7138	-44,5301	65,88778161	1,519699	0,10328
6	5,5441	95,9435	17,3054	-44,5182	68,03116113	1,536068	0,08876
7	4,6268	96,9926	20,9632	-44,5110	70,39147238	1,552865	0,07408
8	3,6983	98,0730	26,5184	-44,5089	73,04859561	1,570163	0,05921
9	2,7576	99,1908	35,9700	-44,5126	76,1425672	1,588058	0,04415
10	1,8034	100,3544	55,6470	-44,5229	79,9634357	1,606687	0,02887
11	0,8342	101,5758	#####	-44,5407	85,35133446	1,626243	0,01336

Solar 15		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	10,7000	90,2200	8,4318	6,4730	57,37814159	1,444434	0,17131
1	9,8500	91,1370	9,2525	6,4433	58,93265745	1,459116	0,1577
2	8,9920	92,0680	10,2389	6,4161	60,56343903	1,474021	0,14396
3	8,1260	93,0165	11,4468	6,3917	62,28390425	1,489207	0,1301
4	7,2500	93,9990	12,9654	6,3703	64,11723431	1,504937	0,11607
5	6,3670	95,0138	14,9229	6,3525	66,07973278	1,521184	0,10194
6	5,4800	96,0510	17,5276	4,4643	68,19382332	1,537789	0,08774
7	4,5500	97,1100	21,3429	4,4565	70,60327315	1,554744	0,07285
8	3,6100	98,2100	27,2050	4,4540	73,3227784	1,572355	0,0578
9	2,6650	99,3500	37,2795	4,4575	76,48138532	1,590607	0,04267
10	1,7000	100,5400	59,1412	4,4678	80,44562155	1,609659	0,02722
11	0,7200	101,7900	#####	4,4858	86,20089393	1,629672	0,01153

Solar 16		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max (L)	V min(L)
0	10,8323	90,2991	8,3361	-44,5471	57,18306015	1,4457	0,17343
1	9,9532	91,2159	9,1644	-44,5172	58,7753016	1,460379	0,15935
2	9,0662	92,1482	10,1639	-44,4899	60,44732962	1,475305	0,14515
3	8,1708	93,1084	11,3952	-44,4655	62,21575095	1,490677	0,13082
4	7,2665	94,0934	12,9489	-44,4444	64,09901904	1,506448	0,11634
5	6,3526	95,1003	14,9702	-44,4270	66,12272488	1,522568	0,10171
6	5,4285	96,1473	17,7116	-44,4139	68,32643926	1,539331	0,08691
7	4,4933	97,2267	21,6383	-44,4056	70,76446269	1,556612	0,07194
8	3,5460	98,3416	27,7332	-44,4026	73,52720037	1,574463	0,05677
9	2,5855	99,4998	38,4844	-44,4058	76,77872511	1,593005	0,04139
10	1,6103	100,7120	62,5431	-44,4160	80,87822808	1,612413	0,02578
11	0,6187	101,9949	#####	-44,4342	87,02303883	1,632952	0,00991



Solar 17		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max (L)	V min(L)
0	10,8276	90,3809	8,3473	-52,0168	57,2061322	1,44701	0,17335
1	9,9550	91,2903	9,1703	-44,4747	58,78574177	1,46157	0,15938
2	9,0607	92,2309	10,1792	-44,4464	60,4710879	1,476629	0,14506
3	8,1577	93,1904	11,4236	-44,4211	62,25325753	1,491991	0,13061
4	7,2455	94,1748	12,9977	-44,3992	64,15294643	1,507751	0,116
5	6,3234	95,1941	15,0543	-44,3811	66,19855002	1,524071	0,10124
6	5,3906	96,2398	17,8533	-44,3672	68,4272127	1,540812	0,0863
7	4,4463	97,3262	21,8892	-44,3583	70,89897659	1,558206	0,07119
8	3,4895	98,4593	28,2159	-44,3548	73,70929517	1,576347	0,05587
9	2,5189	99,6390	39,5566	-44,3577	77,03257304	1,595234	0,04033
10	1,5330	100,8777	65,8026	-44,3677	81,26287701	1,615065	0,02454
11	0,5301	102,1948	#####	-44,3861	87,81097254	1,636152	0,00849

Solar 18		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	10,6828	90,4554	8,4674	-51,9341	57,44994765	1,448203	0,17103
1	9,8917	91,3737	9,2374	-51,8933	58,90587972	1,462906	0,15837
2	9,0692	92,3083	10,1782	-44,4070	60,46956442	1,477869	0,1452
3	8,1586	93,2715	11,4323	-44,3808	62,26478329	1,49329	0,13062
4	7,2384	94,2622	13,0225	-44,3580	64,18025057	1,50915	0,11589
5	6,3080	95,2763	15,1041	-44,3390	66,24310993	1,525386	0,10099
6	5,3665	96,3356	17,9512	-44,3244	68,49623266	1,542346	0,08592
7	4,4131	97,4279	22,0769	-66,5213	70,99820824	1,559833	0,07065
8	3,4467	98,5654	28,5972	-44,3107	73,85006744	1,578046	0,05518
9	2,4659	99,7676	40,4585	-44,3132	77,23875756	1,597293	0,03948
10	1,4693	101,0343	68,7651	-44,3231	81,59004855	1,617573	0,02352
11	0,4548	102,3885	#####	-44,3415	88,54436839	1,639254	0,00728

Solar 19		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max (L)	V min(L)
0	10,5480	90,5386	8,5835	-51,8540	57,68108072	1,449535	0,16887
1	9,5550	91,4420	9,5701	-65,9776	59,48329014	1,463999	0,15298
2	8,6994	92,3699	10,6179	-48,5263	61,13272102	1,478855	0,13928
3	7,8344	93,3468	11,9150	-48,4979	62,88393323	1,494496	0,12543
4	6,9592	94,3453	13,5568	-65,6716	64,75181733	1,510481	0,11142
5	6,0682	95,3682	15,7160	-46,4663	66,77514398	1,526857	0,09715
6	5,1436	96,4191	18,7456	-46,4510	69,03717581	1,543682	0,08235
7	4,3941	97,5279	22,1952	-44,2751	71,06014256	1,561435	0,07035
8	3,4180	98,6782	28,8702	-44,2705	73,94927277	1,579851	0,05472
9	2,4270	99,8853	41,1561	-44,2725	77,39385526	1,599177	0,03886
10	1,4194	101,1818	71,2831	-44,2821	81,85298058	1,619934	0,02273
11	0,3933	102,5765	#####	-44,3005	89,19910787	1,642263	0,0063



Solar 20		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	10,4230	90,6120	8,6935	11,7767	57,89605317	1,45071	0,16687
1	9,6180	91,5300	9,5165	11,7366	59,39228764	1,465408	0,15399
2	8,8052	92,4668	10,5014	11,6987	60,96073385	1,480406	0,14097
3	7,9821	93,4325	11,7052	11,6635	62,61926313	1,495867	0,12779
4	7,1489	94,4282	13,2087	11,6310	64,38314372	1,511808	0,11446
5	6,3050	95,4504	15,1388	11,6018	66,27408514	1,528174	0,10094
6	5,3600	96,5200	18,0075	4,2507	68,53563361	1,545298	0,08581
7	4,3800	97,5200	22,2648	4,2395	71,09638477	1,561308	0,07012
8	3,4000	98,7800	29,0529	4,2342	74,01492599	1,581481	0,05443
9	2,4000	100,0100	41,6708	4,2357	77,50597747	1,601174	0,03842
10	1,3800	101,3200	73,4203	4,2450	82,0661488	1,622147	0,02209
11	0,3460	102,7600	#####	4,2634	89,7458232	1,645201	0,00554

Solar 21		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max (L)	V min(L)
0	10,3095	90,6958	8,7973	11,7022	58,0956214	1,452053	0,16506
1	9,4980	91,6059	9,6448	11,6624	59,60915937	1,466623	0,15206
2	8,6772	92,5466	10,6655	11,6249	61,20215648	1,481684	0,13892
3	7,8466	93,5126	11,9176	11,5900	62,88710131	1,49715	0,12563
4	7,0056	94,5075	13,4903	11,5581	64,6823441	1,513078	0,11216
5	6,1535	95,5413	15,5263	11,5294	66,61336064	1,52963	0,09852
6	5,2895	96,6054	18,2634	11,5044	68,7127842	1,546665	0,08469
7	4,4004	97,7256	22,2085	4,2080	71,06706085	1,5646	0,07045
8	3,1095	98,8879	31,8020	8,2961	74,93786771	1,583209	0,04978
9	2,1331	100,1059	46,9303	6,3422	78,55042818	1,602709	0,03415
10	1,1279	101,4329	89,9283	6,3514	83,46357854	1,623954	0,01806
11	0,1024	102,9316	#####	6,3696	93,70262676	1,647948	0,00164

Solar 22		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max (L)	V min(L)
0	10,2063	90,7712	8,8936	11,6307	58,2777108	1,453259	0,1634
1	9,3879	91,6863	9,7664	11,5912	59,81115931	1,46791	0,1503
2	8,5599	92,6236	10,8206	11,5540	61,42562417	1,482915	0,13705
3	7,7218	93,5911	12,1204	11,5195	63,13682499	1,498406	0,12363
4	6,8728	94,5913	13,7630	11,4880	64,96401477	1,514419	0,11004
5	6,0124	95,6216	15,9039	11,4598	66,93275202	1,530914	0,09626
6	5,1397	96,7009	18,8144	11,4354	69,08251045	1,548194	0,08229
7	4,2538	97,8180	22,9955	11,4153	71,46727948	1,566079	0,0681
8	3,3535	99,0026	29,5218	11,4000	74,1808032	1,585045	0,05369
9	2,3991	100,2527	41,7876	4,1743	77,53113517	1,60506	0,03841
10	1,3584	101,6103	74,8015	4,1828	82,19935126	1,626794	0,02175
11	0,2966	103,1107	#####	4,2010	90,37154924	1,650816	0,00475



Solar 23		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max (L)	V min (L)
0	10,1143	90,8526	8,9826	11,5623	58,44346667	1,454562	0,16193
1	9,2889	91,7620	9,8787	11,5230	59,99440161	1,469122	0,14872
2	8,4536	92,7019	10,9659	11,4861	61,63087753	1,48417	0,13534
3	7,6079	93,6701	12,3123	11,4519	63,36763982	1,499671	0,1218
4	6,7510	94,6695	14,0231	11,4208	65,22538931	1,515672	0,10808
5	5,8822	95,7097	16,2712	11,3931	67,23333264	1,532325	0,09417
6	5,0006	96,7840	19,3545	11,3693	69,43058407	1,549525	0,08006
7	4,1053	97,9192	23,8520	11,3500	71,88163292	1,5677	0,06573
8	2,9252	99,1062	33,8805	8,1941	75,56456098	1,586703	0,04683
9	1,9443	100,3775	51,6255	8,1939	79,35312227	1,607057	0,03113
10	0,9442	101,7381	#####	8,2015	84,61739127	1,628841	0,01512
11	-0,0777	103,2630	#####	8,2180		1,653255	-0,00124

Solar 24		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	10,0337	90,9221	9,0616	11,4970	58,58883036	1,455675	0,16064
1	9,2013	91,8408	9,9812	11,4579	60,15936676	1,470384	0,14731
2	8,3523	92,7567	11,1055	90,0672	61,82451191	1,485047	0,13372
3	7,4777	93,3619	12,4854	89,3215	63,57163666	1,494737	0,11972
4	6,6002	94,2617	14,2817	9,0590	65,47862562	1,509142	0,10567
5	5,6848	95,1833	16,7435	9,0360	67,60625498	1,523897	0,09101
6	4,8725	96,8775	19,8826	11,3063	69,75800552	1,551022	0,07801
7	3,9677	98,0084	24,7018	11,2876	72,27262127	1,569127	0,06352
8	3,0474	99,2154	32,5577	11,2742	75,17219117	1,588452	0,04879
9	2,1101	100,4931	47,6241	11,2667	78,6759628	1,608908	0,03378
10	1,1542	101,9015	88,2852	11,2661	83,34115522	1,631457	0,01848
11	0,1776	103,4979	#####	11,2735	92,16986136	1,657016	0,00284

Solar 25		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	9,9650	90,9794	9,1299	11,4351	58,71298743	1,456593	0,15954
1	9,1255	91,9075	10,0715	11,3962	60,3025391	1,471452	0,1461
2	8,2755	92,8553	11,2205	11,3598	61,98146027	1,486626	0,13249
3	7,4143	93,8250	12,6546	11,3262	63,76726289	1,502151	0,1187
4	6,5412	94,8284	14,4971	11,2958	65,68471019	1,518215	0,10473
5	5,6553	95,8744	16,9529	11,2690	67,76690496	1,534961	0,09054
6	4,7550	96,9600	20,3912	11,2464	70,06197369	1,552343	0,07613
7	3,8410	98,1080	25,5423	11,2285	72,64126871	1,570722	0,06149
8	2,9100	99,3150	34,1289	11,2159	75,63585044	1,590046	0,04659
9	1,9600	100,6200	51,3367	11,2095	79,30675006	1,61094	0,03138
10	0,9940	102,0490	#####	11,2104	84,31693103	1,633818	0,01591
11	0,0053	103,6900	#####	11,2196	98,07949431	1,660091	8,5E-05



Solar 27		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	9,8222	91,0560	9,2704	12,9412	58,96446345	1,457819	0,15725
1	8,8835	92,9198	10,4598	12,8995	60,89877031	1,487659	0,14223
2	8,1557	93,0026	11,4033	12,8602	62,22650598	1,488984	0,13057
3	7,2952	93,9784	12,8823	89,5586	64,02480196	1,504608	0,1168
4	6,3922	94,9806	14,8588	89,5872	66,02128908	1,520652	0,10234
5	5,4754	96,0127	17,5353	89,6118	68,19941062	1,537177	0,08766
6	4,5436	97,1063	21,3719	89,6320	70,61925949	1,554686	0,07274
7	3,5956	98,2868	27,3350	89,6470	73,3736087	1,573585	0,05757
8	2,6299	99,5288	37,8457	89,6560	76,62274115	1,59347	0,0421
9	1,6445	100,8520	61,3277	89,6580	80,72752636	1,614654	0,02633
10	0,6372	102,3371	#####	89,6520	86,88678294	1,638431	0,0102
11	-0,4316	104,1321	#####	8,0674		1,667169	-0,00691

Solar 28		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	9,7597	91,1929	9,3438	29,0179	59,09371879	1,46001	0,15625
1	8,9485	92,1243	10,2949	13,1582	60,64949098	1,474922	0,14327
2	8,1263	93,0770	11,4538	13,9726	62,29313636	1,490175	0,1301
3	7,2925	94,0535	12,8974	13,9336	64,04166387	1,505809	0,11675
4	6,4063	95,0624	14,8389	90,3141	66,00310313	1,521962	0,10257
5	5,4690	96,1094	17,5733	90,3378	68,2269889	1,538724	0,08756
6	4,4809	96,8684	21,6180	89,6021	70,75352946	1,550877	0,07174
7	3,5243	97,9096	27,7813	89,6167	73,54551793	1,567545	0,05642
8	2,5493	98,9935	38,8324	89,6252	76,86218218	1,584899	0,04081
9	1,5538	100,1296	64,4418	89,6265	81,10561255	1,603089	0,02488
10	0,5350	101,3320	#####	8,8431	87,72413998	1,622339	0,00857
11	-0,5388	102,8730	#####	8,8642		1,647011	-0,00863

Solar 29		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	9,6777	91,0796	9,4113	85,8856	59,2113017	1,458196	0,15494
1	8,8467	92,0459	10,4045	13,0984	60,81579893	1,473668	0,14164
2	8,0012	93,0356	11,6277	13,0593	62,51973535	1,489513	0,1281
3	7,1358	94,0516	13,1803	87,9011	64,35239834	1,505779	0,11424
4	6,2468	95,0976	15,2233	87,9661	66,34915319	1,522526	0,10001
5	5,3435	96,1786	17,9992	87,9931	68,52983224	1,539832	0,08555
6	4,4146	97,2921	22,0387	11,6774	70,97813032	1,557659	0,07068
7	3,4729	98,4765	28,3557	11,6607	73,76121016	1,576622	0,0556
8	2,5126	99,7264	39,6900	11,6500	77,06348778	1,596633	0,04023
9	1,5319	101,0635	65,9742	11,6464	81,28239173	1,618041	0,02453
10	0,4994	102,6192	#####	91,3508	88,11770187	1,642948	0,008
11	-0,5911	104,6619	#####	91,3282		1,675651	-0,00946

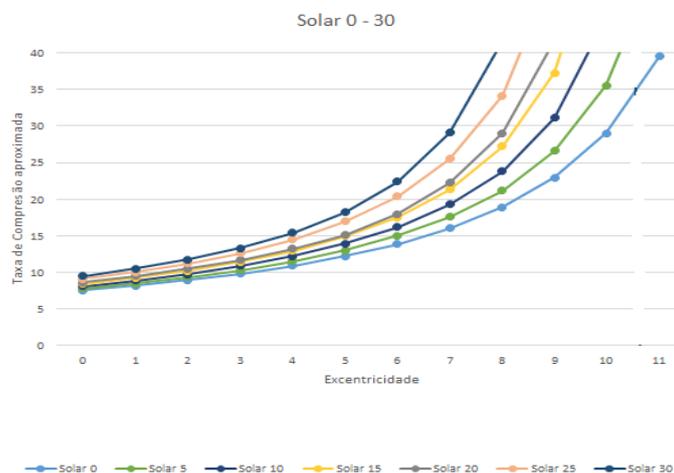
Solar 30		Ângulos entre os pistões					
Excentricidade	Ângulo mínimo	Ângulo máximo	rv	Posição da vela	eficiência (%)	V max(L)	V min(L)
0	9,6156	91,3950	9,5049	13,3868	59,37236139	1,463246	0,15395
1	8,7800	92,2970	10,5122	13,3450	60,97680965	1,477687	0,14057
2	7,9330	93,2200	11,7509	13,3057	62,6774471	1,492465	0,12701
3	7,0685	94,1790	13,3238	12,6530	64,50646339	1,507818	0,11317
4	6,1800	95,1880	15,4026	12,6214	66,50634757	1,523973	0,09894
5	5,2800	96,2650	18,2320	12,5936	68,69121582	1,541216	0,08453
6	4,3500	97,3700	22,3839	88,0636	71,15798258	1,558907	0,06964
7	3,3900	98,5600	29,0737	10,9836	74,02236554	1,577959	0,05427
8	2,4000	99,8300	41,5958	10,9752	77,48976296	1,598292	0,03842
9	1,4100	101,2200	71,7872	89,7761	81,90406149	1,620546	0,02257
10	0,3830	102,7500	#####	90,4331	89,32011005	1,645041	0,00613
11	-0,7040	105,0100	#####	90,4106		1,681224	-0,01127

Tabela : Simulações, cálculo da taxa de compressão e volumes e posicionamento adequado para a vela de ignição.

Cada configuração do motor corresponde a um diferente tipo de combustível. Para saber em qual delas temos que operar, devemos conhecer a taxa de compressão adequada para o combustível em questão e assim procurar nas tabelas a que mais se aproxima. A seguir podemos ver uma tabela de taxa de compressão para diferentes tipos de combustível:

Taxa de compressão rv		
Etanol	Gasolina	Diesel
15	10	20

A seguir temos o gráfico que representa a mudança na taxa de compressão em relação a excentricidade e a posição da engrenagem solar:



Apêndice B

Simulação numérica do ciclos padrão a ar Otto e Miller



ALGORITMOS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA

CICLO OTTO

```
clc
clear all
disp('CICLO OTTO com K variável entre os processos')
//Condições iniciais
T1=300
P1=100
Rar=0.287
n_comp=1.4
n_exp=1.4
Cv=0.717           //calor específico a volume constante
Cp = 1.004         //calor específico a pressão constante
RPM=1000           //definido na simulacao do solidworks
r_est = 14.7       //Razão estequiométrica para gasolina
PCI=43000          // Poder calorífico interior da gasolina em kJ/kg
s1 = 5.706         //[(MJ/kg)kEntropia do ar a 100 kPa e 300 K (Valor obtido com o EES)]
//iteracoes para construcoes do grafico
disp('Digite o número de iterações para o diagrama: ')
iter= input('Iterações: ')
//taxa de compressao e volumes em Litros
V1_L=1.47
V2_L=0.147
disp('Taxa de compressão:')
rv=V1_L/V2_L
disp(rv)
//transformando em metros cubicos
V1=V1_L/1000
V2=V2_L/1000
//compressao isentropica
P2=P1*rv^n_comp
T2=T1*rv^(n_comp-1)
//massa do sistema
m_ar=P1*V1/(Rar*T1)
disp('Massa de ar em kg:')
disp(m_ar)
disp('Massa de combustível em kg: ')
m_comb = m_ar/r_est
disp(m_comb)
//calor na combustão em kJ
Qh=PCI*m_comb
//Combustao a volume constante
T3=Qh/(Cv*m_ar)+T2
V3=V2
V3_L=V2_L
P3=m_ar*Rar*T3/V3
//expansao isentropica
P4=P3/(rv^n_exp)
T4=T3/(rv^(n_exp-1))
V4=V1
V4_L=V1_L
//calculos das entropias em cada ponto em kJ/(kg.K)
s2=s1+Cp*log(T2/T1)-Rar*log(P2/P1)
s3=s2+Cp*log(T3/T2)-Rar*log(P3/P2)
s4=s3+Cp*log(T4/T3)-Rar*log(P4/P3)
disp('')
// Resultados
```



```

disp('Pressões de 1 a 4:')
disp(P1)
disp(P2)
disp(P3)
disp(P4)
disp('Volumes em L de 1 a 4')
disp(V1_L)
disp(V2_L)
disp(V3_L)
disp(V4_L)
disp('Temperaturas de 1 a 4')
disp(T1)
disp(T2)
disp(T3)
disp(T4)
disp('Entropias em kJ/(kg.K) de 1 a 4')
disp(s1)
disp(s2)
disp(s3)
disp(s4)
//Rejeição de calor a volume constante
Ql=m_ar*Cv*(T4-T1)
disp('Ql = ')
disp(Ql)
disp(' Qh = ')
disp(Qh)
//trabalhos de compressão e exaustão
disp('Trabalho de compressão Wc (kJ)')
W_comp=(P1*V1-P2*V2)/(1-n_comp)
disp(W_comp)
disp('Trabalho de expansão Wexp (kJ)')
W_ex=(P4*V4-P3*V3)/(1-n_exp)
disp(W_ex)
//Trabalho líquido pela área do gráfico
disp(' Trabalho líquido pela área do gráfico :')
Wliq=W_ex-W_comp
disp(Wliq)
//eficiência
n=Wliq/Qh
disp(' eficiência ')
disp(n)
//Pressão média efetiva e potência
Pmef=Wliq/(V4-V3)
disp('Pressão média efetiva (kPa)')
disp(Pmef)
disp('Potência(W)')
W_ponto=Pmef*(V1-V2)*1000*RPM/60
disp('W_ponto = ')
disp(W_ponto)
//Ql
Ql=m_ar*Cv*(T4-T1)
disp('Ql')
disp(Ql)
//Pontos de compressão
P_comp(1)=P1
V_comp(1)=V1
T_comp(1)=T1
S_comp(1)=s1

```



```

deltap=(P2-P1)/iter
somaQ=0
i=1
while (P_comp(i)<P2)
    P_comp(i+1)=P_comp(i)+deltap
    V_comp(i+1)=V_comp(i)*(P_comp(i)/P_comp(i+1))^(1/n_comp)
    T_comp(i+1)=T_comp(i)*(V_comp(i)/V_comp(i+1))^(n_comp-1)
    S_comp(i+1)=S_comp(i)+Cp*log(T_comp(i+1)/T_comp(i))-Rar*log(P_comp(i+1)/P_comp(i))
    if (P_comp(i+1)>P2)
        P_comp(i+1)=P2
        V_comp(i+1)=V2
        T_comp(i+1)=T2
        S_comp(i+1)=s2
    end
    i=i+1
end
deltaS_comp=s2-s1-somaQ
//Pontos de combustao a volume constante
P_comb(1)=P2
V_comb(1)=V2
T_comb(1)=T2
S_comb(1)=s2
deltap=(P3-P2)/iter
somaQ=0
i=1
while(P_comb(i)<P3)
    P_comb(i+1)=P_comb(i)+deltap
    V_comb(i+1)=V2
    T_comb(i+1)=V_comb(i+1)*P_comb(i+1)/(m_ar*Rar)
    S_comb(i+1)=S_comb(i)+Cp*log(T_comb(i+1)/T_comb(i))-Rar*log(P_comb(i+1)/P_comb(i))
    if(P_comb(i+1)>P3)
        P_comb(i+1)=P3
        V_comb(i+1)=V3
        S_comb(i+1)=s3
    end
    i=i+1
end
//Pontos de expansao
P_ex(1)=P4
V_ex(1)=V4
T_ex(1)=T4
S_ex(1)=s4
deltap=(P3-P4)/iter
i=1
while (P_ex(i)<P3)
    P_ex(i+1)=P_ex(i)+deltap
    V_ex(i+1)=V_ex(i)*(P_ex(i)/P_ex(i+1))^(1/n_exp)
    T_ex(i+1)=T_ex(i)*(V_ex(i)/V_ex(i+1))^(n_exp-1)
    S_ex(i+1)=S_ex(i)+Cp*log(T_ex(i+1)/T_ex(i))-Rar*log(P_ex(i+1)/P_ex(i))
    if(P_ex(i+1)>P3)
        P_ex(i+1)=P3
        V_ex(i+1)=V3
        S_ex(i+1)=s3
    end
    i=i+1
end
2-s1-somaQ//Pontos de rejeicao de calor a volume constante
P_rej(1)=P1

```

```
V_rej(1)=V1
T_rej(1)=T1
S_rej(1)=s1
deltap=(P4-P1)/iter
i=1
while (P_rej(i)<P4)
    P_rej(i+1)=P_rej(i)+deltap
    V_rej(i+1)=V1
    T_rej(i+1)=P_rej(i+1)*V_rej(i+1)/(Rar*m_ar)
    S_rej(i+1)=S_rej(i)+Cp*log(T_rej(i+1)/T_rej(i))-Rar*log(P_rej(i+1)/P_rej(i))
    if(P_rej(i+1)>P4)
        P_rej(i+1)=P4
        V_rej(i+1)=V1
        S_rej(i+1)=s4
    end
    i=i+1
end
```

CICLO MILLER

```
clc
clear all
disp('CICLO ATKINSON')
//Condições iniciais
T1=300
P1=100
P4=P1
Rar=0.287
k=1.4
Cp=1.004 //Calor específico a pressão constante
Cv=0.717 //calor específico a volume constante
RPM=1000 //definido na simulacao do solidworks
r_est = 14.7 //Razão estequiométrica para gasolina
PCI=43000 // Poder calorífico interior da gasolina em kJ/kg
s1 = 5.706 //entropia a 100 kPa e 300 K , calculada pelo EES
//Iteracoes para a construcao do grafico do ciclo
iter=input('digite o numero de iteracoes para o grafico(indicado usar 1000):')
//Calculo dos volumes e temperaturas
V4_L=1.55
V4=V4_L/1000 //mudando para metros cubicos.
V2_L=0.0769
V2=V2_L/1000 //mudando para metros cubicos.
V3=V2
V3_L=V2_L
rv=V4/(2*V3)
disp('razao de compressão: ')
disp(rv)
V1=V2*rv
V1_L=V2_L*rv
//massas do sistema
m_ar=P1*V1/(Rar*T1)
disp('Massa de ar em kg:')
disp(m_ar)
disp('Massa de combustível em kg:')
m_comb=m_ar/r_est
disp(m_comb)
//Razao de expansao
disp('razao de expansao:')
```



```

re=V4/V3
disp(re)
//Compressao isentropica
P2=P1*(V1/V2)^k
T2=T1*(V1/V2)^(k-1)
//Combustão a volume constante
Qh=PCI*m_comb //kJ
T3=(Qh/(Cv*(m_ar+m_comb)))+T2
P3=m_ar*Rar*T3/V3 //kPa
disp('Calor gerado na combustão em kJ')
disp(Qh)
//expansao isentropica
P4=P3*(V3/V4)^(k)
T4=T3*(V3/V4)^(k-1)
// Ponto 5 do ciclo miller
V5=V4
V5_L=V4_L
P5=P1
T5=P5*V5/(m_ar*Rar) //K
//trabalhos de compressao e exaustao
disp('Trabalho de compressão Wc (kJ)')
W_comp=(P1*V1-P2*V2)/(1-n_comp)+P5*(V5-V1)
disp(W_comp)
disp('Trabalho de expansão Wexp (kJ)')
W_exp=(P4*V4-P3*V3)/(1-n_exp)
disp(W_ex)
//eficiência x 100%
n=1-k*(re-rv)/((re^k)-(rv^k))
disp('eficiencia (%)')
n_perc=n*100
disp(n_perc)
//trabalho liquido em kJ
Wliq=Qh*n
disp('Trabalho liquido em kJ:')
disp(Wliq)
//Pressao media efetiva e potencia
Pmef=Wliq/(V4-V3)
disp('Pressão media efetiva (kPa)')
disp(Pmef)
disp('Potencia(W)')
W_pot= Pmef*(V4-V2)*1000*RPM/60
disp(W_pot)
//calculos das entropias em cada ponto em kJ/(kg.K)
s2=s1+Cp*log(T2/T1)-Rar*log(P2/P1)
s3=s2+Cp*log(T3/T2)-Rar*log(P3/P2)
s4=s3+Cp*log(T4/T3)-Rar*log(P4/P3)
s5=s4+Cp*log(T5/T4)-Rar*log(P5/P4)
// Resultados
disp('Pressoes de 1 a 4:')
disp(P1)
disp(P2)
disp(P3)
disp(P4)
disp(P5)
disp('Volumes em L de 1 a 4')
disp(V1_L)
disp(V2_L)
disp(V3_L)

```



```
disp(V4_L)
disp(V5_L)
disp('Temperaturas de 1 a 4')
disp(T1)
disp(T2)
disp(T3)
disp(T4)
disp(T5)
disp('Entropias em kJ/(kg.K) de 1 a 4')
disp(s1)
disp(s2)
disp(s3)
disp(s4)
disp(s5)
//Pontos de compressao isentropica
p_comp(1)=P1
v_comp(1)=V1
t_comp(1)=T1
s_comp(1)=s1
deltap=(P2-P1)/iter
i=1
while (p_comp(i)<P2)
    p_comp(i+1)=p_comp(i)+deltap
    v_comp(i+1)=v_comp(i)*(p_comp(i)/p_comp(i+1))^(1/k)
    t_comp(i+1)=t_comp(i)*(v_comp(i)/v_comp(i+1))^(k-1)
    s_comp(i+1)=s_comp(i)+Cp*log(t_comp(i+1)/t_comp(i))-Rar*log(p_comp(i+1)/p_comp(i)) //log nesta
    linguagem é a mesma coisa que ln
    if (p_comp(i+1)>P2)
        p_comp(i+1)=P2
        v_comp(i+1)=V2
        t_comp(i+1)=T2
        s_comp(i+1)=s2
    end
    i=i+1
end
//Pontos de combustao a volume constante
p_comb(1)=P2
v_comb(1)=V2
t_comb(1)=T2
s_comb(1)=s2
deltap=(P3-P2)/iter
i=1
while(p_comb(i)<P3)
    p_comb(i+1)=p_comb(i)+deltap
    v_comb(i+1)=V2
    t_comb(i+1)=v_comb(i+1)*p_comb(i+1)/(m_ar*Rar)
    s_comb(i+1)=s_comb(i)+Cp*log(t_comb(i+1)/t_comb(i))-Rar*log(p_comb(i+1)/p_comb(i))
    if(p_comb(i+1)>P3)
        p_comb(i+1)=P3
        v_comb(i+1)=V3
        s_comb(i+1)=s3
    end
    i=i+1
end
//Pontos de expansao
p_ex(1)=P4
v_ex(1)=V4
t_ex(1)=T4
```



```
s_ex(1)=s4
deltap=(P3-P4)/iter
i=1
while (p_ex(i)<P3)
  p_ex(i+1)=p_ex(i)+deltap
  v_ex(i+1)=v_ex(i)*(p_ex(i)/p_ex(i+1))^(1/k)
  t_ex(i+1)=t_ex(i)*(v_ex(i)/v_ex(i+1))^(k-1)
  s_ex(i+1)=s_ex(i)+Cp*log(t_ex(i+1)/t_ex(i))-Rar*log(p_ex(i+1)/p_ex(i))
  if(p_ex(i+1)>P3)
    p_ex(i+1)=P3
    v_ex(i+1)=V3
    s_ex(i+1)=s3
  end
  i=i+1
end
//Pontos de rejeição de calor a volume constante
p_rejv(1)=P5
v_rejv(1)=V5
t_rejv(1)=T5
s_rejv(1)=s5
deltap=(P4-P5)/iter
i=1
while (p_rejv(i)<P4)
  p_rejv(i+1)=p_rejv(i)+deltap
  v_rejv(i+1)=V5
  t_rejv(i+1)=p_rejv(i+1)*v_rejv(i+1)/(Rar*m_ar)
  s_rejv(i+1)=s_rejv(i)+Cp*log(t_rejv(i+1)/t_rejv(i))-Rar*log(p_rejv(i+1)/p_rejv(i))
  if(p_rejv(i+1)>P4)
    p_rejv(i+1)=P4
    v_rejv(i+1)=V5
    s_rejv(i+1)=s4
    t_rejv(i+1)=T4
  end
  i=i+1
end
//Pontos de rejeição de calor a pressão constante
p_rej(1)=P1
v_rej(1)=V1
t_rej(1)=T1
s_rej(1)=s1
deltaV=(V5-V1)/iter
i=1
while (v_rej(i)<V5)
  p_rej(i+1)=P1
  v_rej(i+1)=v_rej(i)+deltaV
  t_rej(i+1)=p_rej(i+1)*v_rej(i+1)/(Rar*m_ar)
  s_rej(i+1)=s_rej(i)+Cp*log(t_rej(i+1)/t_rej(i))-Rar*log(p_rej(i+1)/p_rej(i))
  if(v_rej(i+1)>V5)
    v_rej(i+1)=V5
    s_rej(i+1)=s5
    t_rej(i+1)=T5
  end
  i=i+1
end
```



PLOTAGEM DOS GRÁFICOS

```
disp('plotagem dos graficos ')
//Escolha da plotagem dos gráficos
disp('Digite 1 para plotar P-V / Digite 2 para Plotar T-S')
dig=input('Dígito:')
//Plotagem
if (dig==1) then
    plot(V_comp,P_comp,'r-',V_comb,P_comb,'r-',V_ex,P_ex,'r-',V_rej,P_rej,'r-')
    plot(v_comp,p_comp,'b-',v_comb,p_comb,'b-',v_ex,p_ex,'b-',v_rejv,p_rejv,'b-',v_rej,p_rej,'b-')
    legend('Ciclo Otto(S = 13 , E = 2)',",",",", 'Ciclo Miller(S = 12, E = 8)',",",",",")
    xlabel('Volume (m3)')
    ylabel('Pressao (kPa)')
end
if (dig==2) then
    plot(S_comp,T_comp,'r-',S_comb,T_comb,'r-',S_ex,T_ex,'r-',S_rej,T_rej,'r-')
    plot(s_comp,t_comp,'b',s_comb,t_comb,'b',s_ex,t_ex,'b',s_rejv,t_rejv,'b',s_rej,t_rej,'b')
    legend('Ciclo Otto(S = 13 , E = 2)',",",",",")
    legend('Ciclo Miller(S = 12, E = 8)',",",",",")
    xlabel('Entropia (kJ/(kg.K)')
    ylabel('Temperatura (K)')
end
```