

**UNIVERSIDADE FEDERAL DA GRANDE DOURADOS
FACULDADE DE ENGENHARIA - FAEN
ENGENHARIA MECÂNICA**

MARIANA FINAMOR FROTA SALDANHA DE FREITAS

**MODELAGEM E ANÁLISE CINEMÁTICA DE UM MECANISMO DE ASA OSCILANTE
PARA APLICAÇÃO EM VANT BIOINSPIRADO**

**DOURADOS
2022**

MARIANA FINAMOR FROTA SALDANHA DE FREITAS

**MODELAGEM E ANÁLISE CINEMÁTICA DE UM MECANISMO DE ASA
OSCILANTE PARA APLICAÇÃO EM VANT BIOINSPIRADO**

Artigo apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia como pré-requisito para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Rodrigo Borges Santos

Área de concentração: Teoria dos Mecanismos

DOURADOS
2022



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE FEDERAL DA GRANDE DOURADOS

ANEXO D - AVALIAÇÃO FINAL DO TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Aluno: **MARIANA FINAMOR FROTA SALDANHA DE FREITAS**

Título do trabalho e subtítulo (se houver): **MODELAGEM E ANÁLISE CINEMÁTICA DE UM MECANISMO DE ASA OSCILANTE PARA APLICAÇÃO EM VANT BIO-INSPIRADO**

BANCA EXAMINADORA

1. Presidente (orientador):

Prof. Dr. RODRIGO BORGES SANTOS, Universidade Federal da Grande Dourados - UFGD

2. Membro:

Prof. Dr. DOUGLAS DOMINGUES BUENO, Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho – FEIS/UNESP

3. Membro:

Prof. Dr. AUGUSTO SALOMÃO BORNSCHLEGELL, Universidade Federal da Grande Dourados - UFGD

De acordo com o grau final obtido pelo aluno, nós da banca examinadora, declaramos **APROVADA** a aluna acima identificado, na componente curricular Trabalho de Conclusão de Curso (TCC-II) de Graduação no Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Grande Dourados.

Dourados, 21 de outubro de 2022.

Prof. Dr. Rodrigo Borges Santos

Prof. Dr. Douglas Domingues Bueno

Prof. Dr. Augusto Salomão Bornschlegell

MODELAGEM E ANÁLISE CINEMÁTICA DE UM MECANISMO DE ASA OSCILANTE PARA APLICAÇÃO EM VANT BIOINSPIRADO

Mariana Finamor Frota Saldanha de Freitas

Universidade Federal da Grande Dourados
marianafffsaldanha@yahoo.com.br

Prof. Dr. Rodrigo Borges Santos

Universidade Federal da Grande Dourados
rodrigobsantos@ufgd.edu.br

Resumo

Os veículos aéreos não-tripulados (VANTs), denominados *Flapping Wing Micro Aerial Vehicle* (FWMAV), imitam as características de voo de pássaros e insetos. Os pássaros alcançam sustentação e permanecem no ar usando somente a força de suas asas, com as quais geram impulso necessário para vencer a resistência do ar e colocar seu corpo em movimento. Os modelos de FWMAV são comumente considerados biomiméticos ou biomórficos, pois assemelham-se com importante fidelidade à estrutura e a função dos sistemas biológicos, conseguindo assim, engenhosamente, integrar natureza e engenharia. O desenvolvimento de FWMAV tipicamente envolve desafios em escala reduzida, conhecimentos em aerodinâmica, asa com design flexível, bem como dificuldades com o custo de materiais para a sua fabricação. Dessa forma, faz-se necessário um planejamento sistemático para a modelagem do mecanismo de asa oscilante de um VANT Bioinspirado. Nesse contexto, o presente trabalho apresenta um modelo cinemático bidimensional de um mecanismo de asa oscilante de um Ornitóptero, baseado em um sistema de manivela única e duplo balancim, com dois mecanismos de 4 barras independentes. Simulações computacionais são realizadas utilizando o *software Octave* para análise dos movimentos angulares das asas, tais como os ângulos de transmissão, oscilação e de fase entre as asas. Os parâmetros geométricos de um mecanismo são definidos obedecendo limites angulares predefinidos. Por fim, um protótipo é modelado no *software SolidWorks* e fabricado utilizando o método de prototipagem rápida.

Palavras Chave: Asa Oscilante; Ornitóptero; Mecanismo 4 Barras; Atraso de Fase; Ângulo de Oscilação; Ângulo de Transmissão.

Abstract

Unmanned aerial vehicles (UAVs), called Flapping Wing Micro Aerial Vehicle (FWMAV), imitate the flight characteristics of birds and insects. Birds achieve lift and remain in the air using only the force of their wings, with which they generate the thrust necessary to overcome air resistance and set their body in motion. FWMAV models are commonly considered biomimetic or biomorphic, as they closely resemble the structure and function of biological systems, thus managing to ingeniously integrate nature and engineering. The development of FWMAV typically involves small-scale challenges, knowledge in aerodynamics, flexible wing design, as well as difficulties with the cost of materials for its manufacture. Thus, a systematic planning is necessary for modeling the flapping wing mechanism of a Bioinspired UAV. In this context, the present work presents a two-dimensional kinematic model of a flapping wing mechanism of an Ornithopter, based on a single crank and double rocker system, with two independent 4-bar mechanisms. Computer simulations are performed using the Octave software to analyze the angular movements of the wings, such as the transmission, oscillation and phase angles between the wings. The geometric parameters of an mechanism are defined following predefined angular limits. Finally, a prototype is modeled in SolidWorks software and manufactured using the rapid prototyping method.

Keywords: *Flapping Wing; Ornithopter; Mechanism 4 Bars; Phase Delay; Oscillation Angle; Transmission Angle.*

1. INTRODUÇÃO

Baseado no método de voo distinto de pássaros e insetos e da eficiência das suas asas que se adaptam as mudanças de demandas aerodinâmicas, com vantagens potenciais de sustentação, surgem os VANTs (Veículos Aéreos Não Tripulados) Bioinspirados (BANAZADEH e TAYMOURTASH, 2016), classificados como *flapping wing micro aerial vehicle* (FWMAV). Os VANTs Bioinspirados em aves, também conhecidos como Ornitópteros, imitam os aspectos dos pássaros em seus diferentes comportamentos de voo, nas quais as variações combinadas permitem recursos avançados de movimentação. Com isso, emergem como uma interessante alternativa aos projetos de micro veículos aéreos de asa fixa e de asa rotativa (HAIDER. *et al.*, 2021).

Os modelos de FWMAV são comumente considerados biomiméticos ou biomórficos, pois assemelham-se fielmente a estrutura e a função dos sistemas biológicos, conseguindo assim, engenhosamente, integrar natureza e engenharia. Dentre os FWMAV biomiméticos mais conhecidos temos o Microbat da AeroVironment (PORNISIN-SIRIRAK. *et al.*, 2001) mostrado na Figura 1, o Entomopter da Georgia Tech Research Institute (GTRI), University of Cambridge (MICHELSON, R., 2002) mostrado na Figura 2, e o SmartBird da Festo (FESTO, 2011) mostrado na Figura 3.

O FWMAV biomimético mais conhecido é o Microbat da AeroVironment, pois foi o primeiro Ornitóptero de tamanho micro e acionado por motor elétrico, simulando as propriedades morfológicas de asas flexíveis de morcegos, com capacidade de alcançar voo autônomo, porém com duração do voo limitada pelo sistema de energia e pelo peso do veículo (PORNISIN-SIRIRAK. *et al.*, 2001).

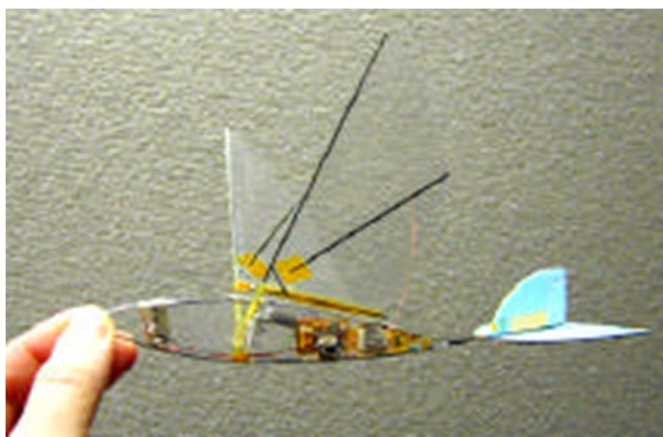
Em seguida, surge o Entomopter com inspiração biológica em um inseto, que em seu projeto utiliza um conjunto duplo de asas, criando oscilações equilibradas capazes de criar sustentação, propulsão e controle total do veículo, de modo que consegue gerar batimentos autônomos das asas com uma fonte de energia química sem precisar de uma fonte de ignição (MICHELSON, R., 2002).

Focando em uma melhor aerodinâmica e manobrabilidade, a Festo projetou o SmartBird, modelado conforme a Gaivota de Arenque Européia, que difere de projetos anteriores de asas oscilantes, uma vez que é capaz de decolar, voar e pousar de forma autônoma. Suas asas não apenas oscilam para baixo e para cima, mas movimentam-se através de um mecanismo de torção ativo, fornecendo sustentação e propulsão, resultando em um estímulo para se voltar para a natureza em busca de novas soluções em automação (FESTO, 2011).

Os Ornitópteros, tem como vantagem uma aparência bastante realista e natural, com taxas de ruído relativamente baixas (GERDES, J. *et al.*, 2012), que ampliam as possibilidades de aplicações em áreas especializadas, como operações de reconhecimento, sendo úteis em buscas e salvamento, segurança, inspeção visual, retransmissão de comunicação, busca de campo e espionagem (HUANG, H. *et al.*, 2022).

Dentre os desafios encontrados no desenvolvimento de micro veículos aéreos de asas oscilantes, temos os mecanismos de condução em escala reduzida, instabilidade aerodinâmica, asa com *design* flexível, bem como as inevitáveis dificuldades com o custo de materiais para a sua fabricação (HUANG, H. *et al.*, 2022). Dessa forma, para superar tais desafios faz-se necessário um planejamento sistemático, e nesse trabalho apresentaremos a modelagem do mecanismo 2D de asa oscilante de um Ornitóptero, com as análises dos ângulos fundamentais no projeto da asa de um VANT Bioinspirado.

Figura 1. Microbat da AeroVironment



Fonte: (PORNIN-SIRIRAK. *et al.*, 2001).

Figura 2. Entomopter da Georgia Tech Research Institute



Fonte: (MICHELSON, R., 2002).

Figura 3. SmartBird da Festo



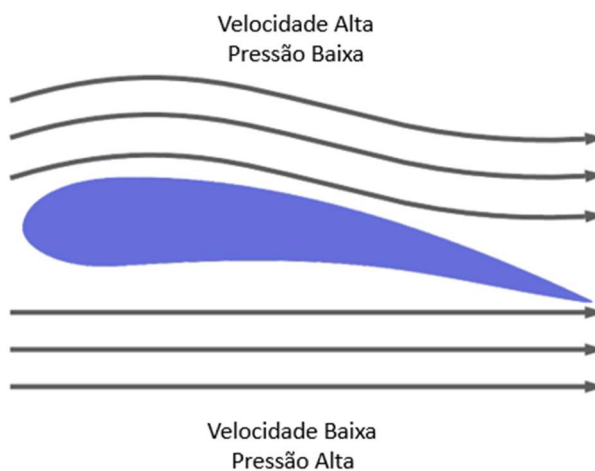
Fonte: (FESTO., 2011).

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Princípio de Bernoulli

O Princípio de Bernoulli explica como um avião pode se sustentar no ar, devido a pressão que age sobre as asas ser inferior a pressão do ar que atua na parte abaixo do avião. De acordo com o Teorema de Bernoulli, a Figura 4 mostra que o aumento da velocidade provoca uma diminuição da pressão no extradorso da asa e resulta em uma força que empurra a asa para cima, perpendicularmente à trajetória de voo e a força gerada de baixo para cima que é capaz de sustentar a aeronave (BERNOULLI, 1738, *apud* McCORMICK, 1995). Seguindo o mesmo raciocínio pode-se dizer que esse princípio também é aplicável a sustentação do voo dos pássaros.

Figura 4. Representação da aerodinâmica de um aerofólio conforme princípio de Bernoulli



Fonte: Elaborada pela autora.

2.2 Forças atuantes

Para melhor compreender os conceitos de voo e de como as asas são capazes de manter tanto aviões como pássaros no ar, é necessário compreender as forças atuantes: Sustentação, Propulsão, Arrasto e Peso, mostradas na Figura 5.

Figura 5. Representação das forças atuantes: Sustentação, Propulsão, Arrasto e Peso



Fonte: Elaborada pela autora.

2.2.1 Força de Arrasto

A força de arrasto é gerada pela resistência ao movimento de um objeto no ar, na direção e sentido do escoamento com resultante para trás, tardando ou até impedindo o movimento de avanço (RODRIGUES, L., 2014). Em aviões esse fenômeno é ocasionado pela separação do fluxo de ar gerada pela asa, fuselagem, empenagem e da aeronave no geral.

É uma força oposta ao sentido do movimento, assim, quanto menor for a resistência do objeto em relação ao ar, maior será o seu potencial aerodinâmico, variando de acordo com a proporção da velocidade ou da forma do objeto, sendo capaz de desviar o ar com mais facilidade e exercer menor resistência de acordo com a sua geometria (FOX, McDonald e Pritchard, 2011).

2.2.2 Força de Propulsão

A força aerodinâmica de propulsão atua em sentido oposto a força de arrasto, e paralelamente ao eixo longitudinal do objeto. Assim, essa força deve ser criada para que o objeto supere o arrasto (RODRIGUES, L., 2014). A força de propulsão em aeronaves é produzida por turbinas ou hélices, resultando em um movimento de avanço, se não houver

resistência a ela (HOMA, J. 2012). Já no mecanismo de asa oscilante, essa força é gerada unicamente pela batida das asas.

2.2.3 Força Peso

A força do peso é a maior força exercida, agindo no centro de gravidade do objeto e sua direção é sempre na vertical, de encontro com o centro da Terra, em consequência da gravidade. No caso de aeronaves, esse peso é a combinação do peso do avião somado aos pesos de todos os itens: tripulantes a bordo, combustível e de toda carga ou bagagem presentes. No entanto, esse valor não é constante, visto que o peso total se reduz conforme o combustível é consumido (ANDERSON, 2015).

2.2.4 Força de Sustentação

A força de sustentação é a que mantém o avião voando, sendo produzida pelo efeito aerodinâmico do ar que age na asa, conforme Princípio de Bernoulli apresentado. Atua na direção transversal ao escoamento e se opõe a força peso do objeto em movimento, de modo que para uma aeronave ser capaz de voar e estabilizar-se, a força de sustentação deve ser igual ou superar a força peso (FOX, McDonald e Pritchard., 2011).

Nos aviões, grande parte da sustentação necessária pra manter o avião no ar é gerada pelas asas, contudo outros fatores como velocidade do voo e altitude também são importantes para causar a força de sustentação, sendo que há diversas maneiras de aumentar a sustentação de uma asa, tal como aumentar o ângulo de ataque ou a velocidade do fluxo de ar (HOMA, J. 2012).

2.3 Considerações Aerodinâmicas para o Ornitóptero

Ao contrário do voo tradicional das aeronaves de asa fixa ou rotativa, nas aeronaves de asa oscilante, o projeto da asa é um dos pontos mais importantes, pois as asas batendo são a única fonte de geração de sustentação e propulsão nesse tipo de mecanismo. A força de propulsão e de sustentação são geradas simultaneamente pelo sistema de asa batendo, e são significativamente influenciados pelo ângulo de oscilação e pela frequência do batimento das asas (YANG, Wenqing *et al.*, 2018).

O mecanismo de asa oscilante, que converte o movimento rotativo do motor em movimento de bater, é o componente mais importante do Ornitóptero (SHI, Yunde *et al.*, 2022). Assim, algumas considerações devem ser feitas visando o desempenho ideal do mecanismo biologicamente inspirado, como entender o movimento de voo dos pássaros, as partes da asa, influência da cauda e as angulações necessárias para que seja escolhida a melhor forma de projetar o mecanismo, sem deixar de lado a questão da leveza do dispositivo, para manter equilíbrio entre a sustentação e o peso.

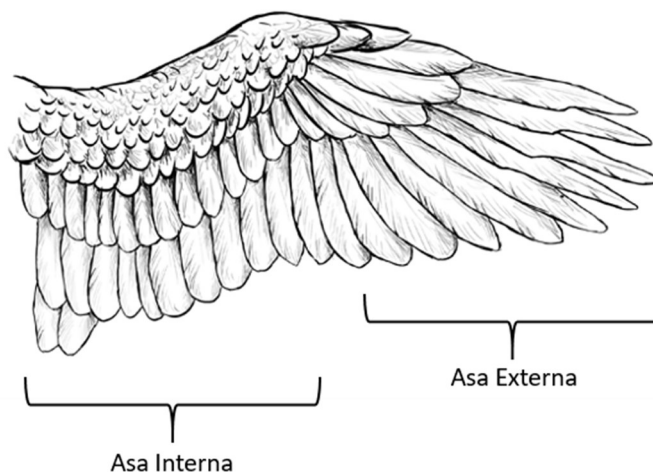
2.3.1 Partes da Asa

Em grande parte dos equipamentos com capacidade para voar, como os aviões, as asas estão presentes sendo consideradas nesse contexto um dispositivo mecânico destinado à sustentação aerodinâmica (ANDERSON, 2015). Os passáros são capazes de alcançar sustentação e permanecer no ar usando somente a força de suas asas, com as quais eles geram o impulso necessário para vencer a resistência do ar e colocar seu corpo em movimento (GERDES, J. *et al.*, 2012).

Considerando como o método de voo da Gaivota de Arenque Européia, utilizada no SmartBird da Festo, cada asa é dividida em duas partes, a parte externa e interna (ARENAS, P., 2016) conforme Figura 6. A parte interna é a responsável pelo levantamento, sua forma ajuda a gerar um diferencial de pressão. Por outro lado, a parte externa é a encarregada da propulsão durante o curso descendente, enquanto também gera sustentação durante o curso ascendente.

Além do movimento das asas, as penas também tem papel significativo no voo dos pássaros. Durante o movimento descendente, as penas se sobrepõem de tal forma que o vento não pode passar por elas, mas no movimento ascendente, as penas se descamam permitindo que o vento flua entre elas, diminuindo assim a resistência (ARENAS, P., 2016).

Figura 6. Partes da Asa



Fonte: Compilação da autora (ENVATOTUTS+, 2013)

2.3.2 Movimento de voo

O vôo das aves é bem mais complexo do que dos aviões mas ambos se baseiam no Princípio de Bernoulli, sobre a relação inseparável entre a pressão e a velocidade das correntes fluidas. A capacidade de voar das aves depende de uma série de adaptações que permitem a conquista do ambiente aéreo, ao contrário de um avião, nas aves as asas além de promoverem estabilidade durante o voo, também fazem a propulsão (FREIRE, A., 2012).

As aves geralmente têm corpos alinhados para reduzir o arrasto causado durante o vôo, e sua fonte de sustentação e propulsão é do movimento de bater as asas para cima e para baixo. Durante o voo, o dobramento das asas pode alterar a área da envergadura e assim controlar as forças de interação com o ar. Além disso, as asas podem fazer um movimento de arremesso sobre a borda de ataque das asas, mudando assim a direção da força e criando o componente de propulsão (SHI, Yunde *et al.*, 2022).

A capacidade de voo desenvolvida pelas aves é muito vantajosa, mas toda atividade desenvolvida por qualquer organismo vivo gera um custo energético, o qual neste caso é muito alto. O batimento das asas gasta muita energia e seria útil se existissem mecanismos que contribuam para a sua economia. Assim, ter um corpo aerodinâmico serve como estratégia para ajudar, ou seja, uma superfície corporal que cause o menor atrito possível com o ar (ARENAS, P., 2016). Outra estratégia seria manter-se no ar sem bater muito as asas e aproveitando as correntes de ar.

Arenas (2016), em sua tese “*Dynamics of The Herring Gull Wings: An Underactuated Approach*”, faz uma análise qualitativa do movimento de asas do pássaro, usando como

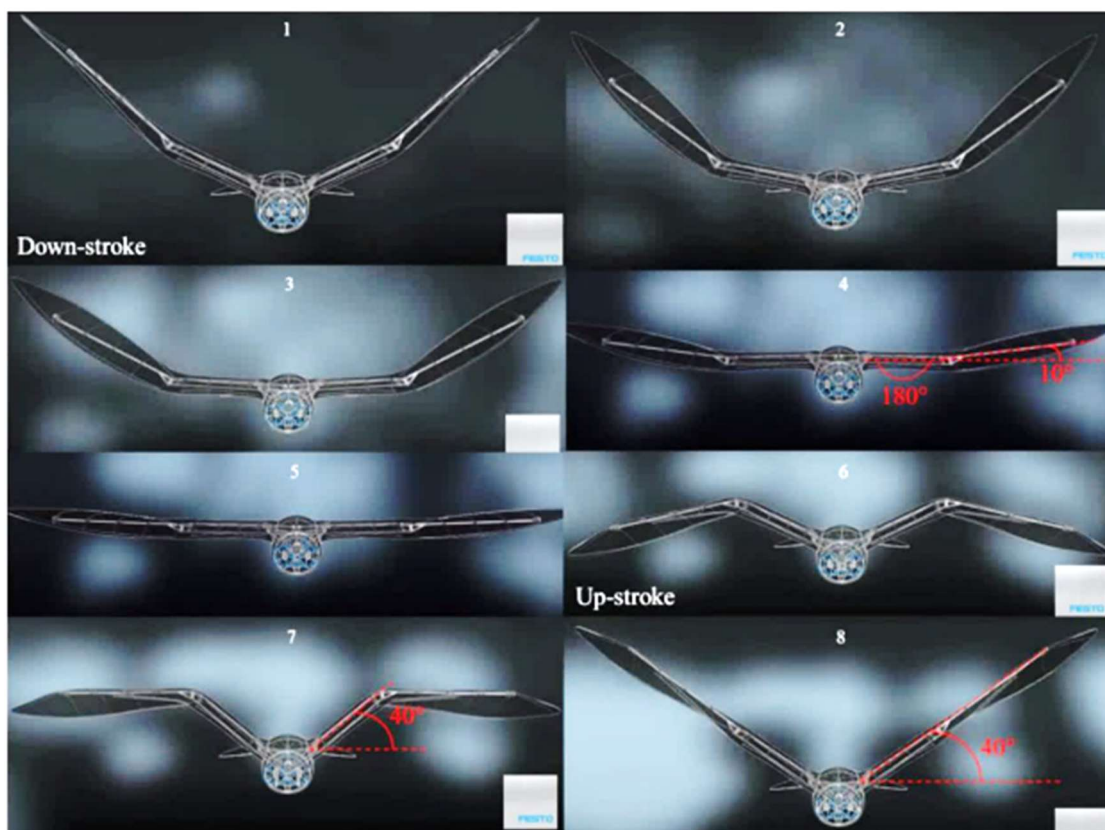
referência o SmartBird da Festo. Essa análise, que pode ser vista na Figura 7, mostra os movimentos ascendente e descendente das asas durante o voo em suas principais etapas.

Conforme análise, durante o movimento descendente (as imagens de 1 à 5 da Figura 7), as asas empurram o vento para baixo, fazendo com que a parte de trás das asas fique ligeiramente mais alta que a parte da frente das asas, e enquanto a parte interna da asa mantém um ângulo de ataque positivo constante, a parte externa tem um ângulo de ataque negativo, gerando assim sustentação e propulsão.

De maneira oposta, durante o movimento ascendente (as imagens de 6 à 8 da Figura 7), as asas encolhem seu comprimento com o dobramento das asas, diminuindo assim a área de superfície e conseqüentemente levando a uma menor resistência ao ar. Nesse período, as partes interna e externa das asas têm um ângulo de ataque positivo e isso gera sustentação. É possível notar que a parte secundária atinge um ângulo máximo de 40° com a horizontal e espera que a parte primária atinja a mesma posição.

Outra posição importante identificada (a imagem 5 da Figura 7), é a posição mais baixa das asas na qual estão completamente horizontais, no qual representa a posição em que os pássaros planam.

Figura 7. Análise do movimento de asas do SmartBird



A análise acima apenas demonstra o princípio do bater de asas de uma forma intuitiva, os movimentos não são completamente independentes, podendo-se constatar que durante o vôo, as asas são acompanhadas pela mudança angular associada entre as duas subasas. Assim, quando projetamos o protótipo FWMAV são necessários mecanismos específicos para alcançar esse movimento de batida biônico.

2.3.3 Cauda

No processo de voo, além da batida das asas, a cauda do pássaro possui papel crucial. A agilidade de voo do FWMAV é criada pela sinergia das asas e da cauda, permitir que eles mudem seu comportamento de voo no ar sempre que necessário, para uma variedade de movimentos (SHI, Yunde *et al.*, 2022). O *design* da cauda deve variar de acordo com o uso pretendido, sendo que alguns dos projetos o usam apenas para estabilidade, mas na maioria dos casos também são utilizados para controle (YANG, Wenqing *et al.*, 2018).

Para estabilidade, a cauda é inclinada para cima, de modo que a força para baixo da cauda force o nariz a se erguer. Já para controle, os projetos mais comuns implementados são a cauda oscilante e a cauda basculante devido à sua simplicidade. A cauda oscilante funciona causando um momento de rolamento quando balança para os lados, e a cauda inclinada funciona como um leme, quando se inclina para a direita faz com que a aeronave de uma guinada para a direita (SMITH, Todd J., 2016).

2.4 Mecanismos de Batida

No que se refere aos tipos de mecanismos, foi realizado um estudo de projetos existentes para seleção do mecanismo de bater asa do Ornitóptero desse trabalho, com intuito de transformar a ação rotativa do motor em função de oscilação para cima e para baixo na asa. De maneira geral, o *design* dos mecanismos são bastante similares, apresentando pequenas modificações entre eles.

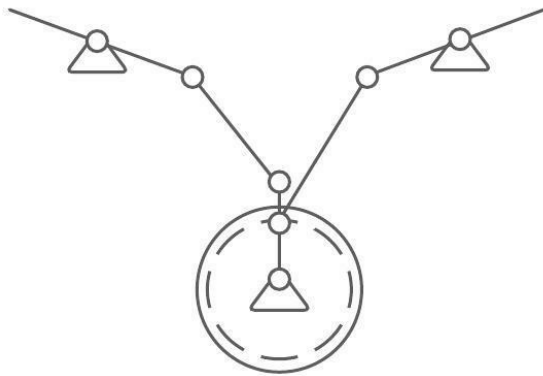
Dentre os principais Mecanismos utilizados, temos:

(1) Mecanismo Manivela Escalonado

O mecanismo de manivela escalonado é o mais básico utilizado para mecanismos de asa oscilante, no qual as barras de ligação são escalonados em distâncias e ângulos específicos, para

garantir que as asas esquerda e direita estarão oscilando simetricamente (SMITH, Todd J., 2016).

Figura 8. Mecanismo Manivela Escalonada

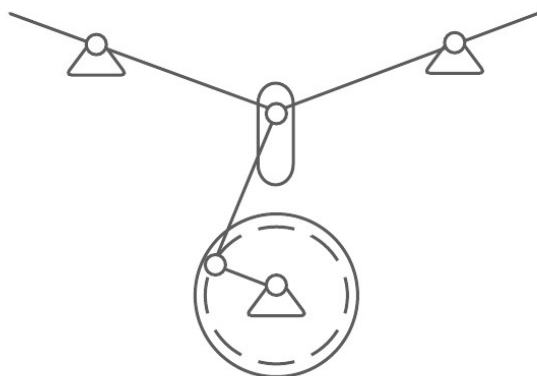


Fonte: Elaborada pela autora.

(2) Mecanismo Deslizante de Manivela Única

O mecanismo deslizante de manivela única possui um ponto central onde as asas e a biela estão conectadas uma à outra, de modo que se expandem e contraem a medida que o mecanismo de manivela gira, garantindo a sincronização das duas asas. Porém, o mecanismo deslizante leva a um maior atrito e consumo de energia, pois contrair e expandir em uma frequência muito alta pode resultar em falha do componente (SHI, Yunde *et al.*, 2022).

Figura 9. Mecanismo Deslizante de Manivela Única

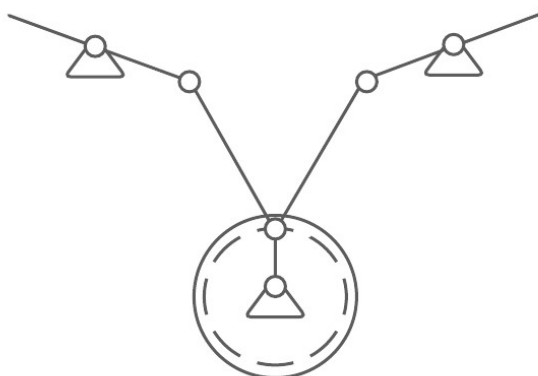


Fonte: Elaborada pela autora.

(3) Mecanismo de Manivela Única e Balancim Duplo

Esse mecanismo é acionado por uma manivela única em comum que transmite através de dois mecanismos de 4 barras independentes o movimento de batida oscilatório. Comparado com o mecanismo anterior, possui alta eficiência de conversão de energia, porém há dificuldade em garantir a sincronização do movimento das duas asas (YANG, L.-J., & Esakki, B. 2021).

Figura 10. Mecanismo de Manivela Única e Balancim Duplo

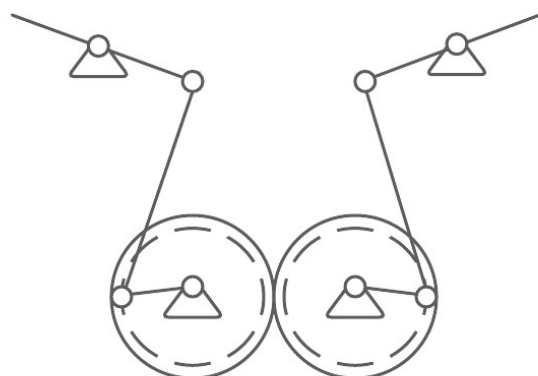


Fonte: Elaborada pela autora.

(4) Mecanismo de Manivela Dupla e Balancim Duplo

O uso de um mecanismo de duas manivelas que controla cada asa separadamente é capaz de garantir a sincronização das duas asas durante o voo. Possuindo um aumento no consumo de energia entre as engrenagens bem como maior peso devido ao aumento do número de componentes (SMITH, Todd J., 2016).

Figura 11. Mecanismo de Manivela Dupla e Balancim Duplo



Fonte: Elaborada pela autora.

(5) Mecanismo de Eixo Transversal

O projeto do eixo transversal permite a batida de asas simétrica, no entanto, é o projeto mais pesado e complicado em comparação aos anteriores, sendo utilizado para projetos de FWMAV maiores, onde o peso pode ser superado por asas grandes. O número de engrenagens também é outro fator relevante, já que são utilizadas mais nesse do que em qualquer outro projeto. (SMITH, Todd J., 2016).

Figura 12. Mecanismo de Eixo Transversal do Cybird



Fonte: (SMITH, Todd J., 2016)

3. METODOLOGIA

3.1 Escolha do Mecanismo

O desenvolvimento de um mecanismo de acionamento leve que possa converter o movimento rotativo contínuo do motor em movimento oscilatório das asas é um requisito essencial para um projeto de FWMAV bem sucedido (SHI, Yunde *et al.*, 2022). Para a modelagem 2D do mecanismo de asa oscilante do Ornitóptero deste trabalho, foi escolhido o Mecanismo de 4 barras Grashofiano, classe I, onde um dos elos é capaz de realizar uma volta completa e o outro funciona como um braço oscilante, escolhido através da análise dos mecanismos mais utilizados em projetos que já obtiveram sucesso.

Para abranger a movimentação das duas asas o projeto consiste em dois mecanismos de 4 barras independentes, acionadas por uma manivela comum, sendo definido como Mecanismo de Manivela Única e Duplo Balancim, com a articulação do mecanismo de 4 barras independente transferindo uma batida assimétrica entre as asas. Outro ponto relevante no modelo é as mudanças angulares entre as duas subasas, para imitar o movimento ascendente e

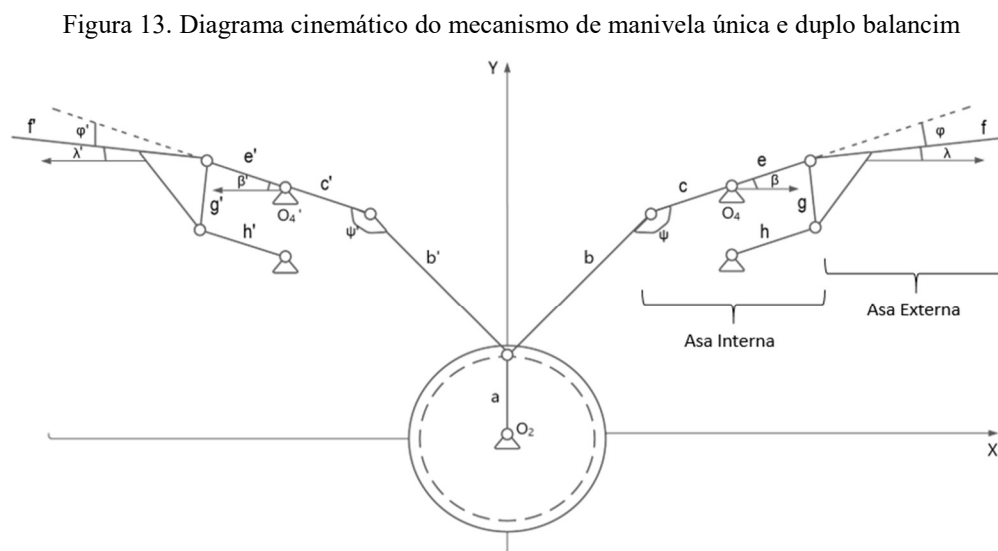
descendente, com a movimentação relativa da asa interna e externa. Esse fator influencia positivamente no aumento da velocidade de planagem, resistência e no alcance das asas, sendo que durante o voo, o dobramento das asas pode alterar a área da envergadura e assim controlar as forças de interação com o ar (SHI, Yunde *et al.*, 2022).

O projeto escolhido apresenta alta eficiência e durabilidade, apesar do movimento assimétrico entre os dois balancins, visto que esse movimento assimétrico do mecanismo de batida é prejudicial à estabilidade do voo (YANG, Wenqing *et al.*, 2018). Embora a diferença de movimento entre as duas asas seja pequena, a aceleração das asas difere muito devido às oscilações em alta velocidade, e conseqüentemente, causará graves oscilações laterais e direcionais quando as asas baterem. Assim, o atraso de fase deve ser o mais baixo possível para alcançar um voo de cruzeiro estável e durante a modelagem deve-se ter cuidado para que esse requisito seja atendido (YANG, L.-J., & Esakki, B. 2021).

A simplicidade deve ser considerada para a escolha do mecanismo, tendo em vista que, com o menor número de peças possível reduz-se o peso, o custo, a manutenção e aumenta a confiabilidade do projeto. É essencial que, ao se projetar e fabricar mecanismos de batida de asas este seja leve para ajudar na sustentação e eficiência.

3.2 Diagrama Cinemático do Mecanismo

Conforme definido o Mecanismo como Manivela Única e Duplo Balancim, com a articulação do mecanismo de quatro barras independente, tem-se o seguinte Diagrama Cinemático:



Fonte: Elaborada pela autora.

Conforme mostrado na figura 13 o mecanismo é acionado por uma manivela em comum (a), ligada as bielas (b e b') e os balancins (c e c') sendo as barras de condução. Os suportes das asas externas (f e f') são conectados aos balancins, com um ângulo (λ) máximo com a horizontal de 40° para fazer um vôo estável, conforme análise de Arenas (2016).

Outros 3 ângulos são relevantes para o desenvolvimento do projeto, sendo eles o ângulo de oscilação (β), diferente para cada uma das asas e com a diferença entre eles tem-se o atraso de fase. O ângulo de transmissão (Ψ) sendo o ângulo entre a biela e o balancim, e o ângulo relativo (φ) entre as asas interna e externa.

3.3 Requisitos de Projeto

O principal objetivo do projeto é identificar e caracterizar o movimento das asas dos pássaros para compreender o movimento, de modo a sintetizar um mecanismo que imite o deslocamento da forma mais real possível. Contudo, o projeto ainda deve ser leve, simples e robusto.

Como para esse mecanismo há uma falta de simetria na batida das asas, o projeto deverá se manter no limite de atraso de fase na menor faixa possível para alcançar um voo de cruzeiro estável, ficando estabelecido como limite o atraso de fase de 3° , usando como referência o mecanismo de batida usado no Golden-Snitch (YANG, L.-J., & Esakki, B. 2021) que possui um atraso de fase de 3° entre as asas esquerda e direita.

A sustentação do mecanismo e as forças de propulsão líquidas podem ser alteradas devido a fatores como: velocidade do vento, ângulo de ataque e os diferentes ângulos de oscilação (β).

A sustentação aumenta inicialmente com o aumento do ângulo de oscilação (β) e pode diminuir inversamente à medida que aumenta a frequência de oscilação, dessa forma, consta que em ângulos oscilação médios há maior geração de sustentação. Isso se dá devido à maior quantidade de ar sendo empurrada pelas asas, e mais fluxo de ar ocorre onde as asas oscilam e assim mais sustentação é produzida. Para maiores ângulos de oscilação, o ar passa rapidamente, o que reduz a geração de sustentação (YANG, L.-J., & Esakki, B. 2021).

Ainda sobre o ângulo de oscilação (β), tem-se que com a geração de mais força de sustentação, pode estabilizar o voo pairado, sendo um requisito importante para o projeto, esse valor deve oscilar em uma faixa de 40° para manter voo estável, conforme Arenas (2016).

No projeto é importante que o comprimento do balancim seja igual ou inferior a largura entre a origem O_4 e O_2 , para evitar a colisão entre as ligações das duas asas.

Outro ponto a ser levado em consideração é o ângulo λ da asa externa em relação a horizontal que não deve ultrapassar o valor de 40° , sendo esse um parâmetro de projeto que deve ser respeitado (ARENAS, P., 2016). Por fim, outro requisito importante é o ângulo de transmissão Ψ que deve estar entre $90^\circ \pm \gamma$, no qual o ângulo de assimetria γ deve ser mantido dentro de 30° para uma operação mais suave do mecanismo, ou seja o ângulo de transmissão deve estar compreendido entre 120° e 60° (YANG, L.-J., & Esakki, B. 2021).

Para o mecanismo manivela única e duplo balancim, baseado no 4 barras, temos como característica comum os quatro elos de comprimento constante, um deles sendo o elo de referência ou fixação, com inclinação variável entre os outros 3 elos, e para modelar o mecanismo bidimensional de batida de asa, necessário obedecer o Critério de Grashof.

O Critério de Grashof, enuncia-se do seguinte modo, “para mecanismos de 4 barras que descrevem movimento plano, se a soma dos comprimentos das barras mais curta e mais comprida for inferior ou igual à soma dos comprimentos das duas restantes barras, então a barra mais curta pode rodar continuamente em relação às outras barras”.

Matematicamente, o teorema de Grashof pode ser escrito da seguinte forma:

$$c + l \leq r + s \quad (1)$$

Sendo:

c = comprimento da barra mais curta

l = comprimento da barra mais longa

r e s = comprimentos das barras intermediárias.

Os mecanismos de 4 barras em que se verifica a condição expressa pela equação (1) chamam-se mecanismos de Grashof ou grashofianos. Logo, nos mecanismos de Grashof em que na sua configuração apresenta o elo fixo adjacente ao elo mais curto, o mecanismo é denominado sistema de manivela-balancim ou manivela e barra oscilante. Como o movimento deve ser reproduzido para ambos os lados (asa direita e asa esquerda), o mecanismo oscilante é espelhado de modo a usar o mesmo eixo motor comum.

Outro ponto importante é com relação aos Graus de Liberdade do sistema, que são o número de parâmetros independentes necessários para se definir a posição de um corpo no espaço em qualquer instante. Desse modo, utilizando o Critério de Grübler definimos o número de graus de Liberdade no nosso Sistema:

$$F = 3 \cdot (N - 1) - 2 \cdot P_1 - P_2 \quad (2)$$

Sendo:

F = Número de graus de liberdade do mecanismo

N = Número total de elos do mecanismo

P_1 = Número de pares cinemáticos com 1 grau de liberdade

P_2 = Número de pares cinemáticos com 2 graus de liberdade

Para o mecanismo escolhido (figura 13), temos $N = 10$, $P_1 = 13$ e $P_2 = 0$, que resulta em um sistema com 1 grau de liberdade

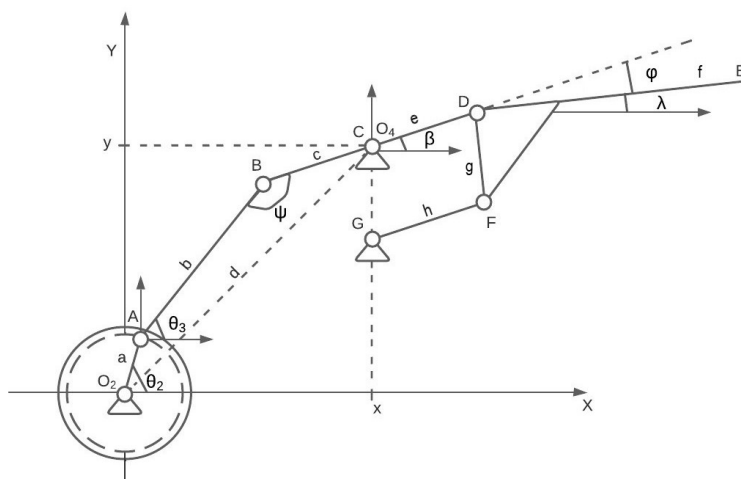
3.4 Equações de Movimento

Para a descrição do movimento gerado pelo mecanismo, será utilizado o método de Análise Algébrica. Para fins de análise, devido ao movimento simétrico na articulação, o conjunto foi simplificado pelo sistema cinematicamente equivalente da asa direita representado na figura 14.

Dispomos das origens definidas em O_2 e O_4 , dos comprimentos das barras sendo a comprimento da manivela, b o comprimento da biela, c o comprimento do balancim e d o comprimento da barra fixa imaginária que liga O_2 a O_4 , com $(c + e)$ sendo o comprimento da asa interna, o comprimento f referente a asa externa e com θ_2 .

Devemos encontrar os demais ângulos, sendo eles o ângulo θ_3 formado entre a barra b e a horizontal, o ângulo de oscilação β formado entre a barra BD e a horizontal, o ângulo de transmissão Ψ como o ângulo entre as barras AB e BC , e φ como o ângulo relativo entre as asas interna e externa, no qual $\beta = \lambda + \varphi$, sendo λ definido como um parâmetro de projeto. Dessa forma serão definidas as posições dos pontos A, B, C, D e E , apresentados na figura 11 a seguir:

Figura 14. Diagrama cinemático do mecanismo da asa direita



Fonte: Elaborada pela autora.

Onde podemos definir a posição do ponto A, conforme coordenadas:

$$A_x = a \cdot \cos(\theta_2) \quad (3)$$

$$A_y = a \cdot \text{sen}(\theta_2) \quad (4)$$

Para a posição do ponto B, suas coordenadas são obtidas a partir da relação:

$$b^2 = (B_x - A_x)^2 + (B_y - A_y)^2 \quad (5)$$

$$c^2 = (x - B_x)^2 + (y - B_y)^2 \quad (6)$$

Subtraindo (6) de (5):

$$c^2 - b^2 = [(x - B_x)^2 + (y - B_y)^2] - [(B_x - A_x)^2 + (B_y - A_y)^2] \quad (7)$$

Ou:

$$c^2 - b^2 = B_x \cdot (2 \cdot A_x - 2x) + 2 \cdot B_y \cdot A_y - 2 \cdot y \cdot B_y - (A_x^2 + A_y^2) + x^2 + y^2 \quad (8)$$

Onde podemos escrever a seguinte relação:

$$\begin{aligned} (A_x^2 + A_y^2) &= (a \cdot \cos(\theta_2))^2 + (a \cdot \text{sen}(\theta_2))^2 \\ (A_x^2 + A_y^2) &= a^2 \cdot (\cos^2(\theta_2) + \text{sen}^2(\theta_2)) \\ (A_x^2 + A_y^2) &= a^2 \end{aligned} \quad (9)$$

Assim, a partir das equações (9) e (8), obtemos:

$$B_x = \frac{a^2 - b^2 + c^2 - x^2 - y^2}{2 \cdot (A_x - x)} - \frac{2 \cdot B_y \cdot (A_y - y)}{2 \cdot (A_x - x)} \quad (10)$$

Para simplificação:

$$S = \frac{a^2 - b^2 + c^2 - x^2 - y^2}{2 \cdot (A_x - x)} \quad (11)$$

$$K = \frac{(A_y - y)}{(A_x - x)} \quad (12)$$

Logo:

$$B_x = S - B_y \cdot K \quad (13)$$

Substituindo a equação (13) na equação (6), tem-se:

$$(14)$$

$$c^2 = (x - (S - B_y \cdot K))^2 + (y - B_y)^2$$

$$c^2 = x^2 - 2 \cdot x \cdot (S - B_y \cdot K) + (S - B_y \cdot K)^2 + (y^2 - 2 \cdot B_y \cdot y + B_y^2) \quad (15)$$

$$c^2 = x^2 - 2 \cdot x \cdot S + 2 \cdot x \cdot B_y \cdot K + S^2 - 2 \cdot S \cdot K \cdot B_y + K^2 \cdot B_y^2 + y^2 - 2 \cdot B_y \cdot y + B_y^2 \quad (16)$$

$$c^2 = x^2 - 2 \cdot x \cdot S + B_y \cdot (2 \cdot x \cdot K - 2 \cdot S \cdot K - 2 \cdot y) + S^2 + B_y^2 \cdot (K^2 + 1) + y^2 \quad (17)$$

Logo:

$$x^2 - 2 \cdot x \cdot S + B_y \cdot (2 \cdot x \cdot K - 2 \cdot S \cdot K - 2 \cdot y) + S^2 + B_y^2 \cdot (K^2 + 1) + y^2 - c^2 = 0 \quad (18)$$

Para simplificação:

$$P = (K^2 + 1) \quad (19)$$

$$Q = (2xK - 2SK - 2y) \quad (20)$$

$$R = x^2 - 2xS + S^2 + y^2 - c^2 \quad (21)$$

Obtendo:

$$PB_y^2 + QB_y + R = 0 \quad (22)$$

A equação (22) pode ser resolvido pelo método de Bhaskara, resultando:

$$B_y = \frac{-Q \pm \sqrt{Q^2 - 4PR}}{2P} \quad (23)$$

As soluções para a equação podem ser reais ou imaginárias, no caso de soluções imaginárias indicam que os elos não se conectam com o ângulo de entrada ou com nenhum outro ângulo. Quando os valores de B_y forem encontrados (se reais) eles podem ser substituídos na equação (13) de forma a se obter os valores de B_x .

Com as posições dos pontos A e B encontradas os ângulos das barras para cada posição podem ser obtidos a partir de:

$$\theta_3 = \tan^{-1} \left(\frac{B_y - A_y}{B_x - A_x} \right) \quad (24)$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{y - B_y}{x - B_x} \right) \quad (25)$$

Lembrando que λ é um ângulo definido como parâmetro de projeto, tem-se:

$$\varphi = \beta - \lambda \quad (26)$$

Para o ângulo de transmissão Ψ , aplicando a Lei dos Cossenos no triângulo ABC obtemos:

$$h^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos(\Psi) \quad (27)$$

Isolando o ângulo Ψ :

$$\Psi = \cos^{-1} \left(\frac{-h^2 + b^2 + c^2}{2bc} \right) \quad (28)$$

Para as coordenadas do ponto C tem-se:

$$C_x = x \quad (29)$$

$$C_y = y \quad (30)$$

Para o ponto D tem-se:

$$D_x = x + (c + e) \cos(\beta) \quad (31)$$

$$D_y = y + (c + e) \sin(\beta) \quad (32)$$

E para o ponto E:

$$E_x = D_x + (f) \cos(\lambda) \quad (33)$$

$$E_y = D_y + (f) \sin(\lambda) \quad (34)$$

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Conforme modelagem apresentada, tem-se que quando os valores das barras do mecanismo são variados, conseqüentemente há efeitos no ângulo de oscilação (β), ângulo de transmissão (Ψ), ângulo de assimetria (γ), bem como o atraso de fase entre as duas asas devido aos respectivos ângulos β em cada uma das asas.

4.1 Análises e Influências dos Parâmetros Geométricos

Dessa forma, a análise cinemática foi realizada variando os parâmetros geométricos das barras do mecanismo, para compreender a influência e os efeitos no desempenho. Como referência para a escolha inicial, usou-se um exemplo típico, o qual temos $a = 3$ mm, $b = 20$ mm, $c = 9$ mm, $x = 10$ mm, $y = 20$ mm (YANG, L.-J., & Esakki, B. 2021).

Foram feitos 5 conjuntos de análises, cada análise foi feita com um valor (a , b , c , x , y) variando e os demais valores fixos e, em todos os casos o Critério de Grashof deve ser atendido, de modo a fornecer a rotação completa da manivela. A tabela 1 mostra os dados obtidos conforme variações de comprimento da manivela:

Tabela 1. Análise da influência da manivela no mecanismo.

MODELO I	Manivela (a) [mm]	Biela (b) [mm]	Balancim (c) [mm]	Altura (y) [mm]	Largura (x) [mm]	Barra Fixa (d) [mm]	Critério de Grashof $c + 1 \leq r + s$	Atraso de Fase [Graus]	Ângulo de Oscilação (β) [Graus]	Ângulo de Assimetria (γ) [Graus]	
MANIVELA VARIÁVEL	1	1	20	9	20	10	22,36	OK	0,6386	12,779	7,1471
	2	1,2	20	9	20	10	22,36	OK	0,7669	15,35	8,5871
	3	1,4	20	9	20	10	22,36	OK	0,8955	17,929	10,033
	4	1,6	20	9	20	10	22,36	OK	1,0246	20,519	11,486
	5	1,8	20	9	20	10	22,36	OK	1,1541	23,121	12,947
	6	2	20	9	20	10	22,36	OK	1,2842	25,736	14,418
	7	2,5	20	9	20	10	22,36	OK	1,6127	32,345	18,144
	8	2,8	20	9	20	10	22,36	OK	1,8126	36,371	20,422
	9	3	20	9	20	10	22,36	OK	1,9474	39,085	21,962
	10	3,3	20	9	20	10	22,36	OK	2,1522	43,209	24,308
	11	3,5	20	9	20	10	22,36	OK	2,2908	45,998	25,901
	12	3,65	20	9	20	10	22,36	OK	2,396	48,112	27,112
	13	4	20	9	20	10	22,36	OK	2,6462	53,136	30,003
	14	4,5	20	9	20	10	22,36	OK	3,0181	60,584	34,329
	15	5	20	9	20	10	22,36	OK	3,4121	68,463	38,971
	16	6	20	9	20	10	22,36	OK	4,2986	86,698	50,125
	17	7	20	9	20	10	22,36	NÃO ATENDE	-	-	-
	18	8	20	9	20	10	22,36	NÃO ATENDE	-	-	-
	19	9	20	9	20	10	22,36	NÃO ATENDE	-	-	-
	20	10	20	9	20	10	22,36	NÃO ATENDE	-	-	-

Fonte: Elaborada pela autora.

Conforme dados obtidos na simulação, observa-se que: Quanto maior for o valor da manivela (a), maiores serão os ângulos de assimetria (γ) e de oscilação (β). E, consequentemente o atraso de fase entre as asas será maior.

Nota-se que os modelos de números 01 a 09 atendem todos os requisitos como: Critério de Grashof, ângulo de oscilação (β) menor que 40° , ângulo de assimetria (γ) menor que 30° e o atraso de fase $\leq 3^\circ$. Por outro lado, os modelos de números 10 a 20 não atendem os requisitos, sendo possível constatar que para os parâmetros fixados os valores de manivela menores que 3 mm são aceitáveis. Destaca-se também os modelos 7 e 9, como uma configuração escolhida para ser variada na próxima simulação e o exemplo típico, respectivamente.

A tabela 2 mostra os resultados obtidos considerando os valores da manivela de 2,5 e 3 mm, dentro do mesmo intervalo de modificações de biela:

Tabela 2. Análise da influência da biela no mecanismo.

MODELO II	Manivela (a) [mm]	Biela (b) [mm]	Balancim (c) [mm]	Altura (y) [mm]	Largura (x) [mm]	Barra Fixa (d) [mm]	Critério de Grashof $c + l \leq r + s$	Atraso de Fase [Graus]	Ângulo de Oscilação (β) [Graus]	Ângulo de Assimetria (γ) [Graus]
BIELA VARIÁVEL	1	3	16	9	20	10	22,36	NÃO ATENDE	-	-
	2	3	17	9	20	10	22,36	ATENDE	4,3004	46,64
	3	3	18	9	20	10	22,36	ATENDE	2,9747	41,834
	4	3	19	9	20	10	22,36	ATENDE	2,2706	39,904
	5	3	20	9	20	10	22,36	ATENDE	1,9474	39,085
	6	3	21	9	20	10	22,36	ATENDE	1,9003	38,969
	7	3	22	9	20	10	22,36	ATENDE	2,0833	39,409
	8	3	23	9	20	10	22,36	ATENDE	2,4842	40,377
	9	3	24	9	20	10	22,36	ATENDE	3,1174	41,928
	10	3	25	9	20	10	22,36	ATENDE	4,0268	44,233
	11	2,5	16	9	20	10	22,36	ATENDE	5,4412	65,433
	12	2,5	17	9	20	10	22,36	ATENDE	3,4511	43,88
	13	2,5	18	9	20	10	22,36	ATENDE	2,4152	34,303
	14	2,5	19	9	20	10	22,36	ATENDE	1,862	32,934
	15	2,5	20	9	20	10	22,36	ATENDE	1,6127	32,345
	16	2,5	21	9	20	10	22,36	ATENDE	1,5873	32,286
	17	2,5	22	9	20	10	22,36	ATENDE	1,7506	32,66
	18	2,5	23	9	20	10	22,36	ATENDE	2,094	33,447
	19	2,5	24	9	20	10	22,36	ATENDE	2,6305	34,692
	20	2,5	25	9	20	10	22,36	ATENDE	3,3971	36,513

Fonte: Elaborada pela autora.

A simulação acima, tabela 2, tem-se as seguintes análises segundo as variações no comprimento da biela: conforme aumenta a biela (b) temos menores valores dos ângulo de assimetria (γ). Já com relação ao ângulo de oscilação (β), na primeira simulação com manivela de 3 mm observamos que reduz-se até o modelo de número 6 e volta a crescer novamente, já com a manivela de 2,5 mm o mesmo acontece até o modelo 16.

Outro ponto relevante é que comprimentos de biela muito grandes são prejudiciais ao mecanismo, visto que influência na vibração do mecanismo durante a operação (YANG, L.-J., & Esakki, B. 2021).

Nota-se também que nas simulações utilizando manivela de 2,5 mm o ângulo de oscilação reduz para a faixa de 32° o que gera menor força de sustentação, sendo essa opção descartada para as demais análises. Em destaque o modelo de número 6 foi escolhido como uma nova configuração para as iterações seguintes, baseado na redução do atraso de fase e dos ângulos mantidos sem alterações significativas em relação ao mecanismo típico. Podemos

observer também os modelos destacados em linhas tracejadas como mecanismos que não atendem aos requisitos de projeto.

A tabela 3 mostra os resultados obtidos considerando o modelo de número 6 da tabela 2, considerando variações de comprimento do balancim:

Tabela 3. Análise da influência do balancim no mecanismo.

MODELO III	Manivela (a) [mm]	Biela (b) [mm]	Balancim (c) [mm]	Altura (y) [mm]	Largura (x) [mm]	Barra Fixa (d) [mm]	Critério de Grashof $c + l \leq r + s$	Atraso de Fase [Graus]	Ângulo de Oscilação (β) [Graus]	Ângulo de Assimetria (γ) [Graus]
BALANCIM VARIÁVEL	1	3	21	4	20	10	22,36	NÃO ATENDE	-	-
	2	3	21	5	20	10	22,36	ATENDE	17,204	77,196
	3	3	21	6	20	10	22,36	ATENDE	11,257	60,765
	4	3	21	7	20	10	22,36	ATENDE	7,1949	50,897
	5	3	21	8	20	10	22,36	ATENDE	4,2081	44,052
	6	3	21	8,5	20	10	22,36	ATENDE	2,9858	41,338
	7	3	21	8,6	20	10	22,36	ATENDE	2,7586	40,838
	8	3	21	8,8	20	10	22,36	ATENDE	2,3197	39,88
	9	3	21	9	20	10	22,36	ATENDE	1,9003	38,969
	10	3	21	9,3	20	10	22,36	ATENDE	1,3047	37,688
	11	3	21	9,5	20	10	22,36	ATENDE	0,9282	36,884
	12	3	21	9,6	20	10	22,36	ATENDE	0,7457	36,496
	13	3	21	9,7	20	10	22,36	ATENDE	0,5668	36,117
	14	3	21	9,8	20	10	22,36	ATENDE	0,3915	35,747
	15	3	21	9,9	20	10	22,36	ATENDE	0,2197	35,386
	16	3	21	10	20	10	22,36	ATENDE	0,051146	35,032
	17	3	21	10,5	20	10	22,36	ATENDE	0,7453	33,377
	18	3	21	11	20	10	22,36	ATENDE	1,4728	31,889
	19	3	21	12	20	10	22,36	ATENDE	2,7576	29,325
	20	3	21	13	20	10	22,36	ATENDE	3,8616	27,195

Fonte: Elaborada pela autora.

A simulação acima, tabela 3, tem-se as seguintes análises segundo as variações no comprimento do balancim: conforme se aumenta o comprimento do balancim (c) temos menores valores dos ângulo de assimetria (γ) e de oscilação (β).

Com o valor do balancim igual ao da largura (x), obtemos o menor atraso de fase, mas encontramos problemas com a colisão entre as ligações das duas asas, sendo esse requisito de projeto estabelecido anteriormente.

A partir da tabela 3, como referência para as simulações seguintes, os modelos de número 9 e 11 foram escolhidos. Podemos observar também os modelos destacados em linhas tracejadas como mecanismos que não atendem os requisitos de projeto.

Nas tabelas 4 e 5 tem-se as alterações de altura (y) e largura (x) entre o ponto O_4 ao ponto O_2 . Esses dados influenciam diretamente no valor da barra fixa imaginária d , visto que:

$$d^2 = x^2 + y^2 \quad (35)$$

Tabela 4. Análise da influência da altura (y) do ponto O_4 com relação ao ponto O_2 no mecanismo.

MODELO IV	Manivela (a) [mm]	Biela (b) [mm]	Balancim (c) [mm]	Altura (y) [mm]	Largura (x) [mm]	Barra Fixa (d) [mm]	Critério de Grashof $c + l \leq r + s$	Atraso de Fase [Graus]	Ângulo de Oscilação (β) [Graus]	Ângulo de Assimetria (γ) [Graus]	
ALTURA VARIÁVEL	1	3	21	9	17	10	19,72	ATENDE	3,5248	41,654	19,507
	2	3	21	9	18	10	20,59	ATENDE	2,7073	40,274	19,729
	3	3	21	9	19	10	21,47	ATENDE	2,1795	39,384	20,153
	4	3	21	9	19,5	10	21,91	ATENDE	2,0105	39,116	20,447
	5	3	21	9	20	10	22,36	ATENDE	1,9003	38,969	20,803
	6	3	21	9	20,5	10	22,81	ATENDE	1,8473	38,951	21,231
	7	3	21	9	21	10	23,26	ATENDE	1,8512	39,071	21,738
	8	3	21	9	21,5	10	23,71	ATENDE	1,9136	39,35	22,344
	9	3	21	9	22	10	24,17	ATENDE	2,0379	39,815	23,068
	10	3	21	9	23	10	25,08	ATENDE	2,4987	41,496	25,029
	11	3	21	9,5	17	10	19,72	ATENDE	2,3599	39,436	18,474
	12	3	21	9,5	18	10	20,59	ATENDE	1,6424	38,177	18,703
	13	3	21	9,5	19	10	21,47	ATENDE	1,1773	37,330	19,100
	14	3	21	9,5	19,5	10	21,91	ATENDE	1,0273	37,057	19,367
	15	3	21	9,5	20	10	22,36	ATENDE	0,9282	36,884	19,684
	16	3	21	9,5	20,5	10	22,81	ATENDE	0,8781	36,817	20,06
	17	3	21	9,5	21	10	23,26	ATENDE	0,8765	36,865	20,499
	18	3	21	9,5	21,5	10	23,71	ATENDE	0,9239	37,039	21,017
	19	3	21	9,5	22	10	24,17	ATENDE	1,022	37,356	21,625
	20	3	21	9,5	23	10	25,08	ATENDE	1,3877	38,547	23,216

Fonte: Elaborada pela autora.

A partir da simulação da tabela 4, tem-se as seguintes análises segundo as variações na altura: conforme aumenta a altura (y) o atraso de fase e o ângulo de oscilação se reduzem até o modelo de número 6 e 17 e depois voltam a crescer novamente. Já na influência na simetria das asas batendo, conforme se aumenta a altura o ângulo de assimetria cresce.

Tabela 5. Análise da influência da largura (x) do ponto O_4 com relação ao O_2 no mecanismo.

MODELO V	Manivela (a) [mm]	Biela (b) [mm]	Balancim (c) [mm]	Altura (y) [mm]	Largura (x) [mm]	Barra Fixa (d) [mm]	Critério de Grashof $c+1 \leq r+s$	Atraso de Fase [Graus]	Ângulo de Oscilação (β) [Graus]	Ângulo de Assimetria (γ) [Graus]	
LARGURA VARIÁVEL	1	3	21	9	20,5	9,5	22,59	ATENDE	0,9274	38,943	21,017
	2	3	21	9	20,5	9,6	22,64	ATENDE	1,1112	38,942	21,058
	3	3	21	9	20,5	9,7	22,68	ATENDE	1,2951	38,942	21,099
	4	3	21	9	20,5	9,8	22,72	ATENDE	1,4791	38,943	21,141
	5	3	21	9	20,5	9,9	22,77	ATENDE	1,6631	38,947	21,186
	6	3	21	9	20,5	10	22,81	ATENDE	1,8473	38,951	21,231
	7	3	21	9	20,5	10,5	23,03	ATENDE	2,7702	38,993	21,472
	8	3	21	9	20,5	11	23,26	ATENDE	3,6992	39,074	21,745
	9	3	21	9	20,5	12	23,75	ATENDE	5,5903	39,385	22,406
	10	3	21	9	20,5	13	24,70	ATENDE	7,5599	39,957	23,262
	11	3	21	9,5	21	9,5	23,05	ATENDE	0,0042529	36,827	20,285
	12	3	21	9,5	21	9,6	23,09	ATENDE	0,1785	36,833	20,326
	13	3	21	9,5	21	9,7	23,13	ATENDE	0,3528	36,836	20,368
	14	3	21	9,5	21	9,8	23,17	ATENDE	0,5272	36,846	20,411
	15	3	21	9,5	21	9,9	23,22	ATENDE	0,7018	36,855	20,455
	16	3	21	9,5	21	10	23,26	ATENDE	0,8781	36,817	20,06
	17	3	21	9,5	21	10,5	23,48	ATENDE	1,7532	36,932	20,74
	18	3	21	9,5	21	11	23,71	ATENDE	2,6367	37,035	21,01
	19	3	21	9,5	21	12	24,19	ATENDE	4,4371	37,375	21,656
	20	3	21	9,5	21	13	24,70	ATENDE	6,3117	37,947	22,482

Fonte: Elaborada pela autora.

Os resultados apresentados na tabela 5 mostram que as variações na largura tem-se maior influência no atraso de fase, que aumenta significativamente conforme aumentamos a largura. Os demais ângulos tem acréscimos não muito significativos. Outro ponto é que com valores de x mais próximos aos valores de c , temos o menor atraso de fase mas por questões de evitar a colisão entre as ligações das duas asas, o requisito de $c \leq x$ deve ser respeitado.

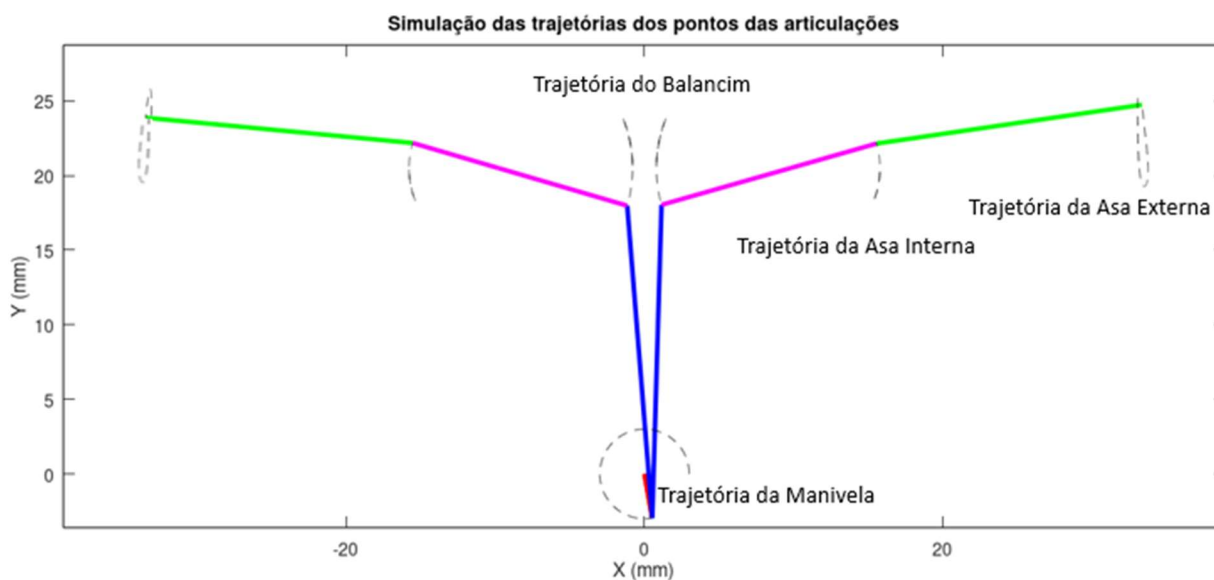
Nas tabelas 4 e 5, podemos ver os demais valores destacados em linhas tracejadas como mecanismos que não atendem aos requisitos de projeto.

Baseado na última análise realizada, foi selecionado o mecanismo melhorado em relação ao mecanismo típico com $a = 3$ mm, $b = 21$ mm, $c = 9$ mm, $x = 9,8$ mm, $y = 20,5$ mm, entregando atraso de fase de $1,4791^\circ$, ângulo de oscilação de $38,943^\circ$ e ângulo de assimetria entre as asas de $21,141^\circ$.

Das análises realizadas importante ressaltar a importância de manter o equilíbrio entre os parâmetros ao se projetar, visto que são fatores dependentes que não podemos alterar uma sem levar em consideração a influência que exerce nas demais variáveis do projeto. A figura 15 mostra a simulação obtida para o mecanismo melhorado, através do *software Octave*,

juntamente com as trajetórias dos pontos das articulações. Os algoritmos desenvolvidos para as simulações são apresentados no Apêndice A.

Figura 15. Simulação do mecanismo com as trajetórias



Fonte: Elaborada pela autora.

4.2 Configuração escolhida para o mecanismo

Após as análises realizadas, escolheu-se uma configuração de mecanismo final em relação ao exemplo típico apresentado por Yang e Esakki (2021), sendo:

Mecanismo típico, apresentado por Yang e Esakki (2021)

$a = 3 \text{ mm}$, $b = 20 \text{ mm}$, $c = 9 \text{ mm}$, $x = 10 \text{ mm}$ e $y = 20 \text{ mm}$.

- Atraso de fase de: $1,9474^\circ$
- Ângulo de oscilação: $39,085^\circ$
- Ângulo de assimetria: $21,962^\circ$

Mecanismo melhorado escolhido

$a = 3 \text{ mm}$, $b = 21 \text{ mm}$, $c = 9 \text{ mm}$, $x = 9,8 \text{ mm}$ e $y = 20,5 \text{ mm}$.

- Atraso de fase de: $1,4791^\circ$
- Ângulo de oscilação: $38,943^\circ$
- Ângulo de assimetria: $21,141^\circ$

Nota-se que em relação ao mecanismo típico foi possível reduzir o ângulo de atraso de fase em cerca de 24%, sem perder em ângulo de oscilação e ângulo de assimetria. Nos dois casos os comprimentos de asa interna e externa são: 33 mm e 28 mm, respectivamente. De

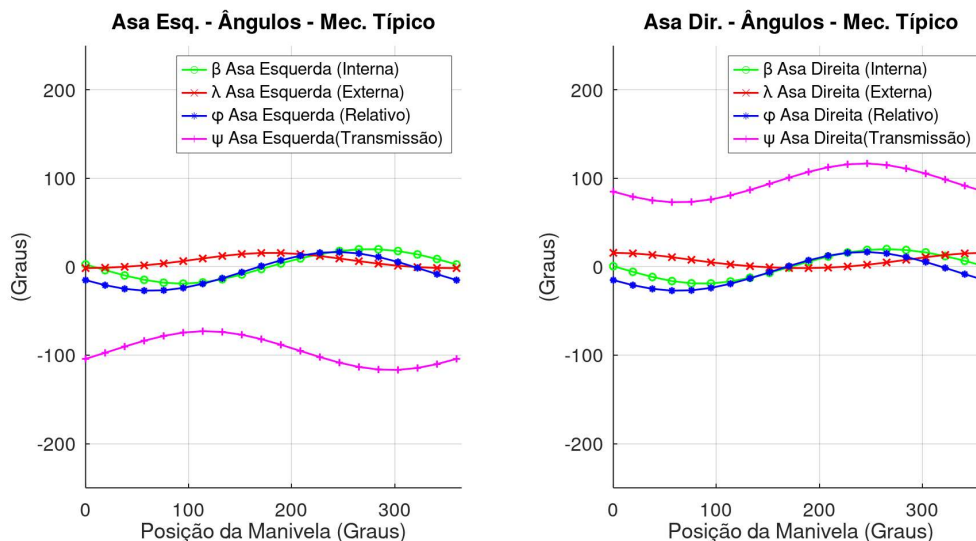
acordo com os mecanismos mencionados acima, foi modelado um protótipo do mecanismo melhorado no *software Solidworks*, multiplicados os comprimentos por um fator 5.

4.3 Análise Cinemática

Ângulos Relevantes do Sistema

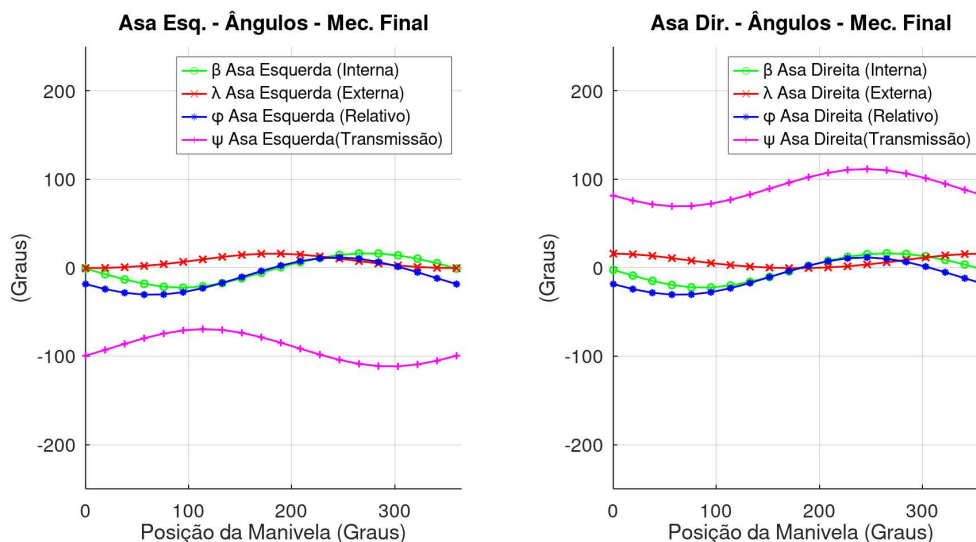
Fazendo uma comparação entre os dados apresentados do mecanismo típico e do mecanismo melhorado (final) selecionado, os ângulos mais importantes do projeto são plotados nas figuras 16 e 17:

Figura 16. Gráfico dos ângulo relevantes das duas asas para o mecanismo típico



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 17. Gráfico dos ângulo relevantes das duas asas para o mecanismo final



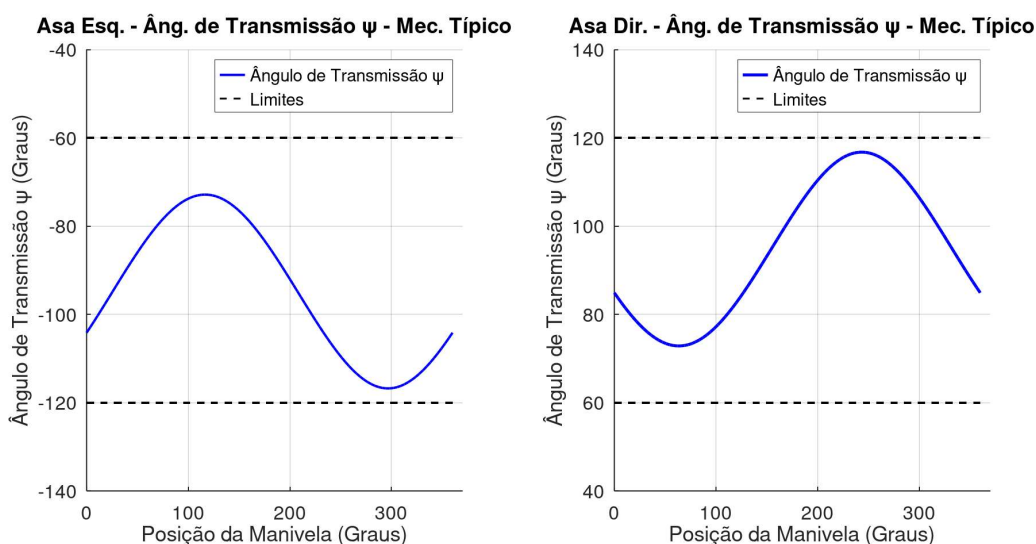
Fonte: Elaborada pela autora.

Sendo possível notar que não houveram diferenças significativas entre os dois mecanismos.

Ângulo de transmissão (Ψ)

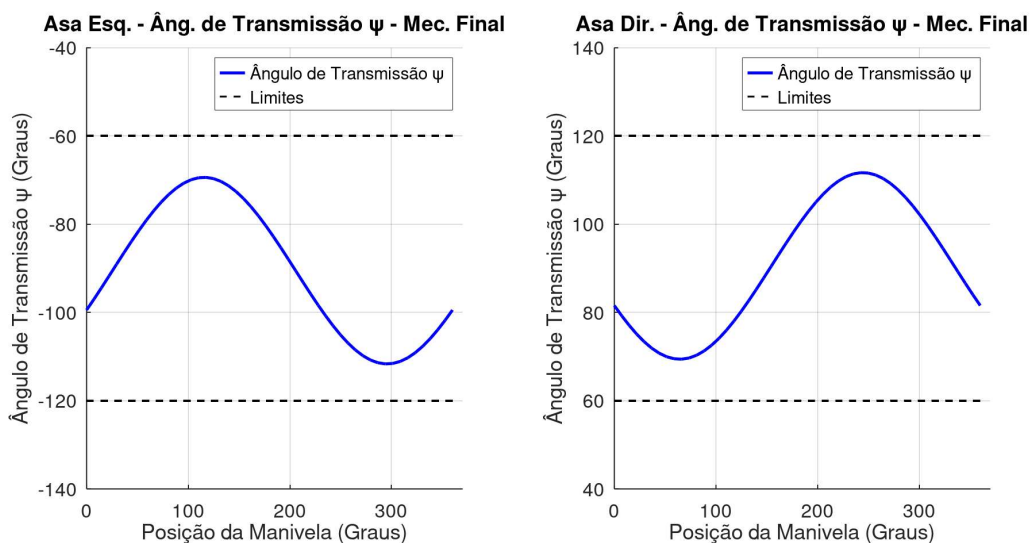
O ângulo de transmissão (Ψ), estabelecido entre a biela (b) e o balancim (c) deve ser $\Psi = 90^\circ \pm \gamma$, onde ângulo de assimetria γ deve ser mantido dentro de 30° para uma operação mais suave do mecanismo. Desse modo, temos que os valores para o ângulo de transmissão devem variar entre o intervalo de $60^\circ \leq \Psi \leq 120^\circ$. As figuras 18 e 19 apresentam o ângulo de transmissão compreendido dentro dos limites. Importante que não se cheguem em baixo ângulo de transmissão, já que ocorre perda excessiva de torque, levando ao mau desempenho do mecanismo de oscilação (YANG, L.-J., & Esakki, B. 2021).

Figura 18. Gráfico do ângulo de transmissão das duas asas para o mecanismo típico



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 19. Gráfico do ângulo de transmissão das duas asas para o mecanismo final



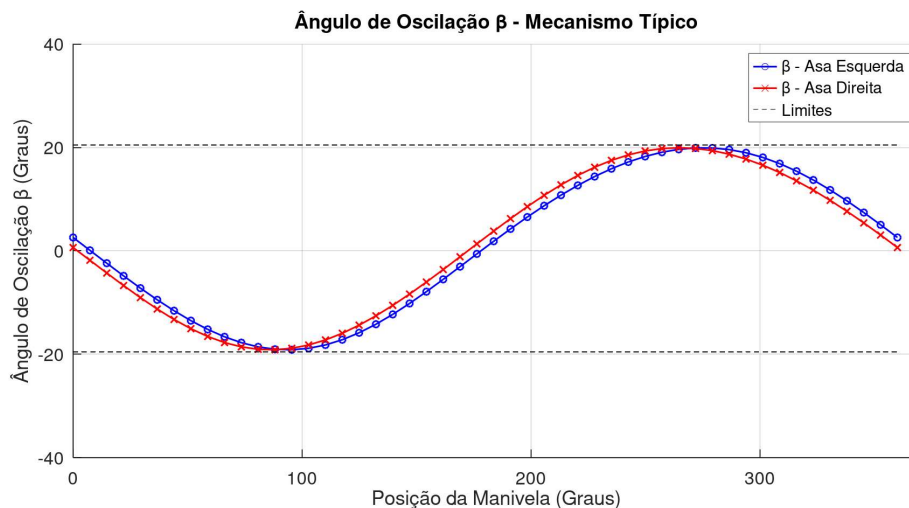
Fonte: Elaborada pela autora.

Ângulo de oscilação

O ângulo de oscilação deve ser mantido entre 40° de oscilação para voo estável (ARENAS, P., 2016), baseado no SmartBird da Festo que é modelado conforme a Gaivota de Arenque Européia. No entanto esse ângulo é menor que o ângulo de oscilação de beija flores, os quais oscilam em 180° (YANG, L.-J., & Esakki, B. 2021).

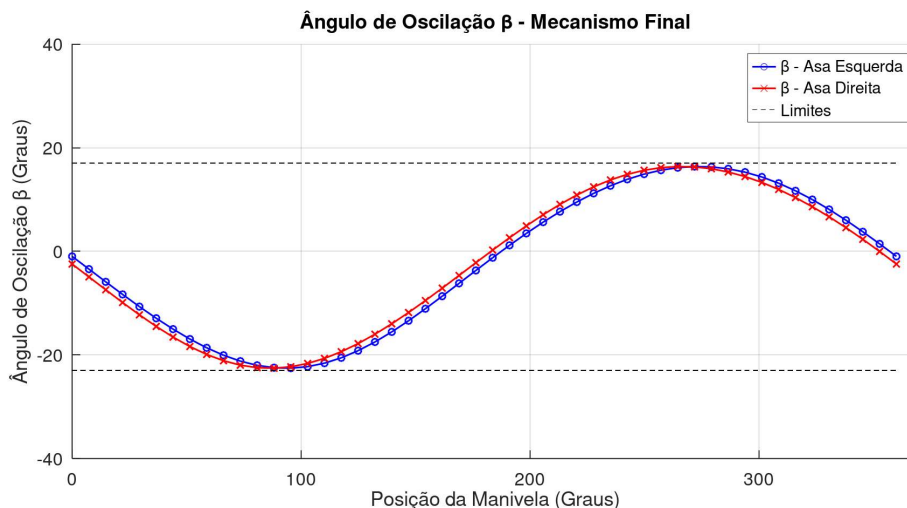
Quando o ângulo de oscilação se aproxima de 90° o atraso de fase é maior e ângulo de assimetria excede o seu valor determinado como requisito. Conforme Yang e Esakki (2021), em ângulos de oscilação acima de $70,6^\circ$ o Ornitóptero voa com um movimento trêmulo, o que aumenta a demanda de energia levando a uma maior dissipação de energia. As figuras 20 e 21 apresentam o ângulo de oscilação β dos mecanismos compreendidos dentro dos limites.

Figura 20. Gráfico do ângulo de oscilação das duas asas para o mecanismo típico.



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 21. Gráfico do ângulo de oscilação das duas asas para o mecanismo final

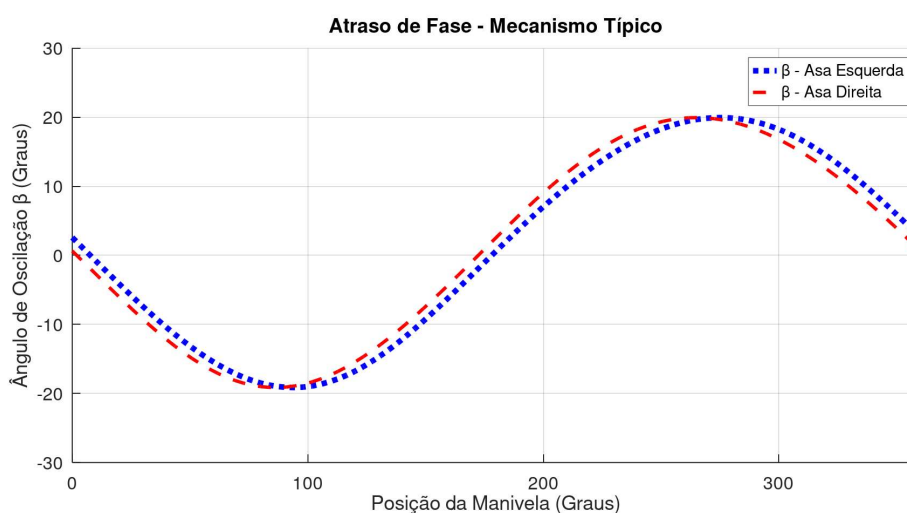


Fonte: Elaborada pela autora.

Atraso de Fase

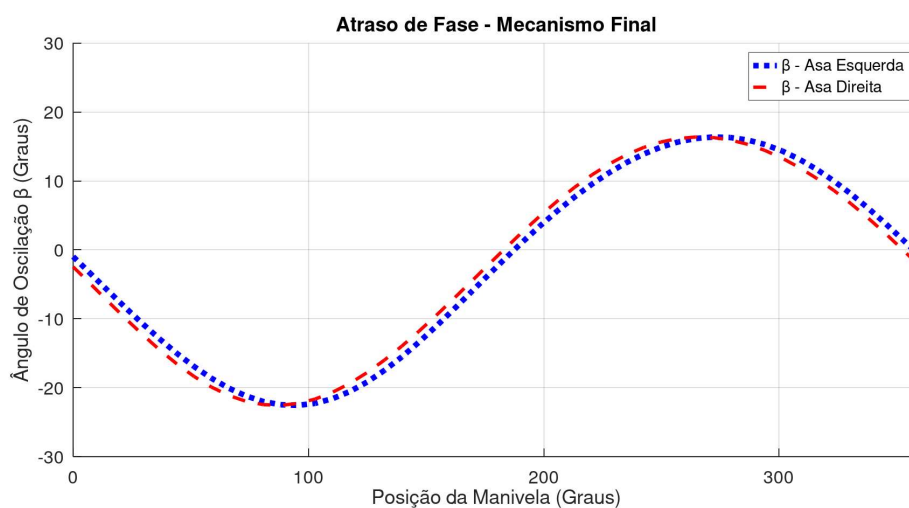
A partir das figuras 19 e 20 é possível obter o valor para o ângulo de atraso de fase entre as asas esquerda e direita. Sendo esse ângulo a diferença entre os ângulos de oscilação das duas asas para a posição da manivela em zero graus. Para o mecanismo típico é obtido um atraso de fase de $1,9474^\circ$ (Figura 22) e para o mecanismo final é de $1,4791^\circ$ (Figura 23).

Figura 22. Gráfico do atraso de fase para o mecanismo típico.



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 23. Gráfico do atraso de fase para o mecanismo final



Fonte: Elaborada pela autora.

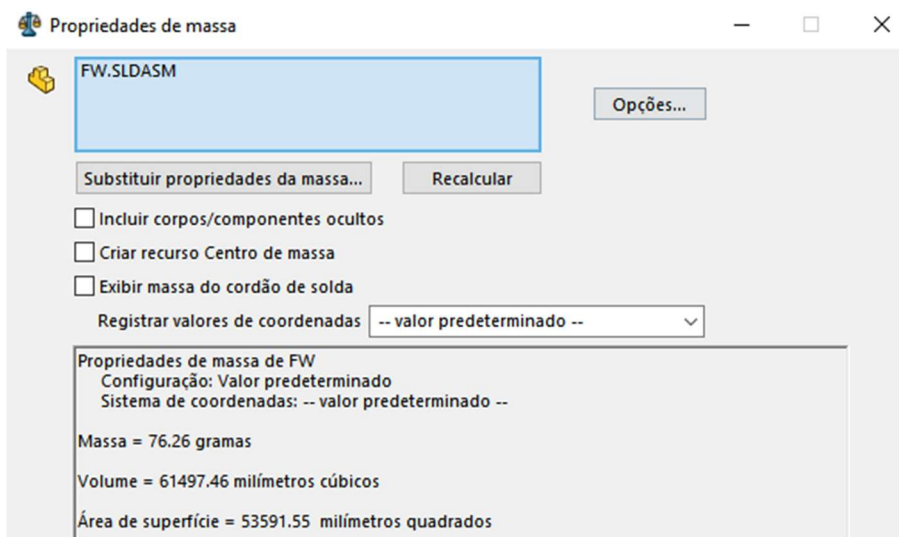
Como resultado, o projeto solucionou os problemas associados ao mecanismo de manivela única e duplo balancim e atendeu às características cinemáticas e dinâmicas simultaneamente de modo a atingir o atraso médio de fase entre duas asas de $1,4791^\circ$, reduzindo

ele em cerca de 24% e conforme estabelecido como requisito de projeto inferior a 3°. Mantendo os ângulos de transmissão e oscilação dentro dos limites estabelecidos.

4.4 Modelagem no *software SolidWorks*

Para a modelagem do protótipo do mecanismo no *software Solidworks*, foi definido o material PLA (ácido poliláctico), que é um termoplástico biodegradável de origem natural e de fontes renováveis, sendo um dos materiais mais utilizados na fabricação por impressão 3D (3DLAB, 2022). A figura 24 mostra as propriedades de massa do mecanismo obtidas no *software*, apresentando uma massa total de 76,26 gramas do conjunto. A figura 25 mostra o mecanismo modelado em vista isométrica, a Figura 26 em vista frontal, Figura 27 detalhe da manivela e Figura 28 detalhe do balancim.

Figura 24. Propriedades de massa do protótipo modelado pelo *software SolidWorks*



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 25. Protótipo modelado pelo *software SolidWorks* em vista isométrica



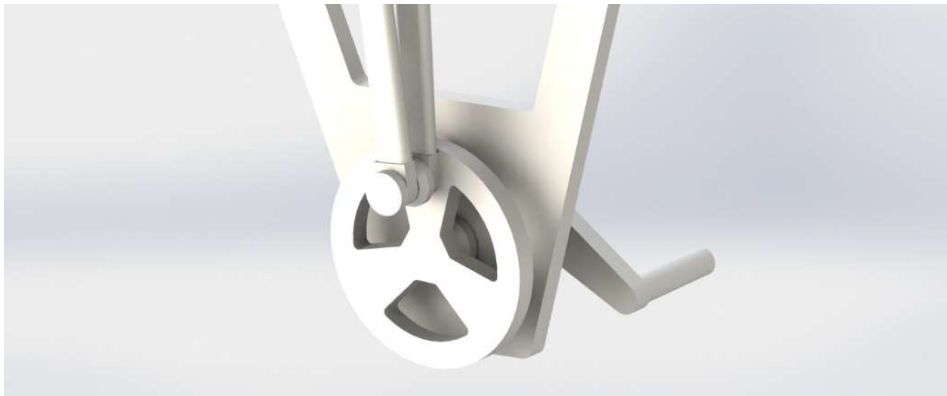
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 26. Protótipo modelado pelo *software SolidWorks* em vista frontal



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 27. Protótipo modelado pelo *software SolidWorks*, detalhe da manivela



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 28. Protótipo modelado pelo *software SolidWorks*, detalhe do balancim



Fonte: Elaborada pela autora.

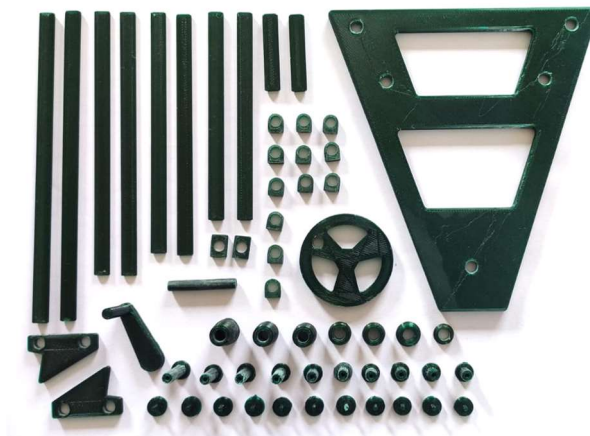
4.5 Prototipagem 3D

A simplicidade considerada para a escolha do mecanismo, foi definida tendo em vista que, com o menor número de peças possível reduz-se o peso, o custo, a manutenção e aumenta

a confiabilidade do projeto. É essencial que, ao se projetar e fabricar mecanismos de asa oscilante este seja leve para ajudar na sustentação.

Por esse motivo, foi escolhido o método de fabricação por impressão 3D visando reduzir o peso da estrutura. As figuras 29 e 30 mostram as peças e o protótipo fabricado em impressora 3D (GTMax3D Core A1v2) e a figura 31 mostra o desenho do mecanismo em vista explodida.

Figura 29. Peças do protótipo fabricado por impressão 3D



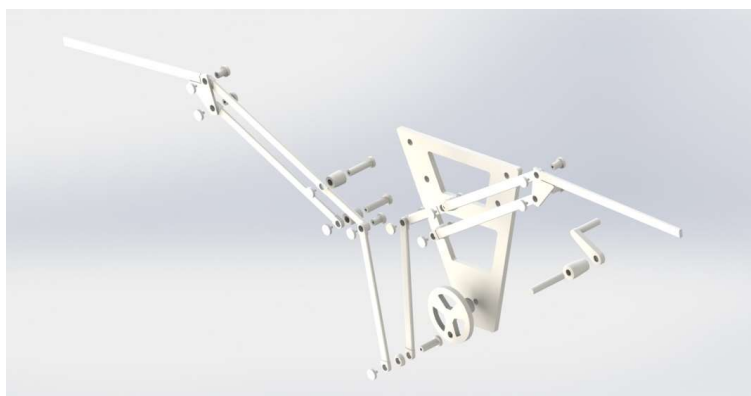
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 30. Protótipo fabricado por impressão 3D



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 31. Mecanismo de asa oscilante do ornitóptero em vista explodida, feito no *software SolidWorks*.



Fonte: Elaborada pela autora.

5. CONCLUSÃO

No presente projeto, foram analisados os critérios de desempenho ideais de um mecanismo de batida de asa biologicamente inspirado para aplicações de FWMAV, visando simplicidade estrutural, leveza e eficiência de asa batente, apresentando um mecanismo melhorado de Manivela Única e Duplo Balancim como recurso de asa oscilante de um Ornitóptero.

As simulações mostram as influências dos parâmetros geométricos nos ângulos do protótipo e as dimensões adequadas para o mecanismo foram determinados através da análise da posição relativa entre o mecanismo de acionamento e o mecanismo de oscilação, verificando ângulo de transmissão, ângulo de oscilação de asa e atraso de fase, nos quais devem ser projetados, conforme determinados na literatura, para alcançar voo estável.

Como resultado, a articulação de 4 barras foi cuidadosamente projetada para resolver o problema de atraso de fase associado ao mecanismo de dois balancins de manivela única e atender às características cinemáticas e dinâmicas simultaneamente de modo a atingir o atraso médio de fase entre as duas asas de $1,4791^\circ$, conforme estabelecido como requisito de projeto inferior a 3° e com os ângulos de transmissão e oscilação dentro dos limites determinados.

Trabalhos futuros serão dedicados a melhorar o *design* do protótipo, desenvolvendo a ideia de um projeto completo em 3D do Ornitóptero, estudando a influência da aerodinâmica no corpo como um todo, que controlando adequadamente a modulação da geometria da asa e influência dos demais componentes do corpo, um vôo mais eficiente pode ser alcançado. Além disso, fica como trabalho futuro realizar a análise e obter as equações para a posição, velocidade e acelerações do mecanismo utilizando, por exemplo, o método da representação vetorial em notação complexa.

6. REFERÊNCIAS

ANDERSON JR., John D. Fundamentos de engenharia aeronáutica: Introdução ao Voo. 7. ed. Porto Alegre: Amgh Editora Ltda., 2015.

ARENAS, P. Dynamics Of The Herring Gull Wings: An Underactuated Approach. 2016. p. 34. Department of Mechanical Engineering, Bogotá D.C, Colombia , 2016.

BANAZADEH, Afshin; TAYMOURTASH, Neda. Adaptive attitude and position control of an insect-like flapping wing air vehicle. *Nonlinear Dynamics*, v. 85, n. 1, p. 47-66, 2016.

BRASIL. IAC – Instituto de Aviação Civil. Divisão de Instrução Profissional Matérias Básicas, tradução do AC 65-9A do FAA (Airframe & Powerplant Mechanics-General Handbook). Edição Revisada 2002.

CHEN, Ang et al. A Novel Actuation Strategy for an Agile Bio-inspired FWAV Performing a Morphing-coupled Wingbeat Pattern. arXiv preprint arXiv:2111.02118, 2021.

DAVID, Anderson and S. Eberhardt, A Physical Description of Flight, Dept. of Aeronautics and Astronautics University of Washington, 2006.

Empresa FESTO. Design aerodinâmico leve com torção ativa. <https://www.festo.com>, 2011.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. Introduction to Fluid Mechanics. 8.ed. Danvers: John Wiley & Sons, 2011.

FREIRE, Atila P. Silva. O Vôo dos Pássaros e a Mecânica dos Fluidos. Programa de Engenharia Mecânica (COPPE/UFRJ). VIIIIEEE, Petrópolis-RJ, Brasil, 2012.

GERDES, John W.; GUPTA, Satyandra K.; WILKERSON, Stephen A. A review of bird-inspired flapping wing miniature air vehicle designs. 2012.

HAIDER, Naeem et al. Recent progress in flapping wings for micro aerial vehicle applications. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, v. 235, n. 2, p. 245-264, 2021.

HE, Wei et al. Modeling and trajectory tracking control for flapping-wing micro aerial vehicles. *IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica*, v. 8, n. 1, p. 148-156, 2020.

HOMA, Jorge M. Aerodinâmica e Teoria de Voo: Noções Básicas. 31. ed. São Paulo: Asa, 2012.

HUANG, Haifeng et al. An All Servo-Driven Bird-Like Flapping-Wing Aerial Robot Capable of Autonomous Flight. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2022.

MABIE, H. H.; OCVIRK, F. W. Mecanismos e Dinâmica das Máquinas. 2ª Edição. Editora Ao Livro Técnico, 1980.

McCORMICK, BARNES, W. Aerodynamics, aeronautics and flight mechanics, Wiley, New York, 1995.

MICHELSON, Robert C. O entomopter. Neurotecnologia para Robôs Biomiméticos, p. 481-509, 2002.

NORTON, Robert L. Cinemática e dinâmica dos mecanismos. AMGH Editora, 2010.

PORNSIN-SIRIRAK, T. Nick, et al. Microbat: Um ornitóptero alimentado eletricamente do tamanho da palma da mão. In: Proceedings of NASA/JPL workshop sobre robótica biomórfica . 2001. pág. 17.

RODRIGUES, L. E. M. J. Fundamentos da Engenharia Aeronáutica – Aplicações ao Projeto SAE-Aerodesign. 1.ed. São Paulo: Cengage Learning, 2014.

SHI, Yunde et al. Mechanism Design and Motion Analysis of a Flapping-Wing Air Vehicle. Mathematical Problems in Engineering, v. 2022, 2022.

SMITH, Todd J. Development, Design, Manufacture and Test of Flapping Wing Micro Aerial Vehicles. 2016.

UICKER, John Joseph et al. Teoria das máquinas e mecanismos . Nova York: Oxford University Press, 2003.

WELTNER, Klaus et al, A Dinâmica dos Fluidos Complementada e a Sustentação da Asa, Revista Brasileira de Ensino de Física, 2001

YANG, Wenqing; WANG, Liguang; SONG, Bifeng. Dove: A biomimetic flapping-wing micro air vehicle. International Journal of Micro Air Vehicles, v. 10, n. 1, p. 70-84, 2018.

YANG, L.-J., & Esakki, B. (2021). Flapping Wing Vehicles: Numerical and Experimental Approach (1st ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/9780429280436>

3DLAB. PLA: tudo o que você precisa saber sobre o filamento PLA. 2022. Disponível em: <https://3dlab.com.br/pla-tudo-o-que-voce-precisa-saber-sobre-o-filamento-pla/>. Acesso em: 27 set. 2022.

ENVATOTUTS+. Alçando Vôo: Desenhando Asas, um Guia para para Iniciantes. 2013. Disponível em: <https://design.tutsplus.com/pt/articles/taking-flight-a-beginners-guide-into-drawing-wings--vector-15996>. Acesso em: 7 set. 2022.

APÊNDICE A

Algoritmo desenvolvido para as simulações:

```
1  %MODELAGEM: Mecanismo Manivela Única e Duplo Balancim para aplicação em VANT BIO-INPIRADOS
2  %Mariana Finamor Frota Saldanha de Freitas
3
4  clc
5  clear all
6
7  %Asa Direita
8  %DADOS GEOMÉTRICOS DE ENTRADA ASA DIREITA
9  a = 3; %Comprimento elo 01
10 b = 21; %Comprimento elo 02
11 c = 9; %Comprimento elo 03
12 x = 9.8; %Comprimento no eixo X entre Oa e Oc
13 y = 20.5; %Comprimento no eixo Y entre Oa e Oc
14 d = sqrt((x.^2)+(y.^2)); %Comprimento elo 04 (barra fixa)
15
16 %Asa Esquerda
17 %DADOS GEOMÉTRICOS DE ENTRADA ASA ESQUERDA
18 ae = 3; %Comprimento elo 01
19 be = 21; %Comprimento elo 02
20 ce = 9; %Comprimento elo 03
21 xe = -9.8; %Comprimento no eixo X entre Oa' e Oc'
22 ye = 20.5; %Comprimento no eixo Y entre Oa' e Oc'
23 de = sqrt((xe.^2)+(ye.^2)); %Comprimento elo 04 (barra fixa)
24
25 % Condição de GRASHOF %
26 % Comprimento das Barras
27 C=[a b c d];
28 S=min(C);
29 L=max(C);
30 SL=S+L;
31 PQ=a+b+c+d-SL;
32 if SL < PQ
33 disp(' ')
34 disp('Mecanismo é GRASHOF')
35 elseif SL == PQ
36 disp(' ')
37 disp('Mecanismo é GRASHOF Especial')
38 else
39 disp(' ')
40 disp('Mecanismo não é GRASHOF')
41 end
42
43 Asainterna = 6; %Comprimento do elo da Asa Interna
44 AsaExterna = 18; %Comprimento do elo da Asa Externa
45
46 vetor_theta_2 = linspace(0,2*pi,361); %Vetor do angulo theta 2 (barra a, manivela),
47 variando de 0 a 360
48 vetor_theta_2x =rad2deg(vetor_theta_2);
49
50 %ANÁLISE ALGÉBRICA DAS POSIÇÕES
51
52 %Posição do ponto A - ASA DIREITA
53 Ax =a*cos(vetor_theta_2);
54 Ay =a*sin(vetor_theta_2);
55
56 %Posição do ponto A' - ASA ESQUERDA
57 Axe =a*cos(vetor_theta_2);
58 Aye =a*sin(vetor_theta_2);
59
60 %Posição do ponto B - ASA DIREITA
61 %Cálculo de Bx e By
62 K = (Ay-y)./(Ax-x);
63 S = (a.^2-b.^2+c.^2-x.^2-y.^2)./(2*(Ax-x));
64 P = (K.^2)+1;
65 Q = (2.*K.*(x-S)-2.*y);
66 R = ((x-S).^2)-(c.^2)+(y.^2);
67 delta = (Q.^2)-4.*P.*R;
68 By= (-Q+(sqrt(delta)))./(2.*P);
69 Bx= (S)-(By.*K);
70
71 %Posição do ponto B' - ASA ESQUERDA
72 %Cálculo de Bx' e By'
73 Ke= (Aye-ye)./(Axe-xe);
74 Se = (ae.^2-be.^2+ce.^2-xe.^2-ye.^2)./(2*(Axe-xe));
75 Pe = (Ke.^2)+1;
```

FREITAS, M. F. F. S.; SANTOS, R. B.
 MODELAGEM E ANÁLISE DINÂMICA DE UM MECANISMO DE ASA OSCILANTE PARA APLICAÇÃO EM VANT
 BIOINSPIRADOS

```

75 Qe = (2.*Ke.*(xe-Se)-2.*ye);
76 Re = (xe-Se).^2-ce.^2+ye.^2;
77 deltae = Qe.^2-4.*Pe.*Re;
78 Bye= (-Qe+(sqrt(deltae)))/(2.*Pe);
79 Bxe= (Se)-(Bye.*Ke);
80
81 %Cálculo dos Angulos
82
83 %Theta3, angulo entre elo b e o eixo horizontal - ASA DIREITA
84 theta3 = atan ((By-Ay)/(Bx-Ax));
85 theta3g = rad2deg (theta3);
86
87 %Theta3, angulo entre elo be e o eixo horizontal - ASA ESQUERDA
88 theta3e = atan ((Bye-Aye)/(Bxe-Axe));
89 theta3ge = rad2deg (theta3e);
90
91 %Beta, angulo de oscilação - ASA DIREITA
92 beta = atan((y-By)/(x-Bx));
93 betag = rad2deg (beta);
94
95 %Beta, angulo de oscilação - ASA ESQUERDA
96 betae = -atan((ye-Bye)/(xe-Bxe));
97 betage = rad2deg (betae);
98
99 %Angulo de Transmissão (Angulo entre a biela e o Balancim) - ASA DIREITA
100 %deve ser = 90°±γ, onde γ é chamado de ângulo de assimetria.
101 %γ deve ser mantida dentro de 30° para uma operação mais suave do mecanismo.
102 l = sqrt((x-Ax).^2+(y-Ay).^2);
103 Atransmissao = acos((b.^2+c.^2-l.^2)/(2.*b.*c));
104 Atransmissaog = rad2deg (Atransmissao);
105
106 %Angulo de Transmissão (Angulo entre a biela e o Balancim) - ASA ESQUERDA
107 %deve ser = 90°±γ, onde γ é chamado de ângulo de assimetria.
108 %γ deve ser mantida dentro de 30° para uma operação mais suave do mecanismo.124
109 le = sqrt((xe-Axe).^2+(ye-Aye).^2);
110
111 Atransmissaoge = -acos((be.^2+ce.^2-le.^2)/(2.*be.*ce));
112 Atransmissaoge = rad2deg (Atransmissaoge);
113
114 %Angulo relativo, (angulo de transmissão - angulo escolhido) - ASA DIREITA
115 fi = Atransmissaog-100;
116
117 %Angulo da asa externa com a horizontal - ASA DIREITA
118 lambda = betag-fi;
119
120 %Angulo relativo, (angulo de transmissão - angulo escolhido) - ASA ESQUERDA
121 fie = Atransmissaoge+100;
122
123 %Angulo da asa externa com a horizontal - ASA ESQUERDA
124 lambdae= betage+fie;
125
126 %Posição do ponto D - ASA DIREITA
127 Dx = x+ Asainterna.*cosd(betag);
128 Dy = y+ Asainterna.*sind(betag);
129
130 %Posição do ponto E - ASA DIREITA
131 Ex = Dx+ AsaExterna.*cosd(lambda);
132 Ey = Dy+ AsaExterna.*sind(lambda);
133
134 %Posição do ponto D' - ASA ESQUERDA
135 Dxe = xe- Asainterna.*cosd(betage);
136 Dye = ye+ Asainterna.*sind(betage);
137
138 %Posição do ponto E' - ASA ESQUERDA
139 Exe = Dxe- AsaExterna.*cosd(lambdae);
140 Eye = Dye+ AsaExterna.*sind(lambdae);
141
142 %Calculos ATRASO DE FASE , ANGULO DE ASSIMETRIA (ABAIXO DE 30), ANGULO DE OSCILAÇÃO (ABAIXO DE 40)
143
144 %Atraso de Fase entre asas
145 atrasofase = abs(mean(sum(betage)-sum(betag)))
146
147 %Angulo de Assimetria - ASA DIREITA
148 AssimetriaMax = max(Atransmissaog)-90;

```

FREITAS, Mariana F. F. S.; SANTOS, R. B.
 MODELAGEM E ANÁLISE CINEMÁTICA DE UM MECANISMO DE ASA OSCILANTE PARA APLICAÇÃO EM VANT
 BIOINSPIRADOS

```

149 AssimetriaMin = (90- min(Atransmissaog));
150 AngAssimetriaD = (AssimetriaMax +AssimetriaMin)/2
151
152 %Angulo de Assimetria - ASA ESQUERDA
153 AssimetriaMaxe = max(Atransmissaoge)+90;
154 AssimetriaMine = -(90+ min(Atransmissaoge));
155 AngAssimetriaE = (AssimetriaMaxe +AssimetriaMine)/2
156
157 %Angulo de Oscilação - ASA DIREITA
158 AngOscilacaoMax = max(betage);
159 AngOscilacaoMin = min(betage);
160 AngOscilacaoD = AngOscilacaoMax+abs(AngOscilacaoMin)
161
162 %Angulo de Oscilação - ASA ESQUERDA
163 AngOscilacaoMaxe = max(betage);
164 AngOscilacaoMine = min(betage);
165 AngOscilacaoE = AngOscilacaoMaxe+abs(AngOscilacaoMine)
166
167 %GRAFICOS
168
169 %Gráfico do atraso de fase entre as asas
170 figure
171 hold on
172 plot(vetor_theta_2x, betage, 'b', 'linewidth', 5)
173 plot(vetor_theta_2x, betag, '--r', 'linewidth', 3)
174 title('Atraso de Fase - Mecanismo Final', 'FontSize', 16);
175 xlabel('Posição da Manivela (Graus)');
176 ylabel('Ângulo de Oscilação \beta (Graus)');
177 legend('\beta - Asa Esquerda', '\beta - Asa Direita', 'FontSize', 16);
178 set(gca, 'FontSize', 16, 'LineWidth', 1)
179 axis([0 360 -30 30])
180 grid on
181 hold off
182
183 %Gráfico do angulo de batida da asa interna e externa
184 figure
185 subplot (1,2,1)
186 hold on
187 plot(vetor_theta_2x, betage, 'o-g', 'linewidth', 1.5)
188 plot(vetor_theta_2x, lambdae, 'x-r', 'linewidth', 1.5)
189 plot(vetor_theta_2x, fi, '+-b', 'linewidth', 1.5)
190 plot(vetor_theta_2x, Atransmissaoge, '+-m', 'linewidth', 1.5)
191 title('Asa Esq. - Ângulos - Mec. Final');
192 xlabel('Posição da Manivela (Graus)');
193 ylabel('(Graus)');
194 legend('\beta Asa Esquerda (Interna)', '\lambda Asa Esquerda (Externa)', '\phi Asa
Esquerda (Relativo)', '\psi Asa Esquerda (Transmissão)', 'FontSize', 16);
195 axis([0 365 -250 250])
196 set(gca, 'FontSize', 16, 'LineWidth', 1)
197 grid on
198 hold off
199 subplot (1,2,2)
200 hold on
201 plot(vetor_theta_2x, betag, 'o-g', 'linewidth', 1.5)
202 plot(vetor_theta_2x, lambda, 'x-r', 'linewidth', 1.5)
203 plot(vetor_theta_2x, fi, '+-b', 'linewidth', 1.5)
204 plot(vetor_theta_2x, Atransmissaog, '+-m', 'linewidth', 1.5)
205 title('Asa Dir. - Ângulos - Mec. Final');
206 xlabel('Posição da Manivela (Graus)');
207 ylabel('(Graus)');
208 legend('\beta Asa Direita (Interna)', '\lambda Asa Direita (Externa)', '\phi Asa Direita
(Relativo)', '\psi Asa Direita (Transmissão)', 'FontSize', 16);
209 axis([0 365 -250 250])
210 grid on
211 set(gca, 'FontSize', 16, 'LineWidth', 1)
212 hold off
213
214 %Gráfico da Limitação de Beta (ABAIXO DE 40)
215
216 limitexsbeta =17*ones(length(vetor_theta_2x));
217 limiteyibeta =-23*ones(length(vetor_theta_2x));
218
219 figure ()
220 hold on
221 plot (vetor_theta_2x, betage, 'o-b', 'linewidth', 1.5)

```

FREITAS, M. F. F. S.; SANTOS, R. B.
 MODELAGEM E ANÁLISE DINÂMICA DE UM MECANISMO DE ASA OSCILANTE PARA APLICAÇÃO EM VANT
 BIOINSPIRADOS

```

222 plot (vetor_theta_2x, betag, 'x-r', 'linewidth', 1.5)
223 plot (vetor_theta_2x, limitexsbeta, '--k')
224 plot (vetor_theta_2x, limiteyibeta, '--k')
225 title('Ângulo de Oscilação \beta - Mecanismo Final','FontSize',16);
226 legend('\beta - Asa Esquerda', '\beta - Asa Direita', 'Limites','FontSize',16);
227 xlabel('Posição da Manivela (Graus)');
228 ylabel('Ângulo de Oscilação \beta (Graus)');
229 axis([0 370 -40 40]);
230 set(gca,'FontSize',16,'LineWidth',1)
231 grid on
232 hold off
233
234 %Gráfico da Limitação de Transmissão (ENTRE 120 E 60)
235 limitexspsi =120*ones(length(vetor_theta_2x));
236 limiteyipsi =60*ones(length(vetor_theta_2x));
237 limitexspsi2 =-120*ones(length(vetor_theta_2x));
238 limiteyipsi2 =-60*ones(length(vetor_theta_2x));
239
240 figure()
241 subplot (1,2,1)
242 hold on
243 plot(vetor_theta_2x,Atransmissaoge,'b','linewidth', 2.5)
244 plot(vetor_theta_2x, limitexspsi2, '--k','linewidth', 1.5)
245 plot(vetor_theta_2x, limiteyipsi2, '--k','linewidth', 1.5)
246 title('Asa Esq. - Âng. de Transmissão \psi - Mec. Final','FontSize',12);
247 legend('Ângulo de Transmissão \psi', 'Limites', 'FontSize',12);
248 xlabel('Posição da Manivela (Graus)');
249 ylabel('Ângulo de Transmissão \psi (Graus)');
250 axis([0 370 -140 -40]);
251 set(gca,'FontSize',16,'LineWidth',1)
252 grid on
253 hold off
254 subplot (1,2,2)
255 hold on
256 plot(vetor_theta_2x,Atransmissaog,'b','linewidth', 2.5)
257 plot (vetor_theta_2x, limitexspsi, '--k','linewidth', 1.5)
258 plot (vetor_theta_2x, limiteyipsi, '--k','linewidth', 1.5)
259 title('Asa Dir. - Âng. de Transmissão \psi - Mec. Final','FontSize',12);
260 legend('Ângulo de Transmissão \psi', 'Limites', 'FontSize',12);
261 xlabel('Posição da Manivela (Graus)');
262 ylabel('Ângulo de Transmissão \psi (Graus)');
263 axis([0 370 40 140]);
264 set(gca,'FontSize',16,'LineWidth',1)
265 grid on
266 hold off
267
268 %animação asa
269
270 vetor_theta_2 = linspace(0,2*pi,361);
271 %Ponto de Origem
272 P_O=zeros (2,length(vetor_theta_2));
273
274 %Ponto A,A',B,B',C,C',D,D',E,E'
275
276 P_A = [Ax;Ay];
277 P_B = [Bx;By];
278 P_C = zeros(length(vetor_theta_2));
279 P_C(1,:) = x;
280 P_C(2,:) = y;
281 P_D = [Dx;Dy];
282 P_E = [Ex;Ey];
283
284 P_Ae = [Axe;Aye];
285 P_Be = [Bxe;Bye];
286 P_Ce = zeros(length(vetor_theta_2));
287 P_Ce(1,:) = xe;
288 P_Ce(2,:) = ye;
289 P_De = [Dxe;Dye];
290 P_Ee = [Exe;Eye];
291
292 %Gráfico da Trajetória dos Pontos A e B das duas asas
293
294 %limites do grafico
295
296 max_x = max([P_O(1,:),P_A(1,:),P_B(1,:)]);

```

```

297 min_x = min([P_O(1,:), P_A(1,:), P_B(1,:)]);
298 max_y = max([P_O(2,:), P_A(2,:), P_B(2,:)]);
299 min_y = min([P_O(2,:), P_A(2,:), P_B(2,:)]);
300
301 figure;
302 ha = axes;
303
304 n_vezes = 25;
305 velocidade = 15;
306
307 for jj = 1:n_vezes
308
309     for ii = 1:velocidade:length(vetor_theta_2)
310
311         % print barra OA (asa direita)
312         x = [ P_O(1,ii) , P_A(1,ii) ];
313         y = [ P_O(2,ii) , P_A(2,ii) ];
314         plot(ha,x,y, '-r', 'LineWidth', 3);
315
316         hold(ha, 'on');
317
318         % print barra OA' (asa esquerda)
319         x = [ P_O(1,ii) , P_Ae(1,ii) ];
320         y = [ P_O(2,ii) , P_Ae(2,ii) ];
321         plot(ha,x,y, '-r', 'LineWidth', 3);
322
323         % print barra AB (asa direita)
324         x = [ P_A(1,ii) , P_B(1,ii) ];
325         y = [ P_A(2,ii) , P_B(2,ii) ];
326         plot(ha,x,y, '-b', 'LineWidth', 3);
327
328         % print barra AB' (asa esquerda)
329         x = [ P_Ae(1,ii) , P_Be(1,ii) ];
330         y = [ P_Ae(2,ii) , P_Be(2,ii) ];
331         plot(ha,x,y, '-b', 'LineWidth', 3);
332
333         %print barra BC (asa direita)
334         x = [ P_B(1,ii) , P_C(1,ii) ];
335         y = [ P_B(2,ii) , P_C(2,ii) ];
336         plot(ha,x,y, '-m', 'LineWidth', 3);
337
338         %print barra BC' (asa esquerda)
339         x = [ P_Be(1,ii) , P_Ce(1,ii) ];
340         y = [ P_Be(2,ii) , P_Ce(2,ii) ];
341         plot(ha,x,y, '-m', 'LineWidth', 3);
342
343         %print barra CD (asa direita)
344         x = [ P_C(1,ii) , P_D(1,ii) ];
345         y = [ P_C(2,ii) , P_D(2,ii) ];
346         plot(ha,x,y, '-m', 'LineWidth', 3);
347
348         %print barra CD' (asa esquerda)
349         x = [ P_Ce(1,ii) , P_De(1,ii) ];
350         y = [ P_Ce(2,ii) , P_De(2,ii) ];
351         plot(ha,x,y, '-m', 'LineWidth', 3);
352
353         %print barra DG (asa direita)
354         x = [ P_D(1,ii) , P_E(1,ii) ];
355         y = [ P_D(2,ii) , P_E(2,ii) ];
356         plot(ha,x,y, '-g', 'LineWidth', 3);
357
358         %print barra DG' (asa esquerda)
359         x = [ P_De(1,ii) , P_Ee(1,ii) ];
360         y = [ P_De(2,ii) , P_Ee(2,ii) ];
361         plot(ha,x,y, '-g', 'LineWidth', 3);
362
363         % Percusso do caminho das juntas
364         x = P_A(1,1:ii);
365         y = P_A(2,1:ii);
366         plot(ha,x,y, 'k--');
367
368         x = P_B(1,1:ii);
369         y = P_B(2,1:ii);
370         plot(ha,x,y, 'k--');
371

```

```
372 x = P_Be(1,1:ii);
373 y = P_Be(2,1:ii);
374 plot(ha,x,y,'k--');
375
376 x = P_De(1,1:ii);
377 y = P_De(2,1:ii);
378 plot(ha,x,y,'k--');
379
380 x = P_D(1,1:ii);
381 y = P_D(2,1:ii);
382 plot(ha,x,y,'k--');
383
384 x = P_E(1,1:ii);
385 y = P_E(2,1:ii);
386 plot(ha,x,y,'k--');
387
388 x = P_Ee(1,1:ii);
389 y = P_Ee(2,1:ii);
390 plot(ha,x,y,'k--');
391
392
393 hold(ha,'off');
394
395 axis(ha,'equal');
396 title('Simulação das trajetórias dos pontos das articulações')
397 xlabel('X (mm)');
398 ylabel('Y (mm)');
399 xlim(ha,1.3*[min_x,max_x]);
400 ylim(ha,1.2*[min_y,max_y]);
401 set(gca,'FontSize',16,'LineWidth',1)
402 drawnow;
403
404 end
405
406 end
```