



UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS (UFG)
ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO
(EMC)
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LUKAS ALVES BORGES

**ESTUDO E VERIFICAÇÃO DE SISTEMA DE
TRANSMISSÃO POR CORREIA PARA A
MOTORIZAÇÃO DE PORTAS DE CORRER**

GOIÂNIA

2026



UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS
ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO

TERMO DE CIÊNCIA E DE AUTORIZAÇÃO PARA DISPONIBILIZAR VERSÕES ELETRÔNICAS DE TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE GRADUAÇÃO NO REPOSITÓRIO INSTITUCIONAL DA UFG

Na qualidade de titular dos direitos de autor, autorizo a Universidade Federal de Goiás (UFG) a disponibilizar, gratuitamente, por meio do Repositório Institucional (RI/UFG), regulamentado pela Resolução CEPEC no 1240/2014, sem ressarcimento dos direitos autorais, de acordo com a Lei no 9.610/98, o documento conforme permissões assinaladas abaixo, para fins de leitura, impressão e/ou download, a título de divulgação da produção científica brasileira, a partir desta data.

O conteúdo dos Trabalhos de Conclusão dos Cursos de Graduação disponibilizado no RI/UFG é de responsabilidade exclusiva dos autores. Ao encaminhar(em) o produto final, o(s) autor(a)(es)(as) e o(a) orientador(a) firmam o compromisso de que o trabalho não contém nenhuma violação de quaisquer direitos autorais ou outro direito de terceiros.

1. Identificação do Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação (TCCG)

Nome(s) completo(s) do(a)(s) autor(a)(es)(as): Lukas Alves Borges

Título do trabalho: Estudo e verificação de sistema de transmissão por correia para a motorização de portas de correr

2. Informações de acesso ao documento (este campo deve ser preenchido pelo orientador) Concorda com a liberação total do documento ☒ SIM ☐ NÃO¹

[1] Neste caso o documento será embargado por até um ano a partir da data de defesa. Após esse período, a possível disponibilização ocorrerá apenas mediante: a) consulta ao(a)(s) autor(a)(es)(as) e ao(a) orientador(a); b) novo Termo de Ciência e de Autorização (TECA) assinado e inserido no arquivo do TCCG. O documento não será disponibilizado durante o período de embargo.

Casos de embargo:

- Solicitação de registro de patente;
- Submissão de artigo em revista científica;
- Publicação como capítulo de livro.

Obs.: Este termo deve ser assinado no SEI pelo orientador e pelo autor.



Documento assinado eletronicamente por **Joao Paulo Da Silva Fonseca, Professor do Magistério Superior**, em 30/06/2026, às 14:55, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Lukas Alves Borges, Discente**, em 01/07/2026, às 18:49, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **6299319** e o código CRC **675E4AC8**.

LUKAS ALVES BORGES

**ESTUDO E VERIFICAÇÃO DE SISTEMA DE
TRANSMISSÃO POR CORREIA PARA A
MOTORIZAÇÃO DE PORTAS DE CORRER**

Monografia apresentada na disciplina Projeto Final de Curso, como requisito para conclusão do curso de graduação em Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação da Universidade Federal de Goiás.

Orientador(a): Prof. Dr. João Paulo da Silva
Fonseca

GOIÂNIA

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do Programa de Geração Automática do Sistema de Bibliotecas da UFG.

Borges, Lukas Alves

ESTUDO E VERIFICAÇÃO DE SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR
CORREIA PARA A MOTORIZAÇÃO DE PORTAS DE CORRER [manuscrito] /
Lukas Alves Borges. - 2026.

LXI, 61 f.: 2026

Orientador: Prof. Dr. João Paulo da Silva Fonseca

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal
de Goiás, Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação (EMC),
Engenharia Mecânica, Goiânia, 2026.

1. Portas de Correr; Transmissão por Correia; Correia
Sincronizadora; Automação Residencial..

I. Fonseca, João Paulo da Silva , orient. II. Título.

CDU 621



UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS
ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO

ATA DE DEFESA DE TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Aos trinta dias do mês de junho do ano de 2026 iniciou-se a sessão pública de defesa do Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) intitulado “Estudo e verificação de sistema de transmissão por correia para a motorização de portas de correr”, de autoria de Lukas Alves Borges, do curso de Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia Mecânica da UFG. Os trabalhos foram instalados pelo Prof. João Paulo da Silva Fonseca - orientador (EMC/UFG) com a participação dos demais membros da Banca Examinadora: Marlipe Garcia Fagundes Neto (EMC/UFG) e Ademyr Gonçalves de Oliveira (EMC/UFG). Após a apresentação, a banca examinadora realizou a arguição do estudante. Posteriormente, de forma reservada, a Banca Examinadora atribuiu a nota final de 9,7, tendo sido o TCC considerado aprovado.

Proclamados os resultados, os trabalhos foram encerrados e, para constar, lavrou-se a presente ata que segue assinada pelos Membros da Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Joao Paulo Da Silva Fonseca, Professor do Magistério Superior**, em 30/06/2026, às 14:50, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Marlipe Garcia Fagundes Neto, Professor do Magistério Superior**, em 30/06/2026, às 16:10, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Ademyr Goncalves De Oliveira, Professor do Magistério Superior**, em 01/07/2026, às 10:00, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **6299271** e o código CRC **04FEDE9B**.

RESUMO

Este trabalho apresenta a verificação de um sistema de transmissão por correia sincronizadora aplicado à motorização de portas de correr. O sistema analisado já é comercializado e aplicado em instalações reais, sendo composto por motor de passo, redução mecânica por engrenagens cônicas, polia dentada sincronizadora e correia sincronizadora. A porta utilizada como referência possui quatro folhas móveis, totalizando 280 kg de massa, com vão livre de 10 m de comprimento e 3 m de altura. A força de acionamento para movimentação inicial da porta foi determinada com base na norma EN 1527:2019, considerando o critério de 5% da massa da porta convertido em força equivalente, resultando em 137 N. Com esses dados, foram calculados a potência mecânica requerida, igual a 23,3 W, o torque de projeto na polia, igual a 3,84 Nm, os esforços no engrenamento, o diâmetro mínimo dos eixos e a capacidade da correia. A partir desses resultados, verificou-se a compatibilidade dos principais componentes atualmente utilizados no sistema instalado, incluindo correia sincronizadora, polias, engrenagens cônicas, eixos, rolamentos e acoplamento. O torque disponível na saída da redução foi estimado em 27 Nm, valor superior ao torque de projeto requerido. A correia apresentou força periférica transmissível pelos dentes de 1540 N, superior à força solicitante de 137 N, e carga admissível de tração de 3190 N, superior à força máxima de tração estimada em 274 N. Para os eixos, o diâmetro mínimo calculado foi de 13,86 mm, enquanto o eixo utilizado possui 20 mm. O acoplamento selecionado possui capacidade de 42 Nm, superior ao torque disponível do motor em operação, estimado em 15 Nm. Conclui-se que o sistema existente é tecnicamente adequado para a aplicação analisada em nível preliminar, embora apresente possibilidade de otimização futura quanto à seleção do motor, compactação de componentes, utilização de soluções alternativas e adaptação para diferentes tamanhos ou faixas de tamanhos de portas.

Palavras-chave: Portas de correr; transmissão por correia; correia sincronizadora; automação residencial.

ABSTRACT

This work presents the verification of a synchronous belt transmission system applied to the motorization of sliding doors. The analyzed system is already commercialized and applied in real installations, consisting of a stepper motor, a mechanical reduction system using bevel gears, a synchronous toothed pulley, and a synchronous belt. The reference door has four movable panels, totaling 280 kg, with a clear span of 10 m in length and 3 m in height. The actuation force required to initiate door movement was determined based on the EN 1527:2019 standard, considering the criterion of 5% of the door mass converted into an equivalent force, resulting in 137 N. Based on these data, the required mechanical power, equal to 23.3 W, the design torque at the pulley, equal to 3.84 Nm, the gear mesh forces, the minimum shaft diameter, and the belt capacity were calculated. From these results, the compatibility of the main components currently used in the installed system was verified, including the synchronous belt, pulleys, bevel gears, shafts, bearings, and coupling. The available torque at the gearbox output was estimated at 27 Nm, which is higher than the required design torque. The belt presented a transmissible peripheral force through the teeth of 1540 N, higher than the required actuation force of 137 N, and an allowable tensile load of 3190 N, higher than the maximum tensile force estimated at 274 N. For the shafts, the calculated minimum diameter was 13.86 mm, while the shaft used in the system has a diameter of 20 mm. The selected coupling has a torque capacity of 42 Nm, higher than the available motor torque during operation, estimated at 15 Nm. It is concluded that the existing system is technically suitable for the analyzed application at a preliminary level, although there are possibilities for future optimization regarding motor selection, component compactness, use of alternative solutions, and adaptation to different door sizes or size ranges.

Keywords: sliding doors; belt transmission; synchronous belt; home automation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ilustração em modelo arquitetônico portas de correr/deslizantes em ambiente residencial.	13
Figura 2 – Sistema de porta automática/motorizada com transmissão por correia.	14
Figura 3 – Representação esquemática do conjunto formado por polias e correia sincronizadora.....	19
Figura 4 – Esquemas de montagem aplicados a engrenagens (a) Engrenagens cilíndricas; (b) engrenagens cônicas.....	20
Figura 5 – (a) Engrenagens cônicas de dentes retos; (b) Engrenagens cônicas helicoidais.....	21
Figura 6 – Fotografia ilustrativa de diferentes modelos de motores de passo....	22
Figura 7 – Representação do modelo da porta de correr. (a) Vista dimétrica. (b) Vista superior.....	24
Figura 8 – Representação do sistema de motorização da porta de correr. (a) Componentes do sistema de acionamento. (b) Integração do sistema de motorização com a porta.	25
Figura 9 – Fotografias do sistema de motorização de referência. (a) Teste de redução mecânica com engrenagens cônicas helicoidais. (b) Polia movida do sistema. (c) Conjunto de acionamento do sistema – Motor, redução e polia motora.	27
Figura 10 - Detalhamento do espaçamento entre os ramos superior e inferior da correia (valores em mm).....	29
Figura 11 – Detalhamento técnico da polia sincronizadora.....	29
Figura 12 – Curva de torque do motor de passo NEMA 42 KTC-110HS165....	33
Figura 13 - Representativo do conjunto de redução. (a) Vista superior. (b) Vista isométrica.	35
Figura 14 – Detalhamento técnico das engrenagens cônicas utilizadas na redução mecânica.	37
Figura 15 – Acoplamento de precisão tipo garra utilizado entre o motor e a redução.....	42
Figura 16 – Modelo representativo da parte lateral da caixa de redução com rolamento montado.	43

Figura 17 - Correia sincronizadora perfil HTD 8M20.....	44
Figura 18 – Detalhamento do apoiador de correia utilizado no sistema.....	48

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros utilizados no sistema de motorização	25
Tabela 2- Parâmetros da redução mecânica.....	36
Tabela 3 – Componentes das forças atuantes nas engrenagens	39
Tabela 4 - Parâmetros polia HTD 8M	44
Tabela 5 - Principais resultados da verificação.	49
Tabela 6 – Relação capacidade/solicitação.....	51
Tabela 7 – Comparação entre modelos de motores de passo NEMA.....	52

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AISI	American Iron and Steel Institute
BSI	British Standards Institution
CAE	Computer-Aided Engineering
CNC	Comando Numérico Computadorizado
DIN	Deutsches Institut für Normung
EMC	Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação
EN	European Standard
HTD	High Torque Drive
LNA	Laboratório Nacional de Astrofísica
NEMA	National Electrical Manufacturers Association
NLGI	National Lubricating Grease Institute
PPR	Pulsos por revolução
RPM	Rotações por minuto
SAE	Society of Automotive Engineers
SKF	Svenska Kullagerfabriken
UFG	Universidade Federal de Goiás
VDC	Tensão em corrente contínua

LISTA DE SÍMBOLOS

%	Percentual
b	Largura da correia
C1	Fator de serviço adotado para a condição de operação
C	Capacidade dinâmica básica do rolamento
C ₀	Capacidade estática básica do rolamento
d	Diâmetro do eixo
d _p	Diâmetro primitivo da polia
d_{pem}	Diâmetro primitivo da engrenagem movida
F	Força de acionamento
F _{proj}	Força de acionamento de projeto
F _t	Carga admissível de tração da correia
F _U	Força periférica transmissível
F _{Uspez}	Carga específica admissível por dente
F _{Tmáx}	Força máxima de tração atuante na correia
F _{TV}	Força de pré-tensionamento da correia
F _{Tzul}	Carga admissível de tração
g	Aceleração da gravidade
Hz	Hertz
i	Relação de transmissão
L	Comprimento de abertura da porta
m	Massa
N	Fator de segurança
n	Rotação da polia
n _m	Rotação do motor
p	Passa da correia
P	Potência mecânica
P _{proj}	Potência mecânica de projeto
r	Raio primitivo da polia
S _γ	Limite de escoamento do material
t	Tempo de abertura
T	Torque

T_m	Torque do motor
T_{proj}	Torque de projeto
T_s	Torque disponível na saída
v	Velocidade linear
W_a	Força axial no engrenamento
W_r	Força radial no engrenamento
W_t	Força tangencial no engrenamento
z_e	Número efetivo de dentes engrenados
γ	Ângulo primitivo da engrenagem
η	Eficiência mecânica
φ	Ângulo de pressão
τ_{adm}	Tensão admissível ao cisalhamento

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	13
1.1	Objetivos.....	15
1.1.1	Objetivos específicos	15
1.2	Organização	16
2.	REFERENCIAL TEÓRICO.....	17
2.1	Automação residencial	17
2.2	Elementos de transmissão de potência flexíveis	17
2.3	Transmissão por correias	18
2.4	Transmissão por engrenagens.....	19
2.5	Engrenagens cônicas.....	20
2.6	Motores de passo	21
3.	MÉTODO	23
3.1	Protótipo e modelo de referência do sistema.....	26
3.2	Velocidade linear da porta	28
3.3	Diâmetro primitivo da polia	28
3.4	Determinação da força de acionamento.....	30
3.5	Determinação da potência mecânica requerida	31
3.6	Torque necessário na polia de acionamento	31
3.7	Verificação da Velocidade Angular do Sistema.....	32
3.8	Torque disponível no motor	33
3.9	Dimensionamento da redução mecânica	34
3.9.1	Características dos componentes da redução.....	36
3.9.2	Determinação da força tangencial nas engrenagens	36
3.9.3	Componentes radial e axial.....	38

3.9.4	Considerações sobre os Eixos e Rolamentos.....	39
3.9.5	Acoplamento entre motor e redução.....	41
3.9.6	Lubrificação da redução	42
3.9.7	Considerações sobre a carcaça da redução	42
3.10	Dimensionamento da Correia Sincronizadora.....	43
3.10.1	Seleção do Perfil HTD 8M	44
3.10.2	Verificação do número mínimo de dentes da polia	44
3.10.3	Capacidade de carga por cisalhamento dos dentes.....	45
3.10.4	Verificação pela carga admissível de tração.....	46
3.10.5	Apoiadores de correia.....	48
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	49
5.	CONCLUSÕES	54
TRABALHOS FUTUROS		
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		
APÊNDICE A		

1. INTRODUÇÃO

A automação residencial tem sido empregada com o objetivo de aumentar o conforto, a segurança, a praticidade e a integração entre dispositivos em ambientes residenciais. Nesse contexto, sistemas eletromecânicos automatizados, como portas e portões motorizados, tornam-se aplicações relevantes por permitirem maior comodidade e controle no uso cotidiano das edificações (BOLZANI, 2009).

As portas de correr, também denominadas portas deslizantes, são utilizadas em projetos residenciais e comerciais por favorecerem o aproveitamento do espaço e permitirem diferentes soluções arquitetônicas (AECWEB, 2016). Quando associadas a sistemas de automação, essas portas podem proporcionar maior praticidade, acessibilidade, segurança e conforto, especialmente em ambientes com circulação frequente, como lojas, clínicas, escritórios, condomínios e residências de alto padrão (DOORMATIC, 2026). A Figura 1 ilustra a aplicação de um modelo de portas de correr/deslizantes em ambiente residencial.

Figura 1 – Ilustração em modelo arquitetônico portas de correr/deslizantes em ambiente residencial.



Fonte: BVR Alumínio (2026).

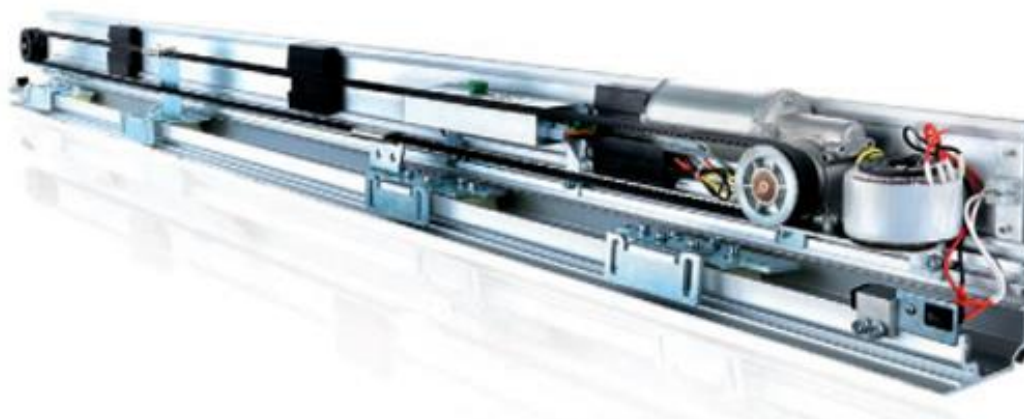
A partir da vivência profissional do autor com sistemas de automação aplicados a portas de correr, foram observadas aplicações com dimensões elevadas, incluindo comprimentos superiores a 15 m e alturas entre 2 m e 6 m. Além disso, em algumas situações práticas, a instalação das portas ocorre antes da definição ou implementação do

sistema de automação, exigindo que o mecanismo de acionamento possa ser instalado posteriormente, sem modificações estruturais significativas. Essas condições impõem desafios ao projeto, como a necessidade de soluções modulares, de fácil montagem e adaptáveis a diferentes configurações construtivas.

Segundo relato apresentado pela Vidro Impresso (2013), empresas nacionais podem fabricar componentes mecânicos, como trilhos, roldanas e ferragens, enquanto determinados componentes eletrônicos de comando são importados de países com maior demanda e capacidade produtiva. Nesse contexto, para que uma solução nacional seja competitiva, é necessário considerar não apenas o desempenho mecânico, mas também a viabilidade dos processos de fabricação, a utilização de componentes comercialmente disponíveis e a simplificação da instalação em campo.

A utilização de sistemas de transmissão por correias apresenta-se como uma alternativa viável para o acionamento de portas de correr. As correias são amplamente utilizadas em transmissões mecânicas devido à simplicidade construtiva, à flexibilidade de montagem, ao baixo nível de ruído e à reduzida necessidade de manutenção. Em especial, as correias sincronizadoras, pois seus dentes se engrenam com as ranhuras das polias, reduzindo o escorregamento e mantendo relação de velocidade constante entre os componentes (BUDYNAS; NISBETT, 2008). A Figura 2 apresenta uma fotografia de um sistema de porta automática/motorizada com transmissão por correia, composto por motor, correia sincronizadora, roldanas e componentes de acionamento.

Figura 2 – Sistema de porta automática/motorizada com transmissão por correia.



Fonte: Portal Service (2026).

O desenvolvimento desses sistemas deve considerar simultaneamente requisitos técnicos e econômicos. A redução dos custos de fabricação, sem comprometer a confiabilidade e o desempenho do conjunto, constitui um dos principais desafios no desenvolvimento desses mecanismos. Isso implica na seleção otimizada de componentes, no dimensionamento adequado dos elementos mecânicos e na adoção de soluções que evitem superdimensionamentos.

1.1 Objetivos

Este trabalho parte da análise de um sistema de motorização de portas de correr já existente, comercializado e aplicado em instalações reais. Dessa forma, o estudo não tem como objetivo desenvolver integralmente um novo sistema de acionamento, mas verificar a adequação dos principais elementos atualmente utilizados no sistema instalado, com base em critérios de dimensionamento mecânico.

O objetivo geral deste trabalho é realizar a verificação dos principais componentes de um sistema de transmissão por correia sincronizadora aplicado à motorização de portas de correr, considerando requisitos de força, torque, velocidade e utilização de componentes comerciais.

1.1.1 Objetivos específicos

Como objetivos específicos, destacam-se:

- Levantar os principais parâmetros operacionais da porta;
- Determinar a força de acionamento, a potência mecânica requerida e o torque necessário para movimentação da porta;
- Verificar a polia e a correia sincronizadora utilizadas no sistema de transmissão;
- Analisar a redução mecânica, considerando relação de transmissão, torque disponível e esforços atuantes no engrenamento;
- Avaliação da adequação do conjunto para a aplicação proposta.

1.2 Organização

Este documento está organizado na forma de uma monografia de final de curso, estruturada em capítulos que apresentam o desenvolvimento do trabalho, desde a contextualização até as conclusões. Os capítulos estão organizados conforme descrito a seguir:

- O capítulo 1 apresenta o contexto do tema, os objetivos e a justificativa do trabalho;
- O capítulo 2 aborda os principais conceitos relacionados ao projeto;
- O capítulo 3 apresenta a verificação dos componentes do sistema;
- O capítulo 4 apresenta a análise dos principais resultados obtidos;
- O capítulo 5 apresenta as conclusões do trabalho.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Automação residencial

A automação residencial, também conhecida como domótica, consiste na integração de tecnologias de controle, comunicação e monitoramento aplicadas ao ambiente residencial com o objetivo de aumentar o conforto, a segurança, a praticidade e a eficiência no uso dos recursos disponíveis (BOLZANI, 2009).

De acordo com Bolzani (2009), os sistemas de automação residencial permitem a interação entre diferentes dispositivos eletrônicos e eletromecânicos, possibilitando a execução automática de tarefas previamente programadas ou acionadas pelos usuários. Essa integração contribui para a criação de ambientes mais inteligentes, capazes de responder às necessidades dos moradores de forma eficiente e segura.

Entre as principais aplicações da automação residencial destacam-se os sistemas de iluminação, climatização, segurança, controle de acesso e monitoramento. Esses sistemas podem ser integrados por centrais de automação, permitindo maior controle, praticidade, conforto e segurança no uso das edificações (CRUZ, 2018).

2.2 Elementos de transmissão de potência flexíveis

Segundo Collins (2019), elementos de transmissão flexíveis são utilizados para transmitir potência ou movimento entre componentes mecânicos, especialmente quando há necessidade de vencer maiores distâncias entre eixos ou adaptar a transmissão a diferentes configurações geométricas. Ainda segundo o autor, entre os principais elementos desse tipo estão as correias, correntes de transmissão, cabos de aço e eixos flexíveis.

As correias são indicadas para transmissão com maiores distâncias entre centros, apresentando simplicidade construtiva, facilidade de reposição e manutenção, baixo ruído, flexibilidade e capacidade de amortecimento de choques mecânicos (COLLINS, 2019).

As correntes de transmissão, associadas a rodas dentadas, permitem transmissão positiva de potência e movimento, sendo adequadas para aplicações que exigem sincronismo entre eixos. Já os cabos de aço são empregados principalmente em sistemas de elevação, tração e transporte, que possuem esforços predominantemente axiais. Os

eixos flexíveis, por sua vez, são utilizados para transmitir movimento relativo, permitindo maior liberdade na disposição dos elementos mecânicos. Dessa forma, a escolha do elemento flexível depende das condições de operação, da distância entre componentes, da necessidade de sincronismo, da capacidade de carga e da geometria disponível nos sistemas (COLLINS, 2019).

2.3 Transmissão por correias

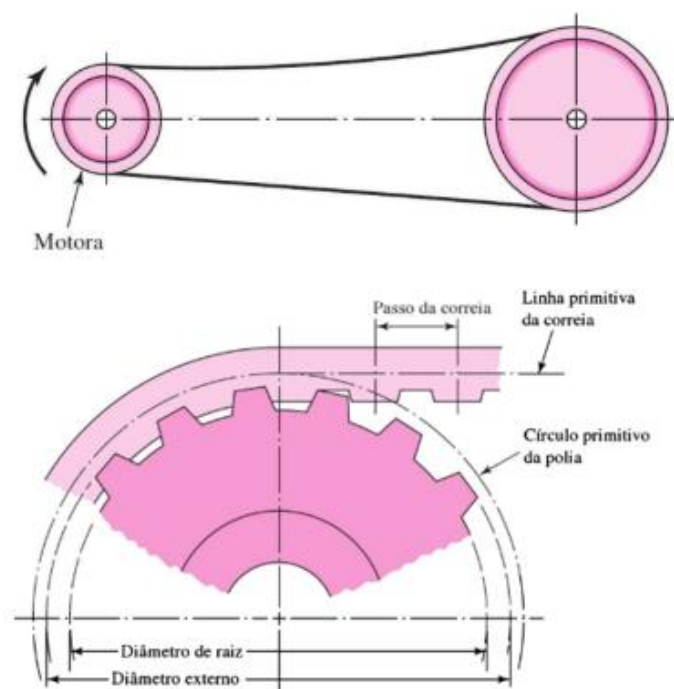
As transmissões por correias constituem uma solução amplamente utilizada para transmissão de potência entre eixos devido à simplicidade construtiva, baixo custo e facilidade de manutenção. Entre os principais tipos destacam-se as correias planas, redondas, trapezoidais (em V) e sincronizadoras, cada uma adequada a diferentes condições de operação (BUDYNAS; NISBETT, 2008).

Segundo Budynas e Nisbett (2008), as correias planas e as correias em V transmitem potência por atrito entre a correia e a polia. Em razão desse princípio de funcionamento, podem ocorrer escorregamento e fluência elástica. A fluência está associada à variação de tração na correia provocada pelas forças de atrito entre a correia e a polia, fazendo com que a correia se alongue ou se contraia ao longo do arco de contato. Esse efeito gera pequeno movimento relativo entre a correia e a superfície da polia, fazendo com que a relação de velocidades entre os eixos não permaneça constante.

Já as correias sincronizadoras possuem dentes que se engrenam diretamente com as ranhuras das polias, conforme ilustrado na Figura 3, que apresenta uma representação esquemática detalhada do conjunto formado por polias e correia sincronizadora. Esse princípio elimina o escorregamento e garante razão de velocidade angular constante. Além disso, essas correias apresentam elevada eficiência mecânica, normalmente entre 97% e 99%, não requerem lubrificação, operam com baixo nível de ruído e demandam pouca manutenção (BUDYNAS; NISBETT, 2008).

Essas características tornam as correias sincronizadoras adequadas para aplicações que exigem sincronismo, repetibilidade e precisão de posicionamento, sendo amplamente empregadas em sistemas automatizados e mecanismos de movimentação controlada.

Figura 3 – Representação esquemática do conjunto formado por polias e correia sincronizadora.



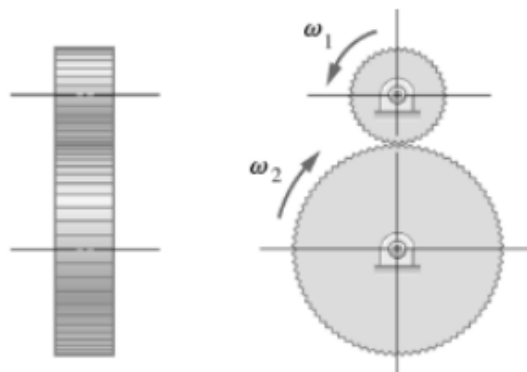
Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2008).

2.4 Transmissão por engrenagens

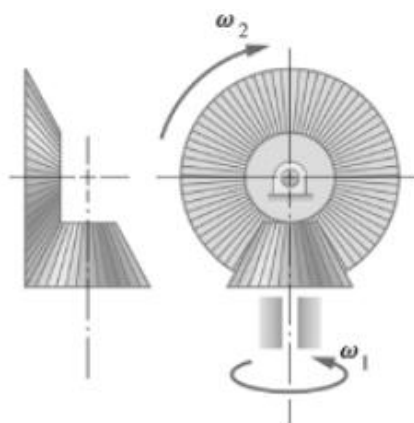
Segundo Collins (2019) as engrenagens são elementos mecânicos utilizados para transmitir potência e movimento entre eixos rotativos, permitindo a alteração de torque, velocidade e direção de rotação. A seleção do tipo de engrenamento depende de fatores como arranjo geométrico dos eixos, relação de redução desejada, potência transmitida, velocidade de rotação, eficiência, nível de ruído e custo.

De modo geral, as transmissões por engrenagens podem ser classificadas conforme a disposição dos eixos. Em aplicações com eixos paralelos, são comuns as engrenagens cilíndricas de dentes retos e helicoidais/espaciais. As engrenagens de dentes retos apresentam geometria simples, fabricação mais econômica e aplicação de cargas predominantemente radiais nos mancais. Já as engrenagens helicoidais proporcionam operação mais suave e silenciosa, porém geram também esforços axiais devido à inclinação dos dentes (COLLINS, 2019). A Figura 4 ilustra com exemplos de esquemas de montagem aplicados a engrenagens cilíndricas e engrenagens cônicas.

Figura 4 – Esquemas de montagem aplicados a engrenagens (a) Engrenagens cilíndricas; (b) engrenagens cônicas.



(a)



(b)

Fonte: Adaptado de Collins (2019).

2.5 Engrenagens cônicas

As engrenagens cônicas são utilizadas para transmissão de potência entre eixos concorrentes, normalmente posicionados a 90° . Diferentemente das engrenagens cilíndricas, seus dentes são gerados sobre superfícies cônicas, permitindo a mudança da direção do movimento sem interrupção da transmissão de torque (NORTON, 2013).

Segundo Norton (2013), as engrenagens cônicas podem ser classificadas em cônicas de dentes retos e cônicas espirais/helicoidais. As engrenagens de dentes retos apresentam geometria mais simples, menor custo de fabricação e são adequadas para aplicações de baixas e médias velocidades. Já as engrenagens espirais proporcionam funcionamento mais suave e silencioso, sendo normalmente utilizadas em aplicações de

maior velocidade e capacidade de carga. A Figura 5 ilustra as duas classificações de engrenagens citadas.

Figura 5 – (a) Engrenagens cônicas de dentes retos; (b) Engrenagens cônicas helicoidais.



Fonte: Norton (2013).

2.6 Motores de passo

Segundo Pereira (2024), motores de passo são dispositivos eletromecânicos capazes de converter pulsos elétricos em movimentos mecânicos discretos, denominados passos. Os pulsos aplicados possuem relação direta com a direção, a velocidade e o deslocamento do eixo, permitindo o controle do movimento por meio de sinais elétricos. Entre as alternativas de acionamento, os motores de passo destacam-se em aplicações que requerem posicionamento preciso, controle de velocidade e sincronismo de movimento.

Para operar corretamente, o motor de passo necessita de um driver de acionamento. Esse dispositivo recebe os comandos de um controlador e a alimentação de uma fonte de energia, realizando o chaveamento eletrônico das fases do motor. Em geral, o controle do driver pode ser realizado por sinais digitais de pulso e direção, responsáveis pela definição do deslocamento, da velocidade e do sentido de rotação do eixo (PEREIRA, 2024).

Um aspecto importante na seleção de motores de passo é a análise da curva característica de torque em função da rotação. Essa curva permite verificar se o torque disponível no motor, na velocidade de operação desejada, é suficiente para superar o torque requerido pelo sistema. Dessa forma, a escolha do motor não deve considerar

apenas o torque de retenção informado pelo fabricante, mas também a rotação de operação (PEREIRA, 2024).

Esse tipo de motor apresenta boa capacidade de posicionamento, operação em baixas velocidades e elevado torque de retenção, características que favorecem sua aplicação em sistemas de automação, robótica, máquinas e ferramentas (PEREIRA, 2024; CONSTANDINOU, 2003). A Figura 6 apresenta uma fotografia ilustrando diferentes modelos de motores de passo.

Figura 6 – Fotografia ilustrativa de diferentes modelos de motores de passo.



Fonte: Constandinou (2003).

3. MÉTODO

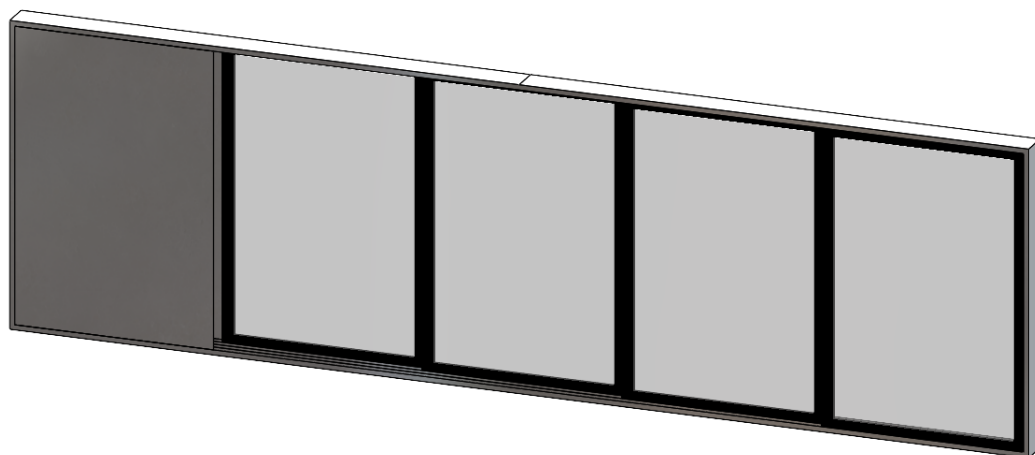
O dimensionamento do sistema de motorização foi realizado a partir da análise de um sistema já existente, comercializado e aplicado em modelos instalados no mercado. Esse sistema foi utilizado como referência para o desenvolvimento deste trabalho, com o objetivo de verificar sua compatibilidade com as condições de operação consideradas e com os componentes atualmente empregados e identificar possíveis oportunidades de otimização do projeto.

Para essa análise, foram considerados os parâmetros operacionais da aplicação, as características geométricas do conjunto de transmissão e os requisitos de funcionamento da porta automatizada. A partir dos esforços calculados, é possível avaliar preliminarmente a capacidade dos componentes mecânicos utilizados no sistema.

Neste trabalho, o termo dimensionamento ou verificação preliminar é utilizado porque a análise considera os principais esforços atuantes no sistema, a seleção e verificação inicial dos componentes mecânicos e a comparação entre solicitações calculadas e capacidades identificadas. Não foram contempladas análises detalhadas de fadiga, vida útil, tensões de contato nos dentes das engrenagens, deformações estruturais, vibrações ou ensaios experimentais do conjunto. Dessa forma, o estudo tem caráter de verificação inicial da compatibilidade mecânica do sistema existente com as condições de operação consideradas.

O sistema analisado é composto por um motor de passo, um conjunto de redução mecânica e uma transmissão por correia sincronizadora, responsável pela movimentação linear da porta de correr. A porta utilizada como referência possui massa aproximada de 70 kg por folha, totalizando quatro folhas distribuídas ao longo de um vão livre de aproximadamente 10 metros de comprimento e 3 metros de altura, sendo todas as folhas móveis. O deslocamento das folhas ocorre sobre trilhos com rolamentos, condição que reduz significativamente os esforços de atrito durante a operação. A Figura 7 ilustra representações do modelo da porta utilizada como referência no estudo, incluindo uma vista dimétrica e uma vista superior.

Figura 7 – Representação do modelo da porta de correr. (a) Vista dimétrica. (b) Vista superior.



(a)



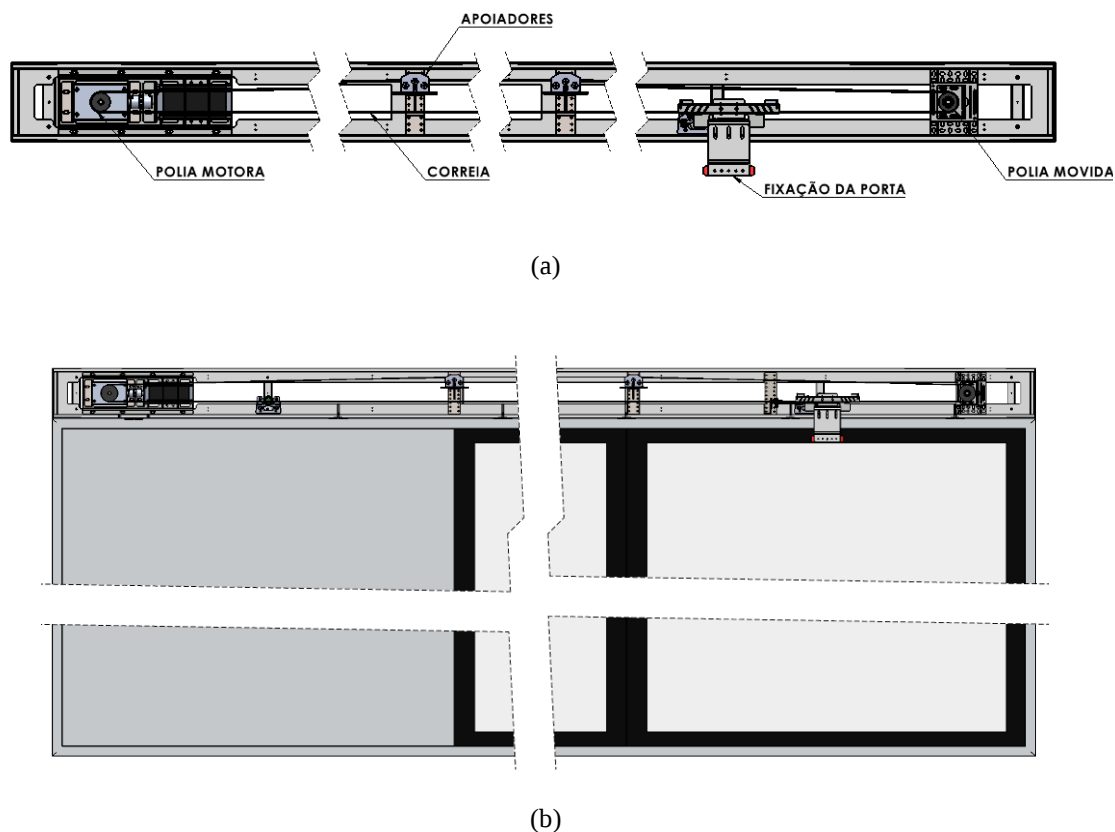
(b)

Fonte: Próprio autor (2026).

O tempo médio adotado para abertura da porta foi de 60 s, valor utilizado posteriormente para a determinação da velocidade linear do sistema. Para a transmissão do movimento, o sistema utiliza correia sincronizadora e polias dentadas sincronizadoras. Entre o motor e a polia de acionamento, o sistema possui uma redução mecânica com relação de transmissão igual a 2:1, utilizada para aumentar o torque disponível e adequar a disposição geométrica do conjunto.

A Figura 8 ilustra representações do sistema completo de motorização, evidenciando os principais componentes da transmissão mecânica e sua integração com a porta de correr.

Figura 8 – Representação do sistema de motorização da porta de correr. (a) Componentes do sistema de acionamento. (b) Integração do sistema de motorização com a porta.



Fonte: Próprio autor (2026).

Os principais parâmetros considerados para a verificação do sistema de motorização são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 - Parâmetros utilizados no sistema de motorização

Parâmetro	Valor
Massa por folha da porta	70 kg (4 folhas ao total)
Comprimento x Altura da Porta	10 m x 3m
Tempo médio de abertura	60 s
Tipo de transmissão	Correia sincronizadora
Tipo de Polias	Polia dentada sincronizadora
Relação de transmissão	2:1
Tipo de apoio da porta	Sistema de trilhos com rolamentos

Fonte: Próprio autor (2026).

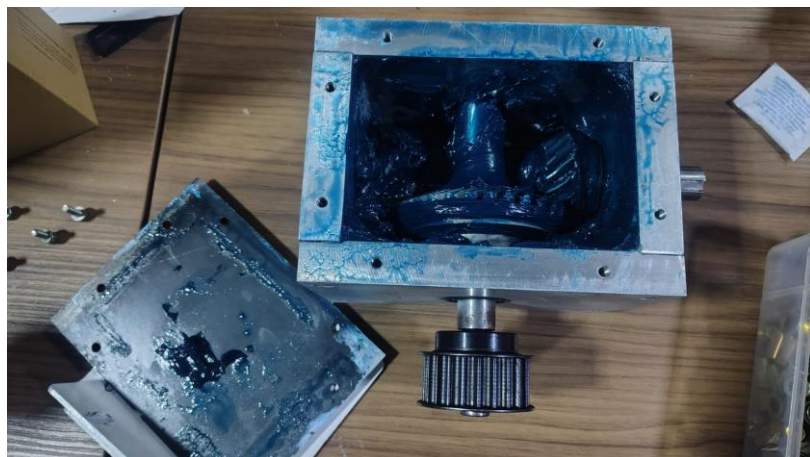
3.1 Protótipo e modelo de referência do sistema

Como referência construtiva para o desenvolvimento do sistema, foram utilizados modelos de teste e protótipos anteriores de motorização. Esses modelos permitiram avaliar a disposição geral dos componentes, a integração entre motor, redução mecânica e transmissão por correia, além de aspectos relacionados à montagem e ao posicionamento do conjunto junto à porta.

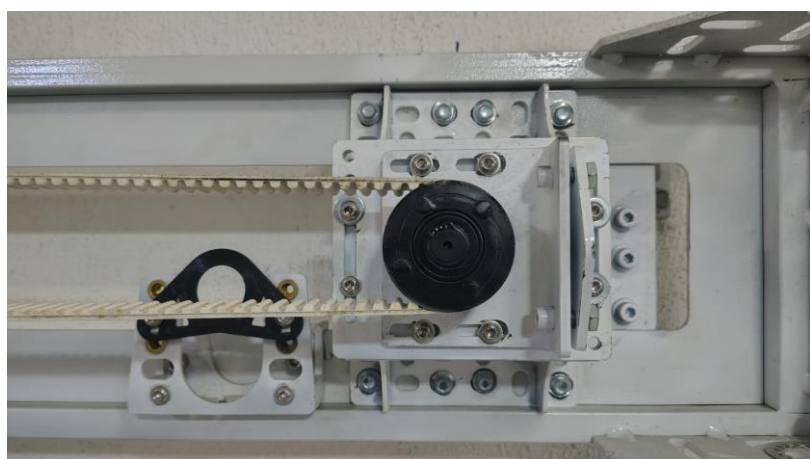
As fotografias apresentadas na Figura 9 correspondem a um modelo de teste com redução por engrenagens cônicas helicoidais e a um protótipo de motorização em dimensões menores que as consideradas no dimensionamento deste trabalho. Dessa forma, essas imagens não representam integralmente o sistema dimensionado, mas servem como referência visual do conceito construtivo adotado.

As diferenças entre o protótipo apresentado nas fotografias e o sistema analisado neste trabalho estão relacionadas principalmente ao tipo de engrenagem empregado, às dimensões da estrutura e à escala da aplicação.

Figura 9 – Fotografias do sistema de motorização de referência. (a) Teste de redução mecânica com engrenagens cônicas helicoidais. (b) Polia movida do sistema. (c) Conjunto de acionamento do sistema – Motor, redução e polia motora.



(a)



(b)



(c)

Fonte: Próprio autor (2026).

3.2 Velocidade linear da porta

A velocidade linear média da porta foi determinada considerando o deslocamento total de abertura e o tempo necessário para sua movimentação, admitindo movimento retilíneo uniforme, conforme apresentado na Equação 1.

$$v = L / t \quad (1)$$

Em que:

v = velocidade linear da porta (m/s);

L = comprimento de abertura (m);

t = tempo de abertura (s).

Substituindo os valores, a velocidade média de deslocamento da porta é de:

$$v = 10 / 60$$

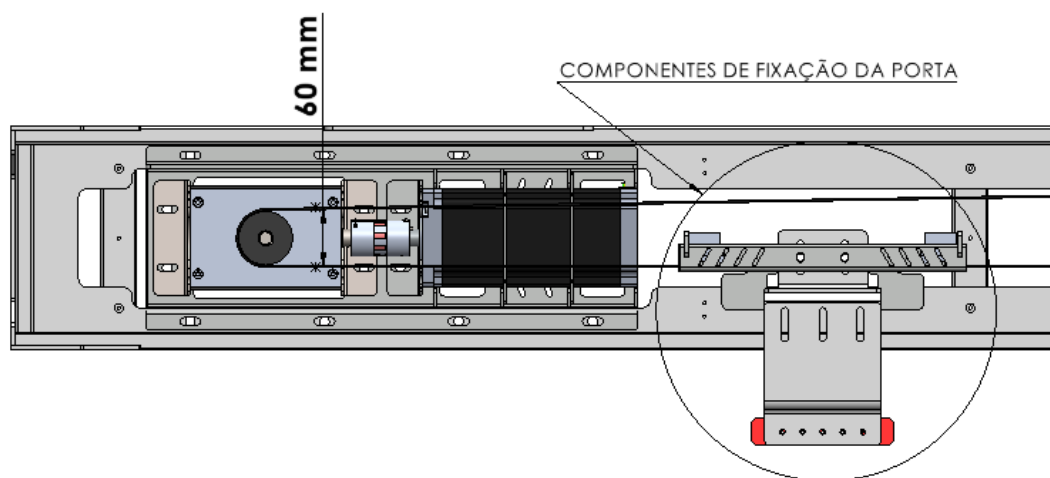
$$v = 0,17\text{m/s}$$

3.3 Diâmetro primitivo da polia

A polia utilizada no sistema foi selecionada a partir do catálogo técnico da distribuidora ATI BRASIL (2026), o modelo STPH22-8M20, compatível com correias sincronizadoras perfil HTD 8M e largura de 20 mm. A escolha desse componente foi realizada principalmente em função das restrições geométricas do projeto, uma vez que o diâmetro da polia influencia diretamente o espaçamento entre os ramos superior e inferior da correia, que deve alcançar uma medida mínima de 60 mm para se adequar ao projeto e evitar obstruções à movimentação de componentes de fixação das portas. Como esses componentes de fixação se movimentam ao longo de todo o comprimento da porta, é necessário que sua trajetória permaneça livre de interferências, evitando obstruções durante a operação do sistema. A distância mínima entre os ramos das correias está ilustrada como um detalhamento na Figura 10, com dimensões em mm.

Todas as polias utilizadas no projeto são do mesmo modelo, tanto movida quanto motora.

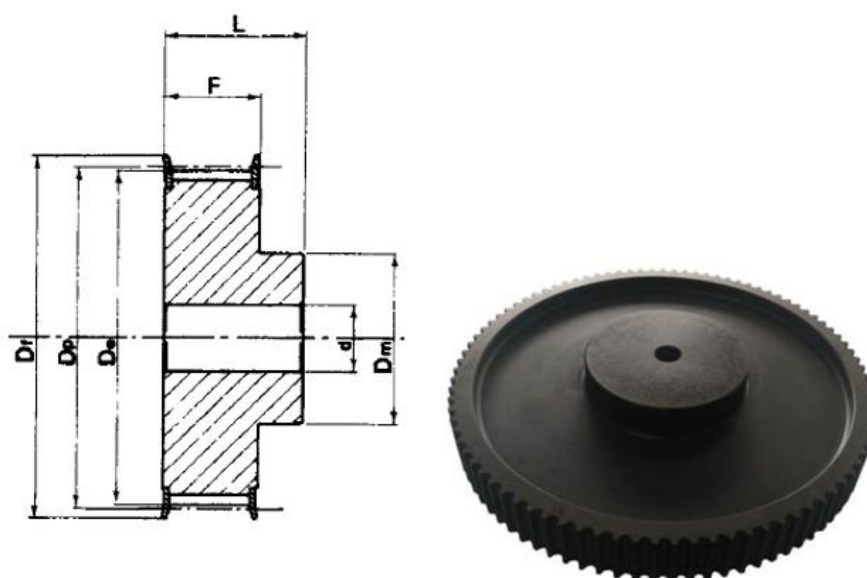
Figura 10 - Detalhamento do espaçamento entre os ramos superior e inferior da correia (valores em mm).



Fonte: Próprio autor (2026).

A Figura 11 apresenta o detalhamento técnico da polia sincronizadora. De acordo com o catálogo do fabricante, a polia selecionada possui 22 dentes e diâmetro primitivo de 56,02 mm. O valor do raio pode ser obtido pela Equação 2.

Figura 11 – Detalhamento técnico da polia sincronizadora.



CÓDIGO	Nº DE DENTES	TIPO	Dp	De	Df	Di	F	Dm	L	d
STPH22-8M20	22	6F	56,02	54,65	60	-	28	43	38	12

Fonte: Adaptado de ATI BRASIL (2026).

Assim, o raio primitivo da polia é:

$$r = D_p / 2 \quad (2)$$

$$r = 28,01 \text{ mm} = 0,028 \text{ m}.$$

3.4 Determinação da força de acionamento

A força de acionamento foi determinada com base na EN 1527:2019, que estabelece requisitos e métodos de ensaio para ferragens utilizadas em portas de correr e portas dobráveis. Para a classificação da categoria da porta, a norma define diferentes graus, sendo o Grau 1 correspondente às portas de correr.

Para a força máxima de atrito inicial, a norma estabelece valores limites em função da massa da porta e do grau de classificação. No caso analisado, a porta possui quatro folhas móveis de aproximadamente 70 kg cada, totalizando massa aproximada de 280 kg e foi enquadrada como Grau 1. Para portas nessa categoria com massa superior a 201 kg, o limite de força de atrito inicial corresponde a 5% da massa da porta, convertido em força equivalente, conforme estabelecido pela norma.

Então, a força de acionamento de projeto pode ser calculada conforme a Equação 3, onde m representa a massa total da porta.

$$F_{proj} = 5\% \cdot m \cdot g \quad (3)$$

Substituindo os valores, e adotando a aceleração da gravidade como $9,81 \text{ m/s}^2$:

$$F_{proj} = (5/100) \cdot 280 \cdot 9,81 \approx 137 \text{ N}$$

Esse valor representa a força inicial necessária para vencer a resistência ao movimento do conjunto de folhas, conforme critério normativo adotado.

3.5 Determinação da potência mecânica requerida

A potência mecânica necessária para movimentação da porta foi determinada a partir da força de acionamento e da velocidade linear do sistema, conforme apresentado na Equação 4.

$$P_{proj} = F_{proj} \cdot v \quad (4)$$

Em que:

P_{proj} = potência mecânica (W);

F_{proj} = força de acionamento de projeto (N);

v = velocidade linear (m/s).

Substituindo os valores calculados anteriormente:

$$P_{proj} = 137 \cdot 0,17$$

$$P_{proj} = 23,3 \text{ W}$$

3.6 Torque necessário na polia de acionamento

O torque necessário para movimentação da porta foi determinado pela relação entre a força de acionamento aplicada e o raio da polia motora, conforme apresentado na Equação 5.

$$T_{proj} = F_{proj} \cdot r \quad (5)$$

Em que:

T_{proj} = torque na polia (Nm);

r = raio da polia (m).

Assim, o torque de projeto considerado para o sistema foi de:

$$T_{proj} = 137 \cdot 0,028$$

$$T_{proj} = 3,84 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.7 Verificação da Velocidade Angular do Sistema

A velocidade angular do sistema foi determinada a partir da velocidade linear de deslocamento da porta e do diâmetro primitivo da polia sincronizadora. A rotação da polia de acionamento foi calculada conforme a Equação 6.

$$n = (60 \cdot v) / (\pi \cdot D_p) \quad (6)$$

Em que:

n = rotação da polia (rpm);

v = velocidade linear da porta (m/s);

D_p = diâmetro primitivo da polia (m).

Substituindo os valores obtidos anteriormente:

$$n = (60 \cdot 0,17) / (\pi \cdot 0,05602)$$

$$n = 58 \text{ rpm}$$

Considerando a relação de transmissão mecânica igual a 2:1, a rotação do motor é dada na Equação 7 por:

$$nm = n \cdot i \quad (7)$$

Em que:

nm = rotação do motor (rpm);

n = rotação da polia de saída (rpm);

i = relação de transmissão.

Tem-se:

$$nm = 58 \cdot 2$$

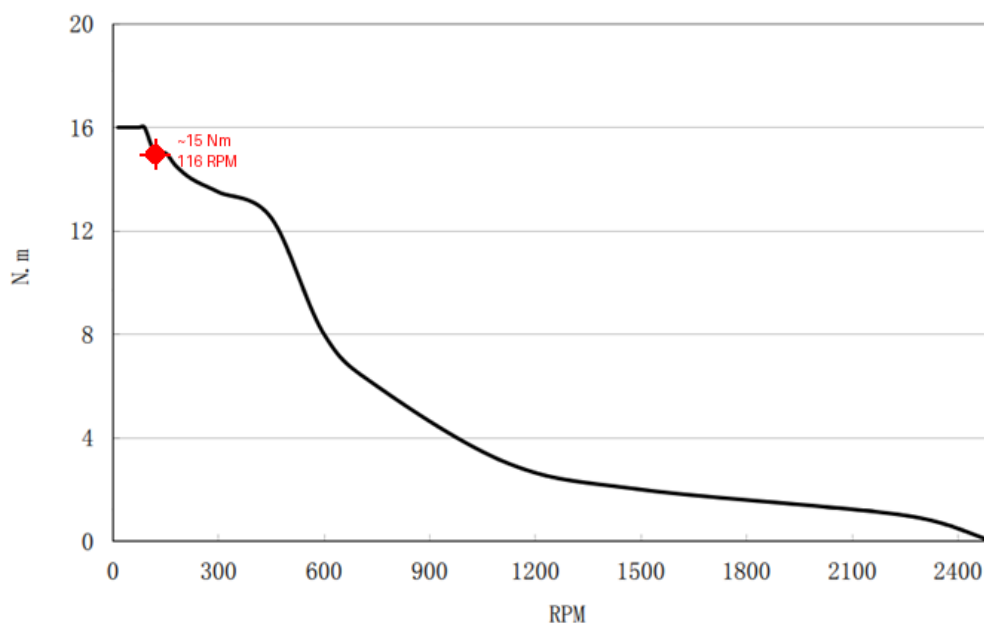
$$nm = 116 \text{ rpm}$$

3.8 Torque disponível no motor

O sistema utiliza um motor de passo NEMA 42, modelo KTC-110HS165, com torque estático bipolar de 24 Nm, conforme informado pelo fabricante (KALATEC, 2026). Entretanto, como esse valor corresponde ao torque de retenção do motor, a verificação do torque disponível em operação deve considerar a curva de torque em função da rotação.

Para a rotação de operação calculada para o motor, de aproximadamente 116 rpm, a curva de torque apresentada pelo fabricante indica torque disponível próximo de 15 Nm, considerando a condição de acionamento recomendada com driver 2DM860, tensão de 90 VDC e corrente de 6,0 A. A Figura 12 apresenta a curva de torque do motor de passo utilizado.

Figura 12 – Curva de torque do motor de passo NEMA 42 KTC-110HS165.



Fonte: Adaptado de Kalatec (2026).

Embora redutores de engrenagem cônica industriais apresentem eficiência mecânica típica entre 94% e 97%, conforme indicado pela Kalatec (2025), sobre funcionamento e escolha de redutor de engrenagem cônica.

A redução utilizada neste projeto foi desenvolvida principalmente para realizar a mudança de direção entre eixos e não possui tolerâncias dimensionais elevadas que são características de redutores industriais de precisão. Além disso, devem ser consideradas

perdas associadas aos rolamentos, eixos, lubrificação, montagem e demais componentes do conjunto. Dessa forma, adotou-se eficiência mecânica aproximada de 90%, como sendo um valor conservador e abaixo do padrão industrial.

Então, considerando a relação de transmissão mecânica de 2:1 e eficiência aproximada de 90% para o conjunto de redução, o torque disponível na saída da redução pode ser estimado pela Equação 8.

$$T_s = T_m \cdot i \cdot \eta \quad (8)$$

Em que:

T_s = torque disponível na saída (Nm);

T_m = torque do motor (Nm);

i = relação de transmissão;

η = eficiência mecânica.

Substituindo os valores:

$$T_s = 15 \cdot 2 \cdot 0,9$$

$$T_s = 27 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.9 Dimensionamento da redução mecânica

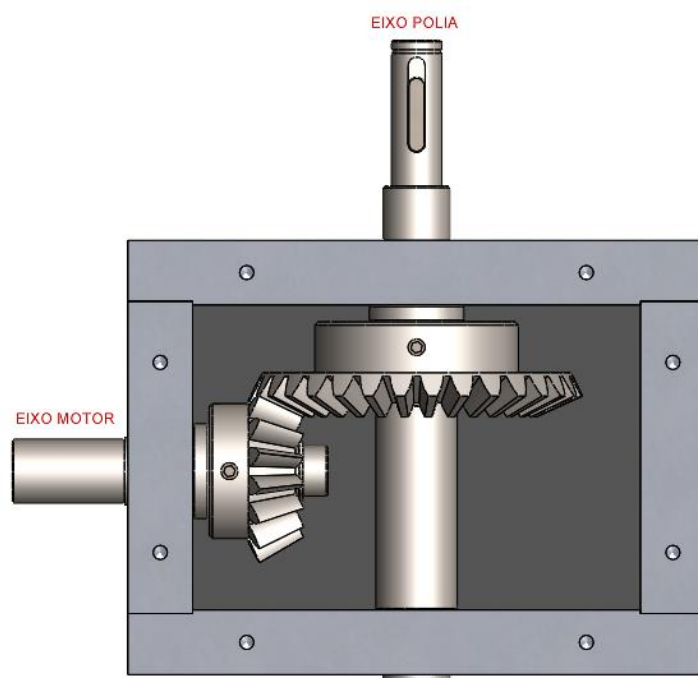
A redução empregada é composta por um par de engrenagens cônicas de dentes retos, montadas com eixos ortogonais a 90°, permitindo alteração da direção de transmissão e melhor adequação geométrica ao conjunto mecânico da porta. Essa configuração é adequada devido às limitações construtivas do sistema, já que uma configuração a 90° ocupa um espaço útil menor na estrutura.

As engrenagens utilizadas seguem padronização DIN e foram selecionadas a partir de componentes comerciais disponíveis em catálogo técnico da ATI BRASIL (2026), considerando disponibilidade comercial e principalmente a compatibilidade dimensional com o projeto.

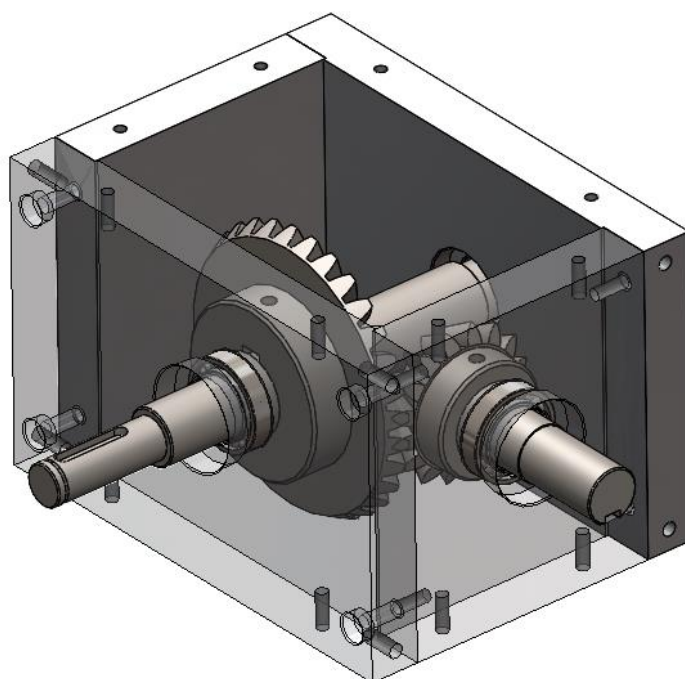
O conjunto de redução foi montado em carcaça usinada, eixos usinados e rolamentos comerciais de mercado. A adoção de componentes padronizados busca

simplificar os processos de fabricação e montagem, além de reduzir custos associados ao desenvolvimento do sistema. O conjunto completo está representado na Figura 13.

Figura 13 - Representativo do conjunto de redução. (a) Vista superior. (b) Vista isométrica.



(a)



(b)

Fonte: Próprio autor (2026).

3.9.1 Características dos componentes da redução

O sistema de redução foi configurado com engrenagens cônicas de dentes retos, módulo 3 e ângulo de pressão de 20° , com 16 dentes na engrenagem motora e 32 dentes na engrenagem movida, resultando em relação de transmissão de 2:1. Os eixos estão dispostos a 90° , permitindo a adaptação do conjunto à geometria do sistema.

A carcaça foi fabricada em alumínio usinado, os eixos em aço SAE 1045 e o apoio é realizado por rolamentos rígidos de esferas. Os principais parâmetros do conjunto são apresentados de forma simplificada na Tabela 2.

Tabela 2- Parâmetros da redução mecânica

Parâmetro	Valor
Tipo de engrenagem	Cônica de dentes retos M3 20°
Número de dentes da engrenagem motora	16
Número de dentes da engrenagem movida	32
Relação de transmissão	2:1
Ângulo entre eixos	90°
Material da carcaça	Alumínio usinado
Material dos eixos	Aço SAE 1045
Tipo de apoio	Rolamentos rígidos de esferas

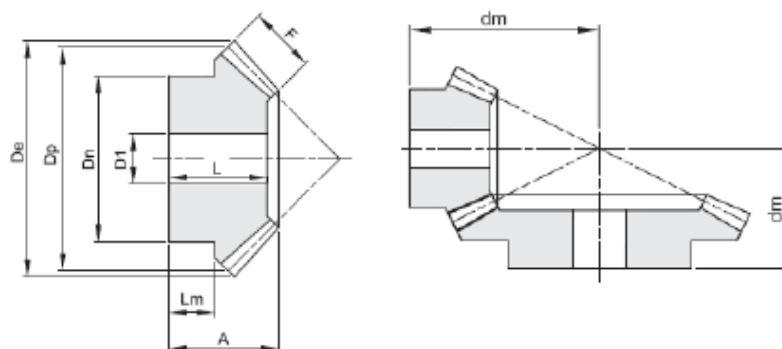
Fonte: Próprio autor (2026).

3.9.2 Determinação da força tangencial nas engrenagens

A análise das forças atuantes no engrenamento cônico foi realizada com base no procedimento apresentado por Budynas e Nisbett (2008) para engrenagens cônicas de dentes retos. Segundo os autores, a carga transmitida pode ser decomposta em uma força tangencial, responsável pela transmissão de torque, e em componentes radial e axial.

A força tangencial atuante nos dentes da engrenagem foi determinada a partir do torque de projeto calculado na seção 3.6 e do diâmetro primitivo da engrenagem movida retirado do catálogo das engrenagens, conforme ilustra a Figura 14.

Figura 14 – Detalhamento técnico das engrenagens cônicas utilizadas na redução mecânica.



CÓDIGO	M	Z N° dentes	De	Dp	A	F	Dn	D1	dm	L	Lm	Peso (kg)
BE422015016	1,5	16	26,7	24	18,5	8	21	10	34,9	17	10,3	0,04
BE422015032	1,5	32	49,3	48	20	8	32	12	27,5	17,5	10	0,14
BE422020016	2	16	35,6	32	23	10	27	10	45,4	21	12,2	0,09
BE422020032	2	32	65,8	64	25	10	40	12	35,2	22	10	0,14
BE422025016	2,5	16	44,4	40	27,5	12	34	12	56,0	25	14,4	0,16
BE422025032	2,5	32	82,2	80	30	12	50	15	43,0	26,5	15	0,59
BE422030016	3	16	53,4	48	28	15	40	15	61,6	25	11,6	0,23
BE422030032	3	32	98,7	96	35	15	60	15	50,4	30,5	15	1,05

Fonte: Adaptado de ATI BRASIL (2026).

O cálculo foi realizado conforme a Equação 9.

$$Wt = (2 \cdot T_{proj}) / d_{pem} \quad (9)$$

Em que:

Wt = força tangencial nos dentes (N);

d_{pem} = diâmetro primitivo da engrenagem movida (m).

Para o cálculo da força tangencial no engrenamento, considerou-se o torque de projeto de 3,84 Nm, obtido anteriormente para a polia de acionamento. Também foi adotado o diâmetro primitivo de 96 mm para a engrenagem movida, correspondente ao modelo BE422030032 selecionado no catálogo técnico da ATI BRASIL (2026).

$$Wt = (2 \cdot 3,84) / 0,096$$

$$Wt = 80 \text{ N}$$

O valor obtido representa a força tangencial transmitida entre os dentes da engrenagem durante a operação do sistema.

3.9.3 Componentes radial e axial

Em engrenagens cônicas, além da força tangencial, surgem componentes radial e axial em função do ângulo de pressão e do ângulo primitivo da engrenagem. Essas componentes foram calculadas conforme Budynas e Nisbett (2008), pelas Equações 10 e 11.

$$Wr = Wt \cdot \tan(\varphi) \cdot \cos(\gamma) \quad (10)$$

$$Wa = Wt \cdot \tan(\varphi) \cdot \sen(\gamma) \quad (11)$$

Em que:

Wr = força radial (N);

Wa = força axial (N);

φ = ângulo de pressão ($^{\circ}$);

γ = ângulo primitivo da engrenagem ($^{\circ}$).

Para o par de engrenagens utilizado, com 16 dentes na engrenagem motora e 32 dentes na engrenagem movida, tem-se que o ângulo primitivo da Equação 12:

$$\gamma = \arctan(16 / 32) = 26,6^{\circ} \quad (12)$$

Para as engrenagens cônicas selecionadas para a caixa de redução analisada, o ângulo de pressão informado no catálogo técnico do fabricante é $\varphi = 20^{\circ}$ (ATI BRASIL, 2026). Assim, utilizando esse valor e os ângulos primitivos determinados para o par de engrenagens, obtêm-se, para a engrenagem motora:

$$Wr = 80 \cdot \tan(20^{\circ}) \cdot \cos(26,6^{\circ}) = 26 \text{ N}$$

$$Wa = 80 \cdot \tan(20^{\circ}) \cdot \sen(26,6^{\circ}) = 13 \text{ N}$$

Realizando um processo semelhante para determinação das forças atuantes para a engrenagem movida, temos representadas na Tabela 3 as forças consideradas no engrenamento.

Tabela 3 – Componentes das forças atuantes nas engrenagens

Força	Motora 16 dentes	Movida 32 dentes
Wt	80 N	80 N
Wr	26 N	13 N
Wa	13 N	26 N

Fonte: Próprio autor (2026).

Esses esforços são utilizados como referência para a análise dos eixos e rolamentos.

3.9.4 Considerações sobre os Eixos e Rolamentos

Os eixos do sistema foram fabricados como componentes usinados, dimensionados para suportar os esforços provenientes da transmissão de potência pelas engrenagens e pela correia sincronizadora.

Para a análise dos eixos, considerou-se a condição de torção em eixo circular maciço. Segundo Gere e Goodno (2010), a tensão máxima de cisalhamento em uma barra circular maciça submetida à torção pode ser determinada pela Equação 13.

$$\tau_{m\acute{a}x} = 16 \cdot T / (\pi \cdot d^3) \quad (13)$$

Reorganizando a Equação 13 para determinação do diâmetro mínimo do eixo, obtém-se a Equação 14.

$$d = \sqrt[3]{(16 \cdot T) / (\pi \cdot \tau_{adm})} \quad (14)$$

Em que:

d = diâmetro mínimo do eixo (mm);

T = torque transmitido (Nmm);

τ_{adm} = tensão admissível ao cisalhamento do material (MPa).

Para a definição da tensão admissível ao cisalhamento, foi utilizado o critério da máxima tensão de cisalhamento aplicado a material dúctil. O material utilizado no eixo foi o aço SAE 1045, com limite de escoamento aproximado de 310 MPa.

Como o modelo não contempla de forma completa fatores como rasgos de chaveta, desalinhamentos, tolerâncias de fabricação, e possíveis travamentos do sistema, adotou-se fator de segurança igual a 3. Essa escolha está de acordo com o critério apresentado por Norton (2013), que recomenda fatores de segurança maiores quando o modelo representa aproximadamente o sistema real.

A tensão admissível ao cisalhamento foi determinada pela Equação 15.

$$\tau_{adm} = S_y / (2 \cdot N) \quad (15)$$

Em que:

S_y = limite de escoamento do material (MPa);

N = fator de segurança.

Substituindo os valores:

$$\tau_{adm} = 310 / (2 \cdot 3) = 51,7 \text{ MPa}$$

Para o dimensionamento do eixo, adotou-se o torque máximo disponível na saída do sistema de transmissão, igual a 27 Nm, condição mais conservadora que o torque mínimo requerido para movimentação da porta. Essa consideração permite verificar o eixo em uma condição crítica, como travamentos ou sobrecarga do sistema.

$$T = 27 \text{ N} \cdot \text{m} = 27000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Aplicando a Equação 14, temos que o diâmetro mínimo do eixo é:

$$d = \sqrt[3]{((16 \cdot 27000) / (\pi \cdot 51,7))} = 13,86 \text{ mm}$$

O eixo atualmente utilizado no sistema possui diâmetro de 20 mm, verifica-se que o componente atende ao critério de resistência à torção.

Além da resistência mecânica, o diâmetro de 20 mm também apresenta vantagens construtivas e de montagem, pois é compatível com os rolamentos empregados no conjunto, facilita a aquisição de matéria-prima comercial e permite sobrematerial para usinagem, ajustes dimensionais, criação de encostos e regiões de assentamento dos componentes. Dessa forma, o eixo atualmente utilizado mostra-se adequado não apenas

quanto à resistência à torção, mas também em relação à rigidez, fabricação e montagem do conjunto.

Considerando os esforços radiais e axiais gerados pelo engrenamento cônico e as baixas velocidades de operação do sistema, verificou-se também a adequação dos rolamentos rígidos de esferas do tipo 61804 atualmente empregados na caixa de redução. Segundo a SKF (2026), rolamentos rígidos de esferas são componentes versáteis, capazes de suportar cargas radiais e axiais em ambas as direções, além de apresentarem baixo atrito, capacidade de operação em altas velocidades e baixa necessidade de manutenção.

Para a condição de torque de projeto, as maiores componentes radial e axial estimadas no engrenamento foram de aproximadamente 26 N. O rolamento SKF 61804 apresenta capacidade dinâmica básica de 4,03 kN e capacidade estática básica de 2,32 kN. Dessa forma, os esforços calculados são muito inferiores às capacidades nominais do rolamento selecionado.

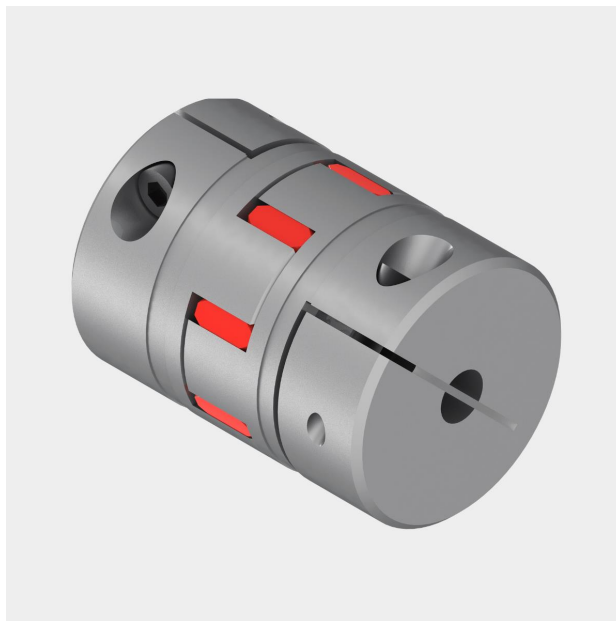
3.9.5 Acoplamento entre motor e redução

A transmissão de torque entre o motor de passo e o eixo de entrada da redução mecânica é realizada por meio de um acoplamento de precisão do tipo garra. A utilização desse componente permite compensar pequenos desalinhamentos radiais, axiais e angulares decorrentes das tolerâncias de fabricação e da montagem do conjunto. Além disso, o acoplamento contribui para a redução de vibrações e choques mecânicos transmitidos entre os componentes e reduz solicitações adicionais nos rolamentos e nos eixos.

O modelo utilizado no projeto foi selecionado do catálogo ACOPLAST BRASIL (2026), e é identificado como *Acoplamento de Precisão (sem folga) ROTEX® GS cubos em Alumínio tamanho 19*. A Figura 15 apresenta uma ilustração do acoplamento.

O acoplamento selecionado possui capacidade de transmissão de torque de até 42 Nm, valor superior ao torque disponível do motor na rotação de operação, estimado em aproximadamente 15 Nm, e também superior ao torque estático do motor, de 24 Nm.

Figura 15 – Acoplamento de precisão tipo garra utilizado entre o motor e a redução.



Fonte: ACOPLAST BRASIL (2026).

3.9.6 Lubrificação da redução

A lubrificação do conjunto de redução foi realizada com graxa lubrificante multipropósito MP-2 Azul, aplicada diretamente sobre as engrenagens cônicas do sistema. Segundo a ficha técnica do fabricante, trata-se de uma graxa à base de sabão de lítio, com consistência NLGI 2, boa aderência às superfícies, resistência à água e proteção antioxidante e anticorrosiva, sendo indicada para aplicações em rolamentos, mancais, correntes, roletes, articulações e componentes mecânicos diversos (KARTER, 2024).

A utilização de graxa foi considerada adequada devido à simplicidade do conjunto de redução, composto por apenas um par de engrenagens cônicas de dentes retos, operando em baixa rotação e com carregamentos reduzidos. Comparada ao óleo, a graxa reduz a tendência de vazamentos e permite uma carcaça mais simples, sem necessidade de vedações complexas.

3.9.7 Considerações sobre a carcaça da redução

A carcaça da redução mecânica foi fabricada em alumínio usinado em CNC, visando redução de massa e boa resistência mecânica para a aplicação proposta. A carcaça também atua como estrutura de apoio e mancal para os rolamentos, garantindo o posicionamento dos eixos e o alinhamento entre os componentes. A Figura 16 ilustra o

modelo representativo da parte lateral da caixa de redução, detalhando a montagem do rolamento rígido de esferas

Figura 16 – Modelo representativo da parte lateral da caixa de redução com rolamento montado.



Fonte: Próprio autor (2026).

A utilização de processos de usinagem por controle numérico computadorizado (CNC) permite uma maior precisão dimensional no posicionamento dos rolamentos e alinhamento dos eixos, fatores que são importantes para redução de vibrações, desgaste e falhas de engrenamento. Além de possibilitar facilidade de montagem e substituição posterior de componentes, devido a padronização das tolerâncias de usinagem.

3.10 Dimensionamento da Correia Sincronizadora

A transmissão principal do sistema de acionamento da porta foi realizada por meio de correia sincronizadora do tipo HTD 8M em poliuretano, selecionada devido à necessidade de transmissão de movimento, precisão de posicionamento e baixo nível de ruído operacional.

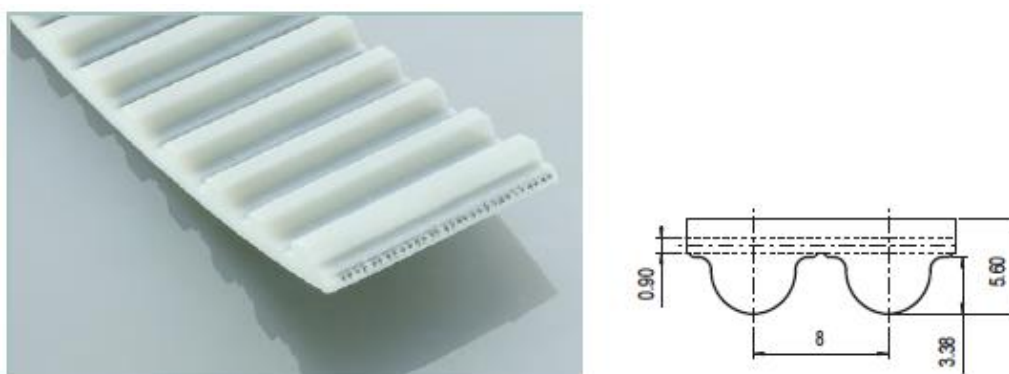
A correia selecionada pertence à linha industrial da ELATECH Group, sendo fabricada em poliuretano termoplástico reforçado com cordoalhas de aço de alta resistência. Segundo ELATECH Group ([s.d.]), o perfil HTD 8M apresenta elevada

capacidade de transmissão de torque, boa resistência ao desgaste e excelente estabilidade dimensional.

3.10.1 Seleção do Perfil HTD 8M

A correia de perfil HTD 8M20, ilustrada na Figura 17, possui passo de 8 mm e geometria de dentes arredondados que garantem melhor distribuição das cargas entre os dentes engrenados.

Figura 17 - Correia sincronizadora perfil HTD 8M20.



Fonte: Adaptado do catálogo ELATECH ([s.d.]).

3.10.2 Verificação do número mínimo de dentes da polia

De acordo com as recomendações do fabricante, o número mínimo de dentes para polias HTD 8M utilizando cordoalhas de aço padrão deve ser igual a 18 dentes.

O sistema desenvolvido utiliza polia de 22 dentes e passo 8 mm atendendo às recomendações mínimas do fabricante e garantindo adequado engrenamento da correia. Os parâmetros geométricos da polia selecionada são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 - Parâmetros polia HTD 8M

Parâmetro	Valor
Perfil	HTD 8M20
Largura da correia	20 mm
Passo da correia	8 mm
Tipo	Sincronizadora

Fonte: Próprio autor (2026).

3.10.3 Capacidade de carga por cisalhamento dos dentes

A capacidade de transmissão da correia foi avaliada considerando a força periférica necessária para a movimentação da porta e os valores admissíveis informados pelo fabricante. Nesse critério, verifica-se a capacidade dos dentes da correia de transmitir a força tangencial entre a polia e a correia, sem que ocorra falha por cisalhamento nos dentes engrenados.

Segundo o catálogo técnico de cálculos da ELATECH Group ([s.d.]), a força periférica transmissível pela correia pode ser determinada pela Equação 16.

$$FU = FUspez \cdot ze \cdot b \quad (16)$$

Em que:

FU = força periférica transmissível (N);

$FUspez$ = carga específica admissível por dente (N/cm);

ze = número de dentes engrenados;

b = largura da correia (cm).

De acordo com o catálogo, $FUspez$ representa a carga máxima que um único dente da correia, com 1 cm de largura, pode suportar nas condições de operação. Assim, o produto entre $FUspez$, o número efetivo de dentes engrenados e a largura da correia fornece a força periférica total transmissível pela correia no acionamento.

Para velocidades reduzidas de operação, próximas às condições do projeto, com rotação da polia de aproximadamente 58 rpm, o catálogo técnico da ELATECH Group informa valores de $FUspez$ próximos de 70 N/cm.

O número de dentes engrenados foi determinado conforme o procedimento apresentado no documento de cálculo de acionamentos para correias de poliuretano da ELATECH ([s.d.]) que relaciona o número de dentes em contato com o ângulo de abraçamento da correia na polia, conforme a Equação 17.

$$ze = (\beta / 360) \cdot zk \quad (17)$$

Em que:

ze = número de dentes engrenados;

β = ângulo de abraçamento da correia na polia (°);

z_k = número de dentes da menor polia.

O ângulo de abraçamento pode ser calculado conforme a Equação 18.

$$\beta = 2 \cdot \arccos [p \cdot (z_g - z_k) / (2 \cdot \pi \cdot A)] \quad (18)$$

Em que:

p = passo da correia (mm);

z_g = número de dentes da maior polia;

z_k = número de dentes da menor polia;

A = distância entre centros das polias (mm).

Como o sistema analisado utiliza polias com o mesmo número de dentes, tem-se $z_g = z_k = 22$. Então, o termo $(z_g - z_k)$ torna-se nulo e o ângulo de abraçamento resultante é aproximadamente 180° .

Assim, o número de dentes engrenados é:

$$z_e = (180 / 360) \cdot 22 = 11 \text{ dentes}$$

Então, considerando a largura da correia igual a 2 cm e o número de dentes engrenados igual a 11, tem-se da equação 16:

$$FU = 70 \cdot 11 \cdot 2$$

$$FU = 1540 \text{ N}$$

Esse valor representa a força periférica máxima transmissível pelos dentes engrenados da correia e deve ser comparado com a força periférica solicitante do sistema.

3.10.4 Verificação pela carga admissível de tração

Além da verificação da capacidade de transmissão pelos dentes engrenados, foi realizada a verificação da correia quanto à carga admissível de tração. Esse critério avalia se a carga máxima atuante na correia permanece inferior à carga admissível de tração indicada pelo fabricante.

De acordo com o catálogo técnico da ELATECH Group ([s.d.]), para a correia HTD 8M com 20 mm de largura, a carga admissível de tração (F_{Tzul}) é de aproximadamente 3190 N. Segundo o fabricante, para acionamentos lineares, recomenda-se que a força de pré-tensionamento de instalação (F_{TV}) seja maior ou igual à força periférica de trabalho (F_U), conforme apresentado na Equação 19.

$$F_{TV} \geq F_U \quad (19)$$

Segundo o mesmo catálogo, a carga máxima atuante na correia ocorre quando a força de pré-tensionamento e a força de trabalho atuam simultaneamente. Dessa forma, a força máxima de tração na correia pode ser estimada pela Equação 20.

$$F_{Tmax} = F_{TV} + F_U \cdot C_1 \quad (20)$$

Em que:

F_{Tmax} = força máxima de tração atuante na correia (N);

F_{TV} = força de pré-tensionamento da correia (N);

F_U = força periférica de trabalho transmitida pela correia (N);

C_1 = fator de serviço adotado para a condição de operação.

A condição de verificação é que a carga admissível de tração da correia seja superior à força máxima de tração atuante, conforme a Equação 21.

$$F_{Tzul} > F_{Tmax} \quad (21)$$

Neste trabalho, a força de acionamento de projeto da porta, igual a 137 N, foi adotada como a força periférica solicitante da correia, pois representa a força útil necessária para movimentação da porta nas condições analisadas. Como não foi realizada a medição do pré-tensionamento real da correia no sistema instalado, adotou-se a condição mínima recomendada pelo fabricante:

$$F_{TV} = F_U = F_{proj} = 137 \text{ N}$$

Considerando que a carga do sistema é constante durante todo o movimento, o fabricante recomenda que o fator de serviço utilizado seja de $C_1 = 1$. Substituindo os valores, obtém-se:

$$F_{Tmax} = 137 + 137 \cdot 1$$

$$F_{Tmax} = 274 \text{ N}$$

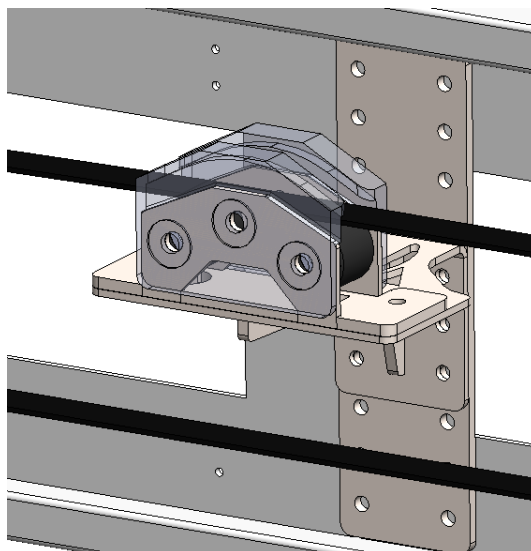
Comparando esse valor com a carga admissível de tração da correia (3190 N), verifica-se que a correia atende ao critério de carga admissível de tração.

3.10.5 Apoiadores de correia

Devido ao comprimento elevado da correia sincronizadora no vão de 10 metros, foram adicionados apoiadores com rolamentos no ramo superior da correia ao longo do percurso, espaçados a aproximadamente 2,5 m cada. A utilização desses apoios tem como objetivo reduzir o vão livre da correia, minimizando a flecha provocada pelo peso próprio.

A adoção do espaçamento de 2,5 m foi definida como critério construtivo, reduzindo o vão livre da correia e evitando uma necessidade de tensionamento muito alto na correia para diminuir a flecha formada. A utilização de um dos apoiadores pode ser visualizada na representação da Figura 18.

Figura 18 – Detalhamento do apoiador de correia utilizado no sistema.



Fonte: Próprio autor (2026).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A análise preliminar do sistema de movimentação de portas de correr considerado neste trabalho indica que o sistema de transmissão apresenta capacidade mecânica superior as condições de operação consideradas. A Tabela 5 apresenta os principais valores calculados para a verificação do conjunto.

Tabela 5 - Principais resultados da verificação.

Parâmetro	Resultado
Força normativa de acionamento	137 N
Força de projeto	137 N
Potência mecânica de projeto	23,3 W
Torque de projeto na polia	3,84 Nm
Torque disponível na saída da redução	27 Nm
Força periférica transmissível pelos dentes da correia	1540 N
Carga admissível de tração da correia	3190 N
Força tangencial no engrenamento	80 N
Maior componente radial/axial no engrenamento	26 N
Diâmetro mínimo calculado para o eixo	13,86 mm
Diâmetro adotado para o eixo	20 mm
Rotação da polia	58 rpm
Rotação do motor	116 rpm

Fonte: Próprio autor (2026).

A força de acionamento de projeto foi determinada com base na EN 1527:2019, considerando o critério de força máxima de atrito inicial correspondente a 5% da massa da porta para portas de correr Grau 1 com massa superior a 201 kg. Para a massa total considerada de aproximadamente 280 kg, obteve-se força de acionamento de projeto igual a 137 N. A partir desse valor, a potência mecânica de projeto foi calculada em 23,3 W e o torque de projeto na polia em 3,84 Nm.

Comparando o torque de projeto com o torque disponível na saída da redução, observa-se que o sistema possui margem significativa. O torque disponível foi estimado em 27 Nm, considerando o torque disponível do motor na rotação de operação, a relação de transmissão 2:1 e a eficiência mecânica adotada para a redução. Esse valor é superior

ao torque requerido para movimentação da porta nas condições analisadas, indicando que o conjunto formado pelo motor, redução mecânica e polia de acionamento atende ao requisito de torque.

A correia sincronizadora HTD 8M apresentou capacidade adequada para a aplicação. Pelo critério de transmissão pelos dentes, a força periférica transmissível calculada foi de 1540 N, valor superior à força solicitante de 137 N, indicando que os dentes da correia suportam o esforço necessário para movimentação da porta. Quanto ao critério de tração, a carga admissível da correia é de 3190 N, superior à força máxima de tração atuante estimada preliminarmente em 274 N. Dessa forma, a correia também atende ao critério de carga admissível de tração. Ressalta-se que essa verificação considera a hipótese mínima de pré-tensionamento adotada no dimensionamento e não substitui a medição experimental da tensão instalada na correia. A utilização da polia de 22 dentes também atende à recomendação mínima do fabricante para o perfil HTD 8M, contribuindo para o engrenamento adequado da correia.

No conjunto de engrenagens cônicas, a força tangencial calculada foi de 80,0 N. As componentes radial e axial máximas obtidas foram de 26,0 N, valores reduzidos em relação à capacidade dos componentes associados. Esses esforços foram utilizados como referência para a verificação dos eixos, rolamentos e mancais do sistema.

Para os eixos, foi realizada uma verificação conservadora utilizando o torque máximo disponível na saída da redução, igual a 27 Nm. Com essa condição, obteve-se diâmetro mínimo calculado de 13,86 mm. Como o eixo atualmente utilizado possui diâmetro de 20 mm, verifica-se que o componente atende ao critério de resistência à torção. Além disso, o diâmetro adotado é compatível com os rolamentos selecionados e favorece a fabricação, montagem e suporte às cargas.

Os rolamentos rígidos de esferas 61804 apresentam capacidade nominal superior aos esforços radiais e axiais estimados no engrenamento. A escolha também é favorecida pela compatibilidade dimensional com o eixo de 20 mm e pela facilidade de aquisição comercial. Dessa forma, os rolamentos utilizados são considerados adequados para a análise realizada.

O acoplamento de precisão utilizado entre o motor e a redução possui capacidade de transmissão de torque compatível com a solicitação do sistema. Considerando o torque disponível do motor na rotação de operação, igual a aproximadamente 15 Nm, e a capacidade nominal do acoplamento de 42 Nm, verifica-se que o componente apresenta

margem adequada. Além disso, sua utilização contribui para compensar pequenos desalinhamentos e reduzir vibrações do conjunto.

A adoção de apoiadores intermediários para a correia também se mostra coerente com a configuração do sistema, uma vez que o comprimento total da transmissão é elevado. Esses apoios reduzem o vão livre da correia e contribuem para diminuir a flecha provocada pelo peso próprio.

De modo geral, os resultados indicam que os componentes atualmente empregados no sistema são compatíveis com as solicitações consideradas na verificação. Ainda assim, observa-se que alguns elementos apresentam margens elevadas em relação às cargas calculadas, conforme apresentado na Tabela 6.

Tabela 6 – Relação capacidade/solicitação

Componente	Solicitação	Capacidade	Relação capacidade/solicitação
Motor e redução	3,84 Nm	27 Nm	7
Correia – força periférica transmissível pelos dentes	137 N	1540 N	11,2
Correia – tração	274 N	3190 N	11,6
Eixo SAE 1045	27 Nm ($d_{min} = 13,86$ mm)	> 27 Nm ($d = 20$ mm)	-
Acoplamento de precisão	15 Nm	42 Nm	2,8

Fonte: Próprio autor (2026).

A Tabela 6 evidencia que os componentes analisados apresentam capacidade superior às solicitações calculadas. Na correia sincronizadora, a capacidade pelos dentes é superior à força de acionamento de projeto, enquanto a carga admissível de tração é superior à força máxima de tração estimada. Essa margem é favorável à confiabilidade do sistema, principalmente devido ao grande comprimento da correia.

O conjunto motor e redução também apresentou margem adequada. O torque disponível na saída da redução foi estimado em 27 Nm, enquanto o torque de projeto requerido na polia foi de 3,84 Nm. Essa relação indica que o sistema atende com folga à condição analisada, mas também sugere a possibilidade de utilização de um motor de menor torque ou de uma relação de transmissão diferente, desde que sejam mantidos os

requisitos de partida, controle de velocidade, confiabilidade do acionamento e compatibilidade dimensional com o projeto.

Esse ponto é relevante porque a redução das dimensões do conjunto constitui um aspecto importante para a aplicação proposta. Motores de passo com menor torque geralmente pertencem a padrões NEMA de menores dimensões, apresentando redução de flange, comprimento e massa. A Tabela 7 apresenta uma comparação entre diferentes modelos de motores de passo NEMA disponíveis comercialmente, evidenciando a relação entre torque disponível e dimensões geométricas. Dessa forma, a substituição do motor atualmente utilizado por um modelo de menor torque pode contribuir para a redução do volume ocupado, da massa do conjunto e dos custos associados ao acionamento.

Tabela 7 – Comparação entre modelos de motores de passo NEMA.

Modelo	Dimensão da Flange	Torque	Aplicações
NEMA 17	42 × 42 mm	0,4 a 0,7 Nm	Impressoras 3D, robótica leve, pequenos equipamentos
NEMA 23	56 × 56 mm	1,2 a 3 Nm	Máquinas CNC compactas e automação industrial
NEMA 34	86 × 86 mm	4 a 12 Nm	Máquinas industriais e equipamentos de movimentação
NEMA 42	110 × 110 mm	Acima de 20 Nm	Equipamentos industriais pesados

Fonte: Adaptado de Kalatec (2026).

A redução mecânica também pode ser objeto de avaliação futura. Embora a relação 2:1 contribua para o aumento do torque disponível e permita a mudança de direção da transmissão em 90°, os resultados indicam que o torque requerido para movimentação da porta é baixo quando comparado à capacidade disponível. Dessa forma, alternativas como redução de menor relação, conjunto mais compacto de engrenagens ou alteração da disposição geométrica do acionamento podem ser analisadas com o objetivo de reduzir volume, massa e custo de fabricação.

Outra possibilidade seria a utilização de redutores angulares comerciais, incluindo redutores planetários a 90°, desde que sejam compatíveis com os requisitos de torque, velocidade e montagem. Essa alternativa poderia eliminar a necessidade de fabricação de uma redução usinada específica, substituindo-a por uma solução comercial pronta.

Entretanto, nesse caso, seria necessária uma análise mais detalhada de custos, disponibilidade, dimensões e compatibilidade com o restante do sistema.

No caso dos eixos e rolamentos, a adoção do eixo de 20 mm está relacionada não apenas à resistência mecânica, mas também à compatibilidade dimensional, à facilidade de montagem, à rigidez do conjunto e à disponibilidade comercial de matéria-prima. Ainda assim, os resultados mostram que há margem para reavaliar o conjunto eixo-rolamento em versões futuras, especialmente caso se busque maior compactação da carcaça ou redução de massa.

Portanto, embora o sistema analisado seja compatível com as solicitações consideradas na verificação preliminar, os resultados indicam oportunidades de otimização. As principais possibilidades estão relacionadas à seleção do motor, à relação de transmissão, à compactação da redução mecânica e à reavaliação de alguns componentes comerciais. Essas alterações, no entanto, devem ser realizadas considerando não apenas os valores calculados, mas também fatores como montagem, alinhamento, rigidez estrutural e disponibilidade comercial.

5. CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo realizar a verificação dos principais componentes de um sistema de transmissão por correia sincronizadora aplicado à motorização de portas de correr. O estudo partiu da análise de um sistema já existente, comercializado e aplicado em instalações reais, buscando avaliar a compatibilidade dos componentes atualmente utilizados com as solicitações calculadas.

A partir dos parâmetros operacionais adotados, foi possível determinar a força de acionamento, a potência mecânica requerida, o torque necessário na polia motora, os esforços atuantes na redução mecânica e a capacidade dos principais componentes do conjunto. A força de acionamento foi definida com base na EN 1527:2019, considerando a massa total aproximada da porta e o critério de atrito inicial previsto para portas de correr. Com isso, foram obtidos os valores utilizados para a verificação do sistema, permitindo comparar as solicitações calculadas com a capacidade dos componentes empregados.

Os resultados indicaram que o conjunto formado por motor, redução mecânica e transmissão por correia apresenta capacidade suficiente para a aplicação analisada. A correia sincronizadora, a polia, os eixos, os rolamentos e o acoplamento mostraram-se compatíveis com as solicitações consideradas. Dessa forma, conclui-se que a configuração atualmente utilizada é tecnicamente adequada para a motorização da porta de correr dentro das condições estabelecidas neste trabalho.

Também foi possível verificar que alguns componentes apresentam margens elevadas em relação às solicitações calculadas. Essa condição indica oportunidades de otimização, principalmente na seleção do motor, na relação de transmissão, na compactação da redução mecânica e na reavaliação de alguns componentes comerciais.

Embora a verificação tenha sido realizada para uma porta de referência com dimensões e massa específicas, o sistema de motorização pode ser aplicado comercialmente a portas de diferentes tamanhos e configurações. Portas menores tendem a exigir menores esforços de acionamento, enquanto portas maiores ou mais pesadas podem demandar maior torque, maior capacidade da correia e reavaliação dos componentes da transmissão. Dessa forma, a aplicação do sistema em diferentes condições pode exigir análise específica para cada caso.

Nesse sentido, existe a possibilidade de padronização do sistema para atender a uma faixa ampla de dimensões de portas ou, alternativamente, a criação de diferentes configurações de projeto para faixas específicas de massa, comprimento e condições de instalação. Essa abordagem permitiria equilibrar custo, desempenho e confiabilidade, evitando tanto o superdimensionamento em aplicações menores quanto a utilização inadequada do sistema em aplicações mais severas.

TRABALHOS FUTUROS

Como limitação, destaca-se que o estudo foi desenvolvido em nível preliminar, não abrangendo análises detalhadas de fadiga, vida útil dos rolamentos, tensões de contato nos dentes das engrenagens, deformação da correia ao longo do vão ou ensaios experimentais do conjunto. Assim, recomenda-se que trabalhos futuros aprofundem essas verificações e avaliem alternativas construtivas e comerciais que permitam reduzir volume, massa e custo que se adequem a aplicação.

Também se recomenda o uso de modelos parametrizados para calcular os esforços em portas com diferentes dimensões e condições de operação. Esses modelos podem ser implementados em planilhas, em softwares como Excel, ou ainda por meio da utilização de softwares de cálculo, como MATLAB, facilitando a análise de diferentes configurações e auxiliando na parametrização e na definição das condições de aplicação do sistema.

Além disso, análises de esforços em componentes podem ser realizadas utilizando técnicas numéricas em softwares CAE, por meio do método dos elementos finitos. Essas análises permitem avaliar tensões, deformações e concentrações de esforços nos componentes, permitindo uma melhor compreensão do comportamento estrutural e auxiliando na identificação de possíveis pontos críticos do projeto.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACOPLAST BRASIL. **Catálogo Rotex GS**. [S.l.]: Acoplast Brasil, 2018. Disponível em: https://www.acoplastbrasil.com.br/wp-content/uploads/2018/05/Catalogo_PT_Rotex-GS.pdf. Acesso em: 10 jun. 2026.

AECWEB. **Portas deslizantes proporcionam melhor aproveitamento de espaço**. São Paulo: AECweb, 2016. Disponível em: <https://www.aecweb.com.br/revista/materias/portas-deslizantes-proporcionam-melhor-aproveitamento-de-espaco/14339>. Acesso em: 21 jun. 2026.

ATI BRASIL. **Catálogo técnico unificado**. São Paulo: ATI Brasil, 2026. Disponível em: <https://www.atibrasil.com.br/img/cms/Catalogos/Catalogo-Tecnico-Unificado.pdf>. Acesso em: 10 jun. 2026.

BOLZANI, Caio Augustus Moraes. **Análise de arquiteturas e desenvolvimento de uma plataforma para residências inteligentes**. 2009. 247 f. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.

BRITISH STANDARDS INSTITUTION (BSI). **BS EN 1527:2019**: Building hardware – Hardware for sliding doors and folding doors – Requirements and test methods. London: BSI, 2019.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica**. 8. ed. Porto Alegre: AMGH, 2008.

BVR ALUMÍNIO. **Esquadrias de alumínio**. Rio de Janeiro, 2023. Disponível em: <https://bvralumínio.com/produtos/esquadrias-de-aluminio/>. Acesso em: 15 jun. 2026.

COLLINS, Jack A.; BUSBY, Henry R.; STAAB, George H. **Projeto mecânico de elementos de máquinas: uma perspectiva de prevenção da falha**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2019.

CONSTANDINOU, Timothy G. **Tudo sobre motores de passo: 1ª parte – os fundamentos. Eletrônica & Microinformática, 2003. Tradução de Stepper Motors Uncovered (1): Part 1: Stepper Motor Fundamentals**. Disponível em: http://w3.ufsm.br/fuentes/index_arquivos/step.pdf. Acesso em: 10 jun. 2026.

CRUZ, Tairine Cristine Bertola. **Edificações preparadas para automação, sustentabilidade e acessibilidade**. 2018. Dissertação (Mestrado em Ambiente Construído) – Faculdade de Engenharia, Universidade Federal de Juiz de Fora, Juiz de Fora, 2018. Disponível em: <https://www2.ufjf.br/ambienteconstruido/files/2018/06/Tairine.pdf>. Acesso em: 21 jun. 2026.

DOORMATIC. **Automação de porta de correr: onde investir para ter mais praticidade no dia a dia**. [S.l.]: Doormatic, 2026. Disponível em: <https://www.doormatic.ind.br/blog/automacao-de-porta-de-correr-onde-investir-para-ter-mais-praticidade-no-dia-a-dia/>. Acesso em: 21 jun. 2026.

ELATECH GROUP. **Polyurethane belts M and V technical catalogue**. Conselve: Elatech Group, [s.d.]. Disponível em:

<https://www.powerbelt.ua/uploads/source/8M%20profil%C3%BA%20metrikus%20oszt%C3%A1s%C3%BA%20poliuret%C3%A1n%20fol%C3%B3m%C3%A9teres%20fogass%C3%ADj.pdf>. Acesso em: 25 jun. 2026.

ELATECH. **Polyurethane drive calculation: drive calculation guidelines**. [S.l.]: Elatech, [s.d.]. Disponível em: <https://www.fecconsulting.dk/pdf/elatech/polyurethane-drive-calculation-katalog-elatech.pdf>. Acesso em: 21 jun. 2026.

GERE, James M.; GOODNO, Barry J. **Mecânica dos materiais**. 7. ed. São Paulo: Cengage Learning, 2010.

KALATEC AUTOMAÇÃO. **Motor de passo: guia completo, tabela NEMA e modelos industriais**. Campinas: Kalatec Automação, 2026. Disponível em: <https://www.kalatec.com.br/motor-de-passo/>. Acesso em: 15 jun. 2026.

KALATEC AUTOMAÇÃO. **Redutor de engrenagem cônica: funcionamento e como escolher**. Campinas: Kalatec Automação, 2025. Disponível em: <https://blog.kalatec.com.br/redutor-de-engrenagem-conica/>. Acesso em: 21 jun. 2026.

KARTER. **Ficha técnica: Graxa de Lítio Bluter MP-2**. [S.l.]: Karter, 2024. Disponível em: <https://karter.com.br/wp-content/uploads/2024/01/Ficha-Tecnica-Graxa-de-Litio-Bluter-MP-2.pdf>. Acesso em: 14 jun. 2026.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PEREIRA, Orlindo Wagner Soares. **Breve estudo sobre as características fundamentais dos motores de passo**. Itajubá: Laboratório Nacional de Astrofísica, 2024. Nota Técnica LNA/NT/2024-26. Disponível em: https://www.gov.br/lna/pt-br/centrais-de-conteudo/publicacoes/public/notastecnicas/lna_nt_2024_26_breve_estudo_sobre_motores_de_passo.pdf. Acesso em: 21 jun. 2026.

PORTAL SERVICE. **Porta automática de vidro**. São Paulo: Portal Service, 2026. Disponível em: <https://www.portalservice.com.br/porta-automatica-de-vidro>. Acesso em: 21 jun. 2026.

SKF. **Cargas: rolamentos rígidos de esferas**. [S.l.]: SKF, 2026. Disponível em: <https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/loads>. Acesso em: 16 jun. 2026.

SKF. **Rolamentos rígidos de esferas 61804**. [S.l.]: SKF, 2026. Disponível em: <https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-61804>. Acesso em: 16 jun. 2026.

VIDRO IMPRESSO. **Portas automáticas**. São Paulo: Vidro Impresso, 2016. Disponível em: <https://vidroimpresso.com.br/portas-automaticas/>. Acesso em: 21 jun. 2026.

APÊNDICE

APÊNDICE A – Este apêndice apresenta em 2 folhas de detalhamento, as dimensões externas e componentes principais da redução mecânica analisada.

