

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ANÁLISE DINÂMICO MECÂNICA DE UM ELEVADOR DE CANECAS CENTRÍFUGO
por

Camila Gonzalez de Sousa

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2019.

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

CIP - Catalogação na Publicação

Sousa, Camila Gonzalez de
ANÁLISE DINÂMICO MECÂNICA DE UM ELEVADOR DE CANECAS
CENTRÍFUGO / Camila Gonzalez de Sousa. -- 2019.
29 f.
Orientador: Pacheco Joyson Luiz.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2019.

1. Elevador de caçamba. 2. Elevador Centrifugo. 3.
Dimensionamento. 4. Velocidade de descarga. 5.
Protótipo. I. Joyson Luiz, Pacheco, orient. II.
Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os
dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Camila Gonzalez de Sousa

ANÁLISE DINÂMICO MECÂNICA DE UM ELEVADOR DE CANECAS CENTRÍFUGO

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Rodrigo Rossi
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Processos de Fabricação

Orientador: Prof. Joyson Luiz Pacheco

Comissão de Avaliação:

Prof. Patric Daniel Neis.

Prof. Gilberto Dias Da Cunha.

Prof. Joyson Luiz Pacheco.

Porto Alegre, dezembro de 2019.

AGRADECIMENTOS

Aos profissionais que me inspiraram a querer ser uma engenheira singular e a seguir buscando o meu sonho.

Ao meu pai, Engenheiro Leandro Botega de Sousa que dentre esses profissionais me proporcionou o meu primeiro contato com a profissão.

Aos colegas da empresa TMSA, Renan Foresti, Roberta Perini, Cassiano Duarte e Filipe Beis que me apoiaram em cada etapa da execução deste projeto.

Dedico este presente trabalho a todas as mulheres que desbravam o mercado e diariamente conquistam seu espaço. Elas têm a coragem de buscar espaço fora da zona de conforto para que um dia este se torne local de conforto de outras mulheres.

Mãe, você me ensinou que eu posso conquistar o mundo. Obrigada!

Sousa, Camila. **Análise Dinâmico Mecânica de Um Elevador de Canecas Centrífugo**. 2019. 15 páginas. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2019.

RESUMO

Este trabalho analisa um elevador de canecas, estruturando um método de cálculo para dimensionamento deste equipamento, a partir de metodologias atuais empregada na indústria, e então comparando seus resultados previstos. Os cálculos, escritos em código VBA, para possibilitar a geração de resultados instantâneos e seguros, dão a liberdade de modificar variáveis de entrada e avaliar os diferentes resultados obtidos, para então compará-los. Com a construção de um protótipo é avaliado o método de dimensionamento e validado sua eficácia para projetar um elevador funcional com descarga centrífuga. Com isto contribui-se para um refinamento dos cálculos de previsão teórica e analisa-se a prática construtiva e os efeitos sinérgicos das variáveis envolvidas na descarga do elevador. Assim, é possível averiguar a compatibilidade entre os resultados teóricos e experimentais para aproximar os resultados previstos pelo projeto com a realidade economizando-se na construção de equipamentos similares.

PALAVRAS-CHAVE: Elevador de caçamba. Elevador Centrífugo. Dimensionamento. Velocidade de descarga. Protótipo.

Sousa, Camila. **Theoretical and Practical Analysis of a Centrifugal Bucket Elevator**. 2019. 15 pages. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2019.

ABSTRACT

This study analyzes a bucket elevator, setting the equations required to create a method of calculation to dimensioning of this equipment with current methodologies employed in the industry and compares the results. The calculations, written in VBA code, enable a generation of fast and safe results. With this procedure, there is independence to modify the input variables and evaluate the different results obtained, and then compare them. With the construction of a prototype the dimensioning method is evaluated, and its effectiveness validated for designing a functional centrifugal discharge elevator. This contributes to a refinement of the theoretical calculations, analyzes the constructive practice and allows seeing the synergistic effects of the variables involved in the lift discharge. Thus, it is possible to verify the compatibility between the theoretical and experimental results in order to bring the projected results closer to the reality as for improving the used methodology and lowering costs on the construction of similar equipment.

KEYWORDS: Bucket elevator, Centrifugal Discharge, Dimensional, Discharge velocity, Prototype.

NOMENCLATURA

Siglas

CONAB	Companhia Nacional de Abastecimento
PIB	Produto Interno Bruto
CEMA	Associação de Fabricantes de Equipamentos de Correia
VBA	Visual Basic for Application

Símbolos

l	Distância do polo	[m]
g	Gravidade	[m/s ²]
n	Rotação	[rpm]
v	Velocidade	[m/s]
D	Diâmetro do tambor	[m]
m	Massa	[kg]
R	Raio do tambor	[m]
Q_v	Volume carregado	[m ³ /h]
φ	Grau de enchimento	[%]
V_u	Capacidade nominal	[l]
a	Espaçamento entre caçambas	[m]
Q_M	Capacidade máxima transportada	[t/h]
ρ	Densidade do material	[t/m ³]
p_o	Peso de uma caçamba cheia	[kg]
n°	Número de fileiras de caçambas	[-]
F_u	Força periférica	[N]
F_r	Resistência principal	[N]
F_a	Resistência secundária	[N]
F_i	Resistência ao carregamento	[N]
H	Altura elevada de material	[m]
c_e	Fator para resistência secundária	[-]
H_o	Fator adicional de altura	[m]
P	Potência de acionamento	[kW]
P'	Potência requerida	[kW]
η	Eficiência do motor	[-]
T_e^*	Tensão efetiva	[N]
T	Tensão principal	[N]
F_x	Resistência ao carregamento	[N]
T_i	Tensão causada pelo peso	[N]
T_v	Pré-tensão	[N]
m'_a	Peso da caçamba vazia	[kg/m]
m'_o	Peso da correia	[kg/m]
c_v	Fator de acionamento para escorregamento	[-]
k_a	Fator de acionamento para motor	[-]
μ	Fator de fricção	[-]
P_o	Potência instalada do motor	[kW]
K	Fator para o tipo de acionamento	[-]
T'	Tensão de retorno	[N]
α	Ângulo de contato	[°]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 MOTIVAÇÃO	1
1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	2
1.2.1 Método de cálculo de dimensionamento do elevador de canecas	3
1.3 OBJETIVO.....	4
2. FUNDAMENTAÇÃO	5
2.1 PARTES DE UM ELEVADOR.....	5
2.2 EQUAÇÕES.....	5
2.3 CÓDIGO EM VBA.....	8
3. CASO DE ESTUDO	9
3.1 APARATO EXPERIMENTAL	9
3.1.1 Template para dimensionamento.....	9
3.1.2 Protótipo do elevador de canecas	10
3.2 ESTUDOS DE PROBLEMAS FÍSICOS.....	12
4. RESULTADOS	12
4.1 COMPARATIVO ENTRE DIFERENTES REFÊRENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	12
4.2 RESULTADOS DO DIMENSIONAMENTO DO PROTÓTIPO.....	13
4.3 DESCARREGAMENTO DO ELEVADOR.....	14
5. CONCLUSÃO	14
5.1 TENDÊNCIA EVOLUTIVA.....	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
ANEXO A – Figura elevador.....	157
APÊNDICE A – Template do Excel	17
APÊNDICE B – Fluxograma da programação VBA	18
APÊNDICE C – Tabelas	18
APÊNDICE D - Fotos do experimento em protótipo	19

1. INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

Segundo um estudo de projeção a longo prazo do agronegócio brasileiro, realizado pelo Ministério da Agroindústria, Pecuária e Abastecimento (BRASIL, 2019), os resultados obtidos, até então, sobre a produção no ano, indicam a segunda maior safra de grãos do país, estimada pela CONAB, no mês de maio, em 236,7 milhões de toneladas. O valor bruto da produção, tomado como indicador de faturamento, é o segundo maior numa série iniciada em 1989. O estudo também explica que a expansão da produção de grãos nos últimos dez anos apresenta um crescimento de 58,0%. No texto *Agropecuária Brasileira em Números* (BRASIL, 2019), também é apontado que o PIB do agronegócio compreende, além das atividades primárias realizadas, as atividades de transformação e de distribuição, sendo responsável por 21,6% do Produto Interno Bruto Brasileiro em 2017, o que confere ao agronegócio o termo de “locomotiva da economia”. Por isso, o desenvolvimento de setores da agroindústria voltados para grãos vem demandando do mercado um crescente investimento em equipamento de movimentação para torná-los mais competitivo.

A demanda do mercado em desenvolver e aprimorar estes equipamentos de movimentação, como os elevadores de canecas, não é recente. Com o desenvolvimento das primeiras civilizações, surgiu também a necessidade de realizar o transporte vertical de materiais líquidos e sólidos. Se pressupõe que o povo babilônico, em 230 a.c., foi capaz de abastecer com água seus famosos jardins suspensos à 91 metros, utilizando o que seria um precedente arcaico de elevadores de canecas, segundo CEMA (2017). Colijn (1985) detalha as canecas, chamadas também de caçambas, como cestos de vime forrados com piche natural, presos a cordas operando sobre feixes de madeira movimentados por escravos.

Sendo sua utilização tão longeva, é de extrema importância que se seja capaz de assegurar que os valores obtidos pelos cálculos refletem o real comportamento do equipamento. O conservadorismo poderia implicar em um superdimensionamento de um equipamento.

Segundo declara Renan Luís Foresti, engenheiro mecânico em exercício que trabalha para empresa que confecciona transportadores, “Minha maior dificuldade é saber se o valor usado na norma/método é o valor real. Não raro encontro resultados diferentes entre distintas referências teóricas para mesmas variáveis”.¹

¹ Informação fornecida pelo Eng. Renan Luís Foresti por entrevista presencial, em 10 de maio de 2019.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O elevador de canecas, conhecido também como elevador de caçambas, é um sistema de elevação de grãos e é utilizado para movimentação vertical de granéis sólidos. O elevador de caçambas recebe o material, geralmente de um transportador horizontal, onde, na Figura 1 abaixo, está representada como “entrada”. A caçamba com material é elevada até a altura máxima do elevador que, ao passar pela área da cabeça, é arremessado para fora por força gravitacional ou por uma combinação desta força com a força centrípeta, deixando o sistema pela saída e sendo abandonado em uma altura superior. As caçambas retornam vazias pelo lado oposto até o nível inferior mais próximo ao chão onde, após o retorno, voltarão a subir recebendo mais material para elevar. A Figura 1 ilustra o sistema mencionado.

Figura 1 - Esquema representativo de um elevador de canecas.



Fonte: Site de fornecedor de equipamentos industriais, JMS.²

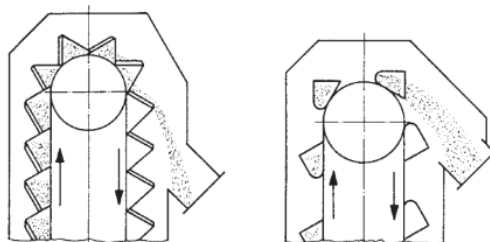
CEMA (2017) aponta que um elevador de caçambas, hoje, é a melhor forma de elevar farelos e grãos e que elevadores modernos elevam entre 45 a 60 metros. Os elevadores são divididos em dois tipos segundo seu descarregamento, contínuo e centrífugo.

Elevadores contínuos utilizam a força da gravidade para descarregar seu material, à medida que as caçambas avançam pela cabeça do elevador. Tal configuração possibilita fixar as caçambas tanto em corrente, quanto em correia. Eles também são utilizados para transportar materiais de maior granulometria e admitem velocidades limitadas.

O elevador centrífugo utiliza a força centrípeta para descarregar o material, deve ser construído apenas com correias e possibilita velocidades mais altas para uma granulometria pequena. A Figura 2 a seguir demonstra a diferença entre a descarga de um elevador centrífugo e gravitacional disponibilizada por Mercúrio (2014).

² Disponível em <<https://www.jmsequipamentos.com.br/elevador-caneca/>> Acessado em abril de 2019.

Figura 2 – Parte superior de um elevador durante descarregamento. Na figura da esquerda com descarregamento gravitacional e na direita com descarregamento centrífugo.



Fonte: Mercúrio (2014)

Colijn (1985) explica que elevadores de correia surgiram para substituir elevadores contínuos de alta capacidade e baixa velocidade com correntes. Com a utilização da correia, o elevador centrífugo permite menores investimentos iniciais. Colijn (1985) defende que as maiores vantagens da utilização de um elevador de correia, em relação ao de corrente, são as altas velocidades permitidas e a alta capacidade disponibilizada por esta velocidade. Além disso, correias podem ser revestidas, adquirindo resistência à abrasão e a materiais corrosivos. Utilizar correias também reduz o nível de ruído e turbulências.

De forma a contrapor com Colijn (1985), maiores velocidades não significam necessariamente maiores capacidades, segundo CEMA (2017), pode ocorrer que não haja tempo suficiente para o material deixar a caçamba ou que o material prescreva um caminho diferente do desejado pelo excesso de força centrípeta.

1.2.1 Método de cálculo de dimensionamento do elevador de canecas

CEMA (2017), apesar de ser o método mais atualizado a que se tem acesso, não apresenta equações para medir a tensão na correia e potência da motorização. Mercúrio (2014) apresenta equacionamento para as tensões na correia, mas não para o dimensionamento do elevador. Colijn (1985) e Fayad (1997) apresentam cálculos similares entre si, mas seu sistema de unidades inglesas pode dificultar uma avaliação imediata comparativa entre métodos de equacionamento. Dunlop (1994) apresenta, em seu manual de boas práticas, um método com unidade de medidas SI de fácil compreensão.

Conforme explica CEMA (2017), a criticidade de um elevador centrífugo é na velocidade, pois é necessário respeitar um intervalo de velocidades para garantir o correto descarregamento das caçambas. Colijn (1985) escreve que existe uma tendência em aumentar a velocidade para aumentar a capacidade, entretanto, em velocidades mais altas, a força centrípeta atua antes de a caçamba atingir o topo do elevador e isso causará uma perda de

capacidade. Considerando o descarregamento descontrolado de material, a trajetória das partículas pode sofrer interferência ao seguir um caminho que cruze com as canecas.

Uma velocidade muito alta aumenta a força centrípeta fazendo que o material deixe a caçamba muito cedo, resultando no comportamento chamado de *backlegging*. Fayad (1997) explica que este efeito faz com que o material deixe a caçamba na direção oposta do giro do eixo. De outra forma, uma velocidade menor que a mínima, fará com que a força centrípeta necessária para fazer o material “descolar” da caçamba não seja suficiente e o material não conseguiria alcançar o bocal de saída de grãos. Este efeito, conhecido como *downleggin*, não permite que o material seja completamente descarregado pela força centrípeta, e parte do material permanece na cesta.

Em ambos os efeitos, entende-se que o caminho prescrito pelo material transportado não corresponde ao esperado, o que acarreta numa capacidade inferior à calculada, depósito de material em locais incorretos do elevador, desgaste da carcaça nos pontos em que o material transportado se choca, entre outras consequências sobre a dinâmica do sistema.

Colijn (1985) explica que elevadores carregando material granulado operam com maior sucesso quando a força centrípeta se iguala a dois terços da força gravitacional. O autor também defende que o raio deveria ser calculado entre a distância do eixo do tambor e o centro de gravidade do material, mas como este último está em constante movimento enquanto a caçamba atravessa a parte superior do elevador, este valor pode ser aproximado para a distância entre o eixo do tambor e o centro de gravidade da própria caçamba.

A partir destes dados levantados, questiona-se: os métodos de cálculo correspondem em seus resultados? São eles suficientes para projetar um sistema com descarga centrífuga?

1.3 OBJETIVO

O objetivo deste trabalho foi estruturar e validar um método de cálculo para um elevador de canecas, a partir de metodologias atuais propostas por referenciais empregados na indústria, e comparar os seus resultados.

Com o método de cálculo compilado e escrito em código VBA (com o *template* em Excel), pretendeu-se que os dados de entrada gerassem resultados para o dimensionamento de um protótipo de elevador de canecas. O objetivo de construir este protótipo foi averiguar se que os resultados gerados para o dimensionamento seriam capazes de resultar num protótipo que funcionasse conforme o esperado, na prática, para um elevador com descarga centrífuga. Com este protótipo de escala reduzida, simulou-se a dinâmica de um elevador de canecas real.

Com isto, pretende-se contribuir para uma melhor compreensão das referências bibliográficas analisadas, obter um método de dimensionamento funcional do equipamento.

2. FUNDAMENTAÇÃO

2.1 PARTES DE UM ELEVADOR

O elevador de caçambas tem diversas partes relevantes que, para este estudo, será necessário distinguir. No ANEXO A, é possível identificar enumeradas algumas destas partes. As caçambas, também identificadas como canecas (2), são fixadas na correia (1) e esta estrutura encontra-se na parte interior da carcaça, que, no geral, é de metal.

O motor de acionamento (9) está localizado na parte superior do elevador acoplado ao eixo de acionamento. O torque conferido a este eixo pelo motor coloca em rotação o tambor superior também conhecido como rolo superior (3) que por sua vez movimenta a correia. O movimento da correia faz com que o tambor inferior (4) entre em rotação. Neste tambor inferior está localizado o esticador ou esticamento (10), sistema que direciona o tambor na direção do chão e que garante que a correia permaneça tracionada durante todo o movimento.

O elevador pode ser seccionado em três partes, cabeça (5), onde se localiza a unidade de acionamento, estrutura central (6) e pé (7). As janelas na estrutura central podem ser de inspeção (8) ou para deflagração, que evita que a explosão do pó fique confinada a parte interna do elevador. A porta de inspeção (14), localizada no pé do elevador dá acesso à parte interna e permite a limpeza do pó que se deposita ao fundo. A entrada do material ocorre pela calha de alimentação (13) e a saída do material ocorre pela calha de descarga (12).

2.2 EQUAÇÕES

Dunlop (1994) explica que a descarga pode tornar-se centrífuga ou gravitacional dependendo da velocidade e do diâmetro do tambor. Para garantir uma descarga centrífuga, é necessário que a distância do polo I seja menor que o raio do tambor, conforme Equação 1.

$$I = \frac{g \cdot 60^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot n^2} \quad (1)$$

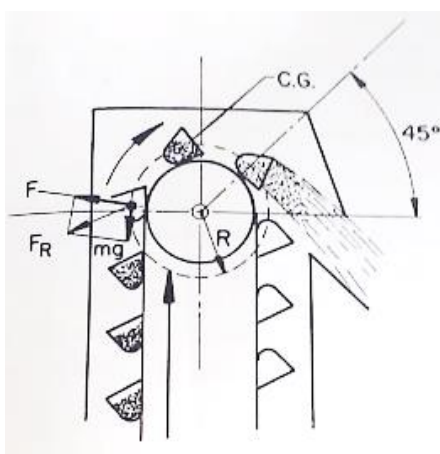
Onde n representa a rotação (rpm), conforme Equação 2.

$$n = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D} \quad (2)$$

Equações 1 e 2 possibilitam encontrar a velocidade mínima necessária para ocorrer um descarregamento centrífugo. Colijn (1985) defende que a rotação deve ser calculada pela trajetória do grão, ou seja, no centro de gravidade da caçamba, por este motivo, ao calcular a rotação, consideram a soma do diâmetro do tambor com metade da altura da caçamba.

Colijn (1985) explica que as forças que agem no material dentro da caçamba durante o descarregamento são as forças gravitacional e centrífuga, que compõem a força resultante. Esta força resultante muda em magnitude e direção ao percorrer o perímetro do tambor. Ela é igualada por uma força oposta e externa aplicada no material pela caçamba. O autor expõe que elevadores, que carregam materiais granulares, operam com maior sucesso quando a força centrípeta é dois terços da magnitude da força gravitacional. Para esta situação o vetor inicial da velocidade de saída da caçamba possui aproximadamente 45° a partir da horizontal, conforme Figura 3.

Figura 3 – Imagem do descarregamento a 45° com a horizontal.



Fonte: Colijn (1985).

Segundo Colijn (1985), para descarga centrífuga, a Equação 3 deve ser satisfeita.

$$\frac{m.v^2}{g.R} = \frac{2}{3}.m \quad (3)$$

Com a velocidade é possível conhecer o volume carregado Q_v (m^3/h) na Equação 4.

$$Q_v = 3,6. v. \varphi. \frac{V_u}{a} \quad (4)$$

A Equação 5 apresenta a massa de carregamento ou capacidade máxima transportada.

$$Q_M = Q_v. \rho \quad (5)$$

Mercúrio (2014) apresenta essa capacidade máxima conforme Equação 6.

$$Q_M' = 3600. v. p_o. \frac{n^\circ}{a} \quad (6)$$

Colijn (1985) e Fayad (1997) indicam o cálculo similar da Equação 7.

$$Q_M'' = 0,36. v. \frac{p_o}{a} \quad (7)$$

Segundo Dunlop (1994) para o descarregamento centrífugo, o espaçamento entre as caçambas deve ser maior que a (m) apresentado na Equação 8.

$$a = \frac{0,5. \pi. D}{2} \quad (8)$$

A força periférica F_u (N), é a soma das resistências ao movimento conforme Equação 9.

$$F_u = F_r + F_a + F_i \quad (9)$$

Onde F_r é a resistência principal (N), F_i é a resistência secundária (N) e F_a é a resistência ao carregamento consideração uma altura adicional (N). A resistência principal F_r (N) depende da capacidade e altura e é dada pela Equação 10.

$$F_r = \frac{Q_M \cdot g \cdot H}{3,6 \cdot v} \quad (10)$$

A resistência secundária F_i (N) considera as forças de fricção adicionais na Equação 11.

$$F_i = (c_e - 1) \cdot (F_u + F_r) \quad (11)$$

Onde c_e é um fator para resistências secundárias, que para elevadores é igual a uma constante de valor 1,1. A resistência ao carregamento F_a (N) na Equação 12 é a força necessária para acelerar a carga recebida no carregamento até a velocidade de transporte.

$$F_a = \frac{Q_M \cdot g \cdot H_o}{3,6 \cdot v} \quad (12)$$

Esta força leva em consideração um fator adicional de altura H_o (m) referente à resistência de elevação de material. Que pode ser obtido pela Tabela 1 a partir de ρ e v .

Tabela 1 – Tabela de cálculo do fator adicional de altura, H_o .

Tipo de material	ρ (t/m ³)	H_o (m)
Farinha seca em pó, arroz, grão, sementes	<1	4.v+1,5
Areia em grãos finos, sal, açúcar	1 – 1,5	4.v+4
Cascalho granulado grosso até 50mm	1,5 – 1,8	6.v+4
Argila, terra, pedras quebradas	>1,8	6.v+6

Fonte: Tabela traduzida de Dunlop (1994)

A potência de acionamento P na polia (kW) é dado pela Equação 13.

$$P = \frac{F_u \cdot v}{1000} \quad (13)$$

A potência requerida P' (kW) considera a eficiência η do motor, conforme Equação 14.

$$P' = \frac{P}{\eta} \quad (14)$$

Mercúrio (2014) apresenta a Equação 15 para o cálculo da potência.

$$P' = T_e \cdot v \quad (15)$$

Onde T_e é a tensão efetiva (N). Colijn (1985) e Fayad (1997) apresentam a Equação 16.

$$P' = 745,7 \cdot p_o \cdot v \cdot \frac{(H+0,67 \cdot D)}{a \cdot \eta \cdot 2750} \quad (16)$$

Segundo Dunlop (1994), o cálculo da tensão principal na correia T (N) é apresentado na Equação 17.

$$T = F_u + F_x + T_i + T_v \quad (17)$$

Onde F_x é a resistência ao carregamento considerando o peso do material elevado (N), T_i é a tensão causada pelo peso do tambor inferior (N) e T_v é a pré-tensão necessária para não haver escorregamento entre a correia e o tambor (N). F_x é dado pela Equação 18.

$$F_x = H \cdot g \cdot (m'_a + m'_o) \quad (18)$$

T_i (N) é dado pela Equação 19.

$$T_i = G_v \cdot \frac{g}{2} \quad (19)$$

Onde G_v é o peso do tambor inferior (kg). T_v (N) é dado pela Equação 20.

$$T_v = c_v \cdot k_a \cdot F_u - F_x - T_i \quad (20)$$

Onde c_v é o fator de acionamento para evitar o escorregamento entre a correia e o tambor durante o acionamento considerando o atrito entre os dois e k_a é o fator de acionamento que leva em consideração a potência do motor. Dunlop (1994) explica que, se a pré-tensão resultar em valor negativo, deve-se utilizar o valor igual a zero. O fator de acionamento c_v depende do fator de fricção adimensional μ entre o tambor e a correia, dado pela Equação 21.

$$C_v = \mu + 0,05 \quad (21)$$

O fator de acionamento da motorização k_a é calculado conforme Equação 22.

$$k_a = k + \frac{P_o}{P_r} \quad (22)$$

Onde P_o é a potência instalada do motor (kW) e k um fator que depende do tipo de acionamento e representa as perdas causadas pelo mesmo. Para um acoplamento mais rústico o valor de k é 2,2, conforme Dunlop (1994).

Com isso, calcula-se a T' conforme Equação 23, como tensão causada pelo retorno (N).

$$T' = F_x + T_i + T_v \quad (23)$$

Para garantir que não haverá escorregamento entre a correia o tambor, a desigualdade da Equação 24 deve ser satisfeita.

$$\frac{T}{T'} < e^{\mu \cdot \alpha} \quad (24)$$

Onde α é o ângulo de contato ($^\circ$) com a correia que para os elevadores é igual a 180° .

2.3 CÓDIGO EM VBA

Utilizar código em VBA (*Visual Basic for Application*) do Excel possibilita obter resultados instantâneos e permite modificar as variáveis observando o comportamento dos

resultados. “Microsoft Excel é um aplicativo de enorme poder e flexibilidade. Apesar de seu grande conjunto de recursos, há muitas coisas que o Excel ou não permite que você faça ou não permite que faça com facilidade, através de sua interface de usuário” (ROMAN, 2000).

Visual Basic for Applications (VBA) é uma linguagem de programação produzida pela empresa Microsoft, encontrado em todos os programas do pacote Office. Ele estende a capacidade do pacote Office e permite programar e automatizar funcionalidades e rotinas que não estão diretamente disponíveis. Conforme aponta Microsoft, uma programação em VBA tem ampla utilização quando é necessário automatização e repetição; o código é eficiente para soluções repetitivas, evitando geração e propagação de erros humanos. Dentre outras linguagens de programação, VBA em Excel demonstrou ser a mais acessível e foi escolhido para agilizar os cálculos e garantir sua correta solução, permitindo alterar as variáveis de entrada com flexibilidade e gerar resultados para análise de comportamento.

3 . CASO DE ESTUDO

3.1 APARATO EXPERIMENTAL

Parte do trabalho de pesquisa constituiu em mapear os cálculos fornecidos pela Dunlop (1994) e complementá-lo com outras referências bibliográficas para desenvolver um fluxograma capaz de dimensionar um elevador de canecas. Com a finalidade de ter uma plataforma, que fornecesse os resultados do dimensionamento de forma rápida e confiável decidiu-se escrever o fluxograma em código VBA com um *template* acessível, o qual foi escolhido o Excel.

A única adaptação feita às referências bibliográficas foi para o valor de H_o , uma vez que a bibliografia resulta em valores fisicamente inviáveis para um protótipo de tamanho tão reduzido. Foi utilizado um valor igual a 15% do valor da altura H do protótipo, baseado no que este valor representa nos cálculos de elevadores com alturas reais.

Para validar o método de dimensionamento e avaliar as teorias apresentadas pelas referências bibliográficas para se obter um elevador centrífugo, foi construído um protótipo de escala reduzida de um elevador de canecas.

3.1.1 *Template* para dimensionamento

A tarefa do código baseia-se em, a partir de dados de entrada, encontrar resultados, calculados com apoio das referências bibliográficas, e apresentar este resultado de forma simples e que seja intuitivo encontrar na tela do Excel. Os requisitos para obter uma apresentação visual funcional incluíram apresentar local para preencher os valores das

variáveis de entrada, cujas células possuem coloração em cinza claro, além de apresentar os resultados de forma organizada em células sem coloração, conforme figura apresentada no APÊNDICE A. O programa é capaz de apresentar, de forma relacionada, ao acionar a função no botão calcular, a velocidade necessária para o descarregamento centrífugo, a capacidade mássica, a potência requerida para o motor e também o diâmetro do tambor adotado que gera a velocidade tangencial necessária.

A partir dos cálculos apresentados neste trabalho, foi elaborado o fluxograma, pelo programa *Drawio*, conforme apresentado no APÊNDICE B. O código escrito a partir do fluxograma, em VBA, é acessado ao acionar a função através do botão “Calcular” no *template*.

A figura no APÊNDICE A apresenta o *template* e os resultados encontrados para o dimensionamento do protótipo. Foram escolhidas medidas que respeitassem esses resultados e que fossem física e economicamente viáveis. Com o dimensionamento do protótipo, foi possível, viabilizar a escolha dos materiais para atender aos valores calculados.

3.1.2 Protótipo do elevador de canecas

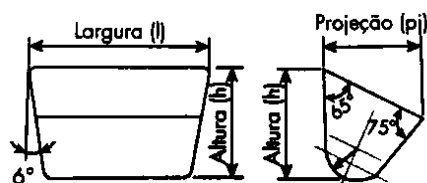
O modelo de elevador, escolhido para a construção em protótipo, foi o de um elevador de canecas centrífugo de correia, uma vez que possibilita utilizar velocidades mais altas, permitindo analisar a relação da velocidade e do comportamento do material ao deixar a caçamba e também permite validar as teorias sobre velocidade mínima para obter descarregamento centrífugo e não gravitacional. Para se obter um protótipo viável de construir e portar, escolheu-se uma altura próxima de 60cm.

O material da carcaça do protótipo, em policarbonato, foi escolhido a fim de possibilitar a visibilidade interna do sistema. A espessura do policarbonato de 3mm foi escolhida para que a estrutura pudesse fornecer sustentação ao sistema e permitir o corte a *laser* da chapa. Para fixar as chapas de policarbonato cortadas, foi utilizada cola própria para o material.

Segundo Mercúrio (2014), “As canecas do tipo A têm as partes laterais cortadas em ângulos de 65°, o que lhes proporciona considerável profundidade. São aplicadas na elevação de materiais de livre vazão, tais como grãos.” (MERCÚRIO, 2014, p. 283).

As menores canecas disponíveis no mercado possuem dimensões grandes para o protótipo. Por este motivo, decidiu-se fabricar canecas de impressão 3D. As dimensões da caneca obedeceram aos ângulos indicados pela bibliografia e as dimensões foram calculadas proporcionais às dimensões de uma caneca real. Tais ângulos são mostrados na Figura 4.

Figura 4 - Caneca com medidas necessárias para o correto descarregamento.



Fonte: Mercúrio (2014)

A correia foi escolhida em PVC com cobertura superior de tecido poliéster e cobertura inferior de tecido antiestático. A escolha do material procurou satisfazer ângulos de abraçamento, garantindo o contato necessário com o tambor para evitar escorregamento.

Para a escolha do material carregado, era intuitivo acreditar que ele deveria ser reduzido proporcionalmente para obedecer a escala do protótipo. Entretanto, utilizar o material com granulometria reduzida, poderia modificar o ângulo de acomodação e a interação entre seus grãos, afetando o descarregamento. Foi decidido que, se a granulometria não fosse grande o suficiente para prejudicar de forma considerável a capacidade das canecas, mas, ainda assim, menor que a granulometria máxima permitida para um elevador centrífugo, poder-se-ia utilizar o material na sua granulometria original. Segundo a Equação 3, a massa apresentada em ambos os lados da equação podem ser simplificada, ou seja, o descarregamento do material depende apenas do diâmetro do tambor e da velocidade aplicada. Assim, garante-se que a reação original do material seja mantida, pois o que é considerado é a reação do grão com a caneca e os ângulos da caneca que projetam o material para fora.

Para o tambor de 73cm de diâmetro, a velocidade resultante para ocorrer descarregamento centrífugo resultou em 0,596 m/s e 156,5 R.P.M. Para obter um sistemas de eixo e rolamento com baixo atrito, com uma boa qualidade de fabricação, optou-se por eixos de bicicletas com rolamentos. Os menores encontrados no mercado possuem comprimentos limitados que exigiram adaptações na carcaça do protótipo. Foram fabricadas arruelas soldadas ao eixo, para evitar sua movimentação horizontal, estas oferecem apoio à carcaça, escolhida de tubo de aço com espessura de 3,2mm. Foram encontrados desafios em fabricar tambores balanceados que evitassem vibrações. Foram necessários testes para avaliar a melhor forma de montagem para evitar que a solda entortasse o eixo.

Foi selecionado um motor que atendesse à potência exigida de 3W, valor obtido dos cálculos prévios. O motor utilizado foi um motor de acionamento de mecanismo elevador de vidro de aplicação automotiva, com pulsão de 8 dentes, corrente de 12V e rotação 98 R.P.M. O acoplamento foi feito por um adaptador fixado em engrenagem por chaveta.

Uma vez que a rotação do motor é inferior à rotação indicada pela bibliografia para ocorrer descarregamento centrífugo, foram fabricadas engrenagens para atingir 156,5 R.P.M. Também se fabricou engrenagem que resultasse em velocidade superior a indicada pela bibliografia de 257 R.P.M., para avaliação do comportamento do descarregamento. O material da engrenagem foi o acrílico e sua fabricação ocorreu por usinagem.

O esticamento por parafuso foi escolhido pela sua facilidade de construção e similaridade com as estruturas reais. O seu funcionamento consiste em exercer sobre o mancal, uma força empurrando-o para baixo ao rosquear o parafuso, enquanto a correia o puxa para cima, mantendo o eixo em equilíbrio e a correia sobre uma tensão constante. A rosca permite fazer este aperto e evitar que o parafuso e o eixo retornem. Esta estrutura evita que ocorra o desalinhamento da correia e que as caçambas choquem-se contra a carcaça.

3.2 ESTUDOS DE PROBLEMAS FÍSICOS

O cálculo de dimensionamento foi escrito baseado na bibliografia da Dunlop (1994) que demonstrou-se bastante completa, entretanto a mesma apresenta uma velocidade mínima a ser utilizada para se obter descarregamento centrífugo, mas não máxima. A partir da teoria de Colijn (1985), apresentada na Equação 3, foi possível escolher uma velocidade máxima a ser aplicada no protótipo para avaliar o descarregamento de 45°.

O teste sobre o método de dimensionamento deu-se em toda sua construção e funcionamento do protótipo a fim validar o indicado pela bibliografia. Foi alimentado o elevador com “bolinhas de sagu cru” para avaliar o seu descarregamento em ambas as rotações, a indicada pela bibliografia e uma velocidade superior. O sistema foi filmado a fim de registrar o comportamento do material durante o descarregamento.

4. RESULTADOS

4.1 COMPARATIVO ENTRE DIFERENTES REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

A partir dos dados de entrada listados na tabela I, os resultados fornecidos podem ser observados na tabela II, ambos no APÊNDICE C. Os nomes das referências estão na primeira linha e cada coluna apresenta os respectivos resultados, todos nas mesmas unidades.

Conforme é possível observar, os cálculos fornecidos por Dunlop (1994) indicaram, para um tambor de 73cm, uma velocidade mínima igual a 0,598 m/s, enquanto Colijn (1985), para o mesmo tambor, aponta que, para um descarregamento de 45°, a velocidade deve ser de 0,596m/s. A partir dos resultados é possível verificar uma aproximação entre Dunlop (1994)

apresentado pela Equação 1 e Colijn (1985) apresentado na Equação 3 para o cálculo da velocidade mínima e velocidade recomendada para uma descarga que seja centrífuga.

Para o cálculo da capacidade mássica, conforme a Equação 4 e Equação 5 é verificado uma diferença entre resultados que pode ser desconsiderada. Esta diferença advém do que é considerado como o material a ser elevado. Enquanto Dunlop (1994) calcula a densidade multiplicada pela capacidade estimada da caçamba em litros, Mercúrio (2014) utiliza o peso do material em uma caçamba em kg. Para o cálculo comparativo, é utilizado enchimento da caçamba de 100%.

Para a rotação, conforme a Equação 2, é verificado que a diferença entre Dunlop (1994) e Colijn (1985), que gera a diferença entre resultados, advém das diferentes formas consideradas como diâmetro da trajetória de rotação. Dunlop (1994) utiliza o diâmetro externo do tambor, enquanto Colijn (1985) utiliza o diâmetro do tambor mais parte da medida da altura da caçamba, como tentativa de verificar a rotação no centro de gravidade da caçamba.

Para a potência, conforme a Equação 12, é verificado que a diferença entre resultados decorre do método. Dunlop (1994) calcula a potência como a força periférica, que é a soma das resistências ao movimento, multiplicada pela velocidade. Fayad (1997) e Colijn (1985) multiplicam o peso do material elevado e a distância percorrida, levando em consideração um fator k , de perdas relacionadas ao acionamento multiplicado pelo diâmetro do tambor.

Os métodos de identificação das tensões diferem bastante. Dunlop (1994) utiliza a Equação 13 e a Equação 16 para identificar forças e tensões e validar o cálculo, garantindo que não haja deslizamento entre a correia e o tambor. Mercúrio (2014), utiliza equações que apresentam valores inferiores para a tensão e exigem pré-tensão maior, pois sua equação considera apenas parte do que é considerado por Dunlop (2014).

4.2 RESULTADOS DO DIMENSIONAMENTO DO PROTÓTIPO

Como resultados, observou-se que o método de dimensionamento permitiu fazer a escolha da motorização, escolha do material da correia e dimensionamento das engrenagens de forma que, ao ligar todo o sistema, este funcionou conforme a bibliografia propõe.

Obteve-se dificuldade em compreender o valor atribuído à altura adicional, H_o , apresentada na Equação 14, uma vez que ela é um fator referente à resistência de elevação do material para elevadores de portes bem maiores que o protótipo construído. Pela Tabela 1 no item 2.2 deste trabalho, o valor resultaria em um valor fisicamente inviável para o caso. Outra

dúvida surgiu com relação ao c_v , apresentado na Equação 20 do mesmo item, que indica como medir o fator de acionamento adimensional para evitar o escorregamento entre a correia e o tambor durante o acionamento considerando o atrito entre os dois. A bibliografia torna confuso o entendimento da sua correta aplicação e demandou bastante atenção para compreensão.

4.3 DESCARREGAMENTO DO ELEVADOR

Com o valor de rotação no eixo aplicado conforme indicado pela bibliografia, foi possível observar que os grãos percorrem o caminho descrito, abandonando a caçamba após a marcação de 45° , conforme fotos do APÊNDICE D. A figura I demonstra que antes da linha marcada de 45° não ocorre descolamento do material na caçamba. Nas figuras II e III, é possível identificar como o descarregamento segue. Nas figuras IV, V, VI, a sequência de fotos demonstra que os grãos seguiram o caminho previsto sem colidir com pontos indesejados da estrutura.

As figuras VII, VIII, IX mostram o experimento com uma velocidade superior à indicada. Na figura VII pode-se perceber que a caçamba inicia o descarregamento antes mesmo da demarcação de 90° e os grãos espalham-se colidindo com a carcaça e caindo no retorno nas figuras VIII e IX. Na figura IX, o efeito descrito como *backlegging* também pode ser observado pelo formato que a linha de material descreve, o que corrobora com a teoria de que maior velocidade pode gerar um maior retorno.

5. CONCLUSÃO

Verifica-se uma grande disparidade entre os diferentes métodos de cálculo de forças e potências requeridas para a motorização. Um fator relevante são as constantes de perdas adotadas, que diferem entre autores. É importante compreender que pode-se modificar o método de cálculo, utilizando a equação de resultado maior, caso se deseje ser mais conservador em um quesito específico.

Apesar de CEMA (2017) existir e disponibilizar informações para a indústria desde 1933, sua bibliografia para elevadores é pobre e pequena comparada com seus outros livros. Ainda, a dificuldade de encontrar referência traduzida para auxiliar na construção do fluxograma de dimensionamento demonstrou a escassez de informação no mercado nacional. Uma grande incoerência considerando a importância da indústria de grãos no país. Mesmo empresas que possuem experiência na construção deste equipamento, demonstraram encontrar

dificuldade em explicar alguns fatores adotados e encontrar informações adicionais. Os profissionais da área ficam dependentes de métodos de cálculos dos fabricantes.

O método descrito pela Dunlop (1994) demonstrou ser bem completo, entretanto, entre os cálculos apresentados, resultou em menores valores. Este autor também não menciona qual seria a velocidade máxima permitida, apenas mínima, para um descarregamento centrífugo ideal. Por fim, apesar de completo, a bibliografia dificulta a compreensão de algumas constantes adotadas e de algumas variáveis de tensões calculadas.

A tentativa de obter programas de simulação para modelar este complexo sistema de descarregamento mostrou-se inviável. Existem dificuldades e fatores que impossibilitam determinadas análises desta simulação, como por exemplo, limite para geração de partículas com granulometria para manter o enchimento e limite computacional, pois o tempo de simulação duraria semanas. Com isso, o desafio de construir um protótipo foi eficaz para representar a dificuldade de se construir equipamentos levando em consideração o dimensionamento e viabilidade econômica. O protótipo também permitiu acompanhar diferentes descarregamentos para duas diferentes velocidades.

Pode-se visualizar que maior velocidade não corresponde a maior capacidade e que é necessário compreender a trajetória do grão para garantir que o mesmo sairá pelo bocal superior. Para elevadores que carregam materiais granulares, cuja força centrípeta é dois terços da força gravitacional realmente obteve-se um descarregamento mais controlado.

5.1 TENDÊNCIA EVOLUTIVA

Para trabalhos futuros, é indicado que se verifique através do protótipo a veracidade dos outros resultados além da velocidade de descarregamento. Também é interessante tentar relacionar o aumento da velocidade com a perda da capacidade.

É indicado, aplicando no mesmo protótipo, diferentes materiais, analisar a real irrelevância da massa do grão durante o descarregamento. Também é indicado compreender melhor a influência dos atritos internos para diferentes dimensões de elevadores e a influencia do resultado do fator adicional de altura. Outro estudo que se mostrou interessante é a influência do formato das caçambas e do espaçamento entre elas na descarga e na capacidade de transporte do elevador.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BRASIL. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. **Projeções do Agronegócio: Brasil 2018/19 a 2028/29**. 10. ed. Brasília: SPA/MAPA, 2019.

BRASIL. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. **Agropecuária Brasileira em Números**: IBGE, 2019. Disponível em: <http://www.agricultura.gov.br/assuntos/politica-agricola/agropecuaria-brasileira-em-numeros>. Acesso em: 30 out. 2019.

CEMA - Conveyor Equipment Manufacturers Association. **Bucket Elevator Book**. 1st ed. [S.l]: Best Practices in Design, 2017.

COLIJN, H. **Mechanical Conveyors for Bulk Solids**. New York: Elsevier Science B.V., 1985. 4 v.

DUNLOP. **Conveyor Belt Technique Design and Calculation**. United Kingdom: [s.n.], 1994. 161 p.

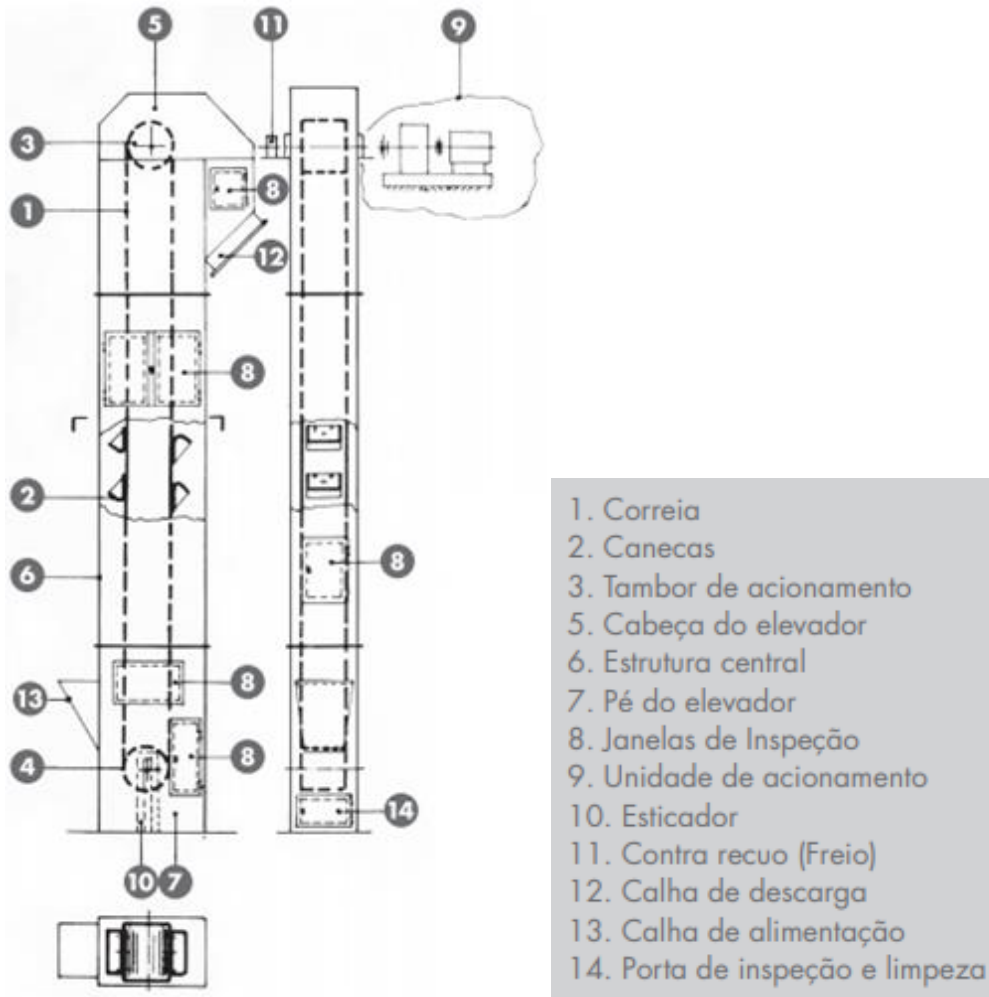
FAYAD, M. E; SKOCIR, T. S. **Mechanical Conveyors**: Selection and Operation. Pennsylvania: Technomic, 1997.

MERCÚRIO. **Manual Técnico de Correias Transportadoras**. 3. ed. São Paulo: Correias Mercúrio, 2014.

MICROSOFT. **Getting started with VBA in Office**. . [S. l.: s. n.], 2019. Disponível em: <https://docs.microsoft.com/en-us/office/vba/library-reference/concepts/getting-started-with-vba-in-office>. Acesso em: 03 jul. 2019.

ROMAN, S. **Desenvolvendo Macros no Excel**. Rio de Janeiro: Ciência Moderna Ltda, 2000.

ANEXO A – Figura do elevador
Figura Anexo A - Partes do elevador de caneca.



Fonte: Mercúrio (2014)

APÊNDICE A – Template do Excel

Figura Apêndice A – Template em Excel

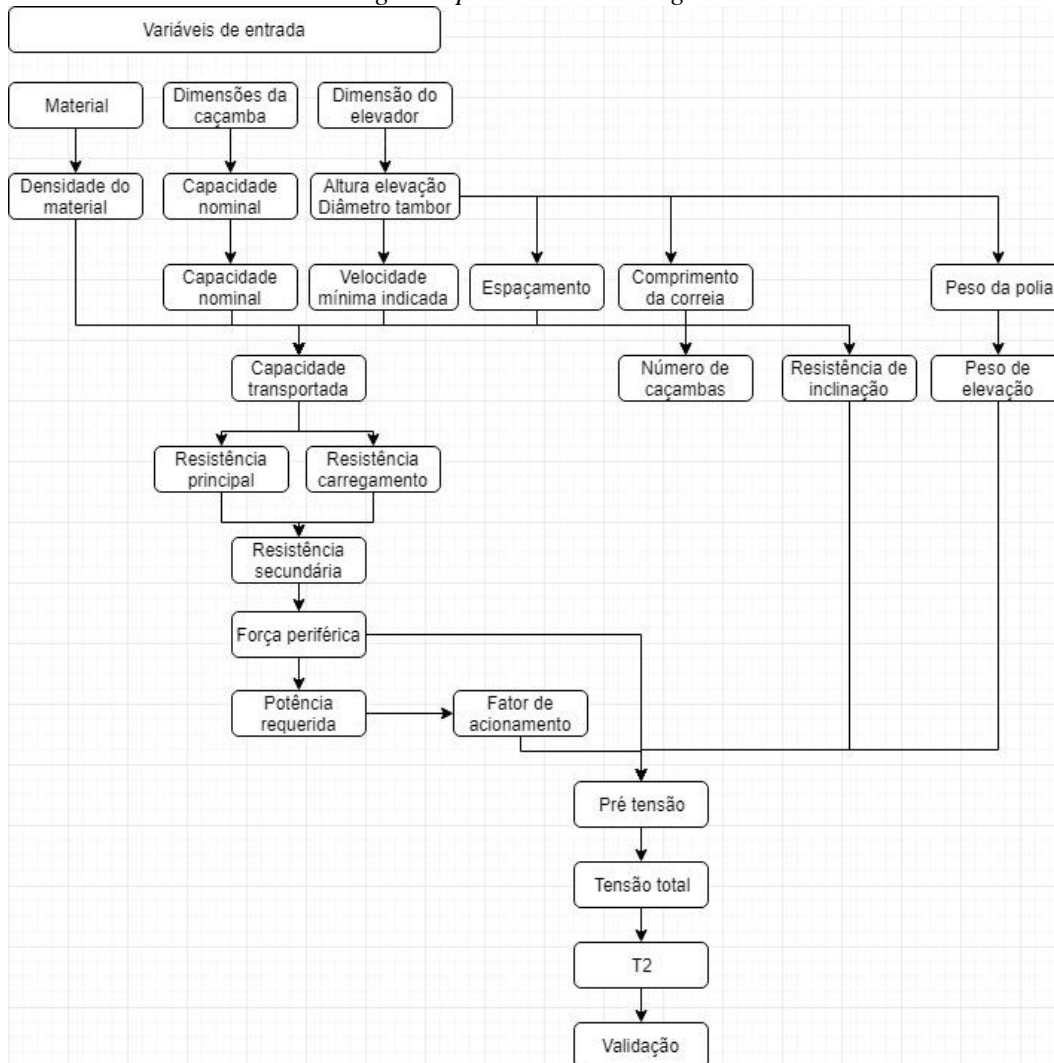
Elevador de Caçambas Centrifugo

Dados de entrada			Dados calculados - geral			Resistências		
		un.			un.			un.
Material	Milho	-	Velocidade recomendada	0,596	m/s	Força periférica	1,579	N
Grau de enchimento	1	-	Espaçamento de caçambas	0,057	m	Resistência principal	1,248	N
Densidade do pó de carregamento	0,72	t/m³	Volume de carregamento	0,632	m³/h	Resistência de carregamento	0,187	N
Diametro do rolo	0,073	m	Massa de carregamento (capacidade máxima transportada)	0,455	t/h	Resistência secundária	0,144	N
Distancia entre eixos	0,6	-	Peso do material por caçamba	0,012	kg	Altura adicional	0,09	m
Potencia instalada do motor	10	W	Rotação mínima	156,936	rpm	Fator para resistencias secundárias	1,1	-
Eficiência do motor	0,6	-	Tipo de elevador	Centrifugal Discharge	-			
Fator de segurança da correia	2	-	Largura indicada	0,066	m			
Número de fileiras	1	-	Comprimento da correia aberta	1,429	m			
			volume da caçamba	1,69E-05	m³			
			Capacidade nominal de uma caçamba	0,017	l			
Dados de entrada da caçamba			Potência			Correia		
		un.			un.			un.
Largura	A	0,045	Potencia de acionamento na polia	0,941	W	Força nominal da correia	0,481	N/mm
Comprimento	B	0,03564	Potencia requerida	1,569	W	Tensão	15,776	N
Altura da parte traseira	C	0,0405	Fator de acionamento - motor	14,025	-	Pré tensão	9,065	N
Altura da parte frontal	D	0,015795				Atrito Operação (arrumar)	0,300	-
Distância entre furos	F	0,0225				Razão T1/T2	1,111	-
Distância do furo até o topo	G	0,014275				Fator escorregamento	2,566	-
						Validação	OK	-
						Tensão efetiva	1,579	N

CALCULAR
LIMPAR

APÊNDICE B - Fluxograma da programação VBA

Figura Apêndice B – Fluxograma de cálculo



APÊNDICE C – Tabelas

Tabela I – Dados de entrada para comparação de método.

TABELA I - Dados de entrada			un.
Grau de enchimento	φ	1	-
Densidade do pó de carregamento	ρ	0,72	t/m ³
Diâmetro do tambor	D	0,073	m
Capacidade nominal de uma caçamba	V _u	0,017	l
Número máx. de caçambas no eixo (2 a 4)	-	2	-
Distancia entre eixos	H	1	m
Potência instalada do motor	P _o	10	W
Eficiência do motor	η	0,65	-
Fator de segurança da correia	S	2	-
Número de fileiras	n ^o	1	-

Tabela II – Resultados para diferentes métodos de cálculo.

Tabela II		Dunlop	Mercúrio	Fayad	Colijn	un.
Velocidade recomendada	v	0,598	-	0,596	0,596	m/s
Massa de carregamento	Q_M	0,476	0,635	0,504	0,504	t/h
Rotação	n	156,552	-	-	144,693	R.P.M
Potência requerida	P'	2,524	3,120	3,038	3,038	W
Tensão efetiva	T_e	2,632	3,389	-	-	N
Força nominal da correia	-	0,550	1,038	-	-	N/mm

Tabela III – Resultados da tensão para diferentes métodos de cálculo.

Tabela III		Dunlop	Mercúrio	un.
Tensão	T	18,060	6,948	N
Tensão efetiva	T_e	2,632	3,389	N
Pré tensão	T_v	7,521	5,149	N

APÊNDICE D – Fotos do experimento em protótipo

Figura I, II e III – Comportamento do grão para a velocidade indicada.

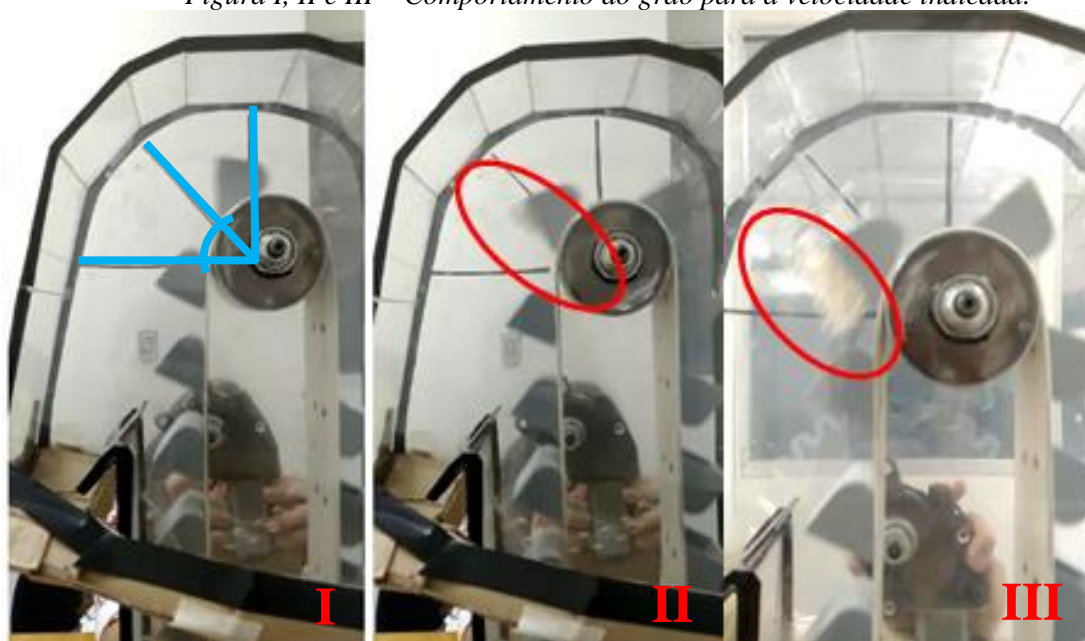


Figura IV, V e VI – Comportamento do grão para a velocidade indicada.

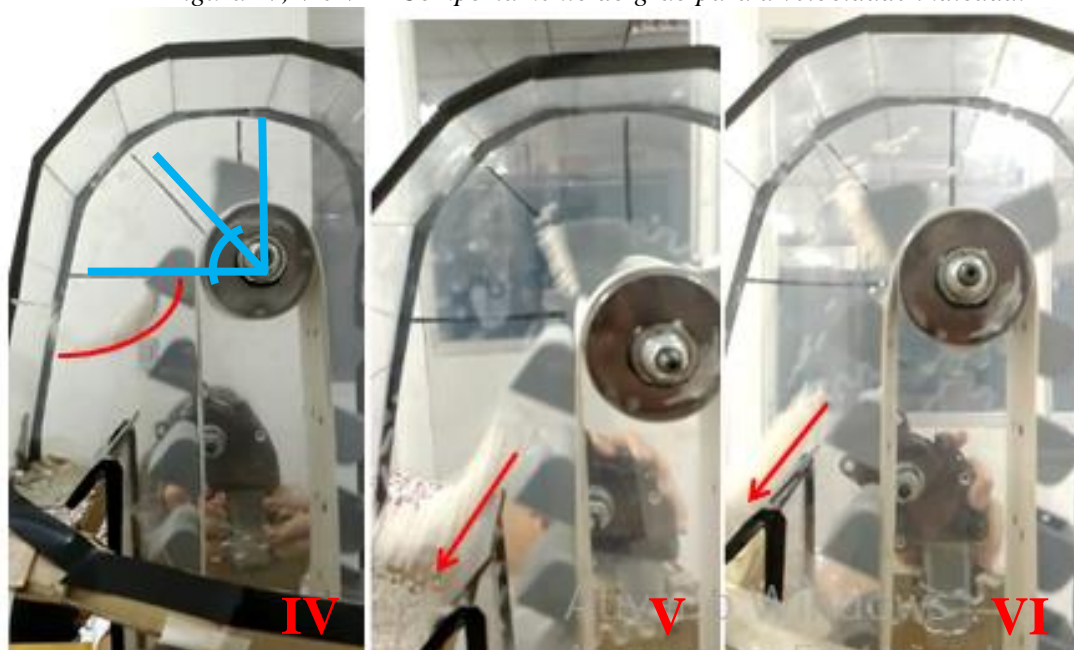


Figura VII, VIII e IX – Comportamento do grão para a velocidade maior que indicada.

