

## APLICAÇÃO DE ENGENHARIA REVERSA EM UM GUINCHO ELÉTRICO

*Huesllyn Jankovski<sup>1,2\*</sup> & Diego Alves de Miranda<sup>2</sup>*

### RESUMO

JANKOVSKI, H.; MIRANDA, D. A. Aplicação de engenharia reversa em um guincho elétrico. *Perspectivas Online: Exatas & Engenharia*, v. 11, n. 31, p. 24-43, 2021.

A qualidade, eficácia e aplicabilidade de um equipamento mecânico está diretamente relacionada à aprovação e validação das especificações de projeto, porém em casos específicos em que tais documentações encontram-se indisponíveis, a utilização das técnicas de engenharia reversa são indispensáveis. Com base nesses aspectos e necessidades, este estudo aplica técnicas de engenharia reversa para a obtenção de dados qualitativos e posteriormente a análise quantitativa do sistema, buscando assim delimitar a capacidade de carga em um guincho elétrico de fabricação artesanal. Além disso, o estudo demonstrou dois métodos distintos para a obtenção de

rendimento em engrenagens cilíndricas de dentes retos, comparando-os e analisando suas diferenças. Também foi avaliado o impacto do óleo lubrificante sobre o coeficiente de atrito, e posteriormente, seu impacto no rendimento final obtido por meio de ambos os métodos. Os resultados demonstraram que o sistema obteve um ganho próximo a 214% na capacidade de carga do guincho ao comparar a quinta, e a primeira marcha. O estudo foi de suma importância para garantir qualidade de trabalho, eficácia de execução e aplicabilidade correta do equipamento, garantido assim ao operador a segurança prevista em normativas.

**Palavras-chave:** Engenharia Reversa; Rendimento de Transmissão; Capacidade de Carga; Guincho Elétrico Artesanal.

<sup>1\*</sup>HJK Engenharia;

<sup>2</sup>Universidade do Estado de Santa Catarina - UDESC.

## REVERSE ENGINEERING APPLICATION IN AN ELECTRIC WINCH

*Huesllyn Jankovski<sup>1,2\*</sup> & Diego Alves de Miranda<sup>2</sup>*

---

### ABSTRACT

JANKOVSKI, H.; MIRANDA, D. A. Reverse engineering application in an electric winch. **Perspectivas Online: Exatas & Engenharia**, v. 11, n. 31, p. 24-43, 2021.

The quality, effectiveness, and applicability of a mechanical equipment are directly related to the approval and validation of the design specifications; however, in specific cases where such documentation is unavailable, reverse engineering techniques are essential. Based on these aspects and needs, this study applies reverse engineering techniques to obtain qualitative data and later the system's quantitative analysis, thus seeking to delimit the load capacity in a hand-made electric winch. Also, the study demonstrated two different methods for obtaining performance in spur cylindrical gears, comparing them and

analysing their differences, as well as evaluating the impact of the lubricating oil within the friction coefficient and subsequently its impact on the final yield obtained through both methods. The study of this system demonstrated the achievement of a gain close to 214% in the load capacity of the winch when comparing the fifth and the first gear. The study was of paramount importance to ensure the quality of work, effectiveness of execution, and correct applicability of the equipment, thus guaranteeing the operator the safety of regulations.

**Keywords:** Reverse Engineering; Transmission Performance; Load Capacity; Handcrafted Electric Winch.

---

<sup>1\*</sup>HJK Engenharia;

<sup>2</sup>Universidade do Estado de Santa Catarina - UDESC.

## 1. INTRODUÇÃO

A evolução tecnológica da indústria e a entrada na nova revolução industrial abriu as portas para a chamada Indústria 4.0 e a disputa pelo domínio do mercado nesse tipo de indústria vem impactando de forma direta a participação da engenharia no desenvolvimento de novos produtos, melhorias contínuas, aprimoração de processos de fabricação, tudo isso com a melhor otimização de tempo possível.

Vindo de encontro a tais necessidades uma nova técnica para aplicações de conceitos de engenharia ganhou espaço, conhecida como Engenharia Reversa – ER. Essa técnica se difundiu de maneira a ser indispensável em setores industriais, sejam eles, pesquisa e desenvolvimento, manufatura, manutenção e análises de produto, diversos estudos recentes demonstram a ampla aplicação da ER no cenário atual.

Bauer et al. (2019) aplicaram técnicas de Engenharia Reversa combinadas com a manufatura aditiva a fim de diminuir o tempo gasto em trocas de lâminas de turbinas quebradas. No entanto, a aplicação da engenharia reversa vai muito além do que só a redução do tempo. A ER é utilizada também para a criação de novos produtos a partir de outros já existentes, a correção de quebra e falhas em ferramentais de produção, ou máquinas, comum acordo de qualidade entre cliente e fornecedores.

Anggoro et al. (2015) demonstraram a modelagem de um novo *design* de produto dentro da indústria cerâmica por meio da ER. Neste caso, o projeto do novo produto foi realizado a partir de outro já existente, o que resultou na diminuição significativa do tempo de projeto necessário para ele, diminuindo custos com protótipo, e *TryOuts* de produção. Lippman et al. (2020) aplicaram um processo de Engenharia Reversa eficaz, para validar o *layout* de projetos físicos, com base no modelo de design de referência, já Liu et al. (2020) utilizaram das técnicas de Engenharia Reversa, para elaborar uma análise de elementos finitos na deformação de soldas por resistência em chapas de aço complexo, Yanamandra et al. (2020) utilizaram técnicas de Engenharia Reversa para desvendar o caminho percorrido por uma máquina de impressão 3D, durante a impressão.

Diversas tecnologias e métodos foram implementados, como máquinas automáticas, e automação em diversos setores, *softwares*, com ferramentas assistidas por computador, sendo elas *Computer-Aided Design* - CAD, *Computer-Aided Engineering* - CAE, e *Computer-Aided Manufacturing* – CAM. Essas tecnologias, junto a evolução de métodos de medição, tornaram a aplicação da ER mais rápida, precisa e confiável. Oliveira e Rolin (2020) Aplicaram a utilização da tecnologia CAE, elaborando uma análise computacional pra verificar a incidência de falhas na estrutura de uma lança de um guindaste *offshore*.

O estudo presente aplica a Engenharia Reversa a fim de definir a capacidade de um guincho elétrico de fabricação artesanal acoplado a uma caixa de câmbio de cinco velocidades, as técnicas de ER facilitam esse processo, podendo assim remodelar o equipamento em *software* CAD de maneira fidedigna, bem como analisar o comportamento e funcionamento do sistema, Ramnath et al. (2018) aplicou a engenharia reversa em um estudo parecido para redesenhar um virabrequim, obtendo sucesso ao realizar análises no comportamento de outros materiais com o formato exato do virabrequim.

Durante o estudo foram apresentados modelos distintos para a definição do rendimento na caixa de câmbio. Esses modelos são embasados em diversos fatores de influência, fazendo com que as deduções a partir da Engenharia Reversa utilizem método conservador, este permite

uma confiabilidade nos valores finais definidos, fazendo com que a probabilidade de falha nos resultados seja praticamente nula. Para essa definição conservadora no rendimento da caixa de câmbio foi apresentado o impacto de diferentes óleos lubrificantes no rendimento final do sistema de transmissão. Após todas os estudos e deduções foi possível aplicar o método de transmissão de potência no sistema, obtendo assim o torque final, bem como a capacidade de carga do equipamento.

## 2. METODOLOGIA

Para compreender a proposta deste estudo, será demonstrado inicialmente o problema em questão, bem como a sequência dos métodos para cálculo do rendimento em cada par de engrenagem que compõe o câmbio de cinco velocidades, as etapas para cálculo da transmissão de potência por cada estágio da transmissão.

### 2.1 Problemática

Este estudo teve como finalidade analisar e verificar a capacidade de carga, bem como a eficácia da caixa de câmbio em um sistema de transmissão acoplado a um guincho elétrico de construção artesanal no qual encontra-se ausente de documentos e especificações de projeto. Isto porque existe a importância de delimitar seus parâmetros de atuação evitando a ocorrência de falhas na operação e os possíveis danos causados pelas mesmas. A aplicação inadequada de um determinado equipamento na execução de tarefas compromete a segurança de operação, qualidade de execução, o tempo do processo, a viabilidade econômica, além de gerar danos ao equipamento utilizado e reduzindo a eficácia do mesmo em aplicações futuras. A Figura 1 apresenta o guincho no qual o estudo será abordado.

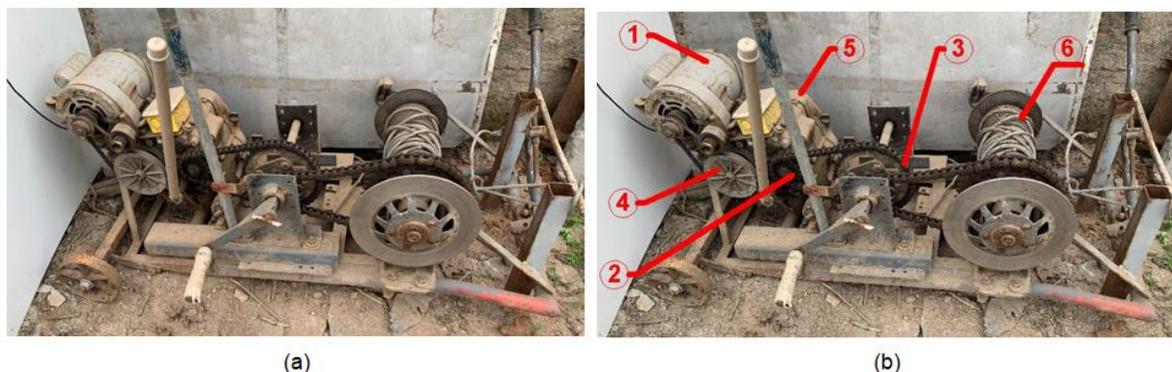


Figura 1: Guincho elétrico de carga. a) Visão Geral do Sistema. b) Indicações dos principais componentes.

A Figura 1a. demonstra o equipamento desse estudo de forma geral, que se trata de um guincho elétrico fabricado de forma caseira com base na reutilização de componentes. Já na Figura 1.b é possível observar indicações em seu motor elétrico de acionamento (1), o sistema de transmissão, incluindo engrenagens (2), correntes (3), polias (4) e caixa de câmbio (5), bem como o cabo de aço (6) e sua estrutura.

### 2.2 Aplicação de engenharia reversa

Para a análise da capacidade de carga, e a verificação da eficácia na aplicação da caixa de câmbio, foi necessário a utilização de uma crescente técnica de engenharia conhecida como Engenharia Reversa – ER.

### 2.2.1 Medição

A primeira etapa foi realizar a desmontagem e medição do equipamento. Essa etapa exige minuciosidade pelo fato de que algum erro de interpretação de funcionamento, ou erro de medição compromete o estudo. Tang et.al. (2016) demonstram um Método para aplicação de uma de árvore hierárquica de sistema a fim de definir componentes críticos de manutenção

Para realizar a medição alguns instrumentos de medições foram utilizados como apoio, sendo eles paquímetro universal e micrometro universal, responsáveis por mensurar dimensões lineares e o goniômetro capaz de mensurar dimensões angulares.

### 2.2.2 Modelagem

Após a etapa de medição, foi feito um modelo 3D com o auxílio do *software SolidWorks 2016*, que é capaz de modelar todos os componentes tanto estático quanto dinâmico que compõem o sistema. A modelagem completa do sistema permitiu uma melhor observação de forma dinâmica o funcionamento do guincho, realizando todos os estudos necessários para delimitar a capacidade de carga e estabelecer um parâmetro de eficiência na caixa de câmbio.

### 2.3 Análise do sistema

Após a etapa de modelagem 3D, foi possível rastrear o caminho da potência transferida por meio dos elementos de transmissão (polias, engrenagens, correntes, rolamentos, eixos, etc.). Este rastreamento foi coletado com um fluxograma de componentes e transmissões. Com a modelagem completa e dados computados foi possível dar início a etapa de determinação da capacidade de carga.

### 2.4 Cálculos de transmissão de potência

Para a definição da capacidade de carga do sistema foram necessárias algumas premissas iniciais que compõem a transmissão, sendo elas a rotação, potência, rendimento, velocidades angulares e periféricas dos componentes de transmissão. O torque final do sistema é atribuído diretamente a capacidade de carga do guincho, a partir de estudos de Melconian (2013) a relação do momento torsor em (Nm) é definida pela equação 1.

$$M_T = \frac{P}{\omega} \quad (1)$$

Onde que P é a potência medida em (W) e  $\omega$  é a velocidade angular, definida em (rad/s). No entanto Melconian (2013) demonstra também que em qualquer meio de transmissão a perda de potência por meio de atrito entre superfícies, agitação do lubrificante, escorregamento, entre outros fatores é inevitável. Sendo assim, é possível definir a potência útil da transmissão em (W) pela equação 2.

$$P_u = P_e - P_d \quad (2)$$

Sendo que  $P_e$  é a potência de entrada em (W) e  $P_d$  é a potência dissipada em (W). A fim de definir a potência útil e dissipada de sistemas não conservativos, foi estabelecida uma variável de rendimento na qual é a razão entre a potência útil do sistema e a potência de entrada. Niemann (1971) estabelece algumas características de diferentes tipos de transmissão nas quais é possível observar o rendimento total de cada tipo de transmissão. Os rendimentos são dados pela Tabela 1.

Tabela 1: Características dos diferentes tipos de transmissão construídos e projetados. Fonte: Adaptado de Niemann, 1971.

<b>Tipo de Transmissão</b>	<b>Rendimento Total (%)</b>
Transmissão por engrenagens cilíndricas	96 – 99
Transmissão planetária por engrenagens cilíndricas	98 – 99
Transmissão por parafuso sem-fim	45 - 97
Transmissão por corrente	97 - 98
Transmissão por correia plana	96 - 98
Transmissão por correia em V	94 - 97
Transmissão por rodas de atrito	95 - 98

Na Tabela 1 é observado que a transmissão por parafuso sem fim é a que apresenta a maior variação no rendimento total, enquanto as transmissões por correntes e planetária por engrenagens cilíndricas apresentam a menor variação. É possível retirar da tabela os rendimentos das transmissões impostas no guincho sendo elas, transmissão por engrenagens cilíndricas, correntes e correia V. A fim de manter durante as técnicas de ER um processo conservador nas deduções e especificações de produto, foram utilizados os valores mínimos de rendimento para cada transmissão. Porém a perda de potência não ocorre apenas no processo de transmissão, os mancais de apoio também dissipam potência possuindo assim um rendimento efetivo, Melconian (2013) demonstra esse rendimento através da tabela 2.

Tabela 2: Rendimento para tipos de mancais. Fonte: Adaptado de Melconian, 2013.

<b>Tipo de Mancal</b>	<b>Rendimento (un)</b>
Rolamento (par)	0,98 – 0,99
Deslizamento (par) (bucha)	0,96 – 0,98

No processo Engenharia Reversa, na qual foi aplicada a desmontagem e medição do equipamento, foi possível computar que ele possui pares de rolamento e buchas deslizantes, atendendo os critérios do método conservador nas deduções, foram considerados os mínimos valores de rendimento.

### 2.5 Método para encontrar o rendimento na transmissão da caixa de câmbio

Para a caixa de câmbio acoplada no sistema de transmissão, o estudo do rendimento para cada engrenagem é necessário, pois Henriot (1979) estabelece que o rendimento de uma engrenagem é dado pela equação 3.

$$\eta = \frac{W_u}{W_d} \quad (3)$$

Onde que  $W_u$  é o trabalho útil o qual é transmitido pela engrenagem em (J), já  $W_d$  é o trabalho disponível na engrenagem em (J). Henriot (1979) afirma que o trabalho útil é a diferença do trabalho dissipado por atrito durante o trabalho desenvolvido pelas engrenagens, sendo assim é possível observar que a força de atrito está diretamente ligada ao rendimento das engrenagens.

Buckingham (1949) diz respeito que o coeficiente de atrito é variável conforme a velocidade de escorregamento, demonstrando com experimentos que em baixas velocidades o valor do atrito é alto, já em altas velocidades o atrito é baixo, isto é levado em consideração pois a transmissão no guincho apresenta um câmbio de cinco velocidades permitindo assim uma variação do coeficiente de atrito nos pares de engrenagem, alterando assim o rendimento das mesmas. Por mais que a variação do rendimento entre as engrenagens seja baixo, o estudo tem por objetivo avaliar a eficácia desse tipo de sistema em um guincho de carga. Sendo assim, é válida a definição mais exata possível para o conjunto.

O método usado para estabelecer o coeficiente de atrito é embasado no modelo de Niemann (1971). Pois Niemann e Winter (1983) estabelecem que o coeficiente de atrito não depende apenas da velocidade de escorregamento, mas também varia de acordo com a carga aplicada, viscosidade do óleo lubrificante, a rugosidade do material e a largura dos dentes da engrenagem. Sendo assim, foi possível estabelecer etapas para mensurar o coeficiente de atrito e posteriormente o rendimento em cada par de engrenagens. Inicialmente foi calculado o raio médio de curvatura em (mm), expresso pela Equação 4.

$$\rho_m = \frac{r_1 \sin \alpha}{\left(1 + \frac{1}{i}\right)} \quad (4)$$

Na Equação 4  $r_1$  é o raio primitivo da engrenagem motriz em (mm),  $\alpha$  é o ângulo de pressão em graus, e  $i$  é a relação de transmissão do engrenamento. O fator do efeito da rugosidade é representado pela Equação 5.

$$X_r = 3,8 \left(\frac{R_a}{D_1}\right)^{1/4} \quad (5)$$

No qual  $R_a$  é a rugosidade média em ( $\mu\text{m}$ ) e  $D_1$  é o diâmetro primitivo da roda motora em (mm). A força normal em (N) relacionada ao torque aplicada a engrenagem é representada pela Equação 6.

$$F_n = \frac{M_T}{r_1 \cos \alpha} \quad (6)$$

Sendo que  $M_T$  é o torque do sistema em (Nm) pode-se observar que a força normal do sistema é inversamente proporcional ao raio primitivo da engrenagem. Desta forma, engrenagens com raios maiores possuem uma força normal baixa. No entanto, tratando matematicamente a equação é possível observar que o torque é diretamente proporcional ao raio da engrenagem fazendo com que engrenagens com maiores raios primitivos possuam altos momentos torsores, assim como raios menores possuem torque menor. Segundo Mazzo (2013) a distância de acesso e a distância de recesso são dadas pelas Equações 7 e 8 respectivamente.

$$g_1 = \frac{1}{2} \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} - d_{b1} \tan \alpha \right) \quad (7)$$

$$g_2 = \frac{1}{2} \left( \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - d_{b2} \tan \alpha \right) \quad (8)$$

Onde  $d_a$  é o diâmetro da cabeça da engrenagem em (mm), e  $d_b$  é o diâmetro da base da engrenagem em (mm). A velocidade média em (m/s) de escorregamento é atribuída conforme os valores da velocidade angular, raios primitivos, ângulo de pressão e escorregamento total, sendo possível ser determinada pela Equação 9.

$$V_{cm} = \frac{4\omega_1 r_1 \sin \alpha + g(\omega_1 - \omega_2)}{2} \quad (9)$$

A partir de tais parâmetros é possível aplicar o modelo de Niemann (1971) para assim estabelecer o coeficiente de atrito, o modelo é dado pela Equação 10.

$$\mu = 0,045 \left( \frac{K_a \frac{F_n}{b}}{V_{cm} \rho_m} \right)^{0,2} \eta_m^{-0,05} X_r \leq 0,2 \quad (10)$$

Na Equação 10 pode-se observar que  $b$  é a largura do dente, além da presença de  $K_a$  definido como fator de operação, Mazzo (2013) apresenta que essa variável combina as irregularidades das máquinas motoras e movidas, bem como a absorção de choques, ele demonstra diversas aplicações. Dentre elas, é definido que a máquina motora e a máquina movida do guincho de carga estudado possuem choques uniformes, sendo assim o valor estabelecido para  $K_a = 1,00$ .

Outro fator a ser observado é  $\eta_m$ , que representa a viscosidade dinâmica do óleo lubrificante em (mPas). Mazzo (2013) demonstra que a viscosidade do lubrificante influencia na capacidade de carga, afirmando que quanto maior a viscosidade maior a capacidade de carga. Como a viscosidade apresenta variação conforme a temperatura de funcionamento, a mesma foi considerada constante para estudos.

Após a determinação do coeficiente de atrito foi possível obter o rendimento do par de engrenagem. Para tal rendimento, dois modelos distintos serão abordados no estudo, sendo eles o modelo de Niemann (1971), e o modelo apresentado por Flores e Gomes (2014). O modelo de Niemann (1971) é apresentado pela Equação 11, já o modelo de Flores e Gomes (2014) pela equação segundo a Equação 12.

$$\eta = 1 - \mu \pi \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) (1 - \varepsilon + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad (11)$$

$$\eta = 1 - \frac{\mu(l_a^2 + l_b^2)(i+1)}{\pi \varepsilon z_2 m^2 (\cos \alpha)^2} \quad (12)$$

Na equação 16 é visto  $m$  definido como o valor de módulo da engrenagem. Para o cálculo dos parâmetros necessários para o rendimento do modelo de Flores e Gomes, é aplicado com base nos estudos de Budynas e Nisbett (2016) e tratamentos matemáticos de Flores e Gomes (2014). Pode-se definir o comprimento de aproximação em (mm), o comprimento de afastamento em (mm) e a relação de condução pelas Equações 13, 14, e 15 respectivamente.

$$l_a = \sqrt{(r_2 + h_{a2})^2 - r_2^2 (\cos \alpha)^2} - r_2 \sin \alpha \quad (13)$$

$$l_f = \sqrt{(r_1 + h_{a1})^2 - r_1^2 (\cos \alpha)^2} - r_1 \sin \alpha \quad (14)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\pi \cos \alpha} \left[ \sqrt{\frac{Z_2^2}{4} (\sin \alpha)^2 + Z_2 + 1} + \sqrt{\frac{Z_1^2}{4} (\sin \alpha)^2 + Z_1 + 1} - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \sin \alpha \right] \quad (15)$$

Onde os índices 1 e 2 representam, respectivamente, o pinhão e a coroa, sendo  $h_a$  a altura da cabeça do dente em (mm). É evidente que na Equação 15 a relação de condução depende exclusivamente do número de dentes e o ângulo de pressão.

Com os rendimentos definidos para cada etapa da transmissão foi possível estabelecer a transferência de potência em cada etapa.

## 2.6 Adaptações normativas

Nas seções anteriores foi possível detectar os componentes, bem como avaliar o rendimento em cada etapa da transmissão, o que tornou possível delimitar a capacidade de carga do guincho, a qual é de suma importância, a fim de correlacionar o mesmo junto a sua aplicação adequada, promovendo assim a segurança de operação adequada para o mesmo.

No Brasil, as Normas Regulamentadoras - NRs regulam a segurança e medicina do trabalho e são de cunho obrigatório para empresas públicas e privadas, as quais possuem empregados regidos pela Consolidação das Leis do Trabalho – CLT. Em específico a NR11, determina normas de segurança sobre Transporte, Movimentação, Armazenagem e Manuseio de Materiais. A mesma detalha que equipamentos utilizados na movimentação de materiais incluindo guinchos devem ser calculados e construídos de forma a oferecer a resistência e segurança adequada.

Por mais que o guincho analisado no estudo não pertença às empresas que possuem empregados regidos pela CLT, se faz necessário a adequação do mesmo com a norma, possibilitando assim que ele seja utilizado na indústria. Com este propósito, é necessário calcular a capacidade de carga.

## 2.7 Delimitações da capacidade de carga

A partir dos dados já definidos é possível estabelecer a capacidade de carga do guincho, o cálculo é dividido em etapas sendo elas:

- Etapa 01: Calcular a velocidade angular na polia motora e movida.

De acordo com Melconian (2013) a velocidade angular, pode ser obtida através de uma relação com a rotação dada pela Equação 16, onde  $n$  é a rotação em (rpm).

$$\omega = \frac{n\pi}{30} \quad (16)$$

- Etapa 02: Calcular a potência útil transmitida pela primeira redução.

A potência útil do sistema pode ser obtida através da Equação 17, onde  $\eta$  é o rendimento e  $P_e$  é a potência de entrada em (W).

$$P_u = P_e * \frac{\eta}{100} \quad (17)$$

- Etapa 03: Calcular a velocidade angular nas engrenagens motora e movida da segunda redução.
- Etapa 04: Calcular a potência útil transmitida pela segunda redução.

- Etapa 05: Definir o engrenamento da marcha acoplada na redução, (1ª, 2ª, 3ª, 4ª, ou 5ª).
- Etapa 06: Calcular a velocidade angular nas engrenagens motora e movida da terceira redução.
- Etapa 07: Calcular a potência útil transmitida pela terceira redução.
- Etapa 08: Calcular a velocidade angular nas engrenagens motora e movida da quarta redução.
- Etapa 09: Calcular a potência útil transmitida pela quarta redução.
- Etapa 10: Calcular a velocidade angular nas engrenagens motora e movida da quinta redução.
- Etapa 11: Calcular a potência útil transmitida pela quinta redução.
- Etapa 12: Estabelecer o torque após a última redução.
- Etapa 13: Estabelecer a força resultante a partir do momento torsor.

A força pode ser estabelecida a partir do momento torsor como demonstrado na Equação 18.

$$F = \frac{M_T}{d} \quad (18)$$

Onde  $d$  é a distância em (m) onde a força é aplicada até onde o momento torsor é realizado. A partir de todas as definições, é possível realizar a análise dos resultados, delimitando assim potencial funcionamento do sistema, assim como realizar comparativos de funcionamento.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O capítulo apresenta os resultados encontrados seguindo os métodos apresentados nas seções anteriores, bem como a discussão sobre os resultados obtidos.

#### 3.1 Aplicação da engenharia reversa

A fim de estabelecer um meio simplificado para a aplicação da ER, tornando mais nítida a função de cada componente no sistema, foi desenvolvido uma árvore hierárquica do sistema, A árvore hierárquica é apresentada pela Figura 03.

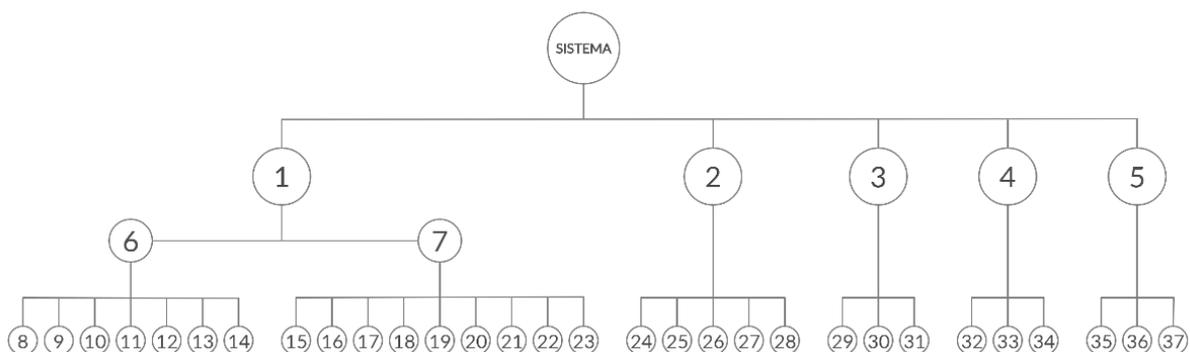


Figura 3: Árvore hierárquica do Sistema.

Na Figura 3 observa-se a árvore hierárquica do guincho, com seus subsistemas, unidades e respectivos componentes. A transmissão apresenta unidades distintas, sendo eles o conjunto de transmissão e a caixa de câmbio, na Tabela 3 é possível observar o componente correspondente a cada numeração da árvore hierárquica.

Tabela 3: Descrição árvore hierárquica.

Nº	Descrição	Nº	Descrição	Nº	Descrição	Nº	Descrição
1	Transmissão	11	Engrenagens Motoras	20	Engrenagens Motoras	29	Inversor
2	Estrutura	12	Engrenagens Movidas	21	Buchas	30	Eixo
3	Motor	13	Buchas	22	Rolamentos	31	Terminal Elétrico
4	Trem de Força	14	Rolamentos	23	Eixos Árvore	32	Cabo de Aço
5	Sistema de Freio	15	Polias	24	Fixadores	33	Rolete
6	Caixa de Câmbio	16	Correia	25	Chassi	34	Guia
7	Conjunto de Transmissão	17	Corrente ASA 40	26	Chapas de Estrutura	35	Disco de Freio
8	Embreagem	18	Corrente ASA 50	27	Suportes de Sustentação	36	Pastilha de Freio
9	Eixo Primário	19	Engrenagens Movidas	28	Mancais	37	Acionamento
10	Eixo Secundário						

Com a árvore hierárquica foi possível aplicar as técnicas de engenharia reversa a fim de obter um modelo 3D em ferramenta CAD, dando início à análise completa do funcionamento do sistema e estabelecendo todos os cálculos previstos.

### 3.2 Análise do sistema

O sistema principal no funcionamento do guincho é sua transmissão, a qual tem por objetivo transmitir a potência, torque e rotação do motor por meio de seus subsistemas e elementos, sendo eles, correia, polias, engrenagens, correntes, rolamentos, eixos e caixa de câmbio. A Figura 04 representa o sistema de transmissão do guincho.

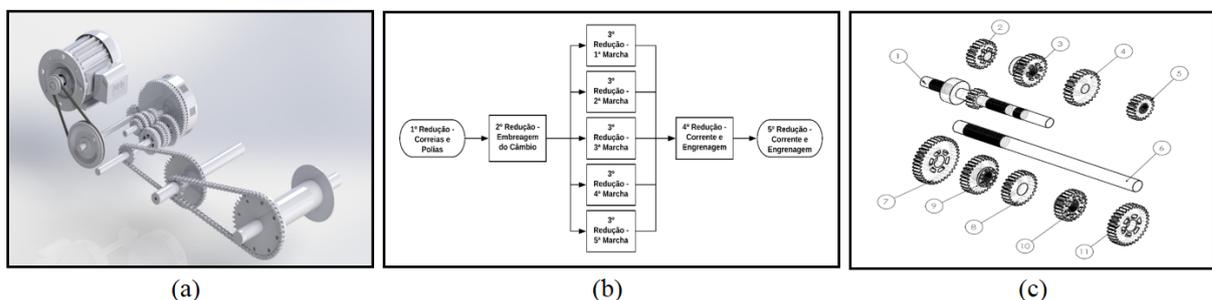


Figura 4: Sistema de Transmissão. a) Representação em CAD. b) Fluxograma de reduções sofridas no sistema. c) Vista explodida do câmbio.

Na Figura 4.a pode ser visto o caminho percorrido pelo sistema de transmissão, desde a saída do motor até o cabo de aço. Nesse caminho é possível observar que a transmissão sofre cinco reduções de velocidade de aumento de torque demonstradas pela Figura 4.b., que demonstra a primeira redução é feita por correias e polias, subsequentemente a redução por engrenagens na embreagem da caixa de câmbio, na caixa de marchas essa redução é variável dependendo do par de engrenagens selecionado, posteriormente duas reduções impostas por engrenagens e correntes.

Na figura 4.c. é possível observar a vista explodida das engrenagens dispostas na caixa de câmbio, as quais tornam o torque variável durante a terceira redução conforme a marcha engrenada. A Figura 4.c. demonstra também o eixo primário e secundário, juntamente com cada par de engrenagem apresentados pela numeração e descrição conforme Tabela 4.

Tabela 4: Lista dos componentes do câmbio de 5 velocidades.

Número	Descrição	Número	Descrição
1	Eixo Primário	7	Engrenagem Secundária Primeira Marcha
2	Engrenagem Primária Terceira Marcha	8	Engrenagem Secundária Quarta Marcha
3	Engrenagem Primária Quarta Marcha	9	Engrenagem Secundária Terceira Marcha
4	Engrenagem Primária Quinta Marcha	10	Engrenagem Secundária Quinta Marcha
5	Engrenagem Primária Segunda Marcha	11	Engrenagem Secundária Segunda Marcha
6	Eixo Secundário		

As reduções são fundamentais para diminuir a velocidade de trabalho do sistema e assim obter mais torque a cada estágio, o conjunto de polias e cada par de engrenagem apresenta uma relação de transmissão, a Equação 19 descrita por Budynas e Nisbett (2016) representa essa relação.

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (19)$$

Onde que  $i$  é a relação de transmissão,  $Z_1$  é o número de dentes da engrenagem movida e  $Z_2$  o número de dentes da engrenagem motora. Já a Equação 20 demonstra a relação de transmissão para correia.

$$i = \frac{D}{d} \quad (20)$$

Onde a relação de transmissão  $i$  é dada por uma razão entre  $D$  diâmetro da polia maior em (mm) e  $d$  diâmetro da polia menor em (mm).

Devido ao fato de a relação de transmissão ser o ponto inicial para os cálculos do estudo, a Tabela 5 demonstra o número de dentes em cada engrenagem utilizada no sistema, assim como também demonstra o diâmetro das polias utilizadas na redução por correias.

Na Tabela 5 é possível observar os dados necessários para estabelecer a relação de transmissão em cada uma das reduções existentes no sistema de transmissão do guincho, sendo eles o diâmetro das polias e o número de dentes de cada engrenagem.

### 3.3 Rendimento da caixa de câmbio

Serão dispostos os resultados encontrados para os cálculos de coeficiente de atrito bem como os rendimentos e sua definição final.

#### 3.3.1 Coeficiente de atrito

A base do cálculo do rendimento é o coeficiente de atrito, o mesmo foi obtido através das equações 4 até 10. Dentro do valor obtido pelo coeficiente de atrito a equação 10 demonstra o fator do efeito da rugosidade, sendo  $R_a$  é a rugosidade média, na qual Niemann (1971) define que é possível usar um limite de  $R_a=0,3\mu\text{m}$  até  $R_a=0,35\mu\text{m}$  para engrenagens de aços com dentes temperados e retificados com acabamento fino, e devido as técnicas de ER estabelecerem um método conservado o valor foi definido como  $R_a=0,35\mu\text{m}$ .

Tabela 5: Número de dentes das engrenagens e diâmetro das polias.

<b>1ª Redução – Correias e Polias</b>	
Componente	Diâmetro (mm)
Polia saída do motor	30
Polia entrada câmbio	130
<b>2ª Redução – Embreagem do câmbio</b>	
Componente	Número de Dentes
Engrenagem Eixo de Entrada	20
Engrenagem Embreagem	66
<b>3ª Redução – Caixa de câmbio</b>	
Componente	Número de Dentes
Primeira Marcha Primária	14
Primeira Marcha Secundária	38
Segunda Marcha Primária	19
Segunda Marcha Secundária	33
Terceira Marcha Primária	22
Terceira Marcha Secundária	30
Quarta Marcha Primária	25
Quarta Marcha Secundária	27
Quinta Marcha Primária	28
Quinta Marcha Secundária	24
<b>4ª Redução – Corrente e Engrenagem</b>	
Engrenagem Saída Câmbio	15
Engrenagem 1 Eixo Central	43
<b>5ª Redução – Corrente e Engrenagem</b>	
Engrenagem 2 Eixo Central	12
Engrenagem Eixo do Cabo	42

O método de Niemann (1971) para determinação do coeficiente de atrito leva em consideração a viscosidade média do óleo lubrificante, Fox et al. (2018), demonstram uma tabela com a viscosidade média a 100°C de sete lubrificantes aplicados a transmissão Manual, a tabela 6 demonstra os dados.

Tabela 6: Viscosidade dos óleos. Adaptado de Fox et al., 2018.

Grau de Viscosidade SAE	Viscosidade (cSt)
70W	4,1
75W	4,1
80W	7,0
85W	11,0
90	13,5
140	24,0
250	41,0

A Tabela 6 demonstra a viscosidade média em (cSt) para óleos de grau SAE usados para transmissão manual. Com isso podemos obter uma variação no coeficiente de atrito para cada marcha que compõe o câmbio de cinco velocidades. Essa variação é dada pela Figura 5.

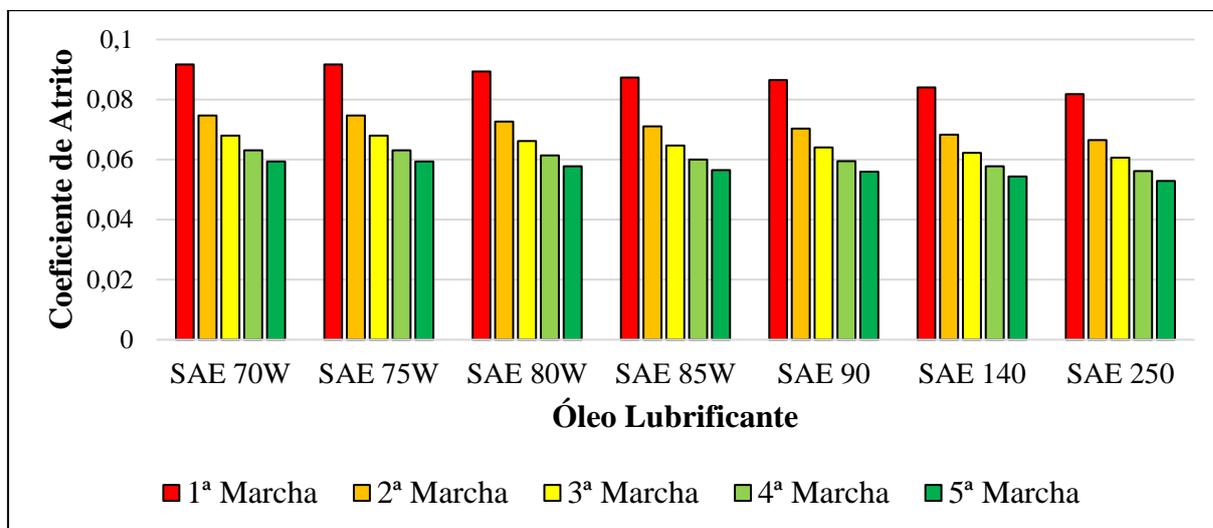


Figura 5: Variação no coeficiente de atrito.

A Figura 5 apresenta um gráfico com a variação do coeficiente de atrito em cada marcha utilizando as diferentes classes de óleos SAE. No gráfico é possível notar que viscosidades maiores apresentam uma redução no valor de coeficiente de atrito. Para este, a variação tende ser maior em transmissões que possuem uma relação de transmissão alta, foi possível notar que a variação do óleo SAE 70W até o SAE 250 na primeira marcha é maior, em decorrência de ela apresentar a maior relação de transmissão do sistema. A tabela 7 demonstra a variação do coeficiente de atrito em cada marcha.

Tabela 7: Variação do coeficiente de atrito nas marchas.

Engrenamento	Relação de Transmissão	Variação do Coeficiente de Atrito
1º Marcha	2,714285714	0,009976818
2º Marcha	1,736842105	0,008115774
3º Marcha	1,363636364	0,007395311
4º Marcha	1,08	0,006857881
5º Marcha	0,857142857	0,006457416

A Tabela 7 confirma que a variação do coeficiente de atrito devido à alteração do óleo lubrificante é maior em engrenamentos que possuem maior relação de transmissão. Seguindo um método conservador, o óleo SAE 70W foi utilizado no estudo devido ao mesmo apresentar uma menor viscosidade, obtendo assim um coeficiente de atrito mais elevado em todos os possíveis engrenamentos. Pode-se observar na Tabela 8 o coeficiente de atrito definido para cada um dos pares de engrenagem.

Tabela 8: Coeficiente de atrito definido no sistema.

Engrenamento	Coeficiente de Atrito
1º Marcha	0,091741648
2º Marcha	0,074628449
3º Marcha	0,068003444
4º Marcha	0,063061521
5º Marcha	0,059379052

A tabela 8 descreve o valor do coeficiente de atrito para cada engrenamento, o quais serão utilizados nas próximas etapas do estudo. Nas próximas seções será relacionado a variação do coeficiente de atrito devido ao óleo lubrificante com seu impacto no rendimento final da transmissão.

### 3.3.2 Rendimentos

A obtenção do valor de rendimento dos engrenamentos da caixa de câmbio através do método de Niemann (1971) partiu da Equação 11 e o rendimento através do método apresentado por Flores e Gomes (2014), foi obtido utilizando a Equação 12. A Figura 6 apresenta o Rendimento de cada um dos engrenamentos, bem como a gráfico demonstrando a variação no rendimento conforme cada par de engrenagem.

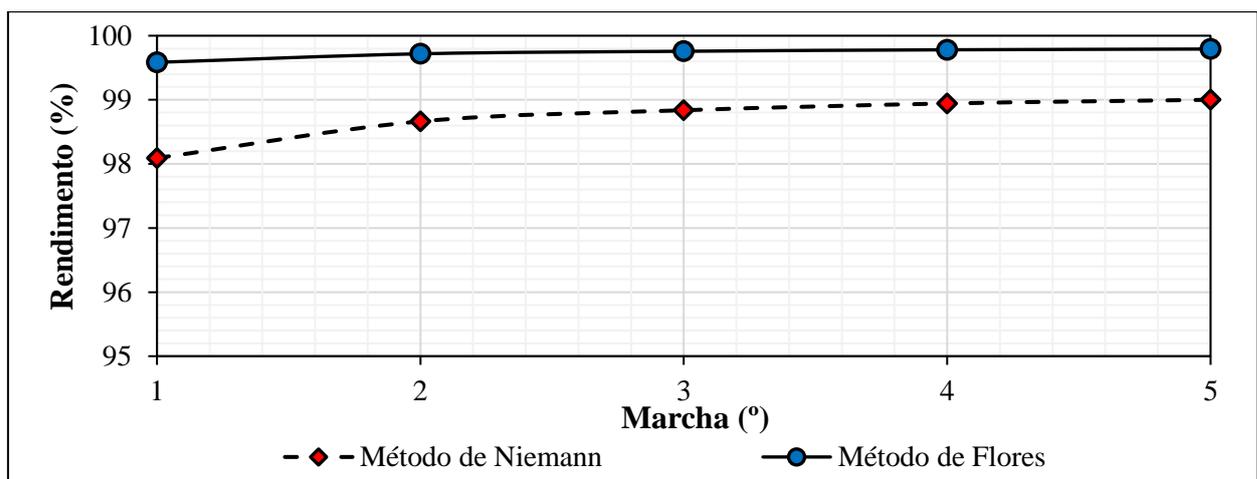


Figura 6: Rendimentos dos modelos de Niemann (1971), Flores e Gomes (2014).

A Figura 6 demonstra que o modelo de Niemann (1971) tem um pior rendimento em todos os engrenamentos possíveis dentro da caixa de câmbio, devido ao mesmo utilizar mais fatores de influência em seu método. Também é visível uma tendência crescente em ambos os métodos, que mostra ser maior no método de Niemann (1971), consolidando a afirmação da seção anterior. Por mais que ambos os métodos mostrem uma curva de crescimento no rendimento por meio da diminuição da relação de transmissão parecidas, a variação no método de Niemann (1971) é maior do que a variação apresentada no método de Flores e Gomes (2014).

Françoso (2009) aplicou um estudo parecido comparando o rendimento obtido pelos métodos de Niemann e Buckingham, o qual concluiu que Niemann apresenta um método mais preciso que Buckingham. A Figura 7 demonstra a influência da viscosidade do óleo no rendimento para cada um dos métodos estudados.

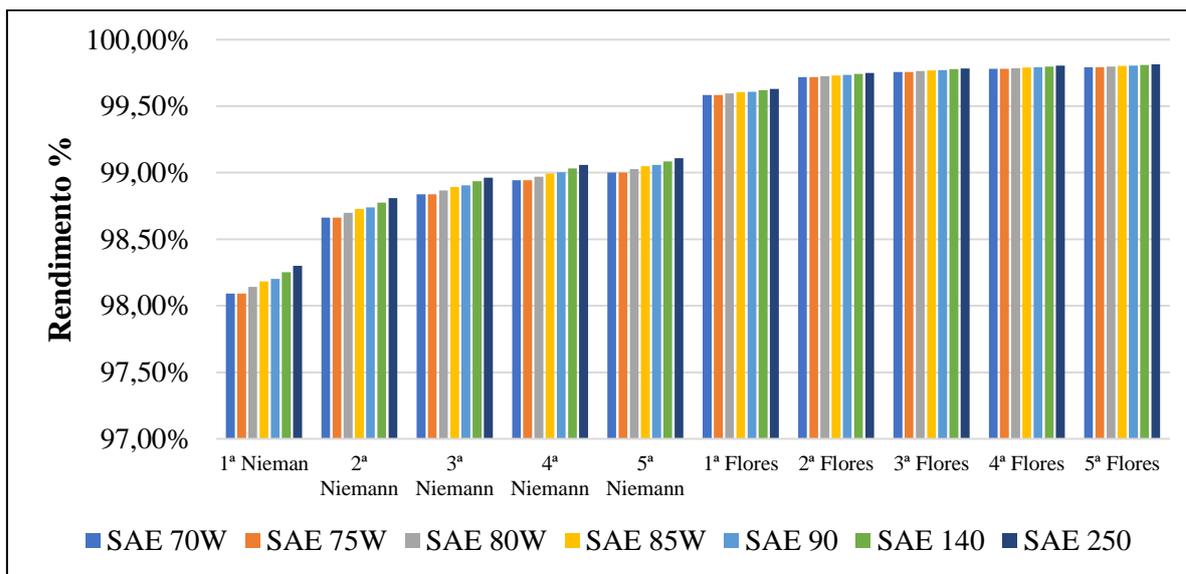


Figura 7: Variação do rendimento conforme o óleo lubrificante.

É visto na Figura 7 uma maior influência do óleo no modelo de Niemann (1971) para cálculo do rendimento, podendo assim afirmar que o modelo de Niemann (1971) apresenta uma maior influência do coeficiente de atrito, o qual leva em consideração diversos fatores em seus cálculos. O modelo de Niemann (1971) apresenta uma variação média de aproximadamente 0,14% no rendimento dos engrenamentos em relação ao óleo lubrificante utilizado, já o modelo demonstrado por Flores e Gomes (2014) apresenta uma variação aproximada de 0,03% no rendimento sobre influência do lubrificante.

A partir dos dados obtidos, foi visto que a aplicação do modelo de Niemann (1971) é o coerente para o estudo, pois o mesmo apresenta uma determinação mais exata do rendimento, bem como vai de encontro ao método conservador de escolha do rendimento, buscando sempre selecionar o pior rendimento possível para os cálculos de transmissão de potência.

### 3.4 Capacidade de carga

Após a conclusão dos rendimentos, foi possível realizar o cálculo da transmissão de potência pelo sistema, a fim de obter uma transmissão de torque para finalmente determinar a capacidade de carga do guincho. A transmissão de potência foi obtida com base da equação 17. A Figura 8 mostra a variação da potência com base nos rendimentos das etapas de transmissão.

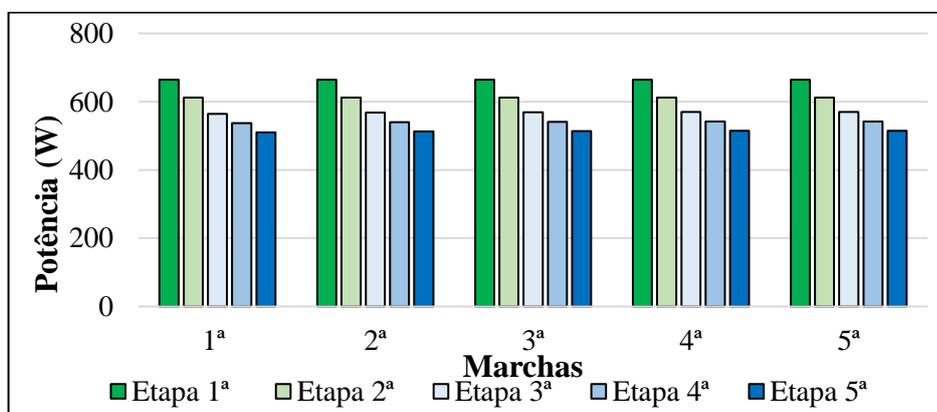


Figura 8: Potência Transmitida.

A Figura 8 apresenta a queda na potência transmitida a cada etapa da transmissão. A queda de potência é alterada após a terceira etapa devido ao engrenamento utilizado dentro da caixa de câmbio, pois como já apresentado anteriormente, cada engrenamento presente no câmbio apresenta um rendimento distinto, alterando assim os valores de potência que foram transmitidos. O Quadro 1 mostra a Potência Transmitida, bem como a velocidade angular transmitida.

Quadro 1: Potência transmitida em cada etapa da transmissão.

Marchas	Saída Motor		1ª Etapa		2ª Etapa		3ª Etapa		4ª Etapa		5ª Etapa	
	Potência (W)	Velocidade Angular (rad/s)	Potência (W)	Velocidade e Angular (rad/s)								
1ª	735,4988	376,99112	663,7141	86,99795	611,6789	26,36302	564,4886	9,71269	536,6028	3,388148	510,0946	0,968042
2ª							567,774	15,17871	539,7259	5,294897	513,0635	1,512828
3ª							568,7735	19,33288	540,6761	6,744027	513,9667	1,926865
4ª							569,3841	24,4102	541,2565	8,515186	514,5184	2,43291
5ª							569,7164	30,75685	541,5724	10,72913	514,8187	3,065467

No Quadro 1 fica visível a queda de potência de maneira quantitativa pelo sistema, bem como a queda na velocidade angular através de cada etapa de redução que compõe o sistema. As duas variáveis são as necessárias para calcular o torque a partir da Equação 1. A Tabela 9 mostra o torque final obtido em cada engrenamento utilizado na caixa de câmbio.

Tabela 9: Torque no Sistema.

Marcha	Torque	
	Nm	Kgf.m
1ª	526,9343	53,73235
2ª	339,142	34,58286
3ª	266,7373	27,19963
4ª	211,4827	21,56523
5ª	167,9414	17,12525

Na Tabela 9 é mostrada a variação no torque final do sistema dependendo da marcha engrenada, sendo que a primeira marcha apresenta o maior torque possível do sistema, enquanto a quinta marcha apresenta o menor torque no sistema. A Figura 9 apresenta essa queda no torque conforme o par de engrenagens atuante na caixa de câmbio.

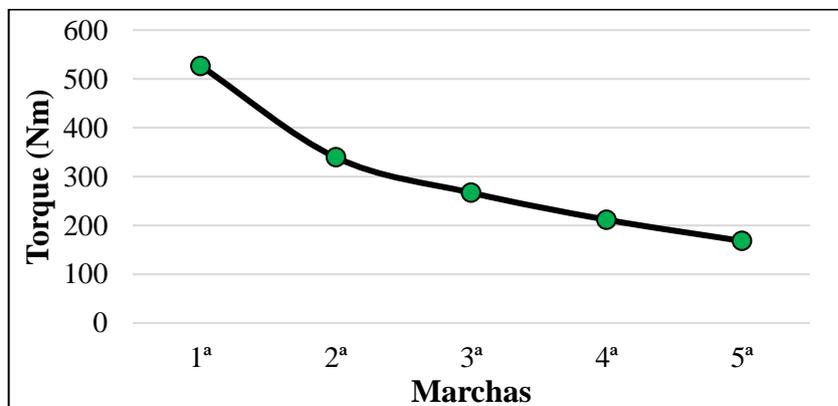


Figura 9: Torque no sistema de acordo com as marchas.

Fica evidente na Figura 9 uma queda acentuada conforme a relação de transmissão diminui, sendo possível estabelecer que o câmbio apresenta uma variação de aproximadamente 358,993Nm no torque final apresentado pelo guincho. A partir da equação 18 é possível estabelecer o valor da capacidade de carga do guincho, demonstrado pela tabela 10.

Tabela 10: Capacidade de carga em cada marcha do sistema.

Engrenamento	Capacidade (kgf)
1º Marcha	1193,6444
2º Marcha	768,2456
3º Marcha	604,2299
4º Marcha	479,0638
5º Marcha	380,4312

Por meio da Tabela 10 observa-se que os valores obtidos para a capacidade de carregamento final do guincho em (kgf), que comprovam o decréscimo da massa que pode ser sustentada a medida que o engrenamento sofre diminuição do torque. A variação apresentada entre a capacidade de carga máxima e mínima entre as marchas é de 813,2132kg dentro do sistema.

#### 4. CONCLUSÕES

Este estudo demonstrou que o óleo lubrificante apresenta um grande desempenho favorável no ganho de rendimento quando aplicado ao método de Niemann (1971). No entanto o impacto não apresentou grandes alterações no método demonstrado por Flores e Gomes (2014). Essa avaliação teve importância direta na determinação do torque transmitido pelo sistema, obtendo o valor mais coerente possível dentro das deduções baseadas na Engenharia Reversa.

A partir do torque encontrado ao final do sistema foi possível avaliar a capacidade de carga do guincho adaptando o mesmo à normativas previstas por lei. Foi apresentado um cálculo de força do guincho levando em consideração apenas sua transmissão, desprezando outras análises como, estrutural e dinâmica do cabo de aço. O estudo não foi suficiente para estabelecer se a aplicação de uma caixa de câmbio de cinco velocidades é viável. A realização deste estudo apresentou uma análise no seu rendimento associado à transmissão de potência até o resultado final para a avaliação de sua eficácia, sendo necessário o comparativo dos resultados obtidos com outros fatores e outros modelos de guinchos comerciais.

#### 5. REFERÊNCIAS

ANGGORO, P. W.; BAWONO, B.; SUJATMIKO, I. Reverse engineering technology in redesign process ceramics: application for CNN plate. **Procedia Manufacturing**, v. 4, p. 521-527. 2015. DOI: 10.1016/j.promfg.2015.11.071

BAUER, F.; SCHRAPP, M.; SZIJARTO, J. Accuracy analysis of a piece-to-piece reverse engineering workflow for a turbine foil based on multi-modal computed tomography and additive manufacturing. **Precision Engineering**, v. 60, p. 63-75, 2019. DOI: 10.1016/j.precisioneng.2019.07.008

BRASIL. Ministério do Trabalho e Emprego. **NR 11 - Transporte, movimentação, armazenagem e manuseio de materiais**. Brasília: Ministério do Trabalho e Emprego, 2004.

Disponível em: < <https://www.gov.br/trabalho/pt-br/inspecao/seguranca-e-saude-no-trabalho/normas-regulamentadoras/nr-11.pdf/view> >. Acesso em: 10 jul.2020.

BUCKINGHAM, E. **Analytical Mechanics of Gears**, 1ª. Ed. New York: McGraw-Hill Book Co., 1949.

BUDYNAS, R. G., e NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10ª. Ed. São Paulo: AMGH, 2016.

FLORES, P., GOMES, J., **Cinemática e Dinâmica de Engrenagens 2. Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos** Guimarães: Universidade do Minho Escola de Engenharia, 2014.

FOX, R. W., MCDONALD, A. T., PRITCHARD, P. J., MICHELL, J. W., **Introdução à Mecânica dos Fluidos** 9ª. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018.

FRANÇOSO, J. H. R., **Análise de Modelos de Rendimento de Engrenagens e Aplicação em Câmbios Manuais Automotivos**. 115 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de São Paulo Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo, 2009.

HENRIOT, G. **Traité Théorique et Pratique des Engrenages**. 1º Ed. Dunod, 1979.

INGLE, K. A. **Reverse Engineering**, Lexington, McGraw-Hill, 1994, 240 p.

LIPPMANN, B. et al. Verification of physical designs using an integrated reverse engineering flow for nanoscale technologies. **Integration**. v. 71, p. 11-29, 2020. DOI: 10.1016/j.vlsi.2019.11.005

LIU, X.; WEI, Y.; WU, H.; ZHANG, T. Factor analysis of deformation in resistance spot welding of complex steel sheets based on reverse engineering technology and direct finite element analysis. **Journal of Manufacturing Processes**, v.57, p. 72-90. 2020. DOI: 10.1016/j.jmapro.2020.06.028

MAZZO, N. **Engrenagens cilíndricas: da concepção à fabricação**. 2ª Ed. São Paulo: Blucher, 2013.

MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas**. 11ª Ed. São Paulo: Erica, 2019.

NIEMANN, G. **Elementos de Máquinas** Vol. 1. 1ª Ed. São Paulo: Blucher, 1971.

NIEMANN, G. **Elementos de Máquinas** Vol. 2. 1ª Ed. São Paulo: Blucher, 1971.

NIEMMAN, G; WINTER, H. **Maschinenelemente** Vol. 2. 2ª Ed. Berlim: Springer, 1983.

OLIVEIRA, K. M. DE C.; ROLIN, A. DA S. Análise de uma Lança de Guindaste Offshore – Engenharia Reversa. *Exatas & Engenharias*, v. 10, n. 27, p. 01-26, 21 fev. 2020. DOI: 10.25242/885X102720201779

OTTO, K.; WOOD, K. Product evolution: a reverse engineering and redesign methodology. **Research in engineering design**, v. 10, n. 4, p. 226-243, 1998. DOI: 10.1115/96-DETC/DTM-1523

TANG, Y. et al. A framework for identification of maintenance significant items in reliability

centered maintenance, **Energy**, v. 118, p. 1295-1303. 2017. DOI: 10.1016/j.energy.2016.11.011

RAMNATH, B. V.; ELANCHEZHIAN, C.; JEYKRISHNAN, J.; RAGAVENDAR, R.; RAKESH, P. K.; DHAMODAR, J. S.; DANASEKAR, A. Implementation of Reverse Engineering for Crankshaft Manufacturing Industry. **Materials Today: Proceedings**, v. 5, n. 1, p. 994-999. 2018. DOI: 10.1016/j.matpr.2017.11.175

WANG, W. **Reverse engineering: technology of reinvention**. CRC Press, 2011.

YANAMANDRA, K. et al. Reverse engineering of additive manufactured composite part by toolpath reconstruction using imaging and machine learning. **Composites Science and Technology**, v. 198, p. 108318, 2020. DOI: 10.1016/j.compscitech.2020.108318