



<https://eqrcode.co/a/WECsJJ>

TECHNICAL NOTE | NOTA TECNICA

Proposal for Redesign of a Winch for Pulling Loads

Propuesta de rediseño de un malacate para la tracción de cargas

Dr.C. Alain Ariel de la Rosa-Andino^{I*}, Dr.C. Idalberto Macías-Socarrás^{II}, Ing. Yoandrys Morales-Tamayo^{III}, Lic. Danelys Pérez-Sutil^{IV}, Dr.C. Ismael Rodríguez-Beltrán^I, Ing. Jonathan Alexis Montaguano-Toaquiza^{III}

^I Universidad de Granma, Facultad de Ciencias Técnicas, Dpto. de Ingeniería Mecánica, Bayamo, Granma, Cuba.

^{II} Universidad Estatal Península de Santa Elena, La Libertad, Ecuador.

^{III} Universidad Técnica de Cotopaxi. Extensión La Maná, Ecuador.

^{IV} Universidad de Granma. Facultad Educación Media. Centro de Idiomas, Manzanillo, Granma, Cuba.

ABSTRACT. Winches are machines that are widely used in a wide variety of industrial and agricultural tasks, such as cement, metallurgical and mineral works, as well as in vehicles and tractors, specifically those with high capacity of passing or of traffic. Within their structure there are elements of force transmission and power (axles and sprocket wheels) that could fail due to superficial fatigue and pitting caused by the work. For these reasons, the objective of the present work was to determine the parameters to redesign the structural elements of a winch for load traction, since the chain transmission was affected by the wear phenomenon in the sprocket, keyway and setscrew. That caused strong vibrations that affected the fixings of the reducer in its chassis, as well as in the bearings. The replacement of the chain transmission by a speed reducer directly coupled to the motor is proposed, in addition to increasing the diameter of the drums that tighten the cable. For this, calculations were made for the new gear ratio. Among the results, the transmission ratio to the exit of the reducer stands out, as well as its efficiency 0.87.

Keywords: torque, gear reducer, reverse engineering, static analysis.

RESUMEN. Los malacates son máquinas que presentan una utilización muy extendida a una gran variedad de labores industriales y agrícolas, tales como la cementera, metalúrgicas y mineralúrgica, así como en vehículos y tractores, específicamente en los de gran capacidad de paso o trafabilidad. Dentro de sus elementos estructurales se encuentra elementos de transmisión de fuerza y potencia (árboles y ruedas dentadas). En los cuales producto del trabajo puede aparecer la fatiga superficial y picadura, como causa de falla en los elementos de transmisión de fuerza y potencia de estas máquinas herramientas. Por estas razones se realizó el presente trabajo que tuvo como objetivo la determinación de los parámetros para el rediseño de los elementos estructurales de un malacate para la tracción de carga, debido a que la transmisión por cadena que presenta se vio afectada por el fenómeno del desgaste en la catarina, chavetero y prisionero. Provocando fuertes vibraciones que afectaron las fijaciones del reductor en su chasis, así como en las chumaceras. Se plantea la sustitución de la transmisión por cadena por un reductor de velocidad acoplado directamente al motor, además de aumentar el diámetro de las tamboras que tensan el cable. Para ello se realizaron los cálculos para la nueva relación de transmisión por engranajes. Dentro de los resultados destacan, la relación de transmisión a la salida del reductor, así como la eficiencia del mismo 0,87.

Palabras clave: momento torsor, reductor de engranajes, ingeniería inversa, análisis estático.

INTRODUCTION

The winches were vertical axis winch type machines, widely used in mines to extract minerals and water, which

INTRODUCCIÓN

Los malacates eran máquinas de tipo cabrestante, de eje vertical, muy usadas en las minas para extraer minerales y agua,

*Author for correspondence: Alain Ariel de la Rosa-Andino, e-mail: arosaa@udg.co.cu

Received: 10/10/2019.

Approved: 14/06/2020.

initially had a drum at the top of the axis, and in its lower part the rod or rods to which the chivalry that moved it. Later they went on to use electrical energy to move a horizontal drum and to be on top of a tower. Today this name is used to refer to winches in many parts of Latin America (Carcamo, 1996; Menéndez, 2010 and Rojas & Delgado, 2015).

At present, a winch is a drum that contains a steel wire wound, supported by a base, which is fixed on a fixed surface, or on a vehicle. It is used to drag loads, or, in the case of vehicles and tractors, as an aid to cross terrain difficulties, or to move large weights in a controlled manner (Carcamo, 1996; McKee, 2011; Oltean *et al.*, 2012; Paez and Gómez, 2017).

The Manuel Fajardo Rivero factory provides casting and repair services for centrifugal pumps and mill masses for sugar mills. So it has a machining workshop divided into three main areas, where all parts that come out of the casting process are finished, but it is also used to maintain the equipment that is there.

The pieces that are subjected to the machining processes have large dimensions and weight and need to be moved through the different areas of the workshop, according to the technological sequence to be followed. This action is carried out by lifting, using hoisting equipment (bridge cranes) and towing through a trolley driven by a winch.

However, several of the structural elements that make up the winch have presented failures as a result of continued operation and the deficit of a maintenance plan for it, which is reduced to corrective maintenance, for presenting 40 years of exploitation. In addition to that, the transmission from the electric motor to the reducer is by chain, with a transmission ratio that is one to one, with high rotation frequencies ($1,750 \text{ min}^{-1}$). Another factor that affects the occurrence of failures of some elements of the winch structure is corrosion. All this has caused superficial fatigue and pitting, as a source of failure in the elements of transmission of force and power (star wheel, chain, keyway and transmission shaft) of this machine tool. Because by working it without a casing, in a highly corrosive environment (dust, humidity, as well as the small particles that are lost as a result of the manufacture of parts), its deterioration is accelerated, threatening the longevity of the chain and the rest of the transmission elements. This has been referred to by authors as Dobrovolki *et al.*, 1968; Niemann, 1973 and Reshetov, 1975.

The aforementioned has also caused strong vibrations that affected the fixings of the reducer in its chassis and in the bearings. Another element that has been affected is the steel cable, which suffers from crushing causing fatigue. The fundamental causes of this failure are the diameter of the drum and the lack of grooves in it, for good winding.

All this has caused continuous interruptions during the production process of the machining workshop. For this reason, the objective of the present work was to determine the redesigning parameters of the winch structural elements for load traction. Appropriate calculations were carried out to eliminate the chain transmission and connect, directly a

que inicialmente tenían un tambor en lo alto del eje, y en su parte baja la, o las varas a las que se enganchan las caballerías que lo movían. Posteriormente pasaron a utilizar energía eléctrica para mover un tambor horizontal y a estar en lo alto de una torre. Hoy en día se usa esta denominación para denominar a los cabrestantes en muchas partes de América Latina (Carcamo, 1996; Menéndez, 2010; Rojas y Delgado, 2015).

En la actualidad, un malacate es un tambor que contiene enrollado un cable de acero, soportado por una base, que va fijado sobre una superficie fija, o bien sobre un vehículo. Es usado para arrastrar cargas, o, en el caso de vehículos y tractores, como ayuda para atravesar dificultades del terreno, o mover grandes pesos de manera controlada (Carcamo, 1996; McKee, 2011; Oltean *et al.*, 2012; Paez y Gómez, 2017).

La fábrica Comandante Manuel Fajardo Rivero presta servicios de fundición y reparación de bombas centrifugas y masas de molinos, para centrales azucareros. Por lo que cuenta con un taller de maquinado dividido en tres áreas principales, en las cuales es donde se le da el acabado a todas las piezas que salen del proceso de fundición, pero además se utiliza para darle mantenimiento a los equipos que allí se encuentran.

Las piezas que son sometidas a los procesos de maquinado, poseen grandes dimensiones y peso, las cuales necesitan ser trasladadas por las diferentes áreas del taller, según la secuencia tecnológica a seguir. Esta acción se ejecuta mediante la elevación, utilizando equipos de izaje (grúas puente) y de arrastre a través de un carro de traslación tirado por un malacate.

Sin embargo, varios de los elementos estructurales que constituyen el malacate han presentado fallas producto de la explotación continúa y al déficit de un plan de mantenimiento para el mismo, el cual se reduce al mantenimiento de tipo correctivo, por presentar 40 años de explotación. Además de que la transmisión del motor eléctrico al reductor es por cadena, con una relación de transmisión que es de uno a uno, con altas frecuencias de rotación (1750 min^{-1}). Otro factor que incide en la ocurrencia de fallas de algunos elementos de la estructura del malacate es la corrosión. Todo esto ha provocado la fatiga superficial y picadura, como causa de falla en los elementos de transmisión de fuerza y potencia (rueda estrella, cadena, chavetero y árbol de la transmisión) de esta máquina herramienta. Pues al trabajar la misma sin carcasa, en un ambiente altamente corrosivo (polvo, humedad, así como las pequeñas partículas que se depreden producto de la elaboración de piezas) su deterioro se acelera, atentando contra la longevidad de la cadena y el resto de los elementos de transmisión. Lo cual ha sido referido por autores como (Dobrovolki *et al.*, 1968; Niemann, 1973; Reshetov, 1975).

Lo anteriormente expuesto ha provocado también fuertes vibraciones que afectaron las fijaciones del reductor en su chasis y en las chumaceras. Otro elemento que se ha visto afectado es el cable de acero, el cual sufre por aplastamiento produciendo la fatiga del mismo, siendo la causa fundamental de esta falla, el diámetro del tambor y a la carencia de las ranuras en el mismo, para su buen enrollamiento.

Todo ello ha provocado continuas interrupciones durante el proceso productivo del taller de maquinado. Por esta razón se realizó el presente trabajo que tuvo como objetivo determinar los parámetros de rediseño de los elementos estructurales del malacate para la tracción de cargas. Para ello se realizaron los cálculos pertinentes para eliminar la transmisión por cadena y acoplar directamente al

gear reducer to the electric motor that generates the torque. That provides as advantages the high performance, great duration and reliability of operation, constancy in the transmission ratio by absence of skating (Dobrovolski *et al.*, 1968 and Reshetov, 1975). The task was carried out using reverse engineering, which is a method that allows knowing the basic geometric and constructive parameters, for its subsequent reconstruction and / or evaluation of the load capacity (González, 1999 and González & Marrero, 2008).

MATERIALS AND METHODS

The research was carried out at Manuel Fajardo Rivero Factory in Manzanillo Municipality, Granma Province, Cuba. It is located on Paquito Rosales Avenue km 1 and belongs to the company of Industrial Technical Services (ZETI), of the AZCUBA Business Group.

CALCULATION METHODOLOGY

To determine the redesign parameters of the structural elements of the winch gear transmission for load traction, the methodological recommendations were followed for certain calculations presented by Sokolov & Usov, 1976; Faires, 1980; Deutschman Aaron & Michels Walter, 1985, García de la Figal, 1985 and Mott, 2006b).

Determination of the Design Parameters of the Transmission Structural Elements

Electric Motor

Motor power (N_1) = 1,000 Nm s⁻¹. Number of revolutions (n_1)=183.16 s⁻¹

Torsional torque (Mt_1): it was determined using Equation 1.

$$Mt_1 = \frac{N_1}{n_1} \tag{1}$$

where: N_1 - is the motor power (Nm s⁻¹); n_1 - is the rotation speed s⁻¹

Gear Data

The gear data of the gear unit to be used are shown in Table 1.

motor eléctrico que genera el torque a un reductor de engranajes trayendo esto las siguientes ventajas rendimiento alto, gran duración y fiabilidad de funcionamiento, constancia en la relación de transmisión por ausencia de patinaje entre otras, según ha sido planteado por Dobrovolski *et al.* (1968 y Reshetov (1975). Tarea se llevó a cabo mediante la utilización de la ingeniería inversa, el cual es un método que permite conocer los parámetros geométricos y constructivos básicos, para su posterior reconstrucción y/o evaluación de la capacidad de carga (González, 1999; González y Marrero, 2008).

MATERIALES Y MÉTODOS

La investigación se desarrolló en la fábrica Manuel Fajardo Rivero del municipio Manzanillo, provincia Granma, Cuba. La misma se encuentra situada en la avenida Paquito Rosales km 1 y pertenece a la empresa de Servicios Técnicos Industriales (ZETI), del Grupo Empresarial AZCUBA.

METODOLOGÍA DE CÁLCULO

Para la determinación de los parámetros de rediseño de los elementos estructurales de la transmisión por engranajes del malacate para la tracción de carga se siguieron las recomendaciones metodológicas para determinados cálculos expuestos por (Sokolov y Usov, 1976; Faires, 1980; Deutschman Aaron y Michels Walter, 1985; García de la Figal, 1985; Mott, 2006b).

Determinación de los parámetros de diseño de los elementos estructurales de la transmisión

Motor eléctrico

Potencia del motor (N_1) = 1,000 Nm s⁻¹. Número de revoluciones (n_1)=183.16 s⁻¹

Par torsional (Mt_1): el mismo se determinó mediante la ecuación 1.

$$Mt_1 = \frac{N_1}{n_1} \tag{1}$$

donde: N_1 - es la potencia del motor (Nm s⁻¹); n_1 - es la velocidad de rotación (s⁻¹).

Datos de los engranes

Los datos de los engranajes del reductor que se va a utilizar se muestran en la Tabla 1.

TABLE 1. Data of the gears. Note: The output shaft has a spur gear attached, which would be Z7, and Z8 is the gear that is connected to the drum

TABLA 1. Datos de los engranajes. Nota: El árbol de salida tiene acoplado un engrane de dientes rectos, que sería Z₇, y Z₈ es el engrane que está conectado al tambor

Number of shafts	Number of teeth	Type of tooth
Shaft I	Z ₁ = 16	Helical
Shaft II	Z ₂ = 58	Helical
	Z ₃ = 18	
Shaft III	Z ₄ = 61	Helical
	Z ₅ = 12	

Number of shafts	Number of teeth	Type of tooth
Shaft IV	$Z_6 = 43$	Helical
Shaft V	$Z_7 = 16$	Straight
Shaft VI	$Z_8 = 60$	Straight

Where: Z - is the tooth number of each of the gears.
Donde: Z - es el número de diente de cada uno de los engranes.

Determination of the Torsional Moment in Shafts II, III, IV and V

Considering the transmission of the frequency of rotation of the motor to the reducer is direct; that is, by metallic coupling (flexible coupling), then the transmission ratio (i_1) and the efficiency (η_1) between the metallic coupling of the electric motor and the reducer are equal to one. Taking this into account, the following parameters are determined.

Expression 2 was used to determine the torque in shafts II, III, IV and V.

$$Mt_x = \frac{N_x}{n_x} \quad (2)$$

where: N_x - is the power in the shaft to be calculated ($Nm s^{-1}$); n_x - is the frequency of rotation in the shaft to calculate (s^{-1})

However, to obtain this parameter it is necessary to know the power (N_x) and the rotation frequency (n_x) in each shaft II. Then the power and frequency of rotation in each shaft were calculated using Equations 3 and 4.

Note: Hereinafter to determine the values of (Mt_3), (Mt_4) and (Mt_5), it will be necessary to determine the power and frequency of rotation in the corresponding shafts.

In the case of shaft II, the power (N_2) was determined using Equation 3.

$$N_2 = N_{motor} \cdot \eta_{eng} \cdot \eta_{coj}^2 \quad (3)$$

where: N_{motor} - is the power of the electric motor, η_{eng} is the efficiency of the gears and η_{coj}^2 is the efficiency of the bearings.

Shaft II rotation frequency (n_2): was determined by Equation 4.

$$n_2 = \frac{n_{motor}}{U_1} \quad (4)$$

where: n_{motor} is the motor rotation frequency (s^{-1}) and U_1 is the gear ratio in Shaft II.

To determine this rotation frequency, the transmission ratio U_1 in Shaft II is presented as unknown. So it was determined through Equation 5.

$$U_1 = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (5)$$

where: Z_1 , is the number of teeth of the gear of the Shaft II and Z_2 , is the number of teeth of the gear of the Shaft III.

Note: to determine the values of the moments in the rest of the shafts, the same procedure described above will be used.

Determinación del momento torsor en los arboles II, III, IV y V

Considerando que la transmisión de la frecuencia de rotación del motor hacia el reductor es directa; es decir, por acoplamiento metálico (acoplamiento flexible) entonces la relación de transmisión (i_1) y la eficiencia (η_1) entre el acoplamiento metálico del motor eléctrico y el reductor son iguales a uno. Teniendo en cuenta esto se determinan los parámetros que se citan a continuación.

Para la determinación del momento torsor en el árbol II, III, IV y V se utilizó la expresión 2.

$$Mt_x = \frac{N_x}{n_x} \quad (2)$$

donde: N_x - es la potencia en el árbol a calcular ($Nm s^{-1}$); n_x - es la frecuencia de rotación en el árbol a calcular (s^{-1})

Sin embargo, para la obtención de este parámetro es necesario conocer la potencia (N_x) y la frecuencia de rotación (n_x) en cada árbol II. Entonces la potencia y la frecuencia de rotación en cada árbol fueron calculadas mediante las ecuaciones 3 y 4. Nota: En lo adelante para la determinación de los valores del (Mt_3), (Mt_4) y (Mt_5), será necesario determinar la potencia y frecuencia de rotación en los arboles correspondientes.

Para el caso del árbol II, la potencia (N_2) fue determinada mediante la ecuación 3.

$$N_2 = N_{motor} \cdot \eta_{eng} \cdot \eta_{coj}^2 \quad (3)$$

donde: N_{motor} - es la potencia del motor eléctrico, η_{eng} es la eficiencia de los engranajes y η_{coj}^2 es la eficiencia en los cojinetes.

La frecuencia de rotación el árbol II (n_2): fue determinada mediante la expresión 4.

$$n_2 = \frac{n_{motor}}{U_1} \quad (4)$$

donde: n_{motor} es la frecuencia de rotación del motor (s^{-1}) y U_1 es la relación de transmisión en el árbol II.

Para la determinación de esta frecuencia de rotación se presenta la relación de transmisión U_1 en el árbol II como incógnita. Por lo que la misma fue determinada a través de la ecuación 5.

$$U_1 = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (5)$$

donde: Z_1 , es el número de dientes del engranaje del árbol II y Z_2 , es el número de dientes del engranaje del árbol III.

Nota: para determinar los valores de los momentos en resto de los árboles se utilizarán el mismo procedimiento descrito anteriormente.

Calculation of the Total Gear Ratio of the Reducer

The gear ratio of the reducer (i_r): was calculated using Equation 6.

$$i_r = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_6}{Z_5} \cdot \frac{Z_8}{Z_7} \quad (6)$$

where: Z- is the number of teeth of each gear.

Calculation of the Total Efficiency of the Gear Unit

Reducer efficiency (n_r): was calculated using Equation 7.

$$n_r = n_{trans}^{(\#esc)} \cdot n_{coj}^{(\#esc+1)} \quad (7)$$

where: n_{trans} - is the transmission efficiency; n_{coj} - is the efficiency in the rolling bearings.

Note: The maximum value of the transmission efficiency n_{trans} (0.90-0.98) is taken for being in an oil bath.

Strength Calculation on Flexible Metal Coupling Bolts

The shear stress (τ) was determined by Equation 8.

$$\tau = \frac{2 \cdot Mt_1}{D_{bc} \cdot C \left(\pi \cdot \frac{d^2}{4} \right)} \quad (8)$$

where: (Mt_1)- is the torque at the motor output (Nm); d - is the diameter of the bolts (mm); C- is the number of bolts in the coupling; D_{bc} - is the radius of the bolt circle (mm) and π is the universal constant.

The design shear stress, was calculated using Equation 9.

$$\tau_D = \frac{0.577 \cdot Sy}{FDS} \quad (9)$$

where: Sy - is the material yield limit (MPa) and FDS- is the safety factor.

Drum Calculation

To perform the kinematic calculations related to the drum, such as translation speed (Vc), and rotation speed (Vr), it is necessary to know the drum's outer diameter ($Dt = 600$ mm) and its inner diameter ($Di = 550$ mm). So:

The carriage travel speed (Vc) was calculated using Equation 10.

$$Vc = \frac{S}{t} \quad (10)$$

where: S- is the displacement and t- is the translation time of the car.

The drum rotation speed (η_r) was determined by clearing it from Equation 11.

$$Vc = \frac{\pi \cdot \eta_r \cdot Dt}{60} \quad (11)$$

Cálculo de la relación de transmisión total del reductor

La relación de transmisión del reductor (i_r): fue calculada mediante la expresión 6.

$$i_r = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_6}{Z_5} \cdot \frac{Z_8}{Z_7} \quad (6)$$

donde: Z- es el número de dientes de cada engrane.

Cálculo de la eficiencia total del reductor

La eficiencia del reductor (n_r): fue calculada mediante la ecuación 7.

$$n_r = n_{trans}^{(\#esc)} \cdot n_{coj}^{(\#esc+1)} \quad (7)$$

donde: n_{trans} - es la eficiencia en la transmisión; n_{coj} - es la eficiencia en los cojinetes de rodamiento.

Nota: Se toma el máximo valor de la eficiencia en la transmisión n_{trans} (0,90-0,98) por estar en baño de aceite.

Cálculo de resistencia en los pernos del acoplamiento metálico flexible

El esfuerzo cortante, fue determinado mediante la ecuación 8.

$$\tau = \frac{2 \cdot Mt_1}{D_{bc} \cdot C \left(\pi \cdot \frac{d^2}{4} \right)} \quad (8)$$

donde: (Mt_1)- es el par torsional a la salida del motor (Nm); d - es el diámetro de los pernos (mm); C- es la cantidad de pernos en el acoplamiento; D_{bc} - es el radio del círculo de pernos y π es la constante universal.

El esfuerzo cortante de diseño, fue calculado a través de la fórmula 9.

$$\tau_D = \frac{0.577 \cdot Sy}{FDS} \quad (9)$$

donde: Sy- es el límite de fluencia del material (MPa) y FDS- es el factor de seguridad.

Cálculo del tambor

Para realizar los cálculos cinemáticos referidos al tambor, tales como velocidad de traslación (Vc), y velocidad de rotación (Vr), es necesario conocer el diámetro exterior del tambor ($Dt = 600$ mm) y el diámetro interior del mismo (Di - igual a 550 mm). Entonces:

La velocidad de traslación del carro (Vc) fue calculada mediante la fórmula 10.

$$Vc = \frac{S}{t} \quad (10)$$

donde: S- es el desplazamiento y t- es el tiempo de traslación del carro.

La velocidad de rotación del tambor (η_r) fue determinada despejándola de la expresión matemática 11.

$$Vc = \frac{\pi \cdot \eta_r \cdot Dt}{60} \quad (11)$$

where: Dt - is the external diameter of the drum, Vc - the speed of translation of the car and π , is the universal constant.

So: solving for the rotation speed η_t , we get Equation 12.

$$\eta_t = \frac{Vt \cdot 60}{\pi \cdot Dt} \tag{12}$$

During winch work, the steel cable is to be wound on the drum (Figure 1). So in order to wind up the cable satisfactorily, without being affected by crushing, the drum has to be grooved to accommodate and guide the cable, therefore:

donde: Dt – es diámetro externo del tambor, Vc – velocidad de traslación del carro y π , es la constante universal.

Entonces: despejando la velocidad de rotación η_t , obtenemos la ecuación 12.

$$\eta_t = \frac{Vt \cdot 60}{\pi \cdot Dt} \tag{12}$$

Durante el trabajo del malacate, el cable de acero va a ser enrollado en el tambor (Figura 1). Por lo que para lograr que este cable se enrolle en el tambor de forma satisfactoria, sin que se vea afectado por el aplastamiento, el tambor tiene que ser sometido a un ranurado para acomodar y guiar el cable, por tanto:

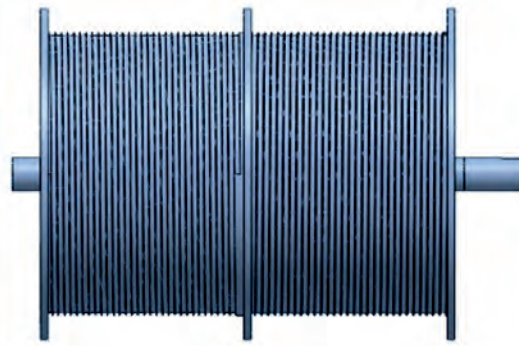


FIGURE 1. Drum to guide and accommodate the cable. Source: (SolidWork, 2014)
 FIGURA 1. Tambor para guiar y acomodar el cable. Fuente: (SolidWork, 2014).

The steel cable selected to pull the load on the proposed winch is of the hemp core type and its properties are shown in Table 2.

El cable de acero seleccionado para traccionar la carga en el malacate propuesto es del tipo alma de cáñamo y en la Tabla 2 se muestran las propiedades del mismo.

TABLE 2. Properties of the steel cable
TABLA 2. Propiedades del cable de acero

Cable Properties		
Type of cable	Hemp core	
Cable diameter	12 mm	
Length	First section	60 m
	Second section	120 m

Since the cable is 12 mm, the depth of the groove will be equal to half the diameter of the cable, or 6 mm, and the pitch between grooves will be 13 mm.

Then, the perimeter of the drum (P) or the length of the cable to be wound or wrapped in one turn of the drum was determined by Expression 13.

$$P = \pi \cdot Dm \tag{13}$$

where: Dm - is the average diameter of the drum and π - universal constant.

The number of turns or grooves of the drum (Ke): was determined by Equation 14.

$$Ke = \frac{L}{P} \tag{14}$$

Como el cable es de 12 mm, la profundidad de la ranura será igual a la mitad del diámetro del cable, o sea 6 mm y el paso entre ranuras será de 13 mm.

Entonces el perímetro del tambor (P) o la longitud del cable que se enrollará o envolverá en una vuelta del tambor fue determinado mediante la expresión 13.

$$P = \pi \cdot Dm \tag{13}$$

donde: Dm - es el diámetro medio del tambor y π - constante universal.

El número de espiras o ranuras del tambor (Ke): se determinó mediante la ecuación 14.

$$Ke = \frac{L}{P} \tag{14}$$

where: L - is the length of the cable to be wound and P - is the perimeter of the drum.

The length of the threaded part (l) was determined by Expression 15.

$$l = Ke \cdot Paso \quad (15)$$

where: Ke - is the number of turns.

As the drum must comply with the fact that, while winding one cable branch, the other branch must be unwrapped, the threaded part will be double to the right and the other to the left.

So, the total length of the drum (l_t) was determined by Expression 16.

$$l_t = 2l \cdot 3 (\text{Thickness of the gualderas and separator}) \quad (16)$$

where: l is the length of the threaded part.

Bearing Selection

For the selection of bearings, the procedure referred by Mott (2006a) was used.

The duration of the design (Ld) was calculated by Equation 17.

$$Ld = (h) (n_s) (60 \text{ min } h^{-1}) \quad (17)$$

where: h - design duration (h); n_s - speed of rotation in the shaft V (min^{-1})

The basic dynamic load capacity (C) was determined using Equation 18.

$$C = Pd \left(\frac{Ld}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (18)$$

where: Pd - is the given design load in pounds, Ld - design duration in hours and k - is equal to 3 for being the ball bearings.

Once the above parameters have been determined, the bearing with the most appropriate dimensions is selected, identified already a set of bearings with the referred basic dynamic load capacity.

Selecting the ball bearing to be used, the bearing with the data of the ball bearing is chosen. For this, the catalog proposed by Mott (2006a) will be used

Static Analysis of Drum and Chassis

The static analysis of the drum and the chassis has been carried out with computer-aided engineering techniques, by means of the finite element analysis software SolidWork (2014), performing the following operations: pre-processing, allocation of materials, establishment of applied forces, meshing and obtaining results regarding deformations, displacements (mm) and von Mises stress (MPa).

RESULTS AND DISCUSSION

Determined the parameters for the design of the structural elements of the winch transmission for load traction, the following results were obtained. Table 3 shows the values of the torques, powers, rotation frequency as well as the transmission ratio in the five reduction gear shafts.

donde: L - es la longitud del cable a enrollar y P - es el perímetro del tambor.

La longitud de la parte roscada (l) fue determinada mediante la expresión 15.

$$l = Ke \cdot Paso \quad (15)$$

donde: Ke - es el número de vueltas.

Como el tambor debe cumplir que a la vez que enrolla un ramal de cable tiene que desenvolver el otro ramal, la parte roscada será doble a la derecha y la otra a izquierda.

Por lo que el largo total del tambor (l_t) fue determinado mediante la expresión 16.

$$l_t = 2l \cdot 3 (\text{Thickness of the gualderas and separator}) \quad (16)$$

donde: l es la longitud de la parte roscada.

Selección de rodamiento

Para la selección de los rodamientos se utilizó el procedimiento referido por Mott (2006a).

La duración del diseño fue calculada por la ecuación 17.

$$Ld = (h) (n_s) (60 \text{ min } h^{-1}) \quad (17)$$

donde: h - duración del diseño (h); n_s - velocidad de giro en el árbol V (min^{-1})

La capacidad de carga dinámica básica fue determinada mediante la fórmula 18.

$$C = Pd \left(\frac{Ld}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (18)$$

donde: Pd - es la carga dada de diseño en libras, Ld - duración del diseño en horas y k - es igual a 3 por ser los rodamientos de bolas.

Determinados los parámetros anteriores se selecciona el rodamiento que tenga las dimensiones más adecuadas, identificado ya un conjunto de rodamientos que tengan la capacidad de carga dinámica básica referida.

Seleccionado el rodamiento de bolas que será empleado, se escoge la chumacera con los datos del cojinete de bolas. Para ello será utilizado el catálogo propuesto por Mott (2006a).

Análisis estático del tambor y el chasis

El análisis estático del tambor y el chasis se ha realizado con técnicas de ingeniería asistida por ordenador, gracias al software de análisis por elementos finitos SolidWork (2014), realizándose las siguientes operaciones: pre procesamiento, asignación de materiales, establecimiento de las fuerzas aplicadas, mallado, y obtención de resultados en lo relativo a las deformaciones, desplazamientos (mm) y tensión de von Mises (MPa).

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Determinados los parámetros para el diseño de los elementos estructurales de la transmisión del malacate para la tracción de carga, se arribaron a los siguientes resultados. En la Tabla 3 se muestran los valores de los torques, potencias, frecuencia de rotación así como la relación de transmisión en los cinco arboles del reductor.

TABLE 3. Results of calculations related to the gear reducer
TABLA 3. Resultados de los cálculos relacionados al reductor de engranajes

Torque on drive shafts (Nm)	Powers (kW)	Rotation frequency (s^{-1})	Transmission ratio between conjugated gear pairs (Dimensionless)
$M_{t_1}=5,459$	$N_1=10$	$n_1=183,16$	-
$M_{t_2}=19,257$	$N_2=0,97$	$n_2=50,879$	$U_1=3,6$
$M_{t_3}=57,082$	$N_3=0,96$	$n_3=16,818$	$U_2=3,3$
$M_{t_4}=195,74$	$N_4=0,94$	$n_4=4,805$	$U_3=3,5$
$M_{t_5}=669,10$	$N_5=0,92$	$n_5=1,377$	$U_4=3,7$

Total Gear Ratio of the Reducer

The total transmission ratio of the reducer (i_p), was determined through mathematical expression 6. Obtaining a result of 153.846.

Total Reducer Efficiency

The efficiency of the reducer (η) is equal to 0.87 and was determined using Equation 7.

Bolt Strength of Flexible Metal Coupling

The values of real shear stress (τ) and design (τ_D) were calculated using Equations 8 and 9. The magnitudes obtained are equal to $5.1 \cdot 10^{-5}$ MPa and 67.7 MPa, respectively. With this result the condition is fulfilled that the real shear stress is less than the design shear stress $\tau \leq \tau_D$, therefore, the bolts in the flexible coupling resist.

Drum

Table 4 shows the parameter values for the drum design.

Relación de transmisión total del reductor

La relación de transmisión total del reductor (i_p), fue determinada a través de la expresión matemática 6. Obteniéndose un resultado de 153,846.

Eficiencia total del reductor

La eficiencia del reductor es igual a 0,87 y fue determinada mediante la fórmula 7.

Resistencia en los pernos del acoplamiento metálico flexible

Los valores del esfuerzo cortante real (τ) y de diseño (τ_D) se calcularon a través de las ecuaciones 8 y 9. Las magnitudes obtenidas son iguales a $5,1 \cdot 10^{-5}$ MPa y 67,7 MPa respectivamente. Con este resultado se cumple la condición de que el esfuerzo cortante real es menor igual a esfuerzo cortante de diseño $\tau \leq \tau_D$, por lo que los pernos en el acoplamiento flexible resisten.

Tambor

En la Tabla 4 se muestran los valores de los parámetros para el diseño del tambor.

TABLE 4. Drum Design Parameters
TABLA 4. Parámetros para el diseño del tambor

Parameters	Results
Car travel speed (Vc)	0,333 m s ⁻¹
Drum rotation speed (n_p)	10,60 min ⁻¹
Drum perimeter (P)	1,885 m
Number of drum grooves (Ke)	32 turns
Threaded part length (l)	0,4 m
Total length of the drum (lt)	1 m

Selection of Ball Bearing

For the selection of the ball bearing to be used, it was necessary to determine the design duration (Ld) with a value of $15,792,000 \text{ min}^{-1}$ and the basic dynamic load capacity (C) which is 19,845.87 lb.

Selección del rodamiento y chumacera

Para la selección del rodamiento de bolas a emplear fue necesario determinar la duración del diseño (Ld) con un valor de $15\,792\,000 \text{ min}^{-1}$ y la capacidad de carga dinámica básica (C) la cual es de 19,845.87 lb.

Static Analysis of Drum and Chassis

Material Allocation

When presenting the model as a rigid solid, a material was assigned to the part, so that it would give its results as close to reality as possible, such as ASTM A36 Steel, and its physical properties were as follows (Table 5).

Análisis estático del tambor y el chasis

Asignación del material

Al presentar el modelo como un sólido rígido, se asignó un material a la pieza, para que este arroje sus resultados lo más cercano a la realidad posible, como es ASTM A36 Acero, y siendo sus propiedades físicas las siguientes (Tabla 5).

TABLE 5. Properties of the material. Source: SolidWork (2014)
 TABLA 5. Propiedades del material. Fuente: SolidWork (2014)

Name:	ASTM A36 Steel
Model type:	Linear elastic isotropic
Default error criteria:	von Mises maximum tension
Elastic limit:	250 N mm ⁻²
Traction limit:	40 N mm ⁻²
Elastic module:	200 000 N mm ⁻²
Poisson coefficient:	0,26
Density:	7 850 kg m ⁻³
Shear modulus:	79 300 N mm ⁻²



Applied Loads

Fixed holdings were applied to the drum in each section where the cable is to be wound, simulating that it is wound on it, in addition, bearing-type supports were applied to each end of the shaft where the drum is supported (Figure 1).

Cargas aplicadas

Al tambor se le aplicaron sujeciones fijas en cada sección donde va a enrollarse el cable, simulando que el mismo esta enrollado sobre él, además se le aplicaron unos apoyos tipo rodamientos en cada extremo del árbol donde va apoyado el tambor (Figura 1).



FIGURE 1. Fixings on the drum.
 FIGURA 1. Fijaciones en el tambor.

In the case of the chassis, a remote mass load was applied to simulate the conditions of the torque. It was where the coupling between the motor and the reducer is located, where the torque has a value of 5.4597 N·m and the loads of the weight of the system were also taken into account. These are the most critical conditions of it. This has fixed restrictions, which are located where the chassis will be embedded (Figure 2).

En el caso del chasis se le aplicó una carga masa remota para simular las condiciones del momento torsor donde se encuentra el acoplamiento entre el motor y el reductor donde el momento torsor tiene un valor de 5,4597 N·m, además se tuvieron en cuenta las cargas del propio peso del sistema estas son las condiciones más críticas del mismo. Esta presenta unas restricciones fijas, las cuales se encuentran situadas donde va a estar empotrado el chasis (Figura 2).

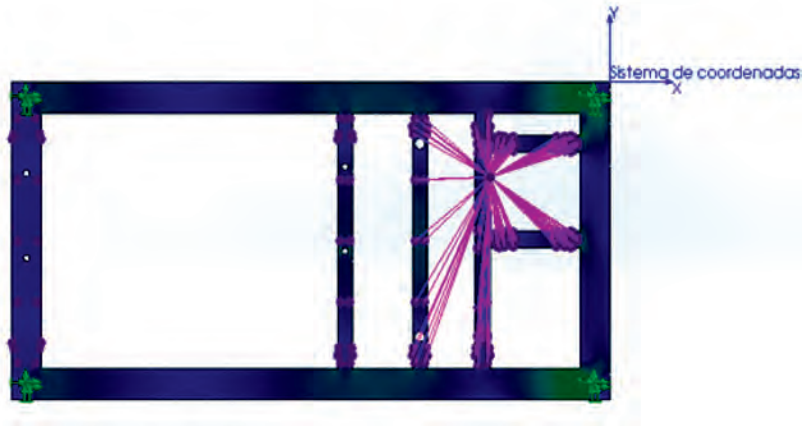


FIGURE 2. Loads applied to the chassis.
 FIGURA 2. Cargas aplicadas sobre el chasis.

Von Mises Voltages for Drum and Chassis Stress State

This is the most suitable failure theory for ductile and uniform materials (tensile strength approximately equal to compressive strength), and whose shear strength is less than tensile strength. This theory basically consists of determining the so-called effective von Mises stress, after having determined the stress state of the worst hit point (Norton, 2011).

As shown in Figure 3, the maximum stress values (9.46 MPa) will be accumulated in the entire section of the shaft where the gear and bearing is coupled, and the minimum stress values in the sections where the cable is wound. So in that place is where the breakage of the piece can occur. The maximum values of stresses do not exceed the elastic limit of the material, therefore, the deformations will not be permanent. This can be corroborated when analyzing the safety factor; it has a value of 26, which can be considered acceptable.

Tensiones de von Mises para el estado tensional del tambor y el chasis

Esta es la teoría de falla más adecuada para materiales dúctiles y uniformes (resistencia a la tracción aproximadamente igual a la resistencia a compresión), y cuya resistencia al cortante sea menor a la de tracción. Esta teoría consiste básicamente en determinar la denominada tensión efectiva de von Mises, tras haber determinado el estado de tensiones del punto más castigado (Norton, 2011).

Como se muestra en la Figura 3 los máximos valores de tensiones (9,46 MPa) van a estar acumulados en toda la sección del árbol donde va acoplado el engrane y la chumacera y los valores mínimos de tensiones en las secciones donde se enrolla el cable. Por lo que en ese lugar es donde puede ocurrir la rotura de la pieza. Aclarar que los máximos valores de tensiones no sobrepasan el límite elástico del material por lo tanto las deformaciones no serán permanentes, esto se puede corroborar al analizar al factor de seguridad, el mismo tiene un valor de 26 lo cual se puede considerar aceptable.

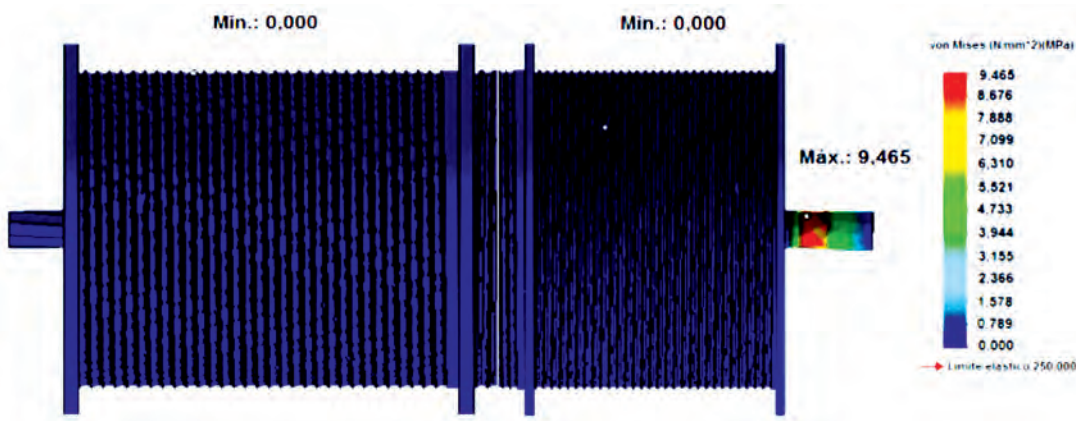


FIGURE 3. Von Mises stresses in the drum.
 FIGURA 3. Tensiones de von Mises en el tambor.

Applying the finite element method to the structure by determining the von Mises stresses, loads were applied to the sections where the motor, reducer and drum are located. It was obtained that the maximum stresses to which the structure will be subjected are equal to 75.6 MPa, located in one of the

Aplicando el método de elemento finito a la estructura mediante la determinación de las tensiones de von Mises se le aplicaron cargas en las secciones donde va ubicado el motor, el reductor y el tambor. Se obtuvo como resultado que las tensiones máximas a las que va a estar sometida la estructura es igual a

embedment of the structure, which is not a significant value compared to the elastic limit of the material (250,000 MPa), therefore, the structure will withstand the loads to which it is subjected (Figure 4).

75,6 MPa, situada en uno de los empotramientos de la estructura, el cual no es un valor significativo comparado con el límite elástico del material (250 000 MPa), por lo tanto la estructura va a soportar las cargas a la que está sometida (Figura 4).

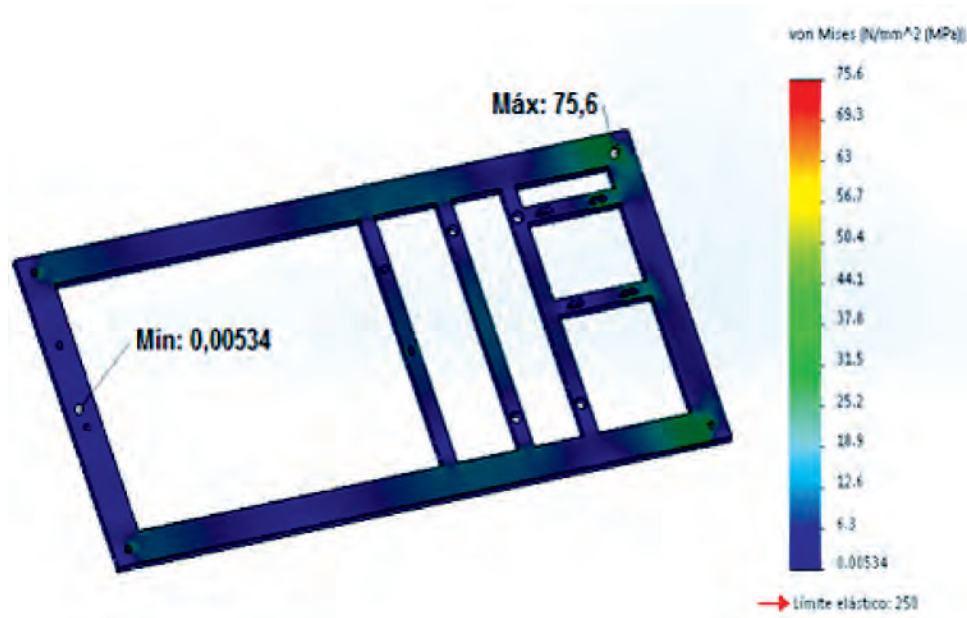


FIGURE 4. Von Mises stresses on the chassis
 FIGURA 4. Tensiones de von Mises en el chasis

Displacement

In Figure 5 it can be seen that the maximum displacements are in the area where the gear is coupled and then, the bearing with a maximum displacement of 0.008513 mm. In that area is where the greatest amount of stresses are found, for which the displacements will be maximum due to the torsional torque generated there, which is 669,104 Nm. The point where the minimum stress values are located is in the sections of the drum where the cable will be wound.

Desplazamientos

En la Figura 5 se puede observar que los desplazamientos máximos se encuentran en la zona donde va acoplado el engrane y luego la chumacera con un desplazamiento máximo de 0,008513 mm, en esa zona es donde se encuentran la mayor cantidad de tensiones, por lo cual los desplazamientos serán máximos debido al par torsional que allí se genera que es de 669,104 Nm. El punto donde se ubican los mínimos valores de tensiones es en las secciones del tambor donde se enrollará el cable.

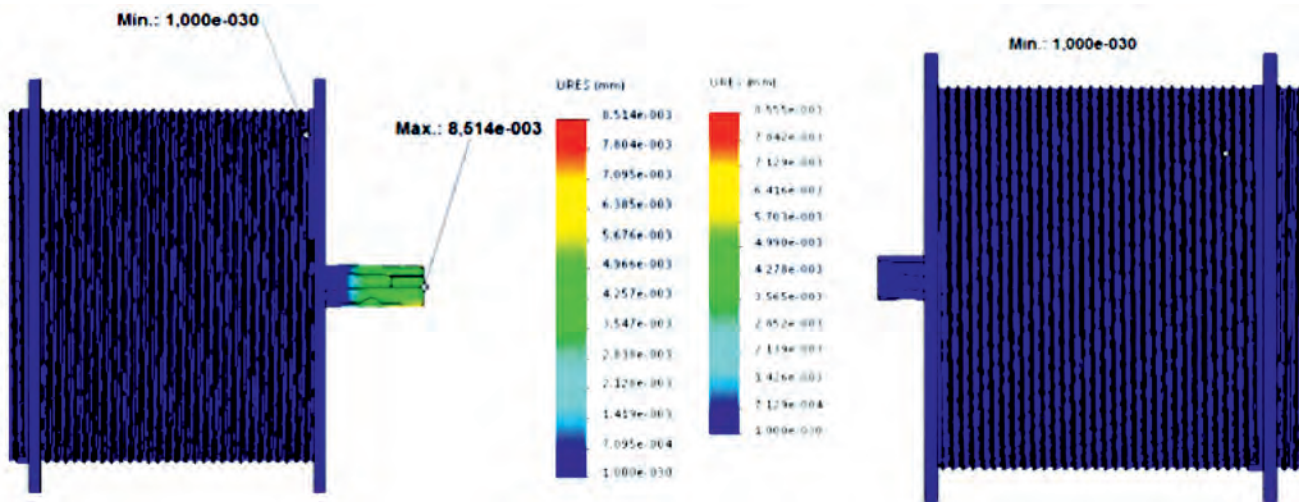


FIGURE 5. Displacements in the drum
 FIGURA 5. Desplazamientos en el tambor

Security Factor

As shown in Figure 6 the safety factor is 26 for the drum and 3.6 for the chassis. This value obtained by the software takes into account the ratio of the value of the limit voltage (in this case the value of the yield stress of the material) and the von Mises stresses. As this value is greater than 1, it can be expressed that the maximum internal stresses in the parts resulting from the acting loads do not exceed the elastic limit, so the deformations will not be permanent.

Factor de seguridad

Como se muestra en la figura 6 el factor de seguridad es de 26 para el tambor y de 3,6 para el chasis, este valor obtenido mediante el software tiene en cuenta el cociente del valor de la tensión límite (en este caso el valor de la tensión del límite elástico del material) y las tensiones de von Mises. Al ser este valor mayor que 1 se puede expresar que las máximas tensiones internas en las piezas producto de las cargas actuantes no sobrepasan el límite elástico, por lo que las deformaciones no serán permanentes.

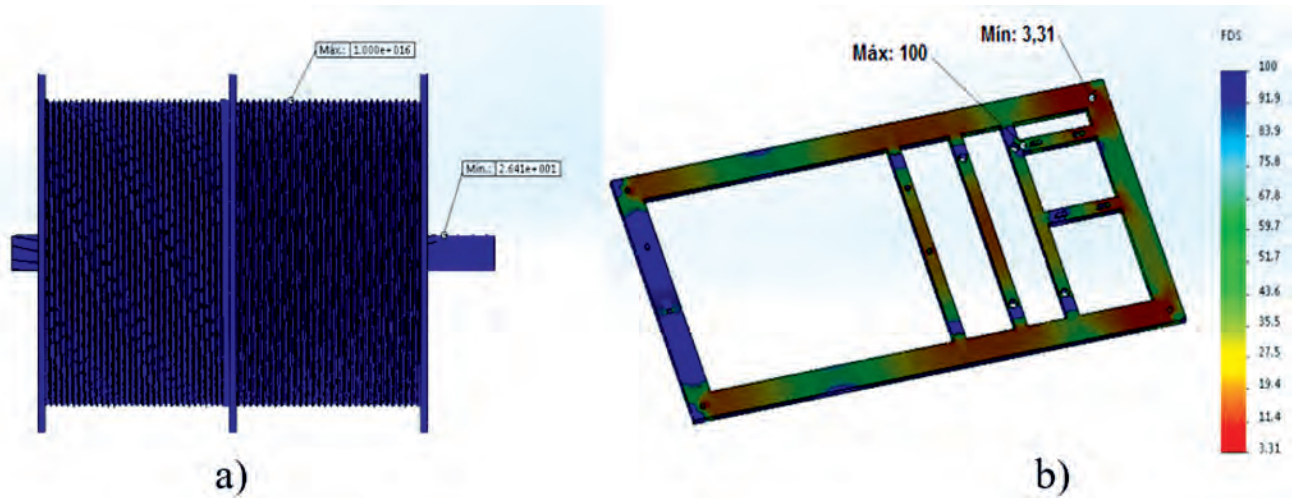


FIGURE 6. Safety factor in the drum (a) and in the chassis (b).
FIGURA 6. Factor de seguridad en el tambor (a) y en el chasis (b).

CONCLUSIONS

- The parameters for the redesign of the winch structural elements for load traction were determined.
- With the new gear transmission, better efficiency (0.87) was achieved in the winch transmission ratio.
- The results of the analysis using the finite element method showed that the maximum stress values did not exceed the elastic limit of the material (250 N mm^{-2}), so there will be no permanent deformations in the assembly, with a safety factor of 3.6 for the chassis and 26 for the drum.
- They managed to eliminate vibrations and also the environmental noise caused by it.

CONCLUSIONES

- Se determinaron los parámetros para el rediseño de los elementos estructurales del malacate para la tracción de carga.
- Con la nueva transmisión por engranaje se logró una mejor eficiencia (0,87) en la relación de transmisión del malacate.
- Los resultados del análisis mediante el método de elementos finitos arrojaron que los valores máximos de tensiones no sobrepasaron el límite elástico del material (250 N mm^{-2}) por lo que no existirán deformaciones permanentes en el conjunto, con un factor de seguridad de 3,6 para el chasis y de 26 para el tambor.
- Se lograron eliminar las vibraciones y además el ruido ambiental provocado por el mismo.

REFERENCES

- CARCAMO, J. ¿Qué esconden los enigmáticos malacates? [en línea] Disponible en: http://wikipediadmz.udg.co.cu/wikipedia_es_all_2015-09/A/Cabrestante.html [Consulta: 20 de diciembre 2017].
- DEUTSCHMAN, A. D.; W. J. MICHELS & C. E. WILSON: *Diseño de máquinas. Teoría y práctica*, Ed. Continental S. A., Mexico D.F., 1987.
- DOBROVOLKI, V.; K. ZABLONSKI; A. RADCHIK y L. ERLIJ: *Elementos de máquinas*, Ed. Editorial Mir, Moscú, 1968.
- FAIRES, V. M.: *Diseño de elemento de máquinas*, Ed. Montaner y Simón S. A., Barcelona. España, 1980.
- GARCÍA DE LA FIGAL, C. J.: *Equipos de elevación: grúas, eleccadores y montacargas*, Ed. Dpto. Ediciones ISPAJE, CUJAE, Marianao, La Habana, 1985.
- GONZÁLEZ, R. G.: "Procedimiento para la obtención de los parámetros geométricos básicos de un engranaje cónico de dientes rectos", *Revista Ingeniería Mecánica*, 2(1): 23-31, 1999.
- GONZÁLEZ, R. G. y O. S. A. MARRERO: "Reingeniería de la geometría desconocida de engranajes cónicos con dientes rectos y curvilíneos", *Revista Ingeniería Mecánica*, 11(3): 13-20, 2008.
- MCKEE, J.: *Design, construction, and evaluation of a hydraulic powered pto winch*, 28pp., BioResource and Agricultural Engineering,

BioResource and Agricultural Engineering Department, California Polytechnic State University, California, 2011.

MENÉNDEZ, S. C.: "Los castilletes mineros: Una aproximación a su tipología", *Energía y Minas. Revista profesional, técnica y cultural de los ingenieros técnicos de minas*, 8: 46-53, 2010.

MOTT, L. R.: *Diseño de Elemento de Máquinas*, Ed. Pearson Educación, Mexico D.F., 2006.

NIEMANN, G.: *Tratado teórico práctico de elementos de máquinas. Cálculo, diseño y construcción*, Ed. Labor S. A., Volumen II, Barcelona, España, 1973.

NORTON, R. L.: *Diseño de Máquinas*, Ed. Pearson Educación, Mexico D.F., 2011.

OLTEAN, I. A.; M. S. POPA y S. VASILE: "Mechanical winch characteristic calculation", *Transfer of Innovations - An Internet magazine about industry innovations*, 22: 31-33, 2012.

PAEZ, A. L. y S. D. A. GÓMEZ: "Design and development of an electric winch for the extraction of vagonetes in a carbon underground mine", *Revista de la Universidad Distrital Francisco José de Caldas*, 14(1): 13-26, 2017.

RESHETOV, D.: *Elementos de Máquinas*, Ed. Pueblo y Educación, Ciudad de La Habana, 1975.

ROJAS, S. J. I. y J. M. DELGADO: "3D Parametric design and static analysis of the first Spanish winch used to drain water from mines", *Revista DYNA*, 82(190): 237-245, 2015.

SOKOLOV, F. y P. USOV: *Mecánica Industrial*, Moscú, 1976.

SOLIDWORK, 22.0.0.5018. EE.UU, 2014.

Alain Ariel de la Rosa-Andino, Prof. Auxilia, Universidad de Granma. Facultad de Ciencias Técnicas, Dpto. de Ingeniería Mecánica, Carretera a Manzanillo, km 17 ½, Peralejo, Apartado 21, Bayamo, M. N. Código Postal 85149. Provincia Granma, Cuba, e-mail: arosaa@udg.co.cu

Idalberto Macías-Socarrás, Profesor, Universidad Estatal Península de Santa Elena, Avenida Principal La Libertad-Santa Elena, La Libertad, Ecuador, e-mail: arosaa@udg.co.cu

Yoandrys Morales-Tamayo, Prof. Universidad Técnica de Cotopaxi, Extensión La Maná, Ecuador, e-mail: arosaa@udg.co.cu

Danelys Pérez-Sutil, Prof. Instructora, Universidad de Granma, Facultad Educación Media, Centro de Idiomas. Manzanillo, Código Postal 87510, Provincia Granma, Cuba, e-mail: arosaa@udg.co.cu

Ismael Rodríguez-Beltrán, Prof. Titular, Universidad de Granma, Facultad de Ciencias Técnicas, Dpto. de Ingeniería Mecánica, Carretera a Manzanillo, km 17 ½, Peralejo, Apartado 21, Bayamo, M. N. Código Postal 85149, Provincia Granma, Cuba, e-mail: arosaa@udg.co.cu

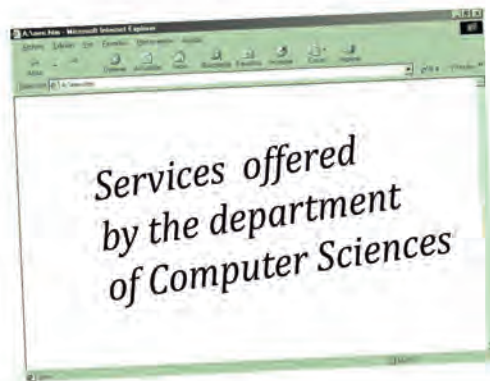
Jonathan Alexis Montaguano-Toaquiza, Ing., Universidad Técnica de Cotopaxi, Extensión La Maná, Ecuador, e-mail: arosaa@udg.co.cu

The authors of this work declare no conflict of interests.

This item is under license Reconocimiento-NoComercial de Creative Commons 4.0 Internacional (CC BY-NC 4.0).

The mention of trademarks of specific equipment, instruments or materials is for identification purposes, there being no promotional commitment in relation to them, neither by the authors nor by the publisher.

AGRARIAN UNIVERSITY OF HAVANA



DESIGN AND ASSEMBLY OF NETWORK PROJECTS DESIGN AND ASSEMBLY OF EDUCATIONAL COMPUTER SCIENCES

Courses

- Web Page Desing
- Programing Under Web Environment
- Programaming Under Windows Environment
- Geogographic Information System
- Multimedia Desing
- Educational Television