

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PERFORADORA DE SUELO PARA ANCLAJES DE DIÁMETRO 32 X 12 000 MM DE LARGO PARA LA ESTABILIZACIÓN DE TALUDES

Luis Juiña¹, Roberto Arellano² y Paúl Llumipanta³

Resumen

El presente artículo describe el proceso para el diseño y construcción de una máquina perforadora de suelos destinada para anclajes con diámetro de 32 mm y una profundidad de 12 000 mm, para la estabilización de taludes. En el diseño se consideró la resistencia del suelo, fuerza y velocidad necesaria de rotación para generar la perforación. Se dimensionó los diferentes elementos mecánicos que permiten la transmisión de fuerza y movimiento considerando los diferentes esfuerzos a los cuales son sometidas las partes, añadiendo el factor de seguridad acorde al tipo de maquina a ser diseñada. Para el movimiento longitudinal y vertical se utilizó sistemas hidráulicos. La evaluación económica se realizó considerando el tiempo de retorno de la inversión y el costo de fabricación local, comparado con el precio de importación de un equipo de similares características.

Palabras clave: Anclaje, máquina, perforación, suelo, talud.

Abstract

In this paper is described the process for design and making of land drilling machine, it will be used for doing holes to moorings with this size diameter 32 mm and 12000 mm, that it will be used for slope stabilization. The land resistance, the force and the required rotation speed for making the hole, were considered in the design process. The some mechanical parts were dimensioned to allow the movement and force transmission, considered the different stresses by which are submitted the parts and added the safe factor in order to machine to be designed. The machine used hydraulic system for longitudinal and transverse movement. Lastly, the economical evaluation was done considering the inversion return in the time and the building local cost was compared with the import price of equipment as the same features.

Keywords: Drilling, land, machine, mooring, slope.

¹Ingeniero mecánico, estudiante de Maestría en Ingeniería Industrial y Productividad- Escuela Politécnica Nacional, profesor de la Carrera de Ingeniería Mecánica – UPS, sede Quito. Autor para correspondencia ✉: ljuina@ups.edu.ec

^{2,3}Estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica – UPS, sede Quito.

Recibido: 07-10-2014, aprobado tras revisión: 19-05-2015.

Forma sugerida de citación: Juiña, L.; Arellano, R.; Llumipanta, P. (2015). “Diseño y construcción de una máquina perforadora de suelo para anclajes de diámetro 32 x 12 000 mm de largo para la estabilización de taludes”. INGENIUS. N.º 13, (Enero-Junio). pp. 20-29. ISSN: 1390-650X.

1. Introducción

El diseño y construcción de una máquina requiere del conocimiento de varios campos de la ingeniería mecánica relacionados con la resistencia de materiales, diseño de elementos, estructuras, procesos de fabricación, análisis de sistemas motrices, sistemas térmicos, manejo de fluidos y finalmente el uso del equipo diseñado.

La máquina diseñada tiene por finalidad realizar perforaciones en suelos, con dos objetivos, el primero para el sondeo, que permite realizar investigaciones a través del reconocimiento de las diferentes capas del terreno mediante la extracción de muestras; el segundo, la perforación de alojamientos destinados para anclajes, que son elementos estructurales que transmiten cargas de tensión superficial [1]. Dentro de las principales aplicaciones se pueden enumerar las siguientes:

- Estabilización de excavaciones profundas
- Control de levantamiento de cimientos
- Estabilización de túneles
- Estabilización de taludes

La máquina seleccionada se determinó a través de las herramientas de ingeniería de valor, que establecen un peso determinado para cada beneficio y el valor más alto obtenido será la solución apropiada [2].

Se consideró estas alternativas:

- Máquina de cabezal pasante
- Máquina de cabezal no pasante
- Máquina de corredera corta
- Máquina de corredera larga

Los parámetros de selección utilizados fueron:

- Construcción
- Costo
- Durabilidad
- Eficiencia
- Estabilidad
- Maniobrabilidad
- Mantenimiento y montaje
- Precisión

La evaluación dio como resultado el diseño y construcción de la máquina perforadora de cabezal pasante.

2. Materiales y métodos

Para el diseño y construcción de la máquina perforadora es necesario dividir el proceso en los siguientes estudios:

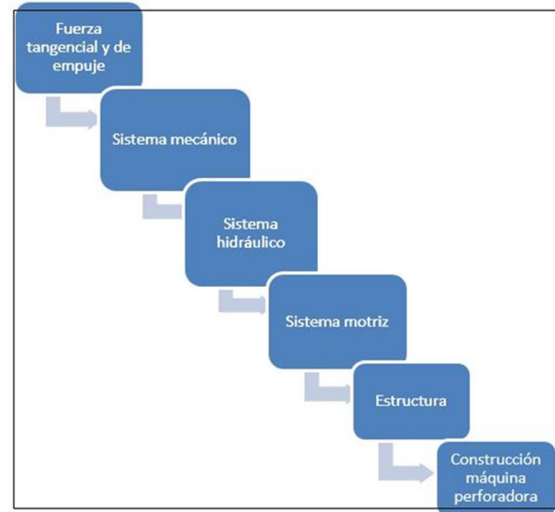


Figura 1. Procesos de diseño.

2.1. Fuerza tangencial y de empuje

Para definir cada elemento que conforma la máquina se debe conocer la fuerza necesaria para perforar un suelo.

Fuerza de empuje.- Es la carga necesaria para producir la penetración de la herramienta en el suelo [3], y se obtiene con las siguientes ecuaciones:

$$F_{\text{mínimo}} = 28.5 \times R_c \times \phi \text{ (lb)} \quad (1)$$

$$F_{\text{máximo}} = 2 \times F_{\text{mínimo}} \text{ (lb)} \quad (2)$$

Donde:

$F_{\text{mínimo}}$ = Fuerza mínima de compresión

$F_{\text{máximo}}$ = Fuerza máxima de compresión

R_c = Resistencia de compresión del suelo

ϕ = Diámetro del barreno

La resistencia a la compresión es de 2.48 MPa.

Como resultado se obtiene:

$$F_{\text{mínimo}} = 1574.23 \text{ N (353.4 lb)}$$

$$F_{\text{máximo}} = 3148.46 \text{ N (706.4 lb)}$$

Para definir el torque fue necesario obtener la fuerza tangencial tomando en cuenta la geometría de la herramienta con diámetro de 125 mm y un ángulo de hélice de 30°.

$$F_t = \frac{F_{m\acute{a}xima}}{\tan 30^\circ} \quad (3)$$

El torque se obtiene con la siguiente fórmula:

$$T = F_t \times R \quad (4)$$

Donde:

T = Torque (Nm)

F_t = Fuerza tangencial (N)

R = Radio de la herramienta (m)

$$T = 348.28 \text{ Nm}$$

Con el torque necesario para producir la perforación se definió la potencia requerida a través de la siguiente fórmula:

$$P = T \times w \quad (5)$$

Donde:

P = Potencia (Kw)

T = Torque (Nm)

w = Velocidad angular (rad/s)

La velocidad angular recomendada es de 26.179 rad/s. La potencia requerida para la perforación es de 9.06 Kw. El motor seleccionado fue 9.6 Kw, RPM 2600.

2.2. Elementos mecánicos

Una vez definido las fuerzas necesarias para poder realizar las perforaciones se diseñó los elementos mecánicos considerando los diversos criterios de diseño de elementos mecánicos.

2.2.1. Tornillos de sujeción

Tiene por finalidad mantener la presión axial y rotacional en las muelas de sujeción, en la Figura 2 se detalla la forma del tornillo en AISI 4340.

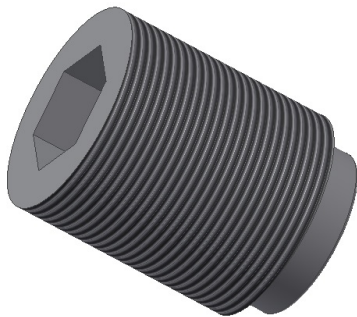


Figura 2. Tornillos de sujeción.

Para su dimensionamiento se consideró el esfuerzo combinado [4] para determinar el área de esfuerzo a tracción, con la siguiente fórmula:

$$A_t \geq \frac{F}{0.4 \times S_y} \quad (6)$$

Donde:

A_t = Área de esfuerzo a tracción

S_y = Resistencia a la fluencia

F = Fuerza axial

$$F = 2 \times \sqrt{F_t^2 \times F_e^2} \quad (7)$$

Donde:

F = Fuerza axial

F_t = Fuerza de tracción

F_e = Fuerza de empuje

Como resultado se obtuvo el valor de 12598.02 N. Con el respectivo cálculo se determinó utilizar tornillos rosca Whitworth con un diámetro exterior $1\frac{3}{8}$ de pulgada y 6 hilos \times pulgada de cabeza hueca hexagonal.

2.2.2. Mandril

Elemento donde se ubican las mordazas de sujeción como se indica en la Figura 3.

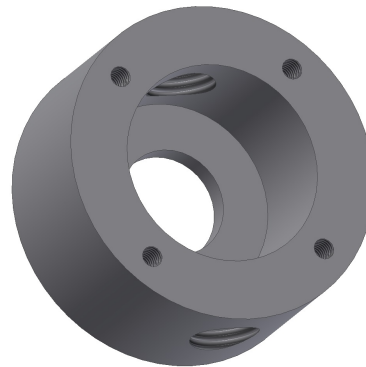


Figura 3. Mandril.

El elemento se diseñó considerando el esfuerzo admisible del material, acero AISI 4340, los concentradores de esfuerzos tanto geométrico como teórico que generan las perforaciones y el esfuerzo máximo a torsión generado.

Se comprobó el desempeño de la pieza utilizando las fórmulas de diseño de elementos mecánicos [5], que se mencionan a continuación:

$$\tau_{max} = \frac{T \times r}{J} \quad (8)$$

Donde:

T = Torque de la máquina

r = Radio

J = Segundo momento polar de inercia

$\tau_{m\acute{a}x}$ = Esfuerzo cortante máximo del mandril

$$D \geq \left(\frac{16 \times T}{\pi \times \tau_{max} \times (1 - k^4)} \right) \quad (9)$$

Donde:

D = Diámetro exterior del mandril

T = Torque

k = Relación diámetros interior-exterior

$\tau_{\text{máx}}$ = Esfuerzo cortante máximo del mandril

Con las dimensiones propuestas y el torque de la máquina se obtuvo la siguiente relación considerando un factor de seguridad 4:

$$\tau_{max} \leq \tau_{adm} \quad (10)$$

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{4} \quad (11)$$

Donde:

τ_{max} = Esfuerzo cortante máximo (0.903 MPa)

τ_{adm} = Esfuerzo admisible

S_y = Esfuerzo de fluencia (686 MPa)

$$0.903 \leq 171.5$$

Otro de los elementos importantes que conforman la máquina es el portavástago, que se indica en la Figura 4, y que se diseñó con el mismo criterio del mandril. Se utilizó el acero AISI 4340.

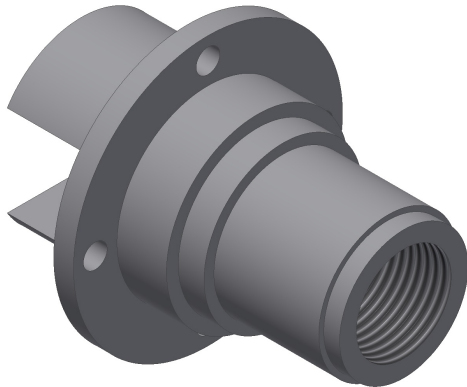


Figura 4. Portavástago.

Asignado los siguientes diámetros:

Diámetro interior 50 mm. Diámetro exterior 70 mm.
El resultado obtenido fue:

$$7.37 \text{ MPa} \leq 171.5 \text{ MPa}$$

El elemento tiene varios diámetros y el escalonamiento se dio con un intervalo de 2 a 5 mm. [6] y dando preferencia a la facilidad para el montaje de elementos normalizados como rodamientos.

2.2.3. Mordazas

Son elementos, como se muestra en la Figura 5, que evitan que la tubería se deslice y a la vez impiden el giro al momento de provocar la perforación, el material utilizado es AISI/SAE 01.

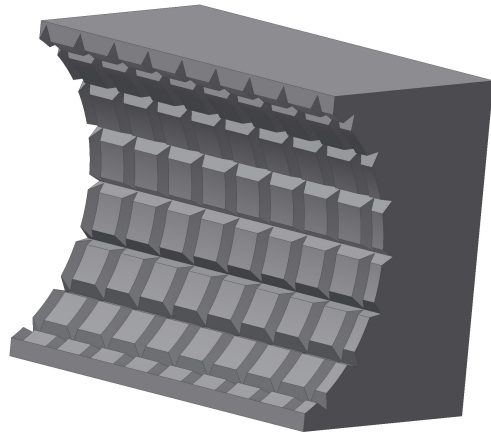


Figura 5. Mordazas.

El dimensionamiento de la pieza se comprobó a través de la deformación unitaria considerando la fuerza axial, con las siguientes fórmulas:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (12)$$

Donde:

E = Módulo de elasticidad

σ = Esfuerzo

ε = Deformación unitaria

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (13)$$

Donde:

σ = Esfuerzo

F = Fuerza axial

A = Área de sección

Como resultado se obtiene una deformación de 0.0043 mm, lo que indica que la pieza con las dimensiones propuestas no se deformará.

2.2.4. Vástago

Permite el deslizamiento vertical; es un eje que consta de tres ranuras provistas de chavetas que hacen girar la herramienta y en su extremo un sistema de rosca para sujetar el útil de corte. En la Figura 6 se indica este elemento.

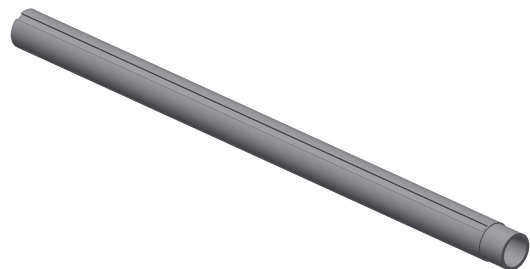


Figura 6. Mordazas.

El vástago fue diseñado en acero AISI 1518 barra perforado, con diámetro interior de 50 mm y 1000 mm de largo, para el diámetro exterior se utilizó esfuerzos combinados de torsión, flexión y carga axial [7], adicionalmente, se añadió factores de choque y fatiga debido a la forma de trabajo expuesta, dentro de la siguiente fórmula:

$$D^3 = \frac{16}{\pi s_s (1 - k^4)} \sqrt{(k_t M_t) + \left[k_b M_b + \frac{\alpha F_a (1 - k^2)}{8} \right]} \quad (14)$$

Donde:

D = Diámetro exterior

K = Relación diámetro interior/diámetro exterior

S_s = Esfuerzo permisible

K_t = Factor combinado fatiga y choque (torsión)

K_b = Factor combinado fatiga y choque (flexión)

α = Factor de acción de columna

F_a = Carga axial

M_t = Momento torsor

M_b = Momento flexionante

El diámetro obtenido es de 60.9 mm. Para el aseguramiento del elemento cortador con el vástago se utilizó perfil cuadrado y la relación al desgaste con la siguiente ecuación [8]:

$$d_m \geq \sqrt{\frac{2 \times F}{\pi \times \varphi \times S_d}} \quad (15)$$

Donde:

d_m = Diámetro medio de la tuerca

S_d = Esfuerzo permisible

F = Fuerza axial

φ = relación longitud/diámetro medio de la tuerca 1.8

El diámetro obtenido fue de 0,041 mm (1,615 plg). Debido a que el diámetro medio es menor al diámetro interior del vástago, se seleccionó un diámetro exterior ACME 2¼" x 6 hilos por pulgada.

Se analizó el esfuerzo cortante con el esfuerzo admisible del material generando un factor 7.2.

2.2.5. Chaveta

Estos elementos se usan para fijar piezas como engranes o poleas a sus ejes, de modo que se transmita momento de torsión.

Es un elemento normalizado fabricado de acero 10-45 y con medidas en pulgadas, y que se seleccionó de acuerdo con el diámetro exterior del eje, dando como resultado una chaveta de 12.54 mm (½") x 9.52 mm (¾") x 335 mm.

Se comprobó su resistencia a cortante y a compresión dando los siguientes resultados:

1. Para evitar la falla debida a cortante:

$$\tau \leq \frac{S_{sy}}{n} \quad (16)$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante

S_{sy} = Esfuerzo admisible (teoría de distorsión)

n = Factor de seguridad

$$0.95 \text{ MPa} \leq 45.23 \text{ MPa}$$

2. Para evitar la falla debida a compresión:

$$\sigma_{dis} \leq \frac{\sigma_{ad}}{n} \quad (17)$$

Donde:

σ_{dis} = Esfuerzo de diseño

σ_{ad} = Esfuerzo admisible

n = Factor de seguridad

$$2.55 \text{ MPa} \leq 70.56 \text{ MPa}$$

Con los valores calculados se demostró que los elementos cumplirán las funciones solicitadas.

2.3. Relación de transmisión

La Figura 7 muestra la relación que se utilizó en el diseño del sistema motriz.

Se determinó la relación total de transmisión con los siguientes datos: Número de revoluciones de entrada = 2600 rpm. Número de revoluciones de salida = 250 rpm

$$i_t = 10.7$$

La relación es superior a la relación 6:1, por lo tanto, se recomienda transmisión por medio de cadena de rodillos [9], convirtiéndose en transmisión compuesta. Las relaciones establecidas fueron $i_1 = \frac{6}{1}$ e $i_2 = \frac{1.9}{1}$, para la primera relación se utilizó sistema de catarina, y para la segunda relación piñones cónicos para orientar el movimiento a 90°.

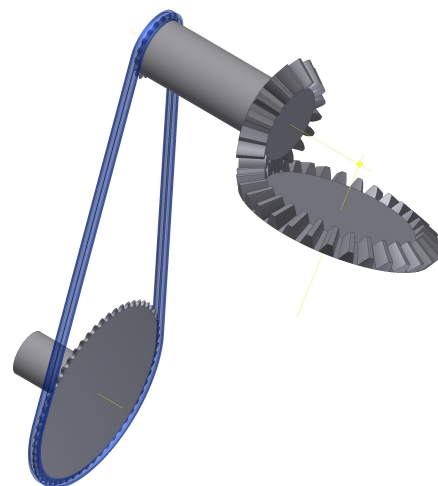


Figura 7. Relación de transmisión.

Piñón 1	11 dientes
Piñón 2	21 dientes
Piñón 3	17 dientes
Piñón 4	31 dientes

2.4. Camisa

Elemento mecánico que permite girar el vástago mediante tres chaveteros, provisto del movimiento circular del piñón 4. El material seleccionado fue bronce SAE 68, y el análisis se realizó como viga con carga puntual, como se indica en la Figura 8.

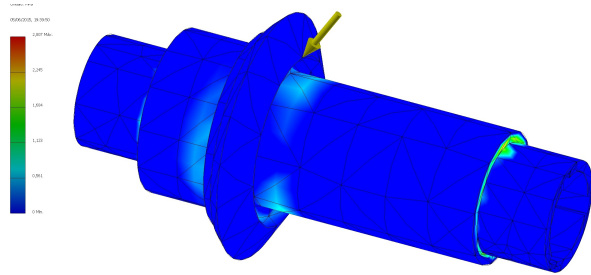


Figura 8. Camisa.

Se calculó la fuerza tangencial [10], con la siguiente fórmula:

$$T = F_t \frac{D_m}{2} \quad (18)$$

Donde:

D_m = Diámetro primitivo del piñón (157.48 mm)

T = Torque (366.7 Nm)

F_t = Fuerza tangencial

Con los ángulos de presión (20°) y de paso (60°) se calculó la fuerza radial y axial.

Fuerza axial = 1778.25 N (1)

Fuerza radial = 1026.67 N (2)

Con el diagrama de cuerpo libre de la figura 9 y el análisis estático se determinó que el elemento está sometido a torsión y momento en dos ejes.

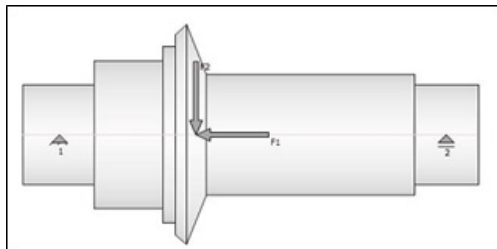


Figura 9. Diagrama de cuerpo libre camisa.

El momento combinado fue de 386.75 Nm con análisis numérico y mediante la simulación 3D el valor

obtenido fue de 381,966 Nm con una variación de 1,2%. El valor de torsión fue de 366.70 Nm.

De acuerdo con la teoría de energía de distorsión se obtuvo el diámetro a través de las siguientes ecuaciones:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (19)$$

$$\sigma = \frac{32 \times M}{\pi \times d^3} \quad (20)$$

$$\tau = \frac{16 \times T}{\pi \times d^3} \quad (21)$$

$$\sigma' = \frac{S_y}{N} \quad (22)$$

En la Figura 10 se describe el diámetro ideal sugerido por el programa de modelado 3D.

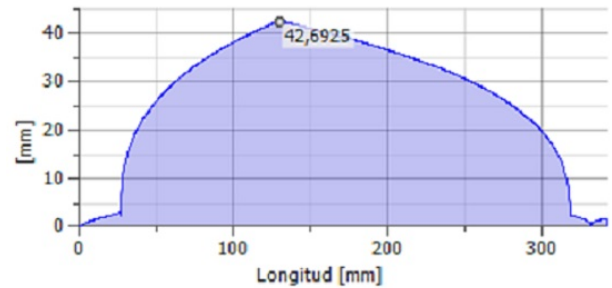


Figura 10. Diámetro ideal de la camisa.

Del desarrollo de las ecuaciones se despejó diámetro d , el resultado fue 46.23 mm; la diferencia fue del 7,89%, sin embargo, el vástago mide 63, por lo tanto, se utilizó un diámetro de 83 mm.

2.5. Eje principal

En la Figura 11 se indica el diagrama del eje principal.

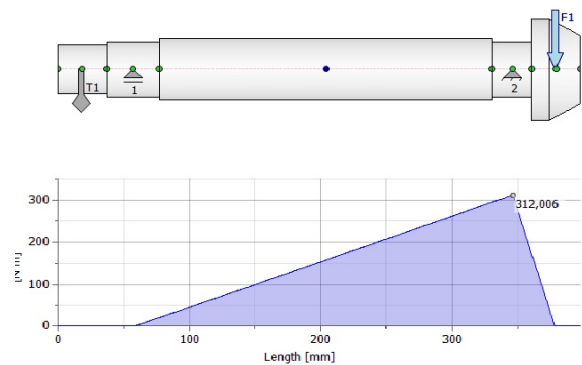


Figura 11. Eje principal.

Al igual que la camisa fue necesario definir el diagrama de cuerpo libre, realizar el análisis estático y como resultado se registraron los siguientes valores:

Momento combinado 312.0062 Nm y 366.70 Nm. Con la ayuda del simulador se encontró un diámetro ideal de 40,13 mm, representado en la Figura 12.

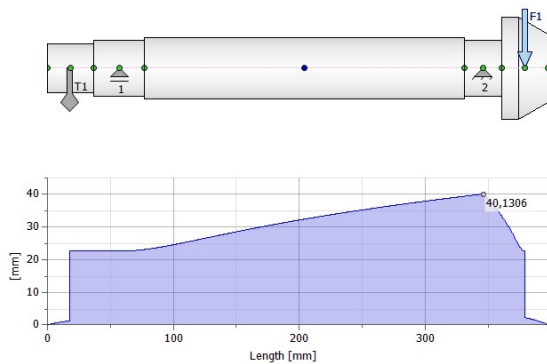


Figura 12. Diámetro ideal del eje principal.

Según las ecuaciones de la teoría de energía de distorsión, se obtuvo un diámetro de 42,7 mm, dando un error del 6%, entre la simulación y la aplicación de la teoría. El diámetro final utilizado en la zona crítica fue de 45 mm acorde a los rodamientos seleccionados.

2.6. Rodamientos

Tanto el eje principal como la camisa necesitan de elementos mecánicos que permitan el movimiento rotacional entre un eje y agujero, en la Figura 13 se indica la disposición de los mismos.

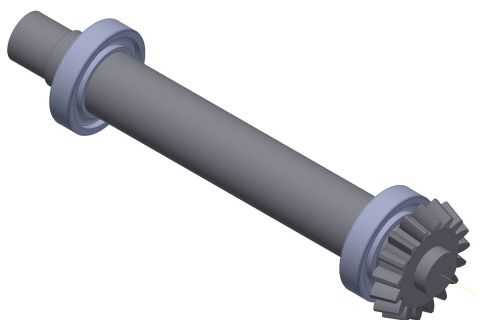


Figura 13. Rodamientos del eje principal.

Para seleccionar los rodamientos se consideró la carga dinámica C [11] a través de la siguiente ecuación:

$$C = \frac{P \times f_l}{f_N} \tag{23}$$

Donde:

- P = Carga equivalente (N)
- f_l = Factor de duración
- f_N = Factor de velocidad

Para los factores se consideró la velocidad de trabajo y un número de horas programadas 30 000. Para la carga equivalente se utilizó la siguiente ecuación:

$$P = V \times R \tag{24}$$

Donde:

- V = Factor de rotación (pista interna/externa)
- R = Carga radial

Con los valores calculados se obtuvo una cantidad de 31 465.14 N, este permite seleccionar el rodamiento con la Figura 14.



Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, con Solid Oil

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Límite de velocidad	Designación
d	D	B	dinámica	estática		
mm			C	C ₀	rpm	* rodamiento SKF Explorer
45	85	23	33,2	21,6	3700	62209-2RS1/W64

Figura 14. Selección de rodamientos.

Con esta metodología se determinó los demás rodamientos que conforman la máquina.

2.7. Portacilindros

Para el portacilindros se realizó los cálculos para determinar su deformación en función de una carga puntual provocada por la fuerza para perforar, los resultados fueron comprobados con la utilización del software INVENTOR con su módulo de análisis estático.

La carga puntual fue de 3156,46 N y la deformación máxima de 1.44 × 10⁻⁷ mm.

En la figura 15 de describe la posición de la carga.

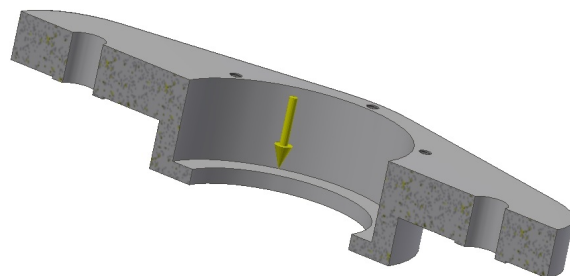


Figura 15. Posición de carga del portacilindro.

De la simulación realizada en el software de diseño el resultado de desplazamiento es de 0.01232 mm, que se indica en la Figura 16 correspondiente al portacilindro deformado.

2.8. Estructura

La estructura de la máquina cuenta con dos elementos, la parte fija que soporta el motor de combustión y la parte móvil donde se encuentra el cabezal perforador.

2.8.1. Base móvil

La base móvil está constituida de perfil UPN tipo C 100 x 50 x 6 mm y perfil L 65 x 6 mm. Las cargas consideradas fueron: Carga 1 peso de motor y caja de cambios 498,160 N color amarillo Carga 2 peso de la caja portaejes. 142,220 N color rojo

En la Figura 17 se describe la distribución de cargas. La Figura 18 muestra la deformación de la estructura.

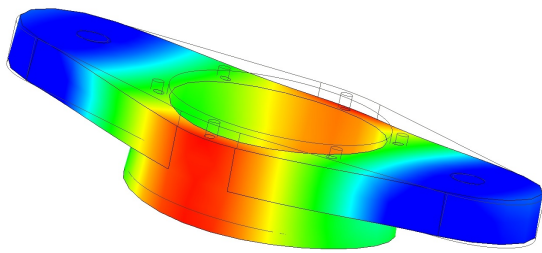


Figura 16. Portacilindro deformado.

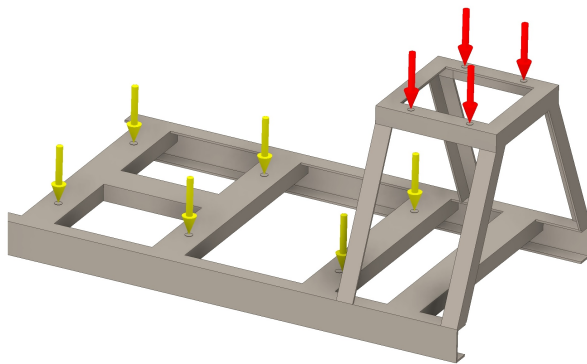


Figura 17. Distribución de cargas en una base móvil.

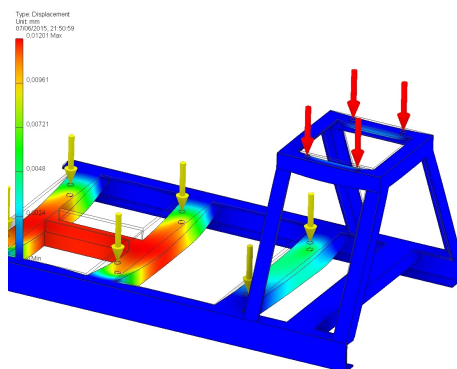


Figura 18. Deformación de la estructura.

El resultado de desplazamiento máximo de toda la estructura es de 0,012 mm.

2.9. Base fija

La base fija está constituida por perfil angular del tipo L 63.5 x 63.5 x 6.35 mm; para el análisis de la estructura se consideró las mismas cargas de la estructura fija por ser parte del mismo conjunto.

Carga 1 color amarillo. Carga 2 color rojo.

En la Figura 19 se indica la distribución de cargas.

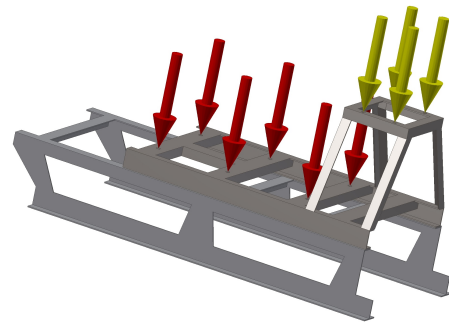


Figura 19. Distribución de cargas en una estructura completa.

En la Figura 20 se detalla la deformación que se genera en el conjunto.

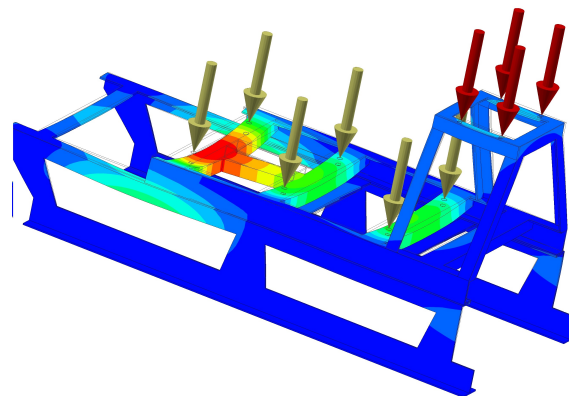


Figura 20. Deformación estructura completa.

El resultado de deformación máxima en el conjunto compuesto es de 0.0165 mm.

2.10. Costo

La fabricación de la máquina involucra la adquisición de materiales, costos de fabricación, elementos normalizados, montaje y valores asignados por ingeniería y transporte.

En la Tabla 1 se indican los valores generados en este proyecto.

Tabla 1. Resumen de costos generados.

Sistema mecánico	1153,00
Estructura	326,00
Elementos normalizados	3696,96
Sistema hidráulico	2047,96
Costo de fabricación	4115,00
Costo de montaje	172,00
Transporte	100,00
Ingeniería	2100,00
Subtotal	13710,92
Imprevistos 5%	685,55
IVA	1645,31
TOTAL	16041,78

Con el costo de la máquina definido, fue necesario determinar el punto de equilibrio en función del número de metros a perforar por mes, se utilizó la siguiente ecuación:

$$P_e = \frac{CF}{P_{vu} - C_v u} \quad (25)$$

Donde:

P_e = Punto de equilibrio

C_f = Costo fijo (se consideró un año de trabajo)

P_{vu} = Precio de venta unitario

$C_v u$ = Costo de perforación

Con los valores se obtuvo el siguiente resultado.

$$P_e = \frac{28.11}{30 - 0.34} \quad (26)$$

Es necesario perforar mensualmente 78.98 metros para cubrir la inversión realiza.

Se realizó el análisis de la tasa de retorno considerando el 15.56% de interés que es fijado por el Banco Central, y como resultado se obtuvo 16.48%.

2.11. Construcción

La máquina construida se indica en la Figura 21.

**Figura 21.** Máquina construida.

En la Tabla 2 se resumen el detalle de tiempo utilizado para el proceso de diseño y fabricación de la máquina perforadora.

Tabla 2. Resumen de tiempos.

Ítem	Tiempo (h)
Diseño	420
Construcción	196
Montaje	28
total	644

Con periodos de 8 horas diarias la máquina fue construida en su totalidad en 80,5 días.

3. Conclusiones

El valor de resistencia a la compresión del suelo usado, para determinar las cargas a las cuales estará sometida la máquina diseñada fue de 2,48 MPa.

El manejo adecuado de tablas y la definición correcta de las condiciones de trabajo permiten la selección correcta de los elementos normalizados que conforman la máquina.

Para este proyecto, el modelado 3D con el software INVENTOR brindó la facilidad de visualizar cada elemento y su representación en ensamble.

La versatilidad del programa permitió trabajar en diferentes entornos, uno de ellos la generación de ejes, en el cual se verificó las cargas y momentos generados con un promedio de error de 1,2

La comparación de diámetros para el eje principal y camisa entre los cálculos realizados y el programa, tuvo una diferencia de 6 y 7,89% respectivamente, siendo los datos del simulador menores al calculado garantizando de esta manera que los ejes no fallarán a las cargas establecidas.

Con el módulo de análisis de tensiones se verificó la pieza portacilindros dando como resultado una deformación máxima de 0.01232 mm.

El chasis de la máquina se desarrolló en el módulo Frame tanto para la base móvil como para la fija; el análisis estático se realizó con cargas puntuales y en conjunto, dando como resultado una deformación máxima de 0.0165 mm. Mediante el análisis matemático, la deformación máxima calculada fue de 1.01 mm, la diferencia de 1 mm, que se da por analizar el elemento crítico. El software permite evaluar todo el conjunto, a mayor rigidez, su resultado en deformación es menor.

La utilización de programas de diseño en 3 dimensiones con módulos de análisis agiliza el proceso de diseño y permite realizar análisis convergente en diferentes escenarios y materiales.

En la parte de costos se concluye que la máquina necesita trabajar 947,80 metros para recuperar la in-

versión y a partir de 949 metros empieza a generar rentabilidad.

Referencias

- [1] R. Arellano and P. Llumipanta, "Diseño y construcción de una máquina perforadora de suelos para anclajes de diámetro 32 x 12 000 mm de largo para estabilización de taludes," *Proyecto de titulación, Universidad Politécnica Salesiana, Quito, Ecuador*, diciembre, 2013.
- [2] B. Niebel, "Ingeniería industrial, métodos, estándares y diseño del trabajo," *México DF*, 2004.
- [3] B. Belillo, "Manual de perforación y voladuras de rocas," *Instituto geológico y minero, España*, p. 54, 2002.
- [4] R. Norton, "Diseño de máquinas," *Editorial McGraw-Hill, España*, p. 82, 2009.
- [5] J. Shigley and C. R. Mischke, "Diseño en ingeniería mecánica," *Editorial Mc. Graw Hill*, p. 483, 2008.
- [6] B. Richard and N. Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 9th ed. México: McGraw Hill, febrero del 2009.
- [7] V. M. Faires, "Diseño de elementos de máquinas," *Editorial Limusa, México*, p. 52, 1995.
- [8] F. M. Faires, "Diseño de elementos de máquinas," *Editorial Limusa, México*, p. 52, 1995.
- [9] Intermec, "La transmisión de potencia de rodillos," T. edición, Ed., 2014, p. 43.
- [10] R. Mott and V. González, "Diseño de elementos de máquinas," *Editorial Pearson, México*, p. 323, 2006.
- [11] SKF, "Manual general de rodamientos." Italia, 1989, p. 291.