

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SOPORTE UNIVERSAL AUTOMATIZADO PARA LA REPARACIÓN DE MOTORES PARA LA EMPRESA TRACTO DIESEL

Nelson David Burbano Pozo

Ing. Félix Manjarrés
Ing. Héctor Terán

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica
Quijano de Ordóñez y Márquez de Maenza S/N
Latacunga, Ecuador
Email: davidb_911@hotmail.com, fxmanjarres@espe.edu.ec,
hcteran@hotmail.com

RESUMEN

Una de las preocupaciones de las empresas automotrices de hoy en día, es mejorar el prestigio y calidad de servicio, para lo cual se diseñan nuevas estrategias de repotenciar los procesos de servicio técnico.

Los tiempos utilizados en procesos técnicos cada vez deben ser más cortos para satisfacer las necesidades de clientes que día a día se vuelven más exigentes.

Una demora ocasionaría baja de producción y disminución de la imagen de calidad de cada empresa.

El presente trabajo presenta una solución a la problemática de una empresa privada, encargada de reparar motores diésel de tonelaje medio y completo hasta 1000kg.

ABSTRACT

One of the concerns of the automotive companies of today, is to improve the prestige and quality in the service, for this new strategies are designed day by day.

The time used in technical process every time must be shorter to satisfy the needs of customers more and more difficult.

A delay will cause low production and bad image of each company.

The present project presents one solution to a problem on one private company, this company fix heavy engines up to 1 ton.

I. INTRODUCCIÓN

La empresa necesitaba un soporte con el cual acortar los tiempos de

reparación al mínimo necesario. Dicho soporte fue diseñado en base a las medidas y pesos de los motores que la empresa repara, una vez el motor es colocado sobre la máquina, ésta lo hace girar mediante un sistema de corona sinfín y un motor eléctrico controlado por un selector. Se emplearon análisis de funcionalidad y dimensionamiento, además de herramientas computarizadas como software especializados en diseño para sustentar los cálculos manuales. Se desarrolló procesos de manufactura acordes al diseño final, el proyecto presenta un protocolo de pruebas y un estudio de costos que validan su realización.

II. PARÁMETROS DE SELECCIÓN

Tabla 1: Parámetro de diseño

Parámetro	Dimensión
Capacidad máxima de carga	1 ton.
Alto (motor más largo)	1400mm
Ancho (motor más ancho)	1000mm
Largo (motor más largo)	1500mm
Velocidad de giro	5 rpm

Fuente: Autor.

III. DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

Para determinar los cálculos y seleccionar los componentes es necesario establecer la forma del soporte para lo cual se diseña a continuación.

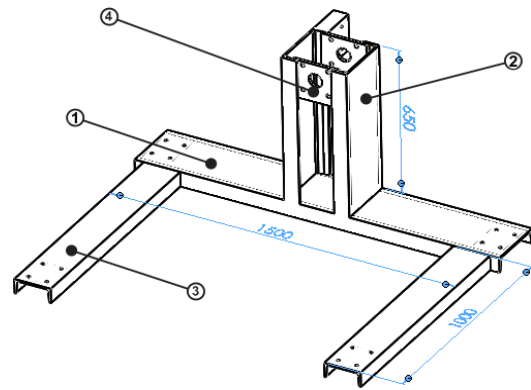


Figura 1: Forma del soporte
Fuente: Autor.

El soporte tiene su estructura principal dividida en secciones como son: 1) Viga principal. 2) Columna soporte. 3) Brazos estabilizadores. 4) Placas soporte para el conjunto de giro.

1) Viga principal

Para diseñar la viga principal se toma en cuenta la carga que va a soportar.

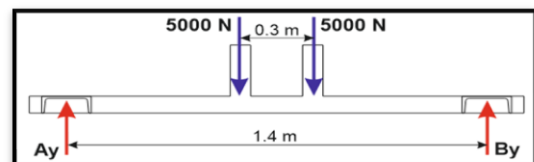


Figura 2: Cargas en viga principal.
Fuente Autor.

$$\sigma_{flex} \leq \frac{S_y}{FS}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{W_y}$$

Reemplazando y despejando se tiene:

$$W_y = \frac{M_{max} \cdot FS}{S_y} = \frac{2750 \text{ Nm} \cdot 2}{250 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2}$$

$$W_y = 22.0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 22.0 \text{ cm}^3$$

Se selecciona el perfil UPAM 10 x 15.30 que tiene un $W_y = 22.1 \text{ cm}^3$, por motivos de costo favorable y resistencia suficiente.

2) Columna soporte

Para el diseño de la columna soporte se toma en cuenta la teoría de columnas con carga excéntrica.

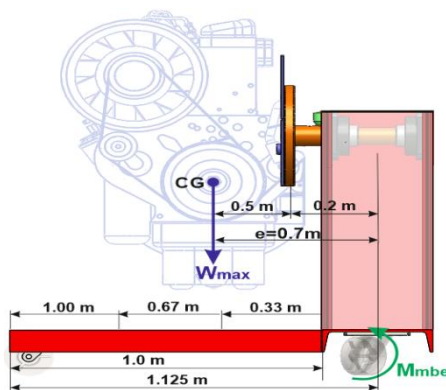


Figura 3: Cargas en columnas y brazos.

Fuente: Autor.

La distancia máxima desde el eje centroidal de la sección transversal hasta el centro de gravedad (máxima excentricidad e), se obtiene sumando la distancia desde el eje centroidal hasta la placa de sujeción del motor diésel y la mitad del ancho máximo de los motores.

$$e = 0.2 \text{ m} + \frac{1.0 \text{ m}}{2}$$

$$e = 0.7 \text{ m} = 70 \text{ cm}$$

La longitud efectiva de la columna (L_e) viene dado según el texto ¹

$$L_e = K \cdot L = 2.1 \cdot 0.65 \text{ m}$$

$$L_e = 1.365 \text{ m} = 136.5 \text{ cm}$$

La fórmula del radio mínimo de giro se determina así:

$$r = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} = \sqrt{\frac{5986.54 \text{ cm}^4}{60.64 \text{ cm}^2}}$$

$$r = 9.93 \text{ cm}$$

Dónde:

I_{min} = Momento de inercia mínimo

A = Área de la sección transversal de la columna

¹DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS, Robert Mott, Segunda edición, Capítulo 6.

La distancia desde el centro de la columna a las fibras exteriores de la transversal viene dado por:

$$c = \frac{h}{2} = \frac{254 \text{ mm}}{2}$$

$$c = 127 \text{ mm} = 12.7 \text{ cm}$$

Dónde:

h = Ancho de la columna = 254 mm Por conveniencia se ocupará el mismo perfil que la viga principal.

3) Brazos estabilizadores

Los brazos estabilizadores están sometidos al momento flector M_{mbe} debido a la carga máxima y la excentricidad con respecto al eje de la columna.

$$M_{mbe} = \frac{W_{max} \cdot e}{2} = \frac{10000 \text{ N} \cdot 0.7 \text{ m}}{2}$$

$$M_{mbe} = 3500 \text{ Nm}$$

Ya que son dos brazos estabilizadores cada uno debe resistir la mitad del momento es decir:

$$M_{mbe1} = 1750 \text{ Nm}$$

De forma semejante a la viga principal, a partir del momento se determina el módulo de la sección W_y del perfil requerido para soportar la carga sin fallar:

$$W_y = \frac{M_{mbe1} \cdot FS}{S_y} = \frac{1750 \text{ Nm} \cdot 2}{250 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2}$$

$$W_y = 14.0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 14.0 \text{ cm}^3$$

En base al módulo de la sección calculado y por disponibilidad en el mercado, se selecciona el perfil UPN 160 que tiene un módulo $W_y = 18.3 \text{ cm}^3$.

Diseño de bancada en Solid Works.

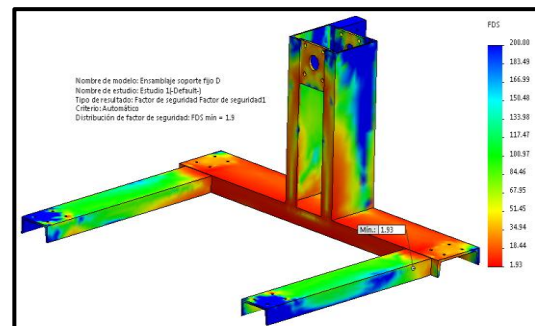


Figura 4: Factor de seguridad en bancada.

Fuente: Autor.

Diseño del conjunto de giro.

Con $M_{max} = 1250 \text{ Nm}$, $T_{giro} = 500 \text{ Nm}$ y factor de diseño $FS = 2$, se determina el diámetro del eje utilizando la ecuación para el diseño de flechas sujetas a cargas de flexión y torsión mediante la teoría

de la energía de distorsión obtenida del texto ²

$$\phi_{eje} = \left[\frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \left(M_{max}^2 + \frac{3}{4} T_{giro}^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$\phi_{eje} = \left[\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 250 \cdot 10^6} \left(1250^2 + \frac{3}{4} 500^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$\phi_{eje} = 0.0476 \text{ m} = 47.6 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se selecciona un eje con un diámetro estándar de 50 mm

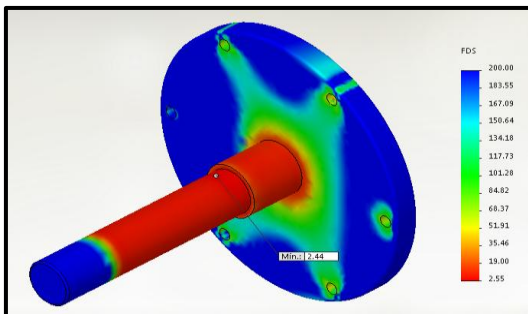


Figura 5: Factor de seguridad en eje.

Fuente: Autor.

Diseño de la placa soporte para chumaceras

Para este efecto se utilizara la herramienta Solid Works para calcular la forma correcta de las placas de soporte para chumaceras.

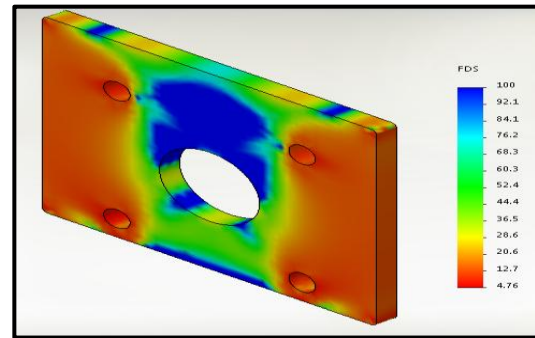


Figura 6: Diseño de placas soporte para chumaceras.

Fuente: Autor.

Selección de reductores de velocidad y motor eléctrico

Para seleccionar el conjunto reductor y el motor eléctrico se tomó en cuenta lo siguiente:

$$i_T = \frac{\omega_{motor}}{\omega_{max}} = \frac{1800 \text{ rpm}}{5 \text{ rpm}}$$

$$i_T = 360$$

Se deben seleccionar dos reductores con esta relación de velocidad.

$$T_{red} = \frac{T_{giro}}{i_{red}} = \frac{500 \text{ Nm}}{20}$$

$$T_{red} = 25 \text{ Nm}$$

Se seleccionan los reductores Rossi 402 que tienen un torque de 25,4Nm

El fabricante especifica que para este reductor el motor eléctrico adecuado es de 1Hp.

² DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS, Joseph Shigley, Octava edición, Capitulo 7.

Diseño de la placa intercambiable

Para sujetar el motor a ser reparado se diseña una placa intercambiable en base a las medidas de los agujeros de los motores en su parte lateral y así tenemos:

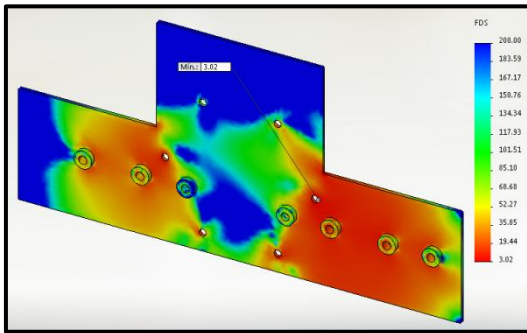


Figura 7: Diseño de la placa intercambiable.
Fuente: Autor.

Diseño del pin de bloqueo

Para bloquear el giro del eje y tener un mecanismo de seguridad se tomará en cuenta un pin de bloqueo para lo cual se diseña de la siguiente manera.

$$F_C = \frac{T_{giro}}{r} = \frac{2 \cdot T_{giro}}{\phi_{eje2}}$$

$$F_C = \frac{2 \cdot 500 \text{ Nm}}{0.06 \text{ m}}$$

$$F_C = 16666,7 \text{ N}$$

Para un pin de 12 mm de diámetro, el esfuerzo cortante en el pin viene dado por:

$$\tau_c = \frac{F_C}{A_C} = \frac{4 \cdot F_C}{\pi \cdot \phi_{pin}^2}$$

$$\tau_c = \frac{4 \cdot 16666,7}{\pi \cdot 0.012^2}$$

$$\tau_c = 147.36 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 147.36 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo de Von Mises es:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_1 + \sigma_2^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{3 \cdot \tau_c^2} = 1.732 \cdot \tau_c$$

$$= 1.732 \cdot 147.36$$

$$\sigma' = 255.25 \text{ Mpa}$$

Aplicando la Teoría de la Energía de la Deformación tomada del texto de Joseph Shigley Diseño de elementos de máquinas Cap. 6, se tiene que el factor de seguridad (FS) viene dado por:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$FS = \frac{634.3 \text{ Mpa}}{255.25 \text{ Mpa}}$$

$$FS = 2.48$$

Por lo tanto, el diámetro del pin de 12 mm, es el adecuado.

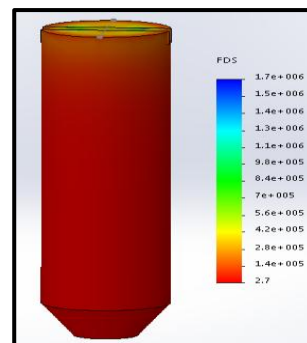


Figura 8: Diseño de pin de bloqueo.
Fuente Autor.

IV. CONCLUSIONES

- Mediante la función de la calidad se identifica los parámetros de diseño con los que tiene que contar la máquina de acuerdo a la necesidad del cliente.
- El proceso de analizar las funciones que desempeña la máquina permite esquematizar un orden de forma y diseño para seleccionar elementos y mecanismos.
- La selección de soluciones para cada paso del funcionamiento del soporte, representa la mejor forma de establecer un proceso de selección adecuado y analítico.
- A través de las pruebas de campo es posible validar el diseño y construcción de la máquina.

V. RECOMENDACIONES

- Utilizar un software de diseño para obtener dimensiones y resultados de análisis con precisión elevada, pudiendo modificar con facilidad.
- El soporte es universal para los motores que la empresa repara, si se desea incluir otra gama de motores que sean más pesados se deberá cambiar los parámetros de dimensionamiento y diseño.

- El material no siempre tiene que ser ASTM A36, en cuanto cumpla el factor de diseño se puede utilizar cualquier material que este a favor en costo y disponibilidad.
- Revisar periódicamente el lubricante de los conjuntos reductores y el manual de mantenimiento del soporte.

VI. BIBLOGRAFÍA

- Mott, Robert. (1999). Diseño de Elementos de Máquinas, 4ed. México D.F. Pearson.
- Shigley, Joseph. (2002). Diseño de Elementos de Máquinas, 8ed. Estados Unidos. Mcgraw Hill.
- Instituto Americano de Construcción del Acero. (1970). Manual de Construcción del Acero, 7ed. Estados Unidos.
- Riba, Carles. (2002). Diseño Concurrente.

BIOGRAFÍA



David Burbano, nació en Quito – Ecuador, Ingeniero Automotriz, presta sus servicios profesionales como jefe de taller un su propio negocio.



Héctor Terán, nació en Latacunga – Ecuador. Es ingeniero Electromecánico, estudios de posgrado en Redes Industriales, Gestión de energías, Seguridad industrial y riesgos de trabajo, Docente tiempo parcial en la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE – Latacunga.



Félix Manjarrés, nació en Guayaquil – Ecuador, Ingeniero Automotriz e Ingeniero Industrial, Maestrante en la Escuela Politécnica Nacional del Ecuador, en el programa de Diseño, Producción y Automatización industrial. Docente tiempo parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga desde el 2010. Consultor de proyectos en el área de Ingeniería Industrial y Mecánica.