

TÍTULO: Diseño del freno de una bomba de varilla

1. RESUMEN

Se diseñó un freno por zapatas externas largas, una autoenergizante y otra autodesenergizante. Se obtuvo un torque de frenado de $T=560.97\text{Nm}$ para un torque máximo de $T=133.14\text{Nm}$, obteniendo un factor de frenado de 4.21. Las reacciones del freno fueron $R_x=2805.07\text{N}$ y $R_y=4939.44\text{N}$ y se requiere una fuerza de accionamiento de 3358.84N.

Preparó		Revisó			Intervino calidad	Aprobó
F. Camussoni		J. C. Garcia	E. Ruiz Nicolini	L. Monteros	J. C. Garcia	F. Quintana

REVISIONES

Rev.	Fecha	Modificaciones
0	10/06/2020	

FECHA DE VIGENCIA:

DISTRIBUCIÓN	ESTADO DEL DOCUMENTO
Copia N°: Distribuyó: Una vez impreso este documento se considerará copia no controlada a menos que cuente con sello y firma original del responsable de Calidad de la GIN.	Fecha: Firma:

NOTA: Este documento es propiedad de CNEA y se reserva todos los derechos legales sobre él. No está permitida la explotación, transferencia o liberación de ninguna información en el contenido, ni hacer reproducciones y entregarlas a terceros sin un acuerdo previo y escrito de CNEA.

ÍNDICE

1. RESUMEN	1
2. OBJETIVO	3
3. ALCANCE	3
4. ABREVIATURAS Y DEFINICIONES	3
4.1. Abreviaturas	3
4.2. Definiciones	3
5. BIBLIOGRAFÍA	3
6. RESPONSABILIDADES	4
7. DESARROLLO	4
7.1. Introducción	4
7.2. Datos de entrada	4
7.3. Ejecución	5
7.4. Resultados	6
8. CONCLUSIONES, OTROS ESTUDIOS Y RECOMENDACIONES	7
8.1. Conclusiones	7
8.2. Otros estudios y recomendaciones	7
9. REGISTROS	7
10. ANEXO	7

2. OBJETIVO

Diseñar un freno de zapatas largas para la bomba de varilla teniendo en cuenta los siguientes aspectos:

- El torque máximo requerido.
- Las dimensiones del freno.
- El material del freno.
- El torque obtenido por el freno.
- La fuerza de accionamiento requerida.
- La presión máxima en cada una de las zapatas.
- Las reacciones en los apoyos.

3. ALCANCE

La presente memoria de cálculo será de aplicación para la asignatura Mecanismos correspondiente a la carrera Ingeniería Mecánica del Instituto Balseiro.

4. ABREVIATURAS Y DEFINICIONES

4.1. Abreviaturas

F_a = fuerza de accionamiento.

N_f = factor de frenado.

$R_{x,y}$ = reacciones en x y en y.

T = momento torsor.

θ = ángulo de abrace.

μ = coeficiente de fricción.

4.2. Definiciones

No aplica

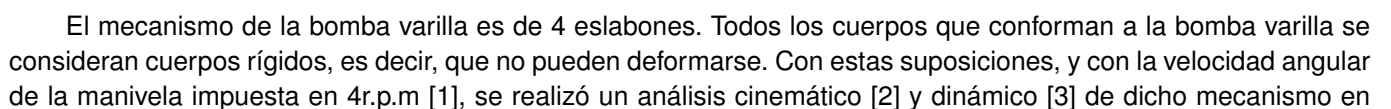
5. BIBLIOGRAFÍA

[1]RT-M2020-GRL-001-r0 - Análisis de posición de una bomba de varilla, catedra Mecanismos, Mecánica, Instituto Balseiro.

[2]CL-M2020-FC-002-r0 - Analisis cineático de una bomba de varilla, Francesco Camussoni, Instituto Balseiro.

[3]CL-M2020-FC-003-r0, Analisis dinámico de una bomba de varilla, Francesco Camussoni, Instituto Balseiro.

[4]CL-M2020-FC-004-r0, Diseño de la transmisión de una bomba de varilla, Francesco Camussoni, Instituto Balseiro.



donde se obtuvieron las fuerzas actuantes sobre los eslabones y los torques deseados para una vuelta completa de la manivela, obteniendo una potencia máxima de 1748.04W. Se diseñó el sistema de transmisión por correas del motor hasta la entrada del tren reductor en donde se redujo la velocidad de giro de 750r.p.m a 151.04r.p.m, en donde debido a la eficiencia del mecanismo se entrega una potencia de 2111.04W [4].

7.3. Ejecución

Mediante la utilización de dos zapatas externas largas, una autoenergizante y la otra autodesenergizante se desea obtener un torque de frenado suficiente para frenar la bomba varilla. Un esquema del mismo puede observarse en la **Figura 7.2**.



Figura 7.2: Detalle del freno de zapata.

El torque producido por el freno además de R_x y R_y se obtienen según la geometría de la misma, es decir, dependiendo de los parámetros a , b , r , w y además del material del freno. Dichos parámetros pueden observarse en la **Figura 7.3**, además de las fuerzas externas que actúan sobre el freno.

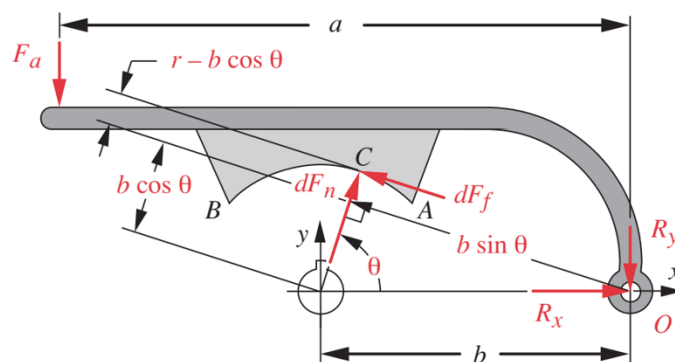


Figura 7.3: Esquema de un freno de zapata y las fuerzas externas actuando sobre el mismo.

Se diseñó un freno con los siguientes parámetros $a=250\text{mm}$, $b=90\text{mm}$, $r=100\text{mm}$, $w=50\text{mm}$, $\theta_1=30^\circ$, $\theta_2=120^\circ$ y un material de freno moldeado con $\mu = 0,25$, soportando una presión máxima $P_{max} = 2070\text{kPa}$.

Según el sentido de giro del elemento a frenar la zapata será autoenergizante o autodesenergizante, en este caso, si el eje girara en sentido antihorario sería autoenergizante.

A partir de las ecuaciones de equilibrio puede obtenerse que los momentos que produce F_n y F_f están determinados por las **Ecuaciones 7.1**.

$$\begin{aligned} M_{Fn} &= wrb \frac{P_{max}}{\sin(\theta_{max})} \left[\frac{1}{2}(\theta_2 - \theta_1) - \frac{1}{4}(\sin(2\theta_2) - \sin(2\theta_1)) \right] \\ M_{Ff} &= \mu wr \frac{P_{max}}{\sin(\theta_{max})} \left[-b(\cos(\theta_2) - \cos(\theta_1)) - \frac{b}{2}(\sin^2(\theta_2) - \sin^2(\theta_1)) \right] \end{aligned} \quad (7.1)$$

Luego la F_a queda determinada por la **Ecuación 7.2**.

$$F_a = \frac{M_{Fn} \pm M_{Ff}}{a} \quad (7.2)$$

Con el signo más correspondiendo a una zapata autodesenergizante y el signo menos a una zapata autoenergizante. En este caso, la fuerza de accionamiento es la misma para ambas zapatas, por lo que la zapata autoenergizante sufrirá una P_{max} mayor que en la zapata restante.

Entonces, a partir de según el material utilizado, se calcula la fuerza de accionamiento para la zapata autoenergizante y luego se obtiene la P_{max} que soporta la zapata autodesenergizante.

El torque producido por cada zapata se obtiene según la **Ecuación 7.3**. La suma de los torques de cada zapata debe ser mayor al torque máximo que experimenta el eje de entrada del tren reductor de la bomba de varilla, siendo este $T_{max} = Pot/w = 133,44 Nm$.

$$T = \mu wr^2 \frac{P_{max}}{\sin(\theta_{max})} (\cos(\theta_1) - \cos(\theta_2)) \quad (7.3)$$

Finalmente, las reacciones determinadas por la **Ecuación 7.4**.

$$\begin{aligned} R_x &= wr \frac{P_{max}}{\sin(\theta_{max})} \left[-\left(\frac{\sin^2(\theta_2)}{2} - \frac{\sin^2(\theta_1)}{2} \right) \pm \mu \left(\frac{1}{2}(\theta_2 - \theta_1) - \frac{1}{2}(\sin(2\theta_2) - \sin(2\theta_1)) \right) \right] \\ R_y &= wr \frac{P_{max}}{\sin(\theta_{max})} \left[-\mu \left(\frac{\sin^2(\theta_2)}{2} - \frac{\sin^2(\theta_1)}{2} \right) + \left(\frac{1}{2}(\theta_2 - \theta_1) - \frac{1}{4}(\sin(2\theta_2) - \sin(2\theta_1)) \right) \right] - F_a \end{aligned} \quad (7.4)$$

En donde el signo positivo para R_x es para una zapata autoenergizada y el signo negativo para una zapata autodesenergizada.

7.4. Resultados

Con una presión máxima de 2070kPa para la zapata autodesenergizante, y a partir de las ecuaciones descriptas anteriormente se obtuvieron los siguientes resultados:

- $M_{Fn}=1134.95N$
- $M_{Ff}=295.24N$
- $F_a=3358.84N$
- $P_{max,autoenergizante}=1215.36kPa$

- $T_{\text{autoenergizante}}=353.46\text{Nm}$
- $T_{\text{autodesenergizante}}=207.53\text{Nm}$
- $R_{x,\text{autoenergizante}}=565.13\text{N}$
- $R_{y,\text{autoenergizante}}=8604.84\text{N}$
- $R_{x,\text{autodesenergizante}}=3370.21\text{N}$
- $R_{y,\text{autodesenergizante}}=3665.4\text{N}$

Obteniendo así un factor de frenado $N_f = \frac{T_{\text{autodesenergizante}} + T_{\text{autoenergizante}}}{T_{\text{max}}} = 4.20$, verificando el diseño

8. CONCLUSIONES, OTROS ESTUDIOS Y RECOMENDACIONES

8.1. Conclusiones

Se diseñó un freno moldeado de zapatas largas de parámetros $a=250\text{mm}$, $b=90\text{mm}$, $r=100\text{mm}$, $w=50\text{mm}$, $\theta_1=30^\circ$, $\theta_2=120^\circ$. El mismo es capaz de ejercer un torque de $T_{\text{total}}=560.99\text{Nm}$ para frenar una bomba de varilla que tiene un torque máximo de $T_{\text{max}}=133.44\text{Nm}$ obteniendo así un factor de frenado de $N_f=4.21$. La zapata autoenergizante soporta una $P_{\text{max}}=2070\text{kPa}$ mientras que la zapata autodesenergizante $P_{\text{max}}=1215.36\text{kPa}$. Las reacciones del freno resultaron $R_x=2805.07\text{N}$ y $R_y=4939.44\text{N}$. Para una fuerza de accionamiento de 3358.84N .

8.2. Otros estudios y recomendaciones

No aplica.

9. REGISTROS

No aplica.

10. ANEXO

No aplica.