

**TÍTULO:   Diseño de tornillos de una bomba de varilla****1.   RESUMEN**

Se determinó el uso de tornillos de cabeza hexagonal M10x1.5 de 65mm DIN 933 de largo con arandelas de M10 DIN 125, además de una tuerca M10 DIN 938. Se obtuvieron coeficientes de seguridad a la fatiga, corte, torsión, separación y tracción de 3.32, 1.16, 7.45, 8.52, 1.44, respectivamente.

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	25/05/2020	

**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

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

## 2. OBJETIVO

Dimensionar una unión mediante bulones para la bomba de varilla.

## 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

$N_f$  = coeficiente de seguridad.

$d$  = diámetro.

$F$  = fuerza soportada por el tornillo.

$P$  = fuerza externa.

$T$  = momento torsor.

$S_e$  = tensión a la fatiga.

$S_i$  = tensión de precarga.

$S_p$  = tensión de prueba.

$S_{ut}$  = tensión última.

$S_y$  = tensión de fluencia.

$\sigma$  = tensión.

$\tau$  = tensión de corte.

### 4.2. Definiciones

No aplica

## 5. BIBLIOGRAFÍA

[1]RT-M2020-GRL-001\_r0 - Análisis de posición de una bomba de , catedra Mecanismos, Mecánica, Instituto Balseiro.

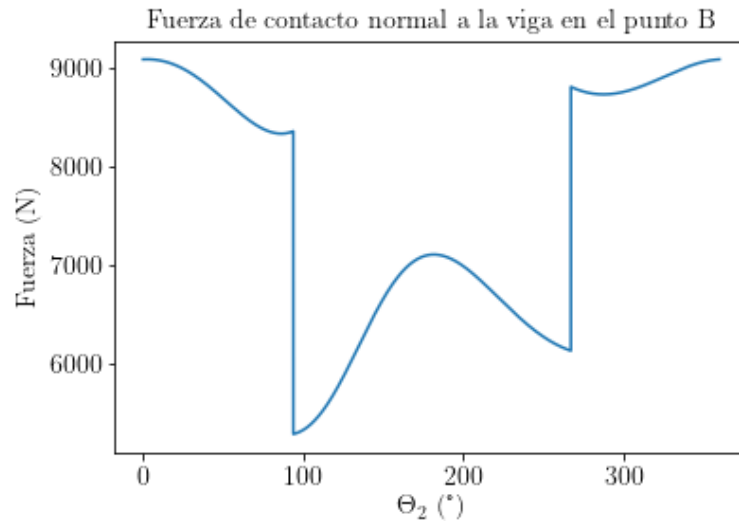
[2]CL-M2020-FC-002\_r0 - Analisis cineático de una bomba de varilla, Francesco Camussoni, Instituto Balseiro.

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

[4]Tornillería Din.

[5]21 - Roscas y tornillos 2020, material de la Catedra Mecanismos, Instituto Balseiro.

Mediante los resultados según [3] se obtiene la fuerza normal entre el balancín y el acoplador. La misma se muestra en la **Figura 7.2**.



**Figura 7.2:** Fuerza entre el balancín y el acoplador para una vuelta completa de la manivela

De aquí se obtiene un valor máximo de 9092.16N y un valor mínimo de 5425.21N.

Se selecciona un tornillo métrico M10x15 DIN 933 , con  $d_r=4.77\text{mm}$ ,  $A_t=20.12\text{mm}^2$ , un largo mínimo de 12mm y un largo máximo de 150mm[4]. Se definió una clase 5.8, con  $S_{ut}=520\text{MPa}$ ,  $S_y=420\text{MPa}$  y  $S_p=380\text{MPa}$ . Además se seleccionó una tuerca M10 DIN 934 de altura 8mm y una arandela M10 DIN 125 de 2mm de espesor según [4].

Luego, a partir de una precarga de un 75%  $S_p$  se obtiene la fuerza necesaria a aplicar a partir de la **Ecuación 7.1** [5].

$$F_i = 0,75 S_p A_t \quad (7.1)$$

Con este resultado se puede obtener torque a aplicar a cada tornillo según la **Ecuación 7.2**[5].

$$T = 0,21 F_i d \quad (7.2)$$

Luego se puede calcular  $\sigma_{alt}$  y  $\sigma_{med}$  a partir de las **Ecuaciones 7.3** para verificar el tornillo a la fatiga [5].

$$\begin{aligned} F_{bmax,bmin} &= F + C \cdot P_{max,min} \\ F_{alt} &= \frac{F_{bmax} - F_{bmin}}{2} \\ F_{med} &= \frac{F_{bmax} + F_{bmin}}{2} \\ \sigma_{alt} &= K_f \frac{F_{alt}}{A_t} \\ \sigma_{med} &= K_{fm} \end{aligned} \quad (7.3)$$

Con  $K_f = 5,7 + 0,06282d$ ,  $K_{fm} = \frac{S_y - \sigma_{alt}}{\sigma_{med,nom}}$  y  $c_r = p_3 r^3 + p_2 r^2 + p_1 r + p_0$  y los coeficientes p según tabla para  $j=d/50\text{mm}=0.2$ [5]. En este caso  $r=1$ , dado que es la relación de módulos de elasticidad de elementos a unir, siendo estos acero.

Finalmente, los factores de seguridad se obtienen según las **Ecuaciones 7.4**.

$$\begin{aligned}
 N_{f,separacion} &= \frac{F_i}{P_{max}/4(1-C)} \\
 N_{f,traccion} &= \frac{\sigma_y}{(F_i + P_{max}C/4)} \\
 N_{f,fatiga} &= \frac{S_e(S_{ut} - S_r)}{S_e(\sigma_{med} - S_r) + S_{ult}\sigma_{alt}} \\
 N_{f,torsion} &= \frac{0,577S_y}{\tau} \\
 N_{f,corte} &= \frac{0,577S_y}{\tau_s}
 \end{aligned} \tag{7.4}$$

En donde  $S_e$  se obtiene a partir de  $S_{ut}/2$  modificandoló con parametros de tamaño, superficie, temperatura y carga. Además,  $\tau$  y  $\tau_s$  se obtienen a partir de las **Ecuaciones 7.5** [5].

$$\begin{aligned}
 \tau &= \frac{16T}{\pi d^3} \\
 \tau_s &= \frac{0,38(F_{med} + F_{alt})}{A_s}
 \end{aligned} \tag{7.5}$$

Con  $A_s = \pi d_f w_i p$ , siendo  $w_i = 0.8$  [5].

## 7.4. Resultados

A partir de las ecuaciones descritas anteriormente se obtuvieron los siguientes resultados:

- $j=0.2$
- $C=0.1472$
- $k_f=4.38$
- $K_{fm}=1.42$
- $A_s=30.76mm^2$
- $F_i=16527.2kN$
- $T=3.47Nm$
- $F_{bmax}=16861.7kN$
- $F_{bmin}=16726.8kN$
- $F_{med}=16794.3$
- $F_{alt}=67.47N$
- $\sigma_{alt}=7.36MPa$
- $\sigma_{med}=412.63MPa$
- $S_i=406.07MPa$
- $S_e=133.50MPa$

- $\tau=32.53\text{MPa}$
- $\tau_s=208.29\text{MPa}$

Obteniendo así los siguientes coeficientes de seguridad:

- $N_{f,fatiga}=3.23$
- $N_{f,traccion}=1.44$
- $N_{f,separacion}=8.52$
- $N_{f,torsion}=7.45$
- $N_{f,corte}=1.16$

## **8. CONCLUSIONES, OTROS ESTUDIOS Y RECOMENDACIONES**

### **8.1. Conclusiones**

Se determinó el uso de tornillos de cabeza hexagonal M10x1.5 de 65mm DIN 933 [4] de largo con arandelas de M10 DIN 125[4] con un espesor de 2mm, un diámetro interno de 10.5mm y un diámetro externo de 20mm. Se determinó el uso de una tuerca M10 DIN 938 [4] que tiene un espesor de 8mm. De esta forma sobran 2 roscas luego del ajuste, dado que sobran 3mm luego de la tuerca.

### **8.2. Otros estudios y recomendaciones**

No aplica.

## **9. REGISTROS**

No aplica.

## **10. ANEXO**

No aplica.