

UNIVERSIDAD NACIONAL DE CÓRDOBA  
FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, FÍSICAS Y NATURALES  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELECTRICISTA



Proyecto Integrador

**Estudio de viabilidad para adaptar un torno CNC al  
proceso de soldadura por fricción rotacional directa  
(DDFW)**

Autor: Sanchez Mata, Luis A.

Carrera: Ingeniería Mecánica

Director: Ing. Juan José Romero

Lugar y fecha de presentación:

FCEfyN - 2019



## PRÓLOGO

Este proyecto tiene dos objetivos, uno personal, de obtener el título de grado y el otro, explorar un proceso de soldadura más eficiente, más productivo y más ecológico, tal como lo es el proceso de soldadura por fricción.

En particular, se pretende dimensionar y diseñar un subsistema que acoplado a un torno CNC paralelo, le permita realizar la soldadura por fricción rotacional directa (DDFW- *Direct Drive Friction Welding*), en barras macizas con diámetro máximo de 25,4 mm, ya sea para realizar ensayos de soldadura entre materiales de distinta o igual composición o para el ámbito industrial, que tengan interés en el proceso pero que no sea viable adquirir una máquina comercial.

El proyecto surge del interés de la empresa metalúrgica CAMSA, ubicada en Ciudad de Córdoba, dedicada a la reparación y fabricación de cilindros hidráulicos así como mecanizado de partes en general, con el propósito de dar un mayor uso a uno de sus activos; un torno CNC Travis TR-3.

# Índice

Índice de siglas.....	IV
1. Dedicatoria .....	V
2. Introducción.....	1
3. Conceptos introductorios: Soldadura por fricción rotacional .....	4
3.1. <i>Clasificación: Direct Drive Friction Welding (DDFW)</i> .....	4
3.2. <i>Secuencia de operaciones en DDFW</i> .....	5
3.3. <i>Principales parámetros del proceso</i> .....	6
4. Relevamiento de la planta (Torno CNC) .....	11
4.1. <i>Relevamiento</i> .....	11
4.2. <i>Viabilidad del proceso</i> .....	18
5. Dimensionamiento y diseño de la instalación .....	35
5.1. <i>Mecanismo de sujeción</i> .....	36
5.2. <i>Sistema oleohidráulico</i> .....	42
5.3. <i>Elementos de control y regulación</i> .....	56
6. Conclusión .....	61
7. Anexos .....	63
Anexo A: fórmulas empleadas.....	64
Anexo B: plano del cabezal y lista de partes.....	69
Anexo C: Tablas.....	73
Anexo D: Planos del mecanismo de sujeción .....	74
8. Bibliografía.....	75

## Índice de siglas

$\alpha$	Ángulo
$A$	Área
$C_p$	Capacidad calorífica
$Q$	Caudal
$\mu_k$	Coefficiente de rozamiento dinámico
$\mu_s$	Coefficiente de rozamiento estático
$C_s$	Coefficiente de seguridad
$K$	Conductividad térmica
$\rho$	Densidad
$D$	diámetro
$F; T$	Fuerza
$C_a$	Índice de carga dinámico de rodamiento
$C_{a0}$	Índice de carga estático de rodamiento
$L$	Longitud
$M$	Momento
$P$	Potencia
$p$	Presión
$\eta$	rendimiento
$n$	Revoluciones por minuto
$\tau$	Tensión cortante
$\sigma_{0,2}$	Tensión de fluencia
$\sigma$	Tensión normal
$t$	Tiempo
$v$	Velocidad
$V$	Volumen

## 1. Dedicatoria

A la Universidad Nacional de Córdoba, profesores, profesionales, compañeros y amigos que me brindaron su apoyo a lo largo de la carrera.

A mis padres, hermano y pareja, quienes a pesar de las decisiones tomadas y las dificultades del camino brindaron incondicional apoyo y creyeron en mí a pesar de todo: sin ellos finalizar esta etapa no habría sido posible, lo que convierte al título en un logro compartido.

Y muy en especial a mi madre, cuya voluntad y perseverancia son cualidades a las que he de aspirar cada día.

A todos, muchas gracias.

*“La vida no es fácil, para ninguno de nosotros. Pero... ¡Qué importa! Hay que perseverar y, sobre todo, tener confianza en uno mismo. Hay que sentirse dotado para realizar alguna cosa y que esa cosa hay que alcanzarla, cueste lo que cueste.”*

Maria Salomea Skłodowska-Curie

## 2. Introducción

Desde su descubrimiento en la década del 60's, la técnica de la soldadura por fricción rotativa, propuesta por A.I. Chudikov y su desarrollo por parte del Instituto de Soldadura de Rusia (U.S.S.R. Electric Welding Machine Research Institute) (Mfg., s.f.), el proceso ha tomado cada vez mayor protagonismo en la industria, la cual no solo ha descubierto nuevos procesos de la denominada soldadura de estado sólido, sino también nuevas formas de llevarlo a cabo:



Figura 1

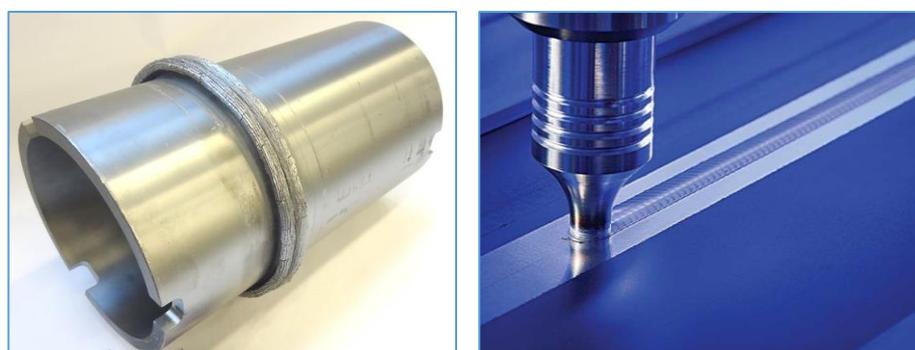


Figura 2: Ejemplos de soldadura, *Rotary Friction Welding* y *Stir Welding*.

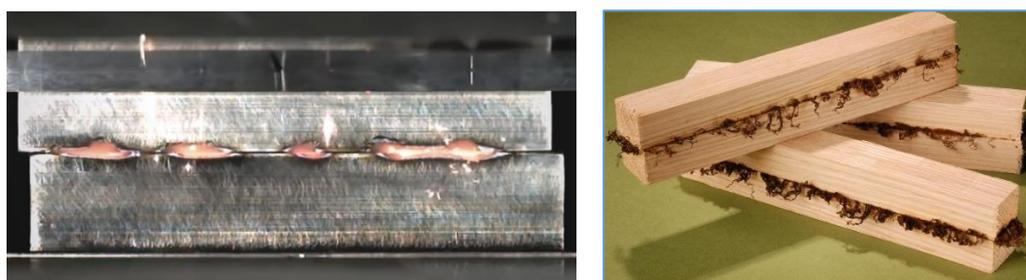


Figura 3: Ejemplos de *Linear Friction Welding* en placas de aleación de Ti y madera.

Como ventajas principales frente a los procesos de soldadura tradicional (por fusión), tenemos:

- Se realiza en estado sólido, evitando muchos de los defectos asociados con la fusión y solidificación durante la soldadura por fusión, como poros y grietas. La distorsión de los componentes soldados también se ve reducida.
- Las temperaturas máximas son menores comparados con el proceso de soldadura por fusión, reduciendo la formación de compuestos intermetálicos y permite unir una gama de materiales muy disímiles entre sí. (Figura 4)
- No requiere metal de relleno, fundente y gas protector.
- Es fácilmente automatizable, haciéndolo altamente repetitivo e independiente de la influencia humana, dando como resultado una baja tasa de defectos.
- Cuando se usa para fabricar preformas, se reducen los costos de materia prima y de fabricación, comparado con la fabricación a partir de una sola pieza de materia prima (Figura 5).



Figura 4: Piezas soldadas de Acero SAE 8620-Inoxidable y Aluminio-Cobre.

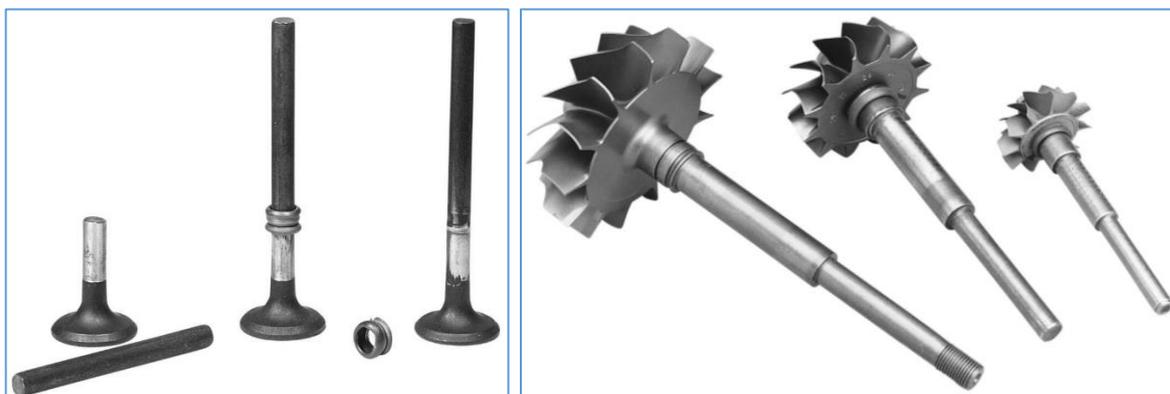


Figura 5: Válvula y turbina mecanizadas posterior un proceso de soldadura por fricción

Como desventajas principales se pueden mencionar:

- No todas las configuraciones de soldadura son factibles de realizar, sin embargo, este aspecto es algo en constante investigación y desarrollo.
- Los costos en maquinaria e instalación son más elevados, además para series de producción cortas puede no ser económico.
- Por lo general el tamaño de piezas está comprendido entre mediano y pequeño, principalmente.
- La preparación de la pieza es más crítica que para otros tipos de soldadura.

Para lograr el proceso, es necesario una adecuada selección de parámetros, que dependen tanto de la geometría, dimensiones e identidad química de las piezas, siendo necesario realizar pruebas, ya sea para validar modelos computacionales del proceso (por ejemplo) o para analizar la viabilidad de esta tecnología en la empresa.

El presente proyecto integrador tiene por objetivo, diseñar un mecanismo de sujeción, dimensionar el sistema oleohidráulico y establecer los requisitos para el sistema de control y regulación, tal que permita realizar en un torno CNC (Travis TR-3) ensayos de soldadura por fricción rotacional (DDFW) con barras de diámetro menores a 25,4 mm:

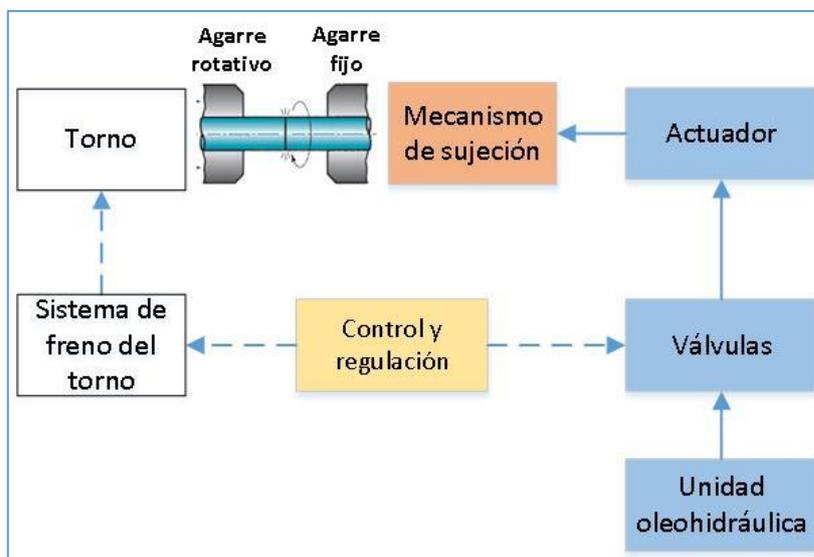


Figura 6: Esquema básico de la instalación.

Para lo cual se exponen los parámetros que caracterizan al proceso, la interrelación entre ellos y se releva la planta, determinando las limitaciones de la misma para poder adaptarla al proceso.

### 3. Conceptos introductorios: Soldadura por fricción rotacional

#### 3.1. Clasificación: Direct Drive Friction Welding (DDFW)

Se muestra una clasificación moderna de los procesos de soldadura:

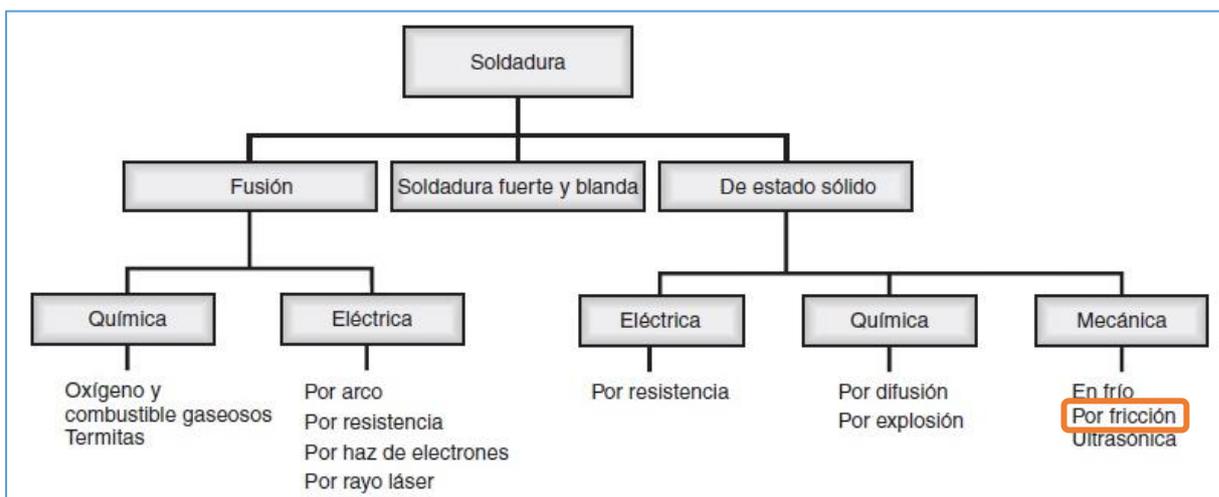


Figura 7: [ (S. Kalpakjian, 2008), página 938]

Dentro de ésta, la soldadura por fricción se define como:

*“Proceso de soldadura en el que la coalescencia se logra mediante el calor de fricción combinado con presión. La fricción es inducida por el roce mecánico entre las dos superficies, generalmente por rotación de una parte en relación con la otra, para llevar la temperatura en la interfaz al rango de trabajo en caliente de los metales involucrados “.*

[ (Groover, 2010), página 735]

A su vez según sea el movimiento relativo entre las partes, se tiene:

- Soldadura por fricción rotacional (*RFW, Rotary Friction Welding*)
- Soldadura por fricción y agitación (*FSW, Friction Stir Welding*)
- Soldadura por fricción lineal (*LFW, Linear Friction Welding*)
- Soldadura por fricción orbital (*OFW, Orbital Friction Welding*)

Además, considerando la manera en que la energía mecánica es aportada al proceso:

- Soldadura por fricción inercial (*IFW, Inercial Friction Welding*)
- Soldadura por fricción de accionamiento directo (*DDFW, Direct-Drive Friction Welding*)

Así, en la **DDFW**, la energía entregada al proceso, se realiza de manera continua por un motor, durante toda la fase de fricción.

3.2. *Secuencia de operaciones en DDFW*

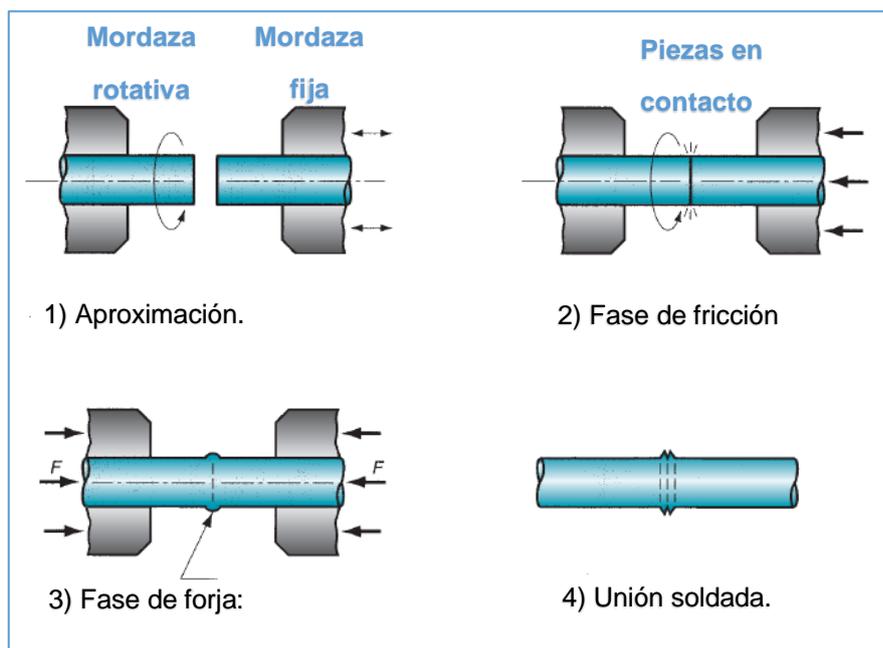


Figura 8 [ (Groover, 2010), página 736]

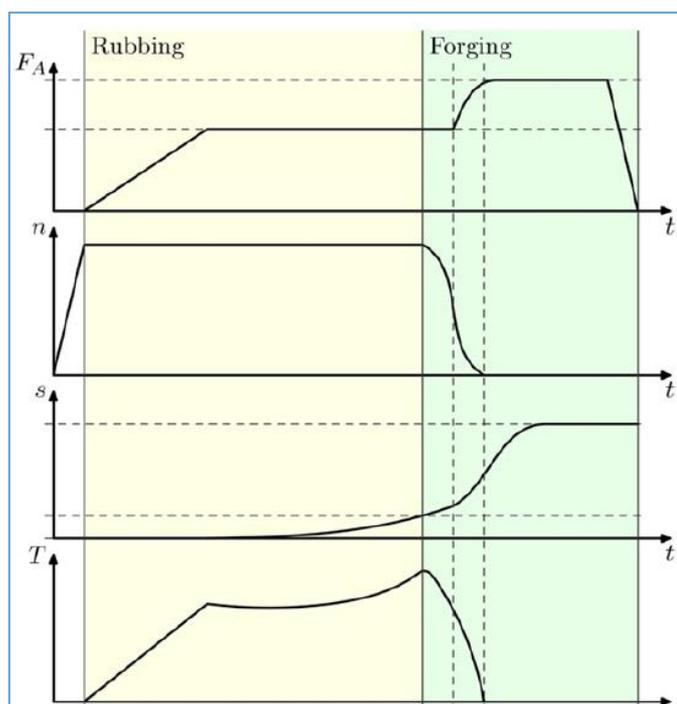


Figura 9: Parámetros del proceso, Fuerza, rpm's, acortamiento y Par torsor. (D. Schmicker)

### 1) *Aproximación*

Con ambas piezas fijas, se inicia la rotación y una vez alcanzada una velocidad de rotación constante, se aproxima la pieza fija a la rotativa, es importante en esta etapa asegurar la correcta limpieza de las superficies a soldar.

### 2) *Fase de fricción: inicio de la compresión*

La fuerza de compresión que experimentan las piezas a soldar durante su rotación relativa, se denomina *fuerza de fricción* y tanto ésta como la velocidad de rotación se mantienen constantes durante esta fase. La duración de esta fuerza constante se define como el *tiempo de fricción*.

### 3) *Fase de forja: incremento de la compresión*

Alcanzado el estado plástico y el nivel de temperatura requerida, se detiene súbitamente el movimiento de rotación y se incrementa la compresión. La fuerza de compresión que se denomina *fuerza de forja* y se mantiene constante durante la fase. La duración de esta fuerza constante se define como el *tiempo de forja*.

### 4) *Unión soldada*

Finalizado el proceso, que resulta en ambas piezas soldadas, se procede posteriormente a retirar la rebaba por un proceso de torneado.

## 3.3. *Principales parámetros del proceso*

### 1) *Velocidad de rotación (n)*

En la práctica se recomiendan para la velocidad periférica [ (Nolera Solá, 1992), página 55]:

$$70 \text{ m/min} \leq v_t \leq 100 \text{ m/min} \text{ --- E. 1}$$

Velocidades periféricas más bajas no son recomendables debido a los altos pares desarrollados, mientras que una velocidad más alta produce una amplia zona afectada por el calor. La velocidad de rotación para una barra de diámetro determinado, deberá ser calculada a partir de dicha consideración.

2) Fuerza de compresión axial ( $F_A$ )

Según la fase del proceso tenemos:

- Fuerza axial en fase de fricción ( $F_A^{fr}$ ): origina la fricción en la interface de soldadura, generando el calor necesario para la plastificación.
- Fuerza axial en fase de forja ( $F_A^{fj}$ ): logra la coalescencia final de ambas piezas, aumentando la compresión en la zona caliente plastificada.

En la práctica, la relación entre la compresión axial en las fases de fricción y de forja, es tal que:

$$2 \leq \frac{F_A^{fj}}{F_A^{fr}} \leq 2,5 \quad \text{--- E. 2}$$

Compresión	Velocidad	Resultado
Baja ↓	Alta ↑	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Cuesta más deformar (acortamiento)</li> <li>- Tiempo de ciclo largo</li> <li>- HAZ mayor</li> <li>- HAZ presenta menor dureza, que el resto de la pieza</li> </ul>
Alta ↑	Baja ↓	Lo opuesto a lo arriba expuesto

Tabla 1

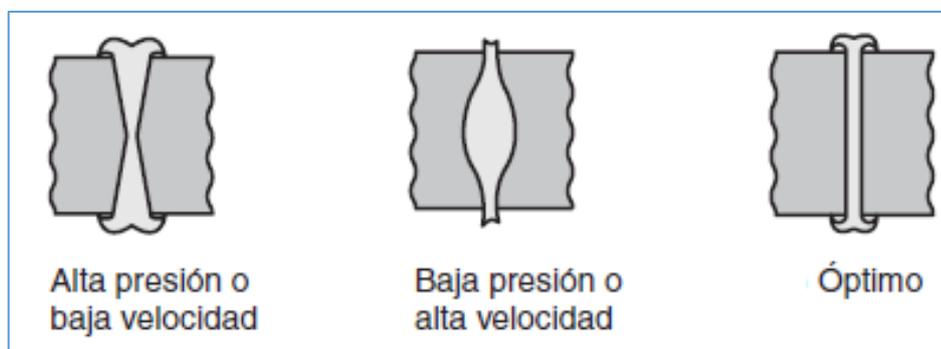


Figura 10

3) Tiempo de fricción ( $t_{fr}$ )

Si bien un mayor tiempo permite alcanzar una mayor temperatura, esto es así hasta que se alcanza el equilibrio térmico, por lo que extenderlo demasiado, sólo dará como resultado una mayor HAZ. La duración mínima que permita alcanzar la temperatura adecuada en la zona de contacto, depende de factores tales como:

- Composición química de la pieza (material)
- Diámetro de las piezas (tamaño)
- Esfuerzo de compresión axial
- Velocidad de rotación

Las conclusiones de (El-oualid Bouarroudj, 2016) et al., establecen una relación cuantitativa entre los parámetros principales mencionados, así como las características del material, para piezas macizas:

$$t_{fr} = 0,0077634 \cdot \rho_m \cdot C_{Pm} \cdot (a \cdot k_m^b) \cdot d^{1,79} \cdot (n \cdot F_A^{fr} \cdot \mu_m)^{-0,97} \text{ --- E. 3}$$

La cual puede ser aplicada para el siguiente rango de parámetros:

<b>Parámetro</b>	<b>Definición</b>	<b>Rango de aplicación</b>
$\rho_m$ [Kg/m <sup>3</sup> ]	Densidad promedio en un rango de 20-950°C	Cualquiera
$C_{Pm}$ [J/Kg.K]	Capacidad calorífica promedio en un rango de 20-950°C	Cualquiera
$F_A^{fr}$ [N]	Fuerza de compresión en la fase de fricción	Cualquiera
$\mu_m$	Coefficiente de rozamiento cinético promedio en un rango de 20-950°C	Cualquiera
$k_m$ [W/m.K]	Conductividad térmica promedio en un rango de 20-950°C	[0 ; 350] W/m.K
		$k_m \leq 45$ $45 < k_m \leq 350$
		a=1,365      a=0,543 b=0,46      b=0,71
$d$ [mm]	Diámetro de barra a soldar	[8 ; 420] mm
$n$ [RPM]	Número de revoluciones por minuto a la que gira la barra	[500 ; 14 000] RPM

Tabla 2

Para el caso particular del acero, tenemos:

<b>Propiedades medias del Acero. Rango de temperatura 20°C-950°C</b>			
$\rho_m$ [Kg/m <sup>3</sup> ]	$C_m$ [J/Kg.K]	$k_m$ [W/m.K]	$\mu_m$
7833	465	40	0,32

Tabla 3

4) *Tiempo de forja* ( $t_{fj}$ )

Se establece entre los 3 y 5 segundos, ya que una vez finalizada la fase de fricción la unión soldada pierde calor rápidamente, por lo que el continuar la elevada compresión por más tiempo, no aporta valor al resultado de la soldadura.

$$3 s \leq t_{fj} \leq 5 s \text{ --- E. 4}$$

Algunas combinaciones de los parámetros principales empleados en distintos ensayos, se muestran a continuación:

Materiales a soldar	diámetro exterior	Velocidad de rotación	Velocidad periférica	Tensión de fricción		Tiempo de fricción	Tensión de forja		Tiempo de forja
	[mm]	[rev/min]	[m/min]	[MPa]	[Kgf/cm <sup>2</sup> ]	[s]	[MPa]	[Kgf/cm <sup>2</sup> ]	[s]
C42-C42	12	1400	5,35	31	316,2	17,4	60	612	
C42-C42	12	1200	4,58	36,2	369,24	17,4	70	714	
Aluminio AA1050-Acero inoxidable AISI 304	14,8	3200	15,08	2,1	21,42	32	1,4	14,28	2
Acero de bajo carbono	10	1660	5,28	0,14	1,428	18	0,26	2,652	12
Acero inoxidable AISI 304	10	1660	5,28	0,14	1,428	20	0,31	3,162	12
Aluminio	10	1660	5,28	0,07	0,714	13	0,15	1,53	10
Aluminio 6061	19,05	1680	10,19	1,38	14,076	120	2,07	21,114	120
	19,05	2400	14,55	1,38	14,076	120	3,45	35,19	120

Tabla 4

Con respecto a la capacidad de máquinas comerciales se muestran muestra información de equipos de la empresa GATWICK® Technologies (Fig. 11 y 12):

Equipo	Potencia	Máxima presión hidráulica	Máxima fuerza axial	Máximo diámetro de barra (Acero)
NC4000	37 KW (49,6 HP)	140 Bar	40 KN	10 mm
NC7000	45 KW (60,3 HP)	140 Bar	70 KN	16 mm

Tabla 5

Gatwick Friction Welding Machine	NC4000
MAX. WELD AREA	180mm <sup>2</sup> (Copper/Aluminium) 78mm <sup>2</sup> (Alloy Steel)
TOTAL CONNECTED POWER	37kW
SPINDLE SPEED	1000-6000rpm (1rpm variable)
MAXIMUM BAR CAPACITY	15mm Diameter
MINIMUM BAR CAPACITY	4mm Diameter
MAXIMUM DEPTH SPINDLE BACKSTOP	250mm
TRAVEL HEAD STROKE	200mm
MAXIMUM HYDRAULIC PRESSURE	140 bar
MAXIMUM FORCE	40 KN
TYPICAL PRODUCTION RATE	300 / hour (Manual) 400 / hour (Automatic)
MAXIMUM WELD DIAMETER	15mm Diameter (Cu/Al) 10mm Diameter (Alloy Steel)

Figura 11

Gatwick Friction Welding Machine	NC7000
MAX. WELD AREA	490mm <sup>2</sup> (Copper/Aluminium) 200 mm <sup>2</sup> (Alloy Steel)
TOTAL CONNECTED POWER	45kW
SPINDLE SPEED	1000-6000rpm (1rpm variable)
MAXIMUM BAR CAPACITY	25mm Diameter
MINIMUM BAR CAPACITY	4mm Diameter
MAXIMUM DEPTH SPINDLE BACKSTOP	250mm
TRAVEL HEAD STROKE	300mm
MAXIMUM HYDRAULIC PRESSURE	140 bar
MAXIMUM FORCE	70 KN
TYPICAL PRODUCTION RATE	280 / hour (Manual) 360 / hour (Automatic)
MAXIMUM WELD DIAMETER	25mm Diameter (Cu/Al) 16mm Diameter (Alloy Steel)

Figura 12

## 4. Relevamiento de la planta (Torno CNC)

A partir del estudio del proceso, se definen los subsistemas necesarios de relevar para analizar la viabilidad del proceso:

- *Sistema mecánico*
  - *Rodamientos del cabezal*
  - *Capacidad de rotación*
  - *Contrapunto y guías de bancada*
  
- *Sistema oleohidráulico*
  - *Unidad oleohidráulica: motor eléctrico y bomba*
  - *Actuador hidráulico del contrapunto*
  - *Sellos del actuador*

### 4.1. Relevamiento

El torno CNC, propiedad de CAMSA, es un torno paralelo CNC, modelo Travis TR-3:

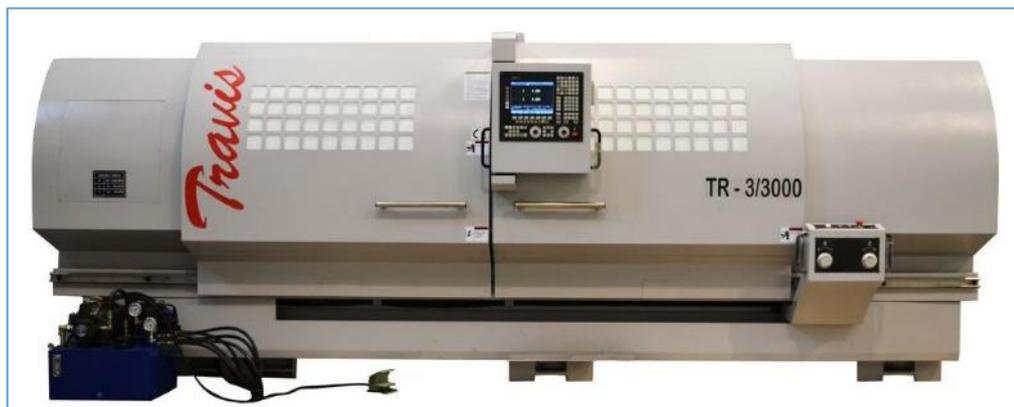


Figura 13: Torno CNC Travis TR-3.

1) *Sistema mecánico*

a. *Rodamientos del cabezal*

El plano en explosión del cabezal del torno (Anexo B, Figura B.1), muestra la disposición y tipos de rodamientos empleados en el husillo:

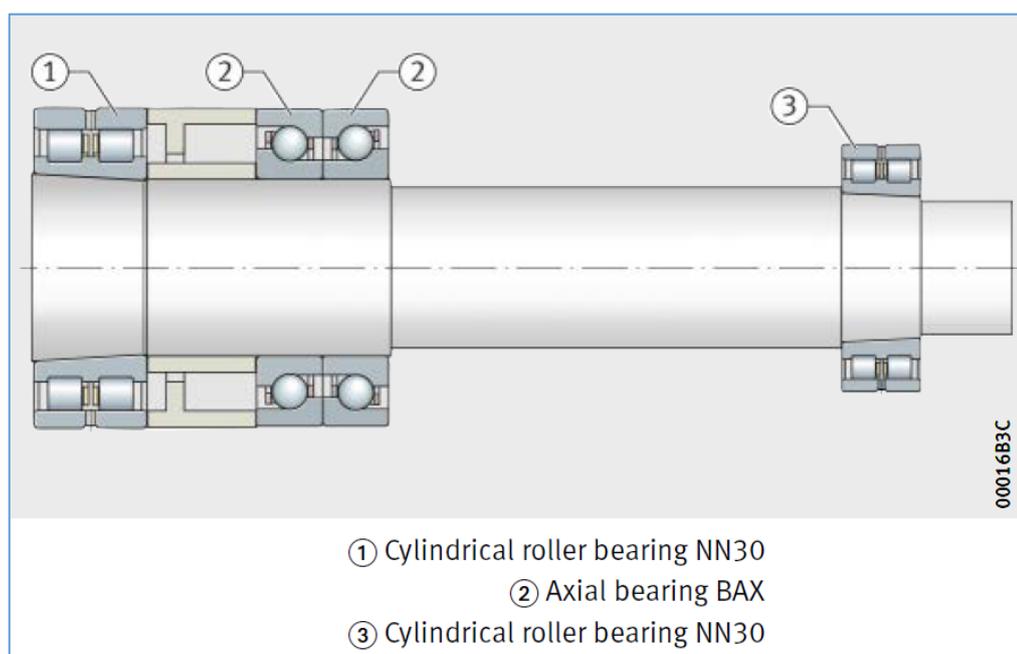


Figura 14: disposición de rodamientos del husillo.

El arreglo es característico de husillos que trabajan a altas velocidades con elevadas cargas: rodamientos de carga axial BAX (soporta carga axial únicamente) en combinación con rodamientos de rodillos cilindros tipo NN30XX (soporta carga radial principalmente).

Nº de parte (Fig. B.1)	Nombre de parte	Especificación	Cantidad
12	Rodamiento 1	NN3016KP5	1
20	Rodamiento 2	90BAX10DB	1 (par)
21	Rodamiento 3	NN3018KP4	1

Tabla 6: lista de partes del Anexo B (Fig. B2 y B3)

De los catálogos obtenemos las especificaciones de los rodamientos, así como sus índices de carga (dinámico y estático) y los límites de velocidad (según el tipo de lubricación, grasa o aceite):

Nº	Especificaciones	Índice de carga		Velocidad límite	
		Dinámico	Estático	Lubricado con grasa	Lubricado con aceite
1	<b>NN:</b> rodillos cilíndricos <b>Serie de ancho:</b> 3 <b>Serie diametral:</b> 0 <b>Diámetro interior:</b> $\phi_i=16 \times 5=80$ mm <b>K:</b> diámetro interior cónico (1:12) <b>P5:</b> precisión ISO clase 5	$C_r = 119$ KN	$C_{r0} = 186$ KN	4 800 rpm	6 000 rpm
2	<b>Diámetro interior:</b> 90 mm <b>BAX:</b> axial de bolas <b>Dimensión de la serie:</b> 10 (dispuesto con serie 30XX) <b>Disposición de los rodamientos:</b> DB (Back to back dúplex)	$C_a = 61$ KN	$C_{a0} = 142$ KN	6 000 rpm	8 500 rpm
3	<b>NN:</b> rodillos cilíndricos <b>Serie de ancho:</b> 3 <b>Serie diametral:</b> 0 <b>Diámetro interior:</b> $\phi_i=18 \times 5=90$ mm <b>K:</b> diámetro interior cónico (1:12) <b>P4:</b> precisión ISO clase 4	$C_r = 143$ KN	$C_{r0} = 228$ KN	4 300 rpm	5 000 rpm

Tabla 7

b. Capacidad del plato: potencia y velocidad



Figura 15: Plato hidráulico

<b>Parámetros de potencia</b>			<b>Plato hidráulico</b> <i>Marca Auto Strong/ Modelo N-218</i>	
Potencia mecánica máxima ( $P_{\text{torno}}^{\text{máx}}$ )			Fuerza de tracción máxima ( $T_{\text{máx}}$ )	71 KN
20 HP			Fuerza de agarre máxima ( $F_{\text{máx}}$ )	180 KN
Velocidades del husillo (n)			Velocidad máxima	2 500 rpm
Baja	Media	Alta	Masa del plato	111 Kg
20-92 rpm	93-330 rpm	331-1500 rpm	Momento de inercia	3,55 Kg.m <sup>2</sup>

Tabla 8

c. *Contrapunto y guías de bancada*



Figura 16: Contrapunto.



Figura 17: vista de las guías por delante del contrapunto



Figura 18: vista de las guías por detrás del contrapunto.

2) *Sistema olehidráulico*

a. *Actuador hidráulico*



Figura 19: actuador hidráulico

<i>Actuador hidráulico</i>	
Diámetro interior ( $\phi_i$ )	80,0 mm
Diámetro exterior ( $\phi_e$ )	95,0 mm
Diámetro del vástago ( $\phi_v$ )	40,0 mm
Carrera (C)	275 mm

Tabla 9: dimensiones principales.

De la tabla anterior, obtenemos las superficies de avance y retroceso del cilindro:

$$A_A = 50,26 \text{ cm}^2; A_R = 37,69 \text{ cm}^2 \text{ --- E. 5}$$

**b. Sellos del actuador**

Al realizar el desarme del actuador hidráulico, los tipos de sellos encontrados que contienen la presión del cilindro durante su operación son:

- Polyseals: material poliuretano (PU), milimétrico.
- O-rings: material Nitrilo dureza SAE 90 (NBR 90), milimétrico.

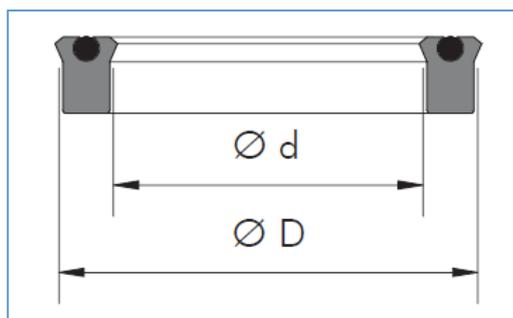


Figura 20: Polyseal en corte.

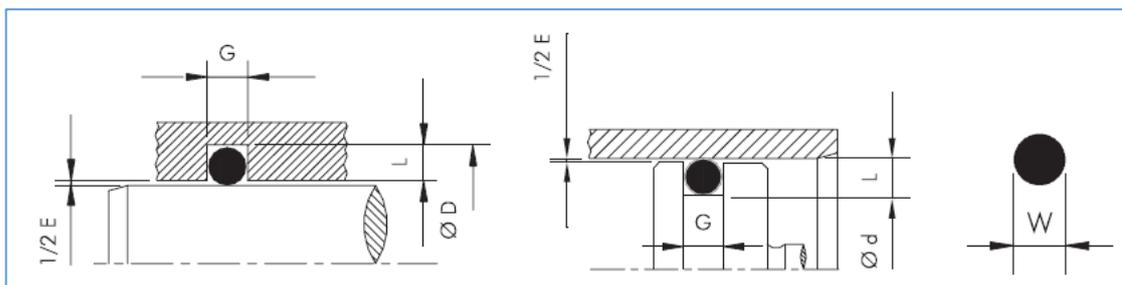


Figura 21: O-ring según ubicación, interior y exterior. Sección.

La ubicación de los mismos se muestra en el plano de despiece del anexo, la siguiente tabla muestra un resumen de sus características:

Nº parte	Descripción	Designación	Sección nominal	Juego diametral (E)
	Polyseal de pistón	65x80x12	7,5	0,19
	Polyseal de vástago	40x55x11	7,5	0,21
	O-ring exterior	M72x4	4	0,17
	O-ring interior	M40x4	4	0,15

Tabla 10

c. Unidad oleohidráulica: motor eléctrico y bomba



Figura 22: unidad oleohidráulica

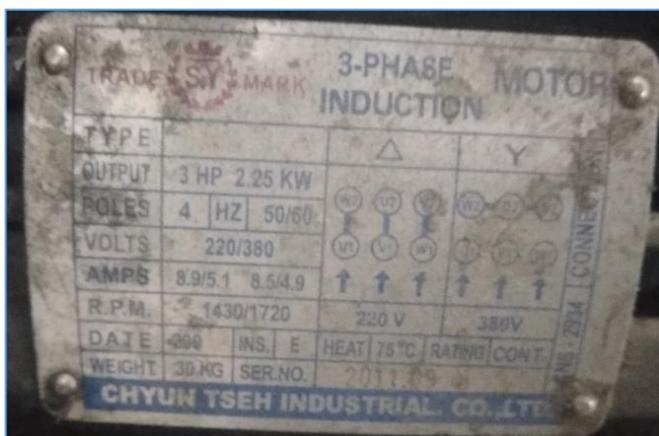


Figura 23: Placas características de motor eléctrico y bomba.

<b>Motor eléctrico: Modelo C10-43B0</b>	
Tipo	Motor de inducción
Potencia	3 HP
Número de pares de polos	2
Frecuencia de red	50/60 Hz
Velocidad de rotación	1430-1720 RPM
<b>Bomba hidráulica: Modelo VHI-F-30-A2</b>	
Tipo de bomba	A paletas
Presión máxima de operación	55 $Kgf/cm^2$
Caudal (a 1800 rpm)	30 $L/min$

Tabla 11

#### 4.2. Viabilidad del proceso

Para determinar la viabilidad del proyecto, es necesario determinar si los parámetros de operación del torno se encuentran dentro del rango requerido para llevar a cabo el proceso. Por lo que se consideran tres aspectos claves:

- a. Fuerza máxima admisible por el torno**
  - Restricciones del sistema mecánico
    - Rodamientos del husillo
    - Bancada
    - Actuador
  - Restricciones del sistema oleohidráulico
    - Cilindro hidráulico
    - Sellos del cilindro hidráulico
- b. Velocidad de rotación admisible por el torno**
  - Rango nominal del torno
  - Restricción por potencia requerida
- c. Efecto del calor generado por el proceso**
- d. Sistema de control**

#### **a. Fuerza máxima admisible por el torno**

- *Sistema mecánico*

Dado que la aplicación de la fuerza axial repercute en todo el sistema, es necesario analizar cada uno de los componentes que podrían verse afectados por el efecto de una fuerza demasiado elevada.

- *Rodamientos del husillo*

La fuerza axial es soportada principalmente por los rodamientos de bolas axiales BAX. Ya sea que se aplique en la fase de fricción (cabezal en rotación) o de forja (cabezal detenido), no se deben sobrepasar los límites del diseño. De la tabla 7:

- Fase de forja:  $F_A^{fj} \leq C_{a0} \rightarrow F_A^{fj} \leq 142 \text{ KN}$
- Fase de fricción:  $F_A^{fr} \leq C_a \rightarrow F_A^{fr} \leq 61 \text{ KN} \text{ --- E. 6}$

Para el último caso, indica que el rodamiento soporta dicho valor de fuerza con una vida nominal del rodamiento de  $L_{10h}$  (nominal), este valor no debe superarse para no comprometer la vida útil de los rodamientos.

- *Bancada*

La reacción que actúa sobre el contrapunto al aplicar éste la fuerza axial ( $F_A$ ), tiene a desplazarlo sobre las guías de la bancada, siendo el rozamiento de las superficies *guía de bancada-contraguía* lo que impide su deslizamiento. Este rozamiento se origina por el apriete que realizan los bulones de apriete del contrapunto, dado que no se pretende modificar el sistema de fijación del contrapunto a la bancada, es necesario determinar qué fuerza de tracción puede aplicarse a los bulones sin dañar la estructura de la bancada, para así determinar que fuerza axial que puede ejercer el actuador sin llegar a la condición de deslizamiento.

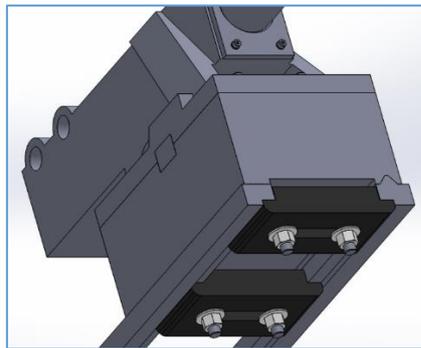


Figura 24: Contrapunto sobre guías.

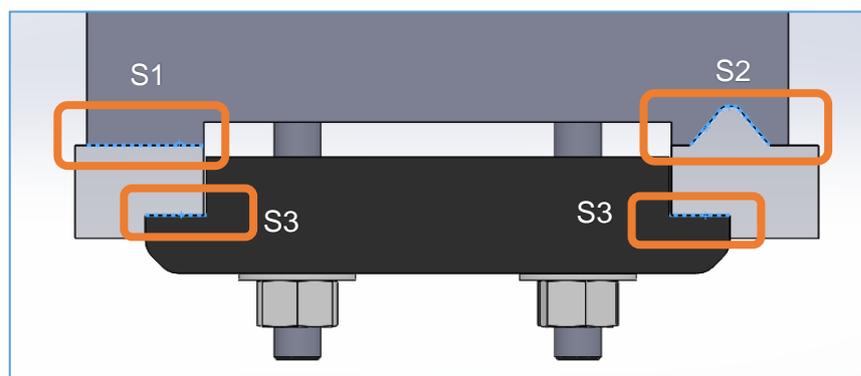


Figura 25: superficies de rozamiento.



Figura 26: Superficies de contacto de contrapunto (S1 y S2).

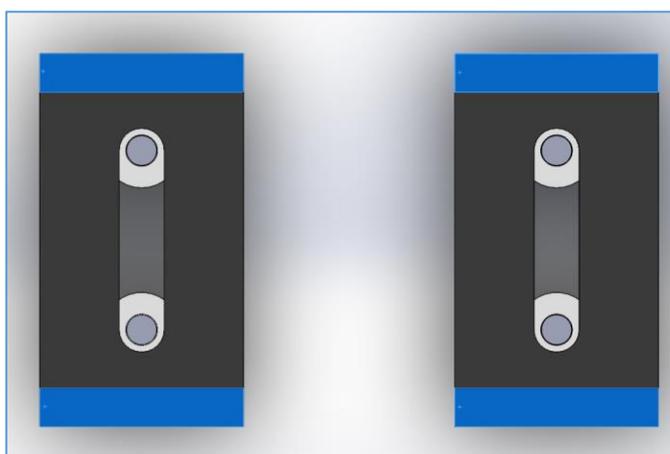


Figura 27: Superficie de contacto S3.

Sobre los bulones de ajuste (relevamiento):

- Diámetro del núcleo del bulón (3/4"-10 hilos/ SAE 1040):

$$\phi_n = 16,51 \rightarrow A_B = 214,1 \text{ mm}^2$$

- Tensión de fluencia de los bulones:

$$\sigma_{0,2}^B = 42 \text{ Kg}f/\text{mm}^2$$

Además:

- Las superficies de contacto son Acero-Acero, lubricado:  $\mu_s = 0,1$
- De la geometría de la contraguía:  $\theta=50^\circ$

La fuerza de rozamiento estática máxima se obtiene de la expresión A.3 del anexo:

$$F_{roz}^{m\acute{a}x} = \mu_s \cdot T_B (6 + 2 \cdot \text{Cos}\theta)$$

Siendo que la carga de ajuste debe ser tal que:

- No se supere la tensión de fluencia de los bulones.
- Las fuerzas aplicadas a las guías de la bancada no produzcan daño o rotura de las mismas.

A partir de las expresiones del anexo A.4 y las dimensiones de las superficies de apoyo guía-contraguía, determinamos el estado de cargas sobre las guías y se realiza una simulación CAE, bajo las siguientes condiciones:

- Material de las guías: fundición gris (material frágil), con diferentes tensiones de rotura a la tracción y compresión.
- 4 casos de cargas de ajuste de los bulones.

Bajo la consideración anterior, se obtienen los resultados de las Figuras 28, 29, 30 y 31, cuyos resultados se resumen a continuación:

$\sigma_B$	$T_B$	$C_s^{min}$	$F_{roz}^{max}$
$\sigma_{B;1} = 60\% \cdot \sigma_{0,2}^B$	$F_{B;1} = 5\,395,3\text{ Kgf}$	2,4	$F_{roz;1}^{max} = 3\,930,8\text{ Kgf}$
$\sigma_{B;2} = 70\% \cdot \sigma_{0,2}^B$	$F_{B;2} = 6\,294,5\text{ Kgf}$	2,1	$F_{roz;2}^{max} = 4\,585,9\text{ Kgf}$
$\sigma_{B;3} = 78\% \cdot \sigma_{0,2}^B$	$F_{B;3} = 7\,014\text{ Kgf}$	1,93	$F_{roz;3}^{max} = 5\,110\text{ Kgf}$
$\sigma_{B;4} = 80\% \cdot \sigma_{0,2}^B$	$F_{B;4} = 7\,193,7\text{ Kgf}$	1,8	$F_{roz;4}^{max} = 5\,241,0\text{ Kgf}$

Tabla 12

El cálculo de  $C_s$  se obtiene según el *criterio de Mohr-Coulomb* para materiales frágiles, que presentan distintos valores de resistencia a la rotura en tracción y compresión.

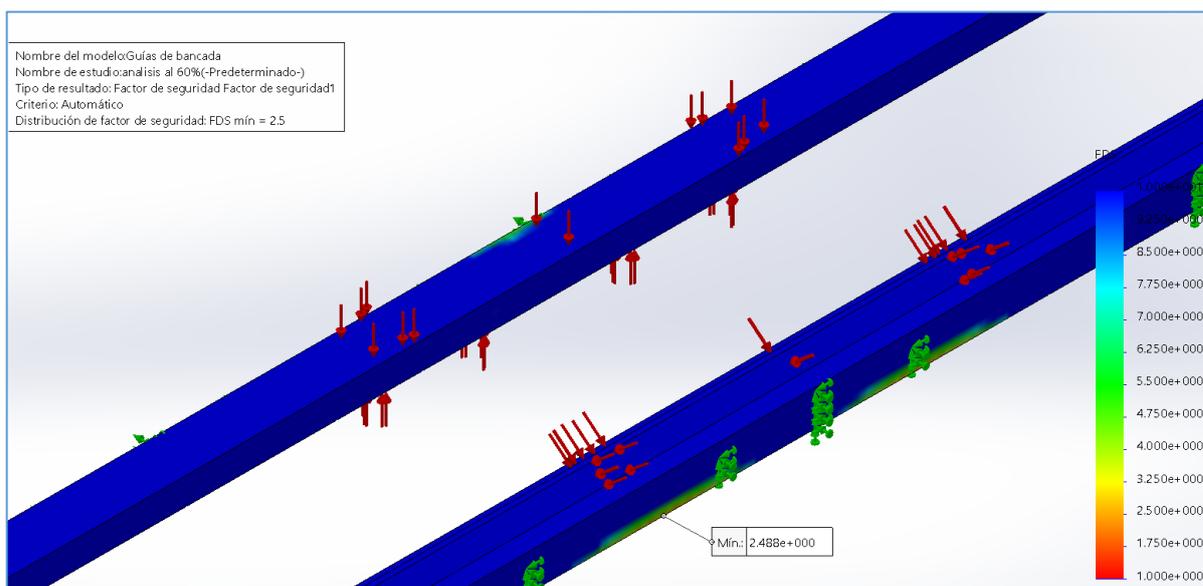


Figura 28:  $C_s$  al 60% de tensión de fluencia del bulón.

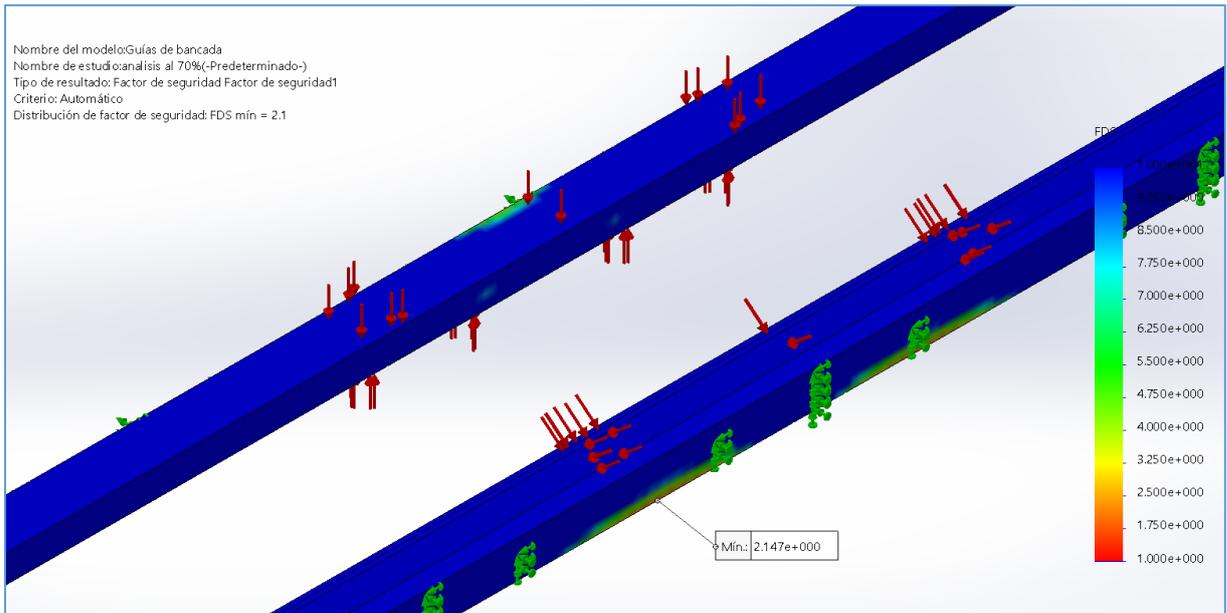


Figura 29: Cs al 70% de tensión de fluencia del bulón.

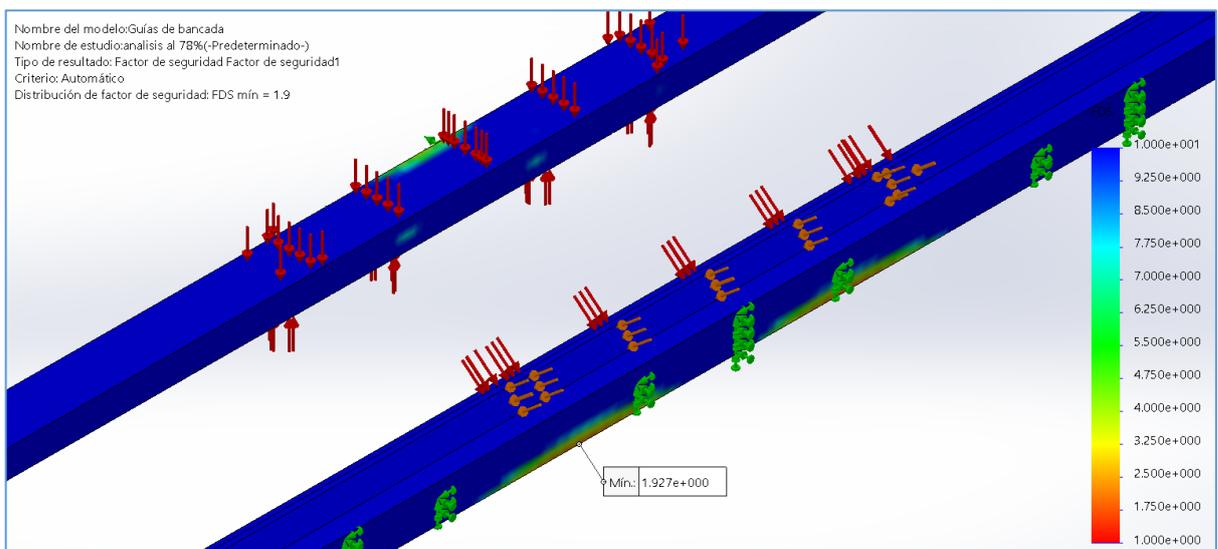


Figura 30: Cs al 78% de tensión de fluencia del bulón.

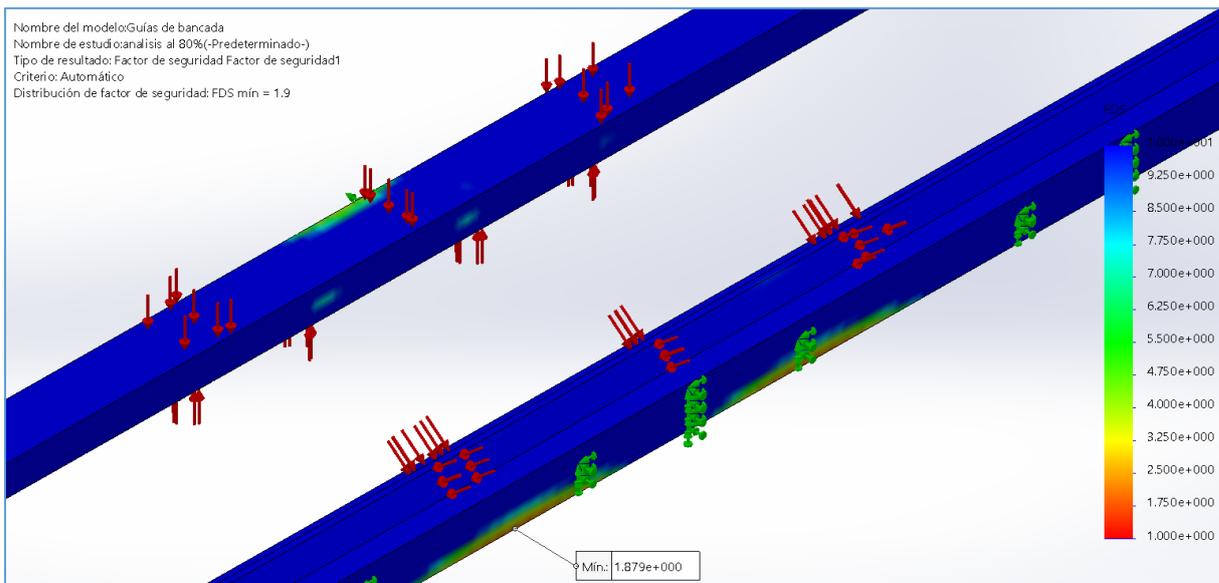


Figura 31: Cs al 80% de tensión de fluencia del bulón.

Estableciendo que en cualquier punto de la guía debe restringirse el factor de seguridad tal que:  $C_s \leq 2$ , en cualquier punto de la guía de la bancada, entonces la tensión máxima a los que se puede someter los bulones de ajuste es:

$$T_B = 7014 \text{ Kgf}$$

Y para este valor de ajuste, la fuerza de rozamiento máxima que se puede tener, sin generar deslizamiento es:  $F_A^{roz} = 5\ 110 \text{ Kgf} \text{ --- E. 7}$

- *Vástago del actuador*

Durante la fase de compresión si el actuador desarrolla completamente su carrera, podría generarse pandeo del vástago del actuador:

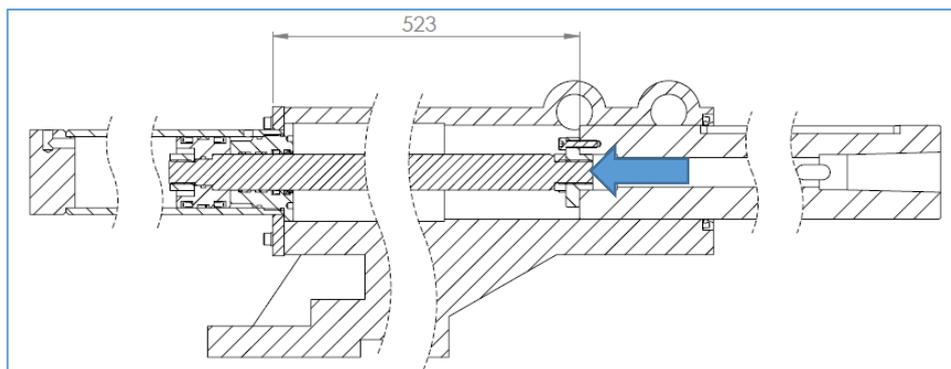


Figura 32: Contrapunto en corte.

La carga crítica de pandeo, por el método de Euler se calcula según:

$$F_{crit} = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot I_{min}}{L_k^2}$$

- Vástago de acero SAE 1045:  $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ Kgf/cm}^2$
- Para una barra redonda maciza:  $I_{min} = I_p/2$

$$I_{min} = \pi \cdot \frac{\phi_v^4}{64} = 0,7854 \text{ cm}^4$$

- Longitud de pandeo ( $L_k$ )

De la tabla C.2 (Hidráulica), se determina la condición de apoyo:

$$L_k = \alpha \cdot L = \left(\frac{1}{2}\right) \cdot (523 \text{ mm}) = 26,15 \text{ cm}$$

$$L_k^2 = 683,8 \text{ cm}^2$$

Con lo cual:  $F_{crit} = 23\ 804,9 \text{ Kgf}$

Luego:

$$F_A^{pandeo} \leq 23\ 804,9 \text{ Kgf} \text{ --- E. 8}$$

#### ➤ Sistema oleohidráulico

Dado que las fuerzas generadas en fase de forja o fricción, se originan por la presión dentro del actuador, determinar los límites de presión de los componentes hidráulicos es de suma importancia. El componente presente que formará parte del proceso de DDFW es el actuador, por lo que se analizará:

- Cilindro hidráulico
- Sellos del actuador hidráulico

#### ➤ Cilindro hidráulico: presión interior

Considerando la presión externa depreciable frente a la presión interna del cilindro ( $p_e = p_{atm} = 1,01 \text{ Kgf/cm}^2$ ), el coeficiente de seguridad y la presión en el cilindro se relacionan según expresión A.2 del anexo:

$$C_s^{TB} = \frac{\sqrt{3}}{3} \cdot \left(\frac{\sigma_{0,2}^{TB}}{p_s}\right) \cdot \left(1 - \frac{\phi_i^2}{\phi_e^2}\right)$$

- Dado que se desconoce la calidad del tubo bruñido, se presupone de calidad nacional, esto es:

$$\sigma_{0,2}^{TB} = 24,6 \frac{Kgf}{mm^2}$$

- Se establece para el coeficiente de seguridad:  $C_s^{TB} \geq 2$

Luego:

$$2 \leq \frac{\sqrt{3}}{3} \cdot \left( \frac{\sigma_{0,2}^{TB}}{p_i} \right) \cdot \left( 1 - \frac{\phi_i^2}{\phi_e^2} \right)$$

Con lo cual:

$$p_s \leq 206,6 \text{ Kgf/cm}^2$$

Siendo el área de avance del pistón (E.5):  $A_A = 50,26 \text{ cm}^2$

La fuerza axial limitada por el cilindro hidráulico es:

$$F_A^{cilindro} \leq 10\,384,8 \text{ Kgf} \text{ --- E. 9}$$

#### ➤ Sellos hidráulicos

Los sellos hidráulicos aseguran la correcta estanqueidad del aceite hidráulico durante el proceso, mientras no se supere la presión máxima que pueden soportar.

Partiendo de los datos del relevamiento, se determina primero si los juegos diametrales y de alojamientos corresponden con los requisitos del fabricante, y luego se determina la presión máxima de operación.

- Polyseals

Diversos proveedores de este tipo de sellos indican en sus catálogos, las características de operación según el material del compuesto, siendo el material Poliuretano:

$$p_s \leq 400 \text{ Bar} \left( 407,9 \frac{Kgf}{cm^2} \right); v_{despliegue} \leq 0,5 \frac{m}{s} \text{ --- E. 10}$$

El sello es capaz de soportar dichas condiciones de trabajo, si las dimensiones del alojamiento se corresponden con los valores recomendados por el fabricante:

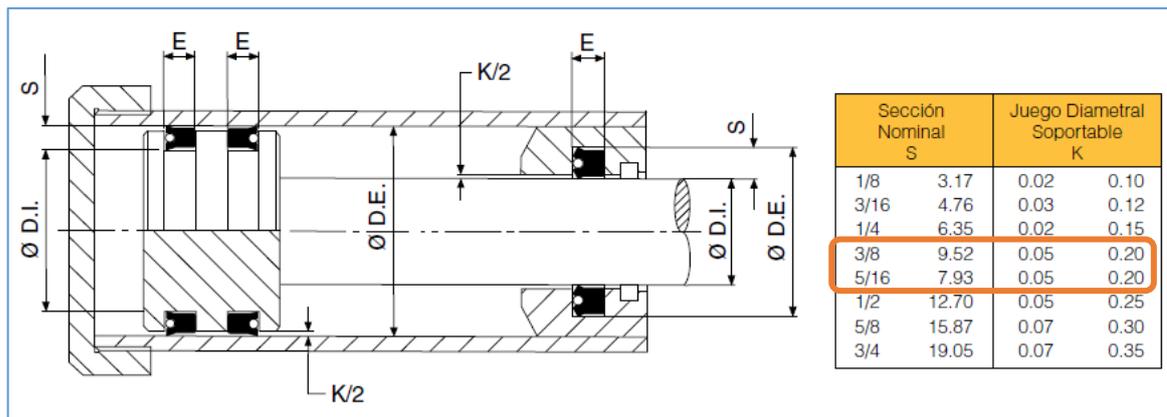


Figura 33: Catalogo Parker, Polyseal.

De la tabla 10, el relevamiento muestra juegos diametrales de 0,19 mm y 0,21 mm respectivamente para los polyseals de pistón y vástago, por lo que cumplen las indicaciones de la figura 33.

Considerando el área de avance del pistón (E.5), la fuerza axial que el sistema puede ejercer en esas condiciones, es tal que:

$$F_A^{Polyseal} \leq 20\,502,2 \text{ Kgf} \text{ --- E. 11}$$

- O-rings

Su buen desempeño también depende los juegos diametrales entre los componentes a sellar, así como el tipo de material, para evitar la extrusión principalmente.

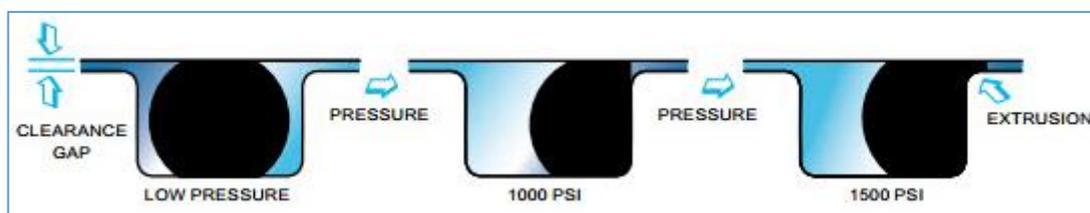


Figura 34: falla por extrusión.

Del relevamiento de la tabla 10, siendo que los juegos diametrales del O-ring exterior e interior son 0,17 mm y 0,15 mm respectivamente y ambos de material NBR con dureza Shore A 90, de la figura 35 determinamos la presión de trabajo máxima sin que se presente la extrusión del O-ring: 270 Bar (275,3 Kgf/cm<sup>2</sup>)

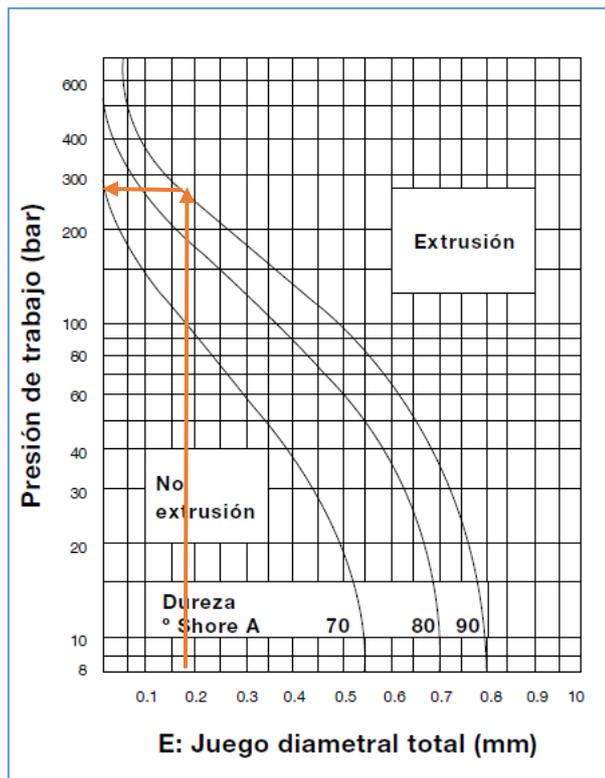


Figura 35: Catálogo Parker, O-rings.

La fuerza axial que el sistema puede ejercer en esas condiciones, es tal que:

$$F_A^{Oring} \leq 13\,838 \text{ Kg}f \text{ --- E. 12}$$

Resumiendo, las restricciones vistas para la fuerza axial, tenemos:

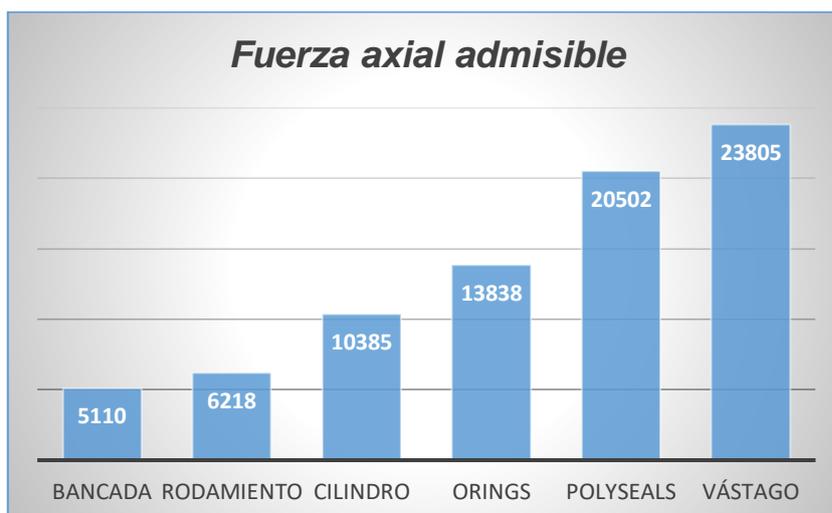


Figura 36

Así, la fuerza axial máxima está restringida a:

$$F_A \leq 5110 \text{ kg}f \text{ --- E. 13}$$

**b. Velocidad de rotación admisible**

➤ *Restricción por rango nominal del torno*

Considerando el rango de aplicación de la ecuación de correlación (3), y los límites operativos del torno (tabla 8), el rango de velocidad indicado para realizar el proceso de DDFW es:

$$500 \text{ RPM} \leq n \leq 1500 \text{ RPM} \text{ --- E. 14}$$

➤ *Restricción por potencia requerida*

La potencia mecánica del torno se requiere en la fase de fricción, donde (asumiendo velocidad constante,  $n=\text{cte}$ ) es igual a la potencia reactiva por fricción, la cual luego se convierte en energía térmica. Por lo que, para que el proceso pueda realizarse, debe ocurrir siempre que:

$$P_{\text{reactiva}} \leq P_{\text{nom}}$$

Para una sección circular maciza, de la ecuación A.1 del anexo, implica que:

$$\frac{2}{3} \cdot \mu_{k(T)} \cdot F_A^{fr} \cdot v_t \leq P_{\text{nom}}$$

Luego:

$$v_t \cdot F_A^{fr} \leq \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{P_{\text{nom}}}{\mu_{k(T)}} \right) \text{ --- E. 15}$$

De los datos de la tabla C.1 del anexo, para el acero se tiene:

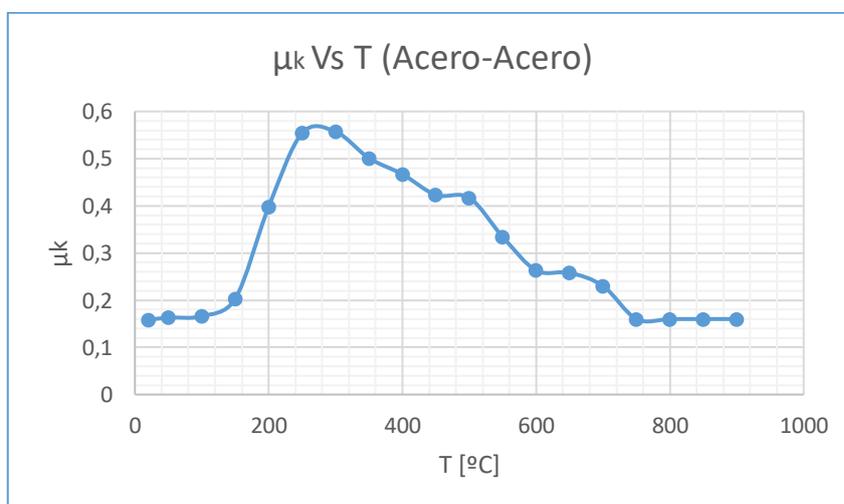


Figura 37

La expresión (E.15) está limitada por el valor que tome  $\mu_{k(T)}$ , por lo que, se selecciona el valor más restrictivo (Figura 37), así:

$$\mu_{k(T=280^{\circ}C)} = 0,57$$

Considerando, además:

- La restricción para la fuerza axial (E.13):  $F_A^{fj} \leq 5110 \text{ kgf}$
- Y una relación tal:

$$\frac{F_A^{fj}}{F_A^{fr}} = 2 \Rightarrow F_A^{fr} \leq 2555 \text{ kgf}$$

Así, reemplazar en la expresión (7) los valores obtenidos, y modificando las unidades:

$$F_A^{fr} [\text{Kgf}] \cdot v_t [\text{m}/\text{min}] \leq 240141,6 \text{ --- E. 16}$$

Con lo cual, dada la restricción para la velocidad periférica (E.1), se obtiene el siguiente gráfico:

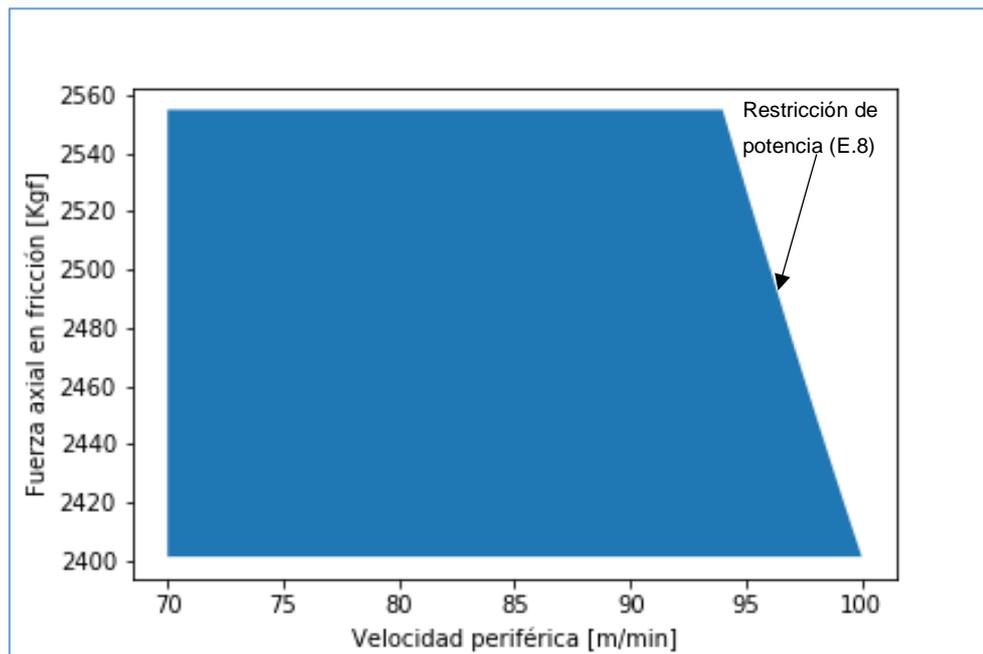


Figura 38

Para determinar el tamaño de piezas que nos permite trabajar, recurrimos a la siguiente expresión:

$$d[\text{mm}] \cdot n[\text{rpm}] \cdot \left(\frac{\pi}{10^3}\right) = v_t [\text{m}/\text{min}]$$

Así, considerando la restricción de velocidad (E.1):

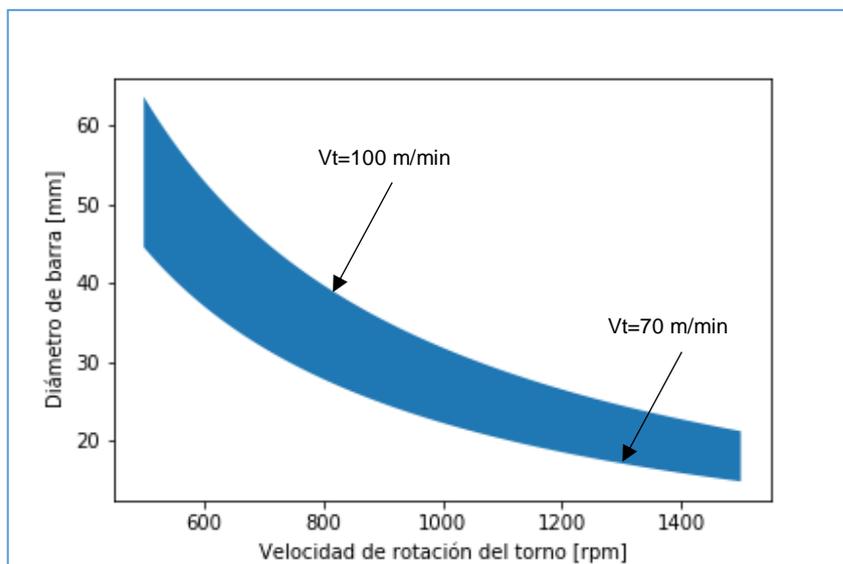


Figura 39

Por lo que el diámetro de las barras que se pueden emplear es:

$$14,9 \text{ mm} \leq d \leq 63,6 \text{ mm}$$

Por lo que el máximo y mínimo esfuerzo de compresión son (con  $F_A^{fr} = 2555 \text{ Kgf}$ ):

$$\sigma_{min}^{fr} = \frac{2555 \text{ Kgf}}{31,76 \text{ cm}^2} = 80,4 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{m\acute{a}x}^{fr} = \frac{2555 \text{ Kgf}}{1,74 \text{ cm}^2} = 1465,3 \text{ Kgf/cm}^2$$

Sin embargo, se limita el diámetro de piezas hasta 25,4 mm, por dos razones:

- Mantener la capacidad de lograr elevados esfuerzos de compresión, característicos de este tipo de proceso para soldadura de acero-acero, así para una barra de diámetro 25,4 mm, la compresión axial en fricción será:

$$\sigma_A^{fr} = \frac{2555 \text{ Kgf}}{5,067 \text{ cm}^2} = 504,2 \text{ Kgf/cm}^2$$

- Disposición de la empresa: dado que diámetros mayores implicarían diseñar un mecanismo de sujeción más grande, se deja esto como una posibilidad en base a los resultados de las primeras pruebas.

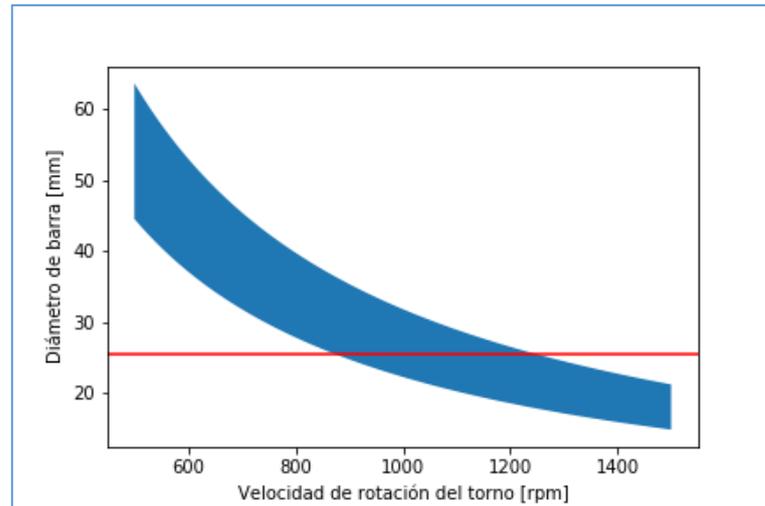


Figura 40

### c. Análisis térmico del calor generado

Evacuar el calor generado por las operaciones de corte en el torneado se cumple mediante la aplicación de un flujo continuo de líquido refrigerante aplicado directamente en la zona de corte, en el caso de la soldadura por fricción se busca lo opuesto, pues es el calor lo que logra la unión de las piezas. Sin embargo, una vez que el calor se transfiere a la masa de aire circundante, debe asegurarse que el aire caliente no afecte a los componentes del torno, en particular aquellos que se encuentran al interior del husillo.

Para visualizar la transferencia de calor por convección en el proceso, se realiza una simulación del fenómeno de la transferencia de calor, bajo las siguientes condiciones:

- La generación de calor por fricción se considera equivalente (a los efectos de la convección) a una fuente de potencia térmica superficial en la zona de contacto de las piezas.
- Toda la potencia reactiva se transforma en calor ( $P_{reactiva} = \dot{Q}$ )
- Flujo de calor en régimen transitorio
- Probetas macizas:  $L=150$  mm y  $d=25,4$  mm

Definidas las condiciones y ejecutando la simulación, se obtienen los siguientes resultados:

- *Convección del aire en barra maciza*
  - [Evolución de la temperatura del aire](#)
  - [Evolución de las líneas de flujo](#)

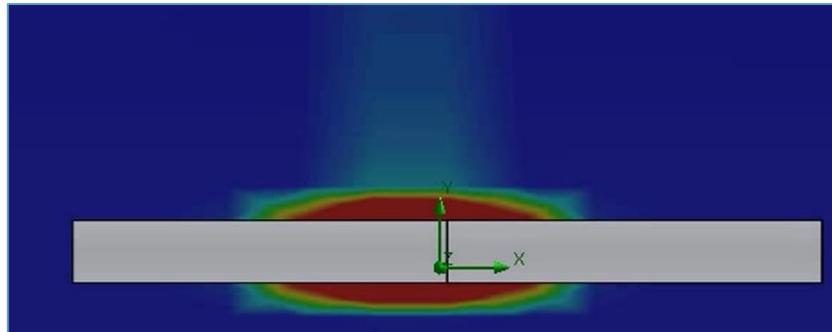


Figura 41: Temperatura en t=14 segundos.

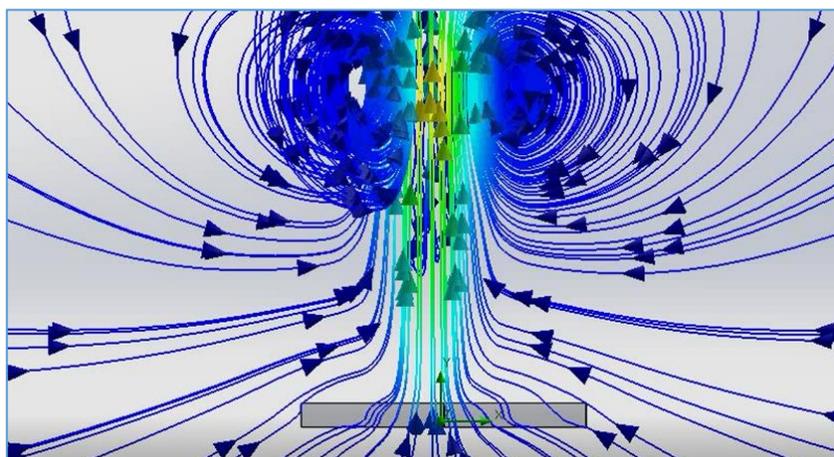


Figura 42: Líneas de flujo en t=4 segundos.

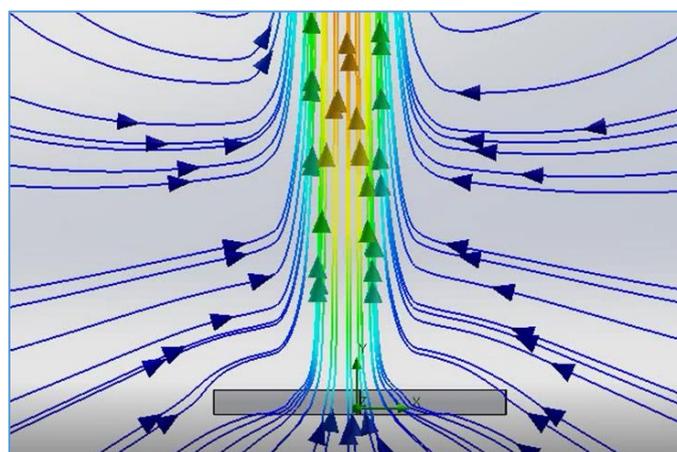


Figura 43: Líneas de flujo en t=10 segundos.

Como ejemplo adicional, se muestra el desempeño en el caso de la soldadura de un tubo  $\phi_i 38,1 \times \phi_e 47,6 \text{ mm}$ :

- *Convección del aire en tubo bruñado*
  - [Evolución de la temperatura del aire](#)
  - [Evolución de las líneas de flujo](#)

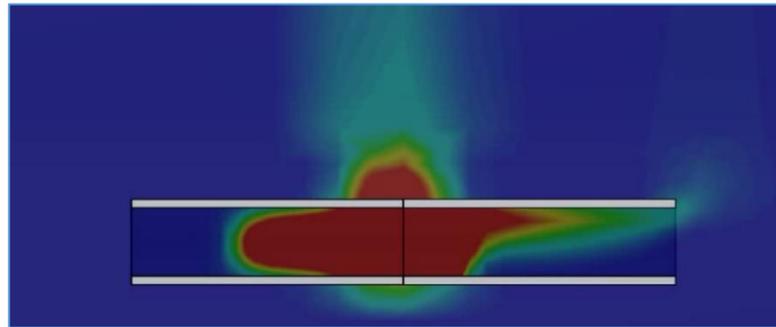


Figura 44: Temperatura en t=14 segundos.

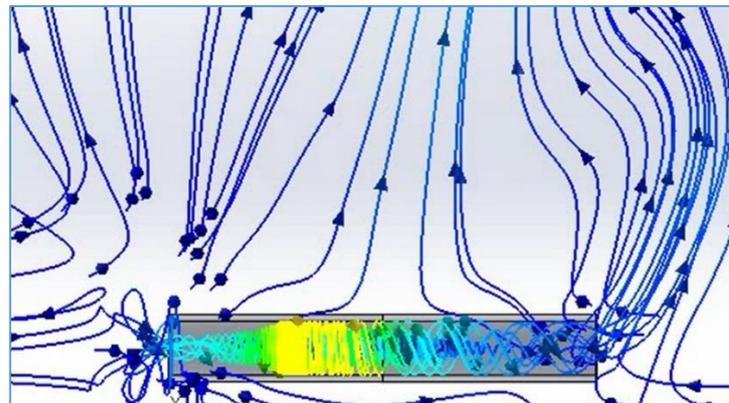


Figura 45: Líneas de flujo en t=14 segundos.

Hay un factor adicional que considerar en la convección del aire; dado que el husillo es pasante, existe una masa de aire a temperatura ambiente al extremo opuesto del plato del torno, lo que genera un flujo adicional que desplaza el aire caliente circundante a la zona de soldadura (Fig. 47). Este factor se mantiene incluso una vez detenido el torno, mientras la unión soldada se encuentre caliente.



Figura 46

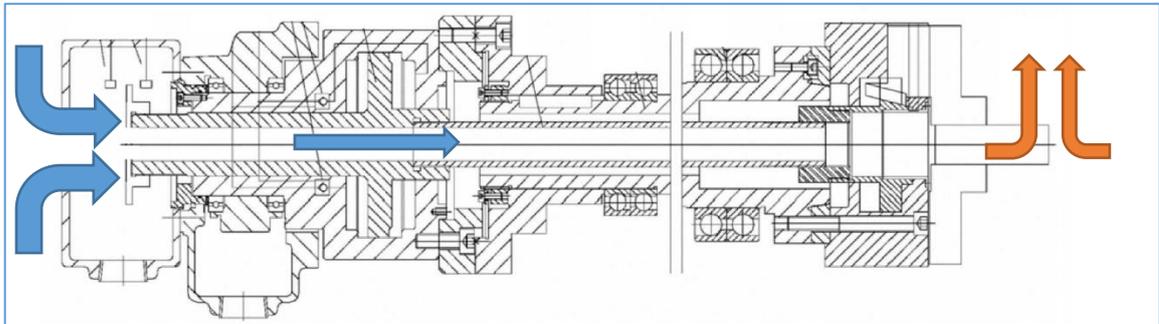


Figura 47

Lo anterior, reduce aún más la posibilidad del ingreso del aire a la región interna del husillo. Siendo así, no es necesario considerar en el diseño un sistema adicional que desplace el aire caliente: la convección natural es suficiente.

#### **d.** Sistema de control

Los aspectos a controlar son:

- Secuencia de las fases de la soldadura
- Freno súbito del torno, previo a iniciar la fase de forja

Esto se pretende lograr con PLC externo al equipo, de modo tal no deba intervenir demasiado el sistema de control propio del torno. El único aspecto que se pretende intervenir es el mecanismo de freno del torno, de modo que el PLC pueda activarlo durante el proceso.

## 5. Dimensionamiento y diseño de la instalación

De las restricciones del torno, se selecciona el rango de parámetros para el proceso, que se empleará para dimensionar el proyecto:

Restricciones del sistema	Elección
$F_A \leq 5110 \text{ Kgf}$	$F_A^{fj} \leq 5110 \text{ Kgf}$
$2 \leq \frac{F_A^{fj}}{F_A^{fr}} \leq 2,5$	$\frac{F_A^{fj}}{F_A^{fr}} = 2$
$70 \text{ m/min} \leq v_t \leq 100 \text{ m/min}$	$70 \text{ m/min} \leq v_t \leq 100 \text{ m/min}$
$500 \text{ rpm} \leq n \leq 1500 \text{ rpm}$	$500 \text{ rpm} \leq n \leq 1500 \text{ rpm}$ $14,9 \text{ mm} \leq d \leq 25,4 \text{ mm}$  $F_A^{fr} [\text{Kgf}] \cdot v_t [\text{m/min}] \leq 240141,6$  Para una mayor comprensión de este punto, ver gráficos N°38, 39 y 40.
El cálculo del tiempo de fricción se realiza según la expresión (E.3)	
$3s \leq t_{forja} \leq 5s$	

Tabla 13

Los componentes a determinar son:

- Mecanismo de sujeción.
- Sistema oleohidráulico: unidad oleohidráulica, válvulas y actuador.
- Elementos de control y regulación.

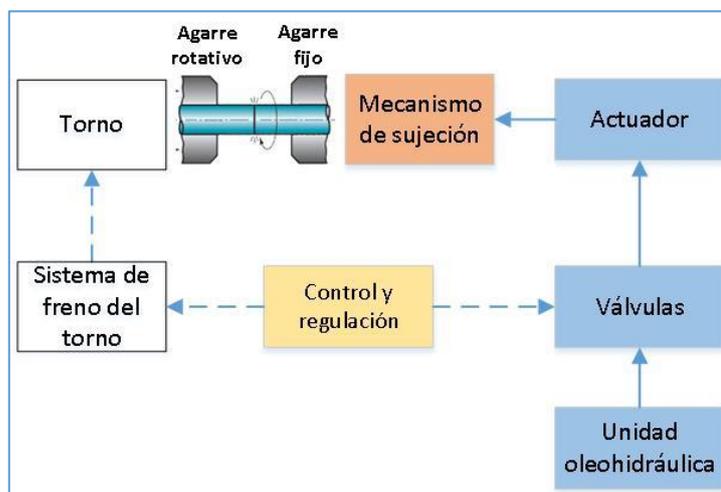


Figura 48

### 5.1. Mecanismo de sujeción

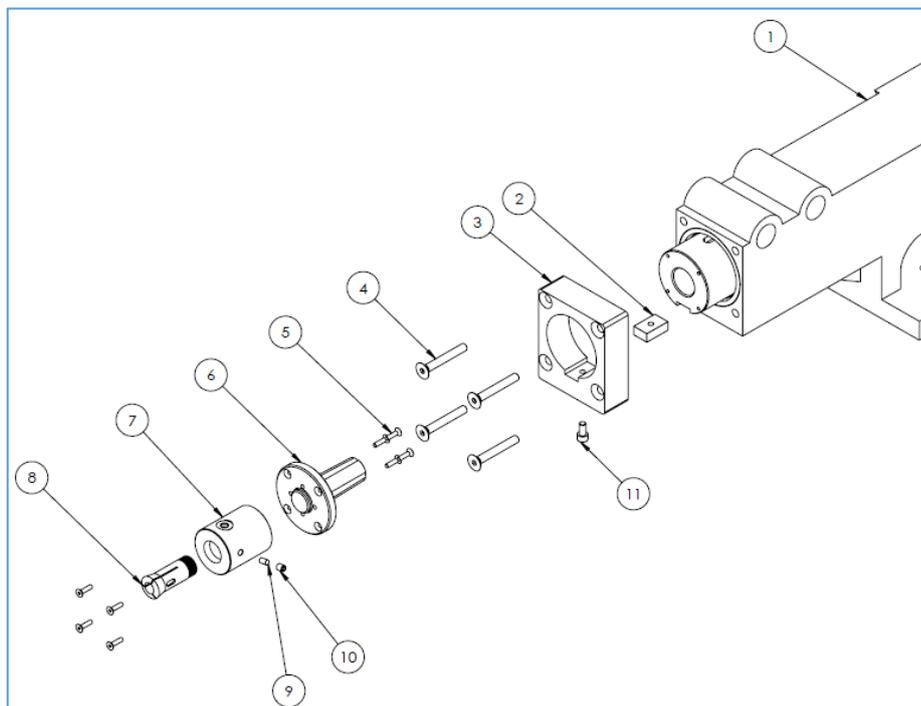


Figura 49: Planos del anexo D, vista en explosión. ([enlace de vista en explosión](#)).

#### 1) Pasador cónico (Parte N°9)

El pasador cónico impide la rotación de la boquilla de sujeción durante el proceso, en caso de deslizamiento. El mismo se encuentra sometido a una fuerza de corte producto de la torsión:

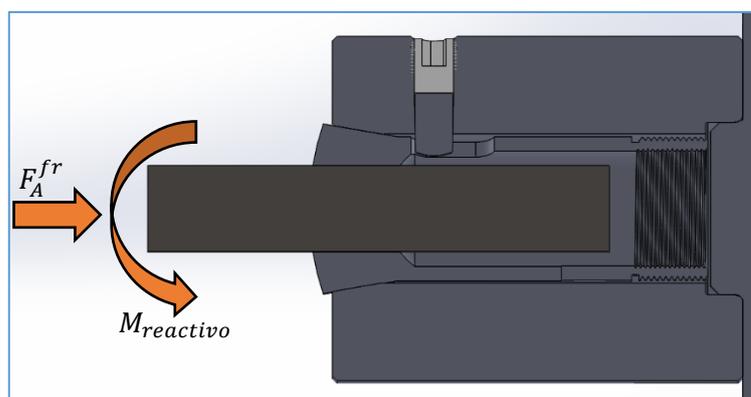


Figura 50

Bajo la condición de que la boquilla Collet no gira durante el proceso, entonces:

$$M_{pasador} = M_{reactivo}$$

De la expresión A.1 del anexo:

$$M_{reactivo} = \frac{1}{3} \cdot \mu_{k(T)} \cdot F_A^{fr} \cdot d$$

Para el caso de mayor solícitación tenemos:

- $F_A^{fr} = 2555 \text{ Kgf} = 25\,064,6 \text{ N}$
- El coeficiente de fricción cinético:  $\mu_{k(T=280^\circ\text{C})} = 0,57$
- Barra de mayor diámetro:  $d = 25,4 \text{ mm (1")}$

Reemplazando valores:

$$M_{reactivo} = 120,9 \text{ Nm}$$

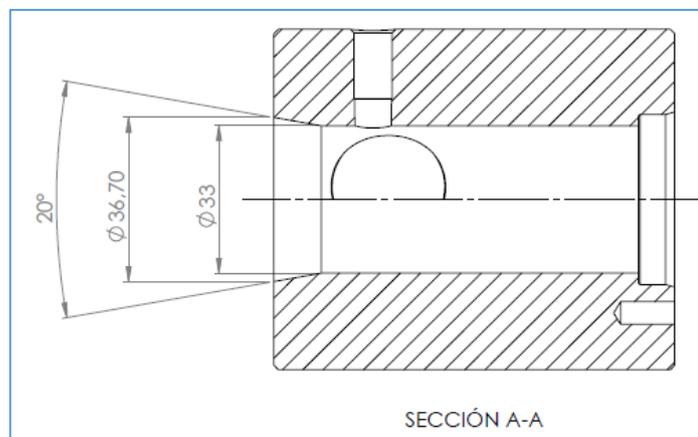


Figura 51

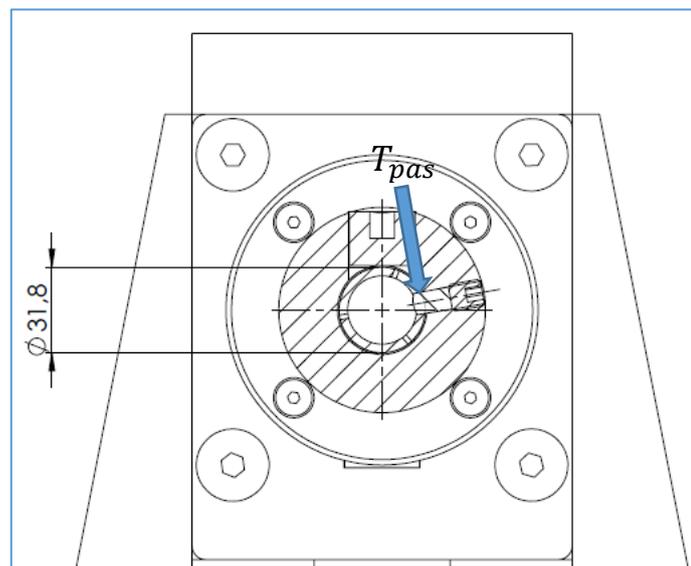


Figura 52

La fuerza de corte que actúa sobre el pasador debido a  $M_{pasador}$  (Figura 52) es tal que:

$$M_{pasador} = T_{pas} \cdot \frac{d_{boquilla}}{2}$$

Siendo:  $d_{boquilla} = 31,8 \text{ mm} \rightarrow T_{pas} = 7607,5 \text{ N}$

Cálculo de la sección requerida para el pasador:

- Considerar estado de corte puro.
- Material acero SAE 1045:  $\sigma_{0,2} = 340 \text{ MPa}$ ;  $\tau_{0,2} = \sigma_{0,2}/2$  (material dúctil)
- Área de la sección del pasador:  $A_{pas} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{pas}^2$

Considerando falla por el criterio de Tresca:  $\tau \leq \frac{\tau_{0,2}}{C_s}$

Reemplazando las 3 consideraciones mencionadas:

$$d_{pas} \geq \sqrt{\left(\frac{8}{\pi}\right) \cdot \frac{C_s \cdot T_{pas}}{\sigma_{0,2}}}$$

- Definiendo un coeficiente de seguridad:  $C_s = 1,75$

Reemplazando valores:

$$d_{pas} \geq 9,9 \text{ mm}$$

Así, se selecciona un pasador cónico estándar de diámetro nominal 10 mm:

$$d_{pas} = 10 \text{ mm}$$

## 2) Bulones de montaje del miniplato (Parte N°5)

Los bulones que unen el miniplato de sujeción y el acoplamiento deben resistir el momento torsor generado en la fase de fricción:

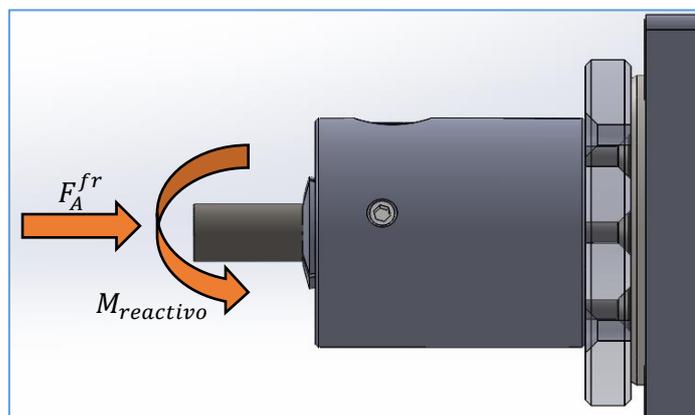


Figura 53

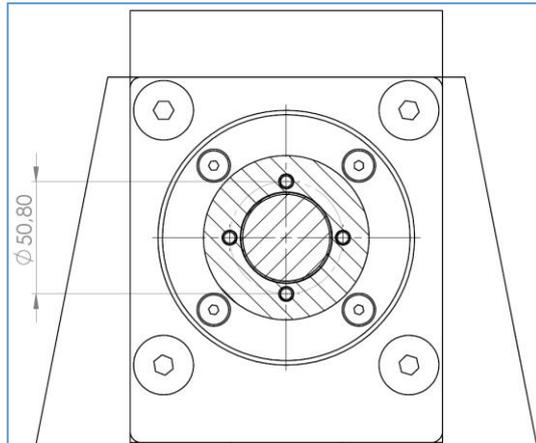


Figura 54

El reparto del momento total en cada bulón se hace según:

$$T_{bulón;i} = \frac{M_{reactivo} \cdot r_i}{\sum_{k=1}^4 r_k^2}$$

Dado que  $r_i = 25,4 \text{ mm}$ , para todos los bulones (Fig. 51), entonces:

$$T_{bulón} = \frac{M_{reactivo}}{4r} = 1190,6 \text{ N}$$

Considerando nuevamente la condición de sollicitación máxima, se calcula la sección requerida para el bulón:

- Considerar estado de corte puro.
- Bulones Allen calidad 10.9 :  $\sigma_{0,2} = 900 \text{ MPa}$  ;  $\tau_{0,2} = \sigma_{0,2}/2$  (material dúctil)
- Área del núcleo del bulón:  $A_{núcleo} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{núcleo}^2$

Considerando falla por el criterio de Tresca:  $\tau \leq \frac{\tau_{0,2}}{C_s}$

Reemplazando las 3 consideraciones mencionadas:

$$d_{núcleo} \geq \sqrt{\left(\frac{8}{\pi}\right) \cdot \frac{C_s \cdot T_{bulón}}{\sigma_{0,2}}}$$

- Definiendo un coeficiente de seguridad:  $C_s = 2$

Reemplazando valores:

$$d_{núcleo} \geq 2,6 \text{ mm}$$

Los bulones seleccionados BSW  $\frac{1}{4}$ "x20H, que tienen un núcleo de  $d_{núcleo} = 5,08 \text{ mm}$ , satisfacen la condición.

### 3) Bulones de montaje del acoplamiento

En un análisis similar al punto anterior, se calculan los bulones que mantienen unido el acoplamiento a la manga del contrapunto:

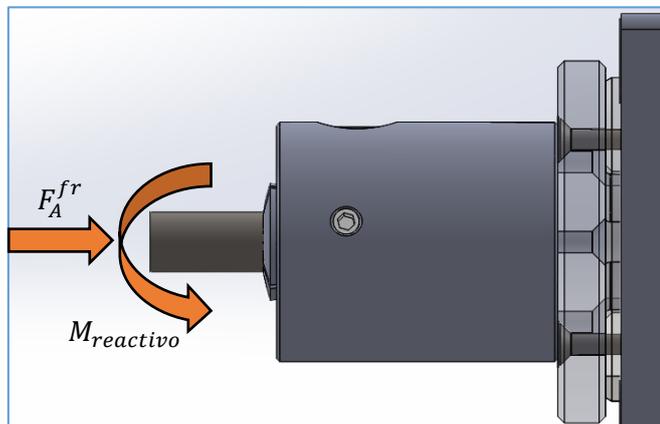


Figura 55

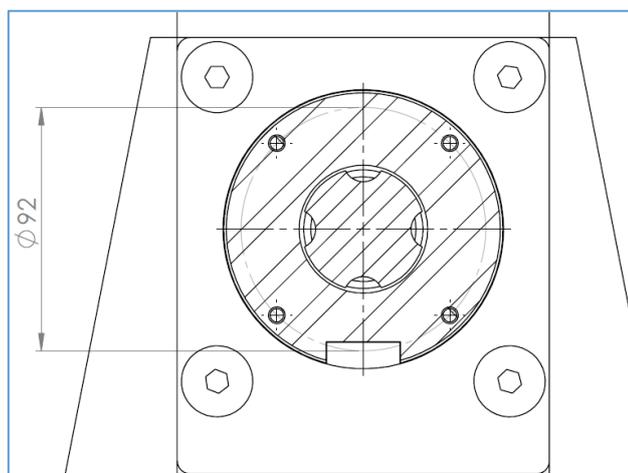


Figura 56

El reparto del momento total en cada bulón se hace según:

$$T_{bulón;i} = \frac{M_{reactivo} \cdot r_i}{\sum_{k=1}^4 r_k^2}$$

Dado que  $r_i = 46 \text{ mm}$ , para todos los bulones (Fig. 53), entonces:

$$T_{bulón} = \frac{M_{reactivo}}{4r} = 657,4 \text{ N}$$

Considerando nuevamente la condición de sollicitación máxima, se calcula el diámetro requerido para el bulón:

- Considerar estado de corte puro.
- Bulones Allen calidad 10.9 :  $\sigma_{0,2} = 900 \text{ MPa}$  ;  $\tau_{0,2} = \sigma_{0,2}/2$  (material dúctil)
- Área del núcleo del bulón:  $A_{núcleo} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{núcleo}^2$

Considerando falla por el criterio de Tresca:  $\tau \leq \frac{\tau_{0,2}}{C_s}$

Reemplazando las 3 consideraciones mencionadas:  $d_{núcleo} \geq \sqrt{\left(\frac{8}{\pi}\right) \cdot \frac{C_s \cdot T_{bulón}}{\sigma_{0,2}}}$

- Definiendo un coeficiente de seguridad:  $C_s = 2$

Reemplazando valores:

$$d_{núcleo} \geq 1,9 \text{ mm}$$

Los bulones seleccionados BSW 1/4"x20H, que tienen un núcleo de  $d_{núcleo} = 5,08 \text{ mm}$ , satisfacen la condición.

5.2. Sistema oleohidráulico

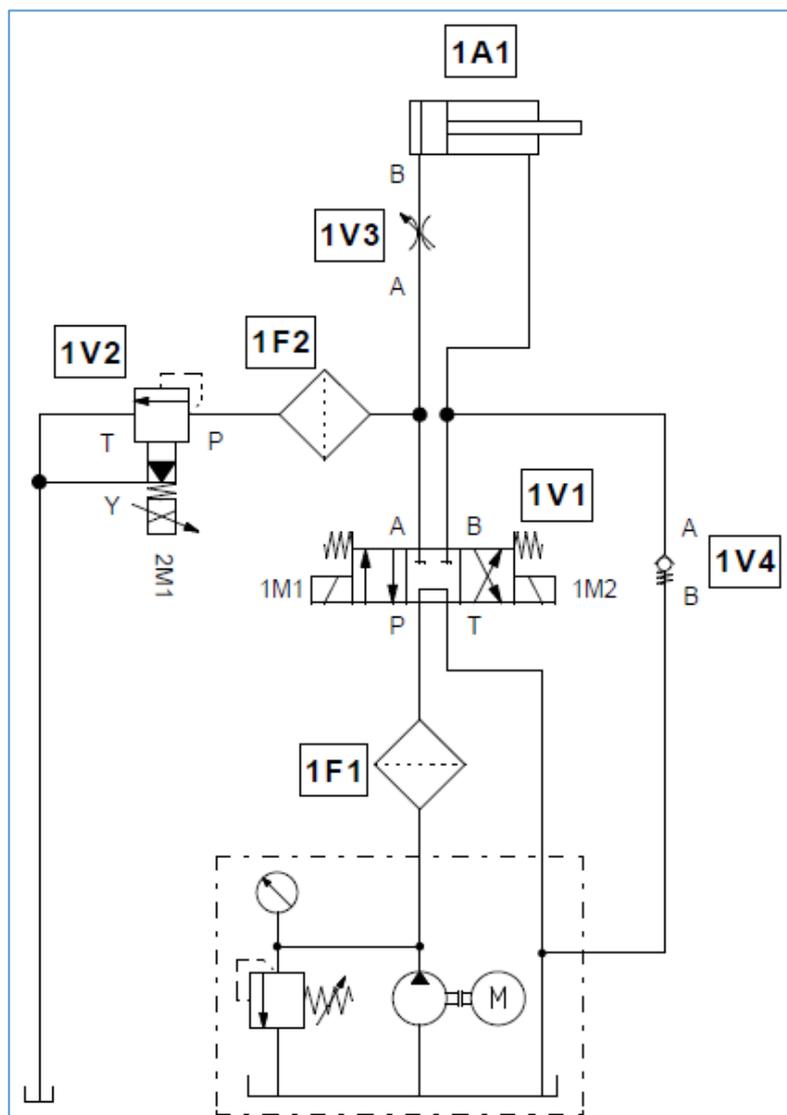


Figura 57: componentes básicos del circuito.

➤ Presión de servicio máxima ( $p_s^{máx}$ )

Para los cálculos, se considera la máxima capacidad. Según la condición (E.16):

$$F_{máx}^{fj} = 5110 \text{ Kgf}$$

La presión requerida en el actuador, para obtener esta fuerza, se calcula según:

$$p_s^{máx} = F_{máx}^{fj} / A_A$$

Reemplazando el valor del área de avance del cilindro:

$$p_s^{máx} = 101,6 \text{ Kgf/cm}^2 = 99,7 \text{ Bar} \text{ --- E. 16}$$

a. *Central oleohidráulica*

➤ *Válvula de seguridad general*

La válvula de seguridad general permite desviar el flujo de aceite de la bomba hacia el depósito en caso ocurra una sobrepresión en el sistema, la presión máxima que debe tolerarse antes de la apertura de esta válvula, se calcula según:

$$p_{set}^{VG} = 1,1 \cdot p_s$$

Así:

$$p_{set}^{VG} = 111,8 \frac{Kgf}{cm^2} = 109,7 \text{ Bar}$$

La selección de la válvula debe ser tal que la presión de ajuste se encuentre dentro de su rango de regulación, componentes comerciales tienen un rango de *103-210 Bar*.

➤ *Bomba hidráulica: Bomba a paletas*

El caudal requerido, empleando el área de avance del cilindro es:

$$Q_A = v_A \cdot A_A$$

La única restricción que se tiene, es aquella dada por la condición (E.10), sobre la velocidad máxima de despliegue del sello, pero dicha consideración indica que el caudal no debe superar los 150,8 L/min.

Caudal tan alto no es requerido, ya que:

- El acortamiento de las piezas soldadas (s), es muy reducido.
- La carrera máxima efectuada por la manga, se fija en C=100 mm.

Así, la restricción para la velocidad de avance del actuador se fija en:  $v_A \leq 0,05 \text{ m/s}$

Reemplazando valores:

$$Q_A \leq 15,08 \text{ L/min} \quad (3,98 \text{ USgpm}) \quad \text{--- E. 17}$$

Considerando que se encuentra acoplado a un motor eléctrico, con velocidad sincrónica de 1500 RPM, a partir de la expresión E.4.2, se obtiene el desplazamiento teórico de la bomba

$$V_{desplazamiento} \left[ \frac{cm^3}{rev} \right] = \frac{Q_A \left[ \frac{L}{min} \right] \cdot 1000}{n \left[ \frac{rev}{min} \right]}$$

Luego:  $V_{desplazamiento} \leq 10,05 \text{ cm}^3/\text{rev} \text{ --- E. 18}$

➤ *Motor eléctrico*

La potencia eléctrica del motor acoplado a la bomba, se obtiene según la expresión A.4.1 del anexo:

$$P_e [HP] = \frac{p_s^{máx} [bar] * Q_A [L/min]}{450 * n_{total}}$$

Dado que se desconoce a priori el rendimiento total del conjunto bomba-motor, se toma como valor de referencia:  $n_{total} = 0,8$

Con lo cual:

$$P_e \leq 4,17 \text{ HP}$$

Así, los requerimientos para la central hidráulica son:

$p_s$	$Q_A$	$V_{desplazamiento}$	$P_m$
$\leq 99,7 \text{ Bar}$	$\leq 15,08 \text{ L/min}$ (3,98 USgpm)	$\leq 10,05 \text{ cm}^3/\text{rev}$	$\leq 4,17 \text{ HP}$

Tabla 14

A partir del catálogo de Eaton's Vickers®, se selecciona la unidad comercial que satisfagan los requisitos de la tabla 14:

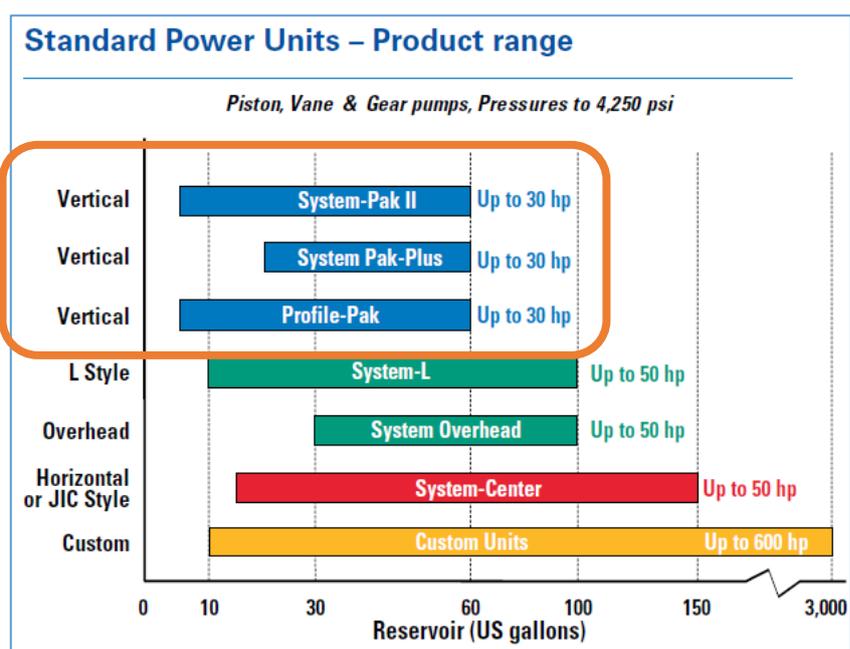


Figura 58: (Eaton's Vickers® H. P., 2017)

### System Pressure Limitations

(by pump model and motor horsepower)

1500 RPM

PUMP	MODEL CODE	PUMP TYPE	MOUNT	MAX FLOW @	MAX PRESSURE	3/4 HP	1-1/2 HP	3 HP	5 HP	7 HP
				1500 RPM	BAR (PSI)	BAR (PSI)	BAR (PSI)	BAR (PSI)	BAR (PSI)	BAR (PSI)
VANE	V003	V101S1S	SAE A	1.2	172.4 (2,500)	59.1 (857)	118.2 (1,714)	172.4 (2,500)	172.4 (2,500)	172.4 (2,500)
	V007	V101S2S	SAE A	2.5	172.4 (2,500)	28.3 (411)	56.8 (823)	113.4 (1,645)	172.4 (2,500)	172.4 (2,500)
	V010	V101S3S	SAE A	4.0	172.4 (2,500)	17.7 (257)	35.4 (514)	70.9 (1,028)	118.2 (1,714)	172.4 (2,500)
	V013	V101S4S	SAE A	5.0	172.4 (2,500)	14.2 (206)	28.3 (411)	56.8 (823)	94.6 (1,371)	141.9 (2,057)
	V016	V101S5S	SAE A	6.2	172.4 (2,500)	11.4 (166)	22.9 (332)	45.7 (663)	76.3 (1,106)	114.4 (1,659)
	V020	V101S6S	SAE A	7.5	151.7 (2,200)	9.4 (137)	18.9 (274)	37.8 (548)	63.0 (914)	94.6 (1,371)
	V023	V101S7S	SAE A	8.5	131.0 (1,900)	8.3 (121)	16.7 (242)	33.4 (484)	55.7 (807)	83.4 (1,210)

Figura 59: (Eaton's Vickers® S. P., 2002)

De la descripción del tipo de bomba (V101S2S), obtenemos información de la misma:

### Specifications

Based on using petroleum oil at 49° C (120° F), viscosity 32 cSt at 38° C (150 SUS at 100° F), and 0 psi inlet pressure

Model series	Ring size	Displ.	Max. Speed	Maximum pressure	Typical delivery	Typical input power	Weight
	(Delivery USgpm @ 1200 r/min & 100 psi)	cm³/r (in³/r)	r/min	bar (psi)	L/min (USgpm) @ max. speed & pressure	kW (hp) @ max. speed & pressure	kg (lb)
V10	1	3,3 (.20)	4800	172 (2500)	13,6 (3.6)	5,2 (7)	
	2	6,6 (.40)	4500	172 (2500)	27,6 (7.3)	10,1 (13.6)	
	3	9,8 (.60)	4000	172 (2500)	35,6 (9.4)	13,3 (17.8)	4,5 - 6,8
	4	13,1 (.80)	3400	172 (2500)	41,3 (10.9)	15,2 (20.4)	(10 - 15)
	5	16,4 (1.00)	3200	172 (2500)	48,5 (12.8)	17 (22.8)	
	6	19,5 (1.19)	3000	152 (2200)	55,3 (14.6)	18,3 (24.5)	
	7	22,8 (1.39)	2800	138 (2000)	60,6 (16)	17,9 (24)	

Figura 60

De la Fig. 57, se obtiene el desplazamiento de la bomba:

$$V_{desplazamiento} = 6,6 \text{ cm}^3/rev$$

Con lo cual, se calcula el caudal para n=1500 rpm:

$$Q_{A(1500rpm)} = 9,9 \text{ L}/min \approx 2,6 \text{ USgpm}$$

Para obtener el tamaño del depósito, según la expresión E.4.3 del anexo:

$$V_{depósito} \geq 29,7 \text{ L (7,8 Galones)}$$

De catálogo comercial, obtenemos las dimensiones del depósito y de toda la unidad oleohidráulica:

Installation Drawings

PSSP System-Pak II  
10, 15, 20,  
30 gallon

RESERVOIR SIZE	ELECTRIC MOTOR	DIM. "A"	DIM. "B"	DIM. "C"	DIM. "D"	DIM. "E"	DIM. "F"	DIM. "G"
10 Gallon	710/910 1.5HP	21.00	14.00	21.4	19.50	12.00	14.0	25.3
	720/920 3HP	21.00	14.00	21.4	19.50	12.00	14.0	27.5
	730/930 5HP	21.00	14.00	21.4	19.50	12.00	14.0	29.1
	740/940 7.5HP	21.00	14.00	21.4	19.50	12.00	14.0	28.4
	750/950 10HP	21.00	14.00	21.4	19.50	12.00	14.0	29.5

Figura 61: las medidas están en pulgadas. (Eaton's Vickers® S. P., 2002)

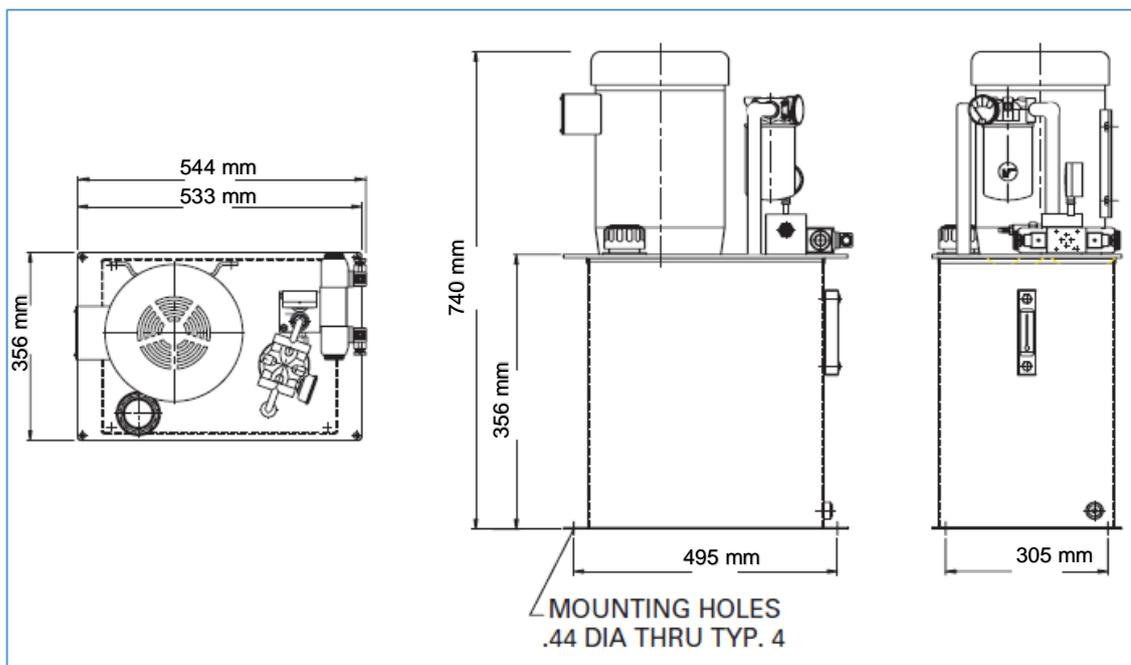


Figura 62: medidas de la unidad, en milímetros.

<b>Unidad oleohidráulica</b>	
Bomba de paletas	Modelo V101S2S
Desplazamiento volumétrico ( $D$ )	6,6 cm <sup>3</sup> /rev
Caudal de avance a 1500 RPM ( $Q_{A;1500}$ )	9,9 L/min
Potencia eléctrica ( $P_e$ )	3 HP
Volumen del depósito ( $V_{dep}$ )	10 galones (37,85 L)

Tabla 15

b. *Válvula direccional controlada por solenoide (1V1)*

Siendo los parámetros de selección:

- Presión de servicio (en actuador):  $p_s^{max} = 101,6 \text{ Kg}f / \text{cm}^2 = 99,7 \text{ Bar}$
- Caudal nominal (a 1500 rpm):  $Q_{A;1500} = 9,9 \text{ L/min}$

Del catálogo general de válvulas direccionales EATON-Vickers®:

**Directional control valve product portfolio.**

	Cam plunger	Oil pilot	Solenoid	Lever	Air pilot	Cam lever	Plunger
D02/NG4			DG4V2				
D03/NG6	DG2V3	DG3V3 DG3VP3	DG4V3 DG4V3M DG4VP3	DG17V3	DG18V3	DG20V3	DG21V3
D05/NG10			DG4V4 DG4V5 DG4V5M	DG17V4	DG18V4		
D05/NG10		DG3V5	DG5V5				
D07/NG16		DG3V7	DG5V7				
D08/NG20		DG3V8	DG5V8	DG17V8	DG19V8		
D10/NG32		DG3V10	DG5V10	DG17V10			



Figura 63: (Eaton's Vickers®, Válvulas Industriales, 2018)

Dentro de la familia de productos seleccionada, la serie que satisface los requerimientos es:



Figura 64: (Eaton's Vickers®, Válvulas Industriales, 2018), página 5.

DG4V - 2 - ** *(L) - * - (V) M - * - ** 6 - 1* [1] [2] [3] [4] [5] [6] [7] [8] [9] [10] [11]	
<p><b>[1] Model series</b></p> <p><b>D</b> Directional valve  <b>G</b> Subplate/manifold mounted  <b>4</b> Solenoid operated  <b>V</b> Pressure rating 250 bar (3600 psi)</p>	<p><b>[6] Solenoid energization identity</b></p> <p><b>Blank</b> None  <b>V</b> Solenoid "A" is at port "A" end and/or solenoid "B" is at port "B" end, independent of spool type  <b>NOTE</b> Type "8" spool valves conform to both U.S. and European solenoid designations. When ordering an "8" spool, designate a "V" in the model code.</p>
<p><b>[2] Interface</b></p> <p><b>2</b> ISO/DIS 4401-02-02</p>	<p><b>[7] Flag symbol</b></p> <p><b>M</b> Electrical options and features</p>
<p><b>[3] Spool type</b></p> <p>Refer page 8 for spool type</p>	<p><b>[8] Coil type</b></p> <p><b>U</b> ISO4400, DIN43650 connector  <b>U1</b> ISO4400 with fitted DIN plug  <b>KU</b> Flying leads from top of the solenoid  <b>KUP4</b> Junior timer (amp) connector  <b>KUP6</b> Flying lead with deutsch connector</p>
<p><b>[4] Spool spring arrangement</b></p> <p><b>A</b> Spring offset, end-to-end  <b>AL</b> Same as "A" but left hand build  <b>B</b> Spring offset, end to center  <b>BL</b> Same as "B" but left hand build  <b>C</b> Spring centered  <b>N</b> No-spring detented</p>	<p><b>[9] Coil rating</b></p> <p><b>G</b> 12V DC 38 watt  <b>H</b> 24V DC 38 watt  <b>HL</b> 24V DC 32 watts</p>
<p><b>[5] Manual override.</b></p> <p><b>Blank</b> Plain Overrides  <b>Z</b> No Overrides</p>	<p><b>[10] Tank port rating</b></p> <p><b>6</b> 160 bar tank pressure rating</p>
	<p><b>[11] Design</b></p> <p>Subject to change. Installation dimensions same for designs 10 thru 19.</p>

Figura 65: (Eaton's Vickers®, Válvulas Industriales, 2018), página 7.

➤ Elección del modelo de válvula:

Spool options for DG4V-2

**The schematics of the valve function applies to both U.S. and European valves.**

<p><b>DG4V-2-*N(V) valves</b></p> <p>2 </p> <p>22 </p>	<p><b>DG4V-2-*A(V) valves</b></p> <p>2 </p> <p>22 </p>	<p><b>DG4V-2-*AL(V) valves</b></p> <p>2 </p> <p>22 </p>	<p><b>DG4V -2-8 CV valves</b></p> <p>8 </p>
<p><b>DG4V -2-*C (V) valves</b></p> <p>0 </p> <p>2 </p> <p>6 </p>	<p><b>DG4V -2-*B(V) valves</b></p> <p>0 </p> <p>2 </p> <p>6 </p>	<p><b>DG4V -2-*BL(V) valves</b></p> <p>0 </p> <p>2 </p> <p>6 </p>	<p><b>DG4V -2-8 BLV valves</b></p> <p>8 </p> <p><b>DG4 V-2-8 BV valves</b></p> <p>8 </p>

**Solenoid identified to US and European standards**

	U.S. Solenoid standard	European solenoid standard (specify "V" in the model code)
Double solenoid valves, two position, detented		
Double solenoid valves, spring centered		
Single solenoid valves, solenoid at port A end		
Single solenoid valves, solenoid at port B end		

▼ Transient condition only.

Figura 66: (Eaton's Vickers®, Válvulas Industriales, 2018), página 8.

Operating data	
<b>DG4V-2</b>	
<b>Pressure limits:</b>	
<b>P, A and B ports:</b>	
Using 25W solenoid coils	250 bar (3600 psi)
Using 12W solenoid coil type HL	165 bar (2400 psi)
T port	160 bar (2300 psi)
<b>Flow rating:</b>	
Full power (25W) coil	30 l/min (7.9 USgpm)
Low power (12W) coil, type HL	20 l/min (5.3 USgpm)
Relative duty factor	Continuous; ED = 100%
<b>Type of protection</b>	
Coils with ISO 4400 connector fitted correctly IEC 947 class IP65	IEC 947 class IP65
Coil winding Class H	Class H
Coil encapsulation Class F	Class F
<b>Permissible voltage fluctuation:</b>	
Maximum	110% rated
Minimum	90% rated
<b>Typical response times at 100% rated volts measured from application/removal of voltage at conditions:</b>	
Flow rate P-A, B-T	30 l/min (7.9 USgpm)
Pressure	125 bar (1800 psi)
<b>Spool type 2C full stroke:</b>	
Energizing	45 ms
De-energizing, no suppression	30 ms
De-energizing, diode suppression	110 ms
<b>Spool type 2C to flow opening/closing point:</b>	
Energizing	25 ms
De-energizing, no suppression	25 ms
De-energizing, diode suppression	100 ms
<b>Power consumption, DC solenoids at rated voltage and 20°C (68°F):</b>	
Type G, 12V	25W
Type H, 24V	25W
Type HL, 24V, low power	12W
Hydraulic fluids	
Filtration requirements	Refer to appendix
Temperature limits	
Mass, approximate	
Single solenoid valve	0,93 kg (2.1 lb.)
Double solenoid valve	1,3 kg (2.9 lb.)
<b>Installation data:</b>	
Mounting attitude	No restrictions except for no-spring detented model DG4V-2-*N. It should be mounted with the spool axis horizontal. This model type may be affected by severe vibration or shock, especially if a solenoid is not held energized.

Figura 67: (Eaton's Vickers®, Válvulas Industriales, 2018), página 9.

Analizamos las curvas de desempeño:

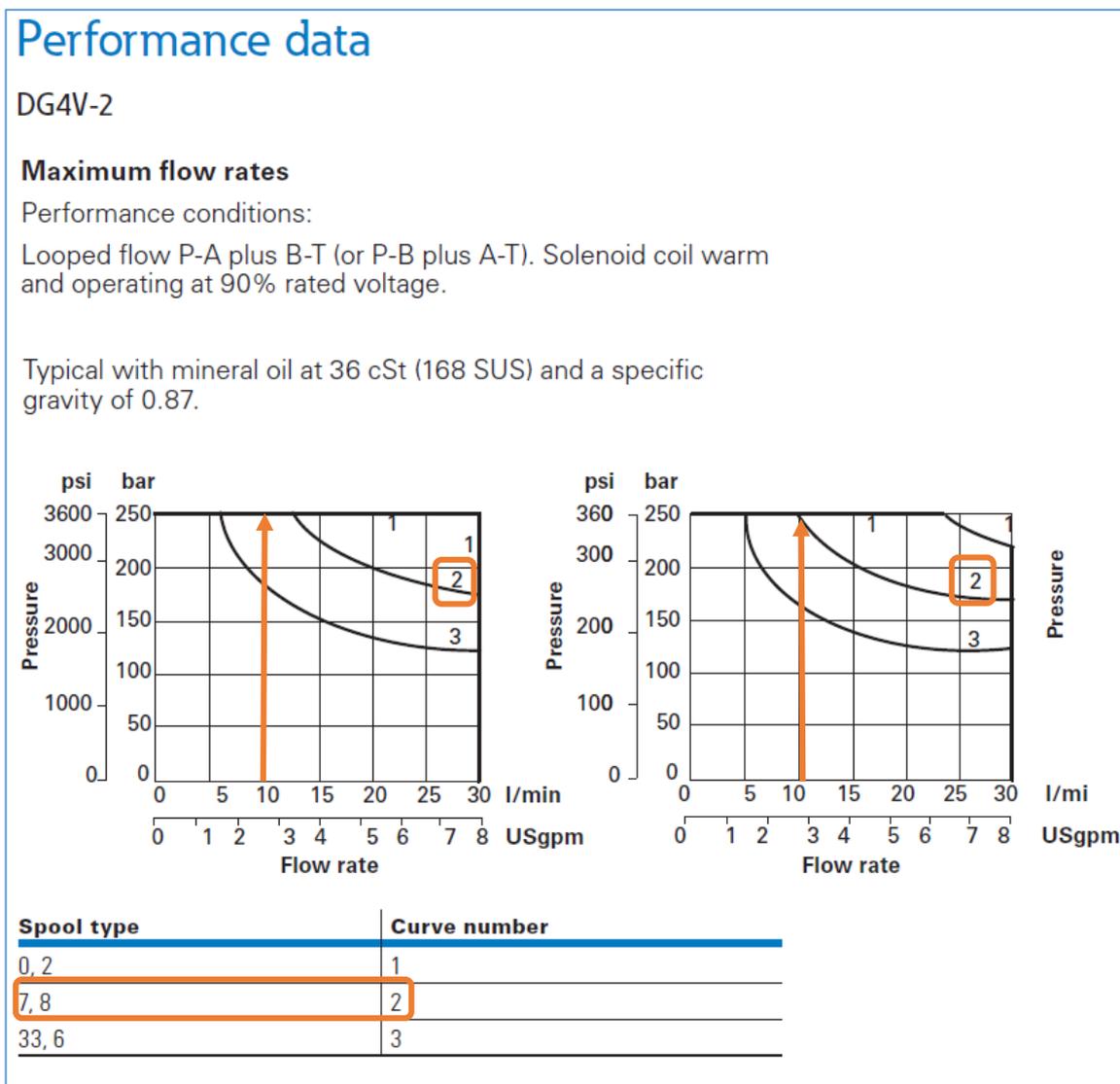


Figura 68: (Eaton's Vickers®, Válvulas Industriales, 2018), página 10.

De la Fig. 65, podemos ver que para un caudal de 9,9 L/min (~10 L/min), la contrapresión máxima que se puede tener de P→A es mayor a 250 Bar y de B→T es de 250 Bar.

Dado que la presión de servicio máxima será de ~100 Bar, la válvula podrá operar sin problemas al caudal nominal de la bomba de 9,9 L/min. Por todo lo anterior, la designación de la válvula requerida será, acorde a la fig. 62:

**DG4V-2-8C-VMUHL6**

Las pérdidas de presión correspondiente a la válvula elegida:

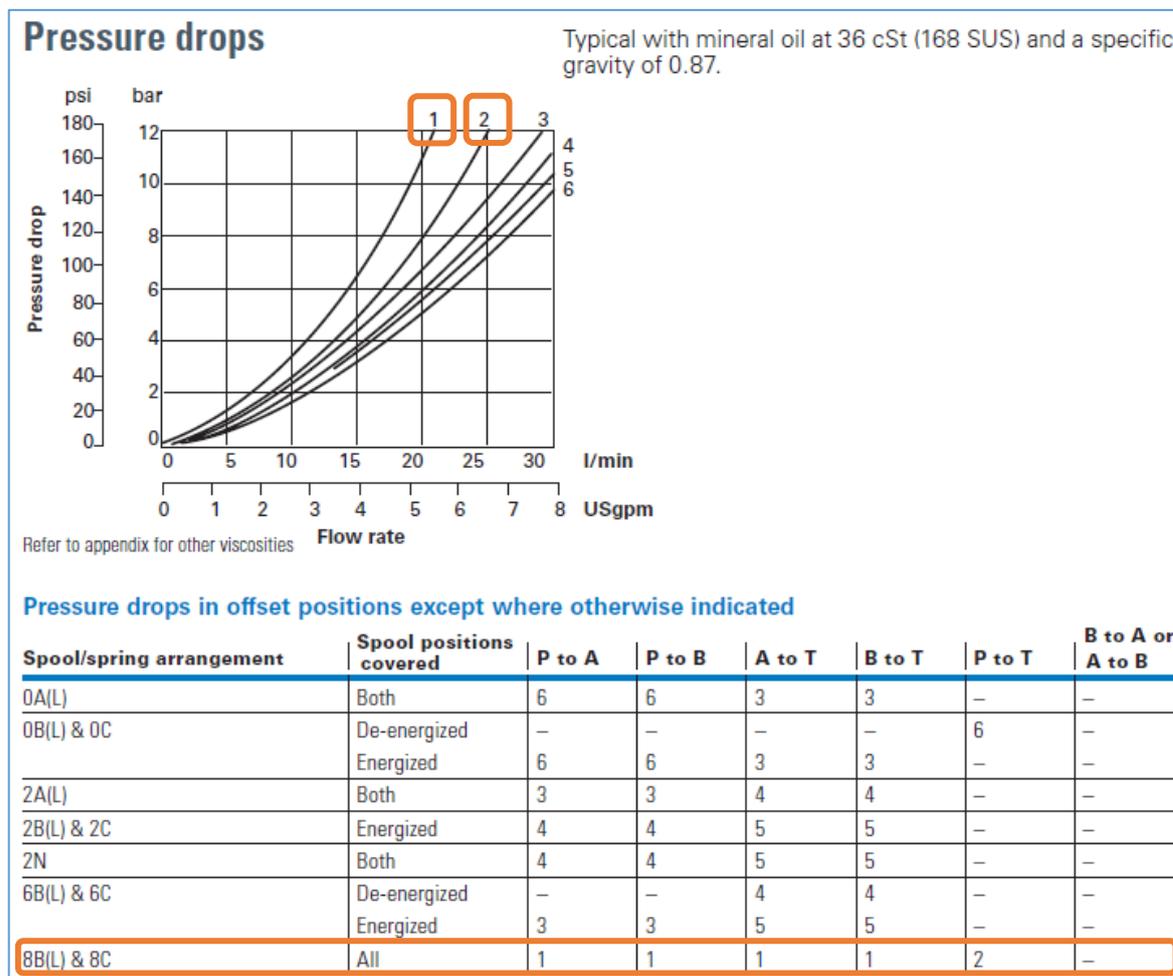


Figura 69: (Eaton's Vickers®, Válvulas Industriales, 2018), página 10.

c. *Válvula limitadora de presión proporcional*

Siendo los parámetros de selección:

- Presión de servicio (en actuador):  $p_s^{m\acute{a}x} = 99,7 \text{ Bar}$
- Caudal nominal (a 1500 rpm):  $Q_{A;1500} = 9,9 \text{ L/min}$

En base a éstos, se elige la siguiente válvula:



Figura 70: (Eaton's Vickers® v. d., 2009)

Model Code															
<b>KB C G 5 - 3 *** D Z * M* * * P*7 H * 10</b>															
<b>1 Valve Type</b> KB – Proportional valve with integral amplifier, B series	<b>6 Pressure Rating</b> 40 – 40 bar <b>100 – 100 bar</b>	<b>10 Amplifier Control Signal</b> <b>M1 – ±10 V control signal</b> M2 – 4 to 20 mA control signal	<b>14 Coil Identification</b> H – 24VDC	<b>2 Control Type</b> C – Pressure Relief Valve	<b>160 – 160 bar</b> <b>250 – 250 bar</b> <b>350 – 350 bar</b>	<b>11 Ramp Option</b> <b>4 – Fast ▼</b> 5 – Damped ▲	<b>15 T port pressure</b> <b>1 – 10 bar. Internal drain (T models)</b> 7 – 210 bar. External drain (non-T models)	<b>3 Mounting</b> G – Subplate mounted	<b>7 Damper</b> D – Standard Damper	<b>12 Amplifier Type</b> A – Standard	<b>16 Design Number</b> 1* series. Subject to change	<b>4 Operation</b> 5 – Pilot operated	<b>8 Manual Override</b> Z – No manual override	<b>13 Electrical Connection</b> PC7 – 7 pin connector, without plug supplied PE7 – 7 pin connector, with plug supplied PH7 – As PE7 but with pin 'C' used for enable signal PR7 – As PC7 but with pin 'C' used for enable signal	▼ Typically 160 ms for 0-100%/100-0% signal (system dependent) ▲ Typically 420 ms for 0-100%/100-0% signal (system dependent)
<b>5 Mounting Interface</b> 3 – ISO 6264-03-04	<b>9 Drain Option</b> <b>T – Internal drain</b> Blank – External drain														

Figura 71: (Eaton's Vickers® v. d., 2009), página 4.

A partir de la selección realizada en la fig. 68, el modelo de válvula será:

*KBCG5-3100DZTM14APC7H110*

Posteriormente necesitaremos la hoja de datos del producto:

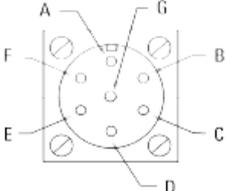
Operating Data																	
Standard test conditions are with antiwear hydraulic oil at 36 cSt (168 SUS) and 50°C (122°F)																	
Maximum pressures:	<table border="0"> <tr> <td></td> <td>Internal drain Model code [9] = T</td> <td>External drain Model code [9] = blank</td> </tr> <tr> <td>Port P</td> <td>350 bar (5000 psi)</td> <td>350 bar (5000 psi)</td> </tr> <tr> <td>Port T</td> <td>10 bar (145 psi)</td> <td>210 bar (3000 psi)</td> </tr> <tr> <td>Port A*</td> <td>—</td> <td>10 bar (145 psi)</td> </tr> <tr> <td>*External drain port</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>		Internal drain Model code [9] = T	External drain Model code [9] = blank	Port P	350 bar (5000 psi)	350 bar (5000 psi)	Port T	10 bar (145 psi)	210 bar (3000 psi)	Port A*	—	10 bar (145 psi)	*External drain port			
	Internal drain Model code [9] = T	External drain Model code [9] = blank															
Port P	350 bar (5000 psi)	350 bar (5000 psi)															
Port T	10 bar (145 psi)	210 bar (3000 psi)															
Port A*	—	10 bar (145 psi)															
*External drain port																	
Rated flow at $\Delta p = 5$ bar (73 psi): KBCG5V-3	40 L/min (10.6 USgpm)																
Pilot flow	0,4 - 1,0 L/min (0.1 - 0.26 USgpm)																
Coil or amplifier rating	24V x 36W max. (22 to 34V including 10% peak-to-peak max. ripple)																
Command signal:	<table border="0"> <tr> <td>Volts (see model code - [10] M1)</td> <td>0 to +10V or 0 to -10V</td> </tr> <tr> <td>Input impedance</td> <td>47 k<math>\Omega</math></td> </tr> <tr> <td>Common mode voltage to pin B</td> <td>4V</td> </tr> <tr> <td>Current (see model code - [10] M2)</td> <td>4 to 20 mA</td> </tr> <tr> <td>Input impedance</td> <td>100<math>\Omega</math></td> </tr> </table>	Volts (see model code - [10] M1)	0 to +10V or 0 to -10V	Input impedance	47 k $\Omega$	Common mode voltage to pin B	4V	Current (see model code - [10] M2)	4 to 20 mA	Input impedance	100 $\Omega$						
Volts (see model code - [10] M1)	0 to +10V or 0 to -10V																
Input impedance	47 k $\Omega$																
Common mode voltage to pin B	4V																
Current (see model code - [10] M2)	4 to 20 mA																
Input impedance	100 $\Omega$																
Valve enable signal:	<table border="0"> <tr> <td>Enable</td> <td>&gt;9.0V (36V max)</td> </tr> <tr> <td>Disable</td> <td>&lt;2.0V</td> </tr> <tr> <td>Input impedance</td> <td>36 k<math>\Omega</math></td> </tr> </table>	Enable	>9.0V (36V max)	Disable	<2.0V	Input impedance	36 k $\Omega$										
Enable	>9.0V (36V max)																
Disable	<2.0V																
Input impedance	36 k $\Omega$																
7-pin plug connector	<table border="0"> <thead> <tr> <th>Pin</th> <th>Description</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>A</td> <td>Power supply positive (+)</td> </tr> <tr> <td>B</td> <td>Power supply 0V and current command return</td> </tr> <tr> <td>C</td> <td>Valve enable (PH7 &amp; PR7)</td> </tr> <tr> <td>D</td> <td>Command signal (+V or current in)</td> </tr> <tr> <td>E</td> <td>Command signal (-V or current GND)</td> </tr> <tr> <td>F</td> <td>Output monitor</td> </tr> <tr> <td>G</td> <td>Protective ground</td> </tr> </tbody> </table>	Pin	Description	A	Power supply positive (+)	B	Power supply 0V and current command return	C	Valve enable (PH7 & PR7)	D	Command signal (+V or current in)	E	Command signal (-V or current GND)	F	Output monitor	G	Protective ground
Pin	Description																
A	Power supply positive (+)																
B	Power supply 0V and current command return																
C	Valve enable (PH7 & PR7)																
D	Command signal (+V or current in)																
E	Command signal (-V or current GND)																
F	Output monitor																
G	Protective ground																
View of pins of fixed half																	
Electromagnetic compatibility (EMC):	<table border="0"> <tr> <td>Emission</td> <td>EN 50081-2</td> </tr> <tr> <td>Immunity (10 V/m)</td> <td>EN 50082-2</td> </tr> </table>	Emission	EN 50081-2	Immunity (10 V/m)	EN 50082-2												
Emission	EN 50081-2																
Immunity (10 V/m)	EN 50082-2																
Monitor signal (pin F)	1.52 V/amp solenoid current																
Output impedance	10 k $\Omega$																
Pressure gain	See graphs																
Factory setting: maximum with 100% command signal	See graphs																
Pressure override when relieving and when off-load	See graphs																
Linearity, between 10% and 100% of rated pressure	<5%																
Hysteresis	<5% (with factory-set dither)																
Repeatability	+/-2% of rated pressure																
Reproducibility, valve-to-valve (at factory settings): Pressure at 100% command signal	+/-3% of rated pressure																
Protection:	<table border="0"> <tr> <td>Electrical</td> <td>Reverse polarity protected</td> </tr> <tr> <td>Environmental</td> <td>IE C60529, Class IP67</td> </tr> </table>	Electrical	Reverse polarity protected	Environmental	IE C60529, Class IP67												
Electrical	Reverse polarity protected																
Environmental	IE C60529, Class IP67																
Mass (weight)	3,45 kg (7.61lb)																
Mounting attitude	No restriction, provided that the valve is kept full of fluid through port T.																

Figura 72: (Eaton's Vickers® v. d., 2009), página 5.

El siguiente gráfico corresponde a la curva de regulación de esta válvula:

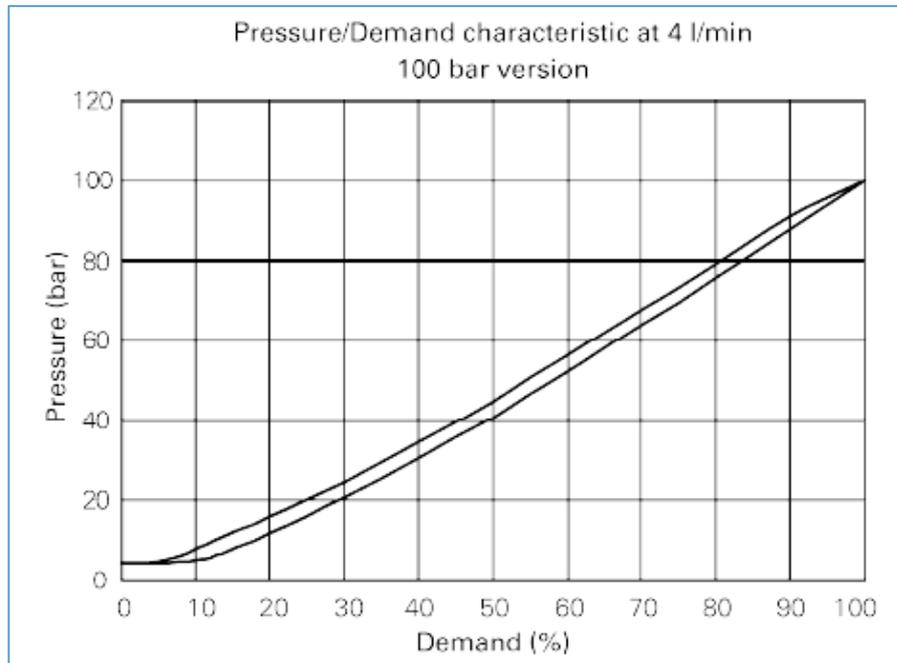


Figura 73: (Eaton's Vickers® v. d., 2009), página 6.

Del gráfico, notar que la zona muerta de regulación abarca hasta el ~13% del voltaje nominal de entrada ( $V_n$ ). A partir de la figura 72, se obtiene una relación lineal aproximada:

$$p_{set}[Bar] = 106,8 Bar * (V_{set}\%) - 6,8 [Bar]$$

Siendo:

$$V_{set}\% = \frac{V_{set}}{V_n} * 100\% \wedge V_n = 10 V$$

### 5.3. Elementos de control y regulación

El esquema que comprende a todos los componentes del sistema propuesto es:

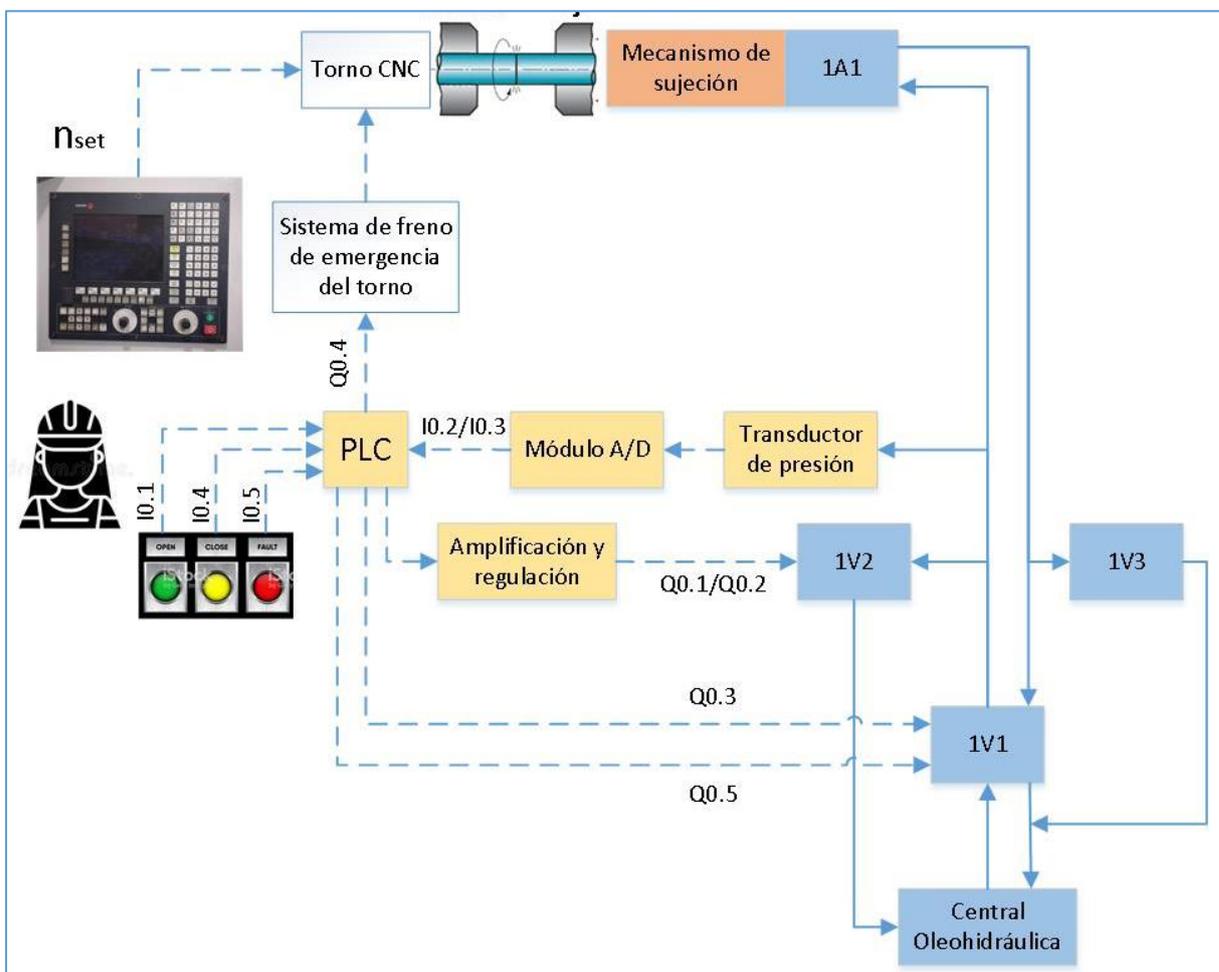


Figura 74

Así, los componentes que deben determinarse son:

- *PLC*
- *Módulo A/D*: (opcional) permite tomar la señal analógica del transductor de presión y convertirla en una señal digital, dependiendo del PLC seleccionado, puede no ser necesario.
- *Transductor de presión*.
- *Electrónica de amplificación y regulación de la válvula 1V2*: el tipo de válvula seleccionada en el punto 5.2-3, lleva integrada la electrónica, por lo que su cálculo no es necesario.
- Fuente de potencia: 0-24V.

La secuencia de operaciones requeridas para realizar el proceso de DDFW es:

- 1) Montar las barras a soldar: en el plato del torno y en el miniplato del mecanismo de sujeción.
- 2) Encender la unidad oleohidráulica.
- 3) Encender el torno CNC e introducir en el panel de control el nivel de rpm's requerido ( $n_{set}$ ).
- 4) Constatar en el panel de control que el nivel de rpm's alcanza la velocidad requerida, luego presionar el *pulsador 01*, que genera una señal **IO.1** hacia el PLC, que:
  - Emite una señal **Q0.1** que energiza la bobina proporcional 2M1, con un voltaje  $V_{set;1}$ , que limita la presión en la válvula 1V2 al valor  $p_{set;1}$ .
  - Pasados unos segundos desde el punto anterior ( $t_{retardo}$ ), emite una señal **Q0.3** que energiza la bobina 1M1, activando el avance del pistón del actuador, esto ocurre luego de un retardo a la conexión de **Q0.1**.
- 5) *Fase de fricción*: al iniciar el contacto entre las piezas a soldar se incrementa la presión en la cámara de avance del actuador, al alcanzar el valor de  $p_{set;1}$ , el transductor de presión envía una señal analógica al módulo Analógico-Digital, en función de la cual genera una señal digital **IO.2** que al llegar al PLC, inicia un temporizador durante un tiempo  $t_{set;1} = t_{fricción}$ .
- 6) Cumplido el tiempo  $t_{set;1}$ , el PLC:
  - Emite una señal **Q0.2** que energiza la bobina proporcional 2M1 con un voltaje  $V_{set;2}$ , que limita la presión en la válvula 1V2 al valor  $p_{set;2}$ .
  - Emite una señal **Q0.4** que frena súbitamente el motor del torno CNC (activa el freno de emergencia).
- 7) *Fase de forja*: siendo que se permite un aumento mayor de presión en la cámara de avance del actuador ( $p_{set;2} > p_{set;1}$ ), al llegar a  $p_{set;2}$ , el transductor de presión envía una señal analógica al módulo Analógico-Digital, en función de la cual genera una señal digital **IO.3** que al llegar al PLC, inicia un temporizador durante un tiempo  $t_{set;2} = t_{forja}$ .
- 8) Cumplido el tiempo  $t_{set;2}$ , el PLC, corta las señales **Q0.2** y **Q0.3** (reset), que desenergiza las bobinas 2M1 y 1M1 respectivamente.
- 9) Con el proceso detenido, el operador procede a retirar las piezas soldadas.
- 10) *Retorno del actuador*:

- Si debe repetir el proceso, se montan dos piezas nuevas, hecho esto, presiona el *pulsador 03*, que energiza la bobina 1M2, durante in tiempo  $t_{set;2} = t_{retorno}$ , suficiente para que el pistón vuelva a la posición 0.

Todo el proceso descrito anteriormente se describe en el GRAFCET de nivel 1:

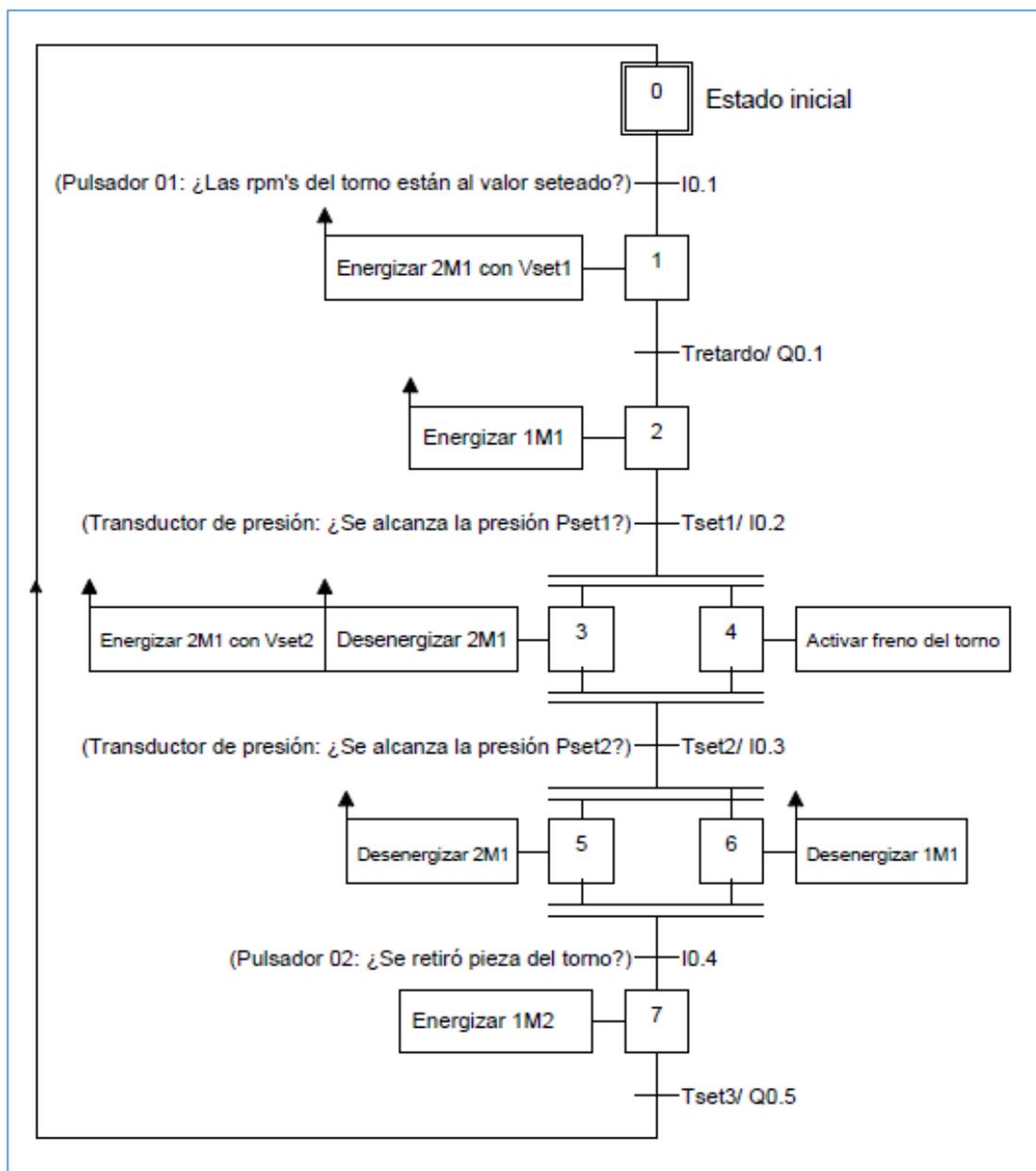


Figura 75

a. Amplificación y regulación de válvula proporcional

Dependiendo del modelo de válvula seleccionada, la electrónica puede o no venir incorporada, para el caso de la válvula proporcional seleccionada en xx, tenemos el primer caso: tal como puede verse en la Fig. 70, el prefijo KB indica “*válvula proporcional con electrónica integrada, serie B*”. Del mismo catálogo, obtenemos la siguiente información:

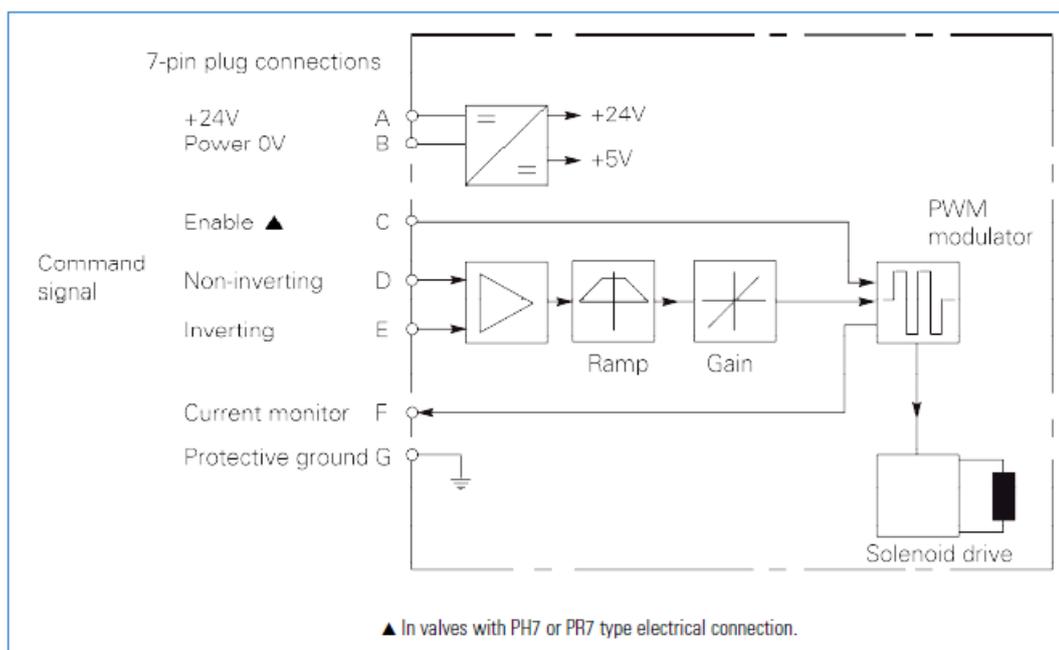


Figura 76

b. Transductor de presión

De catálogo comercial, se selecciona el transductor de presión según el rango de operación:

**DESIGNACIÓN PARA ORDENAR:**

TR4... [ ] [ ] [ ] [ ]

MODELO	RANGO DE REGULACIÓN BAR	PRESIÓN BAR
TR40.1	0>2	7,5
TR40	0>5	12
TR41	0>10	25
TR42	0>20	50
TR43	0>50	120
TR44	0>100	200
TR45	0>200	400
TR49	0>400	600

TIPO DE CONEXIÓN ELÉCTRICA  
**M3= CONECTOR 30x30**  
**M12= CONECTOR 12x1**

SEÑAL EN SALIDA  
**2= INDICA 4-20mA**  
**3= INDICA 0-10V**

MATERIAL DEL CUERPO  
**X= AISI316L**  
**= BRONCE NIQUELADO**

Figura 77: Catálogo de transductores de presión, Verion.

Transductor elegido: **TR44X3M12 (Presión máxima 200 Bar / Regulación 0-100 Bar)**

c. *PLC*

Cantidad de entradas: 3 Digitales/ 1 Analógica

Cantidad de salidas: 4 Digitales

Con los componentes presentes en la instalación, se elaborada un esquema y la simulación correspondiente:

[Enlace: simulación del esquema hidráulico](#)

## 6. Conclusión

De todo lo expuesto, es concluyente que el torno se puede adaptar para este tipo de soldadura, con una instalación oleohidráulica auxiliar y con apenas algunas modificaciones: Resumiendo, los 4 aspectos más importantes son:

➤ *Relevamiento de la planta.*

Se hace uso de la contrapunta hidráulica, pero si se pretende adaptar un torno que no disponga de tal componente, será necesario dimensionar el actuador hidráulico, así como la forma en que éste se fija a la estructura principal (bancada).

➤ *Diseño del mecanismo de sujeción*

Es posible replantearse un diseño diferente para el mecanismo de sujeción, en especial si desea se desea trabajar con piezas de diámetro mayor. Por ejemplo, si la sujeción fuese hidráulica (tal como las máquinas comerciales para este tipo de proceso) podría incluirse la operación del componente en la secuencia de operaciones automatizadas por el PLC.

➤ *Análisis del calor generado por la fricción*

Podría validarse el análisis aproximado, con una cámara térmica.

➤ *Diseño el esquema hidráulico*

Sobre el esquema hidráulico, se eligieron los componentes comerciales considerando su disponibilidad en el mercado local y el fácil acceso a información sobre sus características técnicas, sin embargo, pueden cambiar según las preferencias de modelo o marca, aunque los lineamientos seguidos para su cálculo no difieren mucho de lo expuesto (a menos que se pretenda emplear una tecnología diferente). Además, no se ha considerado el cálculo de algunos elementos en la instalación hidráulica, dado que estos dependen de los componentes reales empleados en la instalación real del sistema hidráulico y de su ubicación tales como:

- Filtros; su selección depende de la válvula de solenoide seleccionada, principalmente.
- Mangueras y conectores.
- Instrumentos de medición.

Puede formar parte de una continuación de este proyecto integrador, los puntos mencionados anteriormente, así como:

- La implementación real del sistema propuesto en la planta.
- La selección de los componentes requeridos para la automatización del proceso; PLC, fuente de voltaje, botonera de control.
- La automatización del proceso de carga y sujeción de la pieza a la máquina.
- Incluir un ciclo adicional para el torneado de la rebaba generada por la soldadura.

En resumen, la implementación de la propuesta permitirá modificaciones en el diseño propuesto, así como posteriores ensayos que podrían emplearse para validar una simulación por métodos numéricos del proceso, por ejemplo.

## 7. Anexos

Anexo A: Fórmulas y ecuaciones empleadas

Anexo B: plano del cabezal del torno Travis TR-3

Anexo C: Tablas

Anexo D: Planos del mecanismo de sujeción

Anexo A: fórmulas empleadas.

A.1 Potencia reactiva

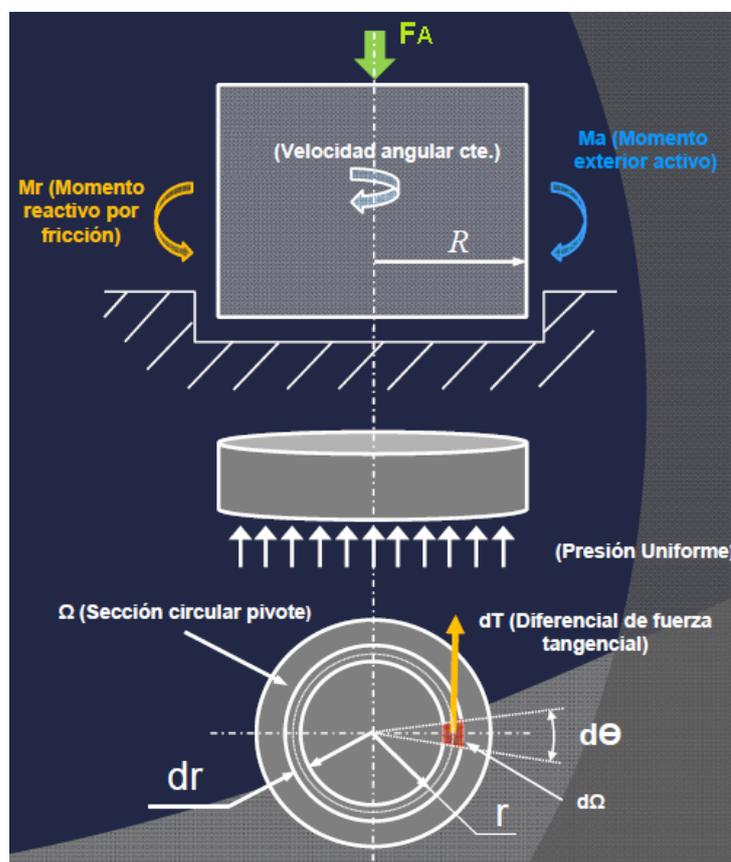


Figura A.1

La potencia reactiva será:

$$P_{reactiva} = M_{reactivo} \cdot \omega$$

Analizando sobre la sección maciza:

$$dM_{reactivo} = r \cdot dT = r \cdot \tau_{reactivo} \cdot d\Omega = r \cdot (\mu_k \cdot \sigma_A^{fr}) \cdot (r \cdot dr \cdot d\theta)$$

$$dM_{reactivo} = \mu_k \cdot \sigma_A^{fr} \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\theta$$

Integrando sobre toda la sección:

$$M_{reactivo} = \int_0^R \int_0^{2\pi} \mu_k \cdot \sigma_A^{fr} \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\theta$$

Siendo  $\mu_k$ ;  $\sigma_A^{fr}$  constantes en la sección, entonces:

$$M_{reactivo} = \frac{2}{3} \cdot \mu_k \cdot F_A^{fr} \cdot R = \frac{1}{3} \cdot \mu_k \cdot F_A^{fr} \cdot \phi_B$$

Con lo cual:

$$P_{reactiva} = \frac{2}{3} \cdot \mu_k \cdot F_A^{fr} \cdot R \cdot \omega$$

Como:  $v_t = R \cdot \omega$

$$P_{reactiva} = \frac{2}{3} \cdot \mu_k \cdot F_A \cdot v_t \text{ --- (Ecuación A. 1)}$$

**A.2** Diseño de un cilindro de material dúctil, por teoría de energía de distorsión.

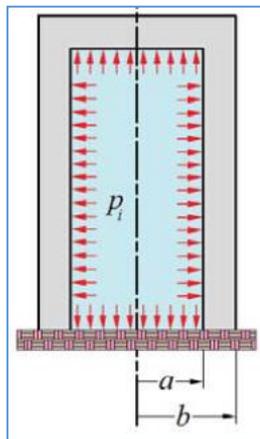


Figura A.2

Para el caso de un cilindro con presión interior, tal como el que se muestra, la sollicitación máxima ocurre en las paredes interiores del cilindro. Empleando el criterio de energía de distorsión (Von Mises), se obtiene:

$$b = a \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{0,2} - \sqrt{3} \cdot C_s \cdot p_i}} \text{ --- (Ecuación A. 2)}$$

Aplicable siempre que:

$$p_i < 0,577 \cdot \frac{\sigma_{0,2}}{C_s}$$

### A.3 Fuerza de rozamiento guía-contraguía

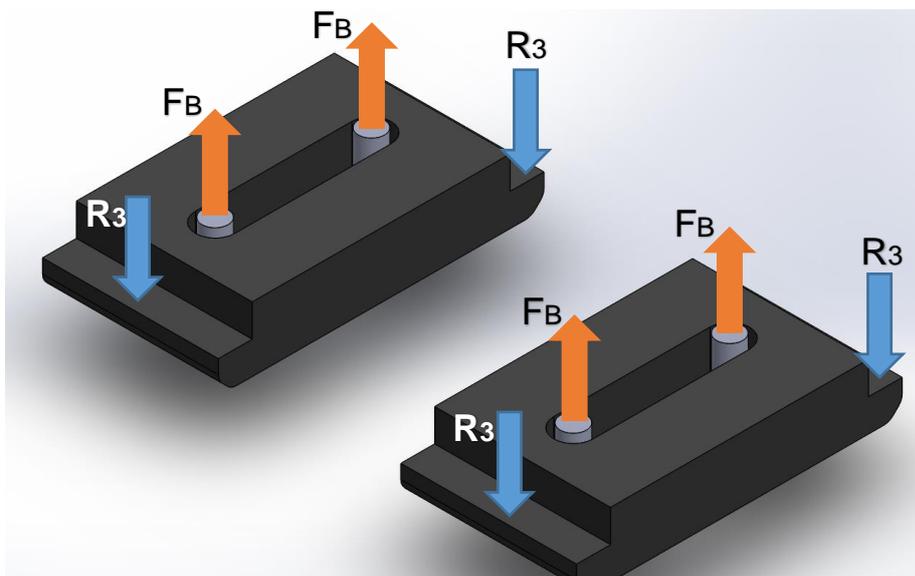


Figura A.3.1: Fuerza normal 3

Debido a la simetría:

$$N_3 = 4 \cdot R_3 = 4 \cdot F_B \text{ --- (1)}$$

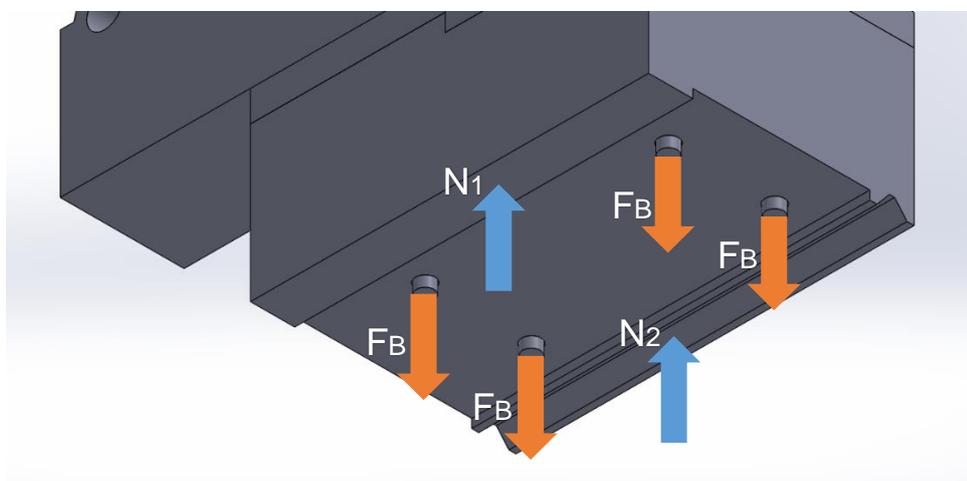


Figura A.3.2: Fuerza normal 1 y 2

Dada a la simetría:

$$N_1 = N_2 = 2 \cdot F_B \text{ --- (2)}$$

Analizamos la fuerza de rozamiento generada por cada componente normal:

- $F_{roz;3} = \mu_s \cdot N_3 = 4 \cdot \mu_s \cdot F_B \text{ --- (3)}$
- $F_{roz;1} = \mu_s \cdot N_1 = 2 \cdot \mu_s \cdot F_B \text{ --- (4)}$

Para  $N_2$ , analizamos la geometría de la zona de contacto:

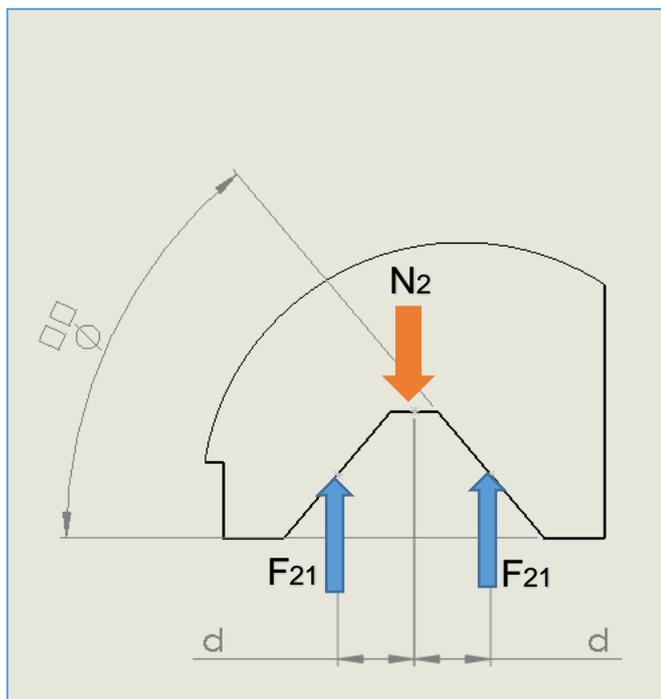


Figura A.3.3

Luego:  $F_{21} = \frac{1}{2} \cdot N_2$

La fuerza normal a las caras del trapecio es:

$$N_{21} = F_{21} \cdot \cos\phi = \frac{1}{2} \cdot N_2 \cdot \cos\phi$$

Con lo cual, la fuerza de rozamiento será:

$$F_{roz;2} = \mu_s \cdot 2N_{21} = \mu_s \cdot N_2 \cdot \cos\phi$$

Reemplazando lo obtenido en (2):

$$F_{roz;2} = 2 \cdot \mu_s \cdot \cos\phi \cdot F_B$$

Finalmente, la fuerza de rozamiento total, considerando (3) y (4), es:

$$F_{roz} = F_{roz;1} + F_{roz;2} + F_{roz;3}$$

$$\mathbf{F_{roz} = \mu_s \cdot F_B (6 + 2 \cdot \cos\phi) \text{ --- Ecuación A.3}}$$

### A.4 Fórmulas de oleohidráulica

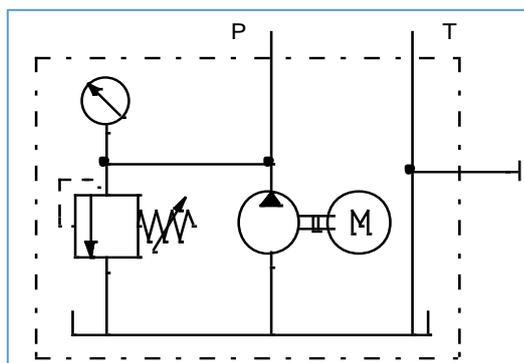


Figura A.4

- *Potencia del motor eléctrico de la central oleohidráulica*

$$P[HP] = \frac{p[Bar] \cdot Q[L/min]}{450 \cdot \eta_{total}} \quad \text{--- Ecuacion A. 4.1}$$

Siendo:

<b><i>p</i></b>	Presión de servicio
<b><i>Q</i></b>	Caudal de servicio
<b><math>\eta_{total}</math></b>	Rendimiento motor-bomba

- *Caudal volumétrico*

$$Q[L/min] = \frac{D[cm^3/rev] \cdot n[rpm]}{1000} \quad \text{--- Ecuacion A. 4.2}$$

- *Volumen mínimo del depósito de la unidad oleohidráulica*

$$V_{DEP}^{min} [L] = 3|Q| \quad \text{--- Ecuacion A. 4.3}$$

$|Q|$ : caudal medido en litros, adimensional

- *Válvula de seguridad general de la unidad oleohidráulica*

$$p_{set}^{VG} = 1,1 \cdot p_{servicio} \quad \text{--- Ecuacion A. 4.4}$$

- *Velocidad media del fluido, a través de una sección:*

$$Q[L/min] = \left(\frac{60}{10^6}\right) \cdot v_m[mm/s] \cdot A[mm^2] \quad \text{--- Ecuacion A. 4.5}$$



HEADSTOCK & SPINDLE					
Ref. NO.	Part NO.	Part Name	SPCES.	Unit	Remarks
1	SE06020A	Hex. Socket Head Cap Screw	M6x20	6	
2	LA-2017	Clamp Nut		1	
3	LA-2106	Pulley		1	φ52
	LA-2107	Pulley		1	φ42
4	LA-2048	Timing Pulley		1	
5	PC100030	Taper Pin	φ10 x30	2	
6	SE06030A	Hex. Socket Head Cap Screw	M6x30	2	
7	LB09601A	Timing Belt	960-8M-20	1	
8	LA-2005	Labyrinth Collar		1	φ42
	CH-2005	Labyrinth Collar		1	φ52
9	SE08020A	Hex. Socket Head Cap Screw	M8x20	6	
10	LA-2006	Cover		1	φ42
	CH-2006	Cover		1	φ52
11	OA11250G	O-Ring	G125	1	φ42 NOK
	OA11400G	O-Ring	G140	1	φ52 NOK
12	BN03016B	Bearing	NN3016KP5	1	φ42 NSK
	BN03018B	Bearing	NN3016KP5	1	φ52 NSK
13	LA-2016	Labyrinth Collar		1	φ42
	CH-2016	Labyrinth Collar		1	φ52
14	LA-2004	Cover		1	φ42
	CH-2004	Cover		1	φ52
15	SE08025A	Hex. Socket Head Cap Screw	M8x25	6	
16	LA-2001	Headstock		1	φ42
	CH-2001	Headstock		1	φ52
17	SE06022A	Hex. Socket Head Cap Screw	M6x22	6	
18	LA-2015	Clamp Nut		1	φ42
	CH-2017	Clamp Nut		1	φ52
19	LA-2014	Collar		1	φ42
	CH-2014	Collar		1	φ52
20	SH090ASD	Bearing	90BAX10DB	1	φ42 NSK
	BH100ABD	Bearing	100BAX10DB	1	φ52 NSK

Figura B.2

HEADSTOCK & SPINDLE					
Ref. NO.	Part NO.	Part Name	SPCES.	Unit	Remarks
21	BN03018B	Bearing	NN3018KP4	1	φ42 NSK
	BN03020B	Bearing	NN3020KP4	1	φ52 NSK
22	OA11450G	O-Ring	G145	1	NOK
23	LA-2002	Cover		1	φ42
	CH-2002	Cover		1	φ52
24	SE08045A	Hex. Socket Head Cap Screw	M8x45	6	
25	LA-2003	Collar		1	φ42
	CH-2003	Collar		1	φ52
27	KA12080B	Key	12x8x80	1	
28	LA-2013	Spindle		1	φ42
	CH-2013	Spindle		1	φ52
29	AA5-2158	Button		1	
30	SE06016A	Hex. Socket Head Cap Screw	M6x16	1	
31	NE00AN07	Lock Nut	AN07	1	
32	WD10AW07	Lock Washer	AW07	1	
33	SH0508BB	Counter Sunk Head Screw	M5x8	6	
34	LA-2051	Flange		1	
35	LA-2047	Timing Pulley		1	
36	LA-2051	Flange		1	
37	SH0508BB	Hex. Socket Head Cap Screw	M5x8	6	
38	LA-2020	Distance Collar		1	
39	RC200062	Snap Ring	φ62	1	C Type
40	BA06007Z	Bearing	6007ZZ	2	NSK
41	LA-2021	Distance Collar		1	
42	LA-2022	Shaft		1	
43	KA10020B	Key	10x8x20	1	
44	SE080335A	Hex. Socket Head Cap Screw	M8x35	4	
45	WA00803A	Washer	φ8	4	
46	LA-2012	Cover		1	
47	NA0800BA	Hex. Nut	M8	1	
48	SA08060A	Hex. Head Bolt	M8x60	1	

Figura B.3

HEADSTOCK & SPINDLE					
Ref. NO.	Part NO.	Part Name	SPCES.	Unit	Remarks
49	NA0800BA	Hex. Nut	M8	1	
50	WA00803A	Washer	φ8	1	
51	SE08025A	Hex. Socket Head Cap Screw	M8x25	4	
52	LA-2011	Bracket		1	
53	KA05020B	Key	5x5x20	1	
54	SE05012A	Hex. Socket Head Cap Screw	M5x12	4	
55		Encoder	A86L-27-1	1	KURODA
56	SE08020A	Hex. Socket Head Cap Screw	M8x20	4	
57	LA-2008	Cover		1	
58	LA-2018	Packing		1	

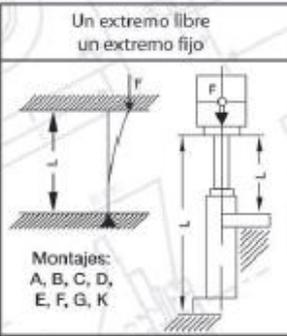
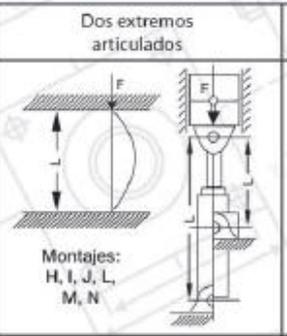
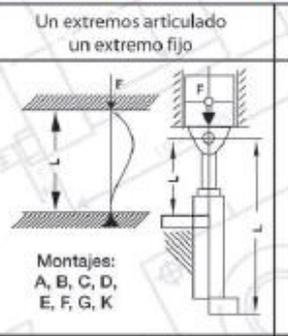
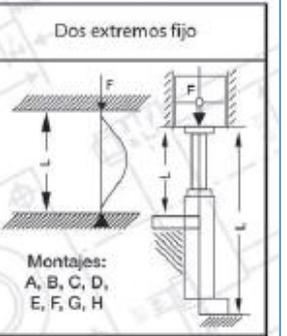
Figura B.4

Anexo C: Tablas

Experimental values of dynamic friction coefficient f at different temperatures for steel-steel and steel-copper couples of materials.																
T, °C	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
f (steel-steel)	0.158	0.163	0.166	0.203	0.398	0.554	0.557	0.501	0.467	0.423	0.417	0.334	0.263	0.258	0.230	0.160
f (steel-copper)	0.103	0.118	0.132	0.151	0.343	0.513	0.502	0.458	0.421	0.367	0.316	0.289	0.204	0.215	0.188	-

Tabla C.1: (El-oualid Bouarroudj, 2016) et al., Página 6.

Cálculo de Ø de vástago al pandeo

Un extremo libre un extremo fijo	Dos extremos articulados	Un extremos articulado un extremo fijo	Dos extremos fijo
 <p>Montajes: A, B, C, D, E, F, G, K</p>	 <p>Montajes: H, I, J, L, M, N</p>	 <p>Montajes: A, B, C, D, E, F, G, K</p>	 <p>Montajes: A, B, C, D, E, F, G, H</p>
$Sk = 2 \times L$	$Sk = L$	$Sk = L\sqrt{1/2}$	$Sk = 1/2 \times L$

El calculo al pandeo se realiza generalmente por "Euler", Carga de pandeo  $F = \frac{\pi^2 E J}{Sk \cdot C^2}$   
ya que se considera a la barra como una vara esbelta.  
Sk = Long. libre de pandeo en cm. | E = Mod. de elast. en kg./cm.<sup>2</sup> (2,1.10<sup>6</sup> para acero)  
J = momento de inercia en cm.<sup>4</sup> (0,0491 . d<sup>4</sup> para sec. red. ) | C = coef. de seg. (3,5)

Tabla C.2: Catálogo FAP Hidráulica, página 3.

## Anexo D: Planos del mecanismo de sujeción

1. Plano de conjunto: Sujeción mecánica y contrapunto
2. Contrapunto: modificaciones necesarias
3. Manga de contrapunto: modificaciones necesarias
4. Chaveta corta perforada
5. Cubo de acople
6. Acople
7. Plato portapinza
8. Boquilla 5C modificada (5C Collet)
9. Espina cónica

## 8. Bibliografía

- Auto Strong, c. c. (2015). <https://www.auto-strong.com/e-catalog/pdf/eng.pdf>.
- D. Schmicker, K. N. (s.f.). *A holistic Approach on the Simulation of Rotary-Friction-Welding*.
- Eaton's Vickers®, H. P. (2017). <http://www.eatonpowersource.com/literature>. Obtenido de [https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct\\_3189927.pdf?\\_ga=2.220646168.1808711808.1560221470-180608286.1557948872](https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct_3189927.pdf?_ga=2.220646168.1808711808.1560221470-180608286.1557948872)
- Eaton's Vickers®, S. P. (2002). <http://www.eatonpowersource.com/literature>. Obtenido de [https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll\\_1411.pdf?\\_ga=2.22922939.1808711808.1560221470-180608286.1557948872](https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll_1411.pdf?_ga=2.22922939.1808711808.1560221470-180608286.1557948872)
- Eaton's Vickers®, v. d. (2009). <http://www.eatonpowersource.com/literature>. Obtenido de [https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll\\_2088.pdf?\\_ga=2.182831782.1808711808.1560221470-180608286.1557948872](https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll_2088.pdf?_ga=2.182831782.1808711808.1560221470-180608286.1557948872)
- Eaton's Vickers®, Válvulas Industriales. (2018). <http://www.eatonpowersource.com/literature>. Obtenido de [https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct\\_2858620.pdf?\\_ga=2.18788281.1808711808.1560221470-180608286.1557948872](https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct_2858620.pdf?_ga=2.18788281.1808711808.1560221470-180608286.1557948872)
- El-oualid Bouarroudj, S. C. (2016). Thermal anlysis during a rotacional friction welding. *ELSEVIER*.
- González, L. R. (2013). *Soldadura por Fricción, Seminario de Título, Facultad de Ingeniería, Universidad del Bío-Bío*.
- Groover, M. P. (2010). *Fundamentals of modern manufacturing-4th edition*.
- Hidráulica, F. (s.f.). *Catálogo Fap Hidráulica*. Obtenido de <http://www.faphidraulica.com.ar/FapCatalogoWeb.pdf>
- Mfg., I. M. (s.f.). *Izumi Machine Mfg*. Obtenido de <http://www.en.izumi-mfg.co.jp/fw/about/history.html>
- Nolera Solá, P. (1992). *Soldadura industrial: clases y aplicaciones*. Marcombo.
- Parker-Orings, C. (s.f.). *Catálogo Parker-Orings*. Obtenido de [https://www.parker.com/literature/o\\_ring.pdf](https://www.parker.com/literature/o_ring.pdf)

S. Kalpakjian, S. R. (2008). *Manufactura, Ingeniería y Tecnología, 5ta Edición* . México: PEARSON EDUCACIÓN.

Verion, O. (s.f.). *Catálogo de Transductores de presión, Oleohidráulica Verion*. Obtenido de [http://www.verion.com.ar/images/productos/medidores-de-presion-caudal-temperatura-y-nivel/transductores/transductores\\_de\\_presion.pdf](http://www.verion.com.ar/images/productos/medidores-de-presion-caudal-temperatura-y-nivel/transductores/transductores_de_presion.pdf)

Zabalo, R. B. (2015). *Soldadura por Fricción Rotativa, Trabajo de Fin de GRado, Escuela Politécnica de San Sebastián*.

