



Proyecto Final (31.40)

**MÁQUINA DE ENSAYOS DE  
FATIGA TIPO SCHENCK**

**Alumnos:** Mariano Di Brico - 50614

Cecilia Mollerach - 50721

**Tutor:** Rafael Schiazzano



# ÍNDICE

---

1. Introducción .....	7
<i>Aplicación de la carga</i> .....	7
2. Normas.....	11
3. Alternativas de diseño .....	17
3.1. Metales a ensayarse .....	18
3.2. Determinación y medición de la carga .....	19
4. Selección final de alternativa de proyecto .....	20
5. Otras consideraciones de diseño.....	21
5.1. Medición del número de ciclos.....	21
5.2. Sujeción de la probeta al eje .....	22
5.3. Sujeción de los semiejes a estructura soporte de la máquina .....	23
5.4. Par motor .....	24
5.5. Transmisión del par motor.....	24
5.6. Parada de la máquina ante fractura de la probeta.....	25
5.7 Estructura soporte de la máquina .....	25
6. Conclusiones.....	27
7. Posibles agregados a la máquina .....	29
7.1. Instrumental para ensayos de corrosión .....	29
7.2. Instrumental para ensayos con alta temperatura.....	30
Listado de materiales .....	31
Presupuesto.....	33
Anexo I: Información general del ensayo de fatiga.....	37
Curvas de Wöhler.....	38
Ecuación de Marin .....	40

<i>Factores que influyen sobre el límite de fatiga</i> .....	41
<i>Diagrama de Smith</i> .....	48
<i>Inicio y propagación de la grieta por fatiga</i> .....	50
<b>Anexo II: Máquinas de fatiga</b> .....	53
<i>Máquina de ciclos de tensiones por flexión plana</i> .....	54
<i>Máquina de Wöhler</i> .....	54
<i>Máquina de Moore (Schenck)</i> .....	56
<b>Anexo III: Cálculos</b> .....	58
<i>Escala</i> .....	59
<i>Pesas y contrapeso</i> .....	61
<i>Diámetro de eje</i> .....	63
<i>Barras conectoras</i> .....	64
<i>Rodamientos</i> .....	65
<i>Perfiles</i> .....	68
<i>Análisis de vibraciones</i> .....	72
<b>Anexo IV: Mando eléctrico</b> .....	77
<i>Máquina Schenck relevada</i> .....	77
<i>Consideraciones sobre componentes eléctricos</i> .....	77
<i>Diagrama de conexionado</i> .....	80
<i>Ladder</i> .....	81
<i>Funcionamiento de la máquina</i> .....	82
<b>Anexo V: Bibliografía</b> .....	83
<b>Anexo VI: Catálogos</b> .....	85
<b>Anexo VII: Planos</b> .....	99

## NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidad de medida	Página
T	Barra para aplicación de cargas	-	6
M	Barras de conexión con rodamientos	-	6
O	Punto de pivote	-	6
G/G <sub>L</sub>	Peso de pesa móvil	Kg	6, 55-60
Q <sub>2</sub> /G <sub>Z</sub>	Peso de pesas fijas	Kg	6, 55-60
Q <sub>1</sub> /G <sub>A</sub>	Peso del contrapeso	Kg	6, 55-60
d	Diámetro	mm	9-12
S/σ	Tensión	MPa	12, 36
M	Momento flector	Nmm	12
W/S <sub>Z</sub>	Momento resistente	mm <sup>3</sup>	12
F	Fuerza	Kg	12
L	Longitud	mm	12
M <sub>ir</sub>	Ratio del brazo de palanca	-	12
N	Nº de ciclos	Ciclos	12, 36, 46
σ <sub>m</sub>	Tensión media	MPa	35, 46-47
σ <sub>a</sub>	Tensión alternante	MPa	35, 46-47
σ <sub>ET</sub>	Límite de resistencia estática a la tracción	MPa	35, 46-47
σ <sub>1</sub>	Tensión máxima	MPa	35, 46-47
σ <sub>2</sub>	Tensión mínima	MPa	35, 46-47
n	Factor de endurecimiento por deformación	-	36
σ <sub>s</sub>	Tensión máxima absoluta	MPa	36
S <sub>e</sub>	Límite de resistencia a fatiga corregido	MPa	38, 39
K <sub>a</sub>	Factor de modificación de la condición superficial	-	38, 39
K <sub>b</sub>	Factor de modificación del tamaño	-	38, 40
K <sub>c</sub>	Factor de modificación de la carga	-	38, 41
K <sub>d</sub>	Factor de modificación de la temperatura	-	38, 43
K <sub>e</sub>	Factor de modificación de la confiabilidad	-	39, 44
K <sub>f</sub>	Factor de modificación por eventos varios	-	39
Z <sub>a</sub>	Coefficiente del factor de corrección por confiabilidad	-	44
C	Punto de resistencia estática a la tracción	-	47
l <sub>o</sub>	Distancia entre rodamientos internos y externos	mm	55-60
k <sub>2</sub>	Distancia entre contrapeso y punto de pivote	mm	55-60
k	Distancia entre rodamientos internos y T	mm	55-60
h	Distancia entre T y el cero de escala	mm	55-60

<b>Símbolo</b>	<b>Descripción</b>	<b>Unidad de medida</b>	<b>Página</b>
$k_1$	Distancia entre T y pesa fija	mm	55-60
$P$	Carga sobre cada rodamiento	Kg	55-60
$a$	Distancia entre el cero de escala y pesa móvil	mm	55-60
$l$	Distancia entre rodamientos internos	mm	58-60
$G_u$	Peso del sistema de balanza	Kg	58-60
$a_u$	Distancia del centro de masa de la balanza al punto de pivote	mm	58-60
$\sigma_{ad}$	Tensión adicional	MPa	60
$P_o$	Peso de portacarga	Kg	61
$P_T$	Peso total	Kg	61
$P_{pesas}$	Peso de pesas	Kg	61
$FS$	Factor de seguridad	-	62
$\sigma_{adm}$	Tensión admisible	MPa	62
$D_{ext}$	Diámetro externo	mm	62
$D_{int}$	Diámetro interno	mm	62
$A_{min}$	Área mínima	mm <sup>2</sup>	62
$D_{min}$	Diámetro mínimo	mm	62
$F_R$	Carga radial máxima	kN	63-64
$F_A$	Carga axial máxima	kN	63-64
$n$	Número de vueltas	rpm	63-64
$f_o$	Factor de cálculo	-	63-64
$e$	Factor de cálculo	-	63-64
$X$	Factor de cálculo	-	63-64
$Y$	Factor de cálculo	-	63-64
$C_o$	Carga estática básica	kN	63-64
$C$	Carga dinámica básica	kN	64
$P$	Carga dinámica equivalente	kN	64
$P_o$	Carga estática equivalente	kN	64
$f$	Frecuencia	Hz	71
$f_{min}$	Frecuencia mínima	Hz	71
$f_{max}$	Frecuencia máxima	Hz	71
$V$	Volumen	mm <sup>3</sup>	72
$r$	Radio	mm	72
$\delta$	Densidad	Kg/mm	72
$C_1$	Contador primario	-	77
$C_2$	Contador secundario	-	77
$C_T$	Nº total de ciclos	-	77

## 1- INTRODUCCIÓN

---

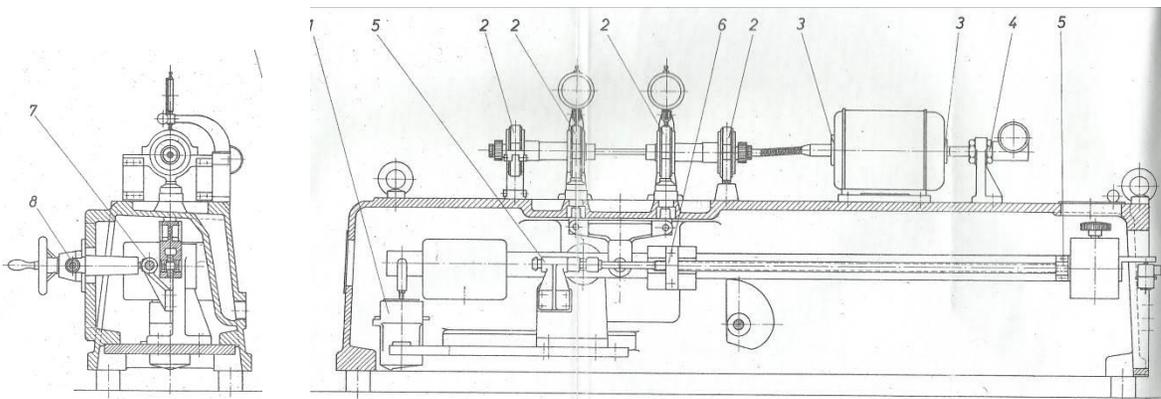
Las solicitaciones a las cuales están sometidos los elementos de máquinas que mayor cantidad de fallas estructurales producen no son estáticas o cuasiestáticas, sino cargas que varían en el tiempo cíclicamente. Bajo este tipo de cargas el comportamiento de los materiales varía en gran medida en comparación con los resultados obtenidos de ensayos bajo cargas estáticas.

Sobre las piezas de máquinas y estructuras actúan cambios de tensiones repetidos que generan la fractura del material a valores mucho menores que el valor de tensión máxima o de rotura, e incluso menores que la tensión de fluencia. Este tipo de falla se denomina **falla por fatiga**.

Las fallas por fatiga son inesperadas porque se producen en forma instantánea y sin deformaciones apreciables, pudiendo generar grandes pérdidas por daños en equipos y vidas humanas. En la actualidad, el mantenimiento preventivo ha cobrado gran relevancia en las industrias, siendo fundamental para su desarrollo el conocimiento de la vida útil de los materiales. Resulta entonces importante el estudio de este fenómeno.

El presente trabajo consiste en el diseño, proyecto y documentación de fabricación de una máquina de ensayos para la determinación de las relaciones tensión máxima - vida en ciclos, de una carga en ciclo alternante que genere tensiones normales por flexión rotatoria en el rango de fatiga de altos ciclos.

De entre los distintos tipos de máquinas de ensayo existentes se elige desarrollar una máquina de Tipo Moore-Schenck (figura 1). Estas máquinas pueden adoptar distintas configuraciones en función del diseño del mecanismo que aplica la carga de flexión a la probeta, lo que se pasa a detallar a continuación.



*Figura 1: Cortes transversal y longitudinal de Máquina de Schenck PUP-N (extraído de manual original de máquina).*

## Aplicación de cargas a la probeta

En particular para la máquina de Schenck, la forma en que se aplica la carga sobre la probeta para la realización del ensayo, depende de un mecanismo idéntico a una balanza mecánica, como se puede ver en la figura 2. Se vincula la barra "T" que liga las dos barras cilíndricas "M" de cada uno de los rodamientos centrales, a un brazo longitudinal que posee una dimensión un poco menor que el largo total de la máquina. A este brazo se lo hace pivotar en torno al punto "O", cuyo soporte se encuentra incrustado en el armazón de la máquina.

A la derecha del punto de pivote, se puede encontrar una pesa móvil (G), con la capacidad de desplazarse a lo largo del brazo. En las diferentes posiciones en las que puede ubicarse dicha pesa, se generarán brazos de palanca de diferentes módulos que, trasladado al punto de unión a la barra en "T", representan diferentes cargas a aplicar sobre la probeta. En la máquina de Schenck, se puede variar la carga de 0 a 30 kg/cm<sup>2</sup> con el movimiento de esta pesa.

En el extremo de carrera de la pesa móvil, existe la posibilidad de colocar pesas fijas (Q2) con el fin de incrementar la carga aplicada: una pesa de aprox. 2 kg, resulta en el incremento del rango de carga a entre 30 y 60 kg/cm<sup>2</sup>. De esta manera, se puede tener un graduado "grueso" de la carga aplicada mediante la pesa en el extremo de la guía, y un graduado "fino" mediante la pesa móvil. Del extremo izquierdo de la guía, se debe colocar un contrapeso (Q1) para equilibrar el peso de la guía y ambas pesas cuando el sistema se encuentra en reposo (cuando "G" coincide con el cero de la escala en la figura 2).

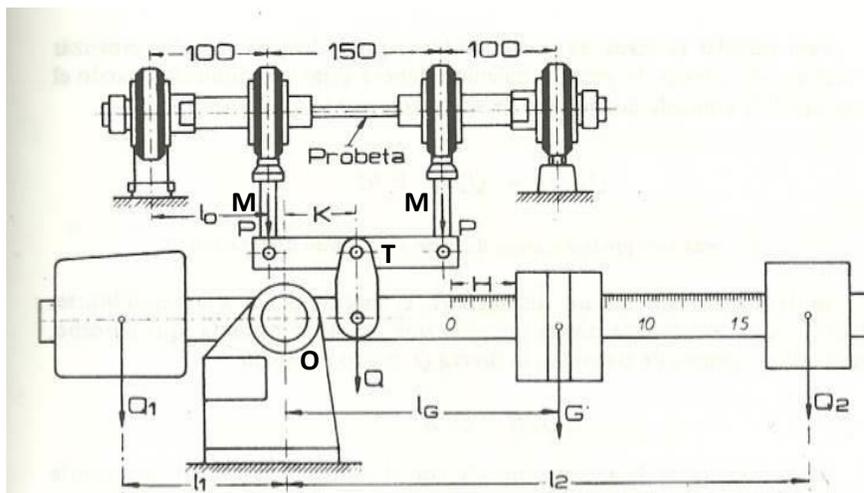


Figura 2: Esquema de pesas para aplicación de carga por balanza mecánica (extraído de Laboratorio de Ensayos Industriales, González Arias, Litenia, 1995)

Una manera mucho más sencilla y económica de aplicación de la carga es fijando al extremo inferior de la barra en "T", que vincula a los rodamientos centrales, una barra rígida que termine en un asiento o base. Sobre dicho asiento, se colocan pesos de diferentes valores, combinándolos de diferentes formas para obtener la carga que se desea aplicar, como se observa más adelante en la figura 5. En este caso, la relación entre el peso que se coloca sobre el asiento y la carga aplicada a la probeta es de 1 a 1, frente al cálculo que se debe realizar para determinar la carga aplicada en la probeta en base a la posición de la pesa en la alternativa anterior.

En todos los casos este tipo de ensayo tiene la particularidad de que a medida que la probeta gira solidaria al eje motor, en el sector entre los dos rodamientos internos sometido a flexión, las tensiones sobre las fibras a cierta distancia del eje neutro cambian de signo (en forma sinusoidal). La amplitud máxima de las tensiones se presenta en las fibras más alejadas del eje neutro, es decir, en la superficie de la probeta, donde comenzarán las fisuras hasta llegar a la rotura (figura 3).

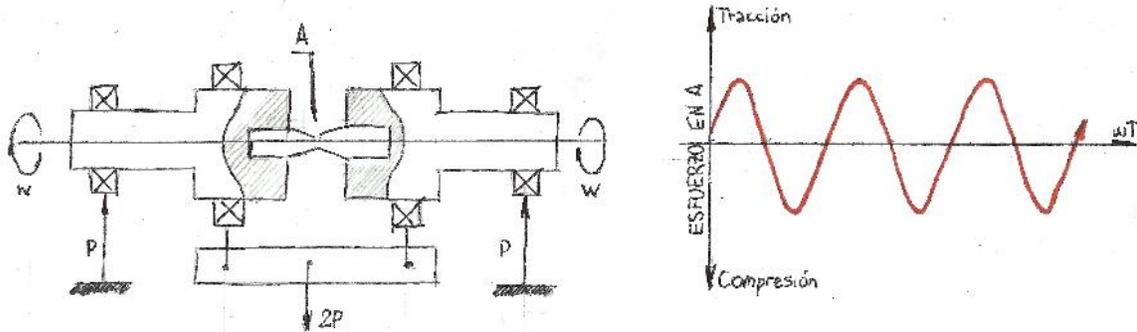


Figura 3: Diagrama de tensión en punto A de la probeta para máquina de Schenck

Se puede encontrar más información general sobre el PROCESO DE FALLAS POR FATIGA en el ANEXO I y sobre los distintos tipos de MÁQUINAS DE ENSAYO DE FATIGA en el ANEXO II.



## 2- NORMAS

---

En lo que refiere a ensayos de fatiga en materiales, diferentes organizaciones normalizadoras cuentan con normas particulares para la realización de los mismos: ISO 1143 (internacional), DIN 50113 (Alemania), BS 3518 (Reino Unido), JIS Z 2274 (Japón). Estas normas suelen ser comercializadas por los institutos que las generan por lo que el acceso a las mismas es limitado, salvo que sean compradas.

Para el presente informe, fueron revisadas las copias en papel correspondientes a las normas ISO 1143:2010 (es decir, la revisión del año 2010) en el Instituto Argentino de Normalización y Certificación (IRAM) así como la DIN 50113:1982 en el Centro de Ingenieros Alemanes en Argentina (VDI Argentina). También se pudo consultar una copia digitalizada de la norma BS 3518:1962. Debido a la interrelación entre estas normas, se recopilarán algunos de los puntos más importantes correspondientes a la ISO, por ser la de mayor contenido y por estar referida en todas las normas correspondientes a organismos nacionales (DIN, BS, JIS) por corresponder a un organismo internacional.

### ***ISO 1143:2010 – Metallic materials rotating bar bending fatigue testing***

La norma especifica/recomienda diferentes aspectos a tener en cuenta en el ensayo de forma tan general como le es posible, de manera de cubrir las diversas variantes del ensayo (en lo que se refiere a probetas, aplicación de carga, configuración de la máquina, condiciones del ensayo, etc.).

El primer punto de importancia es lo referido a la forma y tamaño de la probeta (inciso 6 de la norma). En la figura 4, se puede observar el plano de la probeta que se encuentra en esta norma, con las tolerancias geométricas requeridas y las medidas especificadas. Todas las probetas utilizadas en la serie de ensayos deben tener la misma forma y las mismas dimensiones, así como la tolerancia para el diámetro de estas, debe ser la misma. Con el propósito de poder calcular correctamente la fuerza a ser aplicada sobre la probeta para obtener la tensión deseada en el ensayo, el diámetro mínimo de cada probeta debe ser medido con una precisión de hasta 0,01 mm. Los valores del diámetro  $d$  de la probeta en la figura 4, pueden variar entre 6 y 12,5 mm, siendo los recomendados los valores de 6; 7,5 y 9,5 mm, con una tolerancia menor a  $0,005d$ . No se hace ninguna precisión con respecto a las probetas entalladas debido a la variedad de formas y tamaños de la misma pero, de cualquier manera, los procedimientos aquí mencionados pueden ser aplicados sin inconvenientes. En lo que refiere al ajuste de la probeta a la máquina, esta norma recomienda un ratio de por lo menos 3:1 entre el área de ensayo de la probeta y el área de sujeción de la probeta. Para más detalle, referirse al plano B-005/0.

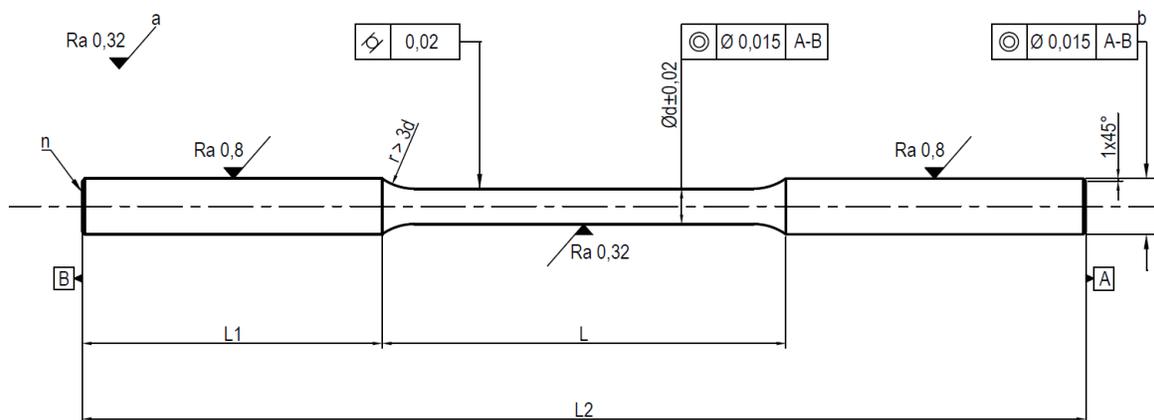


Figura 4: Dimensiones y tolerancias de las probetas a utilizar en el ensayo

También se proveen algunas indicaciones para la preparación de las probetas para el ensayo (inciso 7), haciendo la salvedad para factores específicos de ensayos en los que es posible desviarse de estas recomendaciones (por ejemplo, en caso de que el material tenga un tratamiento superficial). Dado que las muestras con las que se realizan las probetas pueden tener una gran influencia sobre los resultados, se deben registrar la posición/localización de cada probeta respecto de la pieza o componente del que se obtiene; direcciones en los que fue trabajada dicha pieza o componente (para el caso de rolados o extrudados, por ejemplo) y una identificación única para cada probeta. La localización, orientación y tipo de probeta a fabricar debe obtenerse de los estándares particulares de cada pieza.

Se establecen también algunos criterios de fabricación de las probetas. En caso de realizarse algún tratamiento térmico luego del acabado basto de la pieza, se recomienda un pulido final luego del mismo. De no ser posible, realizar el tratamiento térmico al vacío para evitar la oxidación: el tratamiento no debe afectar las microestructuras características del material. Para reducir las tensiones residuales en la superficie de la pieza, se recomiendan un procedimiento por el cual se rectifica la superficie de la pieza hasta una dimensión  $d + 0,1$  mm, con pasadas inferiores a los 0,005 mm; para finalmente realizar un pulido en la dirección axial de la pieza para eliminar 0,025 mm más de la superficie. Se debe tener precaución con estas operaciones ya que pueden conducir a un aumento de la temperatura que genere la cristalización del material de la probeta, lo que no es deseable. Se recomienda un acabado de superficie menor a  $0,2 \mu\text{m}$ .

En el inciso 8, se requiere que se mida con una galga el diámetro de la probeta en el área de ensayo, en tres secciones diferentes, para verificar que esté dentro de tolerancia. Asimismo, el momento de flexión aplicado debe estar dentro del 1% con respecto al indicado.

Se menciona además, en el inciso 9, que para realizar ensayos a temperatura, la probeta debe ser calentada de forma uniforme durante el ensayo, de manera que el gradiente de temperaturas dentro del horno, a lo largo del área de ensayo sea menor a 15°C. El indicador de temperatura del horno debe tener una resolución de al menos 0,5°C y una precisión de +/- 1°C. El procedimiento para realizar este ensayo es igual que para realizarlo a temperatura ambiente (se comenta en el párrafo posterior al siguiente) teniendo la particularidad de que la pieza debe calentarse a la temperatura indicada y dejar que se estabilice durante media hora. Las fluctuaciones admisibles de temperatura a lo largo del área de ensayo son las mostradas en la tabla 1. Idealmente la temperatura debe ser medida sobre la superficie de la pieza, por medio de una termocupla; debido a las complicaciones que esto plantea se sugieren dos métodos posibles. El método indirecto consiste en ubicar la termocupla a 1 o 2 mm de la superficie y determinar una relación entre la temperatura medida y la real para aplicar algún factor de corrección. El método directo, ahorra este error ya que la temperatura es medida sobre la superficie, pero para ello, se debe detener la máquina y luego volverla a arrancar.

Temperatura de ensayo	< 600°C	600°C – 900°C	> 900°C
Variación admisible	+/- 3°C	+/- 4°C	+/- 6°C

*Tabla 1: Variaciones admisibles en la temperatura de ensayo*

Por otro lado, para evitar posibles vibraciones del conjunto eje-probeta, en el inciso 10 se recomienda mantener una alineación adecuada entre la probeta y el eje de forma tal que la desalineación admisible en las secciones de sujeción de la probeta sea de +/- 0,025 mm así como la excentricidad máxima admisible a lo largo de la sección de ensayo es de +/- 0,013 mm. La aplicación de la fuerza puede realizarse mediante distintas configuraciones: directa, brazo de palanca con ratio fijo y brazo de palanca con ratio variable (con un accionamiento por manivela, por ejemplo). Las ecuaciones siguientes, muestran la tensión aplicada resultante para cada configuración de aplicación de carga, en el caso de la máquina con carga en 4 puntos (nombre con el que se llama a una máquina de Moore en la norma ISO):

Tipo de carga	Tensión	Fuerza aplicada	Factor de carga
Carga directa	$S = \frac{M}{W} = \frac{32 F L}{\pi d^3}$	$F = \frac{S \pi d^3}{32 L}$	1
Palanca con ratio fijo			Dividir por $M_{ir}$ (ratio del brazo de palanca)
Palanca con ratio variable			Ya considerado en la escala de la balanza mecánica

Tabla 2: Factor de carga según tipo de carga aplicada

El procedimiento establece que para aplicar el 100% de la fuerza necesaria para obtener la tensión deseada de ensayo, se debe primero encender la máquina y esperar que se alcance el régimen nominal de giro de la misma. Sólo recién entonces podrá comenzar la aplicación de la fuerza, de manera continua o incremental hasta llegar al valor requerido para el ensayo, y procurando evitar aumentos de carga bruscos que puedan generar un choque o impacto. La frecuencia del ensayo (el régimen de giro de la máquina) se elegirá de acuerdo al material y a las especificaciones de la máquina utilizada, y debe mantenerse a lo largo de la serie de ensayos. Los valores recomendados se encuentran entre los 15 y los 200 Hz (900 a 12000 rpm). En caso de elegir frecuencias cercanas al límite superior, se debe tener cuidado ya que la probeta puede calentarse. En caso de ocurrir, la temperatura máxima que puede alcanzar la probeta debe ser igual al cociente entre la temperatura de ensayo y 3/10 de la temperatura de fusión. El ensayo concluye al producirse la rotura de la probeta o al alcanzar un número de ciclos igual a  $10^7$  –en el caso de aceros– o  $10^8$  –en el caso de materiales no ferrosos. Si la rotura llegase a producirse fuera de la sección de ensayo, el mismo se considerará inválido.

Para la presentación de los resultados del ensayo, se pide la siguiente información:

- Identificación de la probeta, la secuencia dentro de la serie ensayada y la vida a la fatiga.
- En la curva S-N, incluir designación del material, especificación, tensión de rotura, condición de superficie, tipo de ensayo de fatiga, frecuencia de ensayo, concentración de tensiones por entalladura (si correspondiese).

- En el reporte, incluir material ensayado y sus propiedades metalúrgicas; tipo de máquina y forma de aplicar la carga (2 puntos, 4 puntos); tipo y dimensiones de la probeta; frecuencia de ensayo; temperatura del ensayo y de la probeta (en caso de autocalentamiento mayor a 35°C); valores diarios máximos de la temperatura ambiente y la humedad relativa; el criterio para el final del ensayo; desviaciones respecto a las indicaciones y resultado del ensayo.

En el anexo A de la norma ISO, se recopilan algunas verificaciones que se deben hacer sobre la máquina de ensayos para garantizar la precisión de la misma con el paso del tiempo y el desgaste por su uso.



### 3- ALTERNATIVAS DE DISEÑO

---

A continuación se comentan algunas consideraciones importantes sobre las distintas alternativas de diseño tenidas en cuenta durante el proceso de diseño de una máquina de fatiga tipo Moore/Schenck.

La alternativa N°1, es la del diseño de una máquina en donde la carga es aplicada mediante un sistema de balanza mecánica, de la misma manera que en las máquinas fabricadas por Schenck (como la que fue relevada en campo) que se muestra en las figuras 1 y 2.

La segunda alternativa sopesada, con el objetivo de generar un ahorro de costos, es la máquina en la cual la carga se aplica de forma directa con pesas calibradas, como se ve en la figura 5. A continuación, se detallan algunas consideraciones generales para la máquina del presente proyecto, evaluando las diferencias entre las dos alternativas aquí descritas.



*Figura 5: Máquina de Moore construida por Shimadzu, donde se ve la ubicación de pesas para regular la carga aplicada a la probeta.*

### 3.1 – Metales a ensayarse

La máquina puede ser utilizada para realizar ensayos tanto sobre aceros como sobre otros metales livianos<sup>1</sup>. Sin embargo, de acuerdo a las normas DIN, el diámetro de la probeta a utilizar varía de acuerdo al material ensayado, siendo ligeramente más grandes las probetas para materiales livianos que para aceros.

La diferencia entre el diámetro de una y otra probeta, provoca que se deba cambiar la carga para generar iguales tensiones y en el caso de la máquina Schenck requiere un cambio de la escala de tensiones apreciable en la guía. Como se puede ver en el cálculo en el anexo, para aceros, un desplazamiento de 1 mm de la pesa móvil sobre la guía, implica el cambio en 1 MPa de la tensión aplicada. En el caso de los metales livianos, será necesario desplazar la pesa móvil 2 mm para apreciar el mismo cambio en la tensión aplicada, por lo que el rango de tensiones aplicables de la máquina se ve disminuido a la mitad para ensayos en metales livianos respecto a los del acero (ver tabla 3).

Tabla 3: Equivalencia de rangos de tensiones de ensayos para aceros y metales livianos

Rango de tensiones en aceros	Rango de tensiones en metales livianos
0 – 300 MPa	0 – 150 MPa
300 – 600 MPa	150 – 300 MPa
600 – 900 MPa	300 – 450 MPa

Al elegir el sistema tipo balanza, existe una limitación mecánica en cuanto al rango de cargas a aplicar, ya que el mismo depende del brazo de palanca generado: la fuerza aplicada es mayor si el brazo de palanca es mayor, lo que implica que la guía longitudinal debe ser más larga o, a igual longitud de la guía, los pesos correspondientes a las pesas fijas y móviles deben ser mayores. Un incremento en la longitud de la guía no es práctico ya que provoca que deba aumentarse la longitud total de la máquina. Tanto al aumentar el largo de la regla-guía como los pesos utilizados, cobran mayor importancia los efectos de flexión sobre la regla-guía, pudiendo hacer necesario que se deba reforzar la misma incrementando su sección, con el consiguiente aumento de volumen y costos del proyecto.

En base a las características de la máquina creada por Schenck, y teniendo en cuenta el límite de fluencia para diferentes aceros (recordar que el ensayo debe realizarse para

---

<sup>1</sup> Los metales no ferrosos, aquellos que no tienen rastros de hierro en su composición, suelen ser divididos en tres grupos de acuerdo a la densidad de los mismos: pesados ( $\rho > 5 \text{ g/cm}^3$ ), livianos ( $2 \text{ g/cm}^3 < \rho < 5 \text{ g/cm}^3$ ) y súper livianos ( $\rho < 2 \text{ g/cm}^3$ ). Entre los metales livianos, pueden encontrarse el aluminio y el titanio,

valores de tensión inferiores a los de fluencia), se considera que un rango de tensiones de 0 a 900MPa resulta adecuado para los ensayos a realizar con la presente máquina. Si se tuviese una relación de 1 a 1, esto implicaría que la parte de la guía destinada al recorrido de la pesa móvil debería tener una longitud de 900 mm, lo que no resultaría práctico tal como se discute en el párrafo anterior. Aquí surge entonces la opción de fijar diferentes pesas en el extremo de la regla-guía con el fin de llegar a obtener la tensión máxima deseada con una menor longitud de la guía. Esto da a lugar a que el rango de tensiones total de la máquina sea una composición de tres sub rangos definidos por la utilización o estas pesas adicionales. En el anexo, puede encontrarse el cálculo detallado en lo que respecta al rango de cargas con el cual funciona la máquina.

*Tabla 4: Distintas configuraciones para modificar rango de tensiones de ensayo*

Configuración	Rango de tensiones
Sin pesos adicionales, sólo pesa móvil	0 – 300 MPa
Pesa móvil más peso adicional “pequeño”	300 – 600 MPa
Pesa móvil más peso adicional “grande”	600 – 900 MPa

En el caso de utilizar la opción de barra y pesas (alternativa 2) para aplicar la carga sobre la probeta, el rango de cargas puede ser igual al del mecanismo tipo balanza, siendo los limitantes el lugar disponible para colocar las diferentes pesas, la tracción máxima que pueda soportar la barra rígida producto del esfuerzo a la que es sometida y el rango de medición de la celda de carga (si la misma se incluyese).

### *3.2 – Determinación y medición de la carga aplicada*

En la alternativa 1 (aplicación de carga mediante mecanismo tipo balanza mecánica), el valor de carga aplicada puede ser obtenido directamente desde la máquina: se puede incorporar en la guía por donde se desplaza la pesa móvil una escala en la cual se pueda leer directamente la carga aplicada para cada posición de la pesa móvil. En una primera instancia, esta pesa puede ser movida con la mano del operario de la máquina, pero en caso de querer lograr una precisión mayor, se puede disponer de forma paralela a la guía un tornillo sin fin al cual se vincula la pesa móvil. De esta manera, el accionar un mecanismo de eje-manivela genera el corrimiento de la pesa móvil, como se puede volver a ver en la figura 2.

Para obtener aún mayor precisión, se puede dotar al mecanismo de una relación de reducción (2 a 1 en el caso de la máquina de Schenck), de manera que 2 giros de la manivela impliquen 1 unidad de desplazamiento de la pesa sobre la guía. De esta manera, se obtiene una mejor capacidad para la graduación fina de la carga aplicada.

En la alternativa 2, en la que la carga es aplicada directamente mediante pesas, el módulo de la misma se obtiene a partir de la suma de los pesos que se coloquen en la barra rígida. Se puede considerar agregar una celda de carga con el fin de obtener el valor exacto de la carga, como se observa en la figura 6. La celda de carga no es más que un transductor que convierte una fuerza en una señal eléctrica con la cual, a través de un tratamiento adecuado, es posible obtener el módulo de la fuerza aplicada a la probeta. El elevado costo de la celda de carga y del equipo necesario para trabajar con la señal obtenida, hace que esta opción pierda atractivo económico frente a aquella en la que se tiene un juego de pesas de diferentes módulos.

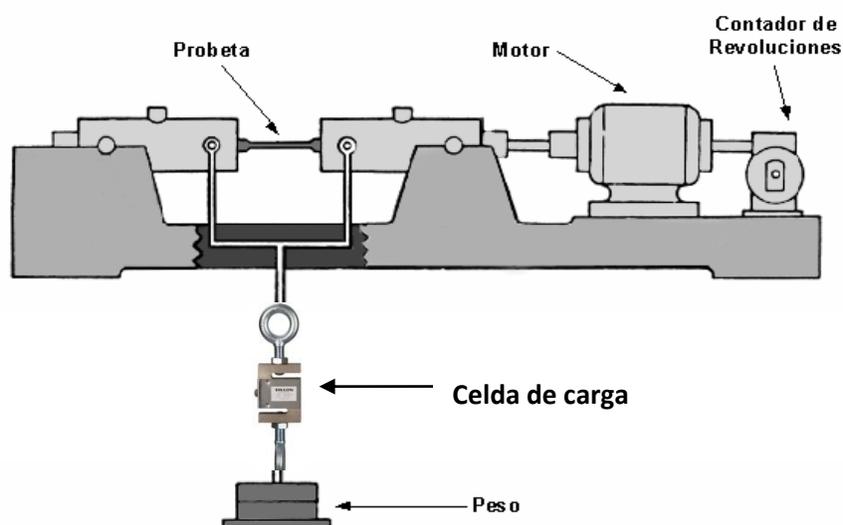


Figura 6: Colocación de celda de carga para medir la carga aplicada a la probeta durante el ensayo.

#### 4 – SELECCIÓN FINAL DE ALTERNATIVA DE PROYECTO

---

En base a lo considerado anteriormente, se decide proyectar una máquina para ensayos de fatiga de acuerdo a la alternativa N°2, de aplicación de carga directa con pesas (cuya determinación puede leerse en el anexo CÁLCULOS).

## 5 - OTRAS CONSIDERACIONES DE DISEÑO

---

### 5.1 - Medición del número de ciclos

Se consideran diferentes alternativas para realizar la medición del número de ciclos del ensayo. La primera de ellas es la colocación de un contador mecánico de vueltas. El mismo puede ubicarse de manera que se cuenten las vueltas en el eje de motor o sobre algunos de los ejes que sirven de agarre a la probeta, dependiendo de las características constructivas de la máquina.

Se evalúa una fuente de error indeseable en caso de colocar el contador sobre el eje del motor (o cualquier pieza vinculada al mismo). Luego de fracturarse la probeta, el motor eléctrico continuará en funcionamiento por algún tiempo de más hasta detenerse. Sin embargo, si se considera que la velocidad de giro nominal del motor es de 3000 rpm, y que el motor se detiene en un lapso de tiempo pocos segundos, el error registrado por el contador de vueltas debido a esta causa debería ser despreciable frente a la duración total del ensayo.

Una segunda forma, aproximada, de medir los ciclos del ensayo es mediante la utilización de un cronómetro, midiendo el tiempo total del ensayo. Debido a que la velocidad de giro del motor se mantiene constante en aprox. 3000 rpm durante la mayor parte del ensayo, a excepción del arranque y la parada, se podría obtener el tiempo total del ensayo y en base a él, calcular el número de ciclos necesarios para la rotura mediante la expresión, multiplicando el número de vueltas al que funciona el motor nominalmente por el tiempo total del ensayo, expresado en minutos. Si bien esta opción resulta extremadamente económica, se debería recurrir a ella en última instancia, ya que permite cometer un gran número potencial de errores que afecten la medición.

La tercera alternativa apela a la electrónica: para medir el número de ciclos del ensayo empleando un sensor de tipo inductivo. Para ello, es necesario realizar una entalladura en alguno de los ejes que sujetan la probeta (o en el eje del motor, de ser posible) con el objetivo de que al realizar una revolución el conjunto de ejes, dicha entalladura sea censada una vez por el sensor. El funcionamiento del mismo es muy sencillo: en función de la distancia a la que se encuentra la superficie del eje respecto al sensor, el mismo emitirá una señal eléctrica. Al censar la entalladura del eje, esta distancia variará, modificando la señal eléctrica emitida por el sensor, volviendo al valor anterior cuando la entalladura haya salido del campo de censado. Se emite así un pulso cuadrado que corresponde a un giro de todo el conjunto de ejes. Contando la cantidad de pulsos recibidos por parte del sensor, se obtendrá el número de ciclos del ensayo hasta llegar a la rotura. La señal del sensor puede ser trabajada mediante la utilización de un PLC o incluso

mediante la colocación de un relé, un contador electrónico y una fuente de baja tensión, resultando esta última la opción más económica de las tres.

## 5.2 - Sujeción de la probeta al eje – Diseño de los ejes

Los dos semiejes de la máquina son los encargados de transmitir a la probeta el movimiento de revolución generado por el motor. Para vincularlos de manera adecuada asegurando la correcta transmisión de dicho movimiento, se decide utilizar pinzas cónicas similares a los portapinzas utilizados en los husillos de fresadoras o tornos automáticos (figura 7), sujetando a la probeta con una “boquilla o pinza cónica” desde cada extremo.

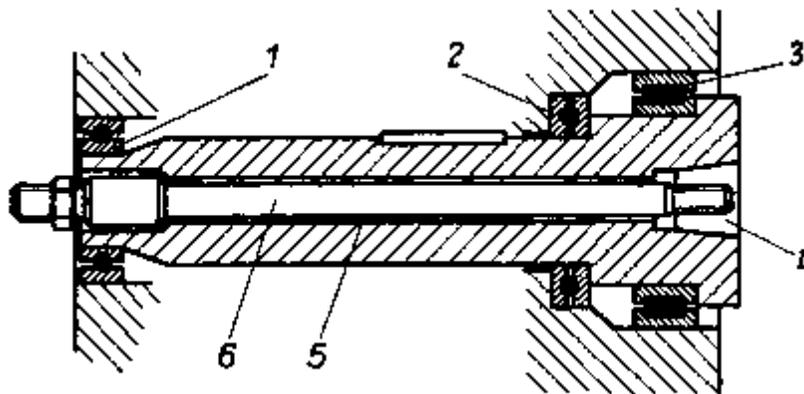


Figura 7: Vista en corte simplificada de husillo portafresas. 1-2-3-Cojinetes. 4-Agujero cónico para recepción de portaherramientas. 5-Perforación a través del husillo portafresas. 6-Husillo para asegurar el portaherramientas.

De manera similar, se mecaniza en uno de los extremos de ambos semiejes un alojamiento cónico para la pinza, cuyas dimensiones y tolerancias vienen ya determinadas por el fabricante de la pinza. El asiento cónico de este alojamiento tiene el objetivo de lograr la correcta sujeción y centrado de la probeta con respecto al eje.



Figura 8: Pinza bicónica y tuerca de sujeción como las utilizadas

La pinza bicónica (figura 8) que se decide utilizar, puede sujetar un árbol de hasta 12 mm de diámetro, cubriendo por exceso la medida necesaria para sujetar las probetas a ensayar cuyo diámetro máximo es de 9,57 mm, en el caso de ensayos con metales

livianos. Además, esto responde a lo especificado por la norma DIN que requiere un área transversal de agarre de 1,5 a 4 veces mayor que el área de la probeta.

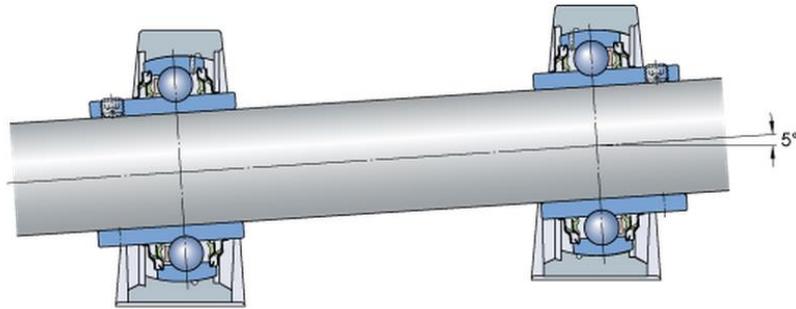
En la superficie externa del eje, coincidiendo en la misma sección donde se encuentra el alojamiento, se mecaniza la rosca sobre la que se colocará la tuerca de fijación de la pinza al eje. El diámetro de las secciones de ambos ejes es optimizado teniendo en cuenta los rodamientos a utilizar y las dimensiones de las tuercas de sujeción de las pinzas bicónicas a utilizar, teniendo como referencia los semiejes de la máquina Schenck relevada en campo (figura 9).



*Figura 9: Conjunto de semiejes en máquina Schenck PUPN relevada.*

### *5.3 - Sujeción de los semiejes a estructura soporte de la máquina*

El semieje encargado de transmitir el giro a la probeta, así como el semieje que sirve para sostener a la probeta desde el otro extremo, reposan sobre dos unidades de rodamientos de bolas autoalineantes, de diferente diámetro. Se seleccionan rodamientos de bolas (ver ANEXO III) debido a la capacidad que tienen de permitir potenciales desalineaciones axiales pequeñas (en torno a los 5°) de los semiejes, como se observa en la figura 10.



*Figura 10: Desalineación axial permitida por los rodamientos de los ejes.*

El rodamiento externo, contiguo al motor, queda fijo respecto a la mesa debiéndose colocar un suplemento para compensar la desalineación en altura entre el mismo y el motor. Los dos rodamientos siguientes, los centrales sobre los cuales se aplica la carga, se fijan a una placa de chapa que los liga a la barra rígida que sirve como vínculo con la pieza donde es aplicada la carga. De esta manera, se les permite el movimiento vertical necesario para aplicar la carga transversal sobre la probeta. Por último, para el rodamiento externo opuesto al motor, se debe buscar otro tipo de soporte que le permita absorber cualquier variación axial que se produzca sobre el conjunto de los ejes. A tal efecto, si bien también se utiliza un soporte estándar, se modifica la forma de sujeción del mismo: en vez de fijarse el mismo a la mesa, se lo vincula mediante cuatro pequeñas chapas de acero (flexibles) con el objeto de compensar las variaciones axiales que pudiesen aparecer.

#### *5.4 - Par motor*

Debido a que en las normas DIN correspondientes para el ensayo de fatiga no se encuentra ninguna especificación o recomendación en lo que refiere al motor eléctrico a utilizar en la máquina, por comparación con otras máquinas de fatiga, entre ellas la construida por Schenck, se decide utilizar un motor monofásico 220V de  $\frac{3}{4}$  HP, de 2 polos, con una velocidad de giro nominal de 3000 rpm. La modificación que se realiza respecto de las máquinas de Schenck, es el cambio a un motor monofásico, con el fin de facilitar el acceso a la alimentación eléctrica de la máquina (caso contrario, la máquina sólo puede ser instalada en ambientes que dispongan de tomas de corriente trifásicas).

### 5.5 - Transmisión de par del motor al semieje

Para acoplar el motor al semieje contiguo, se decide utilizar un acoplamiento elástico de ejes GUMMI tipo "A" o TUPAC tipo "T", que se pueden ver en la figura 12. Estos acoplamientos cuentan con tres secciones: en sus extremos dos secciones metálicas con un alojamiento en su interior por medio de las cuales se sujetan los dos ejes en cuestión.

Estas dos secciones son unidas por un elemento flexible de material elastomérico, fabricado en caucho "acrilo-nitilo", que transmite el giro del motor al eje al tiempo que admite cierta desalineación. Las ventajas del uso de este tipo de acople es la capacidad que tiene de admitir desalineación entre los ejes , a un costo bajo y una relación de peso-potencia baja que evite el desgaste de los rodamientos del sistema. Además, su instalación y mantenimiento son sencillos frente a otros sistemas de sujeción (como puede ser una doble junta cardánica).



Figura 12: Acople tipo Gummi (izq.) yTupac (der.)

### 5.6 - Parada de la máquina con la fractura de la probeta

En el momento en que se fractura la probeta, se da por concluido el ensayo debiéndose detener automáticamente el motor. En la máquina de Schenck, se utiliza el descenso de la barra guía del sistema de balanza para accionar un interruptor de parada que corte la alimentación eléctrica del motor: esto se logra mediante la colocación de una pieza en forma de L que provoca la activación del interruptor de parada, cuyo funcionamiento es similar al de un pulsador manual.

En estado de reposo y con la máquina cargada, se puede observar que los rodamientos centrales están "caídos", es decir, las pesas ejercen una fuerza con dirección hacia el suelo que provoca que ambos ejes queden desalineados y apuntando hacia abajo, por estar vinculados a la carga por medio de las barras conectoras. Con la colocación de la probeta para realizar el ensayos, los ejes quedan alineados, apareciendo una tensión, proporcional

a la carga aplicada mediante las pesas, sobre la probeta; esto genera un desplazamiento hacia arriba de las barras conectoras. Si el ensayo finaliza con la fractura de la probeta, dejan de estar vinculados los dos semiejes a través de la probeta y, de vuelta por acción de la carga aplicada, los dos extremos centrales de los semiejes vuelven a “caer”, generando un desplazamiento hacia abajo de las barras conectoras.

Colocando un microinterruptor accionado por palanca ya sea sobre la mesa o en la parte inferior de la misma, y un collarín de goma sobre las barras conectoras, se podrá aprovechar el movimiento de las barras conectoras para que dicho microinterruptor sea activado, generando una señal que sea enviada al PLC cuando sea momento de detener el motor de la máquina de fatiga.

Si bien se elige esta alternativa para la presente máquina, existen otras formas de generar la señal de parada, ya sea aprovechando la señal del sensor inductivo que se usa para contar las vueltas (esta opción tiene la contra de que requiere una calibración del sensor y programación del PLC más dificultosas, ya que aparece la variable tiempo como parámetro de funcionamiento) o aprovechando una de las señales de salida de la celda de carga, en caso de utilizarse.

### *5.7 - Estructura soporte de la máquina*

Si bien las máquinas de Schenck cuentan con una estructura fundida, lo que le confiere una mayor rigidez estructural y una mejor capacidad de absorción de las vibraciones durante el funcionamiento, esta opción resulta costosa de implementar además de que, para fines didácticos, dificulta la visión del interior de la máquina. Por otro lado, existe la necesidad de contar con una mayor altura en la máquina proyectada respecto a la Schenck relevada, debido a la decisión de utilizar el sistema de pesas directas en lugar del sistema tipo balanza mecánica.

La alternativa elegida entonces, consiste en desarrollar una estructura capaz de sostener a la máquina así como de proveer la rigidez necesaria para la realización de los ensayos, utilizando perfiles de acero de manera que la probeta quede a la misma altura que una mesa de trabajo de un taller. Para ello, se calculan las tensiones que aparecerán sobre los perfiles producto del peso de los componentes y las fuerzas que resultan del funcionamiento de la máquina. Por otro lado, también se realiza el estudio y análisis de vibraciones, con el fin de conocer en detalle las frecuencias naturales de resonancia y determinar un punto seguro de funcionamiento.

## 6 - CONCLUSIONES

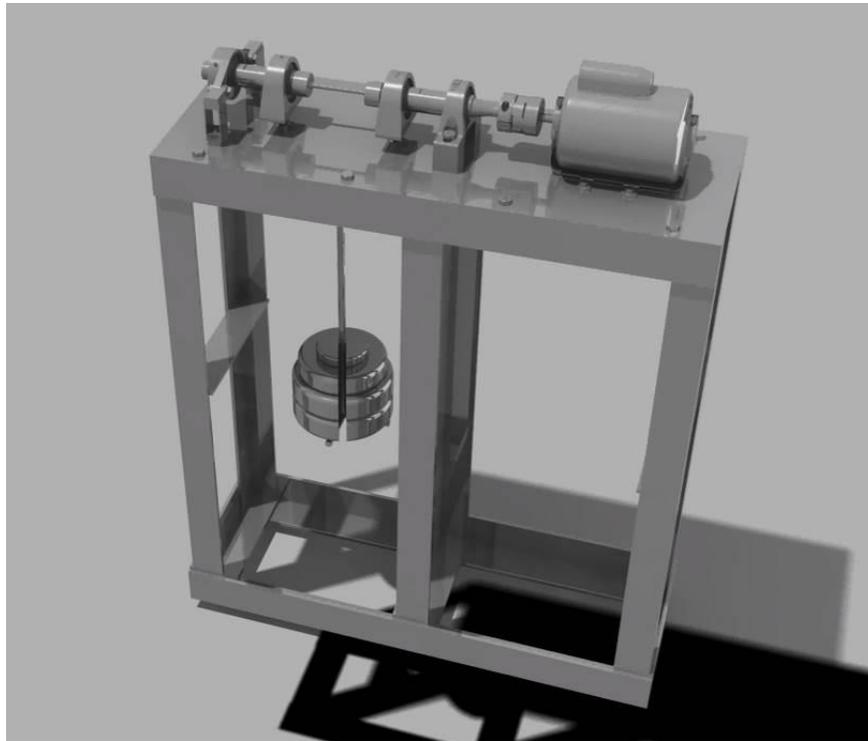
---

En base a las consideraciones anteriores, se desarrolla el proyecto cuya vista renderizada se observa a continuación (figura 13), y cuyos planos de conjunto y de componentes para fabricación se adjuntan en el ANEXO VII: PLANOS.

Las verificaciones dimensionales, selección de componentes estándar y análisis de frecuencias naturales de vibración se adjuntan en el ANEXO III: CALCULOS. En este anexo se incluyen también los cálculos de escalas y pesas para el sistema de balanza de la Alternativa 1, aunque la máquina ha sido proyectada finalmente para carga directa con pesas (Alternativa 2). La acción de las pesas es equivalente a las fuerzas transmitidas al eje por la balanza.

A continuación, en el apartado 7, como mejoras futuras posteriores a la fabricación y calibración de esta máquina básica se incluyen POSIBLES MODIFICACIONES O AGREGADOS A LA MAQUINA para evaluar la influencia de factores ambientales sobre la relación tensión-vida en ciclos de flexión rotativa.

Finalmente se incorpora al cuerpo de este informe una LISTA DE MATERIALES completa y un costeo básico.



*Figura 13: Vista renderizada de la máquina de fatiga proyectada*



## 7 - POSIBLES MODIFICACIONES O AGREGADOS A LA MÁQUINA

### 7.1 - Instrumental para ensayos de corrosión

Según la norma DIN 50113, para este tipo de ensayo debe utilizarse una solución corrosiva pulverizada, que es inyectada de forma uniforme sobre la probeta. Agua dulce o agua salada pueden utilizarse como soluciones. Una bomba de engranajes será la encargada de hacer circular el fluido que se utilice a través de un circuito hidráulico cerrado, contando el sistema con una tobera encargada de generar la pulverización de la solución. El retorno al recipiente de almacenamiento del fluido se produce por gravedad, pudiendo regular el flujo circulante de solución mediante una válvula para tal fin. Una cubierta transparente de seguridad protege a las distintas partes del sistema y evita pérdidas de solución al exterior.

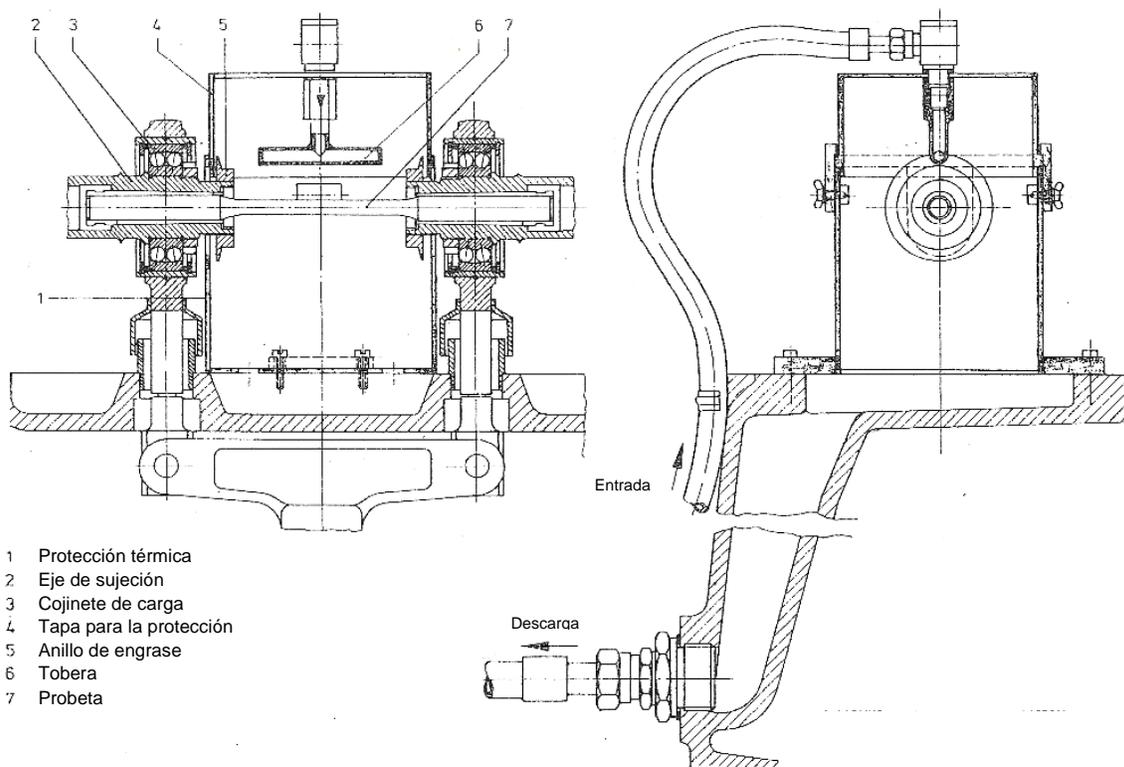


Figura 14: Esquema de accesorio original de máquina Schenck para ensayos de fatiga con corrosión (extraído de manual original de máquina Schenck PUP-N).

## 7.2 - Instrumental para ensayos a altas temperaturas

Los ensayos a altas temperaturas pueden realizarse hasta los 800°C en el caso de aceros y de 300°C en metales livianos.

El calentamiento se realiza por medio de un horno tubular bipartido de calentamiento indirecto con accionamiento eléctrico. A su vez, se agregan a la máquina de ensayos discos de protección antitérmica y un sistema de enfriamiento por inyección de líquido refrigerante pulverizado. Esto último se hace para impedir que se calienten los rodamientos por radiación y conducción, lo que generaría un mayor desgaste de los mismos, acortando su vida útil.

Asimismo, debe agregarse una termocupla cerca del bobinado de calentamiento. Esto permite un control de la intensidad de corriente de los calefactores con lo que se regula y mantiene la temperatura.

Por último, es importante mencionar que las probetas no son las mismas que en los ensayos de fatiga a temperatura ambiente. Las mismas son huecas para poder medir su temperatura con un termoelemento que gira solidariamente con ellas.

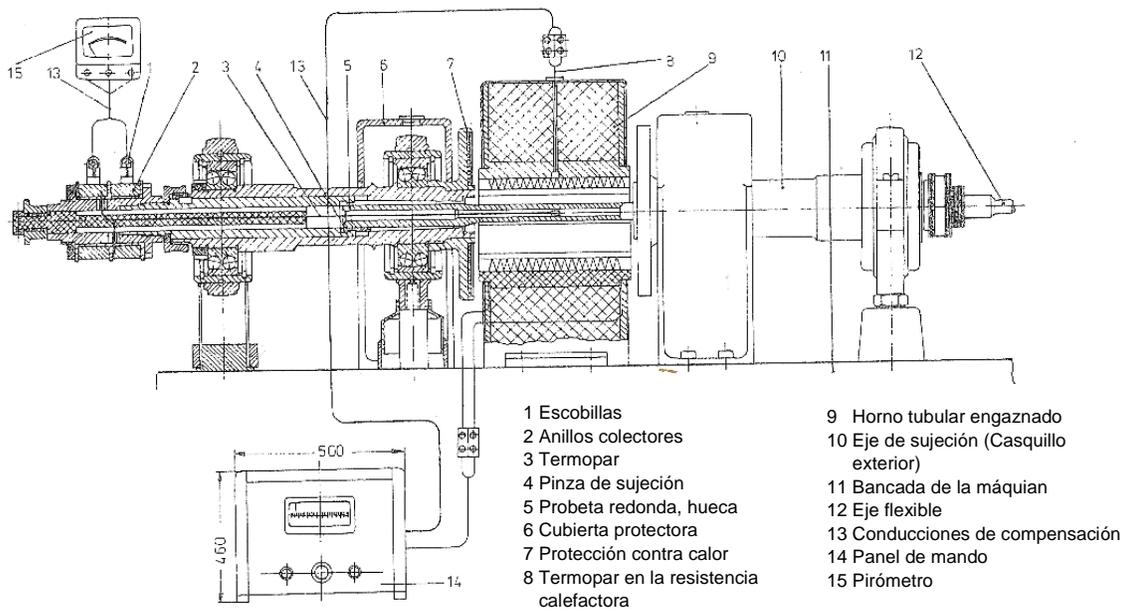


Figura 15: Horno accesorio para realización de ensayos de fatiga a temperaturas diferentes de la del ambiente (extraído de manual original de máquina Schenck PUP-N).

## LISTA DE MATERIALES

#	Nombre pieza	Descripción/Comentario	Plano	Cantidad
1	Larguero inferior	Perfil ángulo 3 x 3 x 1/4 916mm	C-002/0	2
2	Tirante inferior	Perfil ángulo 2 1/2 x 2 1/2 x 1/4 x 312mm	C-002/0	3
3	Tirante medio	Ángulo 2 1/2 x 2 1/2 x 1/4 x 300 mm	C-002/0	3
4	Columnas	Perfil ángulo 2 1/2 x 2 1/2 x 1/4 x 1000 mm	C-002/0	6
5	Larguero superior	Perfil ángulo 2 1/2 x 2 1/2 x 1/4 x 900 mm	C-001/0	2
6	Mesa	Placa 1/2 x 900mm x 300mm	C-000/0	1
7	Barra conectora	Pieza mecanizada en acero SAE1040	D-001/0	2
8	Báscula	Pieza mecanizada en acero SAE1040	D-003/0	2
9	Barra de carga	Pieza mecanizada en acero SAE1040	D-004/0	1
10	Perfil U modificado	UPN60-30	D-002/0	2
11	Pesas	Piezas fundidas	D-005/0	8
12	Motor	Czerweny 3/4 HP; 2 polos; con patas; blindado; bajo par	-	1
13	Acople	Gummi Tipo A20 Completo	-	1
14	Eje 1 "a motor"	Aleación hierro-níquel	B-001/0	1
15	Eje 2 "opuesto"	Aleación hierro-níquel	B-002/0	1
16	Boquilla/Pinza	Pinza Artemec F251 Ø12	Anexo V	2
17	Tuerca de sujeción	Tuerca Artemec Estándar M25	-	2
18	Rodamiento central	SKF SY 30 TF	Anexo V	2
19	Rodamiento externo 1	SKF FYTB 30 TR	Anexo V	1
20	Rodamiento externo 2	SKF SYFL 30 TH	Anexo V	1
21	Chapita	Chapa espesor 1,5mm	B-003/0	4
22	Sujetachapa inferior	Pieza mecanizada en SAE 1040	B-003/0	2
23	Sujetachapa superior	Pieza mecanizada en SAE 1040	B-003/0	2
24	Bulón para fijación de mesa	Bulón 10.9 MA M12x35	-	8
25	Tuerca para fijación de mesa	Tuerca clase 10 M12	-	8
26	Bulón para fijación de motor	Bulón 10.9 MA M8x40	-	4

#	Nombre pieza	Descripción/Comentario	Plano	Cantidad
27	Tuerca para fijación de motor	Tuerca clase 10 M8	-	4
28	Bulón fijación chapas y plaquitas	Bulón 8.8 MA bronce M4x12	-	16
29	Tuercas fijación chapas y plaquitas	Tuerca bce M 4 x 3.2 x 7	-	16
30	Bulón fijación soportes rodamientos	Bulón 10.9 MA M6x40	-	8
31	Tuercas fijación soportes rodamientos	Tuerca clase 10 M6	-	8
32	Bulón fijación sop. Rodamiento fijo	Bulón 10.9 MA M8x45	-	2
33	Tuerca fijación sop. Rodamiento fijo	Tuerca clase 10 M8	-	2
34	Espárrago	Bulón 10.9 MA M10x80	-	2
35	Tuercas espárrago	Tuerca clase 10 M10	-	2
36	Bulón fijación pie	Bulón 8.8 MA (bronce) M4x40	-	4
37	Tuerca fijación pie	Tuerca bce M 4 x 3.2 x 7	-	4
38	Patas	Soportes niveladores SN60	-	6
39	PLC	Schneider ZelioLogic S2RB121BD	Anexo V	1
40	Sensor inductivo	Schneider XS618B1PAL2	Anexo V	1
41	Microinterruptor	Neumann MP1-CBN	Anexo V	1
42	Botonera	Schneider XALD2114	Anexo V	1
43	Transformador	Lombard 220V-12/24V 50 VA DIN	Anexo V	1
44	Contactador	Schneider LC1K0610M7	Anexo V	1
45	Guardamotor	Schneider GV2LE10	Anexo V	1
46	Int.termomagnético	Siemens 5SX2310-7	Anexo V	1
47	Caja de PVC	Tableplast 7506R con riel DIN	Anexo V	1
48	Bornera	TEA BFNT 12 puentes 2,5 mm <sup>2</sup>	-	2
49	Cables	IMPESA 2,5 mm <sup>2</sup> PCF1250	-	40 mts

## PRESUPUESTO

### Perfiles

#### Hierros La Tacada

03/mar

HIERRO ANGULO 76.2 X 6.4 x 6m	\$ 775	3 m.	\$ 465
HIERRO ANGULO 63.5 X 4.7 x 6m	\$ 600	9 m.	\$ 1.080
REDONDO ½" x 6m	\$78	1/6 u.	\$30
CHAPA LISA NEG 12.7 X 0,9m x 0,325m	\$ 3.247	-	\$802
UPN60-30	\$612	2 m.	\$245
			Subtotal
			\$2.582
Cortes a medida: 20% más; Flete \$150 en Capital y alrededores; Pago anticipado			<b>Total</b>
			<b>\$ 3.173</b>

#### Hierros Torrent

03/mar

Angulo 3 x 1/4	\$18/kg	3 m.	\$972
Angulo 2 1/2 x 1/4	\$17/kg	9 m.	\$372
UPN60-30	\$20/kg	2 m.	\$360
Redondo ½"	\$87/6 m.	1 m.	\$35
Chapa cortada a medida	\$702	1	\$702
			Subtotal
			\$ 2.441
Cortes a medida: 20% más; Flete \$150 en Capital y alrededores; Pago anticipado			<b>Total</b>
			<b>\$ 2.954</b>

### Motor

#### Multimaks

03/dic

Motor MEC monofásico. 0,75 HP; 2 polos; blindado	\$ 1.970	1	\$ 1.970
			Subtotal
			\$ 1.970
Pago contado			<b>Total con IVA</b>
			<b>\$ 2.384</b>

#### Motores Bellucci

03/dic

Czerweny monofásico. 3/4 HP; 2 polos; bajo par	\$ 2.080	1	\$2.080
			Subtotal
			\$ 2.080
Pago: Contado			<b>Total con IVA</b>
			<b>\$ 2.080</b>

## Acoples

Angel Larreina

01/mar

Tupac M1 A Completo	\$ 240	1	\$ 240
Tipo Gummi A20 Completo	\$ 488	1	\$ 488
			Subtotal
			<b>Total con IVA</b>
Entrega inmediata. Efectivo			<b>\$ 488</b>

## Rodamientos

Rulemanes Munro

05/mar

Validez por 5 días

Unidad de rodamiento SKF SY 30 TF	\$420	2	\$840
Unidad de rodamiento SKF FYTBK 30 TF	\$390	1	\$390
Unidad de rodamiento SKF SYFL 30 TH	\$440	1	\$440
			Subtotal
			<b>Total con IVA</b>
			<b>\$ 2.020</b>

## Bulones y tuercas

Bulonera Ansaldi

27/feb

Bulón 10.9 MA M12x35	\$ 7,8	8	\$ 63,04
Bulón 10.9 MA M8x40	\$ 3,24	4	\$ 12,96
Bulón 8.8 MA bronce M4x12	\$ 1,24	16	\$ 19,84
Bulón 10.9 MA M6x40	\$ 1,77	8	\$ 14,16
Bulón 10.9 MA M8x45	\$ 3,63	2	\$ 7,26
Bulón 10.9 MA M10x80	\$ 11,83	2	\$ 23,66
Bulón 8.8 MA (bronce) M4x40	\$ 2,18	4	\$ 8,72
Tuerca clase 10 M12	\$ 5,63	8	\$ 45,04
Tuerca clase 10 M10	\$ 3,95	6	\$ 23,70
Tuerca clase 10 M8	\$ 1,71	16	\$ 27,36
Tuerca clase 10 M6	\$ 1,71	8	\$ 13,68
Tuerca clase 10 M10	\$ 11,83	2	\$ 23,66
Tuerca bce M 4 x 3.2 x 7	\$ 1,52	4	\$ 6,08
			Subtotal
			<b>Total con IVA</b>
			<b>\$ 349,88</b>

## Patas

Acplind

04/mar

Soporte nivelador SN60	\$ 92	6	\$ 552
Soporte nivelador SN80	\$ 133	6	\$ 798
Sólo efectivo. Entrega inmediata			Subtotal
			<b>Total con IVA</b>
			\$ 552
			<b>\$ 667</b>

## Eléctricos

Electropelba

27/feb

Schneider Zelio SRB121BD	\$2.201,76	1	\$2.201,76
Sensor inductivo Schneider XS618B1PAL2	\$1.621,67	1	\$1.621,67
Microinterruptor Neumann MP1-CBN	\$125,89	1	\$125,89
Botonera Schneider XALD2114	\$875,43	1	\$875,43
Transformador Lombard 220/12-24V DIN 50VA	\$430,82	1	\$430,82
Contactador Schneider LC1K06M7	\$256,29	1	\$256,29
Guardamotor Schneider GV2LE10	\$704,86	1	\$704,86
Termomagnético Siemens 5SX2310-7	\$147,76	1	\$147,76
Caja Tableplast 7506R DIN	\$211,00	1	\$211,00
Bornera TEA BFNT15 13 puentes 2,5 mm2	\$28,04	2	\$56,08
Cable IMPSA PCF1250 2,5mm2	\$3,74	40 mts	\$149,60
			<b>Total con IVA</b>
			<b>\$6781,16</b>

TOTAL		
Descripción	Proveedor	Precio
Perfiles	Hierros Torrent	\$2.954,00
Mecanizados	Artemec	Donación
Motor	Motores Bellucci	\$ 2.080,00
Acople	Ángel Larreina	\$ 488,00
Rodamientos	Rulemanes Munro	\$2.020,00
Bulones y tuercas	Bulonera Ansaldi	\$ 350,00
Patas	Acplind	\$ 667,00
Eléctricos	Electropelba	\$6.781,16
<b>TOTAL CON IVA</b>		<b>\$ 15.340,16</b>



## ANEXO I: Información general sobre fatiga

Las solicitaciones a las cuales están sometidos los elementos de máquinas que producen la mayor cantidad de fallas estructurales no son estáticas o cuasiestáticas, sino cargas que varían en el tiempo cíclicamente. Bajo este tipo de cargas, el comportamiento de los materiales varía en gran medida en comparación con los resultados obtenidos en ensayos bajo cargas estáticas.

La fractura por fatiga se produce por una acumulación irreversible de variaciones en las propiedades mecánicas del material debido a un determinado espectro de carga, es decir, frecuencia, forma y amplitud de un ciclo de carga.

Los ciclos de fatiga se caracterizan por la componente de tensión media ( $\sigma_m$ ) y la componente de tensión alternante ( $\sigma_a$ ). Los distintos valores que pueden adoptar generan los tipos de ciclos simétrico, asimétrico, intermitente y pulsatorio; como se puede ver, en ese mismo orden, a continuación en la figura 16.

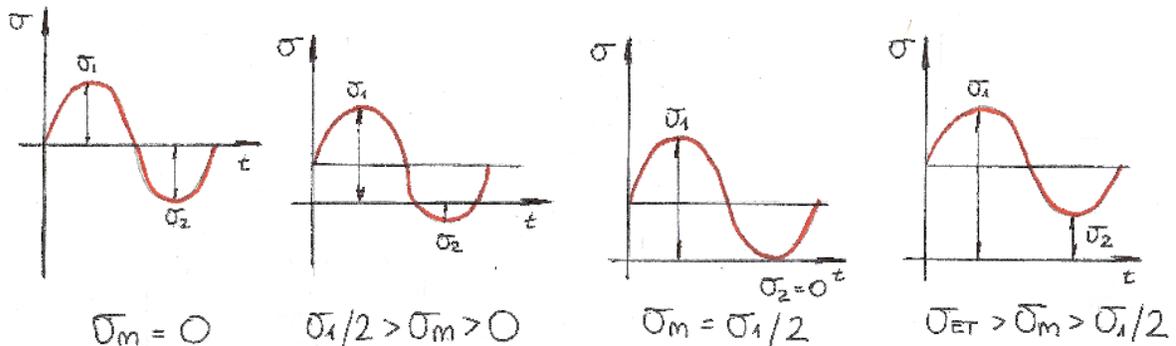


Figura 16: Tipos de ciclo de fatiga de acuerdo con distintos valores de  $\sigma_m$  y  $\sigma_a$

El ensayo más antiguo y generalizado que se desarrolló con la máquina que se proyecta en este trabajo es el de ciclos alternantes con tensiones normales de amplitud constante, para evaluar la vida a la fatiga (número de ciclos hasta la rotura para distintos valores de carga) y la resistencia o límite de fatiga (tensión correspondiente a un número de ciclos indefinido, si existe) de un material dado. En los mismos se busca modelar el ciclo de carga real mediante una función continua simple sinusoidal.

La rotura puede producirse en régimen elástico o plástico, generándose una distinción entre la fatiga a bajo número de ciclos y a alto número de ciclos. En el primer caso, se producen deformaciones plásticas en cada ciclo del ensayo, al estar en condiciones de régimen plástico. Esto se produce a niveles de tensión elevados, a menos de  $5 \times 10^4$  ciclos, variando constantemente las propiedades mecánicas del material por endurecimiento o ablandamiento del mismo. Generalmente, se produce un endurecimiento cíclico cuando el

factor de endurecimiento por deformación  $n$  es menor a 0,15 y un ablandamiento cíclico cuando  $n$  es mayor a 0,15.

En cambio, en la fatiga a alto número de ciclos se produce la rotura en régimen elástico. En este caso, la acumulación de microdeformaciones plásticas en los granos cristalinos da inicio para la propagación de grietas. Estas roturas son frágiles, ocurren a tensiones menores a las de fluencia y a un número de ciclos superior a  $5 \times 10^4$ .

## Curvas de Wöhler

August Wöhler fue un ingeniero alemán que realizó las primeras experiencias de análisis sobre los fenómenos de fatiga en hierros forjados y aceros, usándose aún al día de hoy, con algunas modificaciones, los ensayos por él ideados en el siglo XIX. El diagrama donde se representa gráficamente la correlación entre, generalmente, la tensión máxima  $\sigma_s$  y el número de ciclos  $N$  correspondiente a la fractura de la probeta, recibe el nombre curvas S-N o curvas de Wöhler. Dado que el número de ciclos de rotura puede variar entre  $5 \times 10^4$  y  $10^8$  o más, es normal utilizar una escala logarítmica para el número de ciclos (abscisas) y una aritmética para los valores de tensión, tal como se muestra en la figura 17.

1: Acero al 1,2%C templado en aceite y revenido

2: Acero al cromo níquel, templado en aceite y revenido.

3: Acero SAE1020 laminado en caliente.

4: Aleación de aluminio.

5: Cobre revenido y recocido.

6: Fundición gris.

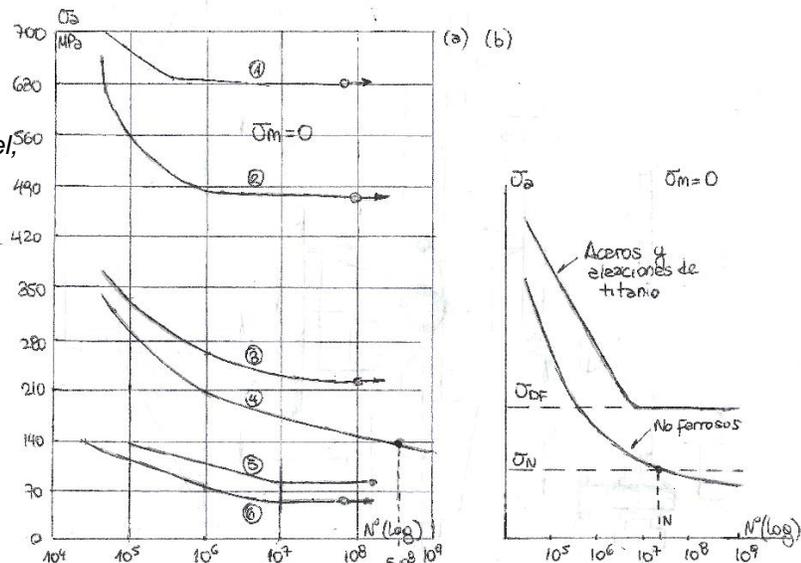


Figura 17: Curvas de Wöhler para diferentes materiales

El trazado de estas curvas para cada metal o aleación exige el empleo de entre 10 a 15 probetas iguales en ensayos con idénticas condiciones para evitar la influencia de los distintos factores que pueden modificar los resultados (los mismos factores serán mencionados más adelante). Se ha comprobado que a pesar de tratarse de los mismos materiales, existe una importante dispersión en los valores obtenidos en el ensayo.

En el análisis de las curvas S-N de distintos tipos de materiales se encuentra una importante diferencia en lo que respecta al comportamiento de los aceros y aleaciones de titanio frente a materiales no ferrosos y la mayoría de los fundidos. En los primeros, se observa una asíntota horizontal de la que se desprende que existen valores de esfuerzos para los que no se llega a la rotura a pesar de que el número de ciclos sea muy elevado. Generalmente definido como el valor para el cual la vida del material a la fatiga es superior a  $10^7$  ciclos, dicho valor recibe el nombre de *límite a la fatiga*, cumpliendo con la condición de vida indefinida.

En cambio, en el caso de los metales no ferrosos y de la mayoría de los fundidos la curva disminuye continuamente con el número de ciclos. Debido a que no se puede encontrar un valor para el cual la probeta tendrá vida indefinida a la fatiga, se fija como límite de fatiga el valor de tensión que corresponde a la falla a  $10^8$  ciclos. De cualquier manera, el número de ciclos elegido para definir el límite a la fatiga depende del material, siendo la norma DIN50100 la referida a esta cuestión.

Las normas DIN 50100 establecen los valores de N que deben tomarse para determinar el límite de fatiga según el material ensayado (siempre se definen como múltiplos de  $10^6$ ), siendo los mismos los que figuran en la tabla 5.

*Tabla 5: Límite de fatiga para distintos materiales*

<b>Material</b>	<b>Límite de fatiga</b>
<b>Acero tratado y aleaciones de titanio</b>	$10 \times 10^6$
<b>Acero templado</b>	$3 \times 10^6$
<b>Cobre y sus aleaciones</b>	$50 \times 10^6$
<b>Metales ligeros</b>	$100 \times 10^6$

## Ecuación de Marin

El ensayo de fatiga en el laboratorio se hace sobre probetas bajo condiciones definidas. La experiencia demuestra que no es posible que el límite real de resistencia a la fatiga (o el valor de las tensiones límite obtenidas) de un elemento estructural o mecánico coincida con el valor obtenido en los ensayos de laboratorio: existen diversos factores que modifican los valores obtenidos por ensayo simple (como se ve en la figura 18), los cuales se mencionan en el apartado siguiente.

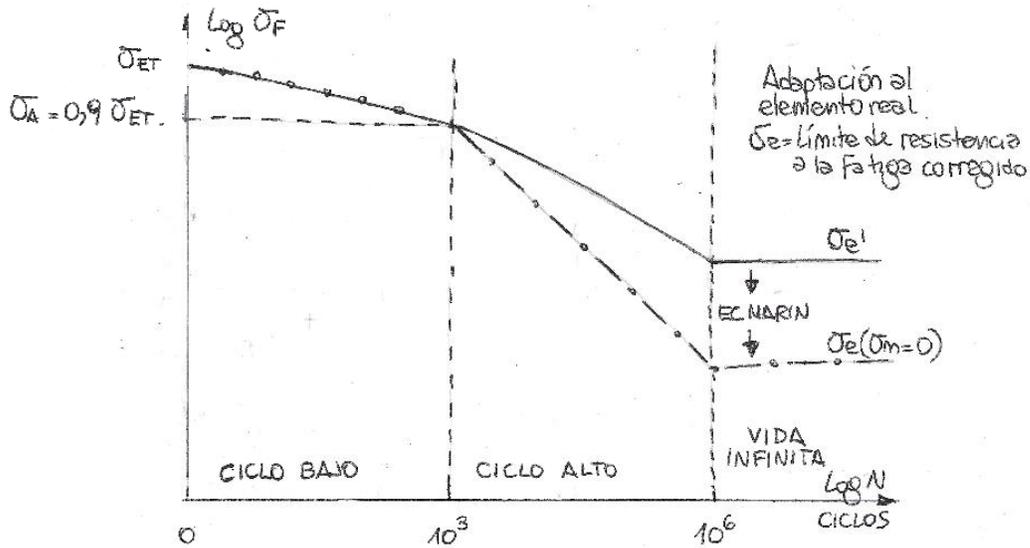


Figura 18: Variación del límite de fatiga de un material debido a los diferentes factores de Marin

Marin identificó factores que cuantifican el efecto de alguno de los factores, realizando la cuantificación de los mismos mediante el análisis estadístico del acero SAE4340, dando lugar a la siguiente ecuación:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_s S'_e$$

Dónde:

$S_e$  = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$K_a$  = factor de modificación de la condición superficial

$K_b$  = factor de modificación del tamaño

$K_c$  = factor de modificación de la carga

$K_d$  = factor de modificación de la temperatura

$K_e$  = factor de modificación de confiabilidad

$K_f$  = factor de modificación de modificación por efectos varios (por ej. Corrosión, esfuerzos residuales, etc.)

$S_e$  = límite de resistencia a la fatiga en ensayo por flexión rotativa

En caso de no disponer de ensayos de resistencia a la fatiga de partes en las condiciones no estándar, particulares del uso del elemento mecánico en análisis, las estimaciones se realizan aplicando los diferentes factores de Marin al límite de resistencia a la fatiga estándar. Estos factores son determinados de forma experimental y cuantifican la magnitud de influencia de las diferentes condiciones físicas permitiendo estimar el valor real de tensión límite esperable en una pieza.

## Factores influyentes en el límite de fatiga

### *Estado de la superficie*

Las grietas que dan origen a la rotura se inician en la superficie de la probeta, por lo que la terminación superficial de la misma resulta de gran influencia en los resultados obtenidos. Las crestas o valles que se generan en los procesos de mecanizado forman microgrietas al someterse a tensiones repetidas, siendo éstas puntos de concentración de tensiones.

A bajo número de ciclos el estado de la superficie no tiene tanta influencia, pero sí es fundamental corregir el límite de fatiga del material ensayado con la relación siguiente:

$$K_a = \frac{\sigma'}{\sigma}$$

Siendo:  $\sigma$  = resistencia a la fatiga de una pieza pulida axialmente

$\sigma'$  = resistencia a la fatiga de una pieza con un acabado determinado

$k_a$  = factor de corrección por condición superficial (surge de la figura 19)

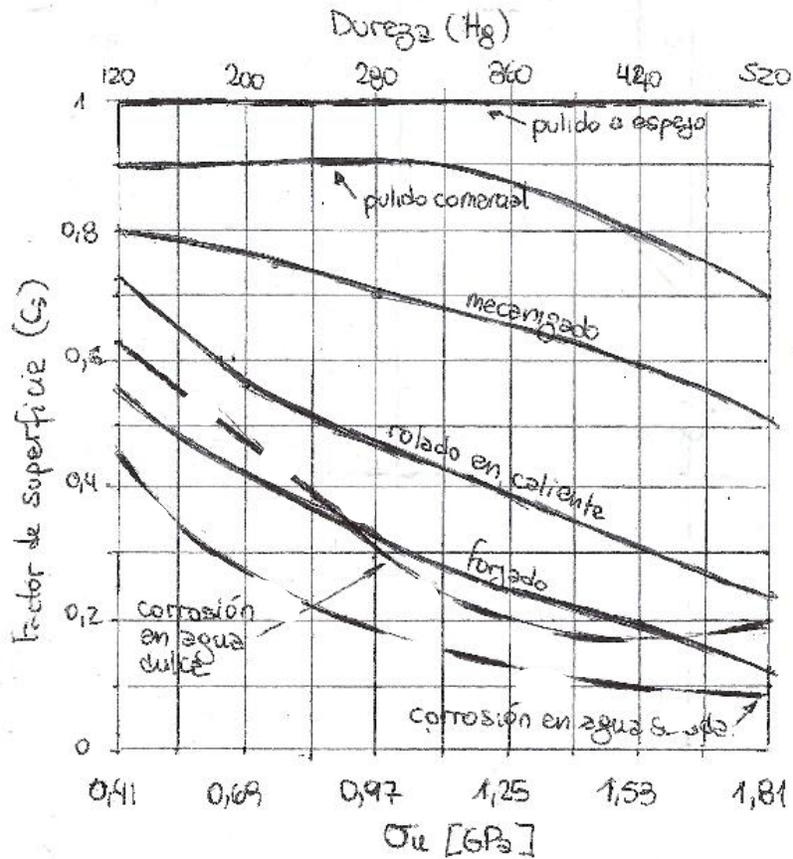


Figura 19: Factor de corrección para cálculo de resistencia a la fatiga según estado de superficie

### Tamaño

Cuanto mayor es el diámetro de la pieza, menor es la capacidad de soportar cargas, es decir, menor es su resistencia a la fatiga. Esto se debe a que hay una mayor probabilidad de que existan concentradores de tensiones que inicien fisuras del material.

Si se desea conocer la resistencia de piezas con diámetro mayor a 10mm se debe utilizar la siguiente relación:

$$K_b = \frac{\sigma'}{\sigma}$$

siendo:  $\sigma$  = resistencia a la fatiga de una pieza de diámetro menor o igual a 10mm

$\sigma'$  = resistencia a la fatiga de una pieza con diámetro mayor a 10mm

$K_b$  = factor de corrección por tamaño, que permanece igual a 1 hasta  $d > 10\text{mm}$

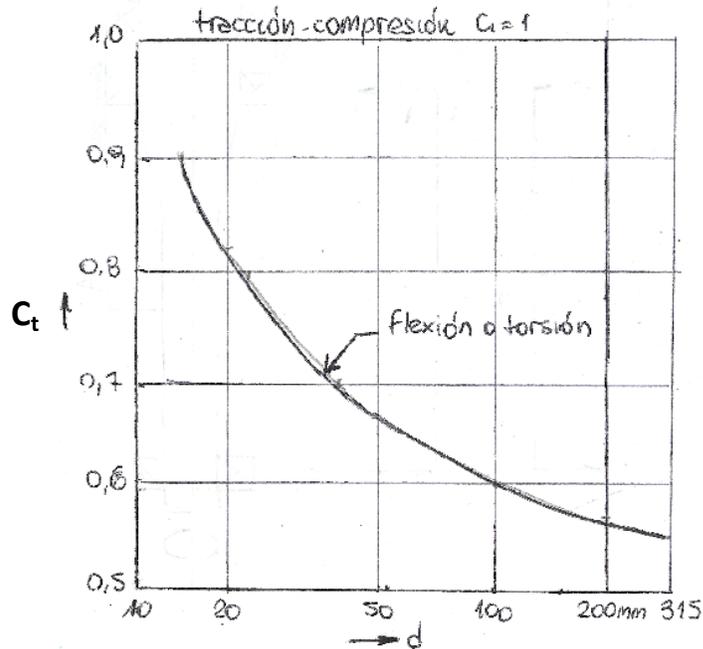


Figura 20: Coeficiente de corrección para cálculo de resistencia a la fatiga para piezas con un diámetro mayor a 10 mm.

### Método de ensayo

Otro factor a tener en cuenta es el tipo de ensayo de fatiga que se elija. Los resultados varían dependiendo si el ensayo es de flexión plana, flexión rotativa, tracción-compresión, torsión o una combinación de los mismos. Por esta razón, se puede usar la relación y tabla incluidas a continuación:

$$K_c = \frac{\sigma'}{\sigma}$$

siendo:  $\sigma$  = resistencia a la fatiga a la flexión

$\sigma'$  = resistencia a la fatiga a otro tipo de carga

$K_c$  = factor de corrección por tipo de carga

Tabla 6: Coeficiente de corrección para resistencia a la fatiga según tipo de carga aplicada

Tipo de carga	$k_c$
Flexión	1,00
Axial	0,85
Torsión	1,00

### Temperatura

Generalmente, se puede decir que la resistencia a la fatiga disminuye con el aumento de temperatura, como se observa en la figura 21. A altas temperaturas se forman grietas en los bordes de grano al movilizarse las dislocaciones, generando una rotura intergranular en lugar de una rotura intragranular como ocurre a temperatura ambiente (20°C). De cualquier manera, se pueden encontrar casos en los que el límite de fatiga puede mantenerse constante o incluso aumentar con el aumento de temperatura (por ejemplo, para algunos aceros, el límite a la fatiga más alto se alcanza a los 300°C aproximadamente). Por el contrario, a bajas temperaturas la resistencia es mayor que a temperatura ambiente.

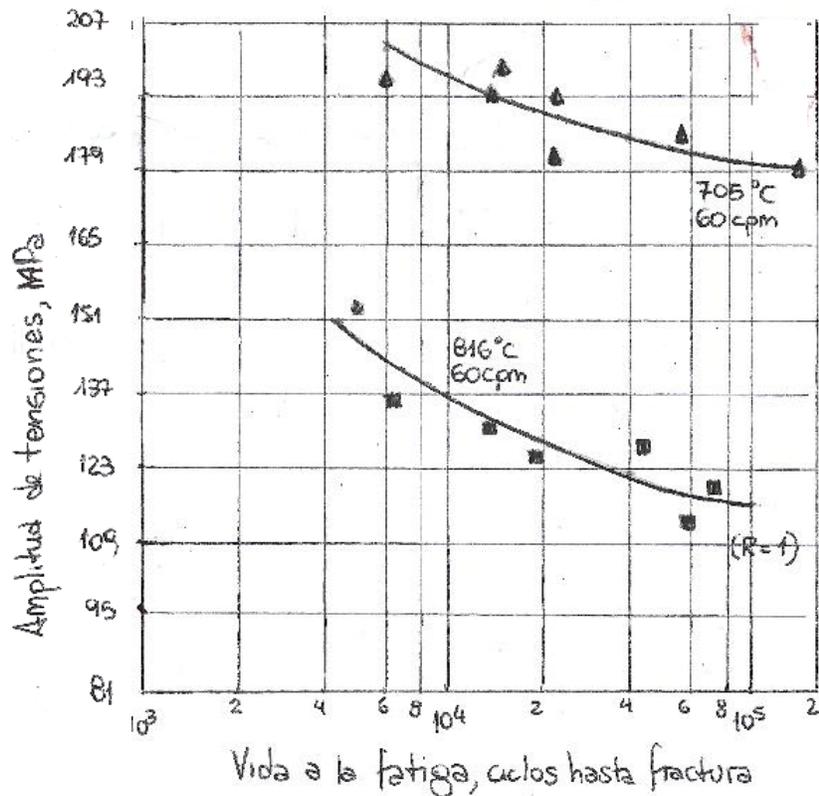


Figura 21: Efecto de la temperatura sobre resistencia a la fatiga para un material.

Los límites de máxima resistencia a la fatiga dependen estrechamente del tipo de metal o aleación y de los tratamientos aplicados a ellos. Para el caso particular de los aceros, con las altas temperaturas se produce un recocido y una oxidación del material, lo que dificulta la determinación de un número de ciclos para el límite de fatiga.

Considerando los importantes efectos que tiene la temperatura sobre los ensayos de fatiga, es necesario precisar entre las condiciones de ensayo las temperaturas mínimas y máximas a las cuales se realiza la experiencia, si bien los defectos de la temperatura se desprecian cuando los ensayos se realizan a temperatura ambiente.

Para obtener la resistencia a la fatiga para una temperatura distinta a 20°C, se puede despejar el valor correspondiente de la siguiente expresión:

$$K_d = \frac{\sigma'}{\sigma}$$

Dónde:  $\sigma$  = resistencia a la fatiga a 20°C

$\sigma'$  = resistencia a la fatiga a una temperatura determinada

$K_d$  = factor de corrección por temperatura (surge de la tabla 7).

Tabla 7: Factores de corrección por temperatura para cálculo de resistencia a la fatiga

T (°C)	$k_d$
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,840
500	0,766
550	0,670
600	0,546

## Confiabilidad

Los mayoría de los datos de resistencia a la fatiga suelen obtenerse experimentalmente y reportarse como valores medios, lo que significa que la confiabilidad de estos datos es del 50% lo que significa que para un determinado material, la mitad de las piezas tendrán un límite de fatiga igual o mayor al límite medio mientras que la mitad restante tendrá un valor inferior a él. Al diseñar, se busca obtener la mayor confiabilidad posible de manera tal que haya una mayor probabilidad de que el valor del límite a la fatiga real para una pieza dada siempre sea mayor al límite de fatiga medio.

Es por eso, que utilizando ecuaciones correspondientes a la distribución de Gauss y luego de un trabajo estadístico realizado por Haugen y Wirching, se concluyó que la desviación estándar de la resistencia a la fatiga es del 8% dando lugar a la siguiente ecuación para calcular el factor de corrección por confiabilidad:

$$K_e = 1 - 0.08 Z_a$$

Donde  $Z_a$  se puede obtener de la tabla 8:

Tabla 8: Coeficiente de factor de corrección por confiabilidad

Confiabilidad, %	Variable de transformación, $z_e$	Factor de confiabilidad, $k_e$
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

## Corrosión

Si durante el ensayo de fatiga se ataca a la probeta con un agente corrosivo, tal como agua dulce o salada, la resistencia a la fatiga obtenida será mucho menor que bajo condiciones normales (tabla 9).

Tabla 9: Resistencia a la fatiga para distintos materiales en función del agente corrosivo

Metal o aleación	$\sigma_{ET}$ (kgf/mm <sup>2</sup> )	Resist. a la fatiga (kgf/mm <sup>2</sup> )		
		al aire	agua dulce	agua salada
Acero al carbono	36,0	17,9	11,9	3,5
Acero inoxidable	82,0	37,0	25,5	18,9
Cobre ETP	22,0	7,0	7,0	-
Latón	50,0	12,0	8,4	8,4
Bronce	33,7	14,0	14,0	14,0
Aluminio puro	9,0	4,2	3,0	2,0
Duraluminio	49,0	12,5	5,5	5,0

No se sabe con seguridad cuál es la razón de este fenómeno, pero se cree que las repetidas tensiones sobre la probeta destruyen la película protectora que se forma en la superficie por reacción entre el material metálico y el agente corrosivo, haciendo más fácil el avance de los puntos de corrosión. Estos puntos generan efectos similares a los producidos por una entalla, actuando como concentradores de tensión y debilitando la probeta hasta su rotura. Incluso en los ensayos al aire se obtienen resistencias menores que en vacío, debido a que en el originarse la fisura, el oxígeno del ambiente puede actuar directamente sobre ella generando el fenómeno corrosivo.

En el caso de realizarse ensayos en condiciones corrosivas, las curvas de Wöhler obtenidas no son asintóticas, ni siquiera para probetas de acero. También debe tenerse muy en cuenta la frecuencia a la que se realiza el ensayo, recordando que la corrosión depende del tiempo, y de esta forma, los resultados son distintos dependiendo de la frecuencia seleccionada.

### *Trabajo previo*

Si antes de realizar el ensayo de fatiga de una material cuya vida a la fatiga es conocida, se somete al mismo a esfuerzos y un número de ciclos menores a los de los límites de sollicitación y duración, la probeta experimenta un endurecimiento que neutraliza los puntos de concentración de tensiones. Si las cargas son aplicadas en varias etapas, de forma tal que estas neutralizaciones se den de forma sucesiva permitiendo incrementar los esfuerzos sin la aparición de grietas iniciales hasta alcanzar el incremento del límite de fatiga, el trabajo previo se vuelve más efectivo.

En cambio si la probeta es sobrecargada con tensiones mayores que la de su límite de fatiga en la previa del ensayo, habrá una disminución de dicha resistencia respecto al material sin trabajar. Esto se debe a la formación de fisuras submicroscópicas debido a la

sobrecarga, que facilitan la formación de grietas de rotura en ensayos posteriores. Experimentalmente, se ha comprobado que este fenómeno puede suceder tanto con sobrecargas de tensión como del número de ciclos a la que es sometida la probeta preliminarmente.

## Diagrama de Smith

A partir de la realización de ensayos de fatiga en los que la tensión media no es igual a cero, se ha demostrado que no sólo la amplitud del ciclo de tensiones (es decir, la carga alternante aplicada) determina el límite a la fatiga de un material, sino que también es de importancia la tensión máxima alcanzada en el ciclo, en la que la carga media se suma a la alternante. Es la suma de estas dos componentes la que actúa sobre los mecanismos de inicio y propagación de la fisura por fatiga. Es así que la vida a la fatiga para una amplitud de tensión determinada, disminuye si aumenta la tensión media, como se ve en la figura 22; mientras que para una tensión máxima dada, el número de ciclos hasta llegar a la rotura aumenta conforme disminuye la amplitud de las tensiones aplicadas hasta un valor en el que el material no se rompe (*amplitud límite*).

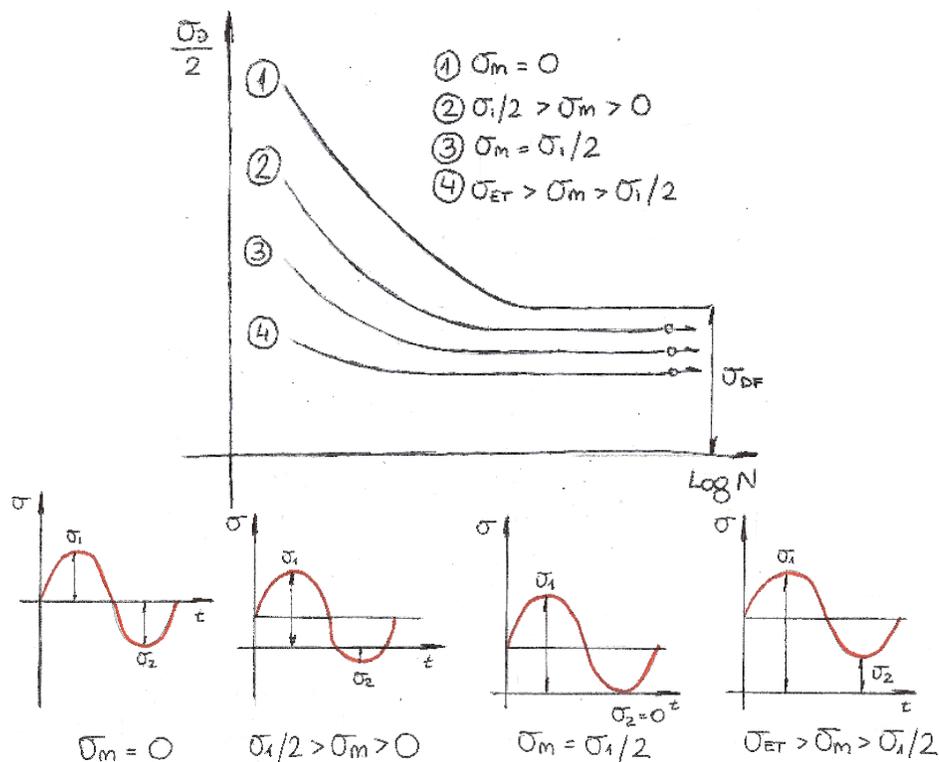


Figura 22: Curvas de Wöhler para cada tipo de ciclo de carga de los ensayos de fatiga: 1) simétrico 2) asimétrico 3) intermitente 4) pulsatorio



Si se lo compara con las curvas de Wöhler, se puede decir que mientras que estas muestran la evolución del campo de tensiones alternantes puras experimentado por la probeta durante el ciclado hasta llegar a la rotura (o la condición de vida indefinida si correspondiese), el diagrama de Smith muestra las posibles combinaciones de cargas estáticas y dinámicas que pueden ser aplicadas a un material para alcanzar vida indefinida a la fatiga: si la combinación de cargas elegida es representada por un punto que queda dentro del área determinada por las curvas de la figura 23 antes mostrada, el material no experimentará una fractura antes de llegar al límite de vida a la fatiga fijado para el material en cuestión (por ejemplo,  $10^7$  ciclos si se trata de un material ferroso).

## Inicio y propagación de grieta

La fatiga es un proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado producido por tensiones o deformaciones fluctuantes en puntos determinados del material, que consta de tres etapas: una etapa de iniciación de la grieta o fisura (nucleación), la propagación de esa fisura y, finalmente la rotura. Estas tres etapas pueden apreciarse en la superficie de la sección del material que sufrió la fractura.

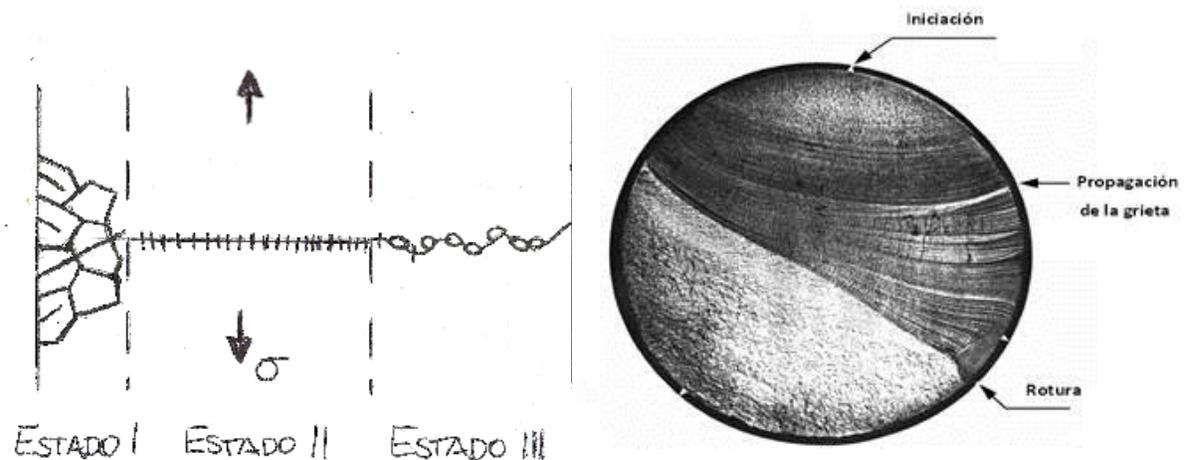


Figura 24: (izq.) Esquema con los estados de generación de una grieta. (der.) Esos mismos estados se pueden detectar observando muestras de piezas con roturas por fatiga.

La nucleación de fisuras por fatiga está relacionada con la acumulación de deformación plástica en la superficie del material, lo que origina el desplazamiento relativo entre dos planos atómicos. El desplazamiento se acentúa cuanto mayor es la tensión de corte, mientras que la dirección del mismo es determinada por la dirección en la que se generan las tensiones de corte máximas. Las grietas pueden iniciarse en defectos o inclusiones en el material, o sea, en puntos de concentración de tensiones, en lugares no homogéneos y en lugares donde la geometría de la pieza varía de forma abrupta. La superficie del

material (por la acumulación de deformación plástica) así como el borde del grano funcionan como lugares de nucleación de grietas ante la aplicación de cargas cíclicas.

En el caso de los materiales dúctiles, la nucleación de las fisuras ocurre por la formación de planos de deslizamiento provenientes de la deformación plástica de la partícula más desfavorablemente orientada. Dichos planos aparecen en los primeros ciclos de carga y en tanto se mantiene la sollicitud al material, se van originando nuevos planos de deslizamiento para permitir la deformación plástica del material. De esta forma, el conjunto de planos de deslizamiento forman bandas de deslizamiento, cuya densidad de planos va gradualmente aumentando.

Los deslizamientos cíclicos que generan estas bandas, ocasionan extrusiones (crestas) e intrusiones (valles) en la superficie de la pieza. Estas intrusiones, que no son más que pequeñas rajaduras superficiales, originan puntos entrantes donde se concentran tensiones, desembocando en la formación de minúsculas grietas que se propagan de forma paralela a los planos atómicos de deslizamiento que coinciden con un plano de máxima tensión de corte.

Esas pequeñas grietas continúan creciendo hasta alcanzar un tamaño crítico, momento en el cual comienzan a propagarse de forma perpendicular a las tensiones de tracción que actúan sobre el material. Es así como pueden definirse dos estados distintos de propagación de fisuras, siendo importantes las tensiones de corte para el primero de ellos, y las tensiones de tracción las encargadas de controlar el crecimiento de la grieta en el segundo estado. El tamaño crítico en el que se pasa de un estado de propagación a otro, depende principalmente del nivel de sollicitud del material. En un material altamente sollicitado, la micro-grieta pasará al segundo estado con un tamaño menor que si la misma fuese menor. El plano perpendicular a las tensiones es el que requiere menor energía para el desarrollo de la grieta una vez superado el tamaño crítico.

La tercera etapa es el desarrollo expansivo de la grieta que avanza aproximadamente a la velocidad del sonido en el material de la pieza.



## ANEXO II: MÁQUINAS DE FATIGA

---

Las máquinas para ensayos de fatiga de propósitos generales pueden clasificarse de acuerdo a las tensiones producidas sobre las probetas. A continuación se mencionan algunas de ellas.

### *Máquina de ciclos de tensiones por flexión plana*

En este tipo de máquina, la probeta no experimenta un momento flector sino que es sometida a una carga axial pura, ya sea de tracción o compresión. La probeta es sujeta de sus dos extremos y se la somete a una carga axial alternativa (push-pull), obteniendo en un punto cualquiera de la probeta la misma reversión del estado de tensiones que se obtenía con la máquina anterior. Hoy en día, este tipo de ensayo suele realizarse en máquinas universales, que mediante un sistema hidráulico servocontrolado no sólo permite realizar los ensayos de fatiga estándar sino que permite hacer ensayos dinámicos de fatiga y de creep entre otros mediante la aplicación de la sollicitación a través de una celda de carga con un equipo informático asociado que permite medir las diferentes variables y entregar los resultados.

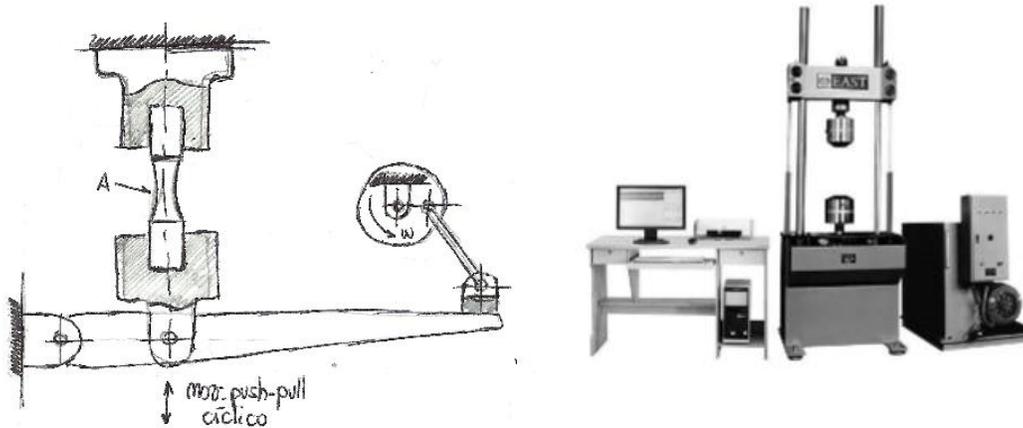


Figura 25: (izq.) Esquema de máquina de ciclos de tensiones por flexión plana. (der.) Sistema servocontrolado para realizar ensayos de fatiga.

### *Máquina de ciclos de tensiones por flexión rotativa*

Estas máquinas constan de un motor eléctrico que gira a un número de revoluciones por minuto constante mientras una carga estacionaria y constante es aplicada sobre la probeta, de forma tal que aparezca como consecuencia de ello, un momento flector constante también sobre la probeta. Este momento flector aplicado a una probeta que se encuentra rotando, provoca que las tensiones en un punto cualquiera de la superficie de la probeta vayan de cero al máximo de tracción, de vuelta a cero y luego hacia el mínimo de compresión, revirtiendo totalmente el estado tensional de un punto a lo largo de un ciclo. A su vez, dentro de este tipo de máquinas se puede hacer una distinción más de acuerdo a la forma de aplicación de la carga.

### *Máquina de Wöhler (Flexión rotativa en voladizo)*

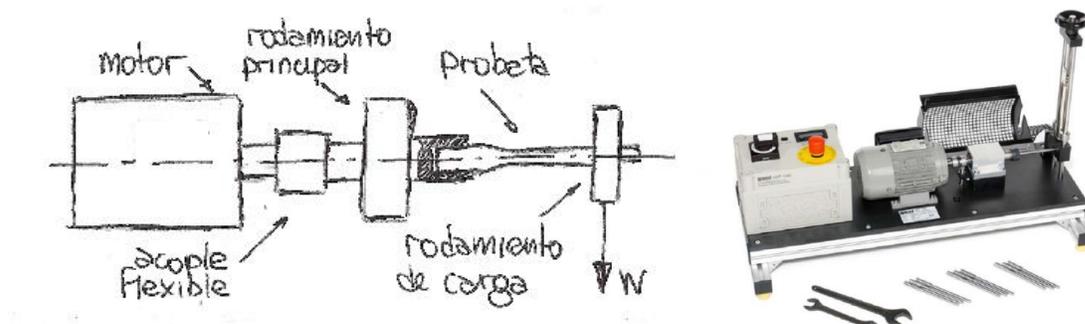


Figura 26: (izq.) Esquema elemental máquina de Wöhler. (der) Máquina de Wöhler de fines académicos

En las máquinas de flexión rotativa tipo viga en voladizo, la carga es aplicada en un solo punto, generalmente un extremo, de la probeta, mientras que del otro extremo se sostiene la misma y se la hace revolucionar. El momento flector al que es sometida la probeta en este caso, no permanece constante a lo largo de la misma, sino que aumenta axialmente a medida que aumenta la distancia respecto al punto donde se aplica la carga.

Esta flexión no es pura, debido a que existe un esfuerzo de corte constante que afecta a la probeta en toda su longitud. Además, hace aparición una concentración de tensiones debido al cambio de diámetro entre la zona de amarre de la probeta y la zona de ensayo. Justamente en esa sección donde cambia el diámetro es donde ocurrirá la fractura de la probeta, por ser el lugar donde el momento flector alcanza su valor máximo al tiempo que la concentración de tensiones hacen de esa zona un lugar más proclive al surgimiento de fallas.

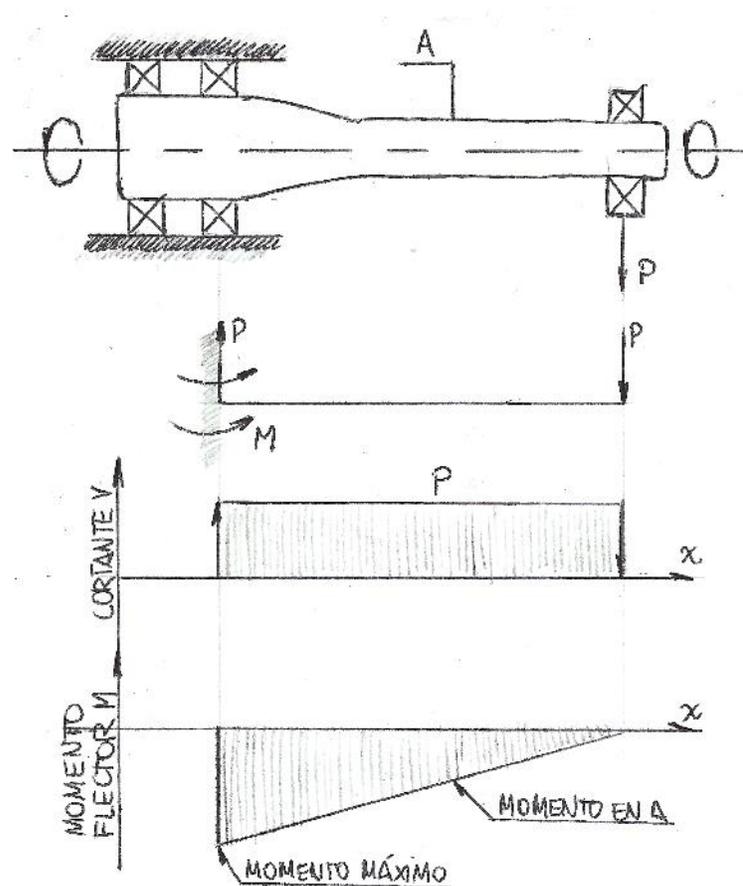


Figura 27: Diagramas característicos en la probeta para un ensayo con máquina de Wöhler

## Máquina de Moore (Schenck)

Con el fin de evitar los inconvenientes que surgen en la máquina anterior a la hora de realizar el ensayo, la máquina de Moore presenta una mejora sobre la misma al aplicarse la carga en dos puntos de la probeta mientras se la sostiene de ambos extremos. De esta manera, actúan un esfuerzo de corte nulo y un momento flector constante a lo largo de la sección a ensayar de la probeta (flexión pura).

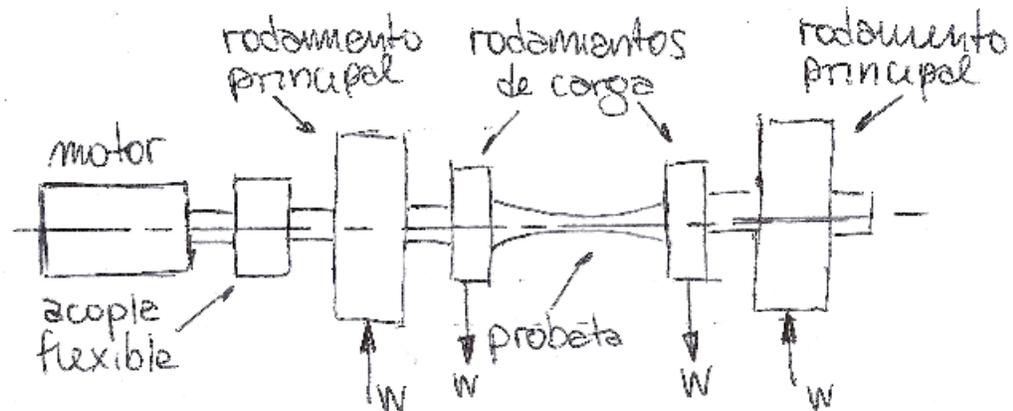


Figura 28: Esquema elemental máquina de Moore

La probeta es sujeta por medio de pinzas o mordazas desde sus extremos, quedando el área a ensayar de la misma comprendida entre los dos rodamientos internos, sobre los cuales se aplica la sollicitación mecánica a la probeta. Dos rodamientos externos son los encargados de sostener el conjunto, mientras que un motor le proporciona el movimiento de revolución al conjunto eje-probeta.

Si bien la máquina de Moore puede adoptar distintas configuraciones, se describe brevemente la máquina fabricada por Schenck, que es la que se toma como referencia en el presente proyecto. Los dos rodamientos internos están sujetos por medio de barras conectoras a una barra guía que funcionará como palanca en el sistema de balanza con el que se aplica la carga. Mediante la colocación de pesas fijas en los extremos de dicha barra y permitiendo el desplazamiento de una pesa

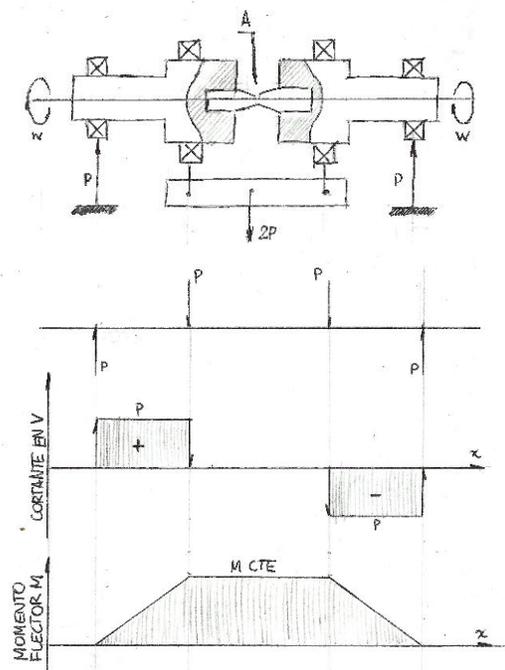


Figura 29: Diagrama característico para máquina de Moore

móvil a lo largo de la misma, se tiene una forma de regular o setear la carga aplicada a través de la posición de esta última pesa, debido a que se le confiere a todo el conjunto la posibilidad de rotar respecto de un punto de pivote. Este punto de pivote, lo proporciona un buje cuyo soporte forma parte de la estructura de fundición de la máquina, encargada de dotar a la máquina de la rigidez y la robustez necesaria para evitar vibraciones producto del funcionamiento de la misma.

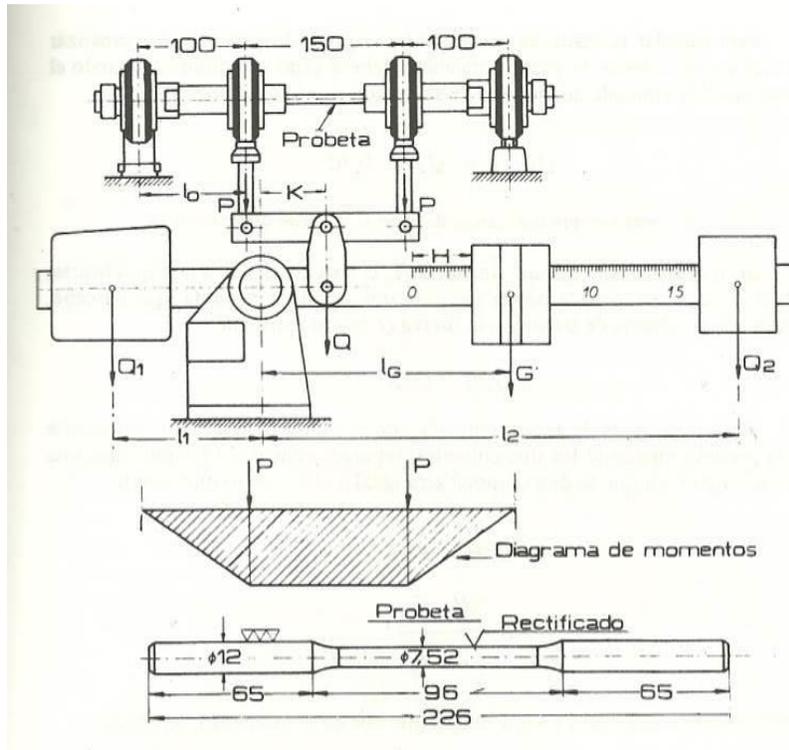


Figura 30: Esquema con las dimensiones fundamentales de máquina de Schenck (extraído de Laboratorio de Ensayos Industriales, González Arias, Litenia, 1995)

Sin embargo, este tipo de ensayo tiene una particularidad ya que a medida que la probeta gira solidaria al motor, en el sector entre los dos rodamientos internos, las tensiones sobre las fibras a cierta distancia del eje neutro cambian de signo (en forma sinusoidal). La amplitud máxima de las tensiones se presenta en las fibras más alejadas del eje neutro, es decir, en la superficie de la probeta. Es allí donde comenzarán las fisuras que llevarán a la rotura del material.

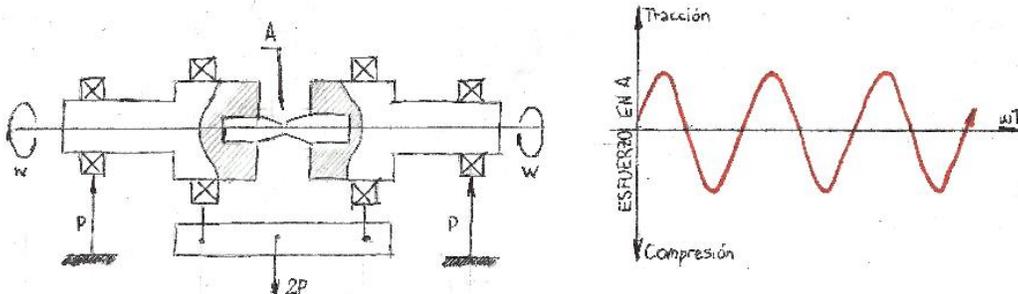


Figura 31: Diagrama de tensión en punto A de la probeta para máquina de Schenck



## ANEXO III: CÁLCULOS

---

*Número de vueltas [rpm]:* 2800

*Rangos de tensión [MPa]:*

	Sin pesas adicionales	Con pesa adicional 1	Con pesa adicional 2
Acero	0 - 300	300 - 600	600 - 900
Metales livianos	0 - 150	150 - 300	300 - 450

*Diámetro de probetas [mm]:*

	En zona de ensayo	En zona de sujeción
Acero	7,47	12
Metales livianos	9,41	12

*Largo total de probetas [mm]:* 226

*Largo efectivo de probetas [mm]:* 96

**Nota:** Ver figura 4 en apartado Normas - Dimensiones de probeta de acero

### A) Cálculo de escala y pesas para el sistema de palanca:

<b>Datos</b>	
$l_o$ [mm]	100
$k_2$ [mm]	195
$k$ [mm]	60
$h$ [mm]	55
$k_1$ [mm]	790
$G_L$ [kg]	2,5
B	1/2.a

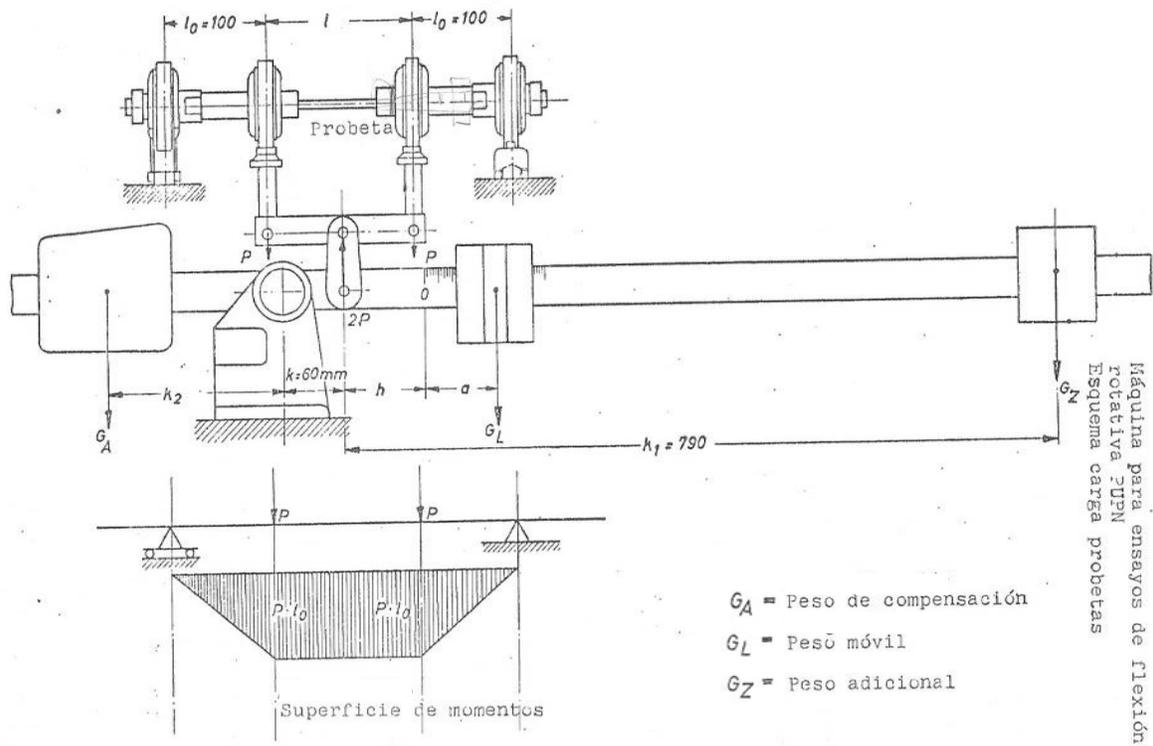


Figura 32: Sistema de palanca y aplicación de la carga en máquina de Schenck (extraído de manual original de máquina Schenck PUP-N).

Sin pesas adicionales se tiene:

$$-2 \cdot P \cdot k + G_L \cdot (a + h + k) + G_{\bar{u}} \cdot a_{\bar{u}} - G_A \cdot k_2 = 0 \quad (1)$$

En el equilibrio ( $a=0$  y  $P=0$ ):

$$G_L \cdot (h + k) + G_{\bar{u}} \cdot a_{\bar{u}} = G_A \cdot k_2 \quad (2)$$

Reemplazando (2) en (1):

$$\begin{aligned} -2 \cdot P \cdot k + G_L \cdot a &= 0 \\ P &= \frac{G_L \cdot a}{2 \cdot k} \end{aligned}$$

De esta forma, el momento de flexión pura sobre la probeta es:

$$M = P \cdot l_o = \frac{G_L \cdot a \cdot l_o}{2 \cdot k} = \frac{G_L \cdot b \cdot l_o}{k}$$

Por último, la tensión debida al momento es:

$$\sigma = \frac{M}{S_z} = \frac{\frac{G_L \cdot b \cdot l_o}{k}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{32 \cdot G_L \cdot b \cdot l_o}{\pi \cdot d^3 \cdot k}$$

Por lo tanto, reemplazando valores en cada caso, se obtienen las siguientes relaciones de escala:

<b>Acero</b>	$\sigma \text{ [MPa]} = 0,5 \cdot b \text{ [mm]}$
<b>Metales livianos</b>	$\sigma \text{ [MPa]} = 0,5 \cdot b \text{ [mm]}$

Para lograr los rangos de tensión deseados, se ve entonces que  $b$  variará entre 0 y 300 mm y  $a$  entre 0 y 600 mm.

### **Cálculo de pesas adicionales:**

$$-2 \cdot P \cdot k + G_L \cdot (a + h + k) + G_{\ddot{u}} \cdot a_{\ddot{u}} + G_z \cdot k_1 - G_A \cdot k_2 = 0 \quad (3)$$

En el equilibrio ( $a = 0$  y  $P = 0$ ):

$$G_L \cdot (h + k) + G_{\ddot{u}} \cdot a_{\ddot{u}} = G_A \cdot k_2 \quad (4)$$

Reemplazando (4) en (3):

$$-2 \cdot P \cdot k + G_L \cdot a + G_z \cdot k_1 = 0$$

$$P = \frac{G_L \cdot a + G_z \cdot k_1}{2 \cdot k}$$

De esta forma, el momento de flexión pura sobre la probeta es:

$$M = P \cdot l_o = \frac{(G_L \cdot a + G_z \cdot k_1) \cdot l_o}{2 \cdot k} = \left( \frac{G_L \cdot b}{k} + \frac{G_z \cdot k_1}{2 \cdot k} \right) \cdot l_o$$

La tensión debida al momento es:

$$\sigma = \frac{M}{S_z} = \left( \frac{G_L \cdot b}{k} + \frac{G_z \cdot k_1}{2 \cdot k} \right) \cdot \frac{32 \cdot l_o}{\pi \cdot d^3}$$

Entonces, la tensión adicional que brinda la pesa es:

$$\sigma_{ad} = \frac{32 \cdot G_z \cdot k_1 \cdot l_o}{2 \cdot k \cdot \pi \cdot d^3}$$

Sabiendo que se quiere que cada pesa brinde 300 MPa (acero) o 150 MPa (metales livianos) adicionales para ampliar la escala, se obtienen los pesos requeridos de las mismas:

	Pesa adicional 1	Pesa adicional 2
$G_z$ [kg]	1,9	3,8

### ***Cálculo del contrapeso:***

Reemplazando el valor de los datos en la ecuación (2), se debe cumplir:

$$2,5\text{kg} \cdot (55\text{mm} + 60\text{mm}) + G_{\ddot{u}} \cdot a_{\ddot{u}} = G_A \cdot 195\text{mm}$$

$$287,5\text{kg} \cdot \text{mm} + G_{\ddot{u}} \cdot a_{\ddot{u}} = G_A \cdot 195\text{mm}$$

### **B) Cálculo de las pesas para aplicación directa:**

En la siguiente tabla, se muestra la graduación elegida de pesos y tensiones que podrán aplicarse para los ensayos de fatiga:

*Tabla 10: Correspondencia entre pesas colocadas y tensión aplicada de ensayo.*

2P=Q [kg]	$\sigma$ [MPa]
5	60
10	120
15	180
20	240
25	300
30	360
35	420
40	480
45	540
50	600
55	660
60	720
65	780
70	840
75	900

Asimismo, debe tenerse en cuenta que el peso del sistema completo del portacarga sin pesas es:

$$P_o = 4kg$$

Se realizarán por fundición las siguientes pesas para que puedan obtenerse los pesos de la tabla 5 utilizando una combinación de las mismas:

**Tabla 6: Cantidad y peso de las pesas fundidas**

Peso [kg]	Cantidad
1	1
6	1
10	7

Por ejemplo, en la figura xx se puede observar una carga de dos pesas de 10kg y una de 6kg. Por lo tanto, la carga total es de:

$$P_T = P_o + P_{pesas} = 4kg + 2 \times 10kg + 6kg$$

$$P_T = 30kg$$

Buscando este valor en la tabla, podemos obtener el valor de la tensión aplicada:

$$\sigma = 360MPa$$

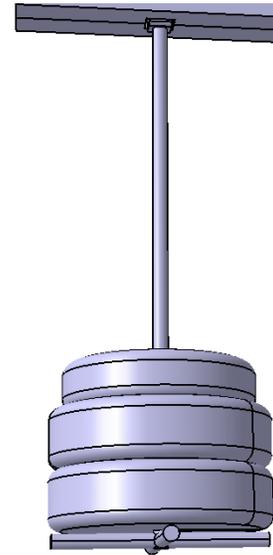


Figura 33

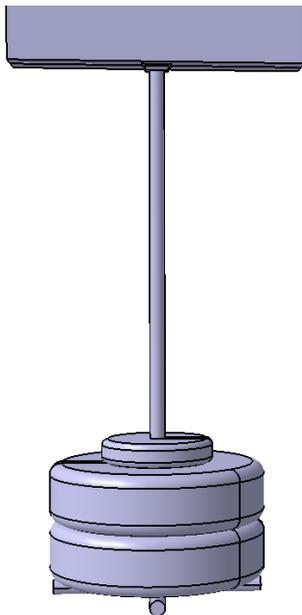


Figura 34

Un segundo ejemplo se puede ver en la figura 2, donde se carga la probeta con dos pesas de 10kg y una de 1kg. En este caso, la carga total resulta:

$$P_T = P_o + P_{pesas} = 4kg + 2 \times 10kg + 1kg$$

$$P_T = 25kg$$

Buscando una vez más en la tabla, el valor de la tensión aplicada es:

$$\sigma = 300MPa$$

### **Cálculo del diámetro del eje:**

$$FS \cdot \sigma_{adm} = \frac{M \cdot y}{I_z} = \frac{M \cdot (D_{ext}/2)}{\frac{\pi \cdot (D_{ext}^4 - D_{int}^4)}{64}} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot (D_{ext}^3 - \frac{D_{int}^4}{D_{ext}})}$$

Tomando un  $D_{int} = 12\text{mm}$ ,  $FS = 0,5$  y  $\sigma_{adm} = 200\text{ MPa}$ , se obtiene:

$$D_{ext} = 17,06\text{ mm}$$

### **Cálculo del diámetro de las barras conectoras:**

Tomando el valor más alto de  $P$  y una  $\sigma_{adm} = 200\text{ MPa}$ , se encuentra el diámetro mínimo de las barras conectoras:

$$A_{mín} = \frac{P}{\sigma_{adm}} = \frac{307\text{N}}{200\text{MPa}} = 1,53\text{mm}^2$$

$$D_{mín} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{mín}}{\pi}}$$

$$D_{mín} = 1,4\text{mm}$$

## CÁLCULO DE RODAMIENTOS

Se dimensionarán los rodamientos de manera tal que la carga radial máxima admisible sea  $F_R = 1$  kN, la carga axial máxima admisible sea  $F_A = 0,25$  kN, a un régimen de giro de  $n = 2800$  rpm y proyectando una duración de los mismos de 15.000 horas. El procedimiento de cálculo a utilizar incorporará procedimientos tanto del Faired como del catálogo de SKF.

### Rodamientos internos

Se emplearán rodamientos para instalarse en ejes con  $d = 30$  mm. Para el primer cálculo, se seleccionará un rodamiento SKF YAR 206 2RF/HV.

En base a las horas proyectadas de uso, se obtiene:

$$B_{10} = hs \text{ proyecto} \cdot 60 \text{ min/hs} \cdot n \times 10^{-6}$$

$$B_{10} = 15.000 \text{ hs} \cdot 60 \text{ min/hs} \cdot 2800 \text{ rpm} \times 10^{-6} = 2520 \text{ Mr}$$

Se obtienen los factores de cálculo a través de la siguiente tabla:

Bearing series			
YAT 2, YAR 2, YARAG 2, YET 2, YEL 2, YELAG 2, YSP 2, YSPAG 2, YSA 2			
$f_0 F_a/C_0$	e	X	Y
<b>0,172</b>	0,29	0,46	1,88
<b>0,345</b>	0,32	0,46	1,71
<b>0,689</b>	0,36	0,46	1,52
<b>1,03</b>	0,38	0,46	1,41
<b>1,38</b>	0,4	0,46	1,34
<b>2,07</b>	0,44	0,46	1,23
<b>3,45</b>	0,49	0,46	1,1
<b>5,17</b>	0,54	0,46	1,01
<b>6,89</b>	0,54	0,46	1

Sabiendo que:

$$\frac{f_0 \cdot F_A}{C_0} = \frac{14 \cdot 0,25 \text{ kN}}{11,2 \text{ kN}} = 0,3125$$

Se interpola en la tabla para obtener:

$$e = 0,314$$

$$X = 0,46$$

$$Y = 1,742$$

Dado que:

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{0,25kN}{1kN} = 0,25 < e = 0,314$$

Entonces se calcula la carga dinámica equivalente como:

$$P = F_R = 1kN$$

Así se puede obtener la carga dinámica básica:

$$C = P \cdot (B_{10}/B)^{1/3}$$

$$C = 1kN \cdot (2520/1)^{1/3} = 13,608 kN$$

La cual es menor a la carga dinámica básica admisible (16,3 kN) por el rodamiento YAR 206-2RF/HV.

Como verificación, también se calcula la carga estática equivalente tal que:

$$P_0 = 0,6 \cdot F_R + 0,5 \cdot F_A$$

$$P_0 = 0,6 \cdot 1kN + 0,5 \cdot 0,25 kN = 0,725kN$$

La cual resulta inferior a la carga estática básica del rodamiento,  $C_0 = 11,2kN$ .

Por lo tanto, el rodamiento YAR 206-2RF/HV puede utilizarse efectivamente para los rodamientos interiores

### Rodamientos externos

Se emplearán rodamientos para instalarse en ejes con  $d = 30$  mm. Se comprobará que puedan utilizarse los rodamientos YAR 206-2F y YAR 206-2RF.

El cálculo resulta idéntico al de los rodamientos internos, ya que  $f_0$  y  $C_0$  tienen el mismo valor. Se verifica entonces que:

$$C = 13,608kN < 19,5kN$$

$$P_0 = 0,725kN < 11,2kN$$

### ***Rodamientos seleccionados***

- Rodamiento de bolas tipo Y con prisionero SKF YAR 206-2RF/HV (2 unidades)
- Rodamiento de bolas tipo Y con prisionero SKF YAR 206-2RF (1 unidad)
- Rodamiento de bolas tipo Y con prisionero SKF YAR 206-2F (1 unidad)

### ***Soportes***

Para los rodamientos elegidos, se utilizarán distintos tipos de soportes dependiendo del tipo de apoyo que precisen los mismos. En el caso de los rodamientos internos, se elegirán soportes del tipo SYFL 506, ya que éstos permiten ser unidos a las barras conectoras que transmitirán la carga a la probeta.

Por otro lado, uno de los rodamientos externos debe estar fijo a la mesa y por tanto, se usará un soporte SY 506 M.

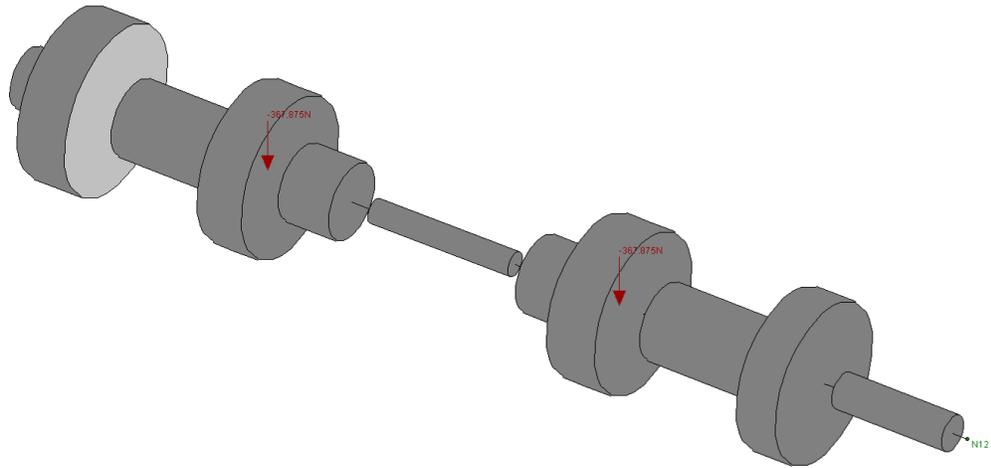
Por último, el rodamiento externo restante debe permitir un leve desplazamiento axial y debido a esto, se seleccionará un soporte FYTB 506 M.

SKF permite comprar unidades de rodamientos en las que vienen ya ensamblados los rodamientos junto con sus soportes. En el Anexo pueden encontrarse los datos y esquemas de los mismos. Se mencionan a continuación las unidades seleccionadas:

- SYFL 30 TH (2 unidades)
- SY 30 TF (1 unidad)
- FYTB 30 TR (1 unidad)

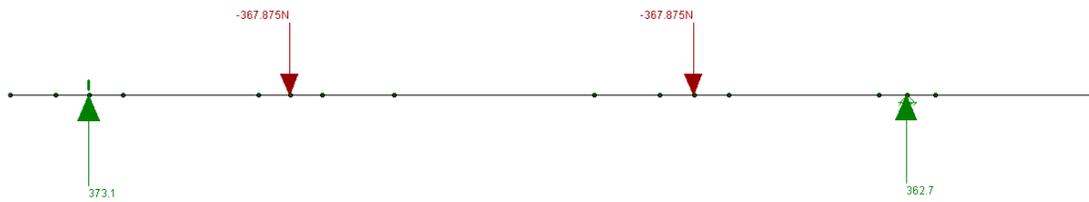
# ELECCIÓN DE PERFILES DE LA ESTRUCTURA

## Esquema de aproximación de perfiles



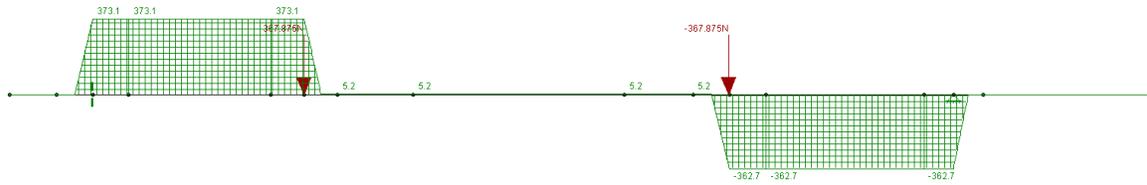
Loads: BLC 1,  
Results for LC 1.

## Reacciones

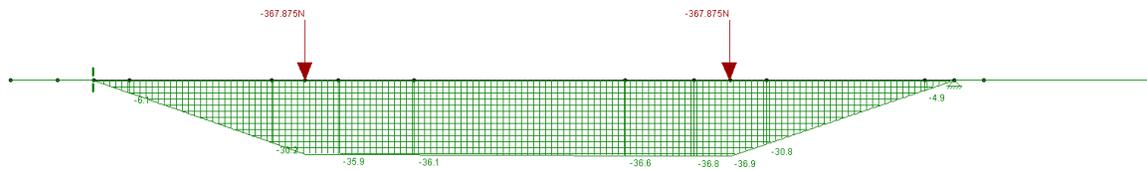


Loads: BLC 1,  
Results for LC 1,  
Reaction units are N and kN-m

## Resultados



Loads: BLC 1,  
Results for LC 1,  
Member y Shear Forces (N)



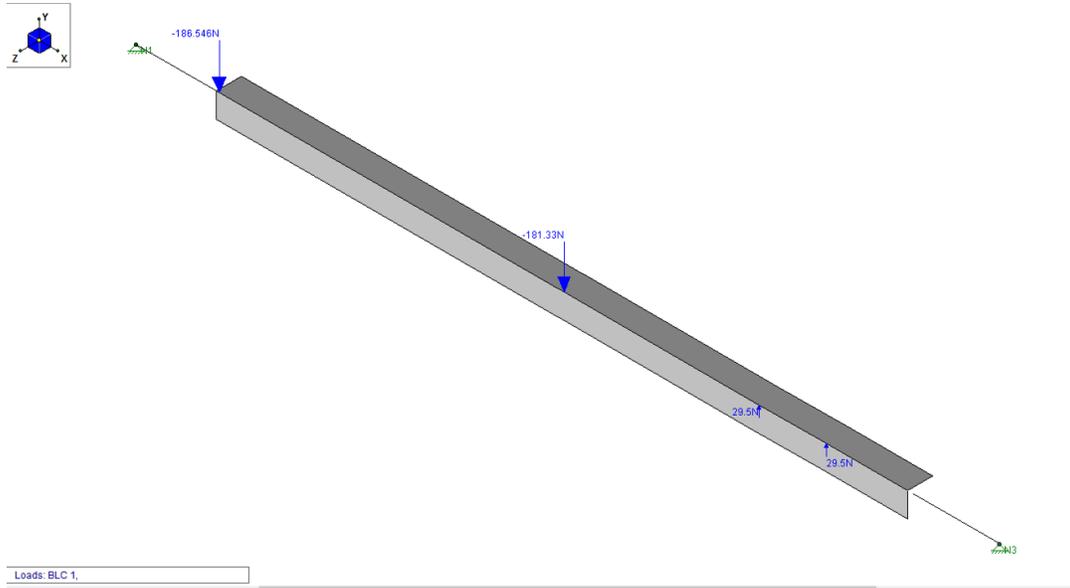
Loads: BLC 1,  
Results for LC 1,  
Member z Bending Moments (N-m)

## Esquema de cargas sobre perfil L

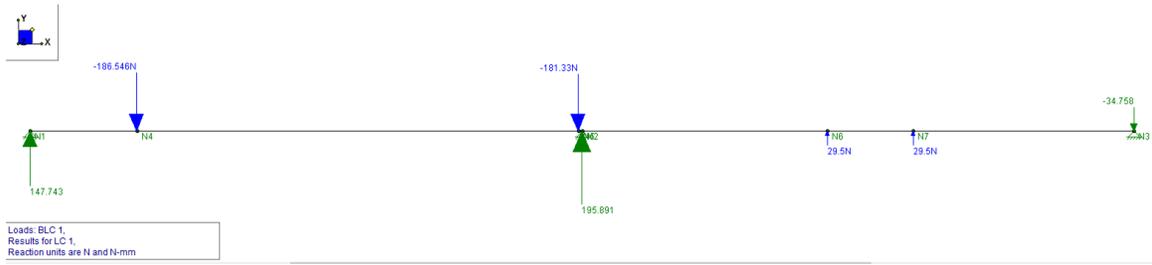
Peso aproximado del motor = 12 kg

Dado que el motor se apoya sobre dos perfiles L, se distribuye el peso de éste entre los mismos. A su vez, estos perfiles apoyan en sus extremos de otros dos perfiles. Por lo tanto, la carga sobre cada perfil es:

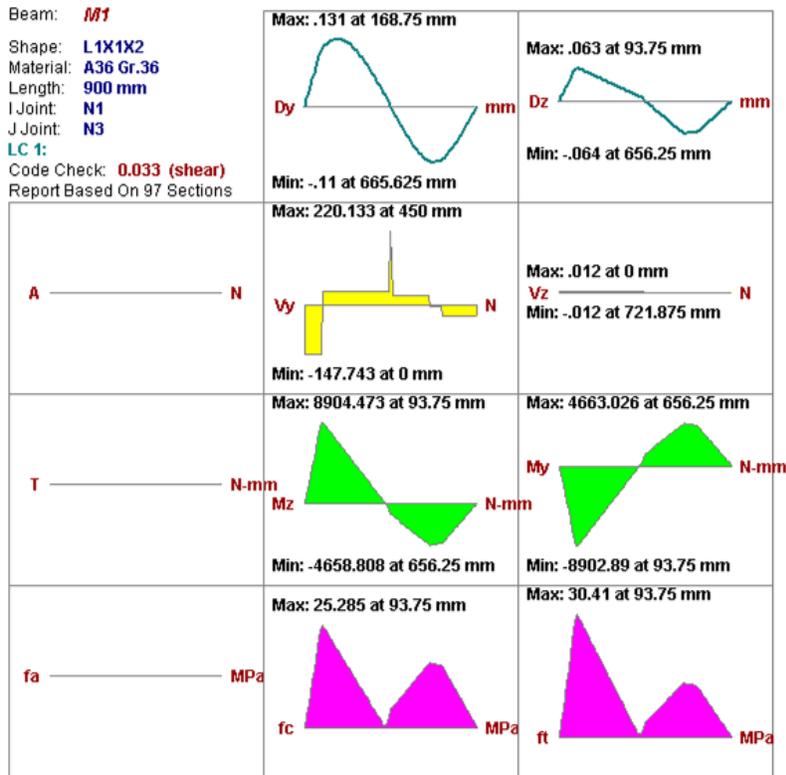
$$\text{Carga sobre cada perfil} = \frac{1}{2} \cdot 6\text{kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 29,5\text{N}$$



### Reacciones en apoyos



# Diagramas característicos



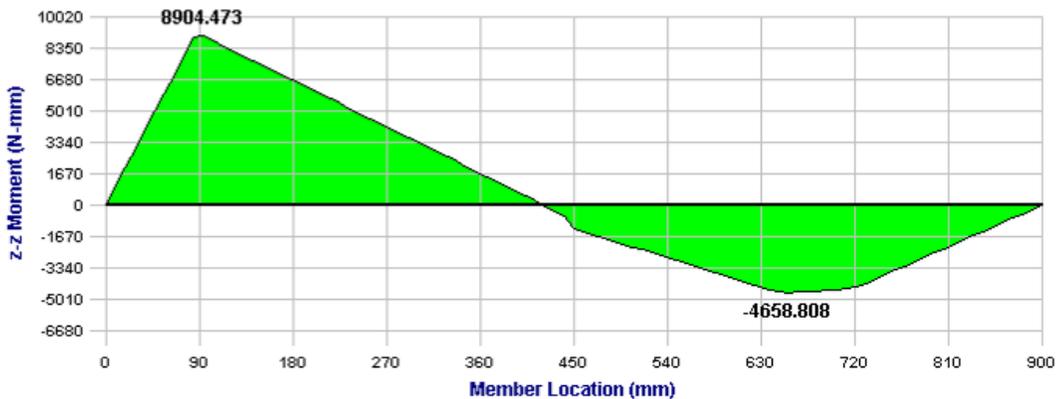
### AISC ASD 9th Ed. Code Check

Max Bending Check	<b>0.000</b>	Max Shear Check	<b>0.033 (y)</b>
Location	<b>0 mm</b>	Location	<b>450 mm</b>
Equation	<b>H1-1</b>	Max Defl Ratio	<b>L/6852</b>

### Compact

Fy	<b>248.209 MPa</b>	Y-Y	Z-Z
Fa	<b>31.504 MPa</b>	Cm	<b>.6</b>
Ft	<b>148.926 MPa</b>	Lb	<b>900 mm</b>
Fby	<b>NA</b>	KL/r	<b>180.781</b>
Fbz	<b>NA</b>	Sway	<b>No</b>
Fvy	<b>99.284 MPa</b>	L Comp Flange	<b>900 mm</b>
Fvz	<b>99.284 MPa</b>	Torque Length	<b>NC</b>
Cb	<b>1</b>		

Member M1, LC 1:



$$\sigma_{adm} \cdot f s = \frac{M_z}{S_z}$$

$$S_z = \frac{M_{z_{m\acute{a}x}}}{\sigma_{adm} \cdot f s} = \frac{8904,473 \text{ Nmm}}{200 \text{ MPa} \cdot 2,5} = 0,018 \text{ cm}^3$$

Por lo que perfiles ángulo de 1 x 1/8" deberían más que suficientes para las sollicitaciones que presenta esta máquina.

## ANÁLISIS DE VIBRACIONES

---

Los análisis de frecuencia se llevan a cabo para poder calcular las frecuencias naturales de vibración de una estructura, pieza o conjunto. Para cada una de estas frecuencias, estos adquieren determinados modos o patrones de vibración. En realidad, existen infinitos modos de vibración para cada sólido. Sin embargo, en un análisis de elementos finitos existen tantos modos como grados de libertad.

En caso de se apliquen cargas dinámicas a estas frecuencias, la magnitud de las vibraciones resultantes es mucho mayor que a otros valores. A esto se le llama resonancia. Debido a este factor, se debe tener un cuidado especial en que no exista ningún modo de vibración cercano a los de operación. En el caso de que así sea, generalmente se realizan cambios en el diseño para modificar el espectro de frecuencias naturales.

Para la máquina de flexión rotativa, se elige realizar un análisis de frecuencia sobre el conjunto, calculando sus frecuencias naturales y comparándolas con la frecuencia de funcionamiento nominal del motor. La máquina se considera aceptable si las frecuencias calculadas quedan fuera del rango del 20% inferior y superior de la frecuencia de motor.

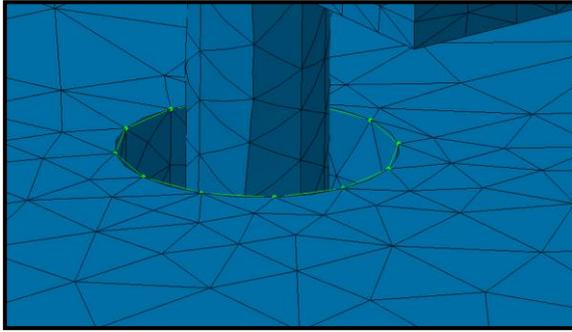


Figura 35: Mejora de mallado en torno a orificios

En primer lugar, se calcula la frecuencia de operación dada por el motor:

$$f = \frac{n(\text{rpm})}{60 \frac{\text{seg}}{\text{min}}} = \frac{2800 \text{rpm}}{60 \frac{\text{seg}}{\text{min}}} = 46,67 \text{Hz}$$

Por lo tanto, las frecuencias naturales deben quedar fuera del siguiente rango:

$$f_{\min} = 0.8 f = 37,3 \text{ Hz}$$

$$f_{\max} = 1.2 f = 56 \text{ Hz}$$

Seguidamente, se realiza un análisis de frecuencia del conjunto en CATIA. Para dicho análisis, se decide lo siguiente en cuanto al mallado y conexión entre las partes:

- Mejora del mallado en la zona contigua a los orificios de la pieza, si los hubiese. (Figura 35)
- Se considera que la estructura conformada por perfiles soldados forman una única pieza. (Figura 36)
- Se crea una conexión rígida entre los agujeros de las uniones abulonadas del conjunto. (Figura 37)

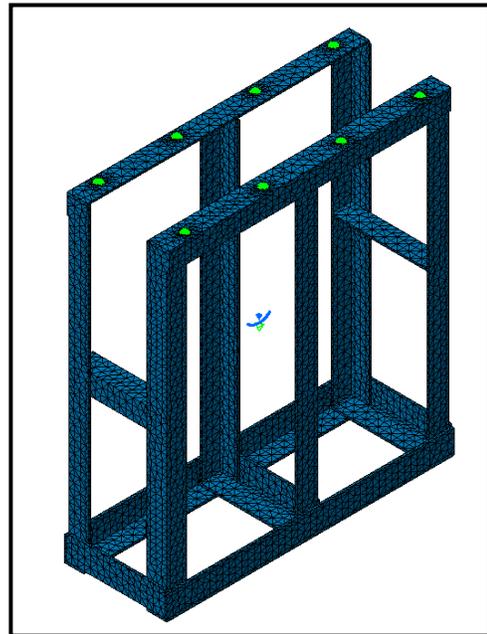


Figura 36: Bastidor como estructura única

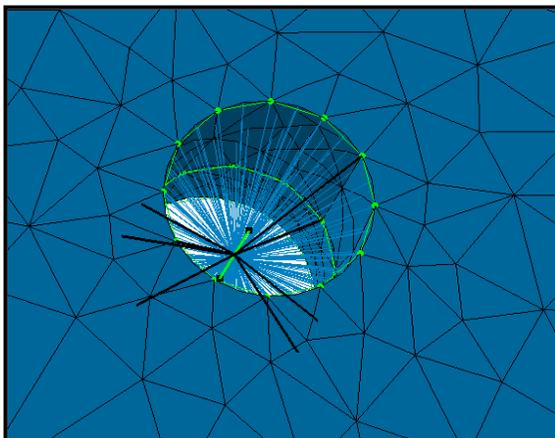


Figura 38: Mejora de mallado en zona de orificios y conexión rígida de unión abulonada

- Se agrega al conjunto una esfera que simula la carga aplicada durante los ensayos. (Figura 38)

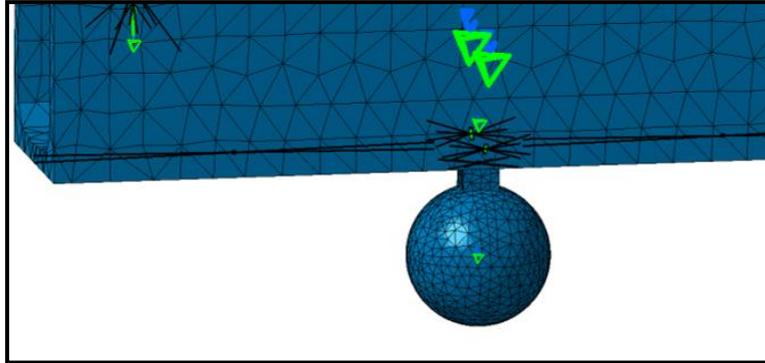


Figura 38: Simulación de carga aplicada

Para calcular la densidad que debería tener la esfera, para que su peso sea igual a la carga aplicada, se parte desde la expresión utilizada para calcular el volumen de dicha esfera, que es:

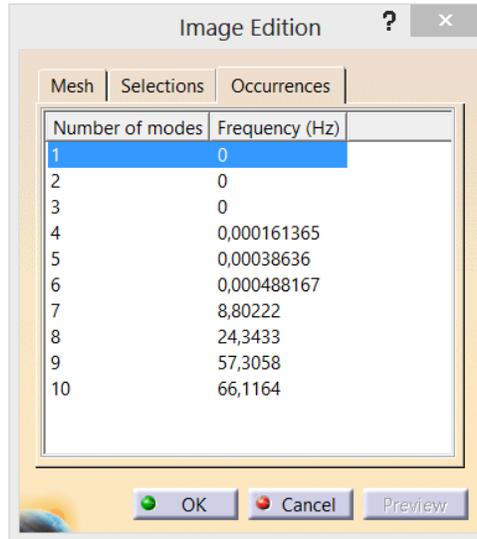
$$V = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3 \qquad V = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot (20\text{mm})^3 \qquad V = 33510\text{mm}^3$$

Para una carga P máxima de 75kg, se obtiene:

$$\delta = \frac{P}{V} = \frac{75\text{kg}}{33510\text{mm}^3} = 2.238.118 \text{ kg/m}^3$$

## Resultados

Tomando en cuenta dichas consideraciones, los resultados encontrados son:



Number of modes	Frequency (Hz)
1	0
2	0
3	0
4	0,000161365
5	0,00038636
6	0,000488167
7	8,80222
8	24,3433
9	57,3058
10	66,1164

Figura 39: Resultados análisis de vibraciones

Como puede verse en el listado anterior, los seis primeros corresponden a los modos rígidos, tomando el cuarto, quinto y sexto valor como cero. Además, se verifica que todos los modos de vibración quedan fuera del rango de valores mencionado. Se mostrarán a continuación los primeros tres modos de vibración.

Figura 40: Simulación de modo 1 de deformación (8,80Hz/528rpm)

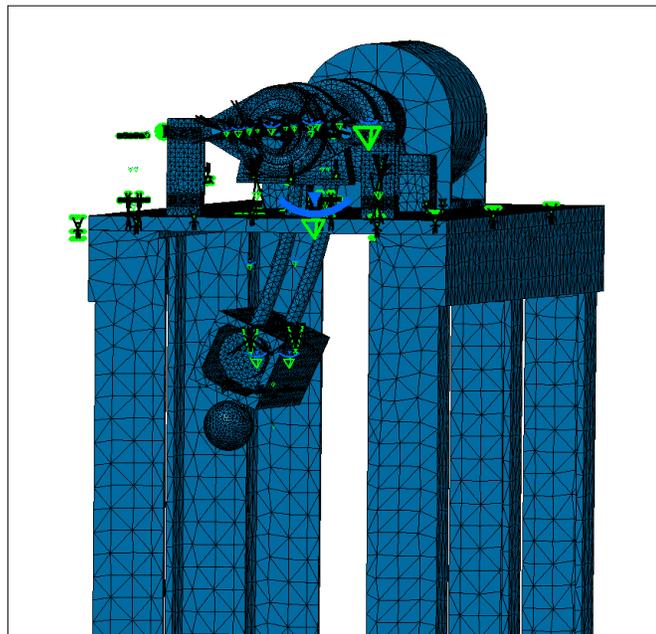


Figura 41: Simulación de modo 2 de deformación (24,34Hz/1460rpm)

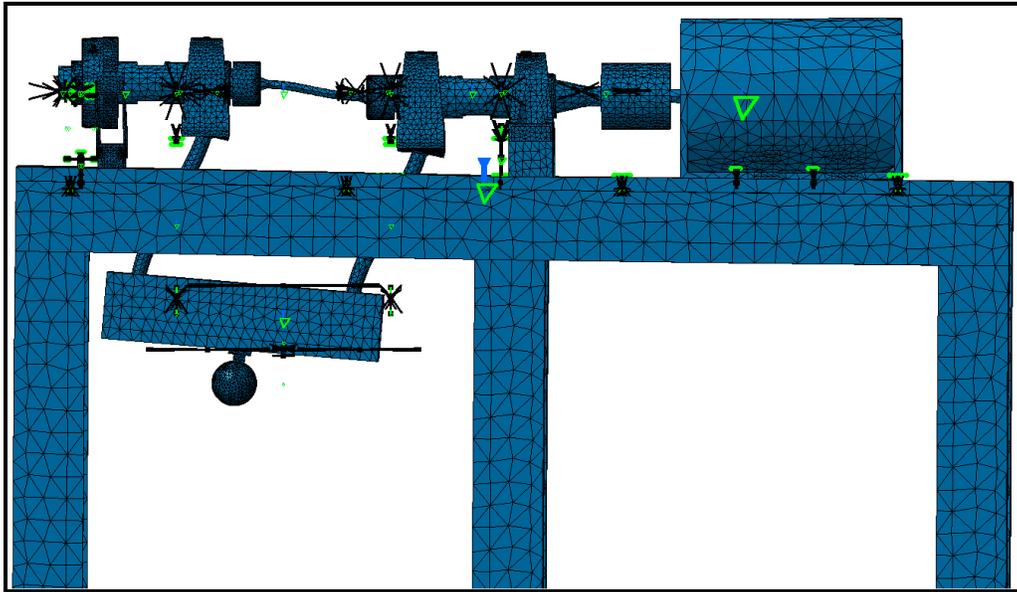
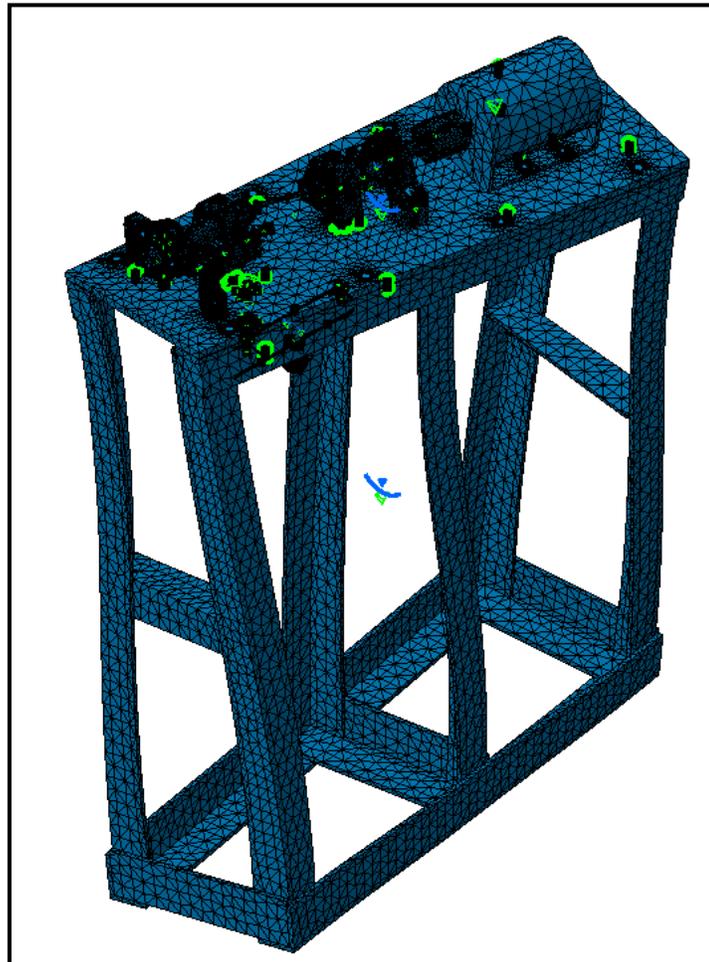


Figura 42: Simulación de modo 1 de deformación (8,80Hz/528rpm)



## ANEXO IV: MANDO ELÉCTRICO

### *Máquina Schenck relevada*

El primer elemento a destacar en la máquina Schenck PUPN “Simplex” relevada es la utilización de un motor de corriente trifásica de 0,75 HP, con conexión estrella. El accionamiento del mismo, es realmente sencillo: la máquina cuenta con un interruptor de encendido (que también acciona el relé guardamotor que protege al motor eléctrico), uno de parada y un contacto adicional que sirve como parada automática, ubicado en uno de los extremos de la misma, apreciable en la figura 43. El mismo es accionado por el brazo de la balanza mecánica que regula la carga, al caer luego de que se produce la fractura de la probeta. Esto provoca el corte del suministro de corriente eléctrica al motor, ocasionando la detención del mismo. Por otro lado, el conteo de ciclos de funcionamiento de la máquina se realiza con un contador mecánico ubicado sobre el eje del motor.

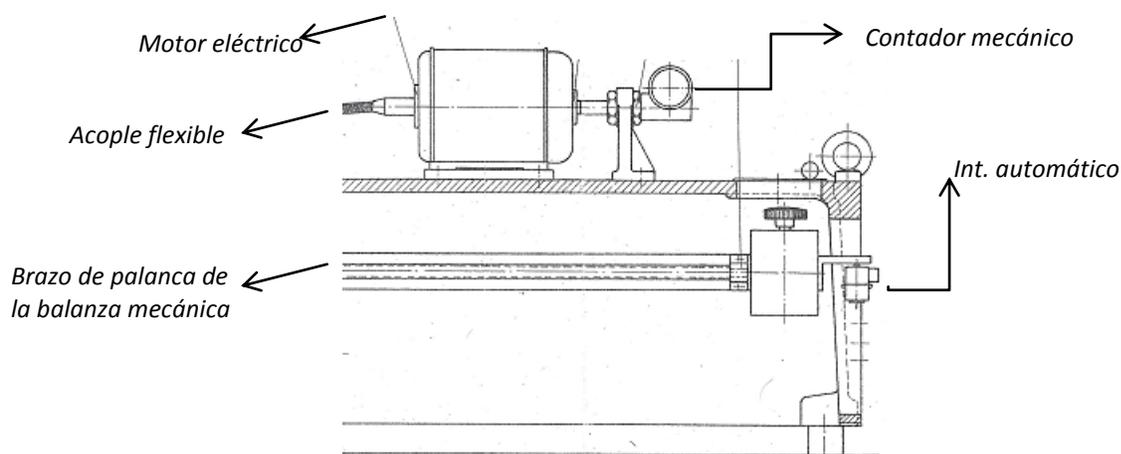


Figura 43: Disposición de contador mecánico e interruptor de parada en máquina Schenck

### *Motor eléctrico*

Respecto al motor eléctrico utilizado, no se encuentra razón para utilizar un motor trifásico: si bien en un taller es común hallar tomacorrientes de este tipo donde conectar la máquina, se considera que utilizar un motor monofásico (conexión a tomacorrientes de 220 V, “hogareño”) incrementa la cantidad de lugares posibles de uso de la máquina. La chapa característica del motor de la máquina relevada dice que la potencia del motor es de 3/4 HP (aprox. 560 W), valor que resulta adecuado respecto a lo mencionado en el

manual de la máquina donde se observa que la capacidad de potencia requerida en el eje, no supera los 325 W. Por esta razón, resulta conveniente mantener aquella potencia para el motor y no pasar a un nivel inferior ( $1/2 \text{ HP} = 373 \text{ W}$ ) a pesar de la reducción del costo del mismo. Por ende, se elige utilizar un motor monofásico de 2 polos (para mantener las mismas RPM de funcionamiento de la máquina Schenck) de  $3/4 \text{ HP}$ . El accionamiento del motor se realizará a través de un relé con bobinas de 220V y se implementará un guardamotor con el objetivo de proteger ante sobrecargas al motor.

### *Conteo de revoluciones*

A pesar de haber intentado replicar el sistema de conteo de ciclos de la máquina de Schenck, surge la dificultad de conseguir un contador mecánico con las especificaciones necesarias para la utilización en los ensayos de fatiga a realizar: en el mercado actual, no fue posible conseguir contadores con un rango de operación superior al millón de ciclos. Teniendo en cuenta que el utilizado en la máquina cuenta con la capacidad de operar hasta los 99.999.900 ciclos, la utilización de un contador mecánico resultaría impráctico.

Por lo tanto, se decide recurrir a la electrónica, utilizando un sensor inductivo para la contabilización de los ciclos del ensayo. El mismo se ubica sobre el eje “libre” de la máquina, es decir, el que no está acoplado directamente al motor, con el fin de no censar ciclos adicionales hasta la parada del motor, una vez que ocurre la fractura de la probeta y se acciona la parada automática. El sensor debe ser instalado a una distancia del eje no mayor a la especificada como máxima para garantizar el censado del mismo dentro del campo de barrido. Se tallará una muesca sobre el eje censado, en la sección que quede comprendida dentro del barrido del haz del sensor. Un pulso será generado cada vez que la muesca sea detectada por el sensor, equivaliendo el mismo a la realización de un ciclo del ensayo (de manera similar al funcionamiento de un sensor inductivo sobre la rueda fónica en un automóvil).

### *Parada automática de la máquina.*

Al cambiar la forma de aplicación de la carga debido a razones de costo, pasando de un sistema de balanza mecánica a la aplicación directa con pesas de la misma, ya no se cuenta con el brazo de la misma para accionar el interruptor de parada automática ante la rotura de la probeta, por lo que se debe cambiar la ubicación del mismo. Se decide implementar un microcontacto a palanca de acero, que se instalará sobre la mesa, debajo de la base del rodamiento móvil sobre el eje “muerto”. De esta manera, el mismo será accionado cuando ante la rotura de la probeta, la barra conectora al rodamiento móvil tire hacia abajo al mismo, provocando el movimiento del eje hacia abajo algunos milímetros, teniendo como punto de pivot la sujeción del eje al rodamiento fijo.

## PLC

Tanto para el manejo de las señales como el conteo de los ciclos, se implementará un PLC. La función del mismo será la de habilitar o deshabilitar el relé que accione el motor (de acuerdo a la señal de arranque del pulsador o de parada del microcontacto y/o el pulsador de parada), así como recibir los pulsos que emita el sensor inductivo, para llevar el registro de los ciclos del ensayo. Debido al rango de tensión en el cual trabaja el sensor inductivo, la manera en que se conectan la alimentación y las entradas al autómatas y, la conveniencia de mantener separados los circuitos de control y de potencia (de esta manera se protege al PLC de las posibles sobrecargas que pudiese recibir si sus salidas accionasen directamente el motor eléctrico), se selecciona un PLC con alimentación 24 V DC. La programación del mismo se realiza en lenguaje Ladder con el software proporcionado por el fabricante (Zelio Soft). A lo largo del ensayo, se visualizará el número de ciclos del mismo a través de la pantalla del PLC. Debido a la particularidad de que los contadores del PLC seleccionado cuentan entre -32767 y 32767, se programan dos contadores. Un contador primario, C1, que es el que recibe la señal del sensor inductivo y realiza conteos de hasta llegar a su valor de preselección de 10000 ciclos; y un contador secundario C2, que recibe una señal cada vez que el contador C1 alcanza los 10000 ciclos.

Para obtener el número total de ciclos del ensayo entonces, se tiene la siguiente expresión:

$$C_T = 10000 C_2 + C_1$$

Donde C1 y C2 representan los conteos de cada uno de los contadores, que se pueden apreciar en la pantalla del PLC, como se observa en la figura 44.

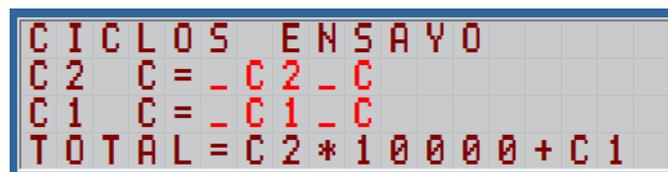


Figura 44: Visualización de ciclos en pantalla de PLC

### Contactor y Guardamotor

El accionamiento del motor se realiza a través del uso de un contactor, por el cual a través de sus contactos principales circula la tensión de 220 V necesarias para la alimentación del motor. La bobina del contactor será energizada a través de la salida del PLC. Se implementan también un guardamotor para la protección del mismo ante sobrecargas y un interruptor magnético que cumple con la función de interruptor principal, no sólo para el motor, sino que también para alimentación del autómatas.

## Diagrama de conexionado

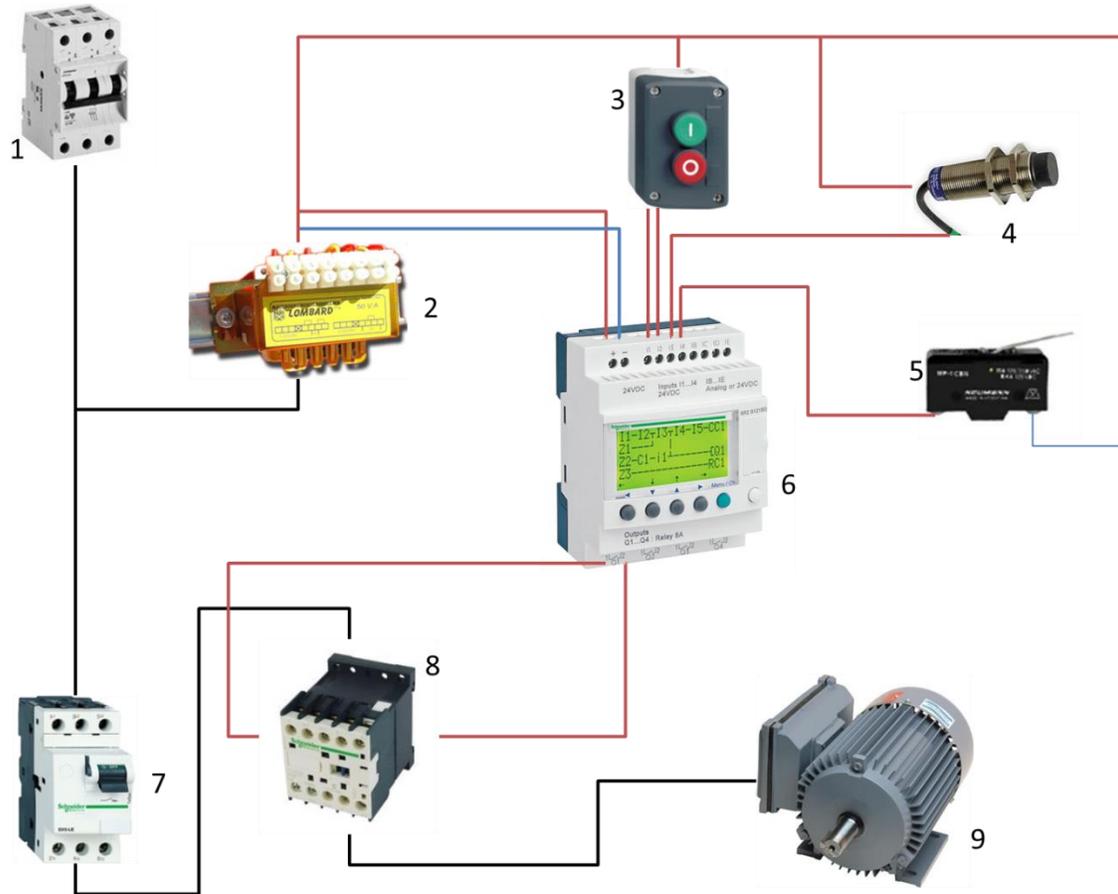


Figura 45: diagrama de conexionado de componentes eléctricos de la máquina. 1-Int. termomagnético. 2-Transformador 220/24V. 3-Botonera. 4-Sensor inductivo. 5-Microinterruptor. 6- PLC Zelio. 7-Guardamotor. 8-Contactor. 9-Motor eléctrico.

## Programa Ladder

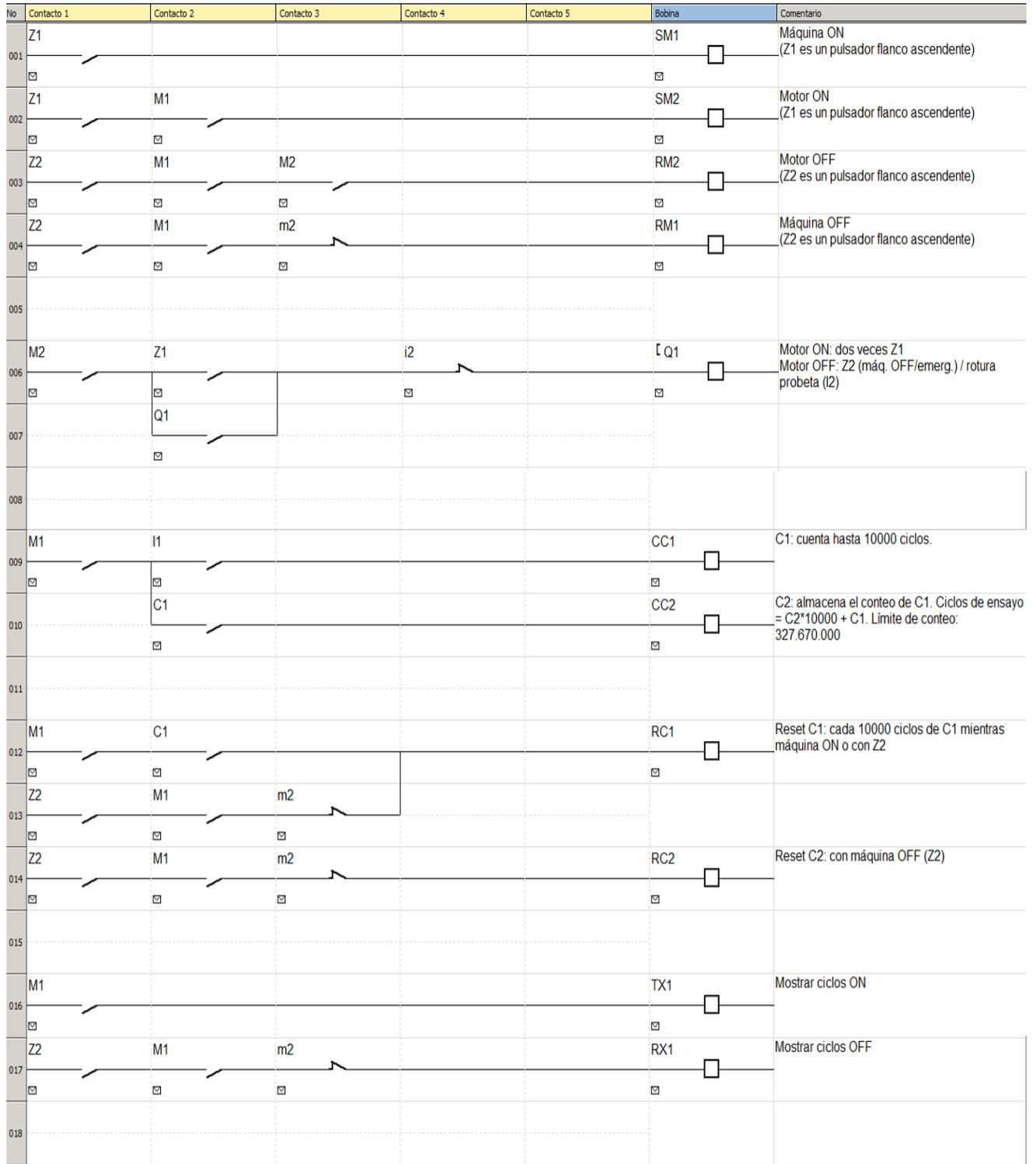


Figura 46: Programa en Ladder para comando de máquina de fatiga (Programado con Zelio Soft)

## *Funcionamiento*

Al oprimir el pulsador de inicio Z1, se pone en estado STANDBY la máquina; esto es, habilita la alimentación de los sensores, activa la alimentación –interna- de los contadores y habilita la visualización del conteo de ciclos en la pantalla del PLC, pero sin arrancar el motor.

Para el arranque del motor es necesario oprimir una segunda vez el pulsador Z1, con lo cual la máquina pasa al estado ON, habilitándose la salida Q1 y comenzando el giro del motor, iniciando el ensayo de fatiga propiamente dicho. Con cada giro del motor (y por ende, todo el conjunto aplicado a este), el sensor inductivo envía un pulso al PLC al registrar el cambio de sección en el eje, con lo cual se activa la entrada I1. Cada vez que se activa la entrada I1, el contador CC1 registra 1 ciclo. Cuando el contador CC1 llega a su valor de preselección de 10.000 ciclos, se activa el contacto NA de él dependiente que realiza dos acciones: por un lado resetea el contador CC1 a cero y, por el otro, hace que el contador CC2 registre un pulso equivalente a los 10.000 ciclos que ya fueron realizados en el ensayo. Este proceso se repite hasta la rotura de la probeta o la parada manual de la máquina.

Con el fin de ahorrar costos, se unificaron el pulsador de parada y el pulsador de emergencia. De esta manera, al oprimir una vez el pulsador de parada, se corta la alimentación eléctrica del motor, sin afectar el conteo de ciclos llevado hasta el momento. Si se decidiese continuar con el ensayo, oprimiendo el pulsador de arranque una vez, el motor recomienza su marcha. Si se decide detener el ensayo y apagar la máquina, se debe pulsar una vez más el pulsador de parada. Esto no solo deshabilita la alimentación de los sensores, sino que reinicia a cero a ambos contadores y cerrará la pantalla de visualización de datos del PLC. Para cortar totalmente la alimentación de la máquina, se debe bajar el interruptor termomagnético de la misma.

## ANEXO V: BIBLIOGRAFÍA

---

**BS (1962).** *METHODS OF FATIGUE TESTING. GUIDE TO GENERAL PRINCIPLES.* BS 3518-1:1962.

LONDRES: BSI

**CALARCO, F. Y FERNÁNDEZ, F. (2008).** "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA" EN *2º ENCUENTRO DE JÓVENES INVESTIGADORES EN CIENCIA Y TECNOLOGÍA DE MATERIALES.* POSADAS. DISPONIBLE EN <[HTTP://WWW.MATERIALES-SAM.ORG.AR/SITIO/BIBLIOTECA/JOVENESAM08/TRABAJOS\\_COMPLETOS/7.FRACTURA,%20FATIGA%20Y%20AN%C3%A1LISIS%20DE%20FALLAS/07085CALARCOF.PDF](http://WWW.MATERIALES-SAM.ORG.AR/SITIO/BIBLIOTECA/JOVENESAM08/TRABAJOS_COMPLETOS/7.FRACTURA,%20FATIGA%20Y%20AN%C3%A1LISIS%20DE%20FALLAS/07085CALARCOF.PDF)>

**CASTILLO CASTELLANOS, A. Y GARCES JAIMES, J. (2007).** DISEÑO MECATRÓNICO DE UNA MÁQUINA DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA PARA LA ESCUELA DE METALÚRGICA. BUCARAMANGA: UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. DISPONIBLE EN <[HTTP://REPOSITORIO.UIS.EDU.CO/JSPUI/BITSTREAM/123456789/5753/2/124288.PDF](http://REPOSITORIO.UIS.EDU.CO/JSPUI/BITSTREAM/123456789/5753/2/124288.PDF)>

**DE VEDIA, L.A. Y SVOBODA, H. (2002).** *FATIGA.* BUENOS AIRES: DPTO. DE ING. MECÁNICA Y NAVAL DE LA FACULTAD DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES.

**DIN (1982).** *TESTING OF METALS ; ROTATING BAR BENDING FATIGUE TEST.* DIN 50113:1982.

BERLIN: DIN

**FAIRES, V. M. (1971).** *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS.* BARCELONA: MONTANER Y SIMÓN S.A.

**FENSTER, S. Y UGURAL, A. (2003).** *ADVANCED STRENGTH AND APPLIED ELASTICITY.* NEW JERSEY: PRENTICE HALL.

**GONDAR G., P. ET AL. (2007).** DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA DE MUESTRAS PLANAS POR FLEXIÓN ALTERNATIVA. CARACAS: UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA.

DISPONIBLE EN

<[HTTP://SABER.UCV.VE/XMLUI/BITSTREAM/123456789/2428/1/TESES%20COMPLETA%20BIBLIOT ECA.PDF](http://SABER.UCV.VE/XMLUI/BITSTREAM/123456789/2428/1/TESES%20COMPLETA%20BIBLIOT ECA.PDF)>

**GONZÁLEZ ARIAS, A. (1995).** *LABORATORIO DE ENSAYOS INDUSTRIALES. BUENOS AIRES: EDICIONES LITENIA*

**ISO (2010).** *METALLIC MATERIALS – ROTATING BAR BENDING FATIGUE TESTING.* ISO 1143:2010.

GINEBRA: ISO.

**NICHOLAS, T. (2006).** *HIGH CYCLE FATIGUE: A MECHANICS OF MATERIALS PERSPECTIVE.* OXFORD:

ELSEVIER

**SCHENCK ROTARY MACHINE SIMPLEX PUPN (1960).** CARL SCHENCK A.G., DARMSTADT, ALEMANIA.

**SIMBAÑA CASTAÑEDA, C. (2012).** ESTUDIO DE FATIGA EN CLICLOS ALTOS EN EL ACERO AISI 1045

PARA DETERMINAR LA OCURRENCIA DE FALLA CUMPLIENDO NORMAS ASTM E-606. AMBATO:

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO. DISPONIBLE EN

<[HTTP://REPO.UTA.EDU.EC/BITSTREAM/HANDLE/123456789/3742/tesis%20I.%20M.%20165%20-%20SIMBA%C3%B1A%20CASTA%C3%B1EDA%20CARLOS%20EDUARDO.PDF?SEQUENCE=1](http://repo.uta.edu.ec/bitstream/handle/123456789/3742/tesis%20I.%20M.%20165%20-%20SIMBA%C3%B1A%20CASTA%C3%B1EDA%20CARLOS%20EDUARDO.PDF?SEQUENCE=1)>

## ANEXO VI: CATÁLOGOS

### Rodamientos

Dimensiones principales					Capacidades de carga básica		Límite de velocidad	Masa	Referencias	Soporte	Rodamiento
d	A	H	H <sub>1</sub>	L	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	con tolerancia de eje h6	kg	Unidad de rodamientos		
mm					kN		rpm		-		
30	42,5	84	42,9	101	16,3	11,2	3800	0,49	SYFL 30 TH	SYFL 506	YAR 206-2RF/HV

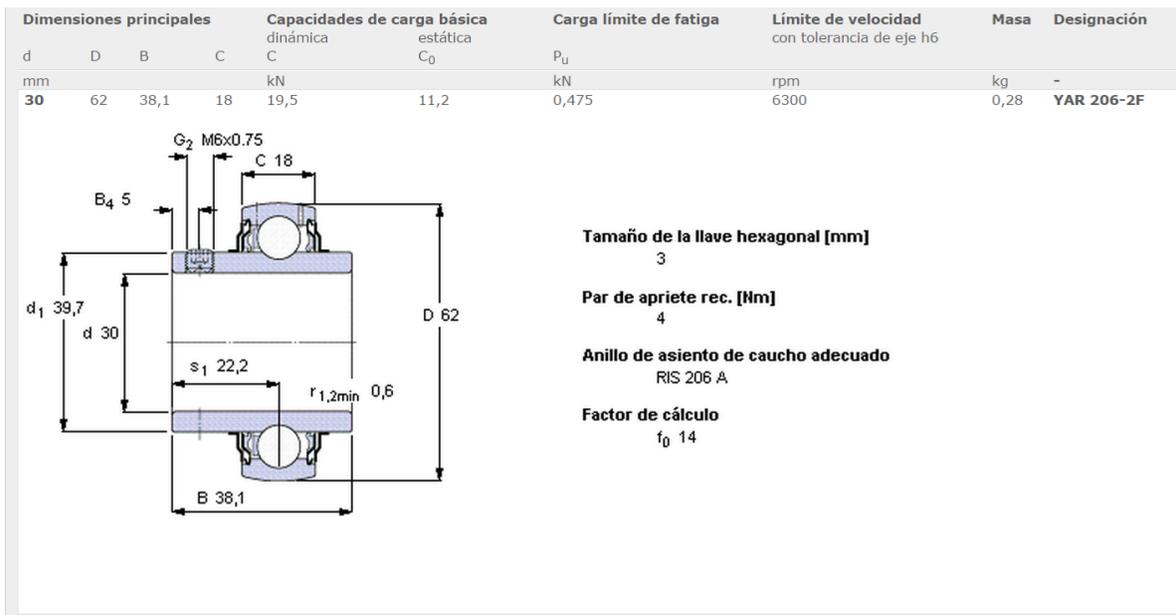
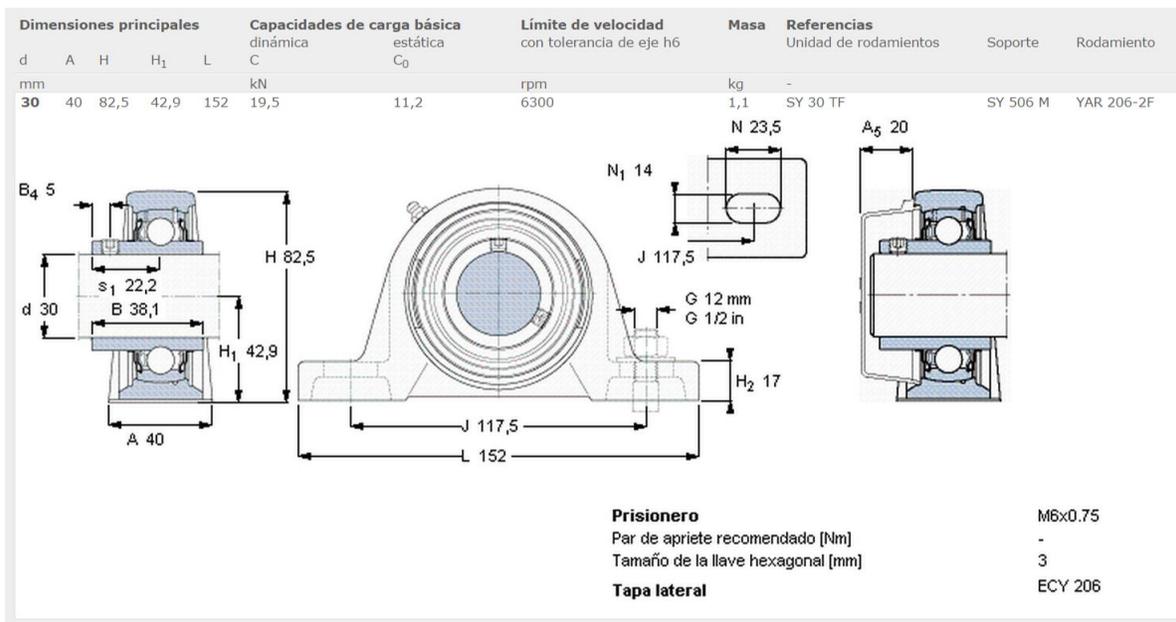
  
  

<b>Prisionero</b>	M6x0.75
Par de apriete recomendado [Nm]	-
Tamaño de la llave hexagonal [mm]	3
<b>Tapa lateral</b>	ECL 206
	ECL 206 B

Dimensiones principales				Capacidades de carga básica		Carga límite de fatiga	Límite de velocidad	Masa	Designación
d	D	B	C	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	con tolerancia de eje h6	kg	
mm				kN		kN	rpm		-
30	62	38,1	18	16,3	11,2	0,475	3800	0,29	YAR 206-2RF/HV

<b>Tamaño de la llave hexagonal [mm]</b>	3
<b>Par de apriete rec. [Nm]</b>	4
<b>Anillo de asiento de caucho adecuado</b>	RIS 206 A
<b>Factor de cálculo</b>	f <sub>0</sub> 14



Dimensiones principales					Capacidades de carga básica		Límite de velocidad	Masa	Referencias	Soporte	Rodamiento
d	A <sub>1</sub>	J	L	T	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	con tolerancia de eje h6		Unidad de rodamientos		
mm					kN		rpm	kg			
30	32,5	116,5	83	42,2	19,5	11,2	3800	0,93	FYTB 30 TR	FYTB 506 M	YAR 206-2RF

**Prisionero**  
Par de apriete recomendado [Nm]  
Tamaño de la llave hexagonal [mm]

**Tapa lateral**

M6x0.75  
-  
3  
ECY 206

Dimensiones principales				Capacidades de carga básica		Carga límite de fatiga	Límite de velocidad	Masa	Designación
d	D	B	C	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	con tolerancia de eje h6	kg	
mm				kN		kN	rpm		
30	62	38,1	18	19,5	11,2	0,475	3800	0,28	YAR 206-2RF

**Tamaño de la llave hexagonal [mm]**  
3

**Par de apriete rec. [Nm]**  
4

**Anillo de asiento de caucho adecuado**  
RIS 206 A

**Factor de cálculo**  
f<sub>0</sub> 14

# Acoples



## Características generales

- 

**Absorbe desalineamientos**  
El desalineamiento es el 50% de las causas de las roturas en rodamientos, además de otros elementos de las máquinas (sellos, retenes, engranajes), que normalmente no están preparados para la flexión introducida al eje. El acoplamiento Gummi, por ser elástico, absorbe desalineamientos, reduciendo los esfuerzos y aumentando la vida útil de los componentes.
- 

**Amortiguación de vibraciones y choques**  
La gran absorción de vibraciones y choques, proporciona una mayor vida útil a su equipamiento. La media de vibraciones que se transmiten en un sistema, de un lado al otro, es del orden del 70%, siendo este último minimizado por la capacidad de absorción del centro elástico.
- 

**Simple instalación**  
El remplazo es más rápido por tratarse de un solo elemento. Utilizando tolerancias de alineación menores, aumenta la vida útil del centro elástico. No es necesario mover las partes para su remplazo.
- 

**Simetría - Seguridad - Balanceo**  
Al no presentar cortes en el centro elástico, se garantiza el balanceo y seguridad al usuario.
- 

**Diversos modelos**  
- Espaciador (Back-Pull-Out) - Motores diésel - Desplazamiento axial - Grandes diámetros de ejes - Ejes flotantes - Limitadores de torque - Bloqueo de seguridad - Ejes cónicos (Motor Mill) - Ambientes agresivos
- 

**Sin lubricación**  
Por sus características constructivas, ninguno de sus componentes requieren lubricación.
- 

**Economía**  
Aumenta el intervalo entre recambios, reduciendo el tiempo de parada de máquina. Economía en reposición de componentes, lubricantes e inventario. El centro elástico trabaja un tiempo prolongado sin sustituirlo.
- 

**Calidad asegurada**  
Producido bajo un Sistema de Aseguramiento de la Calidad y empleando materias primas de calidad superior.

### Con 2 cubos normales (fig. 1)

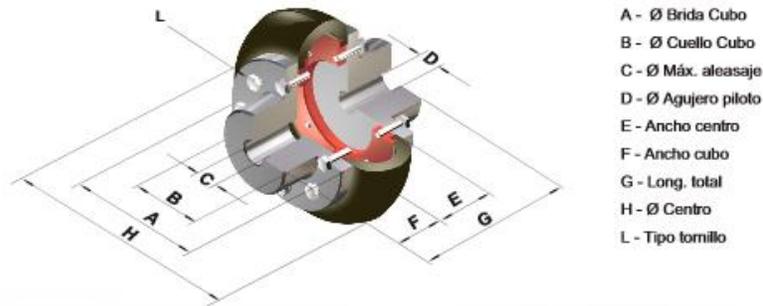


Tabla III

CUBO NORMAL													BULONES	
MODELO	Torq. Nom. Kpm	Torsión (°)	(1) Peso (Kg.)	Gd2 (Kg m2)	A	B	C Máx	D Min	E	F	G	H	Nr.	L- Cab. hex.
A-20	3.8	2°	1.05	0.0017	74	36	20	10	30	25	80	95	12	1/4 x 1/4

### Característica de Fabricación

Las partes metálicas son de fundición gris, trabajadas cuidadosamente para evitar cualquier tipo de porosidades y poder cumplir plenamente con las exigencias de trabajo.

El elastómero está fabricado con caucho "acrilo-nitrilo", su dureza es de 70 SHOREA haciéndolo resistente a la compresión y al ataque de líquidos. Al apoyar totalmente la superficie cóncava de la misma en la cavidad convexa de cada diente no permite que la misma se deforme, aumentando de este modo considerablemente su vida útil.

#### Ventajas especiales:

- Absorbe marchas, contramarchas, vibraciones, impulsos, etc.
- Economiza horas hombre en su instalación.
- Su repuesto es económico y de fácil cambio.
- Su relación peso-potencia es baja y por consiguiente evita el desgaste de rodamientos y cojinetes de los ejes a unir.
- Su costo de adquisición es marcadamente inferior a los existentes en plaza, ya que no se utilizan pernos, bridas, tornillos, sobremasas especiales, etc.

*EL ELEMENTO FLEXIBLE TRABAJA A LA COMPRESION; EVITANDO DE ESTE MODO LA TRACCION O TORSION DEL MISMO.*

### MODELO M-A

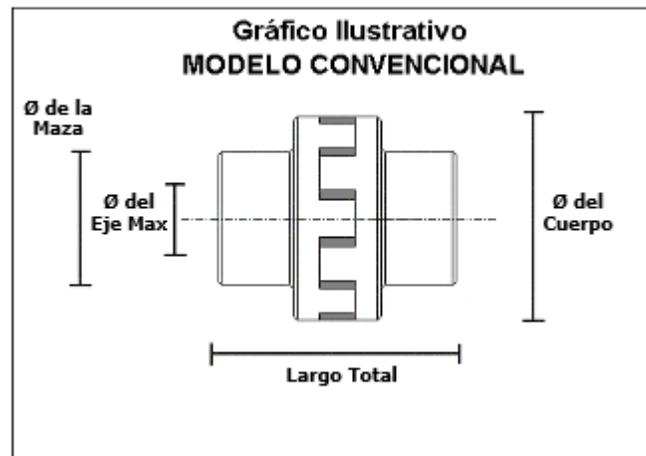
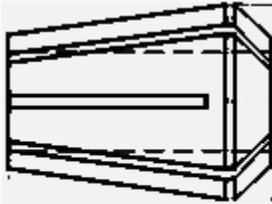


TABLA N° 3 DIMENSIONES	Diámetro Del eje máximo	Diámetro de la masa	Diámetro del cuerpo	LARGO TOTAL	< de flexión en grados normal	RPM máximo	Peso en kq.
M-1A	20	40	60	60	3	6000	1
M-1B	30	55	60	60	2	6000	1,8

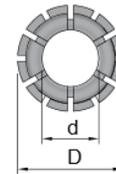
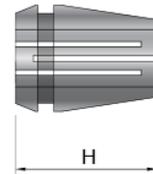
## Pinzas bicónicas

### Pinzas Tipo E

#### Pinzas biconicas



D	d	H
mm	mm	mm
26	6	35
26	8	35
26	10	35
26	12	35
26	14	35
26	16	35



Codigo	Modelo	Largo (mm)	Ø Mayor (mm)
F251	Biconica hasta 15mm	34	25
F401	Biconica hasta 25mm	45	40

## Pinze elastiche "ER25" / Pinza elástica "ER25"



#### CARATTERISTICHE TECNICHE:

- Pinze biconiche intercambiabili Std "ER25" (2 - 16mm) con intagli assiali intercalati e contrapposti per il serraggio cilindrico dell'utensile.
- Esteso campo di serraggio sotto il diametro nominale della pinza +0-0,7mm.
- Adattabile alla maggior parte dei mandrini conici.

**NOTA: altre misure sono disponibili su richiesta.**

#### CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

- Pinzas biconicas intercambiables "ER25" (2 - 16mm) con ranuras axiales intercaladas y contrapuestas para ajuste cilindrico de la herramienta.
- Amplio campo de ajuste bajo el diámetro nominal de la pinza +0-0,7mm.
- Adaptable a la mayoría de los mandriles cónicos.

**NOTA: bajo pedido están disponibles pinzas en otras medidas.**

## 184.xxx.25

D <sub>2</sub>
mm
6
8
10
12
14
16

Motores Monofásicos Línea

ALEX

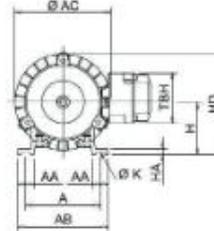
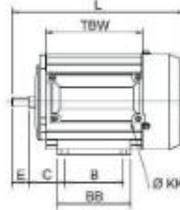


Capacitor Permanente "BAJO PAR"

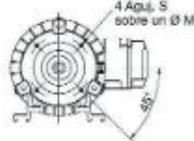
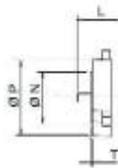
Motores asincrónicos monofásicos, rotor jaula de ardilla, Ventilación exterior (IC141) Servicio continuo S1, clase "B", IP54, 50 Hz

Tipo	P <sub>n</sub>		n v/min	I <sub>n</sub> 220 V	L <sub>n</sub> /n	η %	cos φ	M <sub>v</sub> /M <sub>n</sub>	M <sub>s</sub> /M <sub>n</sub>
	(k)	(HP)							
2 Polos									
A63 CP 2E	0,18	1/4	2800	1,5	3,1	57	0,96	0,45	1,9
A71 CP 2A	0,25	1/3	2840	2,3	3,1	52	0,96	0,4	1,9
A71 CP 2B	0,37	1/2	2840	3	3,2	59	0,95	0,45	2
A80 CP 2C	0,55	3/4	2800	4,4	3,9	63	0,9	0,35	1,9
A80 CP 2D	0,75	1	2800	5,6	3,9	65	0,93	0,35	1,8

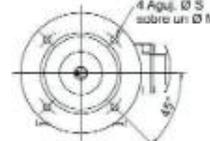
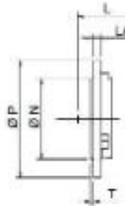
IM B3  
IM 1001  
Opciones de montaje



IM B14 / IM B34  
IM 3001 / IM 2101  
Opciones de montaje



IM B5 / IM B35  
IM 3001 / IM 2001  
Opciones de montaje

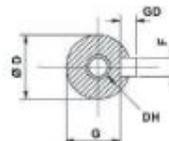


Tipo	Medidas Principales											Caja de conexiones			
	A	AA	AB	AC	B	BB	C	H	HA	HD	K	L	TBW	TB+	KK
A63	100	23	124	132	80	100	40	63	7	129	7	215	200	130	13
A71	112	27	136	132	90	110	45	71	8	137	7	257	200	130	13
A80	125	32	155	156	100	124	50	80	8	156	10	274	200	130	13
A80L	125	32	155	156	100	124	50	80	8	158	10	295	200	130	13

Tipo	Montaje IM B5						Montaje IM B14					
	M	N	P	S	T	LA	M	N	P	S	T	Z
A63	115	95	140	10	3	10	75	60	90	M5	2,5	2,5
A71	130	110	160	10	3,5	10	85	70	100	M6	2,5	2,5
A80	165	130	200	12	3,5	10	100	80	120	M6	3	3
A80L	165	130	200	12	3,5	10	100	80	120	M6	3	3

Z = radio penetración del tornillo

Tipo	Punta de eje					
	D	E	F	G	GO	DH
A63	11	23	4	8,5	4	M4
A71	14	40	5	11	5	M5
A80	19	40	6	15,5	6	M6
A80L	19	40	6	15,5	6	M6



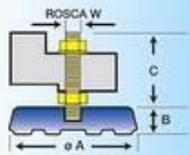
# Soportes niveladores

- Rápido y fácil de instalar
- Reduce las vibraciones y los ruidos
- Permite nivelar equipos
- Hace móviles las máquinas
- Firme anclaje al piso
- Prolonga la vida útil de las máquinas



Se compone de una base de goma que actúa como antivibratorio elástico contando, en su parte inferior, con ranuras que cumplen la función de antideslizante. En su parte superior posee una arandela de metal y desde su centro nace un vástago roscado, donde una tuerca produce la nivelación deseada y la otra la fijación a de la máquina. Este tipo de soporte elimina los antiguos anclajes que producían roturas de piso y los inconvenientes que esto acarrearba. Resultan muy apropiados para una gran variedad de máquinas.

**Aplicaciones típicas:** Máquinas pesadas, tornos, inyectoras, andamios tubulares, básculas, plataformas, elevadoras, motogeneradores, sopladoras, cintas transportadoras, punzonadoras, mezcladoras, fresadoras, amasadoras, agujereadoras, amoladoras, cepilladoras, compresores, telares, etc.



Código	Dimensiones principales (mm)				Carga kg.		Rigidez [shore A]	Peso [g]
	A	B	C	Rosca	min.	max.		
SN.60.12	60	24	100	1/2"	60	120	65±5	138
SN.80.12	88,5	24	100	1/2"	100	300	65±5	378
SN.100.12	107,5	26,5	100	1/2"	280	550	65±5	564
SN.100.58	107,5	26,5	120	5/8"	280	550	65±5	564
SN.120.58	128	29,5	120	5/8"	450	900	65±5	898
SN.150.34	168	35,5	150	3/4"	800	1600	65±5	2295
SN.170.34	190	41,5	150	3/4"	1500	2500	65±5	2686
SN.250.1	253	59,6	150	1	2000	6000	65±5	5940



Lermp 63 (C114AZA) Buenos Aires  
Tel. 011-4862-1323  
www.acplind.com - info@acplind.com

## Ficha de producto

### Características

## SR2B121BD

relé inteligente compacto Zelio Logic - 12 E S -  
24 V CC - reloj - pantalla



### Principal

Rango de producto	Zelio Logic
Tipo de producto o componente	Relé inteligente compacto
Visualización local	Donde
Tensión de alimentación	24 V CC
Corriente de alimentación	100 mA sin extensión
Número de entrada digital	8 ENIEC 61131-2 tipo 1
Corriente de entradas discreta	4 mA
Número de entrada analógica	4
Número de salidas	4 relé
Reloj	Donde

### Complementario

Número de líneas esquema control	120 Ladder ≤ 200 FBD
Tiempo de ciclo	6...90 ms
Tiempo de backup	10 años 25 °C
Deriv. reloj	6 s/mes 25 °C 12 min/año 0...55 °C
Comprobaciones	Memoria de programa en cada arranque
Límites tensión alimentación	19,2...30 V
Potencia disipada en W	3 W sin extensión
Protección contra inversión de polaridad	Con
Tipo de entrada digital	Resistivo
Tensión de entrada digital	24 V CC
Frecuencia de contaje	1 kHz entrada digital
Estado de tensión 1 garantizado	≥ 15 V de IB a IG usado como circuito entrada discreta ≥ 15 V de I1 a IA y de IH a IR circuito entrada discreta
Estado de tensión 0 garantizado	≤ 5 V de IB a IG usado como circuito entrada discreta ≤ 5 V de I1 a IA y de IH a IR circuito entrada discreta
Estado de corriente 1 garantizado	≥ 1,2 mA de IB a IG usado como circuito entrada discreta ≥ 2,2 mA de I1 a IA y de IH a IR circuito entrada discreta
Estado de corriente 0 garantizado	< 0,5 mA de IB a IG usado como circuito entrada discreta < 0,75 mA de I1 a IA y de IH a IR circuito entrada discreta
Compatibilidad de entrada	Sensores de proximidad PNP 3 cables entrada digital
Tipo de entrada analógica	Modo común
Rango de entrada analógica	0...10 V 0...24 V
Tensión máxima admisible	30 V circuito entrada analógica
Resolución de entrada analógica	8 bits
Valor LSB	39 mV circuito entrada analógica
Tiempo conversión	Tiempo ciclo relé inteligente circuito entrada analógica
Error de conversión	+/- 5 % 25 °C circuito entrada analógica +/- 6,2 % 55 °C circuito entrada analógica
Precisión de repetición	+/- 2 % 55 °C circuito entrada analógica
Distancia de funcionamiento	10 m entre estaciones, con cable protegido (sensor no aislado) circuito entrada analógica

Impedancia de entrada	7,4 kOhm de I1 a IA y de IH a IR circuito entrada discreta 12 kOhm de IB a IG usado como circuito entrada analógica 12 kOhm de IB a IG usado como circuito entrada discreta
Límites de tensión de salida	5...30 V CC salida del relé 24...250 V AC salida del relé
Tipo de contactos y composición	NA salida del relé
Corriente térmica de salida	8 A para todas las 4 salidas salida del relé
Endurancia eléctrica	500000 cycles DC-12 24 V 1,5 A salida del relé EN/IEC 60947-5-1 500000 cycles DC-13 24 V 0,6 A salida del relé EN/IEC 60947-5-1 500000 cycles AC-12 230 V 1,5 A salida del relé EN/IEC 60947-5-1 500000 cycles AC-15 230 V 0,9 A salida del relé EN/IEC 60947-5-1
Capacidad de conmutación en mA	≥ 10 mA 12 V salida del relé
Régimen en Hz	0,1 Hz en la salida del relé 10 Hz sin carga salida del relé
Endurancia mecánica	10000000 cycles salida del relé
[Uimp] Tensión asignada de resistencia a los choques	4 kV EN/IEC 60947-1 y EN/IEC 60664-1
Tiempo respuesta	5 ms de estado 1 a estado 0 salida del relé 10 ms de estado 0 a estado 1 salida del relé
Conexiones - terminales	Termin. tornillo 1 x 0,25...1 x 2,5 mm <sup>2</sup> 24...14 flexible con extr. cable Termin. tornillo 2 x 0,2...2 x 1,5 mm <sup>2</sup> 24...16 sólido Termin. tornillo 1 x 0,2...1 x 2,5 mm <sup>2</sup> 25-14 sólido Termin. tornillo 1 x 0,2...1 x 2,5 mm <sup>2</sup> 25-14 semi-sólido Termin. tornillo de 2 x 0,25 a 2 x 0,75 mm <sup>2</sup> 24...18 flexible con extr. cable
Par de apriete	0,5 N.m
Categoría de sobretensión	III EN/IEC 60664-1
Peso del producto	0,25 kg

## Transformador



Todo en



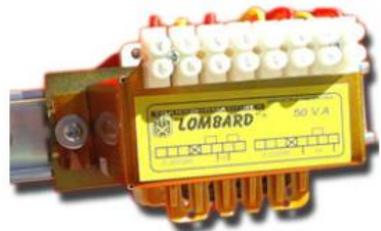
Especiales

# TRANSFORMADORES LOMBARD

Inicio | Conózcenos | Productos | Consultas | Prensa | Cómo Llegar |

### Transformadores Multitensión Montaje Din

- Standard
- Entrada: 220 ó 380V
- Salidas: 12V / 12+12V /24V
- Separadores
- Entrada: 220 y 380V
- Salidas: 110 - 110+110 - 220V
- Aislación 3000V
- Servicio Continuo
- Potencia hasta 500VA



**Especiales**

- Trifásicos
- Iluminación Piscinas
- Ultraaislación
- Multitensión
- Montaje DIN R416
- Generadores de Ozono
- Encendido de Calderas
- Protectores
- Autotransf. de Arranque
- Impedancias de Arranque

OsiSense XS

Inductive proximity sensors  
Cylindrical metal



	Flush standard and increased range			
	M8	2.5 mm	M12	4 mm
Nominal sensing distance Sn	1.5 mm	2.5 mm	2 mm	4 mm
Usable sensing distance S (mm) flush mountable / non flush mountable	0...1.2	0...2	0...1.6	0...3.2
Temperature range (°C)	-25...+70			
Product certification	CE - UL - CSA - CCC (in progress) - C-TICK			
Degree of protection (conforming to IEC 60529)	IP 67		pre-cabled: IP 69K conforming to DIN 40050, IP 68	

Sensors for DC applications

Output function	NO		A		A		A		A	
	NC		B		B		B		B	
Dimensions (mm) Ø x L	Cable / Connector		M8 x 33 / M8 x 42		M12 x 35 / M12 x 50		M12 x 35 / M12 x 50		M12 x 35 / M12 x 50	
3-wire	NPN	Cable (2 m)	XS508B11*AL2	XS108B31*AL2	XS512B11*AL2	XS112B31*AL2	XS512B11*AM12	XS112B31*AM12	XS512B11*AM12	XS112B31*AM12
		Connector M8 / M12	XS508B11*AM8	XS108B31*AM8	XS512B11*AM12	XS112B31*AM12	XS512B11*AM12	XS112B31*AM12	XS512B11*AM12	XS112B31*AM12
2-wire	NPN	Cable (2 m)	XS508B1N*AL2	XS108B3N*AL2	XS512B1N*AL2	XS112B3N*AL2	XS512B1N*AM12	XS112B3N*AM12	XS512B1N*AM12	XS112B3N*AM12
		Connector M8 / M12	XS508B1N*AM8	XS108B3N*AM8	XS512B1N*AM12	XS112B3N*AM12	XS512B1N*AM12	XS112B3N*AM12	XS512B1N*AM12	XS112B3N*AM12
2-wire	non polarized (1)	Cable (2 m)	XS508B3C*AL2	XS608B3C*AL2	XS512B5D*AL2	XS612B5D*AL2	XS512B5D*AM12	XS612B5D*AM12	XS512B5D*AM12	XS612B5D*AM12
		Connector M12	XS508B3C*AL01M12	XS608B3C*AL01M12	XS512B5D*AM12	XS612B5D*AM12	XS512B5D*AM12	XS612B5D*AM12	XS512B5D*AM12	XS612B5D*AM12
Supply voltage limits, min./max. (V) including ripple	10...36		10...36		10...36		10...36		10...36	
Switching capacity, max. (mA) 3-wire / 2-wire	200 / 100		200 / 100		200 / 100		200 / 100		200 / 100	
Overload and short-circuit protection (K) / LED output state indicator (Ø)	*/Ø		*/Ø		*/Ø		*/Ø		*/Ø	
Residual current, open state (mA)	≤ 0.5		≤ 0.5		≤ 0.5		≤ 0.5		≤ 0.5	
Voltage drop, closed state (V) at I nominal 3-wire / 2-wire	≤ 2 / ≤ 4		≤ 2 / ≤ 4		≤ 2 / ≤ 4		≤ 2 / ≤ 4		≤ 2 / ≤ 4	
Switching frequency (Hz) 3-wire / 2-wire	5000 / 4000		2500 / 3000		5000 / 4000		2500 / 2000		5000 / 4000	
Dimensions (mm) Ø x L	Cable / connector		M8 x 51 / M8 x 62		M12 x 53 / M12 x 62		M12 x 53 / M12 x 62		M12 x 53 / M12 x 62	
3-wire	NPN	Cable (2 m)	XS508B11*AL2	XS608B11*AL2	XS512B11*AL2	XS612B11*AL2	XS512B11*AM12	XS612B11*AM12	XS512B11*AM12	XS612B11*AM12
		Connector M12	XS508B11*AM12	XS608B11*AM12	XS512B11*AM12	XS612B11*AM12	XS512B11*AM12	XS612B11*AM12	XS512B11*AM12	XS612B11*AM12
2-wire	NPN	Cable (2 m)	XS508B1N*AL2	XS608B1N*AL2	XS512B1N*AL2	XS612B1N*AL2	XS512B1N*AM12	XS612B1N*AM12	XS512B1N*AM12	XS612B1N*AM12
		Connector M12	XS508B1N*AM12	XS608B1N*AM12	XS512B1N*AM12	XS612B1N*AM12	XS512B1N*AM12	XS612B1N*AM12	XS512B1N*AM12	XS612B1N*AM12
2-wire	non polarized	Cable (2 m)	XS508B10*AL2	XS608B10*AL2	XS512B10*AL2	XS612B10*AL2	XS512B10*AM12	XS612B10*AM12	XS512B10*AM12	XS612B10*AM12
		Connector M12	XS508B10*AM12	XS608B10*AM12	XS512B10*AM12	XS612B10*AM12	XS512B10*AM12	XS612B10*AM12	XS512B10*AM12	XS612B10*AM12
Supply voltage limits, min./max. (V) including ripple	10...36		10...36		10...36		10...36		10...36	
Switching capacity, max. (mA) 3-wire / 2-wire	200 / 100		200 / 100		200 / 100		200 / 100		200 / 100	
Overload and short-circuit protection (K) / LED output state indicator (Ø)	*/Ø		*/Ø		*/Ø		*/Ø		*/Ø	
Residual current, open state (mA) 2-wire	≤ 0.5		≤ 0.5		≤ 0.5		≤ 0.5		≤ 0.5	
Voltage drop, closed state (V) at I nominal 3-wire / 2-wire	≤ 2 / ≤ 4		≤ 2 / ≤ 4		≤ 2 / ≤ 4		≤ 2 / ≤ 4		≤ 2 / ≤ 4	
Switching frequency (Hz) 3-wire / 2-wire	5000 / 4000		2500 / 3000		5000 / 4000		2500 / 2000		5000 / 4000	

Multi-current/multi-voltage sensors for AC/DC applications

Dimensions (mm) Ø x L	Cable / connector			M12 x 53 / M12 x 62	
2-wire	Cable (2 m)	-	-	XS512B1M*AL2	XS612B1M*AL2
	Connector 1/2-30 UNF	-	-	XS512B1M*AU20	XS612B1M*AU20
Supply voltage limits, min./max. (V) including ripple	-		-		20...264
Switching capacity, max. (mA)	-		-		200
LED output state indicator (Ø)	-		-		Ø
Residual current, open state (mA)	-		-		≤ 0.5
Voltage drop, closed state (V) at I nominal	-		-		≤ 5.5
Switching frequency (Hz)	-		-		25 AC / 1000 DC

(1) polarized for M8 sensor

Accessories

Fixing for cylindrical sensors

Ring clamp with indexing pin for cylindrical sensors



M8	XS6B108
M12	XS6B112
M18	XS6B118
M30	XS6B138

Suitable female plug-in connectors

M8	Straight	Elbowed
Metal ring	X4CC8PDM305	X4CC8PCM305
M12 (4 pin)		
Metal ring	X4CC12PDM405	X4CC12PCM405
Plastic ring	X4CC12PDM405	X4CC12PCM405

## Microinterruptor



**Modelo MP-1 CBN**

**1) Accionamiento a palanca de acero inóx. flexible (retornable).**

**2) Medidas: 51 mm x 17,5 mm x 17,8 mm. (largo-ancho-alto).**

**3) Fijación lateral.**

## Contactor

### References

### TeSys contactors

Contactors for motor control,  
6 to 16 A in category AC-3 and  
6 to 12 A in category AC-4  
Control circuit: a.c.

### TeSys K



LC1 K0910



LC1 K09103



LC1 K09107

Contactors selection according to utilisation category, see pages A5/23 to A5/27 and A5/30 to A5/33.  
Mounting on 35 mm rail or Ø4 screw fixing.  
Screws in the open "ready-to-tighten" position.  
Add-on auxiliary contact blocks and accessories, see pages B8/40 to B8/43.

#### 3-pole contactors for standard applications

Standard power ratings of 3-phase motors 50-60 Hz in category AC-3			Rated operational current in category AC-3	Instantaneous auxiliary contacts	Basic reference, to be completed by adding the voltage code (V)
220 V	380 V	440/500 V	Up to		
kW	kW	kW	A		
220 V	380 V	440/500 V	440 V		LC1K0810
230 V	415 V	460/520 V			
<b>Screw clamp connections</b>					
1.5	2.2	3	6	1 -	LC1K0810
				- 1	LC1K0810
2.2	4	4	9	1 -	LC1K0910
				- 1	LC1K0910
3	5.5	4 (> 440)	12	1 -	LC1K1210
		5.5 (440)		- 1	LC1K1210
4	7.5	4 (> 440)	16	1 -	LC1K1610
		5.5 (440)		- 1	LC1K1610

#### Spring terminal connections

For 6 to 12 A ratings only, in the references selected above, insert a figure 3 before the voltage code.  
Example: LC1 K0810 becomes LC1 K08103.

#### Faston connectors, 1 x 9.35 or 2 x 2.8

For 6 to 16 A ratings, in the references selected above, insert a figure 7 before the voltage code.  
Example: LC1 K0810 becomes LC1 K08107.

#### Solder pins for printed circuit boards

For 6 to 16 A ratings, in the references selected above, insert a figure 6 before the voltage code.  
Example: LC1 K0810 becomes LC1 K08106.

#### 3-pole silent contactors

Recommended for use in areas sensitive to noise, high interference mains supplies, etc.  
Coil with rectifier incorporated, suppressor fitted as standard.

#### Screw clamp connections

References

**TeSys protection components**  
Magnetic motor circuit breakers  
GV2 LE

TeSys GV



GV2 LE10

Magnetic motor circuit breakers from 0.06 to 15 kW												
GV2 LE: control by rocker lever, connection by screw clamp terminals												
Standard power ratings of 3-phase motors 50/60 Hz in category AC-3						Magnetic protection rating	Tripping current Id ± 20 %	Use in association with thermal overload relay	Reference			
400/415 V		500 V		690 V								
I <sup>n</sup>	Icu	Ics <sup>(1)</sup>	I <sup>n</sup>	Icu	Ics <sup>(1)</sup>	I <sup>n</sup>	Icu	Ics <sup>(1)</sup>				
0.06	*	*	-	-	-	-	-	-	0.4	5	LR2 K0302	GV2LE03
0.09	*	*	-	-	-	-	-	-	0.4	5	LR2 K0304	GV2LE03
0.12	*	*	-	-	-	0.37	*	*	0.63	5	LR2 K0304	GV2LE04
0.16	*	*	-	-	-	-	-	-	0.63	5	LR2 K0305	GV2LE04
-	-	-	-	-	-	0.55	*	*	1	13	LR2 K0305	GV2LE05
0.25	*	*	-	-	-	-	-	-	1	13	LR2 K0306	GV2LE05
-	-	-	-	-	-	0.75	*	*	1	13	LR2 K0306	GV2LE05
0.37	*	*	0.37	*	*	-	-	-	1	13	LR2 K0306	GV2LE05
0.55	*	*	0.55	*	*	1.1	*	*	1.6	22.5	LR2 K0307	GV2LE06
-	-	-	0.75	*	*	-	-	-	1.6	22.5	LR2 K0307	GV2LE06
0.75	*	*	1.1	*	*	1.5	3	75	2.5	33.5	LR2 K0308	GV2LE07
1.1	*	*	-	-	-	-	-	-	2.5	33.5	LR2 K0308	GV2LE07
1.5	*	*	1.5	*	*	3	3	75	4	51	LR2 K0310	GV2LE08

Botonera

References (continued)

**Control stations and enclosures**  
Plastic control stations XALD and XALK  
For Harmony® XB5 control and signaling units Ø 22  
Complete stations (screw clamp terminal connections)



XALD224

Start-Stop function						
■ Light grey "RAL 7035" base, yellow "RAL 1021" lid						
Description	Dimensions (3) w x h x d mm	Type of contact		Marking	Reference	Weight kg
		N/O	N/C			
<b>Marking on pushbutton (2)</b>						
<b>2 spring return pushbuttons:</b>						
- 1 flush, green	68 x 106 x 62	1	-	I O	XALD213 (3)	0.233
- 1 flush, red		-	1	Marche Arrêt Start Stop	XALD224 (3)	0.233
		1	1	I O	XALD215 (3)	0.233
		1	1	I O	XALD213E	0.252
<b>2 spring return pushbuttons:</b>						
- 1 flush, green	68 x 106 x 66.5	1	-	I O	XALD214	0.234
- 1 projecting, red		-	1	Start Stop	XALD225 (3)	0.234
<b>Marking on legend holder and legend below head</b>						
<b>2 spring return pushbuttons:</b>						
- 1 flush, green	68 x 106 x 62	1	-	Marche Arrêt	XALD211 (3)	0.233
- 1 projecting, red		-	1	Start Stop	XALD211H29 (3)	0.233



## ANEXO VII: PLANOS

---