

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Diseño de un banco de pruebas configurable para
realizar distintos ensayos de fatiga en metales”

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Jamil André Coppiano Flor

Victor Fabian Japón Zhigue

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2021

DEDICATORIA

El presente proyecto se lo dedico a mis padres, quienes han sido un importante apoyo a lo largo de mi carrera; y a mi esposa, por ser mi motivación para seguir adelante y superarme.

Jamil Coppiano

El presente trabajo lo dedico a todas las personas que creyeron en mí y me apoyaron desde el inicio de la carrera: mis padres, mi abuelita, mis tíos y mi pareja que me acompañó durante la última etapa de mi vida universitaria.

Victor Japón

AGRADECIMIENTO

Queremos agradecer al docente guía de la tesis, Ph.D. Francis Loayza; al tutor, M.Sc. Livingston Castro y al docente Ph.D. Clotario Tapia por sus importantes recomendaciones y observaciones en el transcurso del proyecto. También queremos agradecer al docente Ph.D. César Martín por tomarse el tiempo de brindarnos aclaraciones sobre principios de selección de elementos de control.

DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Jamil André Coppiano Flor* y *Victor Fabian Japón Zhigue* damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”



Jamil Coppiano



Victor Japón

EVALUADORES



Firmado electrónicamente por:
**FRANCIS RODERICH
LOAYZA PAREDES**

Ph.D. Francis Loayza

PROFESOR DE LA MATERIA



Firmado electrónicamente por:
**LIVINGSTON DAVID
CASTRO VALLADARES**

M.Sc. Livingston Castro

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

El presente trabajo muestra el diseño de un banco de pruebas que permite modificar su configuración para realizar al menos dos tipos de ensayos de fatiga en probetas metálicas. El proyecto tiene fines académicos y se evalúa la posibilidad de que el Laboratorio de Materiales de la ESPOL ofrezca servicios de caracterización de resistencia a la fatiga en metales a empresas constructoras externas. Se implementó el AHP para seleccionar la mejor alternativa de cuatro planteadas. De este análisis resultaron óptimos dos ensayos de la matriz de selección: fatiga axial y de torsión. Entre las normas más importantes, se usaron las siguientes normas ASTM: E606 para el dimensionamiento de las probetas y la STP 588 para el procedimiento del ensayo de fatiga convencional. De los elementos diseñados, solamente dos no están para vida infinita bajo una carga máxima de tracción de 70kN, la cual no siempre se va a implementar. La frecuencia máxima del cilindro hidráulico es de 6.13Hz. La carga máxima de torsión es 30Nm a una frecuencia de 60rpm horario-antihorario. Entre los elementos seleccionados de mayor importancia están: servomotor, estación hidráulica, cilindro y elementos de control. El proyecto no abarca la programación del sistema de control ni la conexión de cables; es netamente de diseño mecánico. El costo de inversión es de \$30.847,40. Debido a este alto valor, no resulta viable para el laboratorio recuperar la inversión, sino limitar la máquina netamente para fines académicos.

Palabras Clave: Ensayo de fatiga, carga, frecuencia, tracción, torsión

ABSTRACT

This document shows the design of a test bench that allows modifying its configuration to perform at least two types of fatigue tests on metal specimens. The project has academic purposes and the possibility of the ESPOL Material's Laboratory offering services for the characterization of fatigue resistance in metals to external construction companies is evaluated. The AHP process was implemented to select the best alternative out of four proposed. From this analysis, two tests of the selection matrix were more optimal: axial and torsional fatigue. Among the most important standards, the following ASTM standards were used: E606 for specimen sizing and STP 588 for the conventional fatigue test procedure. Of the designed elements, only two are not for infinite life under a maximum tensile load of 70kN, which is not always going to be implemented. The maximum frequency of the hydraulic cylinder is 6.13Hz. The maximum torque load is 30Nm at a frequency of 60rpm clockwise-counterclockwise. Among the most important selected elements are: servomotor, hydraulic station, cylinder and control elements. The project does not cover the programming of the control system nor the connection of cables; it is purely mechanical-design. The investment cost is \$30,847.40. Due to this high value, it is not feasible for the Laboratory to recover the investment, but to limit the machine purely for academic purposes.

Keywords: *Fatigue test, load, frequency, traction, torsion.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS	XII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIV
ÍNDICE DE PLANOS.....	XVI
CAPÍTULO 1.....	1
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Definición del Problema	1
1.2 Justificación del Proyecto	1
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo General.....	2
1.3.2 Objetivos Específicos	2
1.4 Marco teórico	3
CAPÍTULO 2.....	10
2. METODOLOGÍA.....	10
2.1 Diseño conceptual	10
2.2 Alternativas de Diseño	13
2.3 Selección de la mejor alternativa	15
2.4 Diseño detallado	16
2.4.1 Diseño de probetas de ensayo de fatiga axial y torsional.....	16
2.4.2 Selección de mordazas	16
2.4.3 Selección del servomotor y servodriver	17
2.4.4 Selección de celdas de carga.....	17
2.4.5 Diseño de acoples	17
2.4.6 Diseño del eje de transmisión para torsión.....	18
2.4.7 Diseño del soporte para el motor.....	18
2.4.8 Selección de cilindro hidráulico.....	18
2.4.9 Selección de estación hidráulica.....	18
2.4.10 Selección de válvulas hidráulicas	19

2.4.11	Selección de filtro hidráulico de retorno.....	19
2.4.12	Selección de manguera hidráulica.....	19
2.4.13	Selección de accesorios hidráulicos.....	19
2.4.14	Diseño de la bancada.....	20
2.4.15	Sistema de control, medición y adquisición de datos.....	20
2.5	Simulación de elementos principales.....	20
2.5.1	Análisis de elementos finitos.....	20
CAPÍTULO 3.....		24
3.	RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	24
3.1	Cargas máximas de los ensayos.....	24
3.1.1	Carga máxima para prueba axial.....	24
3.1.2	Carga máxima para prueba de torsión.....	25
3.2	Selección de mordazas.....	26
3.2.1	Mordaza para prueba axial.....	26
3.2.2	Mordaza para prueba de torsión.....	26
3.3	Selección del servomotor y servodriver.....	26
3.3.1	Cálculo de la frecuencia en el ensayo de torsión y selección del servomotor con servodriver.....	26
3.4	Acoples mecánicos.....	28
3.4.1	Acoples para carga de torsión.....	28
3.4.2	Acoples para carga de tracción.....	29
3.5	Selección de celdas de carga.....	32
3.5.1	Celda de carga de torsión.....	32
3.5.2	Celda de carga de tracción.....	33
3.6	Selección del cilindro hidráulico.....	33
3.7	Diseño del eje de transmisión.....	34
3.8	Selección de estación hidráulica.....	35
3.8.1	Cálculo de frecuencia máxima para el ensayo de tracción.....	36
3.9	Selección de válvulas hidráulicas.....	37
3.9.1	Válvulas direccionales.....	37
3.10	Selección de filtro hidráulico de retorno.....	37
3.11	Selección de manguera hidráulica.....	37
3.12	Selección de accesorios hidráulicos.....	37

3.13	Bancada	38
3.13.1	Plataforma de soporte	38
3.13.2	Soporte para mordaza	39
3.13.3	Estructura de soporte	41
3.14	Elementos de control.....	42
3.15	Simulación de elementos principales	43
3.15.1	Análisis de elementos finitos	43
3.16	Resultado final de la máquina diseñada y datos técnicos	44
3.16.1	Configuración para fatiga a torsión	44
3.16.2	Configuración para fatiga a tracción	45
3.17	Análisis de Costos.....	46
3.18	Análisis de resultados	51
CAPÍTULO 4.....		56
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	56
4.1	Conclusiones	56
4.2	Recomendaciones	56
BIBLIOGRAFÍA		
APÉNDICES		

ABREVIATURAS

µm	Micrómetros
3D	Tres Dimensiones
A	Amperio
AC	Alternate Current (Corriente Alterna)
AHP	Analytic Hierarchy Process (Proceso de Jerarquía Analítica)
AISI	American Iron and Steel Institute (Instituto Americano de Hierro y Acero)
ASTM	American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana para Pruebas y Materiales)
Bar	Baros
cm	Centímetros
cm ²	Centímetros cuadrados
cm ³	Centímetros cúbicos
cm ⁴	Centímetros a la cuarta
Co	Corporación
DC	Direct Current (Corriente Continua)
DIN	Deutsches Institut für Normung (Instituto Alemán de Normalización)
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
GPa	Gigapascales
HCF	High Cycle Fatigue (Fatiga de Ciclo Alto)
HMI	Human-Machine Interface (Interfaz Humano-Máquina)
HP	Horse-Power (Caballos de potencia)
Hz	Hercio
IES	Instituciones de Educación Superior
in	Inch (pulgadas)
Inf	Infinita
ISO	International Organization for Standardization (Organización Internacional para la Estandarización)
kg	Kilogramos
kN	Kilo-Newton
kW	Kilo Watts
kWh	Kilo Watt-hora
LCF	Low Cycle Fatigue (Fatiga de Ciclo Bajo)

LEMAT	Laboratorio de Evaluación de Materiales
L	Litros
L/min	Litros por minuto
Ltd	Limited (Limitada)
Ltda	Limitada
m/s	Metro por segundo
min	Minutos
mA	Miliamperio
m	Metros
m ²	Metros cuadrados
m ³	Metros cúbicos
mV	Milivoltio
mm	Milímetros
mm ²	Milímetros cuadrados
MPa	Mega Pascales
N/A	No Aplica
Nm	Newton-metro
Nom	Nominal
Pa	Pascales
PLC	Programmable Logic Controller (Controlador Lógico-Programable)
PET	Polietileno Tereftalato
PID	Proporcional-Integral-Derivativo
rad	Radianes
rev	Revoluciones
rpm	Revoluciones Por Minuto
s	Segundo
s ²	Segundo cuadrado
SMAW	Shield Metal Arc Welding (Soldadura por Arco de Metal Blindado)
TIR	Tasa Interna de Retorno
Tmar	Tasa Mínima Aceptable de Rendimiento
Ton	Toneladas
TT	Tratamiento Térmico
V	Voltio

VAN	Valor Actual Neto
W	Watts

SIMBOLOGÍA

\$	Dólares estadounidenses
%	Porcentaje
°	Grado sexagesimal
°C	Grados Celsius o centígrados
$\sum P$	Sumatoria de cargas sobre la columna
A	Área de la sección transversal de un elemento afín
c	Distancia del eje neutro a la fibra más alejada
C_c	Relación de esbeltez
C_{carga}	Factor de corrección de carga
C_{conf}	Factor de corrección de confiabilidad
C_{sup}	Factor de corrección de superficie
$C_{tamaño}$	Factor de corrección de tamaño
C_{temp}	Factor de corrección de temperatura
c_x	Distancia horizontal del eje neutro a la fibra más alejada en la sección transversal de la columna
c_y	Distancia vertical del eje neutro a la fibra más alejada en la sección transversal de la columna
D	Diámetro menor de la probeta
d	Diámetro de un elemento de sección transversal circular
D'	Diámetro mayor de la probeta
d_i	Diámetro interno de los acoples de transmisión
d_o	Diámetro medio del acople de transmisión
E	Módulo de Young
e	Espesor del acople de transmisión en la sección del chavetero
F	Fuerza axial aplicado a un elemento
F_m	Carga debido a la masa que soporta el cilindro
$f_{máx}$	Frecuencia máxima del ensayo de tracción
F_p	Carga mínima del cilindro
F_s	Factor de seguridad para la columna
I	Momento de inercia de la sección transversal
I_{yy}	Momento de inercia de la sección transversal respecto al eje Y

I_{xx}	Momento de inercia respecto de la sección transversal respecto al eje X
J	Momento polar de inercia de la sección transversal de un elemento
k	Coefficiente de corrección de la columna
K_{fs}	Concentrador de esfuerzo de fatiga a cortante
K_{ts}	Concentrador de esfuerzo estático a cortante
L'_o	Longitud total de la probeta
L_o	Longitud de la zona de menor diámetro de la probeta
L_e	Longitud efectiva de la columna
L	Longitud total de la columna
M	Momento flector aplicado a la probeta
M_x	Momento generado respecto al eje X
M_y	Momento generado respecto al eje Y
N	Número de ciclos
P	Carga aplicada a la probeta
p	Presión en las mangueras o en el cilindro
Q	Caudal
q	Factor de sensibilidad a la muesca
R	Radio de curvatura en el cambio de sección de la probeta
r	Radio de giro
S	Resistencia a la fatiga
S_e'	Límite de resistencia a la fatiga según la prueba de viga rotatoria
S_e	Límite teórico de resistencia a la fatiga
S_{ut}	Resistencia última de un material
S_y	Límite de resistencia a la fluencia de un material
T	Torque aplicado a un elemento
v_1	Velocidad del vástago del cilindro
\dot{W}	Potencia mínima del servomotor
δ	Deformación máxima de la probeta de Assab 705 en el ensayo de tracción
ε	Deformación unitaria
η	Factor de seguridad bajo carga estática
η_f	Factor de seguridad a la fatiga
ρ	Radio de giro de la sección transversal

σ	Esfuerzo de desgarre, aplastamiento o axial referente a un elemento
σ_{axial}	Esfuerzo axial
σ_{cr}	Esfuerzo crítico de la columna de la armadura de soporte
$\sigma_{flexión}$	Esfuerzo de flexión
σ_m	Esfuerzo axial medio
$\sigma_{máx}$	Esfuerzo máximo
$\sigma_{mín}$	Esfuerzo mínimo
$\sigma_{torsión}$	Esfuerzo de torsión
τ	Esfuerzo cortante de torsión referente a un elemento
τ_m	Esfuerzo cortante medio
ω	Velocidad angular del servomotor

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Máquina de ensayo para fatiga de flexión invertida y rotativa.	6
Figura 1.2 Máquina para ensayo de fatiga de esfuerzo axial.	7
Figura 2.1 Categorización de los objetivos de diseño	11
Figura 2.2 Alternativas de solución de la máquina para ensayos de fatiga.	14
Figura 2.3 Probetas para ensayos de fatiga axial.....	16
Figura 2.4 Cargas y restricciones de la plataforma de soporte para el análisis de elementos finitos.....	21
Figura 2.5 Cargas y restricciones de la plataforma de soporte para el análisis de elementos finitos.....	21
Figura 2.6 Cargas y restricciones de los acoples de tracción para el análisis de elementos finitos. A) Acople plataforma-transductor, B) Unión de tracción transductor-mordaza, C) Acople plataforma-transductor	22
Figura 2.7 Cargas y restricciones del eje de transmisión y acoples de torsión	23
Figura 2.8 Cargas y restricciones de la estructura para plataforma de soporte.....	23
Figura 3.1 Desplazamientos debido a la carga. A) Desplazamiento debido a carga de tensión. B) Desplazamiento debido a carga de compresión.....	25
Figura 3.2 Desplazamientos debido a carga de torsión.....	26
Figura 3.3 Acoples para el sistema de transmisión de torque. A) Acoples bridado para eje motriz y eje del transductor de torsión. B) Acoples bridado para eje del transductor de torsión y eje de transmisión. C) Acople bridado para eje de transmisión y mordaza de torsión.....	29
Figura 3.4 Acople para transductor de tracción y plataforma de soporte. A) Vista isométrica del elemento, B) Esfuerzo de Von Mises en carga estática, C) Vida útil del elemento en ciclos, D) Factor de seguridad de fatiga	30
Figura 3.5 Unión para transductor y mordaza de tracción. A) Vista isométrica del elemento B) Esfuerzo de Von Mises en carga estática, C) Vida útil del elemento en ciclos, D) Factor de seguridad de fatiga.	31
Figura 3.6 Acople para mordaza de tracción y vástago de cilindro. A) Vista isométrica del elemento B) Esfuerzo de Von Mises en carga estática, C) Vida útil del elemento en ciclos, D) Factor de seguridad de fatiga.....	32

Figura 3.7 Eje diseñado para la transmisión torque. A) Vista isométrica del elemento B) Esfuerzo de Von Mises en carga estática, C) Vida útil del elemento en ciclos, D) Factor de seguridad de fatiga.	35
Figura 3.8 Plataforma de soporte. A) Vista isométrica del elemento B) Esfuerzo de Von Mises en carga estática, C) Vida útil del elemento en ciclos, D) Factor de seguridad de fatiga.	39
Figura 3.9 Soporte para mordaza de torsión y acople para la celda de carga axial, elaborado con fundición de hierro dúctil. A) Vista isométrica del elemento B) Esfuerzo de Von Mises en carga estática, C) Vida útil del elemento en ciclos, D) Factor de seguridad de fatiga.	40
Figura 3.10 Soporte para mordaza de torsión y acople elaborado con placas soldadas. A) Vista isométrica del elemento B) Esfuerzo de Von Mises en carga estática, C) Vida útil del elemento en ciclos, D) Factor de seguridad de fatiga.	41
Figura 3.11 Estructura para plataforma de soporte. A) Vista isométrica del elemento B) Estado de deformaciones en la estructura C) Esfuerzo de Von Mises en carga estática.	42
Figura 3.12 Ensamble completo de la configuración para fatiga de torsión	44
Figura 3.13 Explosión y listado de elementos para fatiga de torsión.....	44
Figura 3.14 Ensamble completo de la configuración para fatiga de tracción.....	45
Figura 3.15 Explosión y listado de elementos para fatiga de tracción	46

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Ponderación de categorías.....	12
Tabla 2.2 Ponderación de “funcionamiento”	12
Tabla 2.3 Ponderación de “seguridad”	12
Tabla 2.4 Ponderación de “costo”.....	13
Tabla 2.5 Ponderación de “apariencia”.....	13
Tabla 2.6 Tabla jerárquica ponderada de objetivos de diseño	13
Tabla 2.7 Matriz de selección del proceso de Diseño en Ingeniería.....	15
Tabla 3.1 Datos técnicos del motor seleccionado	27
Tabla 3.2 Características de la chaveta del eje del servomotor	28
Tabla 3.3 Características del servodriver	28
Tabla 3.4 Datos técnicos del transductor de torsión.....	32
Tabla 3.5 Características de la chaveta del transductor de torsión	33
Tabla 3.6 Datos técnicos del transductor de tracción	33
Tabla 3.7 Datos técnicos del cilindro hidráulico.....	34
Tabla 3.8 Datos técnicos de la bomba hidráulica	36
Tabla 3.9 Datos técnicos de la válvula direccional 4/3	37
Tabla 3.10 Datos técnicos del filtro de retorno hidráulico	37
Tabla 3.11 Datos mecánicos de la viga seleccionada	41
Tabla 3.12 Resultados del cálculo de esfuerzo permisible en la columna.....	42
Tabla 3.13 Características del PLC	43
Tabla 3.14 Resultados del análisis de elementos finitos	43
Tabla 3.15 Ficha técnica para la configuración a torsión.....	45
Tabla 3.16 Ficha técnica para la configuración a tracción.....	46
Tabla 3.17 Tabla de costos de pernos y tornillos utilizados en la máquina	47
Tabla 3.18 Tabla de costos de materia prima para la fabricación de elementos	47
Tabla 3.19 Costos de fabricación por mano de obra y procesos.....	48
Tabla 3.20 Costos de mantenimiento general del equipo.....	48
Tabla 3.21 Costos de operación de la máquina	48
Tabla 3.22 Costos de equipos y elementos seleccionados	49
Tabla 3.23 Inversión requerida para la elaboración del proyecto	49
Tabla 3.24 Variables económicas para el análisis de viabilidad económica del proyecto.....	49

Tabla 3.25 Tabla de amortización	50
Tabla 3.26 Flujo de caja de la inversión	51
Tabla A.1 Ficha técnica de los rodamientos seleccionados	67

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 01	Eje de transmisión para sensor-probeta
PLANO 02	Acople del eje-mordaza
PLANO 03	Acople del transductor-eje
PLANO 04	Acople del eje-transductor
PLANO 05	Acople del servomotor
PLANO 06	Acople del servo-transductor
PLANO 07	Base del servomotor
PLANO 08	Muro lateral para el servo
PLANO 09	Placa del servomotor
PLANO 10	Patas del asiento de rodamientos
PLANO 11	Chaveta 6x6-22 perforada
PLANO 12	Chaveta 6x6-22
PLANO 13	Chaveta 8x7-45 perforada
PLANO 14	Acople inferior de la mordaza de tensión
PLANO 15	Acople vástago-mordaza de tensión
PLANO 16	Eje de unión mordaza axial-celda de carga
PLANO 17	Placa soporte de la mesa
PLANO 18	Soporte empernado de mordazas
PLANO 19	Soporte del servomotor
PLANO 20	Explosión del ensayo de fatiga a torsión
PLANO 21	Explosión del ensayo de fatiga a tracción
PLANO 22	Estructura de la mesa
PLANO 23	Placa soporte de válvulas

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Definición del Problema

Existen varios tipos de máquinas para ensayos de fatiga de metales sometidos a un tipo de carga específica; axial, flexión y torsión. La propuesta de este proyecto es diseñar una máquina que pueda ser reconfigurado para permitir realizar al menos dos ensayos diferentes.

Los requerimientos de diseño son el punto de partida para el **análisis técnico** de las posibles soluciones. La perspectiva de diseño debe ser simple, ser capaz de manufacturarse y ensamblarse. Además, un diseño ergonómico es necesario para garantizar un buen manejo de los elementos de la máquina.

Desde el punto de vista de la **seguridad y bienestar**, el proyecto contribuirá a evitar tragedias relacionadas a construcciones civiles y mecánicas porque permitirá conocer el comportamiento dinámico de los materiales a usar.

Si la máquina se certifica, el laboratorio receptor podrá brindar servicios de caracterización de materiales bajo cargas de fatiga; esto representaría un **ingreso económico** hacia dicho departamento.

Por otro lado, las pruebas a realizar en la máquina son destructivas. Las probetas fracturadas deben ser almacenadas en depósitos de reciclaje de metales para ser transportadas a separadores e industrias de fundición para satisfacer el **aspecto ambiental**.

En el ámbito de la **salud pública**, cualquiera que sea la propuesta, esta no afectará la salud de sus clientes o sus alrededores de forma directa ni indirecta.

La fatiga de metales no es un tema que se comparta en la comunidad; por lo tanto, el trabajo no abarca un **ámbito social** ni **cultural**. De igual manera, el presente proyecto al tratarse netamente del diseño de un sistema mecánico destinado a las IES no conlleva un impacto significativo en el **aspecto global**.

1.2 Justificación del Proyecto

Muchos elementos de máquinas están sometidos a cargas fluctuantes, lo cual genera fatiga del material, cuyo fallo se origina en la superficie y se propaga en una dirección perpendicular al esfuerzo aplicado. A pesar de que la carga sea mucho menor a la máxima permisible en condiciones estáticas, el material

va a fallar si el elemento no se dimensionó adecuadamente.

Esto puede traer consecuencias catastróficas para los operadores de la máquina, y también generar grandes costos de reparación o mantenimiento.

En el diseño de máquinas es fundamental conocer la resistencia a la fatiga de materiales para tener noción de los límites permisibles de operación de un elemento mecánico sometido a cargas cíclicas. Sin embargo, las máquinas comerciales para realizar estos ensayos permiten analizar un tipo de carga independiente.

Dado el alto costo que implicaría tener varias máquinas, una versátil opción sería tener un equipo reconfigurable y poder realizar ensayos de fatiga distintos; cumpliendo requerimientos ASTM para que cualquier laboratorio receptor pueda usarla para fines académicos y de servicio a otras empresas.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

- Diseñar un banco de pruebas que permita modificar su funcionamiento para realizar ensayos distintos de fatiga en probetas de metal.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Plantear al menos tres alternativas de diseño para seleccionar la mejor según los requerimientos siguiendo el proceso de Diseño en Ingeniería Mecánica.
- Realizar el diseño detallado y dimensionamiento de los elementos del sistema, considerando las normativas y especificaciones técnicas, para simularlos mediante un software.
- Elaborar planos de ensamble y fabricación de los elementos que conforman la máquina, definiendo las tolerancias, facilitando así la fabricación.
- Seleccionar un sistema de control y de recolección de datos de los parámetros del ensayo que garantice la automatización del sistema.
- Analizar la factibilidad económica del proyecto evaluando el costo de fabricación y comparándolo con el de máquinas en venta, definiendo su rentabilidad.

1.4 Marco teórico

Marco legal

Se hacen uso de las normas:

- ASTM E606-92, en la que se dan pautas para el dimensionamiento de la probeta (ASTM International, 2004).
- ASTM 1823-96, referente a terminología de fatiga y fractura (ASTM International, 2002).
- ASTM 739-91, que es un indicativo sobre el proceso de linealización de curvas de fatiga estrés-vida y deformación-vida (ASTM International, 2004).
- ASTM STP 588, el cual detalla el procedimiento para un ensayo de fatiga convencional (ASTM International, 1975).
- ASTM E466-96, donde se indica el rango de frecuencia permisible para ensayos de fatiga axial (ASTM International, 1996).

Teoría de falla por fatiga

En muchos casos los elementos de máquinas fallan bajo la acción de esfuerzos variables en el tiempo, ya sean repetitivos o fluctuantes, en estos casos el esfuerzo de falla puede llegar a ser menor que la resistencia a la fluencia; pero a pesar de esto, se produce el fallo por fatiga como lo define Shigley (Shigley & Mitchell, 1983)

Mecanismos de la falla por fatiga

Las fallas por fatiga son producidas siempre por una grieta que haya pasado desapercibida en la manufactura del elemento o que se desarrolló con el tiempo. Se ha demostrado que existen discontinuidades en elementos estructurales, desde microscópicas hasta macroscópicas, que nacen en el proceso de manufactura (Fisher & Yen, 1972)

Generalmente, las grietas por fatiga inician como un concentrador de esfuerzos dentro del elemento, por lo que resulta importante que estas piezas sean diseñadas con la intención de minimizar concentradores de esfuerzos. (Norton, 2011). La falla por fatiga la podemos dividir en tres etapas, la primera formación de una o más microgrietas. En la segunda etapa las microgrietas se convierten en macrogrietas. Por último, ocurre la fractura súbita del material. (Shigley & Mitchell, 1983)

Regímenes de fatiga

Dependiendo del número de ciclos de aplicación de la fuerza durante toda su vida, el régimen se clasifica como Fatiga de Ciclo Bajo (LCF por sus siglas en inglés) o Fatiga de Ciclo Alto (HCF por sus siglas en inglés). Norton marca la línea divisoria de estos dos regímenes en 10^3 ciclos.

Cargas por fatiga

Los esfuerzos variables en el tiempo llegan a causar fatiga en el material. Dependiendo de la aplicación, la carga varía significativamente. Generalmente se pueden ver aplicaciones en máquinas rotatorias y en equipos de servicio

Carga en máquinas rotativas

En este tipo de equipos, las funciones más comunes de esfuerzo-tiempo, se modelan con ondas senoidales. Estas pueden ser invertidas, donde el valor medio de la curva es cero; repetitivas, la cual muestra una curva desde un esfuerzo de cero a uno máximo; o variables, siendo el caso más general donde el esfuerzo es distinto de cero. Dichas ondas se pueden caracterizar por parámetros como, el intervalo de esfuerzo, componente de amplitud, componente media, razones de esfuerzo y amplitud.

Prueba con una viga giratoria

Esta prueba consta de una muestra muy pulida de 0.3 in. de diámetro, que gira a 1725 rpm, creando un ciclo de esfuerzo de flexión invertido. Cuando la muestra falla se registra la cantidad de ciclos que ha realizado. Con diversos datos se pueden obtener diagramas S-N.

Límite de resistencia a la fatiga

Se define el límite de resistencia a la fatiga S_{er} , como el límite que marca la línea de vida finita y vida infinita de un material en un gráfico S-N, aproximadamente se encuentra entre los 10^6 a 10^7 ciclos para el acero. Por debajo de S_{er} se pueden hacer ciclos infinitos y el material no fallará. Si $S_{ut} < 200 \text{ ks}$. S_{er} se calcula como:

$$S_{er} = 0.5S_{ut} \quad (1.1)$$

Prueba de fatiga axial

En esta prueba el esfuerzo se encuentra distribuido uniformemente en la sección transversal del elemento, ya sea esfuerzo de compresión o tracción.

Usualmente cuando un elemento es sometido a fatiga de carga axial, este tiende a disminuir su $S_{e'}$, puesto que es más fácil encontrar una microgrieta con los esfuerzos distribuidos uniformemente.

Pruebas de flexión en voladizo

Se presenta como una alternativa económica a las pruebas anteriores, sin embargo, también posee la capacidad de lograr cualquier combinación de esfuerzos medios y alternativos. Esta prueba consta de una viga en voladizo que es sometida a cargas oscilantes en su extremo más alejado.

Pruebas de fatiga por torsión

Esta prueba es realizada sobre una muestra cilíndrica la cual se somete a un ciclo de carga por torsión invertida. La gráfica de esfuerzos que resulta de esta sugiere que para un material de acero dúctil la resistencia a la fatiga sea 0.577 de la resistencia a la fatiga por carga de flexión.

Estimación del criterio de falla por fatiga

La información más confiable de la resistencia a la fatiga de un material proviene de pruebas en montajes prototipo o reales del diseño, ya sea vida finita o para vida infinita.

Estimación del límite de resistencia a la fatiga teórica S_e

Si existen datos acerca de la resistencia a la fatiga de un material, se deben utilizar y aplicar factores de corrección, ya que usualmente estos datos son de pruebas de ciclo de carga de flexión o axial invertida con muestras pequeñas y pulidas. Cuando no hay datos se puede estimar la resistencia a la fatiga con la resistencia última del material.

Factores de corrección para la resistencia a la fatiga teórica.

Debido a la naturaleza a la que se realizan las pruebas para obtener el $S_{e'}$, se deben realizar correcciones para diseño de elementos reales, ya sean por diferencias ambientales, temperatura, los diferentes tipos de carga, así como tamaño, acabado superficial, entre otros. Esto se realiza con el fin de obtener una resistencia a la fatiga aproximada al caso del diseño. Marín (Marin, 1962, pág. 224) define estos factores de corrección con la siguiente ecuación.

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S_{e'} \quad (1.2)$$

Esfuerzos

En ejes o probetas circulares, pueden generarse tres tipos de esfuerzos: axial,

torsión y flexión; dependiendo de la carga aplicada. Estos vienen dados por:

$$\sigma_{axial} = \frac{P}{A} \quad (1.3)$$

$$\sigma_{flexión} = \frac{Mc}{I} K_f \quad (1.4)$$

$$\tau_{torsión} = \frac{T\rho}{J} K_T \quad (1.5)$$

Antecedentes

Máquina para ensayos de fatiga bajo carga axial

La Universidad de Illinois publicó en 1934 un boletín con las características de todas las máquinas para ensayos de fatiga que contaban en el Laboratorio de Ensayos de Materiales. Entre estos está la Máquina para ensayos de fatiga con esfuerzo de tensión o compresión; llamada también “Máquina de Moore-Krouse”.

La máquina empieza la transmisión de potencia desde un eje que, por medio de levas, hacen vibrar una palanca conectada a un resorte helicoidal que amortigüe su movimiento. En el otro extremo de la palanca, se transmite el esfuerzo axial a través de un eje y luego a la probeta, la cual está sujeta entre mordazas. Para esta prueba hacían girar el motor principal a 1000 rpm (Herbert & Glen , 1934).

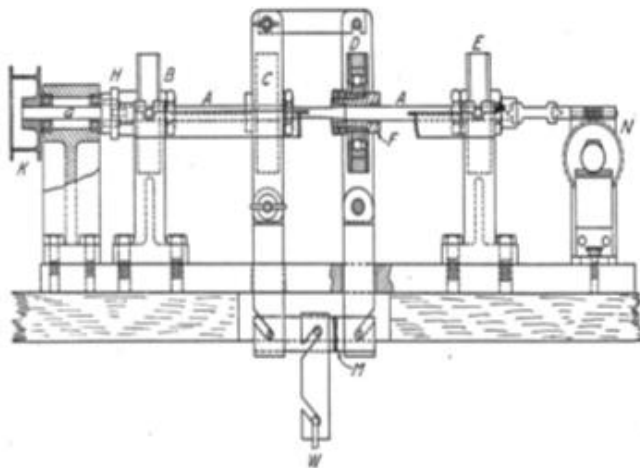


Figura 1.1 Máquina de ensayo para fatiga de flexión invertida y rotativa.

Fuente: Moore, H. and Krouse, G., 1934. Sondericker (or Farmer) type of rotating beam reversed-flexure testing machine. p9. [image] Disponible en: <<https://core.ac.uk/download/pdf/20442497.pdf>> [Acceso 4 June 2021].

Máquina para ensayos de flexión

En dicho informe, Moore & Krouse (1934) explicaron el funcionamiento de la Máquina de ensayo de fatiga de viga giratoria, o de “tipo Sonderick”. Cabe

recalcar que este modelo actualmente se conoce como “Ensayo de Moore”. La prueba consiste en hacer girar una probeta de sección circular por medio de un motor.

Las configuraciones de la muestra pueden ser: viga en voladizo o simplemente apoyada. El eje de la probeta cuenta con cuatro rodamientos de bolas. Los cojinetes centrales están conectados cada uno a un cardan por medio de acoples empernados. Los cardanes, se unen a una barra en común; y en el centro de esta hay pesos de magnitud conocida colgando de un resorte helicoidal corto para ejercer la carga de flexión. En el laboratorio la velocidad de rotación era de 1500 rpm.

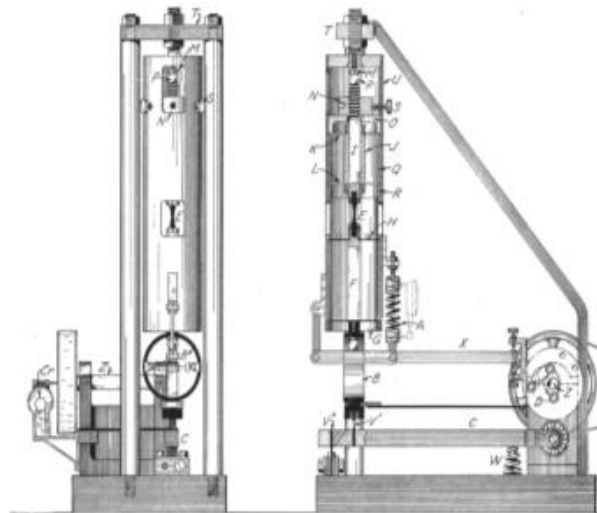


Figura 1.2 Máquina para ensayo de fatiga de esfuerzo axial.

Fuente: Moore, H. and Krouse, G., 1934. Moore-Krouse axial-stress (tension-compression) fatigue testing machine. p28. [image] Disponible en: <<https://core.ac.uk/download/pdf/20442497.pdf>> [Acceso 4 June 2021].

Aplicaciones tecnológicas

En un artículo académico se detalla el trabajo realizado por (Kulkarni, Sawant, & Kulkarni, 2018) en el que se diseña y se desarrolla una máquina de ensayos de fatiga plana para pruebas de flexión en materiales compuestos. En dicho documento se puede encontrar una máquina que consta de tres módulos: entrada de potencia, transmisión de potencia y adquisición de datos.

Existen muchas tecnologías para aplicación de carga en los ensayos, (Shawki, 1990, pág. 57) nos habla de cargas hidráulicas, centrífugas, neumáticas, magnéticas, etc. Cada una tiende a cambiar la configuración de la máquina para un ensayo determinado, aunque a veces se pueden aplicar

dos cargas distintas al mismo tiempo.

Entre todas las máquinas que Shawki menciona la tecnología hidráulica sobresale ya que tiene cierta facilidad para poder aplicar tanto carga axial como torsional en un mismo equipo. Aunque existen ciertos problemas cuando se utiliza un solo cilindro hidráulico, estos se pueden resolver de diferentes maneras, ya sea agregando otro cilindro o cambiando la carrera del pistón.

(Avila, Correa, Verduso, & Zuñiga, 2017) realizan el diseño de una máquina de fatiga para ensayos de torsión. Con la ayuda de dos actuadores se realiza un movimiento de rotación y otro lineal a una probeta sujeta en dos mandriles, fijo y móvil. La prueba realizada tiene cierta similitud con la prueba de viga rotatoria a flexión; sin embargo, existe una clara diferencia en el actuador lineal que hace el movimiento de flexión, puesto que la probeta se sujeta de manera vertical.

Otro artículo interesante fue elaborado por (Xuan & Wang, 2017) donde describen el funcionamiento y control de una máquina de ensayos de fatiga impulsada hidráulicamente. El control implementado es un PID. La máquina contiene tres circuitos: de fuerza dinámica, estática y torsional.

Por último, en un artículo sobre el Desarrollo de una Máquina de fatiga para Aplicaciones de Alta Frecuencia realizado por (Ghielmetti, Ghelichi, Guagliano, Ripamonti, & Vezzú, 2011), dividen el sistema en dos secciones: hardware y software. Según los autores: “*El nivel hardware incluye la máquina de prueba compuesta por un agitador electrodinámico LDS tipo V406A y una estructura de reacción sobre la que se conecta rígidamente la muestra* (Ghielmetti, Ghelichi, Guagliano, Ripamonti, & Vezzú, 2011, págs. 3-4)”. Para el software, se usa un agitador que hace vibrar una varilla de prueba. Una celda de carga piezoeléctrica de 2.5 kN manda una señal por medio de un transductor hacia la unidad de control digital; mientras una tarjeta de adquisición muestrea la señal de entrada.

Alcance y limitaciones

Este proyecto se presenta el proceso de diseño de un banco para ensayos de fatiga que contenga un sistema para someter la muestra a carga axial y otro sistema para implementar el ensayo de torsión. Estas pruebas serán llevadas

a cabo de forma independiente y “una a la vez” en el diseño final.

El proyecto no abarca la simulación del sistema de control ni la programación de un sistema de adquisición de datos. Estos componentes serán seleccionados en base a criterios de funcionalidad y ergonomía.

Dado el hecho de que contamos con un cliente jurídico, nos vemos en la necesidad de optimizar el costo de fabricación lo mejor posible. Esto se logrará con un diseño no conservador de cada elemento, un preciso análisis de esfuerzos mediante elementos finitos y la cuidadosa selección de elementos complementarios que el sistema vaya a requerir.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

Existen muchos procesos de diseño en la industria y cada disciplina tiene establecido su propio proceso de diseño. Aunque parecieran ser diferentes en esencia son lo mismo: parten de un problema definido, definen objetivos, requerimientos de diseño, plantean diferentes alternativas de solución, posteriormente seleccionan una de ellas, lo que lleva a un diseño detallado del producto y; por último, su producción.

La metodología para seguir fue “El Proceso de Diseño en Ingeniería” (Saaty, 1987) impartido en la materia introductoria de la carrera de Ingeniería Mecánica en la ESPOL, en la cual se definen requerimientos, se asignan pesos a cada uno, se generan alternativas de solución y se selecciona la que mayor puntaje obtenga en base al cumplimiento de los requerimientos.

2.1 Diseño conceptual

Categorización de requerimientos

Los requerimientos de diseño se han categorizado de la siguiente manera para el presente trabajo:

Objetivos

- Ergonómico
- Bajo costo de mantenimiento
- Manufacturable
- Reconfigurable
- Bajo costo de operación
- Bajo costo al consumidor
- Bajo ruido
- Factibilidad para implementar un sistema de recolección de datos
- Partes móviles cubiertas
- Fácil de limpiar
- Panel de control de fácil uso
- Cobertura transparente de la probeta para visualizar el momento de la falla
- Protección de la zona de fractura para análisis metalográfico
- Inoperable si una parte del sistema está abierto

Restricciones

- Costo de fabricación inferior a \$35.000,00
- Volumen máximo 2 m³
- Peso menor a 500 kg

Funciones

- Diseño multifuncional
- Realizar un ensayo a la vez

Categorización de objetivos de diseño

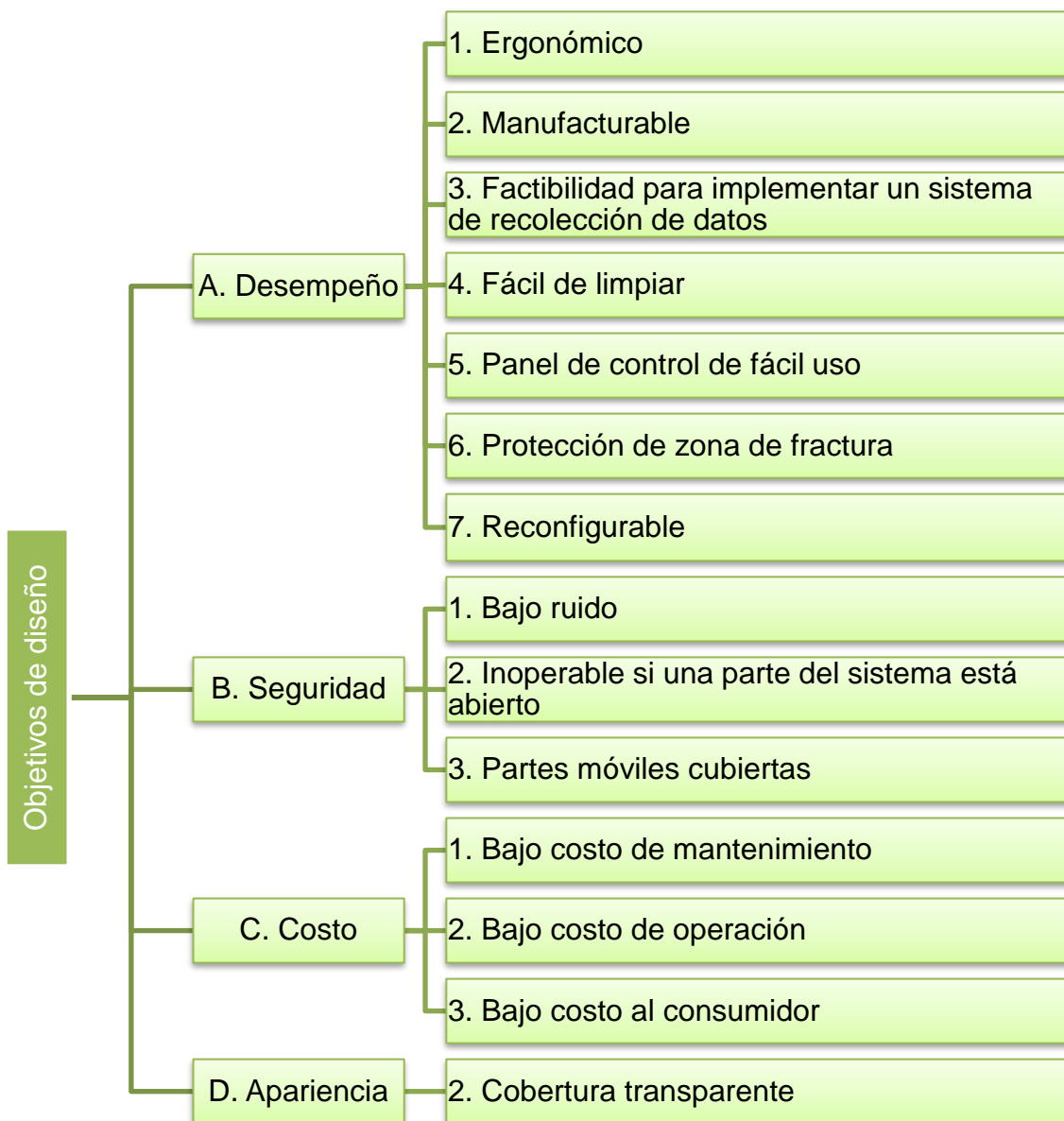


Figura 2.1 Categorización de los objetivos de diseño

Ponderación de los objetivos

A cada categoría de los objetivos de diseño se le asignó un peso, esto también aplicó a los objetivos que cada uno posee. Saaty, en 1987 propuso el método AHP, para determinar pesos enfocados a objetivos de diseño. En los que se aplica una comparación pareada entre cada objetivo para determinar así su peso relativo y total. En las siguientes tablas se muestran los pesos para cada categoría y sus objetivos.

Tabla 2.1 Ponderación de categorías

CRITERIO	A	B	C	D	SUBTOTAL	PESO
A	1,00	0,50	1,00	3,00	5,50	0,25
B	2,00	1,00	2,00	4,00	9,00	0,41
C	1,00	0,50	1,00	3,00	5,50	0,25
D	0,33	0,25	0,33	1,00	1,92	0,09
TOTAL					21,92	1

Tabla 2.2 Ponderación de “funcionamiento”

A. FUNCIONAMIENTO										
CRITERIO	1	2	3	4	5	6	7	TOTAL	PESO RELATIVO	PESO ABSOLUTO
1	1,00	0,50	0,50	8,00	4,00	0,33	0,25	14,58	0,13	0,033
2	2,00	1,00	1,00	9,00	5,00	2,00	0,50	20,50	0,19	0,046
3	2,00	1,00	1,00	9,00	5,00	2,00	0,50	20,50	0,19	0,046
4	0,13	0,11	0,11	1,00	0,20	0,13	0,10	1,77	0,02	0,004
5	0,25	0,20	0,20	5,00	1,00	0,33	0,14	7,13	0,06	0,016
6	3,00	0,50	0,50	8,00	3,00	1,00	0,25	16,25	0,15	0,037
7	4,00	2,00	2,00	10,00	7,00	4,00	1,00	30,00	0,27	0,068
TOTAL								110,73	1,00	0,25

Tabla 2.3 Ponderación de “seguridad”

B. SEGURIDAD						
CRITERIO	1	2	3	TOTAL	PESO RELATIVO	PESO ABSOLUTO
1	1,00	0,33	0,33	1,67	0,14	0,06
2	3,00	1,00	1,00	5,00	0,43	0,18
3	3,00	1,00	1,00	5,00	0,43	0,18
TOTAL				11,67	1	0,41

Tabla 2.4 Ponderación de “costo”

C. COSTO						
CRITERIO	1	2	3	TOTAL	PESO RELATIVO	PESO ABSOLUTO
1	1,00	2,00	1,00	4,00	0,40	0,10
2	0,50	1,00	0,50	2,00	0,20	0,05
3	1,00	2,00	1,00	4,00	0,40	0,10
TOTAL				10	1	0,25

Tabla 2.5 Ponderación de “apariencia”

D. APARIENCIA					
CRITERIO	1	2	TOTAL	PESO RELATIVO	PESO ABSOLUTO
1	1	1	2	1	0,087
TOTAL			2	1	0,09

Los objetivos con sus respectivas ponderaciones quedaron organizados de la siguiente manera:

Tabla 2.6 Tabla jerárquica ponderada de objetivos de diseño

0,176	Partes móviles cubiertas
0,176	Inoperable si una parte del sistema está abierto
0,1	Bajo costo al consumidor
0,1	Bajo costo de mantenimiento
0,087	Cobertura transparente
0,068	Reconfigurable
0,059	Bajo ruido
0,05	Bajo costo de operación
0,046	Manufacturable
0,046	Factibilidad para implementar un sistema de recolección de datos
0,037	Protección de zona de fractura
0,033	Ergonómico
0,016	Panel de control de fácil uso
0,004	Fácil de limpiar

2.2 Alternativas de Diseño

En esta sección se detallan las alternativas de solución que fueron propuestas para este proyecto, especificando partes y componentes que forman el diseño conceptual.

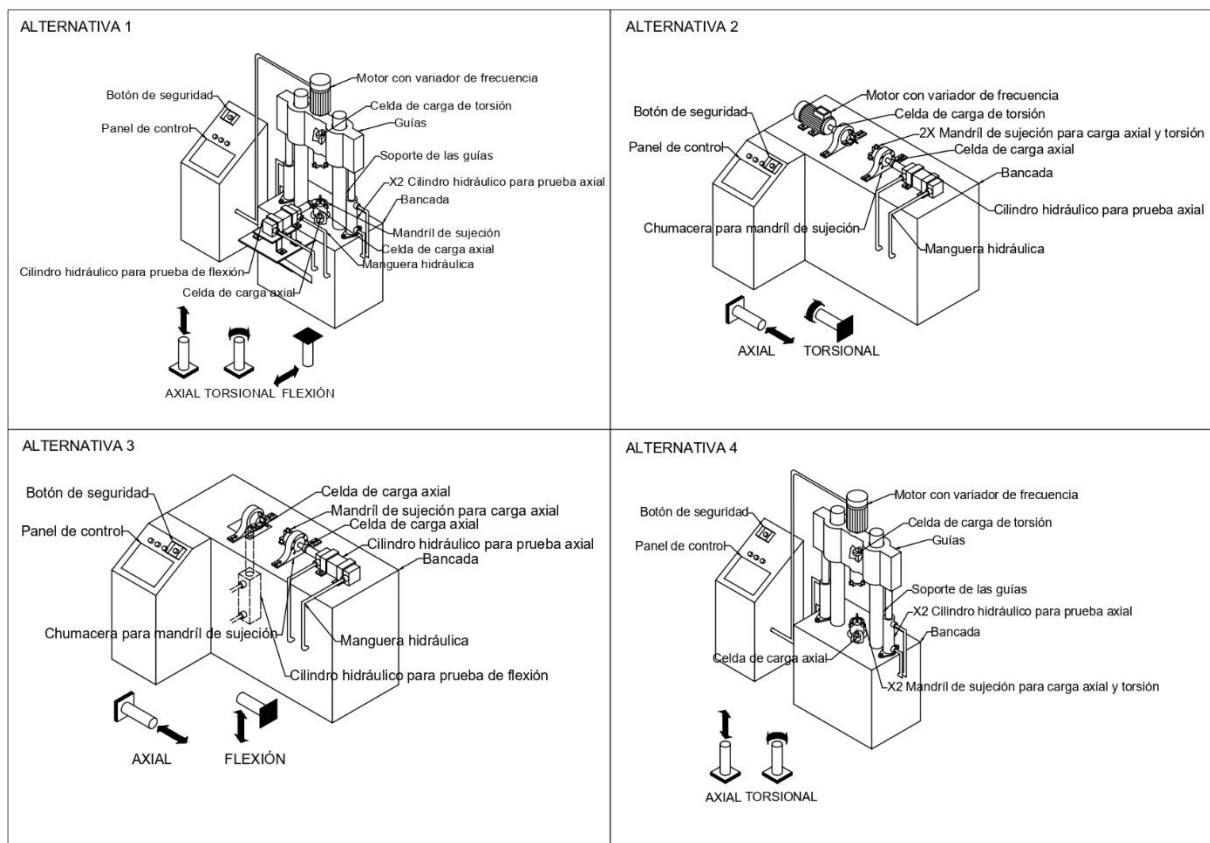


Figura 2.2 Alternativas de solución de la máquina para ensayos de fatiga.

Se consideró para el diseño de cada alternativa un mínimo de dos condiciones de fatiga. En el siguiente párrafo se describe cada una de las alternativas.

Descripción de cada alternativa

Alternativa 1: Esta propuesta combina 3 ensayos. Cuenta con dos cilindros hidráulicos que aplican carga axial. Un motor con variador de frecuencia que aplica carga de torsión y en un extremo de la probeta un cilindro hidráulico aplica carga de flexión. Para flexión se recomienda probeta plana, y para torsión-axial una circular. Respecto a las mordazas, estas se cambian según la prueba a realizar.

Alternativa 2: Esta propuesta combina dos ensayos. Cuenta con un cilindro hidráulico en un extremo para aplicar carga axial y en el otro extremo tenemos un motor con un variador de frecuencia para torsión, en posición horizontal, a una probeta circular. Las mordazas para prueba axial difieren con las de torsión.

Alternativa 3: Esta propuesta combina dos ensayos en posición horizontal. Se aplica carga axial con un cilindro hidráulico; y para flexión, se debe quitar

la mordaza del otro lado del motor y dejar la probeta en voladizo, para con la ayuda de un cilindro hidráulico se aplique carga de flexión a una probeta plana. Esta alternativa requiere sujetadores especiales para la prueba de flexión

Alternativa 4: Esta propuesta mezcla dos ensayos. Cuenta con dos cilindros hidráulicos a los laterales los cuales aplican carga axial. Un motor con variador de frecuencia aplica carga de torsión, en posición vertical, a una probeta circular. Las mordazas para prueba axial difieren con las de torsión.

2.3 Selección de la mejor alternativa

El método que se escogió para realizar la selección de la mejor alternativa de solución consistió en la elaboración de una matriz de selección con los objetivos de diseño y los pesos calculados anteriormente.

Tabla 2.7 Matriz de selección del proceso de Diseño en Ingeniería

Criterios de selección	Peso	Conceptos							
		Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3		Alternativa 4	
		Puntaje	Peso alcanzado	Puntaje	Peso alcanzado	Puntaje	Peso alcanzado	Puntaje	Peso alcanzado
Partes móviles cubiertas	17,6	4	70,4	5	88,0	5	88,0	4	70,4
Inoperable si una parte del sistema está abierto	17,6	5	88,0	5	88,0	5	88,0	5	88,0
Bajo costo al consumidor	10,0	3	30,1	5	50,2	5	50,2	4	40,2
Bajo costo de mantenimiento	10,0	3	30,1	5	50,2	4	40,2	3	30,1
Cobertura transparente	8,7	4	35,0	5	43,7	5	43,7	4	35,0
Reconfigurable	6,8	5	34,0	5	34,0	5	34,0	5	34,0
Bajo ruido	5,9	3	17,6	4	23,5	3	17,6	3	17,6
Bajo costo de operación	5,0	4	20,1	5	25,1	5	25,1	4	20,1
Manufacturable	4,6	3	13,9	5	23,2	2	9,3	4	18,6
Factibilidad para implementar un sistema de recolección de datos	4,6	5	23,2	5	23,2	5	23,2	5	23,2
Protección de zona de fractura	3,7	5	18,4	5	18,4	5	18,4	5	18,4
Ergonómico	3,3	3	9,9	5	16,5	2	6,6	4	13,2
Panel de control de fácil uso	1,6	5	8,1	5	8,1	5	8,1	5	8,1
Fácil de limpiar	0,4	3	1,2	5	2,0	2	0,8	4	1,6
Puntaje total	100	400,0		494,1		453,2		418,4	
Posición		4		1		2		3	

La mejor propuesta de diseño resultó ser la alternativa 2.

2.4 Diseño detallado

2.4.1 Diseño de probetas de ensayo de fatiga axial y torsional

El diseño de las probetas se lo realizó según la norma ASTM 606-92. Se definió como L_o' a la longitud total de la probeta y L_o a la longitud de la sección de diámetro menor.

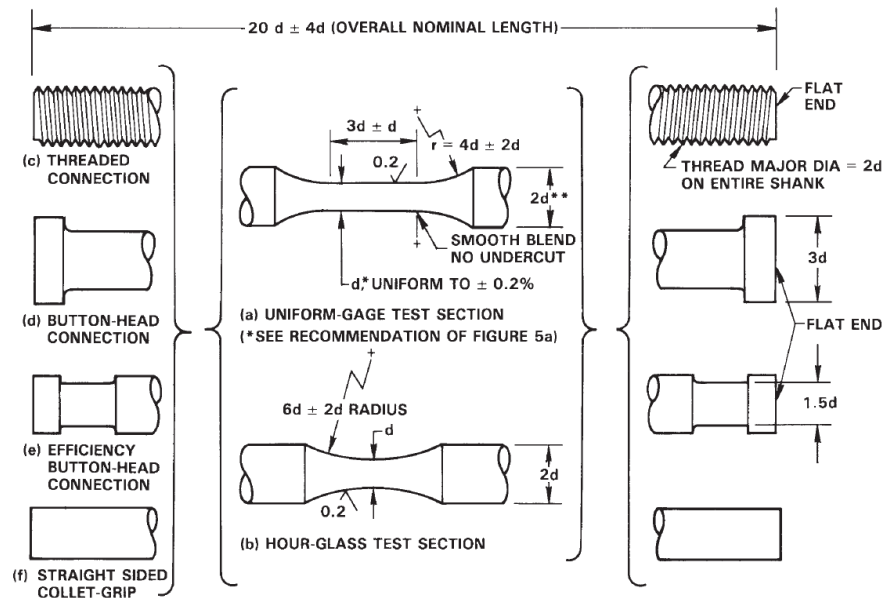


Figura 2.3 Probetas para ensayos de fatiga axial

Fuente: ASTM E606-92 (2004)

- Para la prueba axial partimos de un diámetro $D = 9.52mm$ con el que se obtuvieron las siguientes dimensiones. $D' = 19.05mm$; $L_o' = 190mm$, $L_o = 29mm$; $R = 38mm$
- Para la prueba de fatiga torsional partimos de un diámetro $D = 6.35mm$ con el que se obtuvo: $D' = 12.7mm$; $L_o' = 130mm$, $L_o = 20mm$; $R = 25mm$.

Ambas probetas fueron de extremo recto circular (f).

2.4.2 Selección de mordazas

Mordaza para prueba axial

Para la selección de la mordaza se necesitó la carga máxima a la que estará sometida y las dimensiones de la probeta. Por lo tanto, se tomó como referencia un acero de alta resistencia ASSAB 705 (AISI 4340) cuyo esfuerzo último es igual a $\sigma_{ut} = 950MPa$. Se realizó un cálculo de fuerza necesaria para romper la probeta a cero ciclos. Posteriormente, se recurrió al del catálogo de INSTRON para seleccionar la mordaza.

Mordaza para prueba de torsión

Para la selección se necesitó la carga máxima de torsión y las dimensiones de la probeta. Usando un acero ASSAB 705 se realizó el cálculo del torque necesario para romper la probeta a cero ciclos. Posteriormente, se recurrió al del catálogo de INSTRON para seleccionar la mordaza.

2.4.3 Selección del servomotor y servodriver

Se tuvo que seleccionar un servomotor cuyo torque pico esté por encima del torque de diseño calculado bajo condiciones estáticas. Se definió una velocidad de 120 RPM para el vaivén angular en el ensayo de torsión. Según las curvas características de los servomotores, a bajas velocidades estos operan en su torque máximo.

El servodriver correspondiente vino especificado en el catálogo del producto.

2.4.4 Selección de celdas de carga

Selección de la celda de carga torsional

Se buscó entre las celdas de carga disponibles en el catálogo KISTLER aquellas cuyo torque máximo permisible sea mayor al aplicado en el ensayo; además, se priorizó el acople de la celda por medio de eje-chavetero para facilitar la unión con el eje de transmisión diseñado.

Selección de celda de carga de tracción

El procedimiento que se siguió para la selección de la celda de carga para tracción fue el de buscar en el catálogo de FUKET, una celda de carga, para esfuerzos dinámicos además que tuviera la capacidad de resistir una carga igual a la que se encuentra sometida la mordaza de tracción.

2.4.5 Diseño de acoples

Acople para carga de torsión

Para acoplar los ejes de transmisión con el eje del transductor de torsión se diseñaron acoples empernados y con chavetero para unir los ejes del servomotor y transductor mediante otros ejes diseñados. Los diámetros internos de los acoples dependieron de los diámetros de los ejes y el diámetro mayor se lo definió según el dimensionamiento de los pernos.

Acople para carga de tracción

Para acoplar las mordazas de tracción a la bancada y al transductor de

tracción se diseñó acoples de tracción, estos acoples se diseñaron en base a las dimensiones ya dadas por el fabricante de la mordaza y el transductor.

2.4.6 Diseño del eje de transmisión para torsión

El diámetro de los ejes se definió igual al diámetro del eje del transductor de torsión para facilitar la unión mediante acoples. Se hicieron dos chaveteros, uno en cada extremo:

- Eje superior: chavetero para acoplar eje-motor y otro para eje-transductor.
- Eje inferior: chavetero para eje-transductor y otro para eje-mordaza superior.

El diseño de los chaveteros se lo realizó según las chavetas acopladas al motor y sensor.

2.4.7 Diseño del soporte para el motor

El dimensionamiento de este elemento dependió de las dimensiones del motor seleccionado y del espacio disponible en la bancada de los cilindros. Su función fue la de brindar soporte al motor vertical para que mantenga su posición y alineamiento respecto al eje. Se definió que las uniones deben ser empernadas para poder retirar el motor en caso de ser necesario.

2.4.8 Selección de cilindro hidráulico

Para la selección del cilindro hidráulico se hizo uso del catálogo de ATOS, empresa italiana que fabrica elementos electrohidráulicos. Se realizó un cálculo de la carga que tendrán que proveer los cilindros hidráulicos. Basándonos en el proceso de selección proporcionado por el fabricante se selecciona un calibre de barril, diámetro de vástago y presión de trabajo. Posteriormente se verifica que el vástago no sufra pandeo y se calcula su vida útil, para último seleccionar el tipo de cilindro de acuerdo con los requerimientos.

2.4.9 Selección de estación hidráulica

En la selección de la estación hidráulica se necesitó de la presión máxima con carga de trabajo y sin carga; y el caudal. Se tuvo conocimiento que los cilindros hidráulicos trabajan a una presión máxima de 250bar y la velocidad lineal del vástago no puede ser mayor a 0.8m/s. Por otro lado, las mordazas trabajan a una presión máxima de 210bar. Se procedió a

buscar una estación hidráulica que pueda suministrar la máxima presión de trabajo, en el catálogo de ENERPAC.

La estación hidráulica es en parte la responsable de dar la frecuencia de aplicación de la carga, ya que suministra un caudal constante el cual dependerá de la carga que se esté aplicando a la probeta. Con los datos técnicos del cilindro, la deformación de la probeta y el caudal de la bomba se puede calcular el periodo o la frecuencia para la prueba de fatiga.

2.4.10 Selección de válvulas hidráulicas

Válvulas direccionales

Para controlar la dirección del fluido de suministro se tuvo que realizar un diagrama hidráulico con las válvulas requeridas, para accionar el cilindro hidráulico y mordazas. Se tuvo que tomar en cuenta la presión de suministro y el caudal. Estas válvulas se seleccionaron del catálogo de ATOS.

2.4.11 Selección de filtro hidráulico de retorno

El filtro fue necesario para el retorno del fluido, este se seleccionó con la presión de trabajo y el caudal. De igual manera que en el anterior caso se utilizó el catálogo de ATOS.

2.4.12 Selección de manguera hidráulica

Para la selección de la manguera hidráulica se necesitó la presión de suministro que ya había sido calculada y se procedió a buscar en el catálogo de IMPROFEICO S.A. empresa ambateña que suministra elementos hidráulicos. Se seleccionó una manguera cuya presión de trabajo no esté por debajo de la presión de suministro. Además, se tomó en consideración el diámetro de las entradas de fluido a los actuadores, válvulas y filtro.

2.4.13 Selección de accesorios hidráulicos

Para seleccionar los accesorios se tuvo que revisar todos los puertos de entrada a los actuadores, válvulas y filtro. Además de las uniones en T. Por ello, se seleccionó adaptadores que van de la manguera hidráulica a los cilindros hidráulicos, neoplos para las uniones en T y acoples macho y hembra, para unir la manguera hidráulica con los elementos hidráulicos.

2.4.14 Diseño de la bancada

Diseño de soporte para mordazas

El acople para unir celda de carga a la bancada necesitaba de un apoyo o soporte, por ello se diseñó un soporte que sea capaz de resistir una fuerza de tracción de 70kN. Además, este soporte fue diseñado para ir empernado a la plataforma de soporte de elementos y ser capaz de ser adaptado tanto para el acople para la celda de carga como la mordaza de tracción.

Diseño de la plataforma de soporte de los elementos

Para el diseño de la plataforma en la que irán colocados los elementos como el cilindro hidráulico, las mordazas, soporte para mordazas y servomotor, se determinó sus dimensiones. Algunos de estos ya contaban con dimensiones, como el cilindro hidráulico, el servomotor, etc. La estructura para la plataforma se diseñó como cuatro columnas con carga excéntrica de 150kg en el centro de la mesa, esta se repartió uniformemente entre las 4 que la componen.

2.4.15 Sistema de control, medición y adquisición de datos

Para tener una alta eficiencia y eficacia en el proceso que realiza el equipo, se decidió seleccionar un dispositivo PLC con HMI incorporado, que cuenta con sistema de adquisición de datos y control de mecanismos, para su selección se contabilizó todas las entradas y salidas analógicas y digitales necesarias para el sistema de control. La parte de medición ya se detalló anteriormente, en la cual forman parte las celdas de carga y el encoder incorporado en el servomotor.

2.5 Simulación de elementos principales

2.5.1 Análisis de elementos finitos

Se definieron los elementos críticos los cuales se sometieron a análisis de elementos finitos en el programa SolidWorks 2020 con número de serie 9020 0132 1516 8178 HWQH V79C, en su versión gratuita estudiantil. Cabe señalar que todos los modelos 3D y los planos se realizaron usando Inventor Professional 2020 con la licencia estudiantil gratuita avalada por Autodesk a los usuarios de ESPOL que demuestren su actividad académica con documentos afines.

Plataforma de soporte

La prueba para la plataforma se realizó aplicando cargas estáticas máximas sobre los apoyos donde se encuentran empernados los elementos mecánicos e hidráulicos. Para la parte de fatiga se tomó en consideración una carga reversible utilizando teoría de Goodman modificada al igual que los otros elementos.

Mallado: 55852 nodos y 29222 elementos

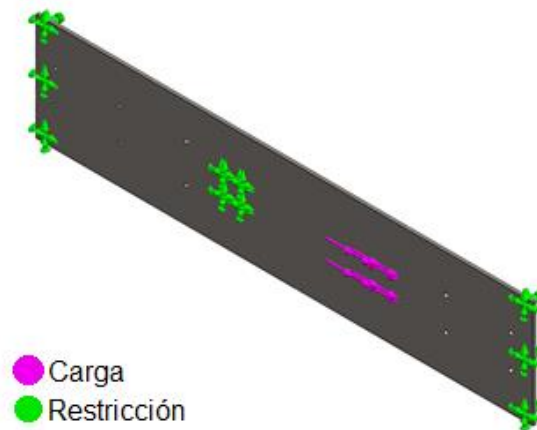


Figura 2.4 Cargas y restricciones de la plataforma de soporte para el análisis de elementos finitos

Soporte para mordaza

La prueba para la plataforma se realizó aplicando cargas estáticas máximas sobre los agujeros donde se encuentra empernado el acople para la mordaza de tensión y se tuvo sujeciones fijas en los agujeros para pernos en la parte inferior. Para parte de fatiga se tomó en consideración una carga reversible. Mallado: 222903 nodos y 151416 elementos

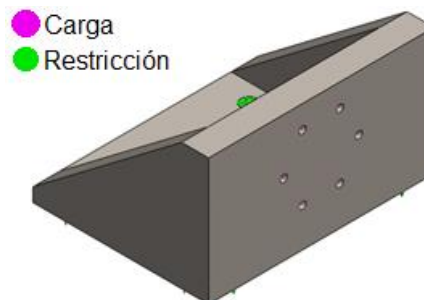


Figura 2.5 Cargas y restricciones de la plataforma de soporte para el análisis de elementos finitos

Acoples y elemento de sujeción

Los acoples con carga de torsión se realizaron en conjunto con los ejes de transmisión. Por otro lado, los acoples de tracción, unión de transductor y mordaza y el acople entre mordaza y cilindro hidráulico se realizaron por separado.

Mallado de acople cilindro hidráulico-mordaza: 95200 nodos y 65057 elementos

Mallado de unión de tracción transductor-mordaza: 67924 nodos y 46950 elementos

Mallado de acople plataforma-transductor: 157814 nodos y 109430 elementos

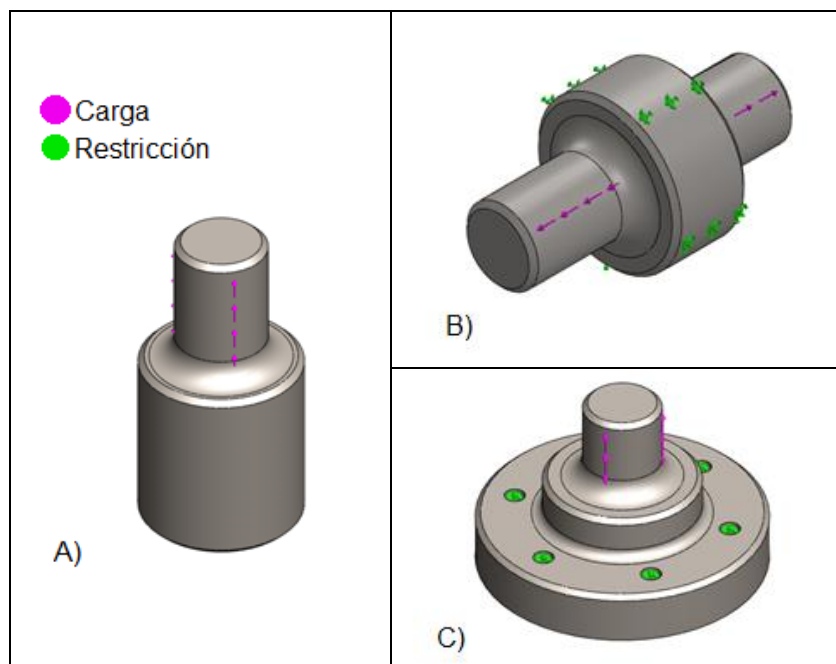


Figura 2.6 Cargas y restricciones de los acoples de tracción para el análisis de elementos finitos. A) Acople plataforma-transductor, B) Unión de tracción transductor-mordaza, C) Acople plataforma-transductor

Eje de transmisión

Se aplicaron cargas de torsión necesarias para romper la probeta del material propuesto para el mismo. Para una mejor simulación se realizó como ensamble de dos acoples, chavetas, prisioneros y eje, no se tomó en consideración los rodamientos puesto que no había carga de flexión o axial.

La carga de torsión se aplicó en uno de los acoples y el otro tuvo una restricción fija en los agujeros para los pernos.

Mallado: 74196 nodos y 46753 elementos.



Figura 2.7 Cargas y restricciones del eje de transmisión y acoples de torsión

Estructura para la plataforma de soporte.

La armadura se realizó para comprobar el diseño realizado y que pueda soportar un peso de 200kg. La simulación se realizó como de la plataforma de soporte y la estructura, la carga se 200kg se repartió uniformemente sobre la superficie de la plataforma, además de tener en consideración el peso de la gravedad de la plataforma. En este caso solo se analizó carga estática.

Mallado: 223291 nodos y 111077 elemento

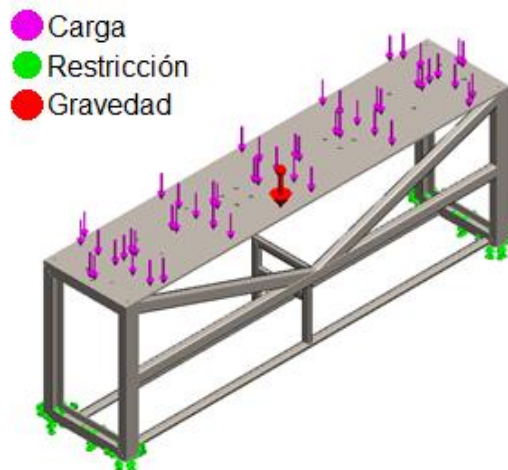


Figura 2.8 Cargas y restricciones de la estructura para plataforma de soporte

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

Los resultados más relevantes se presentaron según el orden secuencial del capítulo 2. En esta sección se puede encontrar cálculos puntuales y fórmulas usadas para la selección o diseño de elementos. Se realizaron también simulaciones de ciclo de vida, esfuerzo y factor de seguridad a la fatiga de varios elementos.

3.1 Cargas máximas de los ensayos

3.1.1 Carga máxima para prueba axial

Tomando el material más resistente en el mercado ecuatoriano, el acero ASSAB 705 con una resistencia a la fluencia $S_y \geq 850MPa$ y resistencia última $S_{ut} \geq 980MPa$, se calculó la fuerza axial del ensayo de fatiga correspondiente tomando un valor de esfuerzo último de $980MPa$ bajo condiciones estáticas y con un factor de seguridad de 1; de esta forma aseguramos que a fatiga la probeta va a fallar:

$$S_{ut} = \frac{F}{A} \quad (3.1)$$

$$S_{ut} = \frac{F}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

$$F = \frac{\pi 0.00953^2}{4} * 980 * 10^6$$

$$F = 69.9kN = 7.13 Ton$$

El resultado del análisis de elementos finitos para determinar el desplazamiento que sufre la probeta fue de 0.32mm para tensión y compresión como lo muestra la figura 3.1.

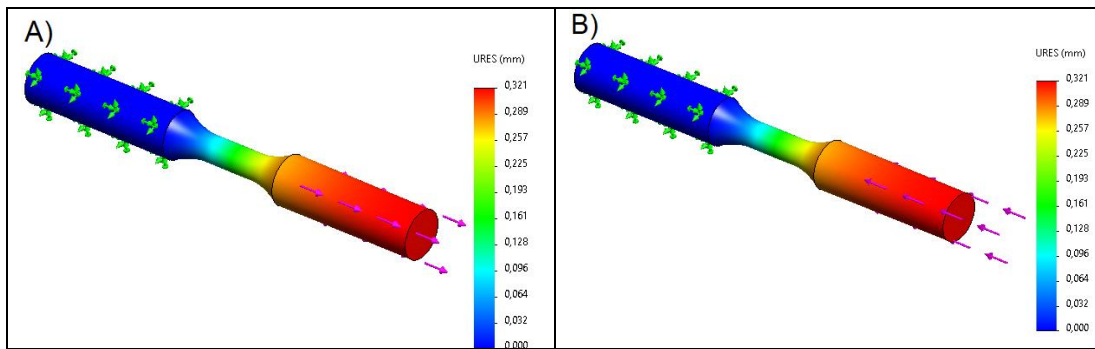


Figura 3.1 Desplazamientos debido a la carga. A) Desplazamiento debido a carga de tensión. B) Desplazamiento debido a carga de compresión.

3.1.2 Carga máxima para prueba de torsión

De igual manera, con el acero ASSAB 705, se calculó el torque constante máximo del ensayo tomando un factor de seguridad de 1, de modo que a fatiga seguramente va a fallar en determinados ciclos:

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad (3.2)$$

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} \quad (3.3)$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{S_{ut}}{\sqrt{3}}$$

$$T = \frac{S_{ut}}{\sqrt{3}} * \frac{\pi D^3}{16}$$

$$T = \frac{980 * 10^6}{\sqrt{3}} * \frac{\pi 0.00635^3}{16}$$

$$T = 28.45 Nm$$

El resultado del análisis de elementos finitos para determinar el desplazamiento que sufre la probeta fue de 0.52mm en su zona más alejada y 0.04rad angularmente en torsión.

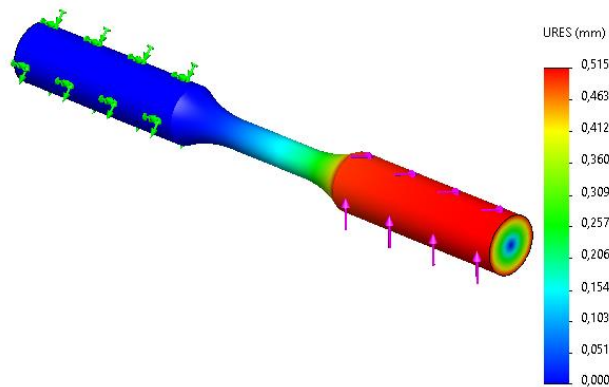


Figura 3.2 Desplazamientos debido a carga de torsión

3.2 Selección de mordazas

3.2.1 Mordaza para prueba axial

Se definió la carga axial máxima del ensayo de fatiga axial en 70kN o 7.14Ton

Con la carga y las dimensiones de la probeta se seleccionaron los siguientes elementos del catálogo de INSTRON (En Anexos C.1).

Código del catálogo/nombre del producto:

- 2743-401/100 kN Puños hidráulicos universales de acción de cuña
- 2704-528/ Mordaza de tracción

3.2.2 Mordaza para prueba de torsión

Se definió el torque máximo en el ensayo de fatiga a torsión en 30 Nm.

Con la carga y las dimensiones de la probeta se seleccionaron los siguientes elementos del catálogo de INSTRON (En Anexos C.2).

Código del catálogo/nombre del producto:

- 826p0 C/ ± 25 kN/100 Nm puños hidráulicos de tracción/torsión
- 2703-806/ Mordaza de tracción/torsión

3.3 Selección del servomotor y servodriver

3.3.1 Cálculo de la frecuencia en el ensayo de torsión y selección del servomotor con servodriver

El servodriver es capaz de controlar las revoluciones, torque y potencia del motor; así como el sentido de giro. La velocidad máxima del motor es de 2000 rpm, pero a esta velocidad es imposible de otorgar un movimiento horario-antihorario de forma continua como el ensayo lo requiere. Debido a esto se definió que para el ensayo de torsión el eje de salida del servomotor

girará 1 vez cada segundo, es decir:

$$\omega = 1 \frac{\text{vuelta}}{\text{s}} \cdot \frac{1 \text{ revolución}}{1 \text{ vuelta}} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}$$

$$\omega = 60 \text{ rpm} \cup \cup$$

Para determinar la potencia mínima se hizo el siguiente cálculo:

$$\dot{W} = T\omega \quad (3.4)$$

$$\dot{W} = (30 \text{ Nm}) \left(60 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)$$

$$\dot{W} = 188.5 \text{ W}$$

A continuación, se presenta la ficha técnica del motor con código 142E3 longitud C del catálogo NIDEC, cuyo distribuidor local es VELTEK (Catálogo en Anexos C.3):

Tabla 3.1 Datos técnicos del motor seleccionado

Velocidad nominal	2000 RPM
Potencia nominal	3.08kW
Par nominal	14.7Nm
Par a rotor parado	15.7Nm
Par pico	47.1Nm
Inercia estándar	0.00235 kg m ²
Voltaje eficaz	230 V
Corriente a rotor parado	11.2A
Diámetro del eje	24 mm
Longitud del eje	50 mm
Peso	14.5 kg

Tabla 3.2 Características de la chaveta del eje del servomotor

Tipo	Chaveta paralela S/DIN 6885/1
Base	8 mm
Altura	7 mm
Longitud	40mm
Sección dentro del eje	4.1 mm
Sección dentro de la brida	3.0 mm

El servodriver correspondiente del catálogo tiene como código M70004200185A (Catálogo en Anexos C.4):

Tabla 3.3 Características del servodriver

Frecuencia de conmutación del variador	8 Hz
Corriente de accionamiento nominal	18.5 A
Corriente máxima de salida	37 A
Rendimiento máximo del motor-drive	51.8%

3.4 Acoples mecánicos

Los planos de diseño se los puede encontrar en la sección de apéndices. La tabla 3.15 muestra el análisis de elementos finitos de estos elementos

3.4.1 Acoples para carga de torsión

Todos estos elementos fueron bridados y fabricados con acero AISI 1018. Se requirió determinar el diámetro intermedio del acople; es decir, aquel diámetro externo que forma un espesor respecto al diámetro interno donde pasa el eje. El cálculo de este espesor se presenta en Anexos A.

A continuación, se muestran los modelos 3D de estos:

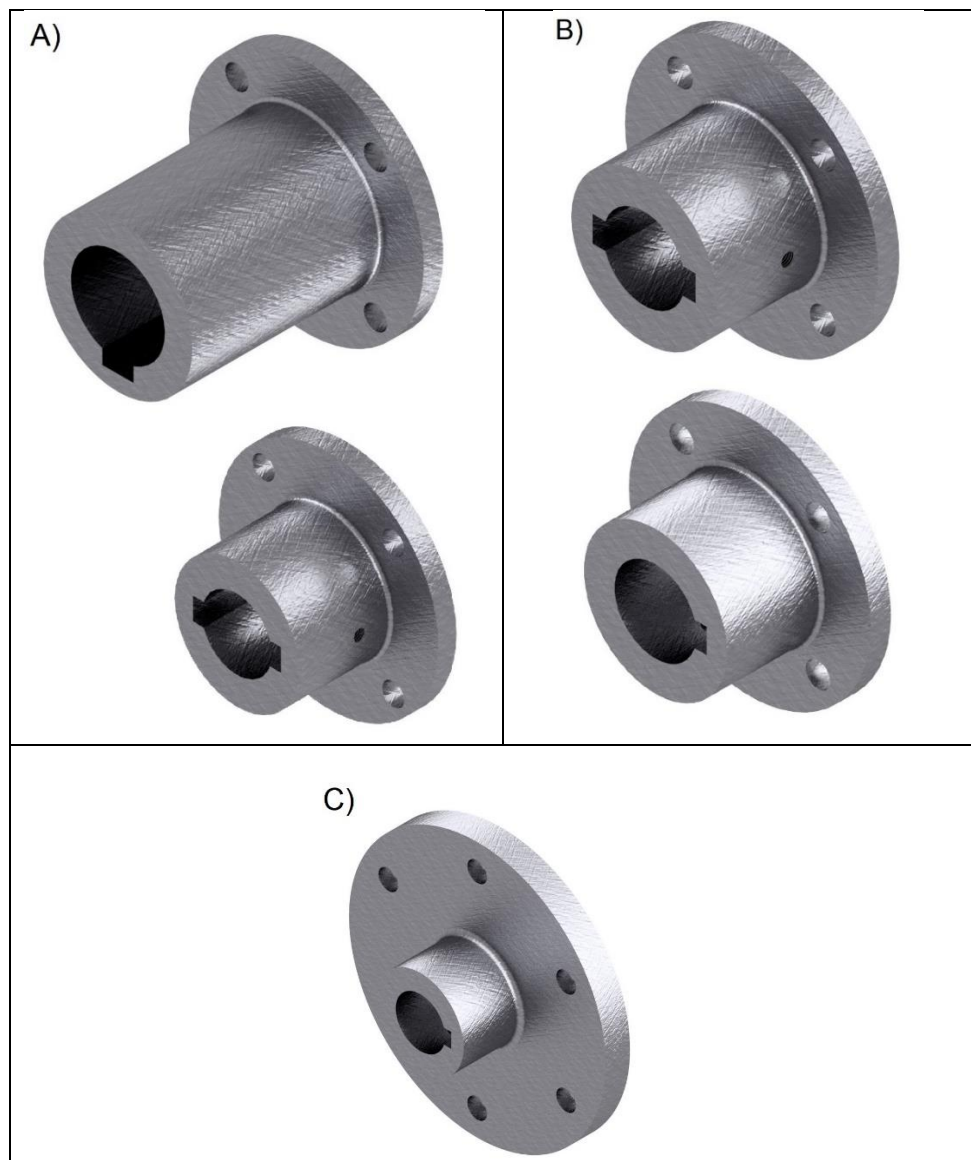


Figura 3.3 Acoples para el sistema de transmisión de torque. A) Acoples bridado para eje motriz y eje del transductor de torsión. B) Acoples bridado para eje del transductor de torsión y eje de transmisión. C) Acople bridado para eje de transmisión y mordaza de torsión.

El diámetro mayor fue definido para que haya suficiente espacio para la inserción de los pernos.

3.4.2 Acoples para carga de tracción

Los siguientes acoples fueron simulados con un material de acero AISI 1045 puesto que este material es el que se usará para su fabricación.

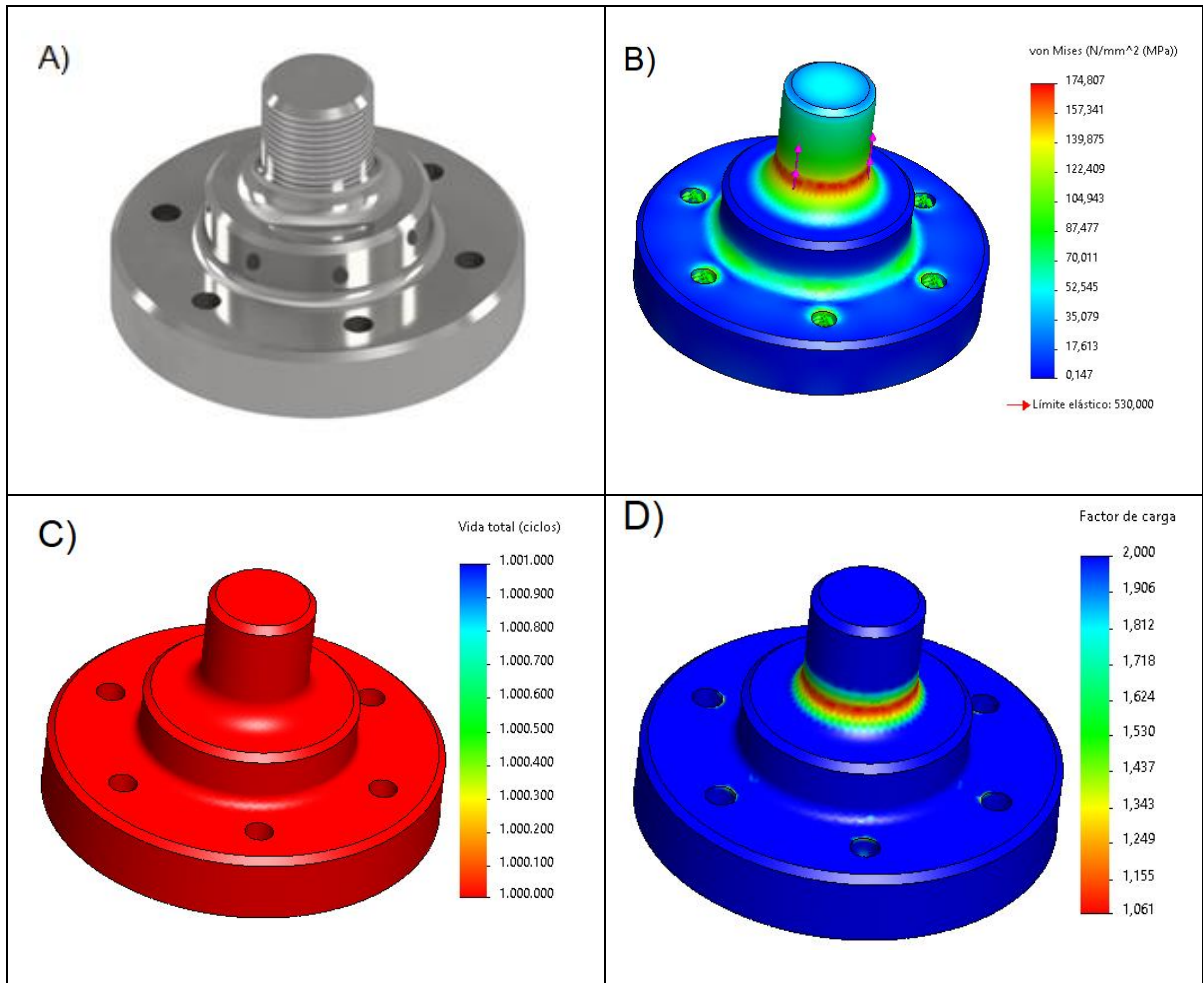


Figura 3.4 Acople para transductor de tracción y plataforma de soporte. A) Vista isométrica del elemento, B) Esfuerzo de Von Mises en carga estática, C) Vida útil del elemento en ciclos, D) Factor de seguridad de fatiga

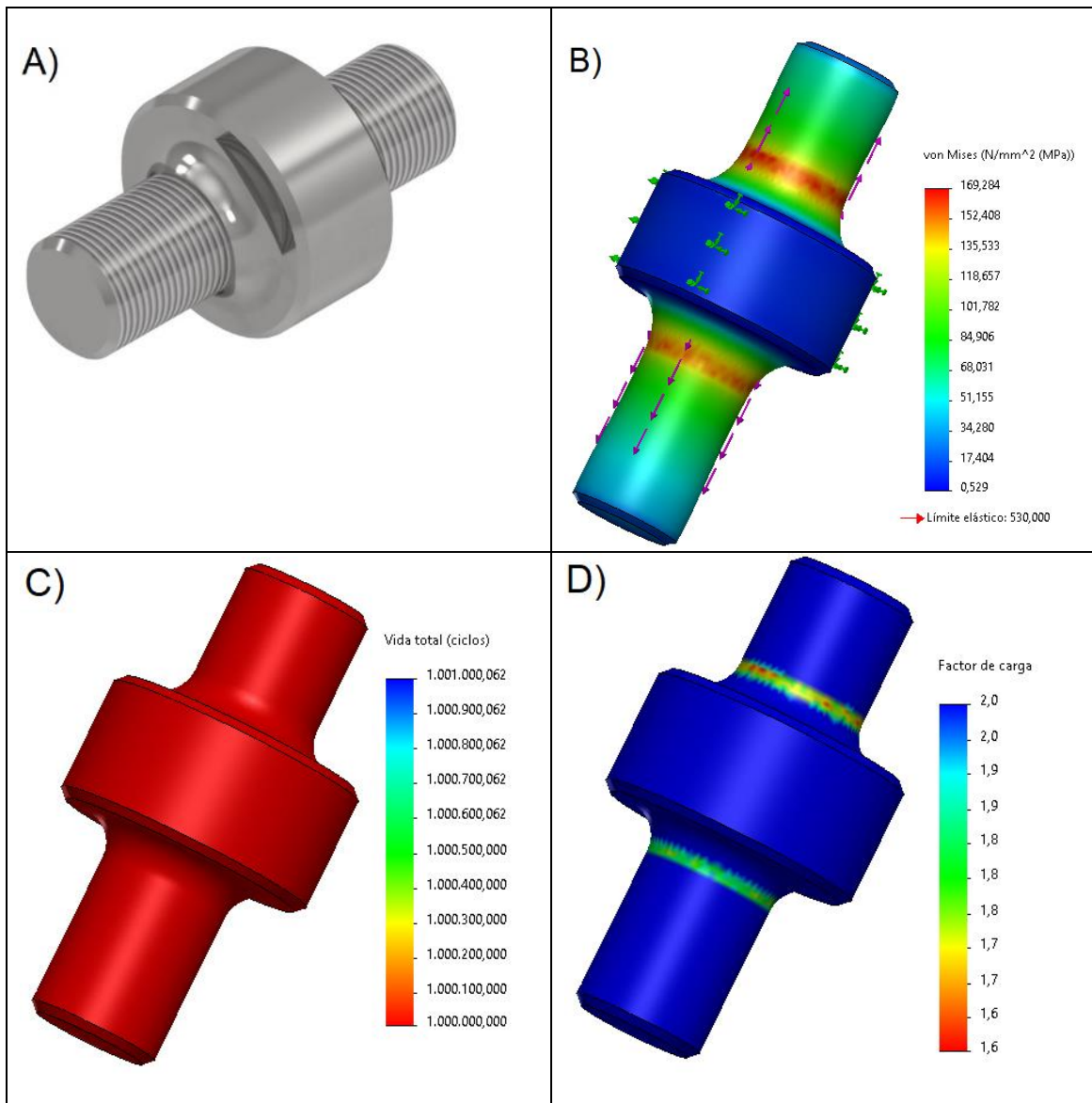


Figura 3.5 Unión para transductor y mordaza de tracción. A) Vista isométrica del elemento B) Esfuerzo de Von Mises en carga estática, C) Vida útil del elemento en ciclos, D) Factor de seguridad de fatiga.

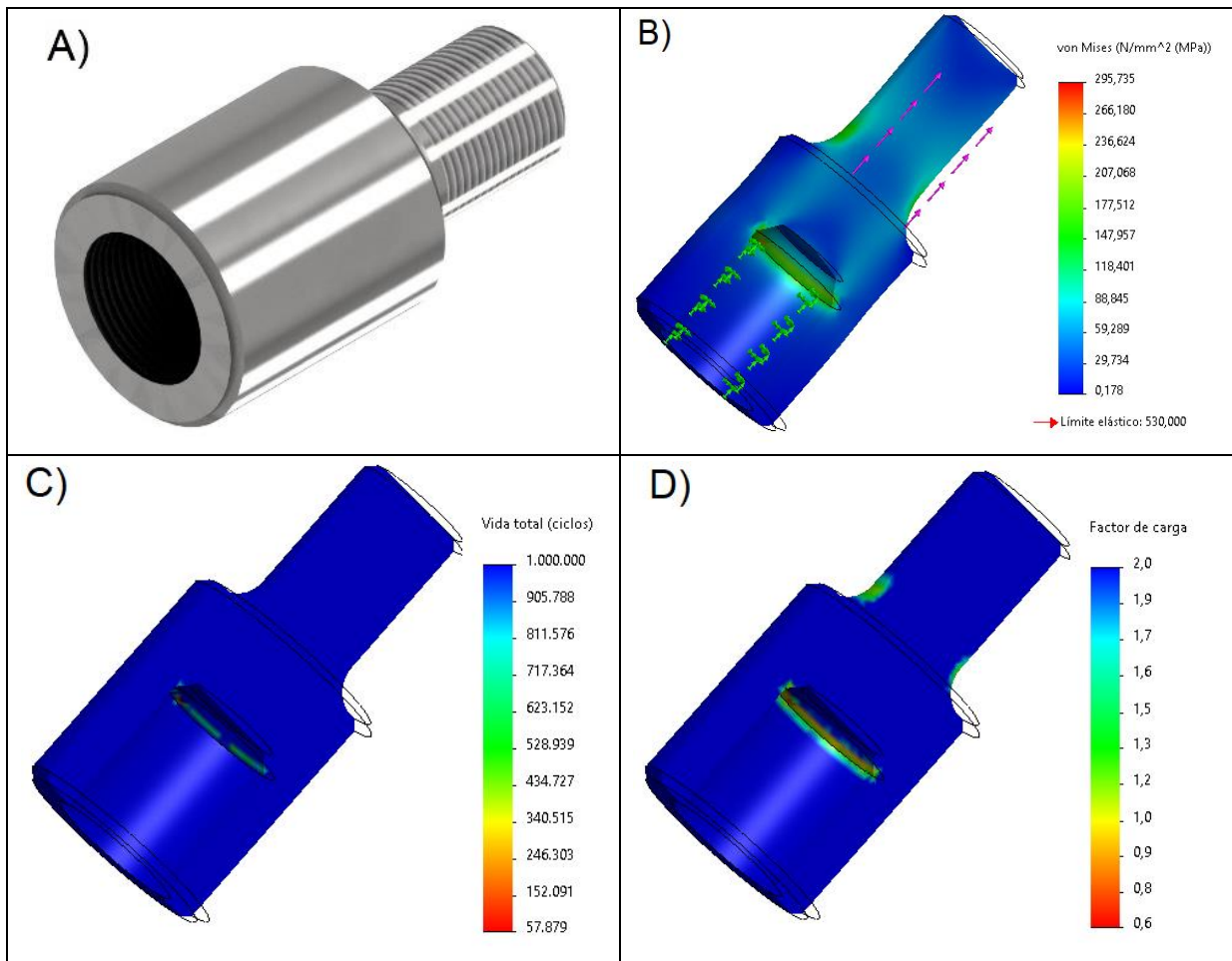


Figura 3.6 Acople para mordaza de tracción y vástago de cilindro. A) Vista isométrica del elemento B) Esfuerzo de Von Mises en carga estática, C) Vida útil del elemento en ciclos, D) Factor de seguridad de fatiga.

3.5 Selección de celdas de carga

3.5.1 Celda de carga de torsión

El transductor de torsión seleccionado fue de marca KISTLER modelo 4501A50R (Catálogo en Anexos C.5). El proveedor más barato es AREC Ltda, Bogotá, Colombia.

Tabla 3.4 Datos técnicos del transductor de torsión

Velocidad rotacional máx	3000 RPM
Alimentación (VDC o VAC)	12 V
Resistencia de puente	350 Ohm nom.
Sensibilidad	2 mV/V
Capacidad	50 Nm
Diámetro de eje incorporado	19 mm

Tabla 3.5 Características de la chaveta del transductor de torsión

Tipo	Chaveta paralela S/DIN 6885/1
Base	6 mm
Altura	6 mm
Longitud	22 mm
Sección dentro del transductor	3.5 mm
Sensor dentro del eje de la brida	2.5 mm

3.5.2 Celda de carga de tracción

La celda de carga de tracción fue seleccionada de la marca FUTEK modelo FSH04290 (Catálogo en Anexos C.6):

Tabla 3.6 Datos técnicos del transductor de tracción

Razón de salida	2 mV/V nom
Voltaje de entrada	20V DC o AC
Resistencia de puente	350Ohm
Resistencia de aislamiento	>500MOhm
Carga máxima a tensión y compresión	111kN
Voltaje de calibración	10V DC

3.6 Selección del cilindro hidráulico

La carga que se requería para romper la probeta fue de 70kN. Se tomó un factor de seguridad de 1.1 para determinar el parámetro mínimo de carga con el que debe contar el cilindro, que se obtuvo de la siguiente manera
Carga del cilindro:

$$F_p = \frac{F + F_m}{\#cilindros} * \eta_f \quad (3.7)$$

$$F_p = \frac{70000 + 9.8 * 0}{1} * 1.1$$

$$F_p = 77kN$$

En base a este resultado, se seleccionó un cilindro marca ATOS de código (catálogo en Anexos C.7):

CK/30-80/45*0200-P401-L-B1X123

Tabla 3.7 Datos técnicos del cilindro hidráulico

Diámetro interno	80mm
Diámetro del vástago	45mm
Carrera	200mm
Presión máxima de trabajo	250bar
Fuerza de empuje	125.7kN
Fuerza de tracción	85.9kN
Vida útil	Inf

3.7 Diseño del eje de transmisión

Dado que el diámetro del eje acoplado al transductor de torque es de 19mm, se definió un eje de 20mm de diámetro. La longitud del eje se lo definió en 300mm. Para que el eje se diseñe a vida infinita se requirió definir un material que garantice la vida infinita. En Anexos A se presenta el cálculo del factor de seguridad del eje usando un acero AISI 1018.

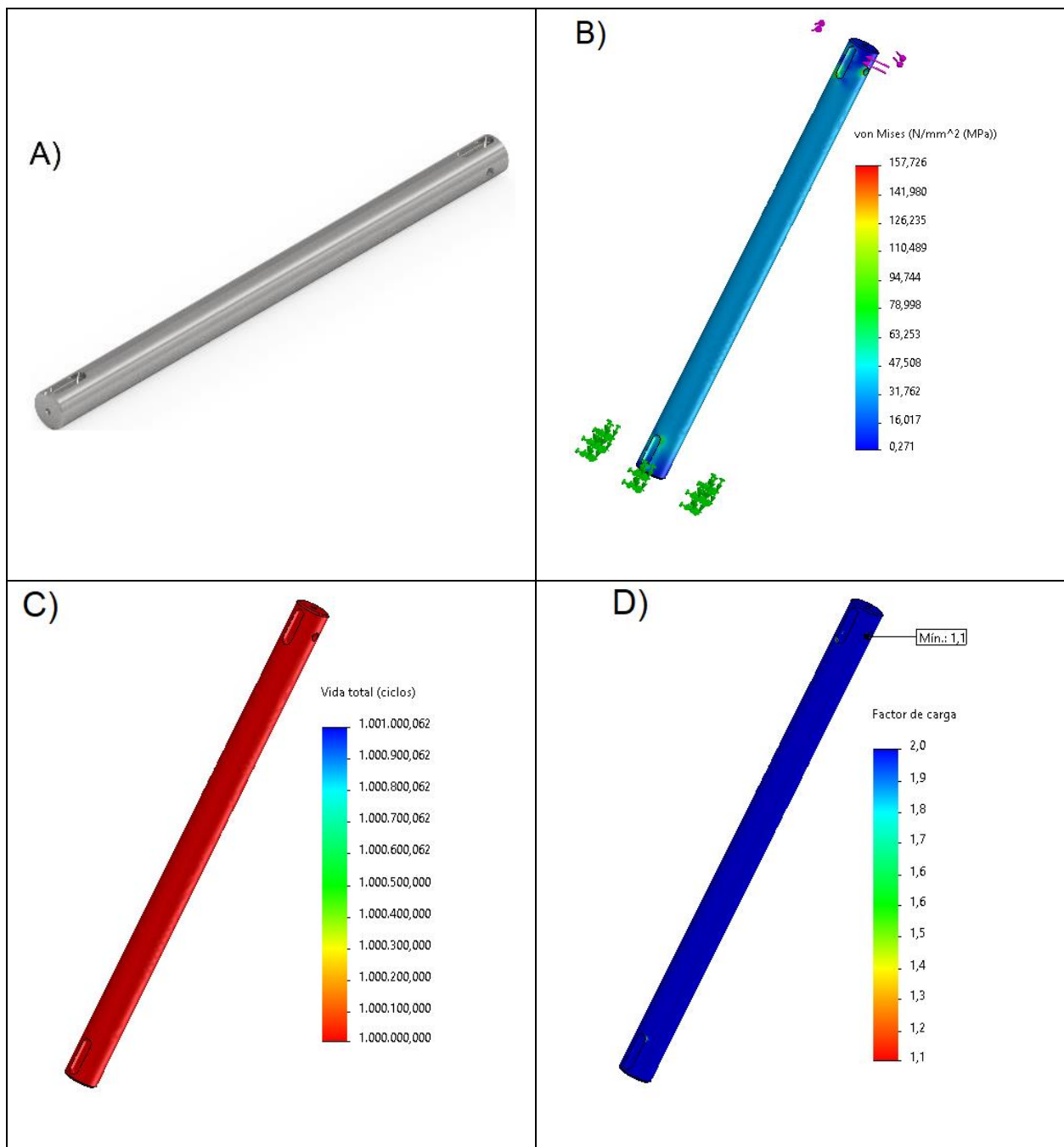


Figura 3.7 Eje diseñado para la transmisión torque. A) Vista isométrica del elemento B) Esfuerzo de Von Mises en carga estática, C) Vida útil del elemento en ciclos, D) Factor de seguridad de fatiga.

3.8 Selección de estación hidráulica

La estación hidráulica debe poder suministrar la máxima presión que se puede ejercer en el cilindro la cual es de 250bar, además de poseer una válvula direccional de cuatro vías y tres posiciones. Por ello se selecciona

una estación hidráulica de la marca ENERPAC modelo ZE4440SB (catálogo en Anexos C.8), con las siguientes características.

Tabla 3.8 Datos técnicos de la bomba hidráulica

Máxima presión de funcionamiento	700 bar
Capacidad del depósito	40000 cm ³
Caudal de salida a 350 bar	1 L/min
Potencia del motor	1.75 HP
Frecuencia	60/50Hz
Voltaje del motor	115V
Válvula direccional	4/3

3.8.1 Cálculo de frecuencia máxima para el ensayo de tracción

El cilindro hidráulico, al ser uno de doble efecto, posee dos áreas de pistón en donde la presión del fluido y el caudal le otorgan movimiento a este. Por lo tanto, al tener dos áreas, para un mismo caudal el pistón adquiere velocidades distintas para compresión y para tracción. En compresión el área es de 50.27cm³ y para tensión el área es de 34.36cm³, se reduce debido a la presencia del vástago. Con un caudal de 1l/min que ofrece la bomba y una deformación de la probeta de 0.32mm calculada con elementos finitos para acero ASSAB 705, se tiene la siguiente ecuación para el cálculo de la frecuencia máxima.

$$f_{m\acute{a}x} = \frac{Q * \frac{1000}{60}}{\frac{\delta}{10} (A_1 + A_2)} \quad (3.13)$$

$$f_{m\acute{a}x} = \frac{1 * \frac{1000}{60}}{\frac{0.321}{10} (50.27 + 34.36)}$$

$$f_{m\acute{a}x} = 6.13 \text{ Hz}$$

3.9 Selección de válvulas hidráulicas

3.9.1 Válvulas direccionales

Se seleccionó 3 válvulas direccionales de 4 vías y 3 posiciones modelo DHL-0711-X 12DC 10 (catálogo en Anexos C.9), capaces de soportar 250 bar. Todas ellas fueron seleccionadas de la marca ATOS.

Tabla 3.9 Datos técnicos de la válvula direccional 4/3

Máximo caudal	60l/min
Máxima presión	350bar
Configuración	Doble solenoide, 3posiciones
Voltaje de entrada	12V DC
Tipo de fluido	Aceite estándar

3.10 Selección de filtro hidráulico de retorno

Este elemento se seleccionó de la marca ATOS modelo FRS-10-A-F06-01-R-W (catálogo en Anexos C.10). Es un filtro diseñado especialmente para la línea de retorno a tanque de almacenamiento de aceite.

Tabla 3.10 Datos técnicos del filtro de retorno hidráulico

Máximo caudal	45l/min
Máxima presión	8bar
Microfibra	7um
Dimensión del puerto	G3/4"
Tipo de indicador	N/A

3.11 Selección de manguera hidráulica

La manguera se seleccionó de la marca IMPOFREICO, modelo AISI-100R2T con código 104022 con diámetro interno de 3/8" con una presión recomendada de trabajo de 330bar.

3.12 Selección de accesorios hidráulicos

Se necesitaron diferentes tipos de accesorios adaptadores, neplós y acoples. Todos ellos se seleccionaron de la marca IMPROFREICO, los modelos y cantidades son los siguientes:

- 4 adaptadores tipo 1012MJMP; código 060375 de 3/4" a 3/8"

- 4 neplios tipo B-64 T; código 1115355 de 3/8"
- 29 acoples tipo MP-Macho prensado incorporado; código 056030 de 3/8" a 3/8"
- 4 acoples tipo FPC-Hembra giratoria incorporada; código 056452 de 3/8" a 3/8"

3.13 Bancada

3.13.1 Plataforma de soporte

Este elemento solamente resiste carga de fatiga cortante en los agujeros donde van los pernos del soporte de las mordazas. A partir del análisis de elementos finitos se determinó el espaciamiento entre pernos para que la plataforma no falle usando la teoría de Von Mises para esfuerzo reversible y combinado (cortante y aplastamiento).

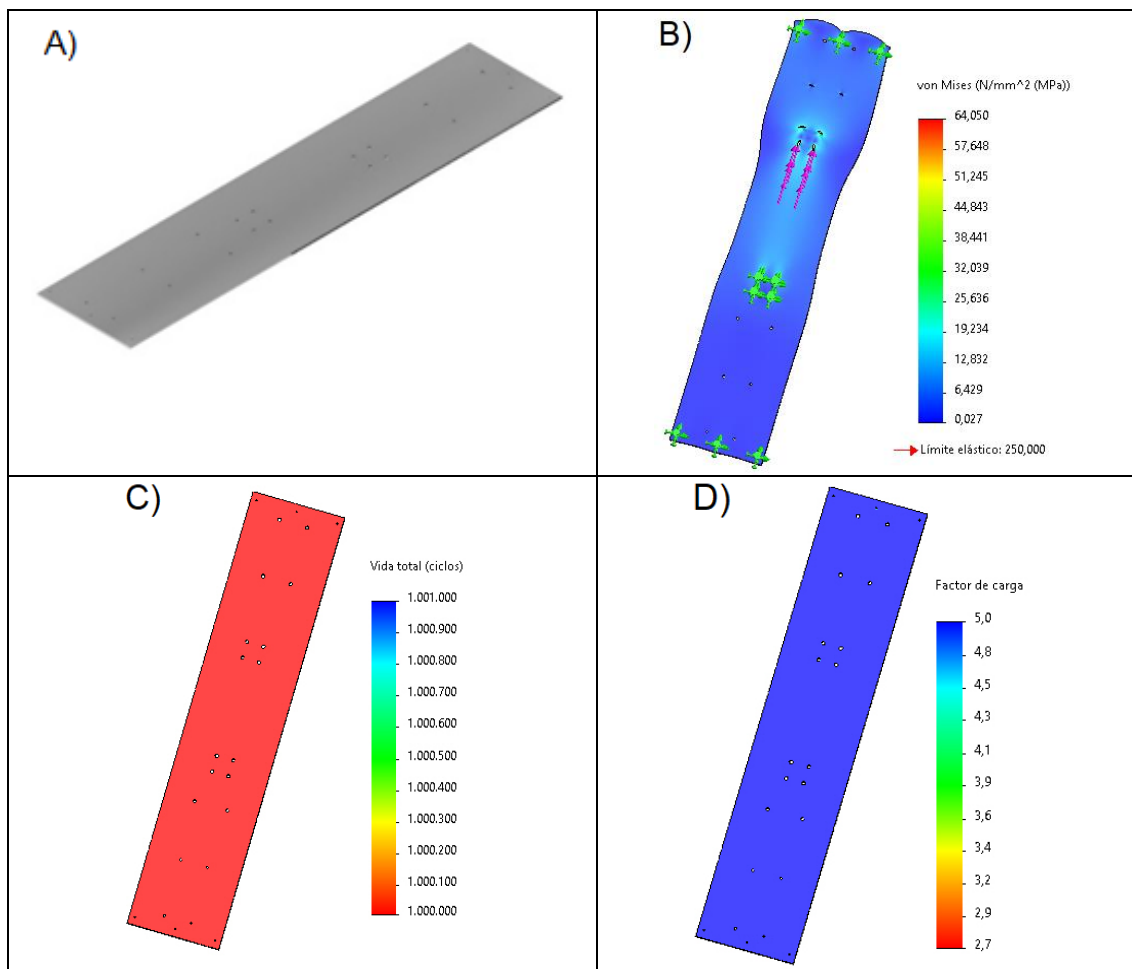


Figura 3.8 Plataforma de soporte. A) Vista isométrica del elemento B) Esfuerzo de Von Mises en carga estática, C) Vida útil del elemento en ciclos, D) Factor de seguridad de fatiga.

3.13.2 Soporte para mordaza

En base al análisis de elementos finitos el diseño del soporte no falla si este es elaborado a partir de una sola pieza de hierro fundido dúctil, como se muestra en la figura de abajo:

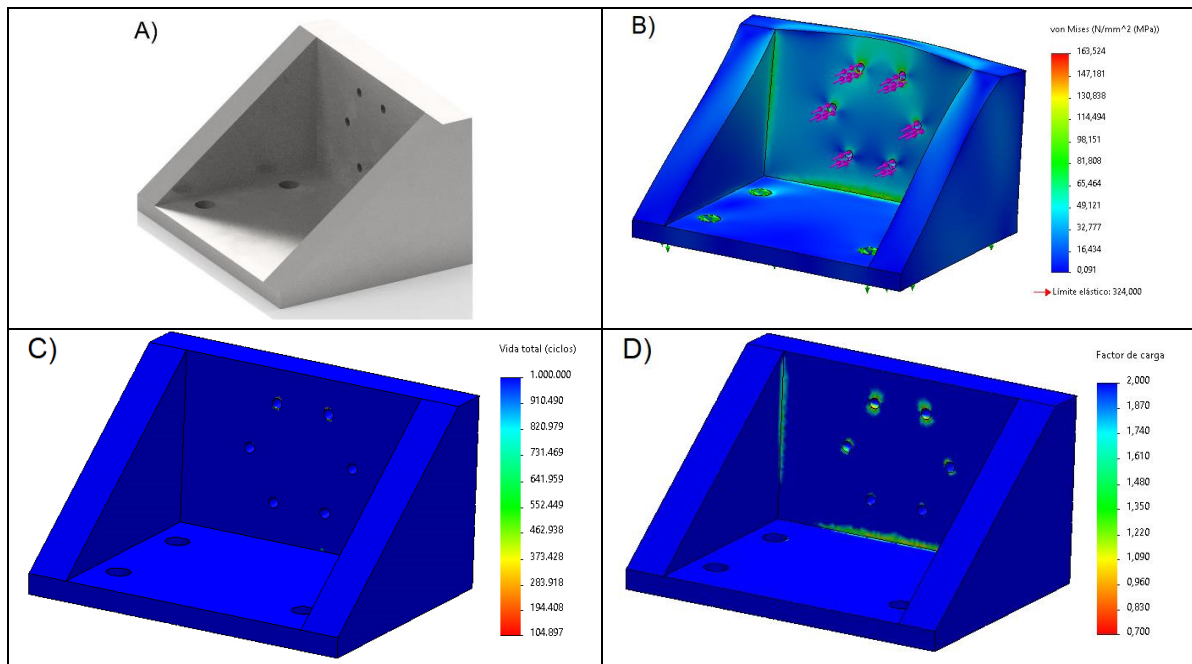


Figura 3.9 Soporte para mordaza de torsión y acople para la celda de carga axial, elaborado con fundición de hierro dúctil. A) Vista isométrica del elemento B) Esfuerzo de Von Mises en carga estática, C) Vida útil del elemento en ciclos, D) Factor de seguridad de fatiga.

El diseño inicial fue con las placas soldadas, para reducir costos, pero se determinó que el elemento falla bajo las mismas condiciones.

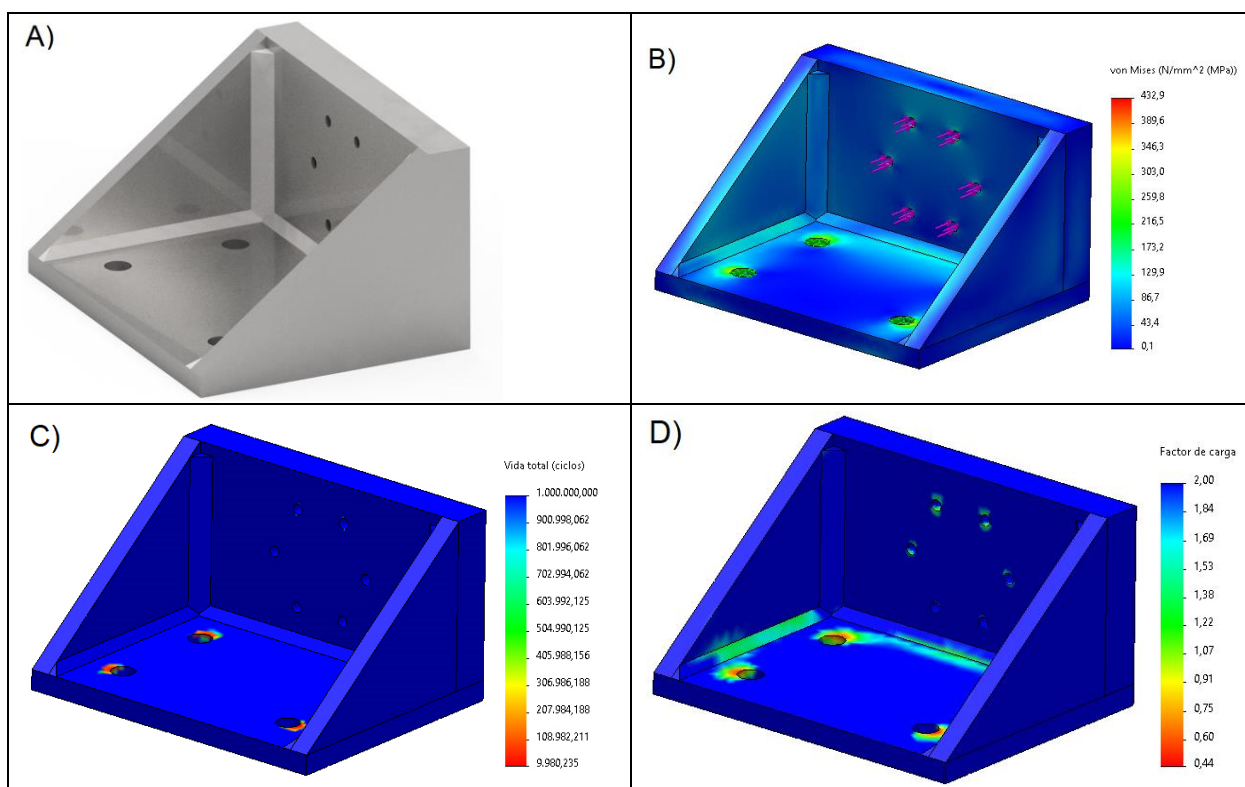


Figura 3.10 Soporte para mordaza de torsión y acople elaborado con placas soldadas. A) Vista isométrica del elemento B) Esfuerzo de Von Mises en carga estática, C) Vida útil del elemento en ciclos, D) Factor de seguridad de fatiga.

3.13.3 Estructura de soporte

Utilizando el método de esfuerzos permisibles en columnas con carga excéntrica se calculó las vigas que soportarán el peso de 200kg centrado en la placa de soporte. El cálculo se lo puede revisar en Anexos A.

Del catálogo de DIPAC se seleccionó una viga UPN80 con los siguientes datos.

Tabla 3.11 Datos mecánicos de la viga seleccionada

DATOS	
Area[cm ²]	11
Ixx[cm ⁴]	106
Iyy[cm ⁴]	19,4
Cy[mm]	40
Cx[mm]	42
L[mm]	0,8
K[-]	2
x[mm]	250
y[mm]	1162,5
Fluencia[Pa]	236000000
Young[Pa]	2E+11

Tabla 3.12 Resultados del cálculo de esfuerzo permisible en la columna

RESULTADOS	
$r[m]$	0,013
$Le/r[-]$	120,48
$CC[-]$	129,34
$Fs[-]$	1,9
Esfuerzo critico[Pa]	69771181,05
Carga permisible[N]	705,47
Carga de trabajo[N]	490
Cumple	SI

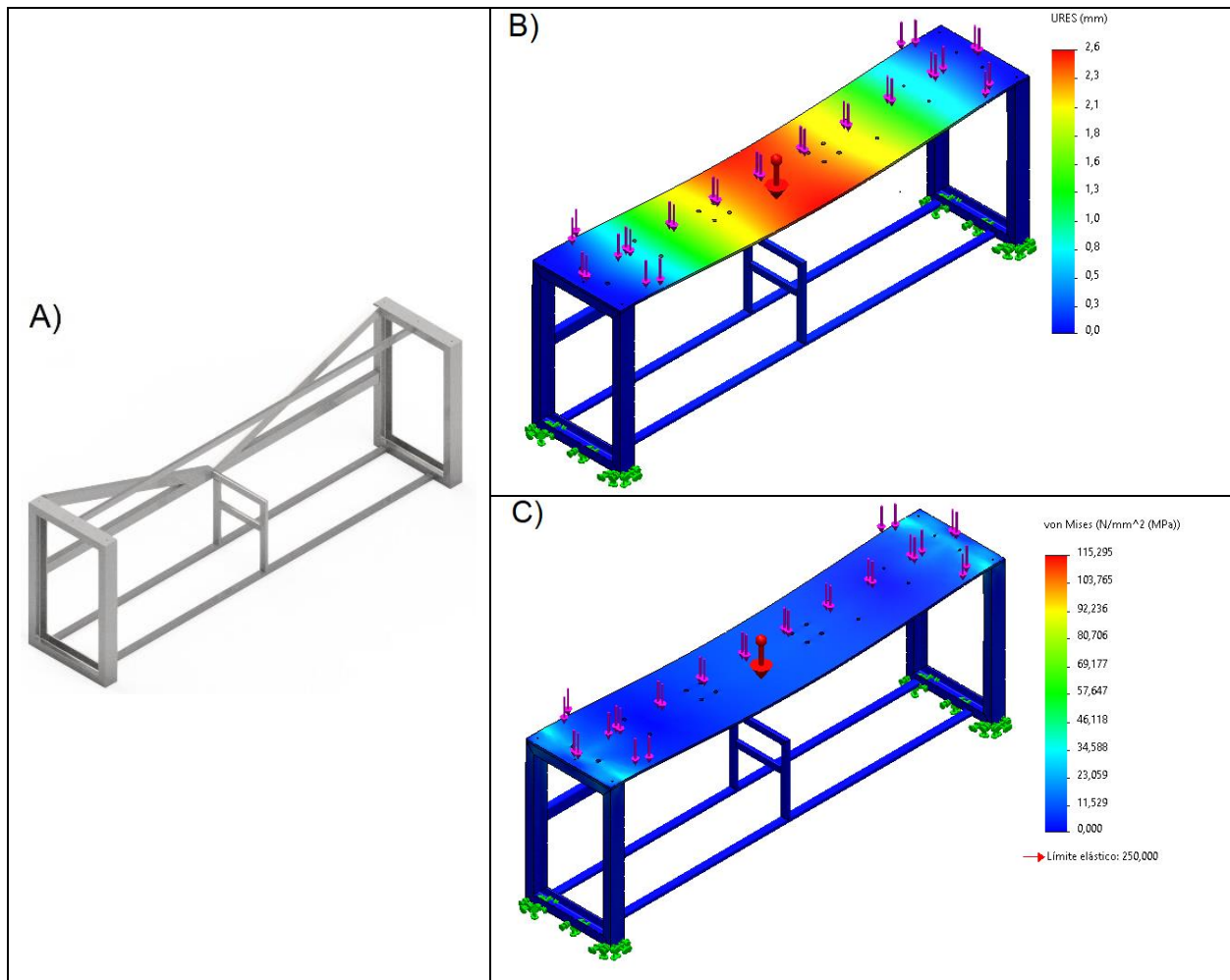


Figura 3.11 Estructura para plataforma de soporte. A) Vista isométrica del elemento B) Estado de deformaciones en la estructura C) Esfuerzo de Von Mises en carga estática.

3.14 Elementos de control

El equipo de control seleccionado fue un PLC con HMI táctil incorporado de la marca española SRC (catálogo en Anexos C.11). Los transductores de

carga también forman parte de los elementos de control; sin embargo, esto ya fue seleccionado en una anterior sección.

Tabla 3.13 Características del PLC

Modelo	XPG3-30R/T/RT-C
Voltaje de fuente	24 V
Corriente nominal	125mA
N° puertos digitales	15
N° puertos analógicos	17

3.15 Simulación de elementos principales

3.15.1 Análisis de elementos finitos

Los resultados principales obtenidos del análisis estático y de fatiga de cada elemento diseñado se detallan a continuación.

Tabla 3.14 Resultados del análisis de elementos finitos

Elemento	Análisis estático		Análisis de fatiga	
	Esfuerzo máximo [Mpa]	Factor de seguridad mínimo [-]	Vida útil [ciclos]	Factor de seguridad mínimo [-]
Eje de transmisión y acoples de torsión	157	2,2	Inf	1,1
Acople de tracción soporte de mordazas-transductor	176	3	inf	3,1
Unión de tracción transductor-mordaza	169	3,1	inf	1,6
Unión vástago y mordaza de tracción	295	1,8	57879	0,6
Plataforma de soporte	64	3,9	inf	2,7
Soporte de mordazas	163	2	104897	0,7
Estructura	115	2,2	No aplica	No aplica

3.16 Resultado final de la máquina diseñada y datos técnicos

3.16.1 Configuración para fatiga a torsión

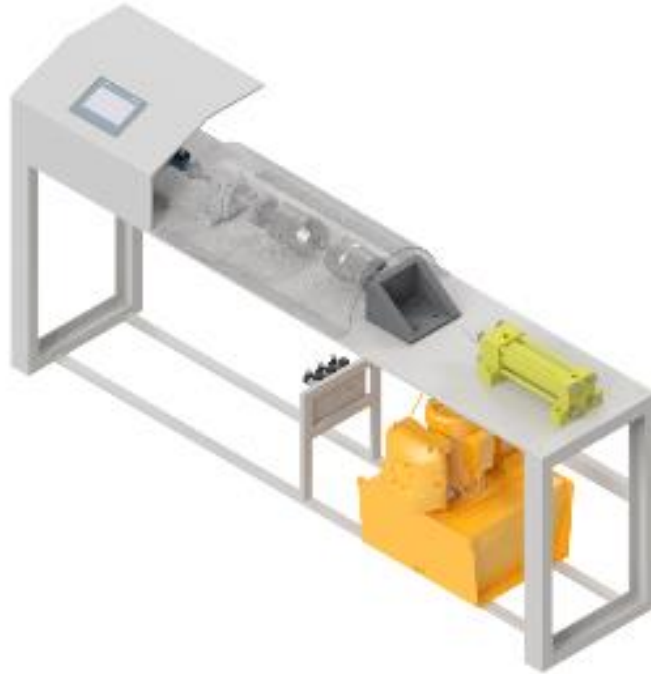
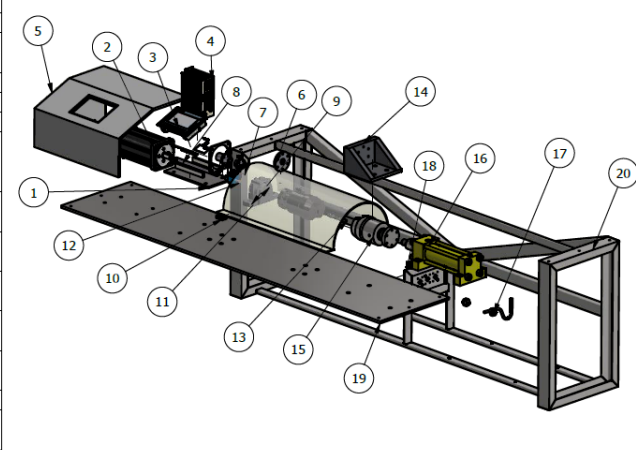


Figura 3.12 Ensamble completo de la configuración para fatiga de torsión

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
1	1	Soporte del servomotor	
2	1	Servomotor	142E-C 460 VAC
3	1	PLC+HMI	
4	1	Servodriver	
5	1	Soporte de elementos de control	
6	5	Acoples de la transmisión	Cada uno con medidas únicas (ver Anexos C: Planos)
7	7	Chavetas	1 de 8x7 perforada - 4 de 6x6 perforada - 2 de 6x6 sin perforar
8	1	Eje de transmisión	
9	1	Asiento para rodamientos	SKF SAF 1510
10	4	Placas del asiento	
11	2	Rodamientos	SKF 6004 2Z
12	1	Sensor de torque	4501A 50R
13	1	Probeta	
14	2	Mordaza de torsión	
15	1	Soporte de mordaza	
16	1	Cilindro hidráulico	
17	1	Estación hidráulica	
18	3	Válvula direccional	DHL-0711-X
19	1	Placa soporte de la mesa	
20	1	Estructura montada base	



	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 20
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		4/8/2021	TOL:	ESPOL PROYECTO: Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
VERIF.	M.Sc. Castro L.		5/8/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza E.		6/8/2021			
FABR.						
MODIF.						
COMENTARIOS:			MATERIAL:		TÍTULO:	
					Prueba de torsión (explosión) A4	
			MASA: 223,027 kg		ESCALA 1:20 HOJA 1 DE 1	

Figura 3.13 Explosión y listado de elementos para fatiga de torsión

Tabla 3.15 Ficha técnica para la configuración a torsión

Parámetro	Valor
Carga máxima	30 Nm
Desplazamiento	1°
Frecuencia máxima	60 rpm
Voltaje de entrada	230 V
Capacidad del sensor	50 Nm

3.16.2 Configuración para fatiga a tracción

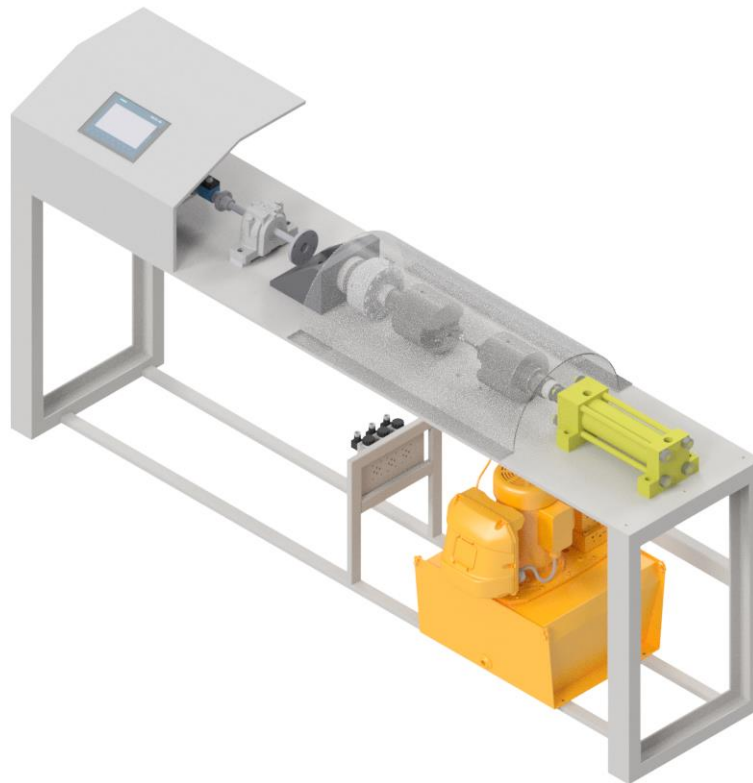


Figura 3.14 Ensamble completo de la configuración para fatiga de tracción

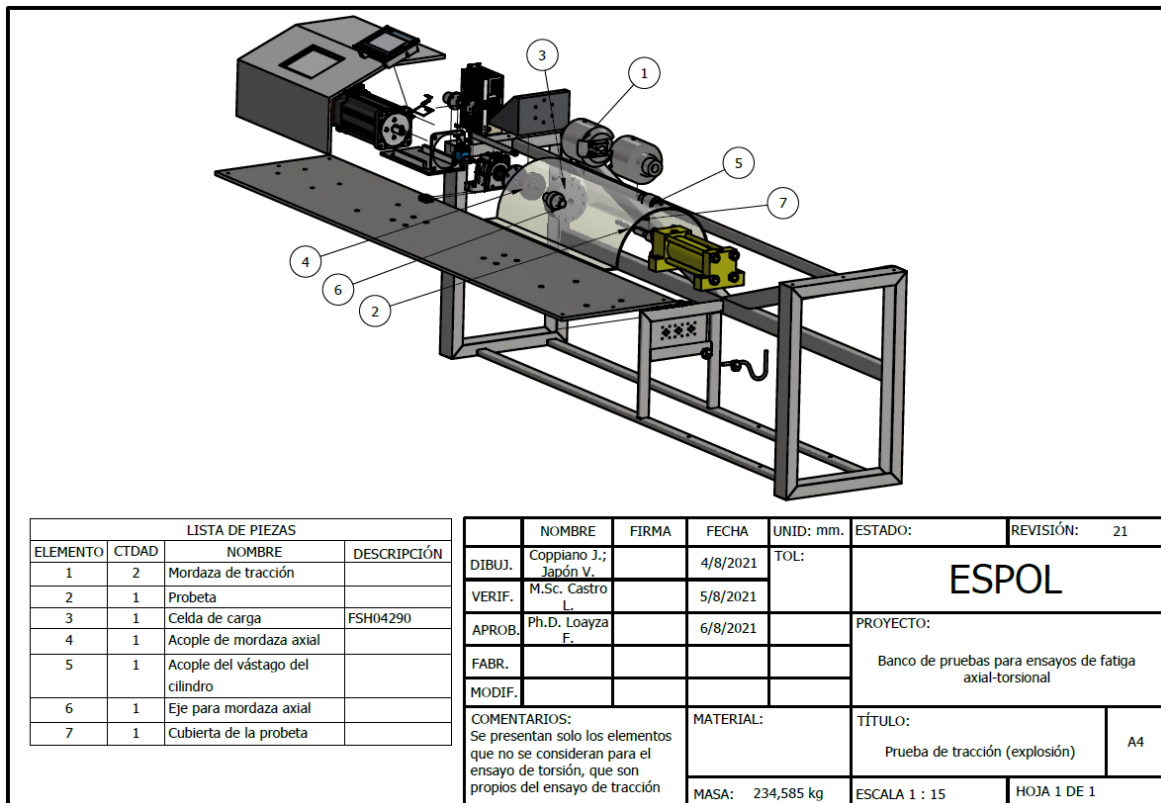


Figura 3.15 Explosión y listado de elementos para fatiga de tracción

Tabla 3.16 Ficha técnica para la configuración a tracción

Parámetro	Valor
Carga máxima	70kN
Desplazamiento	0.32mm
Frecuencia máxima	6.13 Hz
Voltaje de entrada	115 V
Capacidad del sensor	100 kN

3.17 Análisis de Costos

A continuación, se presenta el desglose de costos que representa el proyecto, así como el respectivo análisis de viabilidad económica.

Tabla 3.17 Tabla de costos de pernos y tornillos utilizados en la máquina

Pernos y tornillos					
Tipo	Designación	Cantidad	Costo unit	Costo total	Aplicación
PERNO ALLEN	M5X0.8X50	12	\$ 0,42	\$ 5,04	Válvulas direccionales
CABEZA PLANA AVELLANADO GALV	M5X12	4	\$ 0,25	\$ 1,00	Servodriver
PRISIONERO	M5X0.8X10	8	\$ 0,22	\$ 1,76	Eje de transmisión y acoples
	M5X0.8X12	1	\$ 0,23	\$ 0,23	
CABEZA HEXAGONAL MILIMETRICA GRADO 8,8	M6X1.0X25	8	\$ 0,70	\$ 5,60	Acoples de torsión
	M8X1.25X30	8	\$ 0,81	\$ 6,48	Plataforma y estructura
	M8X1.25X45	4	\$ 0,96	\$ 3,84	Soporte de válvulas
	M8X1.25X15	4	\$ 0,66	\$ 2,64	Estación hidráulica
	M8X1.25X60	6	\$ 1,11	\$ 6,66	Mordaza de torsión
	M10X1.25X40	4	\$ 1,22	\$ 4,88	Placa del motor
	M12X1.75X40	4	\$ 1,48	\$ 5,92	Base del servomotor
	M16X2X50	4	\$ 2,01	\$ 8,04	Muro del servomotor
	M18X2.5X35	4	\$ 2,25	\$ 9,00	Soporte de mordazas
M24X3X55	4	\$ 2,75	\$ 11,00	Cilindro hidráulico	
Total				\$ 72,09	

Tabla 3.18 Tabla de costos de materia prima para la fabricación de elementos

Materia prima	Cantidad	Precio
Plancha ASTM A36: Dimensiones 1220 X 2440 X 12 mm	1	\$ 435,00
Varilla cuadrada ASTM A36 de 8mm de lado y 6mde largo	1	\$ 4,04
Eje SAE 1018 de 7/8" diam. (22.23mm) y 300mm de largo	1	\$ 35,15
Eje SAE 1018 de 4-1/2" diam. (114.33mm) y 230mm de largo	1	\$ 992,63
Eje AISI 1045 de 60mm diam y 220mm de largo	1	\$ 483,21
Viga UPN 80 de 5.2m de largo	1	\$ 97,78
Tubo rectangular 40 X 20 X 2 y 6m de largo	2	\$ 32,30
Tubo rectangular 60 X 40 X 3 y 6m de largo	1	\$ 32,30
Total		\$ 2.112,41

Tabla 3.19 Costos de fabricación por mano de obra y procesos

Proceso	Precio
Costos de fabricación CNC	\$1.190,00
Costos de fundición	\$ 120,00
Costos de soldadura para soporte motor (incluye electrodos)	\$ 35,50
Costo de mano de obra de estructura	\$ 640,00
Costos de transporte	\$ 50,00
Otros costos e imprevistos	\$ 500,00
Total	\$2.535,50

Tabla 3.20 Costos de mantenimiento general del equipo

Costos de Mantenimiento			
Elemento	Operación	N° veces al año	Costo anual
Estación hidráulica	Mantenimiento preventivo general	1	\$ 90,00
Filtro de retorno	Cambio del filtro	2	\$ 20,00
Servomotor	Lubricación, prueba de control, análisis de vibración	1	\$ 60,00
Eje de transmisión	Limpieza y alineación	1	\$ 30,00
Pernos y tornillos	Ajuste y lubricación	2	\$ 20,00
Cilindro hidráulico y mordazas	Mantenimiento preventivo general	1	\$ 80,00
Costo total de mantenimiento anual			\$ 300,00

Tabla 3.21 Costos de operación de la máquina

Costos de operación				
Costo de energía eléctrica en Guayaquil para Universidades [\$/kWh]				0,07
Equipo	Potencia nominal [kW]	Tiempo de uso semanal [h/semana]	Consumo mensual [kWh/mes]	Costo de operación mensual [\$/mes]
Servomotor	3,08	6	73,92	4,80
Motor de bomba	0,7457	6	17,8968	1,16
Costo de operación mensual total [\$/mes]				5,97

Tabla 3.22 Costos de equipos y elementos seleccionados

Costo de equipos y elementos			
Elemento	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Mordaza de tracción	2 Unit	\$2,700.00	\$5,400.00
Mordaza de torsión	2 Unit	\$2,100.00	\$4,200.00
Caras de mandíbula para probetas cilíndricas	4 Unit	\$55.00	\$220.00
Celda de carga de tracción	1 Unit	\$2,475.00	\$2,475.00
Cilindro hidráulico	1 Unit	\$900.00	\$900.00
Valvulas direccionales	3 Unit	\$50.00	\$150.00
Estación hidráulica	1 Unit	\$7,100.00	\$7,100.00
Filtro de retorno	1 Unit	\$50.00	\$50.00
Celda de carga de torsión (importación incluida)	1 Unit	\$541.00	\$541.00
Servomotor + Driver	1 Unit	\$3,550.00	\$3,550.00
PLC con HMI (importación incluida)	1 Unit	\$950.00	\$950.00
Asiento para rodamientos SAF 1510 (importación incluida)	1 Unit	\$70.00	\$70.00
Rodamiento 6004 2Z	2 Unit	\$7.40	\$14.80
Adaptadores manguera hidráulica	4 Unit	\$2.40	\$9.60
Neplos manguera hidráulica	4 Unit	\$20.00	\$80.00
Acoples machos	29 Unit	\$10.00	\$290.00
Acoples hembra	4 Unit	\$23.00	\$92.00
Mangera hidráulica	7.00 metros	\$5.00	\$35.00
Total			\$26,127.40

Tabla 3.23 Inversión requerida para la elaboración del proyecto

Costos de pernos y tornillos	\$ 72.09
Costos de materia prima	\$ 2,112.41
Costos de fabricación	\$ 2,535.50
Costos de elementos seleccionados	\$ 26,127.40
Inversión total	\$ 30,847.40

Tabla 3.24 Variables económicas para el análisis de viabilidad económica del proyecto

Variables económicas	
Valor de salvamento de la máquina	\$ 15,000.00
Inversión	\$ 30,847.40
Préstamo bancario	\$ 7,711.85
Tasa bancaria	8.12%
Inflación	10%
Tmar	13.12%
Vida útil de la máquina [años]	15
Depreciación	\$ 1,056.49
Tmar mixta	11.87%
Tmar mixta con inflación	23.06%

Las variables asumidas fueron:

- Venta de la máquina al final de los 15 años en \$15.000,00 (Valor de salvamento)
- Préstamo bancario de la cuarta parte de la inversión
- Inflación del 10% al año.
- Riesgo de la inversión del 5%

Tabla 3.25 Tabla de amortización

Años	Interés	Capital	Residuo de capital
0			\$7.711,85
1	\$626,20	\$514,12	\$7.197,73
2	\$584,46	\$514,12	\$6.683,60
3	\$542,71	\$514,12	\$6.169,48
4	\$500,96	\$514,12	\$5.655,36
5	\$459,21	\$514,12	\$5.141,23
6	\$417,47	\$514,12	\$4.627,11
7	\$375,72	\$514,12	\$4.112,99
8	\$333,97	\$514,12	\$3.598,86
9	\$292,23	\$514,12	\$3.084,74
10	\$250,48	\$514,12	\$2.570,62
11	\$208,73	\$514,12	\$2.056,49
12	\$166,99	\$514,12	\$1.542,37
13	\$125,24	\$514,12	\$1.028,25
14	\$83,49	\$514,12	\$514,12
15	\$41,75	\$514,12	\$0,00

Tabla 3.26 Flujo de caja de la inversión

Año	Inversión	Ingresos	Intereses	Depreciación	Gastos	Capital	Salvamento	Utilidad	Flujo neto
0	\$30.847,40								-30.847,40
1		\$6.000,00	\$626,20	\$1.056,49	\$371,62	\$514,12		\$3.945,69	\$4.488,06
2		\$6.600,00	\$584,46	\$1.162,14	\$371,62	\$514,12		\$4.481,78	\$5.129,80
3		\$7.260,00	\$542,71	\$1.278,36	\$371,62	\$514,12		\$5.067,32	\$5.831,55
4		\$7.986,00	\$500,96	\$1.406,19	\$371,62	\$514,12		\$5.707,23	\$6.599,30
5		\$8.784,60	\$459,21	\$1.546,81	\$371,62	\$514,12		\$6.406,96	\$7.439,64
6		\$9.663,06	\$417,47	\$1.701,49	\$371,62	\$514,12		\$7.172,48	\$8.359,85
7		\$10.629,37	\$375,72	\$1.871,64	\$371,62	\$514,12		\$8.010,39	\$9.367,90
8		\$11.692,30	\$333,97	\$2.058,81	\$371,62	\$514,12		\$8.927,90	\$10.472,59
9		\$12.861,53	\$292,23	\$2.264,69	\$371,62	\$514,12		\$9.933,00	\$11.683,56
10		\$14.147,69	\$250,48	\$2.491,16	\$371,62	\$514,12		\$11.034,43	\$13.011,46
11		\$15.562,45	\$208,73	\$2.740,27	\$371,62	\$514,12		\$12.241,83	\$14.467,98
12		\$17.118,70	\$166,99	\$3.014,30	\$371,62	\$514,12		\$13.565,80	\$16.065,97
13		\$18.830,57	\$125,24	\$3.315,73	\$371,62	\$514,12		\$15.017,98	\$17.819,59
14		\$20.713,63	\$83,49	\$3.647,30	\$371,62	\$514,12		\$16.611,22	\$19.744,39
15		\$22.784,99	\$41,75	\$4.012,03	\$371,62	\$514,12	\$15.000,00	\$18.359,59	\$36.857,50
VAN	\$1.593,54								
TIR	24%								

3.18 Análisis de resultados

A lo largo del presente trabajo se explicaron los fundamentos teóricos de la falla por fatiga en metales. Se definieron los requerimientos del proyecto y se usó la metodología AHP para seleccionar la mejor alternativa resultante de las cuatro alternativas que surgieron de la lluvia de ideas. Se procedió a determinar el proceso de diseño de algunos elementos y la selección de otros componentes necesarios. Los diseños fueron simulados por el método de elementos finitos para determinar el factor de seguridad a la estático y a la fatiga. Se determinaron los costos de los elementos seleccionados y costos de fabricación de elementos diseñados. Además, se realizó un análisis de rentabilidad de la inversión del proyecto a un plazo de 15 años el cual es el periodo de vida útil de los elementos más duraderos.

En las simulaciones de elementos finitos se encontró que la unión del vástago

con la mordaza axial falla por encima de los 60000 ciclos y el soporte fundido de las mordazas falla por encima de los 105000 ciclos. Esto fue simulado a carga dinámica axial de 70 kN; pero no siempre se ensayará con esta carga máxima (depende del material de la probeta). Por lo tanto, se puede deducir que estos elementos durarán mucho más que el número de ciclos que muestra el análisis. El resto de los elementos están diseñados para vida infinita, lo cual es lo ideal.

Se hizo una consulta sobre la disponibilidad de espacio en el Laboratorio de Materiales. Dado que la longitud de la máquina es de 2.3m, se determinó que el mejor lugar para colocarla es en el galpón de ensayos no destructivos de neumáticos del LEMAT, ubicado en el estacionamiento de la facultad. Este es un ambiente con condiciones de temperatura estables donde el ensayo no se verá afectado por variaciones bruscas de temperatura externa.

Se definieron las tolerancias en los planos según la normalización ISO de tolerancias dimensionales y geométricas. Los elementos que requieren mayor precisión son los que conforman el soporte del servomotor y las placas base del asiento del rodamiento. El motor no se puede apoyar de forma horizontal por cuenta propia, por lo que requiere de apoyos estrictamente horizontales para evitar el desalineamiento y esfuerzos de flexión indeseables en el eje.

Los elementos que fueron seleccionados cumplen satisfactoriamente con los requerimientos técnicos; ya sea carga, velocidad, potencia, etc. Otro criterio importante en la selección fue el precio y se priorizaron los distribuidores locales. En algunos casos no se pudo encontrar proveedores ecuatorianos que se adapten a las necesidades de la máquina y se tuvo que acudir a fabricantes extranjeros; estos fueron: transductor de torsión, celda de carga axial y el PLC. Para el PLC, se descubrió que el proveedor español resulta más barato que comprar un PLC local donde el HMI lo venden por separado. Al iniciar este trabajo la propuesta que había sido escogida en primer lugar fue la opción 4 de la Figura 2.2. Cuando se realizó la matriz de selección, la falta de objetividad derivado de la falta de experiencia resultó en esta propuesta como la mejor alternativa.

Sin embargo, en el diseño de la máquina se encontraron varios problemas, como, por ejemplo: la altura total de la máquina superior a 2.1m, la necesidad

de usar 2 cilindros hidráulicos, la adición de largas guías para comunicar los cilindros al sistema de transmisión, la robustez de algunos elementos; y, la dificultad de hacer que un elemento (una placa soldada) sea lo suficientemente resistente para soportar la fuerza de 70 kN, haciendo que el espesor y el costo se eleve a niveles exagerados. Además, cuando se hacía el ensayo de tracción, se tenía que impedir que la carga se transfiera al eje de transmisión porque el motor se dañaría. Esa desconexión fue un problema en la propuesta inicial, porque una placa soldada al vástago de los dos cilindros era demasiado robusta para que no haya interferencia con el eje.

Debido a esto, se revisó la matriz de selección y se la volvió a completar. Con precisa objetividad, la mejor alternativa resultó ser la 2da. Las mejoras respecto a la 1ra alternativa fueron: notable reducción de la altura compensado con un aumento del largo de la máquina, la necesidad de un solo cilindro hidráulico, la abolición de las guías, la facilidad de fabricación del soporte del motor, la mejora en los diseños de los elementos y la optimización de su vida útil.

La inversión total resulta ser menor a \$35.000,00, cumpliendo así dicho requerimiento. Este límite se lo fijó al ser la suma del promedio de las máquinas comerciales de fatiga de 100 kN de carga axial y 100 Nm disponibles en la web. Considerando que esta máquina es capaz de realizar dos ensayos distintos, el precio es muy razonable.

Según la Tabla 3.23, el Laboratorio de Materiales debería generar ingresos de \$6.000,00 en el primer año. En los años posteriores, deberá generar una cantidad igual a los ingresos del año anterior más el porcentaje de inflación bancaria para que la adquisición sea rentable en el lapso de vida de 15 años. En términos económicos, esta tendencia de ganancias anuales debe generar el cliente para que la TIR del proyecto iguale o supere la Tmar mixta considerando la inflación; y para que el VAN sea mayor a cero y así se recupere la inversión.

Dado la alta cantidad de ganancias requeridas por prestación de servicios de caracterización de materiales sometidos a fatiga, se puede deducir que no es factible que el Laboratorio receptor recupere la inversión estipulada, porque la demanda de determinar la resistencia a la fatiga de metales en el país no es

lo suficientemente grande para cubrir los ingresos. Por esta razón, no se debe esperar recuperar la inversión, pero el proyecto quedaría proyectado netamente para fines académicos.

En la página de compras spanish.alibaba.com se puede encontrar varias máquinas para ensayos de fatiga de diferentes tamaños, carga y precios. Para el análisis comparativo se escogieron las máquinas más robustas y con funciones similares.

En esta página existe una máquina de fatiga axial impulsada por fuerza hidráulica, del fabricante chino Hualong Test Co., Ltd. El modelo varía de 100 kN a 1000 kN con precios de \$30.000,00 a \$40.000,00 respectivamente. Cuenta con un solo cilindro en posición vertical, 4 guías para el modelo de mayor capacidad; y 2 guías para el de menor capacidad. El costo de esta máquina es muy elevado comparado a la de este trabajo considerando que solo realiza un tipo de prueba y el costo mínimo es muy cercano al de este. Sin embargo, se puede reconocer la robustez de su diseño en contraste con los 70 kN de la máquina de este proyecto.

También existe una máquina de fatiga a tracción del fabricante chino Jinan Marxtest Technology Co., Ltd. El rango de carga varía de 7 kN a 1500 kN con precios de \$28.120,00 a \$34.520,00. Cuenta con dos guías en posición vertical y una estación hidráulica robusta. El costo de esta máquina es muy parecido al del proyecto; pero nuevamente, hay que recalcar que solo realiza un ensayo, no dos.

Otra máquina interesante de esta página es una de fatiga a tracción hidráulica del fabricante chino Sansi Yongheng Technology (Zhejiang) Co., Ltd. El modelo tiene una capacidad de 100 kN con un precio de \$21.419,00. Cuenta con 2 cilindros hidráulicos verticales. Esta máquina tiene un precio menor al de este proyecto con una carga inferior; pero considerando que la presente propuesta es tener dos ensayos en un banco de pruebas, el costo de esta propuesta se ve más atractiva.

La última máquina para comparar es una máquina de fatiga a torsión del fabricante chino Dongguan Ximbao Instrument Co., Ltd. El par varía de 100Nm a 5000Nm aplicado por un motor horizontal y un precio entre \$5.000,00 y \$10.000,00. El par de este proyecto es de 30 Nm debido a la dimensión de la

probeta. Las probetas del proveedor son muy robustas en comparación, por lo que requiere más carga para fracturarlas. Si se realiza una comparación entre la máquina más económica de torsión y la más económica de tracción de las que se han mencionado; el precio total estaría en \$26.419,00 sin considerar el costo de importación. Por lo tanto, sería más viable fabricar una máquina local que pueda cumplir con ambos ensayos y cuyo costo sea de \$30.847,40.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Las dimensiones de la máquina son adecuadas para permitir su ingreso a laboratorios y garajes de equipos; y el costo de fabricación sigue la tendencia de los precios de las máquinas de ensayos de fatiga del mercado internacional.
- En base al análisis de resultados, se sugiere que es preferible para el Laboratorio fabricar la máquina propuesta de acuerdo con los planos elaborados, que adquirir una máquina de ensayos de torsión y tracción por separado del mercado internacional.
- El costo de inversión es de \$30.847,40. Se concluye que, debido a los altos ingresos requeridos para recuperar la inversión, no es factible para el Laboratorio invertir en la máquina con el fin de generar utilidades, sino únicamente adquirirla para fines académicos. La demanda de la caracterización de metales sometidos a fatiga no es lo suficientemente alta en el país para cubrir la inversión en un plazo de 15 años.

4.2 Recomendaciones

- Se requiere un programador de PLC y servodriver para accionar el sistema.
- Se recomienda colocar la cubierta de PET sobre la probeta para que, en caso de que se haya sujetado mal de la mordaza, se eviten lesiones por desprendimiento de material.
- Se recomienda el uso de gafas al momento de operar la máquina o de estar cerca de ella como espectador.
- El acople de unión entre el vástago del cilindro y la mordaza puede ser cambiado con un material más resistente para aumentar su vida útil. Esto aumentaría también el costo de materia prima y fabricación.
- El servomotor está fabricado para ser usado en posición vertical. Se recomienda seleccionar una carcasa cuyo acople ajuste el motor a una posición horizontal.

BIBLIOGRAFÍA

- ASTM International. (1975). *STP588 Manual on Statistical Planning and Analysis*. doi:10.1520/STP588-EB
- ASTM International. (1996). *ASTM E466-96 Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials*. doi:10.1520/E0466-96
- ASTM International. (2002). *ASTM E1823-96 Standard Terminology Relating to Fatigue and Fracture Testing*. doi:10.1520/E1823-96R02
- ASTM International. (2004). *ASTM E606-92e1 Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing*. Obtenido de <https://www.astm.org/DATABASE.CART/HISTORICAL/E606-92R04E1.htm>
- ASTM International. (2004). *ASTM E739-91 Standard Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (ϵ -N) Fatigue Data*. doi:10.1520/E0739-91R04
- Avila, J. L., Correa, E., Verduzo, J. C., & Zuñiga, I. F. (2017). *DESIGN AND CONSTRUCTION OF A TORSION FATIGUE MACHINE: TORSION FATIGUE TESTS ON TWO INDUSTRIAL ALUMINUM ALLOYS*. UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering.
- Fisher, J. W., & Yen, B. T. (1972). *Desing, Structural Details, and Discontinuities in Steel, Safety and Reliabilty of Metal Structures*. M.ASCE.
- Ghielmetti, C., Ghelichi, R., Guagliano, M., Ripamonti, F., & Vezzú, S. (2011). Development of a fatigue test machine for high frequency applications. *Procedia Engineering*, X, 2892-2897. doi:<https://doi.org/10.1016/j.proeng.2011.04.480>
- Herbert, M., & Glen, K. (1934). *Repeated-stress (fatigue) testing machines used in the material testing laboratory of the university of illinois*. University of Illinois. Obtenido de <https://core.ac.uk/download/pdf/20442497.pdf>
- Kulkarni, P., Sawant, P., & Kulkarni, V. (2018). *Design and Development of Plane Bending Fatigue Testing Machine for Composite Material (Vol. 5(5))*. Materials Today: Proceedings. doi:<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2018.02.124>
- Marin, J. (1962). *Mechanical Behavior of Engineering Materials*. Englewood Cliffs: Prentice-Hall.

- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas*. Mexico: Pearson Educación. doi:ISBN: 978-607-32-0589-4
- Saaty, R. W. (1987). *The Analytic Hierarchy Process – What It Is and How It Is Used*. Mathematical Modelling. doi:10.1016/0270-0255(87)90473-8
- Shawki, G. S. (1990). *A REVIEW OF FATIGUE TESTING MACHINES* (Vol. 5). Doha: Engineering Journal of Qatar University.
- Shigley, J., & Mitchell, L. (1983). *DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA*. México, D. F.: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V. doi:ISBN: 968-451-607-607-X
- Xuan, J., & Wang, S. (2017). *Development of hydraulically driven fatigue testing machine for insulator*. IEEE. doi:10.1109/ACCESS.2017.2777103

APÉNDICES

APÉNDICE A

Cálculos

Cálculo para hallar el factor de seguridad del eje para la transmisión de torque

Se muestra el cálculo con el que se determinó el factor de seguridad del eje en la zona crítica donde están los chaveteros y agujeros para prisioneros. En el diseño de forma, se puso un chavetero de 6x6 en cada extremo. La longitud del eje es de 300mm con un diámetro de 20mm. El material del eje debe ser más duro que el de la chaveta (de ASTM A36); por ende, se definió que el eje sea de ASIS 1018 con las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_y = 235 \text{ MPa} = 34 \text{ kpsi}$$

$$S_{ut} = 410 \text{ MPa} = 59 \text{ kpsi}$$

Se asume un factor de concentración de esfuerzo estático conservador de $K_{ts} = 2.5$. El factor de sensibilidad a la muesca es $q = 0.64$ para este caso. El factor de concentración de esfuerzo a la fatiga viene dado por:

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + 0.64(2.5 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.96$$

La amplitud del esfuerzo cortante (horario-antihorario) es:

$$\tau_a = \frac{16T}{\pi D^3} K_{fs}$$

$$\tau_a = \frac{16(30 \text{ Nm})}{\pi \left(\frac{20}{1000}\right)^3} (1.96)$$

$$\tau_a = 37.43 \text{ MPa}$$

A continuación, el cálculo del esfuerzo de Von Mises (no hay esfuerzo medio puesto que la única carga que soporta el eje es el torque en movimiento de vaivén):

$$\sigma_a = \sqrt{3}\tau_a$$

$$\sigma_a = \sqrt{3}(37.43 \text{ MPa})$$

$$\sigma_a = 64.84 \text{ MPa}$$

Se requiere determinar la resistencia teórica a la fatiga:

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S_e' \text{ con:}$$

$$C_{carga} = 0.577 \text{ por ser torsión}$$

$$C_{tamaño} = 1.189d^{-0.097} = 0.889 \text{ con } d = 20\text{mm}$$

$$C_{sup} = 0.8 \text{ de acabado por maquinado}$$

$C_{temp} = 1$ temperatura de laboratorio

$C_{conf} = 0.868$ para tener un 95% de confiabilidad

$$S'_e = 0.5S_{ut} = 205 \text{ MPa}$$

Se obtiene $S_e = 73.02 \text{ MPa}$

Hallando el factor de seguridad a la fatiga según el criterio de Goodman simplificado para esfuerzo reversible-uniaxial:

$$\eta_f = \frac{S_e}{\sigma_a}$$
$$\eta_f = \frac{73.02 \text{ MPa}}{64.84 \text{ MPa}}$$
$$\eta_f = 1.1$$

Al ser $\eta_f > 1$ se puede asegurar que el eje no va a fallar; pero sin duda el AISI 1018 es el material con la mínima resistencia permisible para esta aplicación. Además, varias veces se ha mencionado que no siempre se aplicará la carga máxima a los ensayos, por lo tanto, se garantiza la vida infinita para este material (que sería la opción más económica también) como lo demuestra el respectivo análisis de elementos finitos. Nótese cómo el resultado de este cálculo es igual al mínimo factor de seguridad a la fatiga que muestra el análisis de elementos finitos para el eje.

Cálculo para determinar el espesor de los acoples de la transmisión en la zona del chavetero

Esto se lo hizo por desgarramiento usando la carga que se produce en el chavetero. El caso crítico es para los acoples del transductor de torque donde el diámetro interno $d_i = 19\text{mm}$:

$$F = \frac{2T}{d_i}$$
$$F = \frac{2(30\text{Nm})}{0.019\text{m}}$$
$$F = 3158.9 \text{ N}$$

La resistencia a la fluencia del material es $S_y = 235 \text{ MPa}$, y tomando un factor de seguridad a la fatiga $\eta_f = 4$, el esfuerzo máximo permisible por desgarramiento es:

$$\sigma = \frac{S_y}{\eta_f}$$
$$\sigma = \frac{235 \text{ MPa}}{4}$$

$$\sigma = 58.75 \text{ MPa}$$

Y este esfuerzo es también igual a $\sigma = \frac{F}{\frac{e}{2}L}$ donde e es el espesor en la sección del chavetero del acople dado por: $e = \frac{d_o}{2} - \left(\frac{d_i}{2} + 2.5\text{mm}\right)$ y L es la longitud de la chaveta. Los 2.5mm es la sección de la chaveta dentro del acople del transductor en este caso. Hallando e :

$$e = \frac{2F}{\sigma L}$$

$$e = \frac{2(3158.9 \text{ N})}{(58.75 \cdot 10^6 \text{ Pa})(0.022\text{m})} (1000) [\text{mm}]$$

$$e = 4.89\text{mm}$$

Se definió dicho espesor en 5mm por facilidad de fabricación. Con esto, se pudo calcular el diámetro externo:

$$d_o = 2e + 2\left(\frac{d_i}{2} + 2.5\text{mm}\right)$$

$$d_o = 2(5\text{mm}) + 2\left(\frac{19}{2} + 2.5\text{mm}\right)$$

$$d_o = 34\text{mm}$$

El mismo análisis se hizo a cada uno de los 5 acoples del sistema de transmisión de torque.

Cálculo para determinar el diámetro mínimo de los pernos para los acoples del sistema de transmisión

Los pernos están sometidos a cortante puro por torque. Se definieron 4 pernos por brida siguiendo un patrón circular equidistante. El cálculo para hallar el diámetro mínimo de los pernos fue el siguiente:

Definimos el centroide (0,0) del conjunto de pernos en el centro de la circunferencia que pasa por el centro de cada agujero. Así, los radios de giro r_n de cada agujero es el mismo. Según el espaciamiento de pernos propuesto, $r_n = 25.25\text{mm}$ y la fuerza. El número de clase definido para los pernos es 8.8 (el más común localmente) con $S_{y,\text{mín}} = 660 \text{ MPa}$.

La fuerza neta en la brida empernada es:

$$F = \frac{Tr_n}{\sum r_n^2}$$

$$F = \frac{(30 \text{ Nm}) \left(\frac{25.25}{1000} \text{ m}\right)}{4 \left(\frac{25.25}{1000} \text{ m}\right)^2}$$

$$F = 297 \text{ N}$$

Asumiendo un factor de seguridad conservador de $\eta = 8$ considerando que se someterán los pernos a fatiga por torsión reversible, el diámetro mínimo de los pernos viene dado por:

$$d = \sqrt{\frac{4\sqrt{3}\eta F}{\pi S_{y,\min}}}$$

$$d = 1000 \sqrt{\frac{4\sqrt{3}(8)(297\text{N})}{\pi(660 \cdot 10^6 \text{Pa})}} \text{ [mm]}$$

$$d = 2.82 \text{ mm}$$

Como el diámetro de los pernos es muy pequeño, se seleccionan pernos estándar de 6mm para todas las bridas.

Cálculo para determinar el factor de seguridad de los pernos que sujetan la mordaza en la prueba de tracción

Hay 6 pernos de 8mm de diámetro empernando la mordaza con el elemento de sujeción de pared de 30mm. La carga máxima es $P_{total} = 70 \text{ kN}$; por lo tanto, la carga que soporta un perno es $P = \frac{P_{total}}{6} = 11.67 \text{ kN}$

La amplitud del esfuerzo es es:

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_T}$$

El esfuerzo medio es:

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_T}$$

Y el esfuerzo por la precarga F_i es:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_T}$$

Donde la constante de rigidez de la junta es $C = \frac{K_b}{K_b + K_m}$, el área de esfuerzo por tensión es $A_T = 36.61 \text{ mm}^2$ y $0.75F_p \leq F_i \leq 0.9F_p$

La resistencia de prueba F_p es igual a $F_p = S_p A_T$ donde la resistencia de prueba para pernos clase 8.8 es $S_p = 600 \text{ MPa}$; por lo tanto:

$$F_p = (600 \cdot 10^6 \text{Pa}) \left(36.61 \text{ mm}^2 \cdot \frac{1\text{m}^2}{(1000\text{mm})^2} \right)$$

$$F_p = 21966 \text{ N}$$

Se toma el valor máximo de F_i para un resultado certero: $F_i = 19769.4 \text{ N}$

Determinando $K_b \approx \frac{A_T E}{L}$ donde $E = 200 \text{ GPa}$ para el acero y L es la longitud del perno

$$K_b \approx \frac{\left(36.61 \text{ mm}^2 \cdot \frac{1 \text{ m}^2}{(1000 \text{ mm})^2}\right) (200 \cdot 10^9 \text{ Pa})}{51.651 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}}}$$

$$K_b \approx 141.76 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{m}$$

Determinando $K_m = \left(\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3}\right)^{-1}$ donde:

$K_1 = \frac{0.577\pi E_1 d}{\ln\left[\frac{(1.15t_1+D-d)(D+d)}{(1.15t_1+D+d)(D-d)}\right]}$ para el acero inoxidable del acople de la mordaza de tracción. con

$$E_1 = 193 \text{ GPa}$$

$K_2 = \frac{0.577\pi E_2 d}{\ln\left[\frac{(1.15t_2+D-d)(D+d)}{(1.15t_2+D+d)(D-d)}\right]}$ para el acero ASTM 36 del elemento de sujeción de la mordaza

con $E_2 = 200 \text{ GPa}$.

$K_3 = \frac{0.577\pi E_3 d}{\ln\left[\frac{(1.15t_3+D-d)(D+d)}{(1.15t_3+D+d)(D-d)}\right]}$ para el acero ASTM A36 del elemento de sujeción.

Se sabe que $t_1 + t_2 + t_3 = L = 51.651$ siendo $t_3 = 25.8255 \text{ mm}$ la mitad del espesor total de los elementos empernados, $t_1 = 21.651$ el espesor de la sección empernada del acople; se obtiene $t_2 = 4.1745 \text{ mm}$

También se conoce que $D = 1.5d$ siendo d el diámetro del perno.

Calculando:

$$K_1 = \frac{0.577\pi(193 \cdot 10^9 \text{ Pa})(0.008 \text{ m})}{\ln\left[\frac{(1.15(21.651) + 12 - 8)(12 + 8)}{(1.15(21.651) + 12 + 8)(12 - 8)}\right]} = 2394.55 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{m}$$

$$K_2 = \frac{0.577\pi(200 \cdot 10^9 \text{ Pa})(0.008 \text{ m})}{\ln\left[\frac{(1.15(4.1745) + 12 - 8)(12 + 8)}{(1.15(4.1745) + 12 + 8)(12 - 8)}\right]} = 5058.15 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{m}$$

$$K_3 = \frac{0.577\pi(200 \cdot 10^9 \text{ Pa})(0.008 \text{ m})}{\ln\left[\frac{(1.15(25.8255) + 12 - 8)(12 + 8)}{(1.15(25.8255) + 12 + 8)(12 - 8)}\right]} = 2375.51 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{m}$$

Retomando la ecuación principal:

$$K_m = \left(\frac{1}{2394.55 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{m}} + \frac{1}{5058.15 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{m}} + \frac{1}{2375.51 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{m}}\right)^{-1}$$

$$K_m = 965 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{m}$$

Calculando C :

$$C = \frac{141.76 \cdot 10^6 Pa \cdot m}{141.76 \cdot 10^6 Pa \cdot m + 965 \cdot 10^6 Pa \cdot m}$$

$$C = 0.128$$

Calculando la amplitud de esfuerzo, el esfuerzo medio y el esfuerzo de precarga:

$$\sigma_a = \frac{(0.128)(11.67 \cdot 10^3 N)}{2 \left(36.61 \text{ mm}^2 \cdot \frac{1 \text{ m}^2}{(1000 \text{ mm})^2} \right)} = 20.415 \cdot 10^6 Pa$$

$$\sigma_m = 20.415 \cdot 10^6 Pa + \frac{21966 N}{36.61 \text{ mm}^2 \cdot \frac{1 \text{ m}^2}{(1000 \text{ mm})^2}} = 620.415 \cdot 10^6 Pa$$

$$\sigma_i = \frac{21966 N}{36.61 \text{ mm}^2 \cdot \frac{1 \text{ m}^2}{(1000 \text{ mm})^2}} = 600 \cdot 10^6 Pa$$

El factor de seguridad para fatiga axial en los pernos es:

$$\eta_f = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_e(\sigma_m - \sigma_i) + S_{ut}\sigma_a}$$

Determinando $S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S_e'$ con:

$C_{carga} = 0.7$ por ser axial

$C_{tamaño} = 1$ al ser los pernos de 8mm

$C_{sup} = 0.74$ pernos maquinados de clase 8.8 con $S_{ut, \text{mín}} = 830 \text{ MPa}$

$C_{temp} = 1$ temperatura de laboratorio

$C_{conf} = 0.814$ para tener un 99% de confiabilidad

$S_e' = 0.5 S_{ut, \text{mín}} = 415 \text{ MPa}$

Se obtiene $S_e = 175 \text{ MPa}$

El factor de seguridad da:

$$\eta_f = \frac{(175 \text{ MPa})(830 \text{ MPa} - 600 \text{ MPa})}{(175 \text{ MPa})(620.415 \text{ MPa} - 600 \text{ MPa}) + (830 \text{ MPa})(20.415 \text{ MPa})}$$

$$\eta_f = 2$$

Lo cual garantiza que no va a fallar la junta empernada en la prueba de tracción.

Cálculo para determinar el factor de seguridad de los pernos que sujetan la mordaza en la prueba de torsión

Los pernos están sometidos a cortante puro por torque. El patrón de los pernos es el mismo que para la mordaza axial; 6 pernos de 8mm cada uno repartidos equidistantemente sobre una circunferencia de 83.131mm de diámetro.

Definimos el centroide (0,0) del conjunto de pernos en el centro de dicha circunferencia. Así, los radios de giro r_n de cada perno es la mitad de la circunferencia, $r_n = 41.5655$. El número de clase definido para los pernos es 8.8 con $S_{y,min} = 660 \text{ MPa}$.

La fuerza neta en la junta empernada es:

$$F = \frac{Tr_n}{\sum r_n^2}$$

$$F = \frac{(30 \text{ Nm}) \left(\frac{41.5655}{1000} \text{ m} \right)}{6 \left(\frac{41.5655}{1000} \text{ m} \right)^2}$$

$$F = 120.3 \text{ N}$$

El factor de seguridad viene dado por:

$$\eta = \frac{\pi d^2 S_{y,min}}{4\sqrt{3}F}$$

$$\eta = \frac{\pi(0.008\text{m})^2(660 \cdot 10^6 \text{ Pa})}{4\sqrt{3}(120.3\text{N})}$$

$$\eta = 159.2$$

Dado el factor de seguridad muy grande se puede asegurar que la junta no fallará a fatiga por cortante tampoco.

Selección de rodamientos

Como en esta aplicación no existirá carga de flexión sobre el eje, ya que está sometido a torque puro, la selección de rodamientos estuvo dado únicamente por el diámetro del eje y la optimización de costos. La función de los rodamientos en este caso es de otorgar estabilidad al eje de 300mm de longitud para que no se flexione por su propio peso. El rodamiento seleccionado fue del catálogo SKF:

Tabla A.1 Ficha técnica de los rodamientos seleccionados

Tipo	Rígido de bolas
Diámetro interior d	20mm
Diámetro exterior D	42mm
Ancho B	12mm
Capacidad de carga dinámica básica C	9.95 kN
Capacidad de carga estática básica Co	5 kN
Carga límite de fatiga Pu	0.212 kN
Masa	0.071 kg

Estos rodamientos vienen sellados y su vida útil está dada por la vida útil de la grasa.

El asiento de SKF para rodamientos tiene por código SAF 1510 y admite 2 rodamientos en su interior

Cálculo para determinar las dimensiones de la columna para la estructura de soporte

Siguiendo con la metodología descrita en el capítulo 2, con los esfuerzos permisibles. Se utilizó una viga UPN80 de menor dimensión del catálogo de DIPAC, en la tabla 3.12 se pueden encontrar los datos de dicha viga, con ello se trabajará para comprobar el cumplimiento de la selección.

Con la ecuación 3.18 calculamos el radio de giro de la viga para la menor inercia.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$
$$r = \sqrt{\frac{19.4}{11 * 100^2}}$$
$$r = 0.013m$$

Una vez obtenido el radio de giro se puede calcular la longitud efectiva. Se debe tener en cuenta que, para tipo de sujeción existe un K que modifica la longitud original. Para este caso, tenemos una sujeción empotrada en un extremo y libre en el otro.

$$L_e = KL$$
$$L_e = 2 * 0.8$$
$$L_e = 1.6$$
$$\frac{L_e}{r} = 120.48$$

Para determinar con que ecuación se debe trabajar la carga de trabajo se calcula la relación de esbeltez con la ecuación 3.16, si esta es mayor que la relación entre la

longitud efectiva y el radio de giro se trabaja como columna corta, caso contrario como esbelta.

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 * 200 * 10^9}{236 * 10^6}}$$

$$C_c = 129.34$$

$$C_c > L_e$$

Como la relación de esbeltez es mayor a la relación entre longitud efectiva y el radio de giro, se considera la columna como una columna corta. Por ello se debe calcular el factor de seguridad con la ecuación 3.15.

$$F_s = \frac{5}{3} + \frac{3\left(\frac{L_e}{r}\right)}{8C_c} - \frac{\left(\frac{L_e}{r}\right)^3}{8C_c^3}$$

$$F_s = \frac{5}{3} + \frac{3(120.48)}{8 * 129.34} - \frac{(120.48)^3}{8 * 129.34^3}$$

$$F_s = 1.9$$

Para el cálculo del esfuerzo critico se usa la siguiente ecuación

$$\sigma_{cr} = \left[1 - \frac{\left(\frac{L_e}{r}\right)^2}{2C_c^2} \right] * \frac{\sigma_y}{F_s}$$

$$\sigma_{cr} = \left[1 - \frac{(120.48)^2}{2 * 129.34^2} \right] * \frac{236 * 10^6}{1.9}$$

$$\sigma_{cr} = 69771181.05 \text{ Pa}$$

Con el esfuerzo critico se puede calcular la carga permisible con la ecuación 3.14

$$\sigma_{cr} = \frac{\sum P}{A} + \frac{M_x C_y}{I_{xx}} + \frac{M_y C_x}{I_{yy}}$$

$$69771181.05 = \frac{P}{11} + \frac{9.81 * 200 * 0.25 * 0.004}{106 * 10^{-4}} + \frac{9.81 * 200 * 1.262 * 0.0042}{19.4 * 10^{-4}}$$

$$P = 705.47 \text{ N}$$

Esta es la carga permisible que soporta cada columna; por lo que, para 4 columnas la carga permisible es de 2182.88 N, siendo esta mayor que la carga que aplicada por el peso de los elementos de 1960 N.

APÉNDICE B

Manuales

B.1 Instrucciones de uso

- Se debe seguir el manual de la ASTM STP-588, para realizar las pruebas convencionales de ensayos de fatiga.
- El ensayo de fatiga torsional puede realizar cualquier tipo de señal de carga, sin embargo, se debe configurar el PLC para que trabaje en concordancia con el servodriver y el servomotor.
- El ensayo de fatiga axial solo puede realizar señales de carga cuadradas, si se desea tener otro tipo de señal, se debe incorporar una servoválvula y programar el PLC para que trabaje con esta.
- Se debe retirar el cobertor de parte móviles para colocar la probeta ya sea en el ensayo de torsión o de tracción, una vez colocada la probeta el cobertor debe colocarse de nueva cuenta
- El soporte para mordazas debe colocarse correctamente para el tipo de ensayo a realizar, tal como se muestra en las figuras 3.12 y 3.14
- Recordar siempre colocar la cubierta de las probetas en cada ensayo.

B.2 Instrucciones de mantenimiento

- Se debe realizar un mantenimiento preventivo general una vez al año a la estación hidráulica en la que se revisará el líquido hidráulico, la calidad de este, la válvula direccional, los controles eléctricos, bomba y motor.
- Se debe realizar un cambio de filtro de retorno por cada 10^8 ciclos del cilindro hidráulico.
- Se debe realizar un mantenimiento preventivo general del cilindro hidráulico y mordazas de torsión y tracción. Estos elementos funcionan con el mismo principio por lo que su mantenimiento es similar. Se deben revisar los sellos cilindro, si existe alguna fuga de fluido, revisar el ajuste a la bancada, la alineación del vástago con la probeta y el soporte para mordazas.
- Los rodamientos deben ser cambiados cada 2 años aproximadamente, cuando la vida de la grasa se haya acabado. No están diseñados para relubricar.
- Se recomienda engrasar el servomotor una vez al año, asimismo darle seguimiento anual a la programación y circuitos.

APÉNDICE C

Catálogos

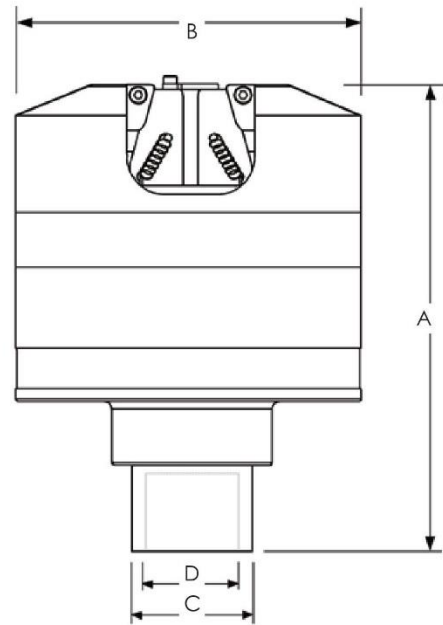
C.1 Ficha técnica de la mordaza de tracción

100 kN Universal Hydraulic Testing System | 2743-401

2

Specifications

Dynamic Load Capacity	kN	100
	lbf	22480
	kgf	10197
Static Load Capacity	kN	130
	lbf	29225
	kgf	13256
Hydraulic Pressure Range	bar	0 to 207
	psi	0 to 3000
Overall Height (A) - Jaws Open	mm	219
	in	8.62
Overall Height (A) - Jaws Closed	mm	234
	in	9.21
Overall Diameter (B)	mm	200
	in	7.87
Piston Diameter (C)	mm	60
	in	2.36
Internal Thread (For Attachment) (D)		M30 × 2-6H (right hand) female
Construction		Machined Steel with an Electroless Nickel Finish
Weight (Per Grip, without Jaw Faces)	kg	33
	lb	73
Temperature Range	°C	+4 to +65
	°F	39.2 to 149
Operating Principle		Double Acting Piston, Wedge
Gripping Force (max)	kN	195
	lbf	43,839



Accessories

Catalog Number	Description
2718-111	207 bar (3000 psi) hydraulic grip controller and manifold. Suitable for use on 8801, 8802, 8803, 8804 and 8872, 8874. Includes hoses for connection to the grips and to the systems hydraulic supply. Not suitable for use with furnaces or temperature chambers.
2704-530	Accessory mounting block for use with 100kN hydraulic wedge grips 2743-401. Provides central M30x2 RH female thread for mounting fixtures for static or dynamic testing applications. Set of 2 blocks. Requires fatigue rated adaptors.

Notes:

- Requires an attachment kit for mounting the hydraulic grips to the loadcell and machine base or actuator.
- Free-standing electric pump and grip controls are available; please consult factory for details.

Jaw Faces

Catalog Number	Jaw Face Type	Specimen Thickness		Surface	Clamping Area (W × H)	
		mm	in		mm	in
2704-521	Flat	0 to 7.8	0 to 0.31	Serrated, 1 mm Pitch	50 × 57	2.0 × 2.25
2704-522	Flat	7.1 to 15.7	0.28 to 0.62	Serrated, 1 mm Pitch	50 × 57	2.0 × 2.25
2704-527	Flat	16.5 to 25.2	0.65 to 0.99	Serrated, 1mm Pitch	50 x 57	2.0 x 2.25
2704-529	Flat	15 to 21	0.59 to 0.82	Serrated, 1mm Pitch	50 x 57	2.0 x 2.25
2704-525	Flat	0 to 7.8	0 to 0.31	Carbide Coated	50 x 57	2.0 x 2.25
2704-526	Flat	7.1 to 15.7	0.28 to 0.62	Carbide Coated	50 x 57	2.0 x 2.25
2704-523	Vee	6.1 to 11.9	0.24 to 0.47	V - Serrated	57	2.25
2704-524	Vee	9.9 to 16.0	0.39 to 0.63	V - Serrated	57	2.25
2704-528	Vee	16.0 to 20.0	0.63 to 0.78	V - Serrated	57	2.25

www.instron.com



Worldwide Headquarters
825 University Ave, Norwood, MA 02062-2643, USA
Tel: +1 800 564 8378 or +1 781 575 5000

European Headquarters
Coronation Road, High Wycombe, Bucks HP12 3SY, UK
Tel: +44 1494 464646

Instron Industrial Products
900 Liberty Street, Grove City, PA 16127, USA
Tel: +1 724 458 9610

Instron is a registered trademark of Illinois Tool Works Inc. (ITW). Other names, logos, icons and marks identifying Instron products and services referenced herein are trademarks of ITW and may not be used without the prior written permission of ITW. Other product and company names listed are trademarks or trade names of their respective companies. Copyright © 2013 Illinois Tool Works Inc. All rights reserved. All of the specifications shown in this document are subject to change without notice.

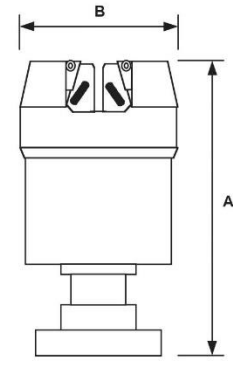
POD_UniversalHydraulicTestingSystem_2743-401_V7

C.2 Ficha técnica de la mordaza de torsión

±25 kN/100 Nm (5.6 kip/0.6 kip-in) Axial/Torsional Hydraulic Grips | Catalog Number 8260 C

SPECIFICATIONS

Catalog Number	8260 C
Dynamic Load Capacity	±25 kN/ 100 Nm (5.6 kip/ 0.6 kip-in)
Static Load Capacity	±25 kN/ 100 Nm (5.6 kip/ 0.6 kip-in)
Hydraulic Pressure Range	0 to 204 bar (0 to 3000 psi)
Overall Height - A	235 mm (9.25 in)
Overall Diameter - B	130 mm (5.12 in)
Attachment	Via mounting flange - mounting holes six Equi-spaced M8 on 75 mm PCD
Construction	Machined steel with an electroless nickel finish
Weight (Per Grip)	14.6 kg (57.3 lb)
Temperature Range	+4 °C to +65 °C (+39 °F to +150 °F)
Operating Principle	Double acting piston, wedge
Gripping Force	Adjustable 2 kN to 35 kN (0.5 kip to 8 kip)



Grip dimensions

ACCESSORIES

Catalog Number	Description
2718-111	207 bar (3000 psi) hydraulic grip controller and manifold Suitable for use on 8801, 8802, 8803, 8804 and 8871, 8872, 8874
2718-211, 2718-212, 2718-311, 2718-312	Free-standing electric pump and grip controls for use with servoelectric load frames Operating voltage

JAW FACES

Catalog Number	Clamping Area (W x H)
2703-801	0 mm to 6.4 mm (0 in to 0.25 in)
2703-802	6.4 mm to 12.7 mm (0.25 in to 0.50 in)
2703-803	3 mm to 8 mm diameter (0.1 in to 0.3 in)
2703-804	8 mm to 12 mm diameter (0.3 in to 0.5 in)
2703-805	0 mm to 6.4 mm (0 in to 0.25 in)
2703-806	6.4 mm to 12.7 mm (0.25 in to 0.50 in)

Scope of supply: One set of four jaw faces
Note: Jaw faces are for use with side entry wedge grips 8260 C

www.instron.com



Worldwide Headquarters
825 University Ave, Norwood, MA 02062-2643, USA
Tel: +1 800 564 8378 or +1 781 575 5000

European Headquarters
Coronation Road, High Wycombe, Bucks HP12 3SY, UK
Tel: +44 1494 464646

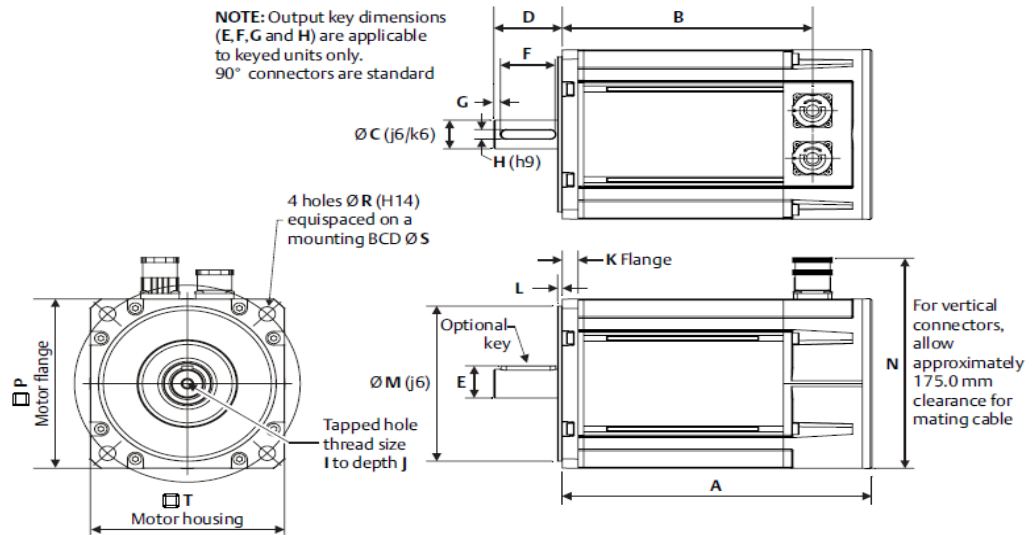
CEAST Headquarters
Via Airauda 12, 10044 Pianezza TO, Italy
Tel: +39 011 968 5511

Instron is a registered trademark of Illinois Tool Works Inc. (ITW). Other names, logos, icons and marks identifying Instron products and services referenced herein are trademarks of ITW and may not be used without the prior written permission of ITW. Other product and company names listed are trademarks or trade names of their respective companies. Copyright © 2020 Illinois Tool Works Inc. All rights reserved. All of the specifications shown in this document are subject to change without notice.

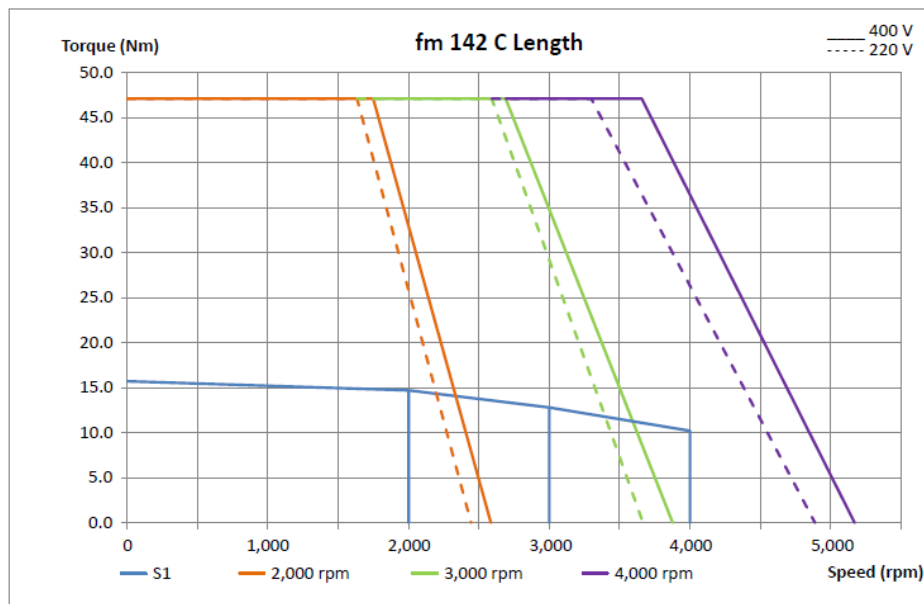
pod_8260C_rev2_1005

C.3 Datos del catálogo del servomotor 142E3-C de NIDEC

Unimotor fm 142 mm Frame Dimensions



C.4 Datos del catálogo del servodriver



Nota: La línea naranja es la correspondiente al motor seleccionado.

C.5 Datos del catálogo del transductor de torque de KISTLER

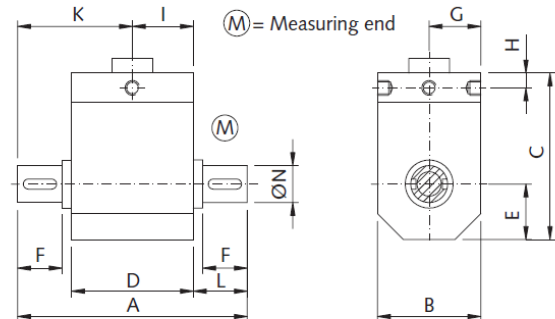
Dimensions



Torque sensor with feather keyways (2x180°)

DIN 6885, Version R

- With rotating shaft



Dimensions Version R

Threads for mounting: 3x M4, 5 mm depth

Type	Measuring range N·m	Nominal value mV/V	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K	L	øN g6	Axial force N max.
4501A10R	10	2	108	38	58	44	19	30	19	6	22	53	32	19	150
4501A20R	20	2	108	38	58	44	19	30	19	6	22	53	32	19	550
4501A50R	50	2	108	38	58	44	19	30	19	6	22	53	32	19	1 000
4501A100R	100	2	108	38	58	44	19	30	19	6	22	53	32	19	1 800
4501A200R	200	2	182	73	90	57	36,5	60	36,5	5	28,5	90,5	63	38	4 000
4501A500R	500	2	182	73	90	57	36,5	60	36,5	5	28,5	90,5	63	38	6 000
4501A1KR	1 000	2	182	73	90	57	36,5	60	36,5	5	28,5	90,5	63	38	6 000

Axial force values apply for unsecured housing

C.6 Datos del catálogo de la celda de carga axial

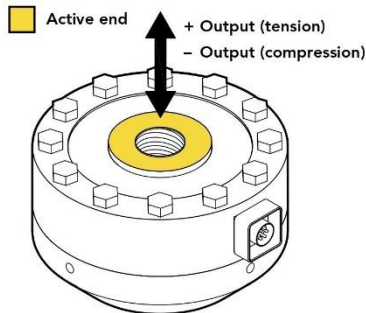


MODEL LCF506
Fatigue Rated Pancake Load Cell

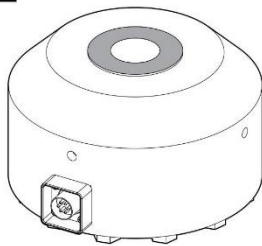


FEATURES

- Low profile design with tension base
- For use in both tension and compression
- Utilizes metal foil strain gauge technology
- Highly resistant to off-axis loading



Fixed end



SPECIFICATIONS

PERFORMANCE

Nonlinearity	±0.1% of RO
Hysteresis	±0.2% of RO
Nonrepeatability	±0.02% of RO

ELECTRICAL

Rated Output (RO)	2 mV/V nom
Excitation (VDC or VAC)	20 max
Bridge Resistance	350 Ohm nom
Insulation Resistance	≥500 MOhm @ 50 VDC
Connection	6 Pin BENDIX Receptacle (PT02E-10-6P)
Connector Code	CC1 Standard/CC1T

MECHANICAL

Weight (approximate)	20 lb [9.1 kg]
Safe Overload	300% of RO
Material	17-4 PH stainless-steel
IP Rating	IP65

TEMPERATURE

Operating Temperature	-60 to 200°F [-50 to 93°C]
Compensated Temperature	60 to 160°F [15 to 72°C]
Temperature Shift Zero	±0.001% of RO/°F [0.0018% of RO/°C]
Temperature Shift Span	±0.002% of Load/°F [0.0036% of Load/°C]

CALIBRATION

Calibration Test Excitation	10 VDC
Calibration (standard)	5-pt compression
Calibration (available)	5-pt tension
Shunt Calibration Value	60.4 kOhm

Sensor Solution Source
Load · Torque · Pressure · Multi-Axis · Calibration · Instruments · Software

www.futek.com

ROHS



C.7 Catálogo de selección para el cilindro hidráulico



Table B015-17/E

Sizing criteria for cylinders and servocylinders

1 SWC Cylinders Designer

SWC is a smart software for fast and efficient design of Atos hydraulic Cylinders & Servocylinders, available for download at www.atos.com in 4 languages: **English, Italian, French, German**. The codes' assisted selection and the cylinder's sizing module drive the user to identify the best solution for any application. The 3D tool permits then to include the cylinder's model into machines or systems overall mechanical design.

Main SWC features:

- 2D cylinder with overall dimensions in DXF format
- 3D cylinder visualization & file export in IGES, SAT and STEP formats
- Cylinder's sizing module to check the buckling load, the cushioning effects and the cylinder expected working life
- Specific technical documentation and spare parts tables
- Trolley function for offer requests, orders, bill of materials, etc



2 HYDRAULIC FORCES AND DYNAMIC LIMITS

2.1 Hydraulic forces

To ensure the correct cylinder functioning it is necessary to check that the hydraulic force F_p is upper than the algebraic sum of all the counteracting forces acting on the cylinder:

$$F_p \geq m \cdot a + F_i + m \cdot g$$

F_i are the friction forces of the system, $m \cdot a$ the inertial forces and $m \cdot g$ the weight force (only for vertical loads). For gravity acceleration consider $g = 9,8 \text{ m/s}^2$. For F_p values refers to section [3], otherwise F_p , A_1 , A_2 and speed V can be calculated as follow:

$$F_p = [p \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2] \cdot 10 \quad [\text{N}]$$

$$V = \frac{10 \cdot Q}{A \cdot 60} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{SEC}} \right]$$

$$\text{Pushing area} \\ A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 100} \quad [\text{cm}^2]$$

$$\text{Pulling area} \\ A_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4 \cdot 100} \quad [\text{cm}^2]$$

2.2 Dynamic limits due to oil elasticity

The calculation of the pulsing value ω_0 of the cylinder-mass system allows to define the minimum acceleration/deceleration time t_{min} , the max. speed V_{max} and the min. acceleration/deceleration space S_{min} to not affect the functional stability of the system. Calculate ω_0 , t_{min} , V_{max} and S_{min} with the below formulas. Flexible piping or long distances between the directional valve and the cylinder may affect the stiffness of the system, thus the calculated values may not be reliable.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{40 \cdot E \cdot A_1}{c \cdot m} \cdot \frac{1 + \sqrt{\frac{A_2}{A_1}}}{2}} \quad \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

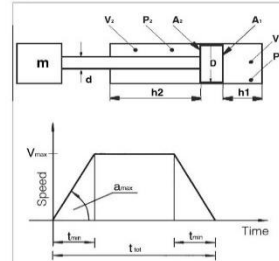
$$V_{max} = \frac{c}{t_{tot} - t_{min}} \quad [\text{mm/s}]$$

$$t_{min} = \frac{35}{\omega_0} \quad [\text{s}]$$

$$S_{min} = \frac{V_{max} \cdot t_{min}}{2} \quad [\text{mm}]$$

Note: for mineral oil consider $E = 1,4 \cdot 10^7 \text{ kg/cm}^2 \text{ s}^2$

Symbols



Quantity	Unit	Symbol
Force	N	F_p
Pressure	bar	p
Section	cm^2	A
Bore size	mm	D
Rod diameter	mm	d
Cylinder stroke	mm	c
Flow rate	l/min	Q
Speed	m/s	V
Acceleration	m/s^2	a
Load mass	kg	m
Oil modulus of elasticity	$\text{kg/cm}^2 \text{ s}^2$	E
Total time at disposal	s	t_{tot}

3 SIZING

The table below reports the push/pull sections and forces for three different working pressures.

Once the push/pull forces are known, the size of the hydraulic cylinder can be chosen from the table below. The values have been determined using the formulas in section [2].

PULL FORCE [kN]

Bore [mm]	25		32		40		50		63		80		100							
Rod [mm]	12	18	14	22	18	22	28	22	28	36	28	36	45	56	45	56	70			
A_2 Pulling area [cm^2]	3,8	2,4	6,5	4,2	10,0	8,8	6,4	15,8	13,5	9,5	25,0	21,0	15,3	40,1	34,4	25,6	62,6	53,9	40,1	
Pull force [kN]	$p=100 \text{ bar}$	3,8	2,4	6,5	4,2	10,0	8,8	6,4	15,8	13,5	9,5	25,0	21,0	15,3	40,1	34,4	25,6	62,6	53,9	40,1
	$p=160 \text{ bar}$	6,0	3,8	10,4	6,8	16,0	14,0	10,3	25,3	21,6	15,1	40,0	33,6	24,4	64,1	55,0	41,0	100,2	86,3	64,1
	$p=250 \text{ bar}$	9,4	5,9	16,3	10,6	25,1	21,9	16	39,6	33,7	23,6	62,5	52,5	38,2	100,2	85,9	64,1	156,6	134,8	100,1

Bore [mm]	125		140		160		180		200		250		320		400			
Rod [mm]	56	70	90	90	70	90	110	110	90	110	140	140	180	180	220	220	280	
A_2 Pulling area [cm^2]	98,1	84,2	59,1	90,3	162,6	137,4	106,0	159,4	250,5	219,1	160,2	336,9	236,4	549,8	424,1	876,5	640,9	
Pull force [kN]	$p=100 \text{ bar}$	98,1	84,2	59,1	90,3	162,6	137,4	106,0	159,4	250,5	219,1	160,2	336,9	236,4	549,8	424,1	876,5	640,9
	$p=160 \text{ bar}$	156,9	134,8	94,6	144,5	260,1	219,9	169,6	255,1	400,9	350,6	256,4	539,1	378,2	879,6	678,6	1.402,4	1.025,4
	$p=250 \text{ bar}$	245,2	210,6	147,8	225,8	406,4	343,6	265,1	398,6	626,4	547,8	400,6	842,3	591,0	1.374,4	1.060,3	2.191,3	1.602,2

PUSH FORCE [kN]

Bore [mm]	25	32	40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	250	320	400	
A_1 Pushing area [cm^2]	4,9	8,0	12,6	19,6	31,2	50,3	78,5	122,7	153,9	201,1	254,5	314,2	490,9	804,2	1.256,6	
Push force [kN]	$p=100 \text{ bar}$	4,9	8,0	12,6	19,6	31,2	50,3	78,5	122,7	153,9	201,1	254,5	314,2	490,9	804,2	1.256,6
	$p=160 \text{ bar}$	7,9	12,9	20,1	31,4	49,9	80,4	125,7	196,3	246,3	321,7	407,2	502,7	785,4	1.286,8	2.010,6
	$p=250 \text{ bar}$	12,3	20,1	31,4	49,1	77,9	125,7	196,3	306,8	384,8	502,7	636,2	785,4	1.227,2	2.010,6	3.141,6

C.8 Matriz de pedido de las bombas eléctricas serie ZE de ENERPAC

Matriz de pedido de las bombas eléctricas serie ZE

PERSONALICE SU BOMBA DE LA SERIE ZE

Si no se puede encontrar la bomba de la serie ZE que mejor se adapte a su aplicación en la tabla de la página 97, puede construir fácilmente su bomba personalizada de la serie ZE aquí.

▼ Así se crea el modelo de la bomba de la serie ZE:



1 Tipo de producto

Z = Clase de la bomba

2 Motores principales

E = Motor eléctrico de inducción

3 Grupo de flujo

- 3** = 40 pulg³/min @ 10,000 psi
- 4** = 60 pulg³/min @ 10,000 psi
- 5** = 120 pulg³/min @ 10,000 psi¹⁾
- 6** = 200 pulg³/min @ 10,000 psi¹⁾

4 Tipo de válvula

- 0** = Sin válvula con cubrejuntas
- 1** = Descarga (VE32D)
- 2** = Manual de 3 vías/2 posiciones (VM32)
- 3** = Manual o eléctrica de 3 vías/3 posiciones (VM33 o VE33)
- 4** = Manual o eléctrica de 4 vías/3 posiciones (VM43 o VE43)
- 6*** = Manual de ajuste de 3 vías/3 posiciones con retención accionada por piloto (VM33L*)
- 7** = Manual de 3 vías/2 pos. (VM22)
- 8** = Manual de ajuste de 4 vías/3 posiciones con retención accionada por piloto (VM43L)
- 9** = 4 vías, 3 posiciones manuales con asiento por potencia (VM43-LPS)
- 10** = 3 vías/3 posiciones manual, Venturi-Valve (VM33VAC)
- 11** = 3 vías/3 posiciones eléctrica, Venturi-Valve (VE33VAC)

8 Opciones y accesorios (para las posibilidades, consulte la página 100)

- F** = Filtro
- G** = Manómetro de 0-15,000 psi (2½ pulgadas)⁷⁾
- H** = Intercambiador de calor⁴⁾
- K** = Barra de deslizamiento (sólo para tanques de 1 y 2 gal.)
- L** = Interruptor de nivel/temperatura^{4) 5)}
- N** = Sin manivelas para tanque (incluye argollas de izada)
- P** = Interruptor de presión
- R** = Bastidor protector
- S** = De una etapa
- T** = Transductor de presión^{4) 7)}
- U** = Interruptor de pedal⁴⁾

1) Bombas de las series ZE5 y ZE6 sólo disponibles con motores trifásicos.
 2) Tanques de 1 y 2 galones sólo disponibles para las bombas de las series ZE3 y ZE4.
 3) Las bombas de 115 voltios incluyen un enchufe aprobado por CE y CSA de 15 amperios para uso intermitente. Circuito 20 A recomendado para uso frecuente a máxima presión.
 4) Estas opciones requieren el paquete eléctrico de pantalla LCD. La opción del interruptor de presión sólo se encuentra disponible para válvulas manuales sin válvula de ajuste. El paquete eléctrico de pantalla LCD puede admitir ya sea el interruptor de presión o el transductor de presión, pero no ambos.
 5) No disponible con tanques de 1 y 2 galones.
 6) Los modelos eléctricos estándar con motores trifásicos se envían sin cable, dispositivo de arranque de motor ni protección contra sobrecarga.
 7) El manómetro de presión no está disponible para los modelos de bombas sin transductor de presión. El transductor de presión provee una lectura digital de la presión en la pantalla LCD.
 * No disponible en las Bombas Serie ZE5/ZE6.

Serie
ZE



Capacidad de flujo:

1 - 10 gal.

Flujo a presión nominal:

40 - 200 pulg³/min.

Potencia del motor:

1.0 - 7.5 hp

Presión máxima de funcionamiento:

10,000 psi



Ejemplo de pedido 1

Número de modelo: **ZE4420MB**

El ZE4420MB consta de una bomba de 60 pulgadas³/min., 10.000 psi con una válvula manual de 4 vías y 3 posiciones, un tanque de 5 galones, funciona con un motor de 115 VCA 1 ph 50/60 Hz e incluye un paquete eléctrico estándar.

Ejemplo de pedido 2

Número de modelo: **ZE6440SG-HNU**

El ZE6440SG-HNU consta de una bomba de 200 pulgadas³/min., 10.000 psi con una válvula eléctrica de 4 vías y 3 posiciones, un tanque de 10 galones, funciona con un motor 230 VCA 3 ph 50/60 Hz. Incluye un paquete eléctrico de pantalla LCD y un interruptor de pedal de 10 pies, sin manivelas para tanques ni intercambiador de calor opcional.



Bombas con Ayuda para Retorno

Para mejorar la productividad y la retracción del émbolo, Enerpac ofrece configuraciones que aceleran la velocidad de retracción de los cilindros. Las bombas series ZU4 y ZE pueden usar la tecnología de válvula Venturi para facilitar el retorno de cilindros de simple acción con retorno por carga. Ver detalles en www.enerpac.com

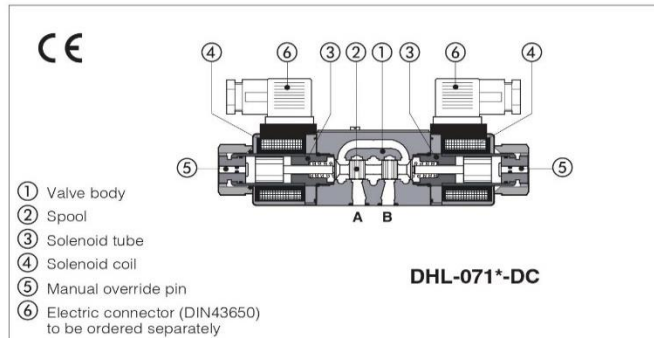
C.9 Catálogo de la válvula direccional solenoide



Table **E018-0/E**

Solenoid directional valves type DHL

direct, spool type, compact execution



Spool type, 4/3, 4/2, 3/2 way version.

Wet type solenoids made by:

- screwed tube ③, different for AC and DC power supply
- interchangeable coils ④, specific for AC or DC power supply, easily replaceable without tools - see section ⑤ for available voltages

The valve body ① is 3 chamber type made by shell-moulding casting with wide internal passages ensuring low pressure drops.

Mounting surface: **ISO 4401 size 06**

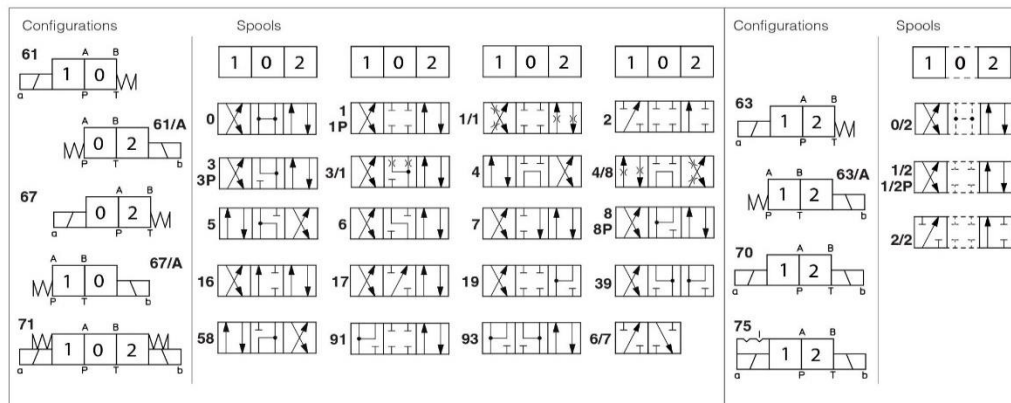
Max flow: **60 l/min**

Max pressure: **350 bar**

1 MODEL CODE

DHL - 0	61	1	/	A	-	X	24 DC	*	/	*
Solenoid directional valves size 06							Voltage code, see section ⑤	Series number		Seals material, see section ⑭: - = NBR PE = FKM
Valve configuration, see section ②										
<p>61 = single solenoid, center plus external position, spring centered</p> <p>63 = single solenoid, 2 external positions, spring offset</p> <p>67 = single solenoid, center plus external position, spring offset</p> <p>70 = double solenoid, 2 external positions, without springs</p> <p>71 = double solenoid, 3 positions, spring centered</p> <p>75 = double solenoid, 2 external positions, with detent</p>										<p>00-AC = AC solenoids without coils</p> <p>00-DC = DC solenoids without coils</p> <p>X = without connector</p> <p>See section ② for available connectors, to be ordered separately</p> <p>Coils with special connectors, see section ③</p> <p>XK = Deutsch connector</p>
Spool type, see section ②										Options, see section ⑦

2 CONFIGURATIONS and SPOOLS (representation according to ISO 1219-1)



Note: Spool type **6/7** is available only for configuration **61**, not available for version **/A**
 Spool type **3/1** has restricted oil passages in central position, from user ports to tank.
 Spools type **1/1** and **4/8** are properly shaped to reduce water-hammer shocks during the switching.
 Spools type **1P**, **3P**, **8P** and **1/2P** reduced the valve internal leakages

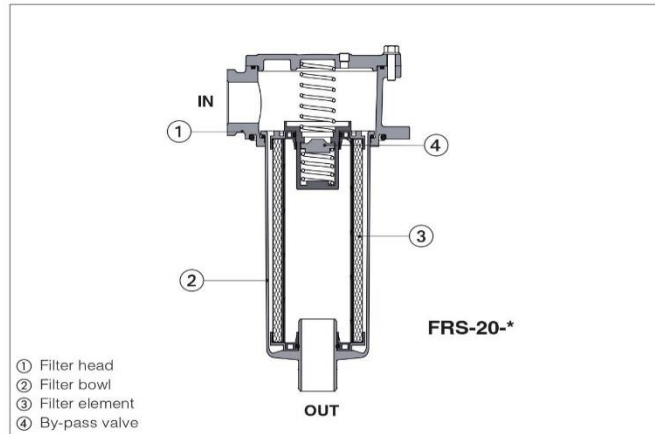
C.10 Catálogo de selección del filtro de retorno de línea



Table LF050-1/E

Return line filters, tank-top type FRS

Threaded ports



FRS

Return line filters designed to protect pumps and the whole hydraulic circuit from contamination present in the working fluid.

They are specific for installation on the top of the hydraulic tank.

- four head sizes
- threaded ports size from G1/2" to G2" or SAE-12 to SAE-32
- up to five filter lengths with max flow up to 600 l/min
- by-pass valve with cracking pressure 3 bar
- high efficiency microfibre filter element with filtration rating 7 - 12 - 27 µm(c) (βx(c) >1000, ISO 16889)
- cellulose filter elements with filtration rating 10 or 25 µm(c) (βx(c) >1000, ISO 16889)
- without or with electrical or visual clogging indicators

Max flow **600 l/min**

Max working pressure **8 bar**

1 MODEL CODE OF COMPLETE FILTERS

FRS	-	10	-	A	-	F10	-	00	-	R	-	W	**	/	*																																			
Return line filter													Series number		Seals material: - = NBR PE = FKM																																			
<p>Filter size: 10 = ports size 1/2" ÷ 3/4" 20 = ports size 1/2" ÷ 1 1/4" 30 = ports size 1" ÷ 1 1/2" 40 = ports size 1 1/4" ÷ 2"</p>																																																		
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Filter length:</th> <th colspan="4">Max flow [l/min] (1)</th> </tr> <tr> <th></th> <th>FRS-10</th> <th>FRS-20</th> <th>FRS-30</th> <th>FRS-40</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>A</td> <td>= 45</td> <td>65</td> <td>275</td> <td>355</td> </tr> <tr> <td>B</td> <td>= 55</td> <td>110</td> <td>300</td> <td>480 (2)</td> </tr> <tr> <td>C</td> <td>= -</td> <td>175</td> <td>-</td> <td>550 (2)</td> </tr> <tr> <td>D</td> <td>= -</td> <td>200</td> <td>-</td> <td>430</td> </tr> <tr> <td>E</td> <td>= -</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>600 (2)</td> </tr> </tbody> </table>																Filter length:	Max flow [l/min] (1)					FRS-10	FRS-20	FRS-30	FRS-40	A	= 45	65	275	355	B	= 55	110	300	480 (2)	C	= -	175	-	550 (2)	D	= -	200	-	430	E	= -	-	-	600 (2)
Filter length:	Max flow [l/min] (1)																																																	
	FRS-10	FRS-20	FRS-30	FRS-40																																														
A	= 45	65	275	355																																														
B	= 55	110	300	480 (2)																																														
C	= -	175	-	550 (2)																																														
D	= -	200	-	430																																														
E	= -	-	-	600 (2)																																														
<p>SN = only body, without filter element</p> <p>Microfibre filtration rating, βx(c) >1000 - ISO 16889: F06 = 7 µm (c) F10 = 12 µm (c) F25 = 27 µm (c)</p> <p>Cellulose filtration rating, βx(c) >2 - ISO 16889: C10 = 10 µm (c) C25 = 25 µm (c)</p>																																																		
<p>Clogging indicator see sect. 12]: W = without, indicator port plugged with steel plug E = electrical indicator (4) V = visual indicator (4)</p>																																																		
<p>By-pass: R = by-pass valve with cracking pressure 3 bar</p>																																																		
<p>Ports size: BSP threaded: FRS-10 FRS-20 FRS-30 FRS-40 00 = G 1/2" 00 = G 1/2" 02 = G 1" 03 = G 1 1/4" 01 = G 3/4" 01 = G 3/4" 03 = G 1 1/4" 04 = G 1 1/2" 02 = G 1" 04 = G 1 1/2" 05 = G 2" 03 = G 1 1/4"</p> <p>SAE J1926-1 threaded (3): FRS-10 FRS-20 FRS-30 FRS-40 41 = SAE-12 43 = SAE-20 44 = SAE-24 45 = SAE-32 (3/4") (1 1/4") (1 1/2") (2")</p>																																																		

Note: filters for use in potentially explosive atmosphere are available on request, contact Atos Technical Office

- (1) Max flow rates are measured with: Δp 0,5 bar, filter element F25, largest port size, oil viscosity 32 mm²/s - see also section 6
In case of different conditions see section 9 for filter sizing
- (2) Max flow limited by the max flow speed allowed in connecting pipes
- (3) Filters with SAE threaded ports are available on request
- (4) The clogging indicator is supplied disassembled from the filter. The indicator port on filter head is plugged with steel plug

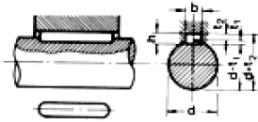
APÉNDICE D

Tablas y gráficas de Ingeniería normalizadas

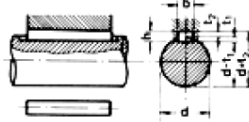


DIMENSIONES CHAVETEROS Y CHAVETAS

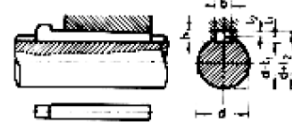
Según DIN – 6885/1 – 6886 - 6887



Chaveta paralela
S/DIN-6885/1



Chaveta de cuña
S/DIN-6886



Chaveta de cuña con cabeza
S/DIN-6887

Ø Eje d (mm) desde- hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887		t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde- hasta	Tol. H-7 m/m
		d + t ₂ m/m	Tol. Admisible (en altura) m/m	d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m				
17-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	3,5	+0,2	10-18	+0,018 0
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1			
30-38	10x8	d+3,4	d+2,8	4,7					
38-44	12x8	d+3,2	d+2,6	4,9					
44-50	14x9	d+3,6	d+2,9	5,5					
50-58	16x10	d+3,9	d+3,2	6,2					

Factores de sensibilidad a la muesca para aceros

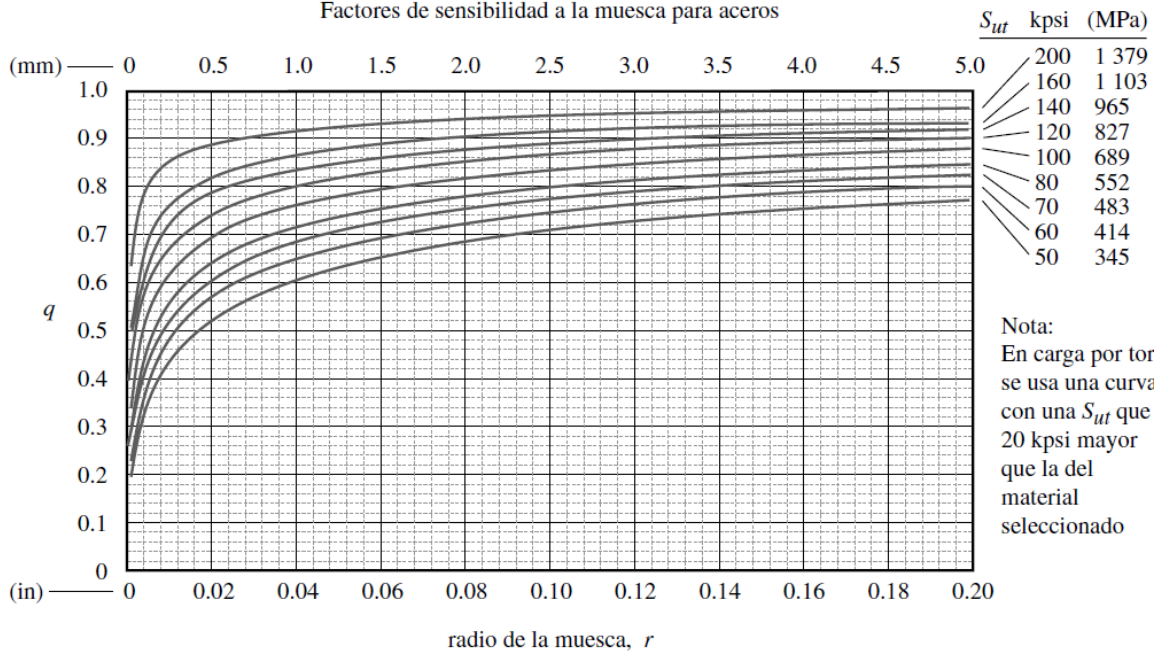


Tabla 11-2 Dimensiones principales de cuerdas de tornillos del estándar métrico ISO
 Datos calculados con las ecuaciones 11.1; véase la referencia 4 para mayor información

Diámetro mayor d (mm)	Cuerdas gruesas			Cuerdas finas		
	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.44	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.67	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.47	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.79	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.40	1.50	20.16	333.06
24.0	3.00	20.32	352.50	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.41	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.59	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.55	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.72	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.75	3.00	35.32	1028.39

Tabla 11-7 Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero

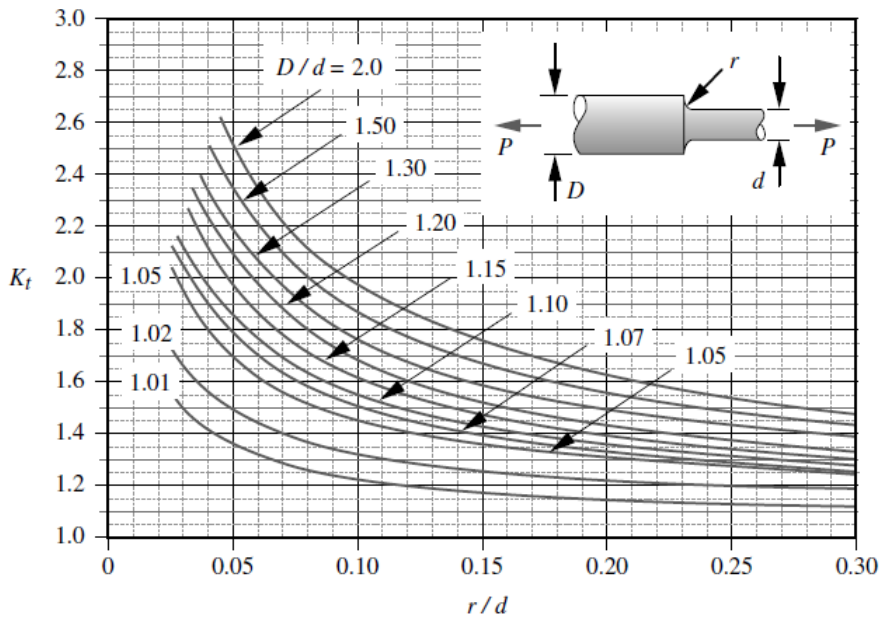
Número de clase	Intervalo del tamaño del diám. ext. (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Resistencia a la fluencia mínima (MPa)	Resistencia a la tensión mínima (MPa)	Material
4.6	M5–M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6–M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5–M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M3–M36	600	660	830	medio carbono, Q&T
9.8	M1.6–M16	650	720	900	medio carbono, Q&T
10.9	M5–M36	830	940	1 040	martensita al bajo carbono, Q&T
12.9	M1.6–M36	970	1 100	1 220	aleación, templada y revenida

Tabla 12-2

Tamaños mínimos de soldadura en filetes*

Esesor del metal base (T)	Tamaño mínimo de la soldadura
tamaño en pulgadas	
$T \leq 1/4$	1/8
$1/4 < T \leq 1/2$	3/16
$1/2 < T \leq 3/4$	1/4
$3/4 < T$	5/16
tamaños en mm	
$T \leq 6$	3
$6 < T \leq 12$	5
$12 < T \leq 20$	6
$20 < T$	8

* Fuente: tabla 5.8 AWS D1.1



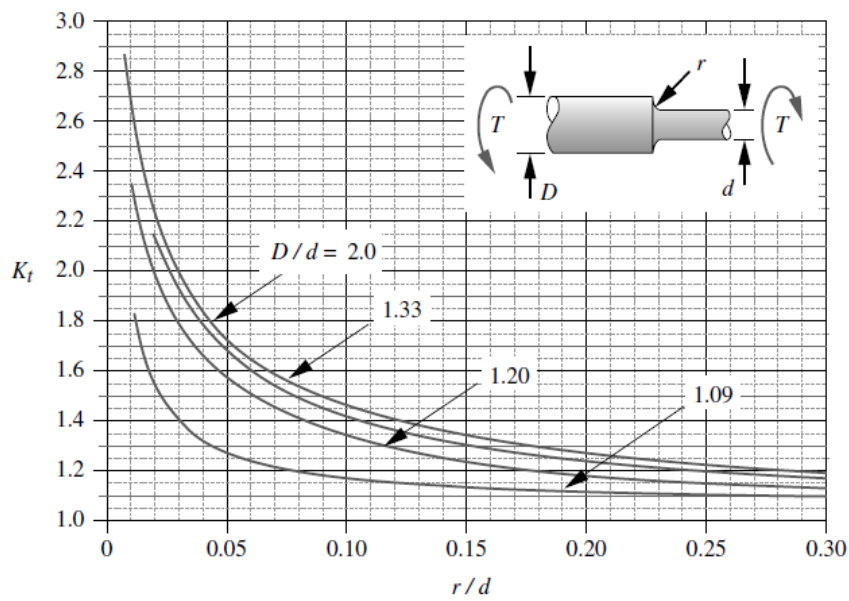
$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

donde:

D/d	A	b
2.00	1.014 70	-0.300 35
1.50	0.999 57	-0.282 21
1.30	0.996 82	-0.257 51
1.20	0.962 72	-0.255 27
1.15	0.980 84	-0.224 85
1.10	0.984 50	-0.208 18
1.07	0.984 98	-0.195 48
1.05	1.004 80	-0.170 76
1.02	1.012 20	-0.124 74
1.01	0.984 13	-0.104 74

FIGURA G-1

Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en tensión axial



$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

donde:

D/d	A	b
2.00	0.863 31	-0.238 65
1.33	0.848 97	-0.231 61
1.20	0.834 25	-0.216 49
1.09	0.903 37	-0.126 92

FIGURA G-3

Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en torsión

APÉNDICE E

Normas



Designation: E 606 – 92 (Reapproved 1998)

Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing¹

This standard is issued under the fixed designation E 606; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last reapproval. A superscript epsilon (ϵ) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

1. Scope

1.1 This practice covers the determination of fatigue properties of nominally homogeneous materials by the use of uniaxially loaded test specimens. It is intended as a guide for fatigue testing performed in support of such activities as materials research and development, mechanical design, process and quality control, product performance, and failure analysis. While this practice is intended primarily for strain-controlled fatigue testing, some sections may provide useful information for load-controlled or stress-controlled testing.

1.2 The use of this practice is limited to specimens and does not cover testing of full-scale components, structures, or consumer products.

1.3 This practice is applicable to temperatures and strain rates for which the magnitudes of time-dependent inelastic strains are on the same order or less than the magnitudes of time-independent inelastic strains. No restrictions are placed on environmental factors such as temperature, pressure, humidity, medium, and others, provided they are controlled throughout the test, do not cause loss of or change in dimension with time, and are detailed in the data report.

NOTE 1—The term *inelastic* is used herein to refer to all nonelastic strains. The term *plastic* is used herein to refer only to the time-independent (that is, noncreep) component of inelastic strain. To truly determine a time-independent strain the load would have to be applied instantaneously, which is not possible. A useful engineering estimate of time-independent strain can be obtained when the strain rate exceeds some value. For example, a strain rate of $1 \times 10^{-3} \text{ sec}^{-1}$ is often used for this purpose. This value should increase with increasing test temperature.

1.4 This practice is restricted to the testing of axially loaded uniform gage section test specimens as shown in Fig. 1(a). Testing is limited to strain-controlled cycling. The practice may be applied to hourglass specimens, see Fig. 1(b), but the user is cautioned about uncertainties in data analysis and interpretation. Testing is done primarily under constant amplitude cycling and may contain interspersed hold times at repeated intervals. The practice may be adapted to guide testing for more general cases where strain or temperature may vary

according to application specific histories. Data analysis may not follow this practice in such cases.

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:

- A 370 Test Methods and Definitions for Mechanical Testing of Steel Products²
- E 3 Methods of Preparation of Metallographic Specimens³
- E 4 Practices for Force Verification of Testing Machines³
- E 8 Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials³
- E 9 Test Methods of Compression Testing of Metallic Materials at Room Temperature³
- E 83 Practice for Verification and Classification of Extensometers³
- E 111 Test Method for Young's Modulus, Tangent Modulus, and Chord Modulus³
- E 112 Test Methods for Determining Average Grain Size³
- E 132 Test Method for Poisson's Ratio at Room Temperature³
- E 157 Practice for Assigning Crystallographic Phase Designations in Metallic Systems³
- E 209 Practice for Compression Tests of Metallic Materials at Elevated Temperatures with Conventional or Rapid Heating Rates and Strain Rates³
- E 337 Test Method for Measuring Humidity with a Psychrometer (the Measurement of Wet- and Dry-Bulb Temperatures)⁴
- E 384 Test Method for Microhardness of Materials³
- E 399 Test Method for Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials³
- E 466 Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials³
- E 467 Practice for Verification of Constant Amplitude Dynamic Loads on Displacements in an Axial Load Fatigue Testing System³
- E 468 Practice for Presentation of Constant Amplitude Fatigue Test Results for Metallic Materials³
- E 739 Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life ($S-N$) and Strain-Life ($\epsilon-N$) Fatigue Data³
- E 1012 Practice for Verification of Specimen Alignment

¹ This practice is under the jurisdiction of ASTM Committee E-8 on Fatigue and Fracture and is the direct responsibility of Subcommittee E08.05 on Cyclic Deformation and Fatigue Crack Formation.

Current edition approved Oct. 15, 1992. Published March 1993. Originally published as E 606 – 77 T. Last previous edition E 606 – 80.

² Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.03.

³ Annual Book of ASTM Standards, Vol 03.01.

⁴ Annual Book of ASTM Standards, Vol 11.03.



Standard Terminology Relating to Fatigue and Fracture Testing¹

This standard is issued under the fixed designation E 1823; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last reapproval. A superscript epsilon (ϵ) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

^{e1} Note—This standard was updated editorially in February 1997.

1. Scope

1.1 This terminology contains definitions, definitions of terms specific to certain standards, symbols, and abbreviations approved for use in standards on fatigue and fracture testing. The definitions are preceded by two lists. The first is an alphabetical listing of symbols used. (Greek symbols are listed in accordance with their spelling in English.) The second is an alphabetical listing of relevant abbreviations.

1.2 This terminology includes Annex A1 on Units and Annex A2 on Designation Codes for Specimen Configuration, Applied Loading, and Crack or Notch Orientation.

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:

- E 6 Terminology Relating to Methods of Mechanical Testing²
- E 338 Test Method for Sharp-Notch Tension Testing of High-Strength Sheet Materials²
- E 399 Test Method for Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials²
- E 436 Test Method for Drop-Weight Tear Tests of Ferritic Steels²
- E 466 Practice for Conducting Force-Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials²
- E 467 Practice for Verification of Constant Amplitude Dynamic Loads on Displacements in an Axial Load Fatigue Testing System²
- E 468 Practice for Presentation of Constant Amplitude Fatigue Test Results for Metallic Materials²
- E 561 Practice for R-Curve Determination²
- E 602 Test Method for Sharp-Notch Tension Testing with Cylindrical Specimens²
- E 604 Test Method for Dynamic Tear Testing of Metallic Materials²
- E 606 Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing²
- E 647 Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates²
- E 739 Practice for Statistical Analysis of Linear or Linear-

- ized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (ϵ -N) Fatigue Data²
- E 740 Practice for Fracture Testing with Surface-Crack Tension Specimens²
- E 812 Test Method for Crack Strength of Slow-Bend Pre-cracked Charpy Specimens of High-Strength Metallic Materials²
- E 813 Test Method for J_{IC} , A Measure of Fracture Toughness²
- E 992 Practice for Determination of Fracture Toughness of Steels Using Equivalent Energy Methodology²
- E 1049 Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis²
- E 1152 Test Method for Determining J-R Curves²
- E 1221 Test Method for Determining Plane-Strain Crack-Arrest Fracture Toughness, K_{Ia} , of Ferritic Steels²
- E 1290 Test Method for Crack-Tip Opening Displacement (CTOD) Fracture Toughness Measurement²
- E 1304 Test Method for Plane-Strain (Chevron-Notch) Fracture Toughness of Metallic Materials²
- E 1457 Test Method for Measurement of Creep Crack Growth Rates in Metals²
- E 1681 Test Method for Determining a Threshold Stress Intensity Factor for Environment-Assisted Cracking of Metallic Materials Under Constant Load²
- E 1737 Test Method for J-Integral Characterization of Fracture Toughness²
- E 1820 Test Method for Measurement of Fracture Toughness²
- G 15 Terminology Relating to Corrosion and Corrosion Testing³

3. Terminology

3.1 *Symbols: Alphabetical Listing of Principal Symbols Used in This Terminology:*

Symbol	Term
a	crack depth, crack length, crack size, estimated crack size
a_e	effective crack size
a_n	notch length
a_o	original crack size
a_p	physical crack size
a/W	normalized crack size
A	load ratio (P_u/P_m)

¹ This terminology is under the jurisdiction of ASTM Committee E-8 on Fatigue and Fracture and is the direct responsibility of Subcommittee E08.02 on Standards and Terminology.

Current edition approved June 10, 1996. Published August 1996.

² Annual Book of ASTM Standards, Vol 03.01.

³ Annual Book of ASTM Standards, Vol 03.02.

Symbol	Term
A_N	net-section area
b	remaining ligament
b_0	original uncracked ligament
B	specimen thickness
B_e	effective thickness
B_N	net thickness
$2c$	surface-crack length
C	normalized K -gradient
D	cycle ratio (n/N)
$C'(t)$	$C'(t)$ - Integral
da/dN	fatigue-crack-growth rate
δ	crack-tip opening displacement (CTOD)
δd	specimen gage length
$\Delta \delta$	crack extension, estimated crack extension
ΔK	stress-intensity-factor range
ΔK_{th}	fatigue-crack-growth threshold
ΔP	load range
ϵ_a	strain amplitude
ϵ_{in}	inelastic strain
ϵ_m	mean load
G	crack-extension force
G_R	crack-extension resistance
H^*	specimen center of pin hole distance
I	the path of the J -Integral
J	J -Integral
J_{IC}	plane-strain fracture toughness
J_R	crack-extension resistance
K_f	fatigue notch factor
K_t	theoretical stress concentration factor (sometimes abbreviated stress concentration factor)
K_{ISCC}	stress-intensity factor (see mode)
$K_{Ic}, K_{Ic1}, K_{Ic2}, K_{Ic3}, K_{Ic4}, K_{Ic5}$	crack-arrest fracture toughness
K_{IIc}	plane-stress fracture toughness
K_{Ic}	stress intensity factor threshold for environment-assisted cracking
K_{IIc}	plane-strain crack-arrest fracture toughness
K_{Ic}	stress intensity factor threshold for plane strain environment-assisted cracking
K_{Ic}	plane-strain fracture toughness
K_{Ic}	plane-strain (chevron-notch) fracture toughness
K_{max}	maximum stress-intensity factor
K_{min}	minimum stress-intensity factor
K_C	stress-intensity factor at crack initiation
K_R	crack-extension resistance
n	cycles endured
N_f	fatigue life
P	load
P_a	load amplitude
P_m	mean load
P_M	precrack load
P_{max}	maximum load
P_{min}	minimum load
q	fatigue notch sensitivity
r	effective unloading slope ratio
r_c	critical slope ratio
r_p	plastic-zone adjustment
R	load ratio (P_{min}/P_{max})
s	sample standard deviation
s^2	sample variance
S	specimen span
S_a	load amplitude
S_f	fatigue limit
S_m	mean load
S_N	fatigue strength at N cycles
σ_c	crack strength
σ_N	nominal (net-section) stress
σ_r	residual strength
σ_s	sharp-notch strength
σ_{TS}	tensile strength
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	normal stresses (refer to)
σ_{xy}	effective yield strength
σ_{YS}	yield strength
T	specimen temperature
t_f	transition time
τ	total cycle period

Symbol	Term
$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$	shear stresses (refer to Fig. 1)
u	displacement in x direction
v	displacement in y direction
$2V_m$	crack-mouth opening displacement
V_c	load-line displacement due to creep
W	displacement in z direction
W	specimen width
Y'	stress-intensity factor coefficient
Y_m	minimum stress-intensity factor coefficient

3.2 Alphabetical Listing of Abbreviations Used:

CMOD	crack-mouth opening displacement
COD	see CTOD
CTOD	crack-tip opening displacement
DT	dynamic tear
DWTT	drop-weight tear test
EAC	environment-assisted cracking
K-EE	equivalent-energy fracture toughness
NTS	notch tensile strength
PS	part-through surface
SCC	stress corrosion cracking
SZ	stretch zone width

3.3 Definitions—Each definition is followed by the designation(s) of the standard(s) of origin. The listing of definitions is alphabetical.

alternating load—See loading amplitude.

block—*in fatigue loading*, a specified number of constant amplitude loading cycles applied consecutively, or a spectrum loading sequence of finite length that is repeated identically. E 1823

blunting line—*in fracture testing*, a line that approximates apparent crack advance due to crack-tip blunting in the absence of slow stable crack tearing. The line is defined based on the assumption that the crack advance is equal to one half of the crack-tip opening displacement. This estimate of pseudo-crack advance, Δa_B , is based on the effective yield strength of the material tested. E 813

$$\Delta a_B = J/2 \sigma_Y \tag{1}$$

circulation rate [$L^3 T^{-1}$]*—in fatigue testing*, the volume rate of change of the environment chamber volume. E 1823

clipping—*in fatigue spectrum loading*, the process of decreasing or increasing the magnitude of all loads (strains) that are, respectively, above or below a specified level, referred to as clipping level; the loads (strains) are decreased or increased to the clipping level (see Fig. 2). E 1823

compliance (LF^{-1}), n —the ratio of displacement increment to load increment. E 1820

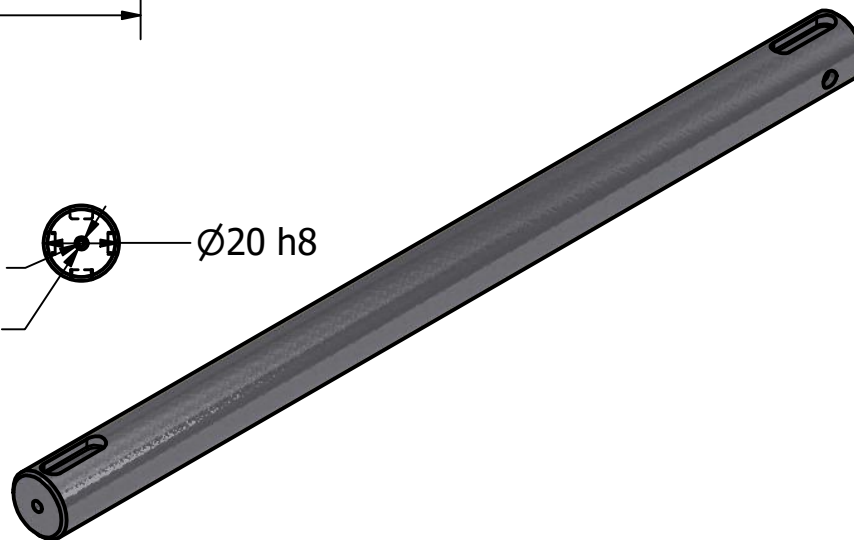
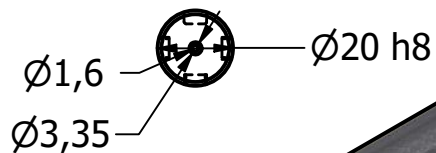
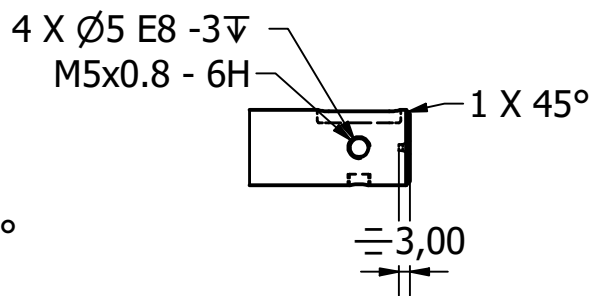
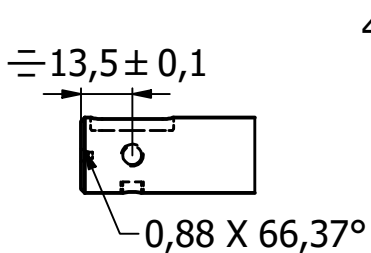
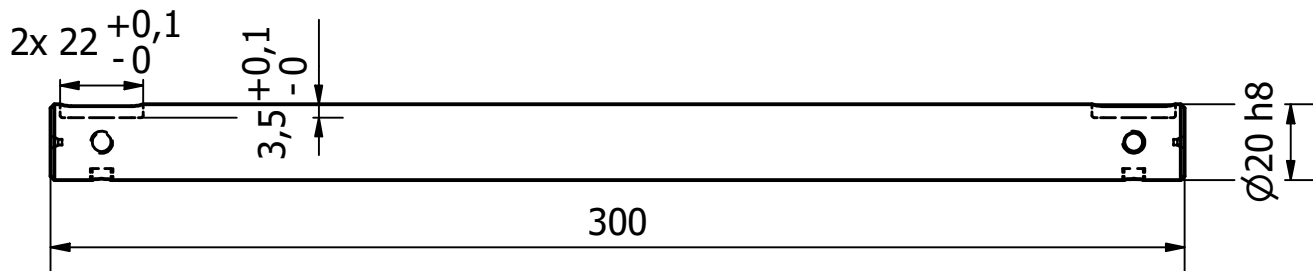
confidence interval—an interval estimate of a population parameter computed so that the statement "the population parameter included in this interval" will be true, on the average, in a stated proportion of the times such computations are made based on different samples from the population. E 1823

confidence level (or coefficient)—the stated proportion of the times the confidence interval is expected to include the population parameter. E 1823

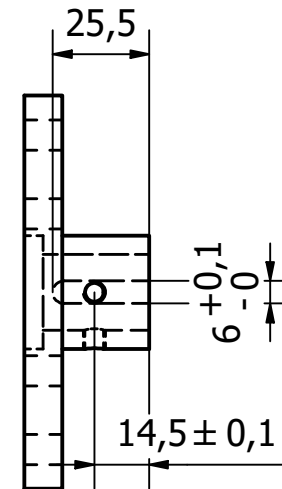
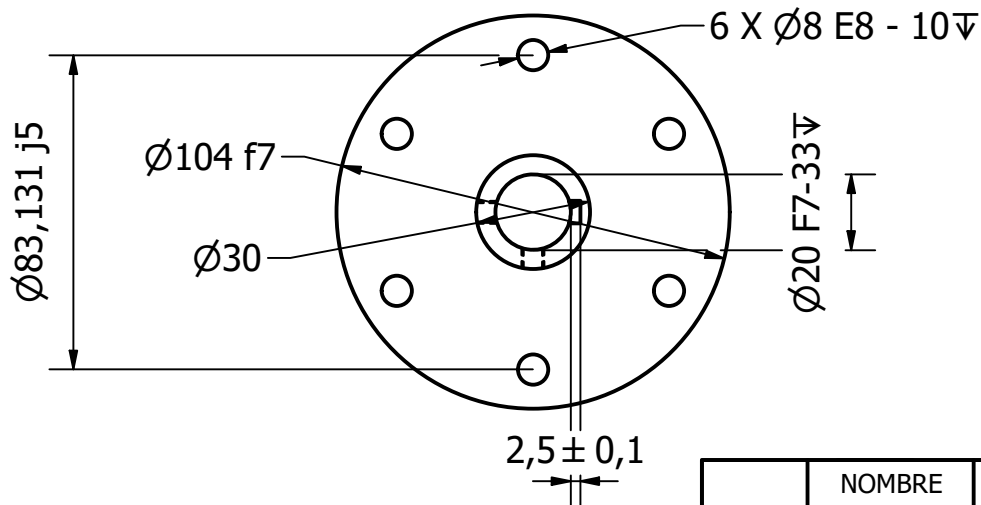
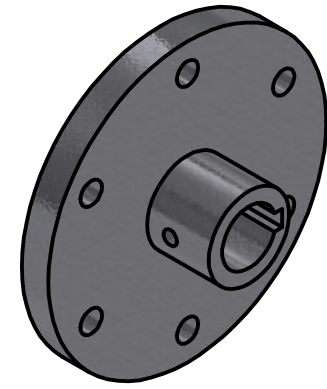
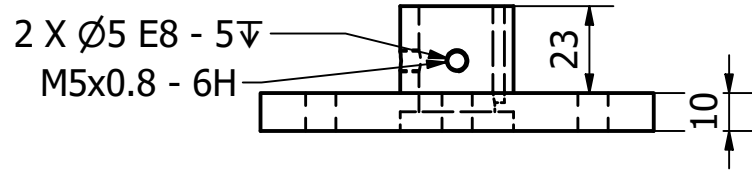
confidence limits—the two statistics that define a confidence interval. E 1823

constant amplitude loading—*in fatigue loading*, a loading (straining) in which all of the peak loads (strains) are equal and all of the valley loads (strains) are equal. E 1049

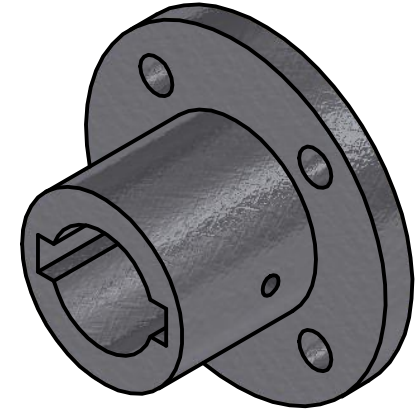
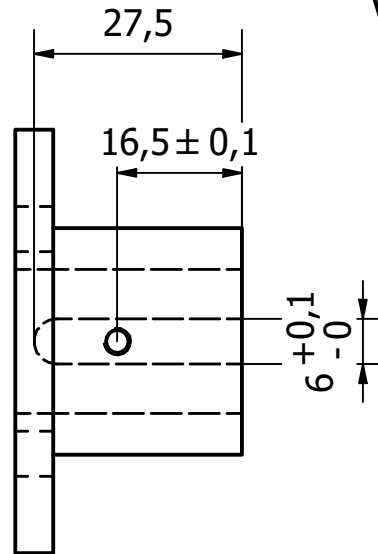
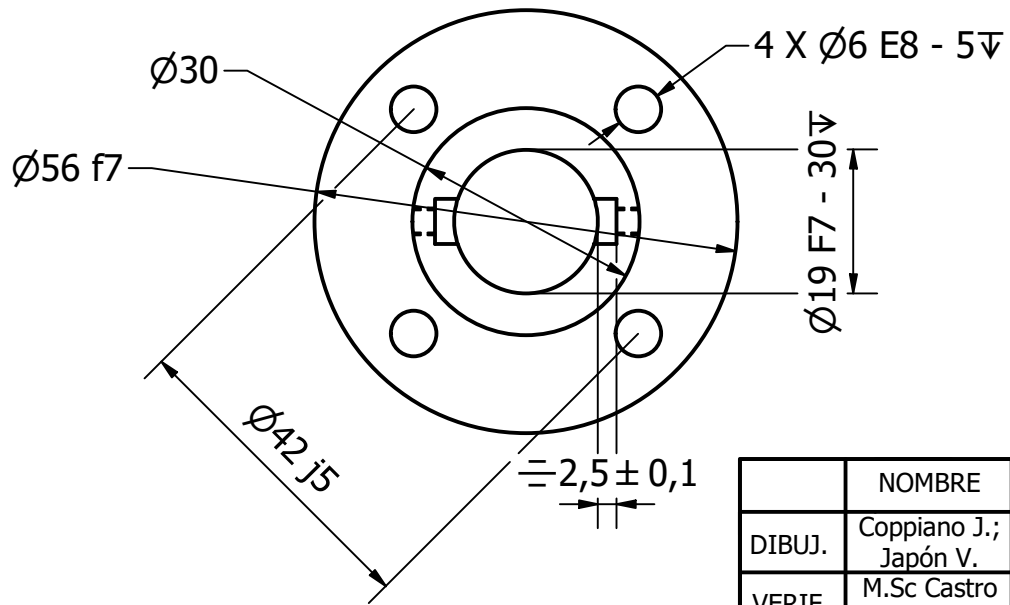
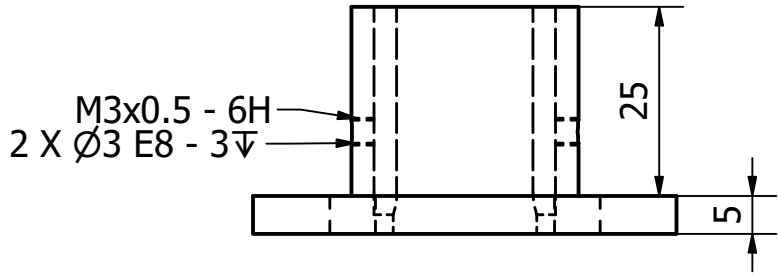
APÉNDICE F
Planos



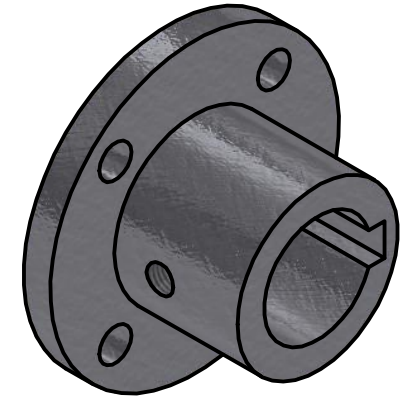
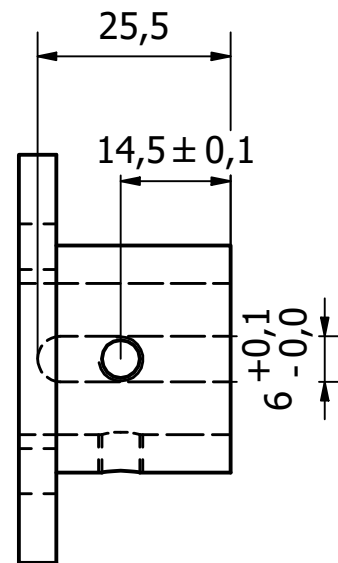
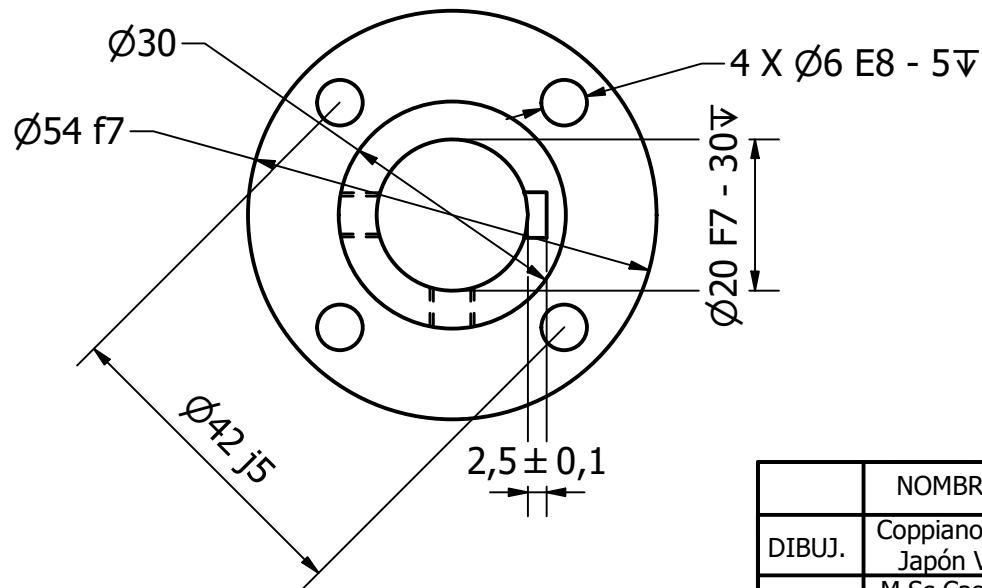
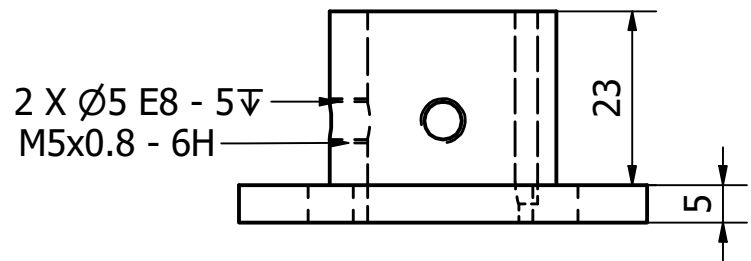
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 01
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		26/7/2021	TOL: dim: h8, E8 geom:	ESPOL	
VERIF.	M.Sc. Castro L.		29/7/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.				PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS: 2 agujeros para prisioneros en cada extremo a 90° entre sí			MATERIAL: Acero AISI 1018 106 LC		TÍTULO: Eje de transmisión principal	A4
				MASA: 0.733 kg	ESCALA 1 : 2	HOJA 1 DE 1



	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 02
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		27/7/2021	TOL: dim: f7, F7, j5, E8 geom:	ESPOL	
VERIF.	M.Sc Castro L.		29/7/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.				PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS: Agujeros para prisioneros a 90° entre sí			MATERIAL: Acero AISI 1018 106 LC		TÍTULO: Acople del eje-mordaza	
			MASA: 0.671 kg		ESCALA 1 : 2	A4 HOJA 1 DE 1

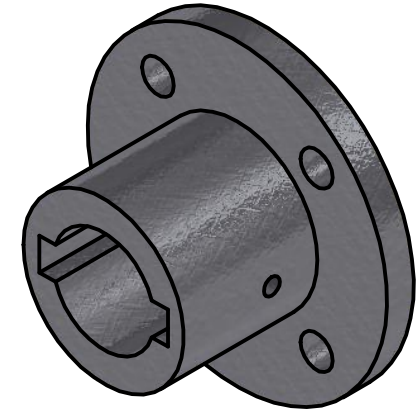
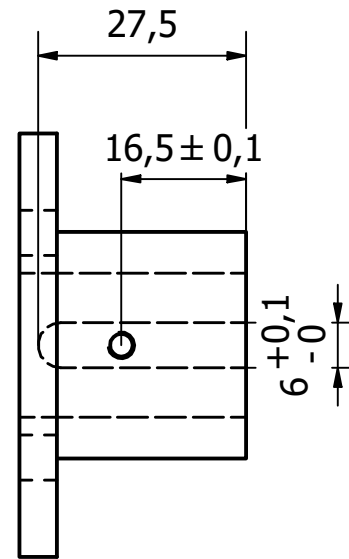
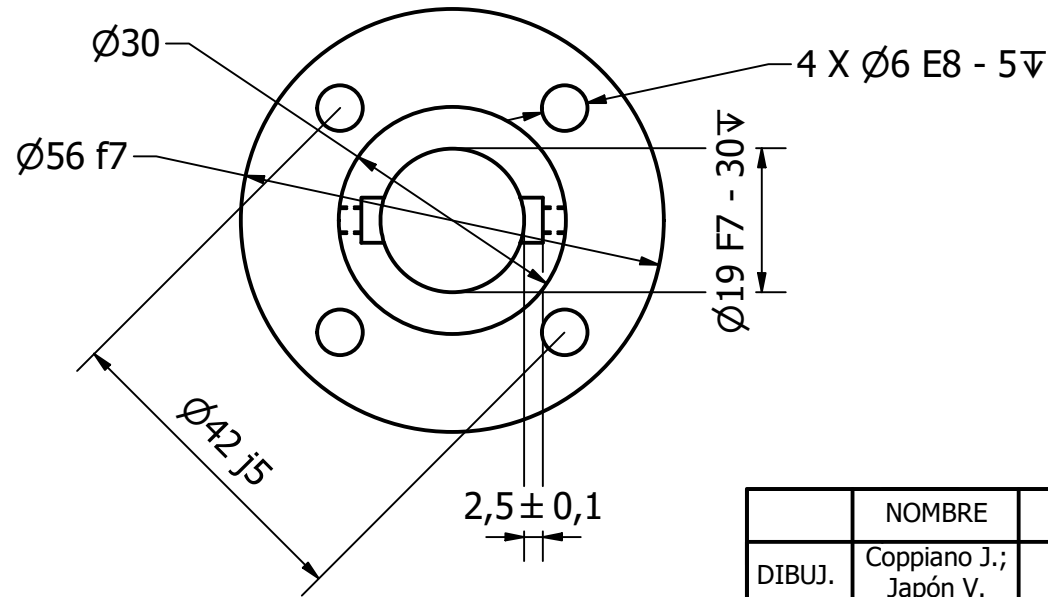
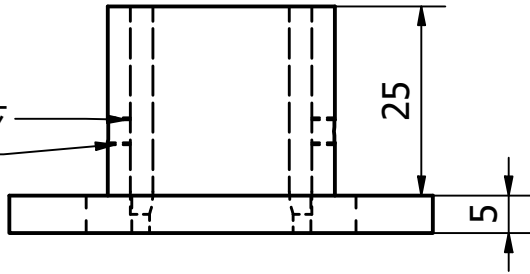


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 03
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		27/7/2021	TOL: dim: f7, F7, j5, E8 geom:	ESPOL	
VERIF.	M.Sc Castro L.		29/7/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.				PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS: Agujeros para prisioneros sobre chaveteros			MATERIAL: Acero AISI 1018 106 LC		TÍTULO: Acople del transductor-eje	A4
			MASA: N/D	ESCALA 1 : 1	HOJA 1 DE 1	

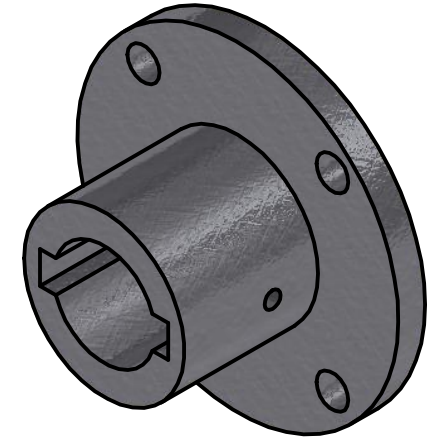
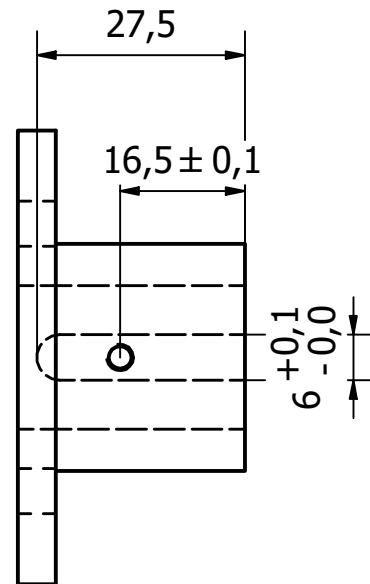
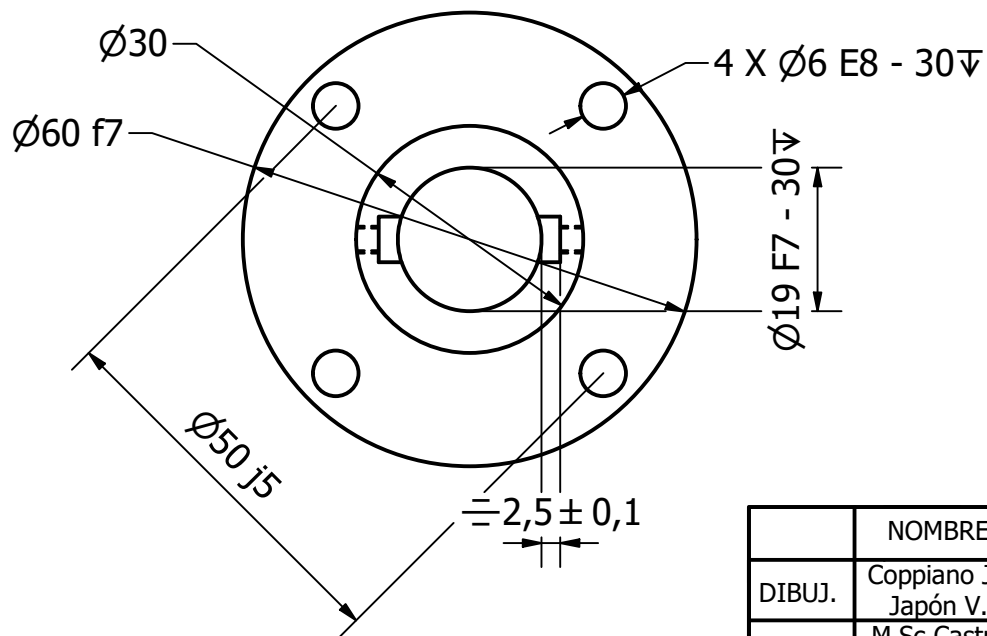
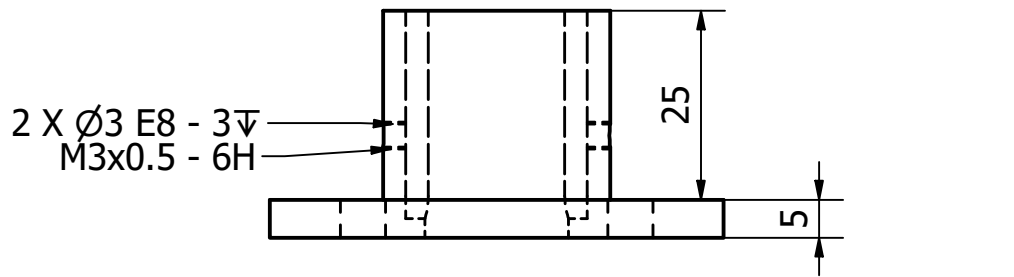


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 04
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		27/7/2021	TOL: dim: f7, F7, j5, E8 geom:	ESPOL	
VERIF.	M.Sc Castro L.		29/7/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.				PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS: Agujeros para prisioneros a 90° entre sí			MATERIAL: Acero AISI 1018 106 LC		TÍTULO: Acople del eje-transductor	A4
			MASA: 0.140 kg	ESCALA 1 : 1	HOJA 1 DE 1	

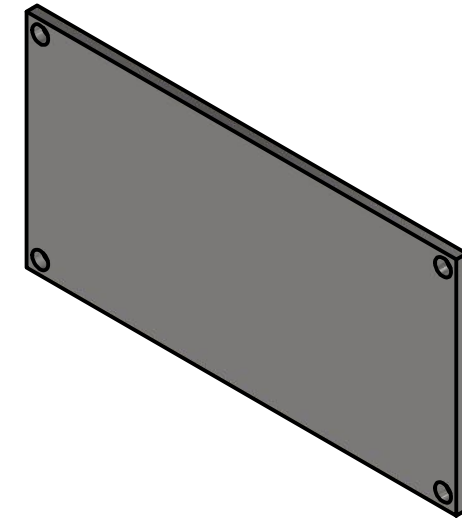
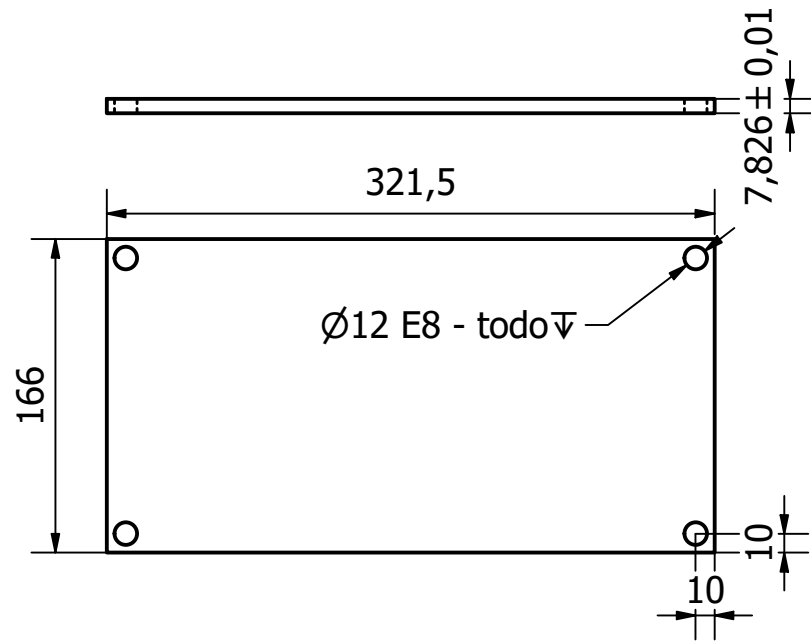
2 X Ø3 E8 - 3▽
M3x0.5 - 6H



	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 05
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		27/7/2021	TOL: dim: f7, F7, j5, E8 geom:	ESPOL	
VERIF.	M.Sc Castro L.		29/7/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.				PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS: Agujeros para prisioneros sobre chaveteros			MATERIAL: Acero AISI 1018 106 LC		TÍTULO: Acople del servomotor	
			MASA:	N/D	ESCALA 1 : 1	A4 HOJA 1 DE 1

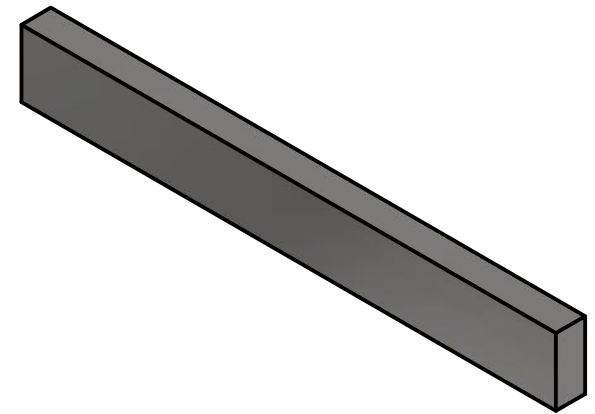
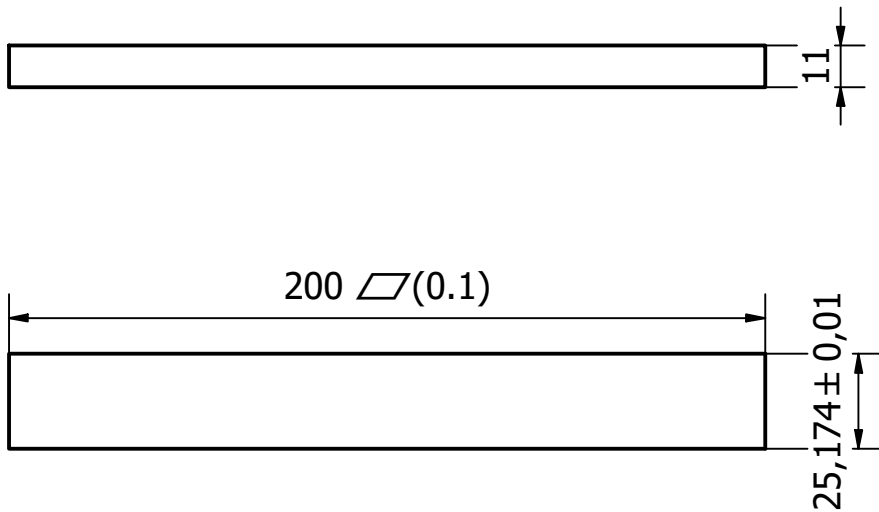


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 06
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		27/7/2021	TOL: dim: f7, F7, j5, E8 geom:	ESPOL	
VERIF.	M.Sc Castro L.		29/7/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.				PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS: Agujeros para prisioneros sobre chaveteros			MATERIAL: Acero AISI 1018 106 LC		TÍTULO: Acople del servo-transductor	
			MASA: N/D		ESCALA 1 : 1	A4 HOJA 1 DE 1

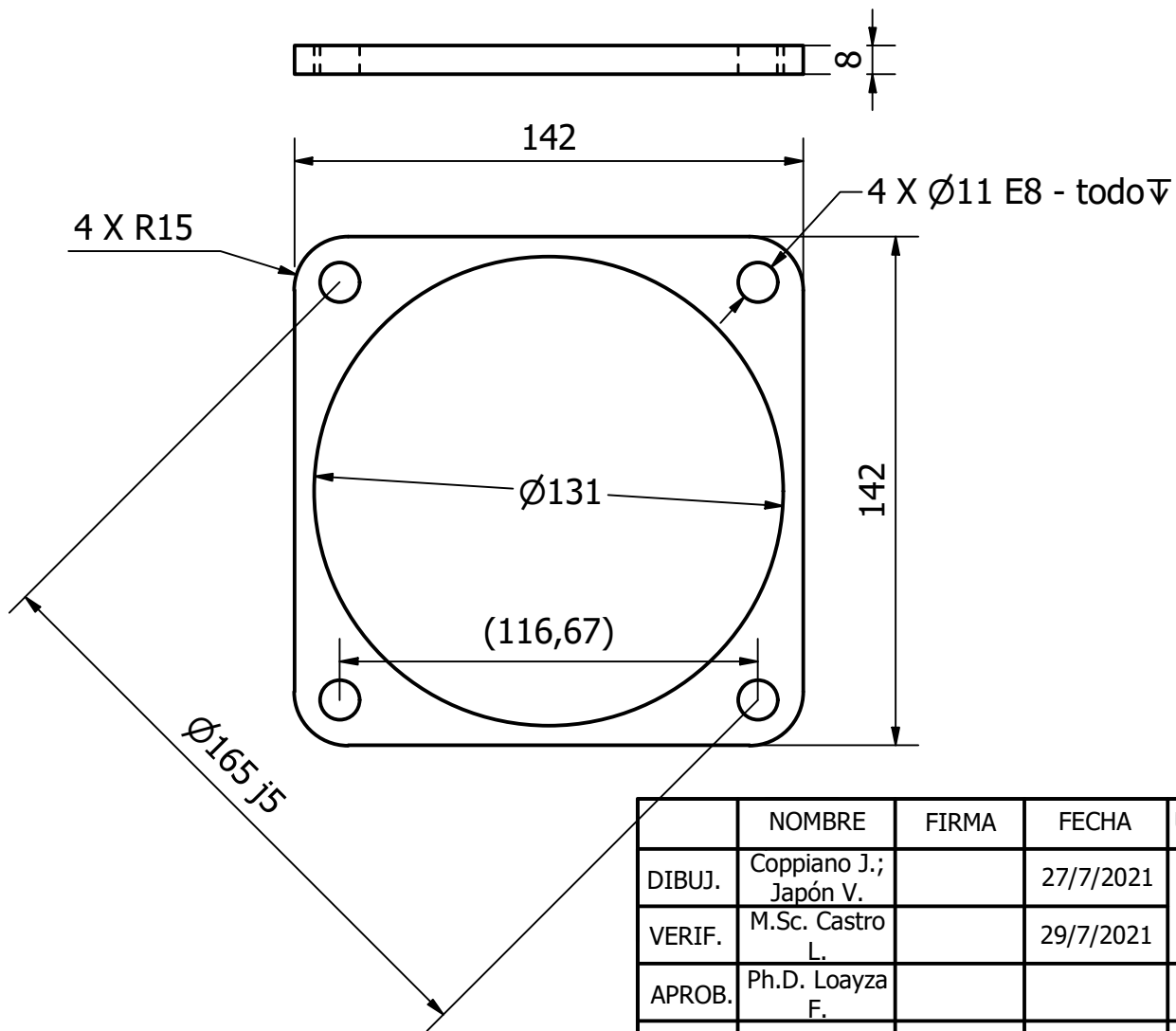


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 07
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		27/7/2021	TOL: dim: E8 geom:	ESPOL	
VERIF.	M.Sc. Castro L.		29/7/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.				PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS:			MATERIAL:		TÍTULO:	
			Acero ASTM A36		Base del servomotor	
			MASA: 3.251 kg		ESCALA 1 : 4	
					HOJA 1 DE 1	

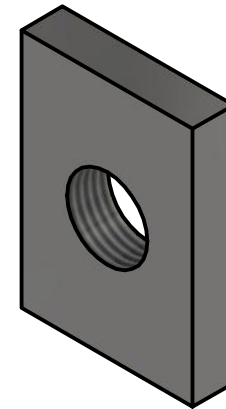
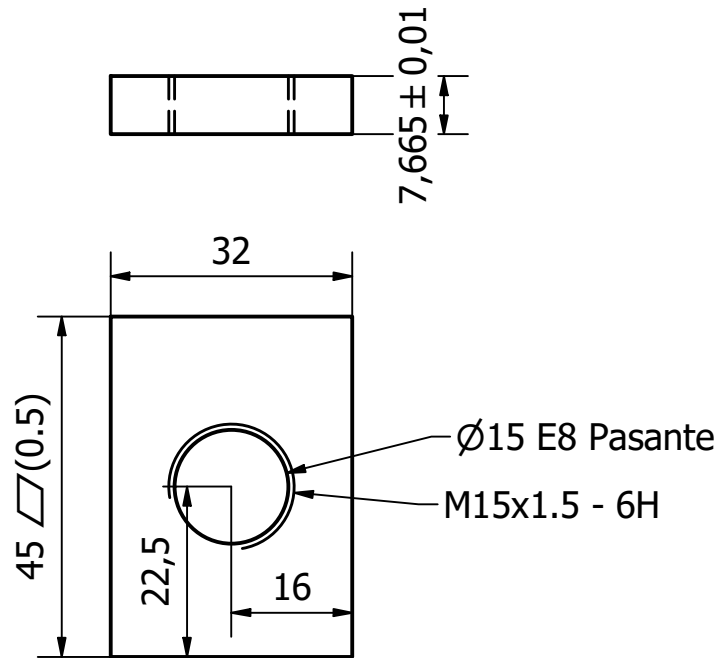
A4



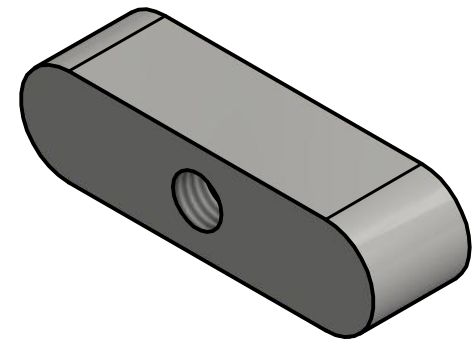
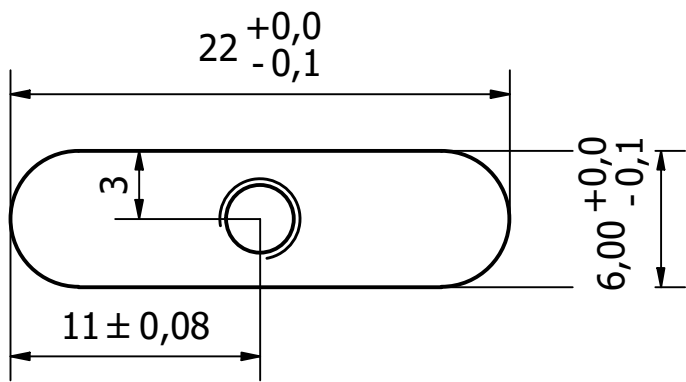
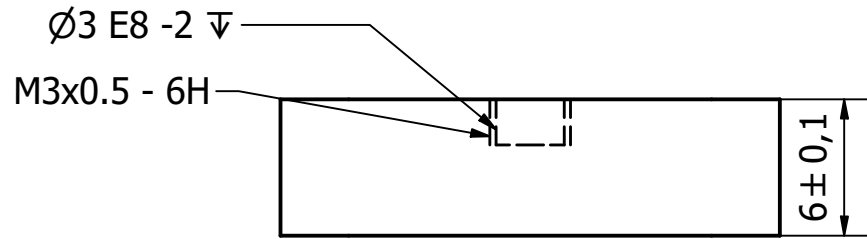
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 08
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		27/7/2021	TOL: geom:	ESPOL	
VERIF.	M.Sc. Castro L.		29/7/2021	planicidad		
APROB.	Ph.D. Loayza F.				PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS: Elemento soldado a la placa base del servomotor			MATERIAL: Acero ASTM A36		TÍTULO: Muro lateral para el servo	A4
			MASA: 0.435 kg	ESCALA 1 : 2	HOJA 1 DE 1	



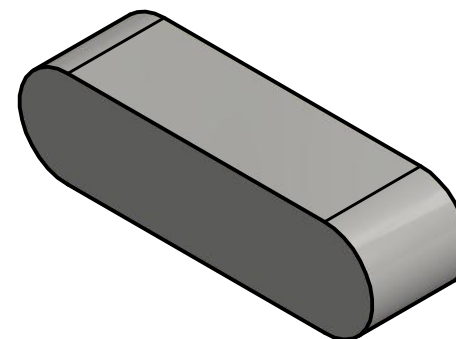
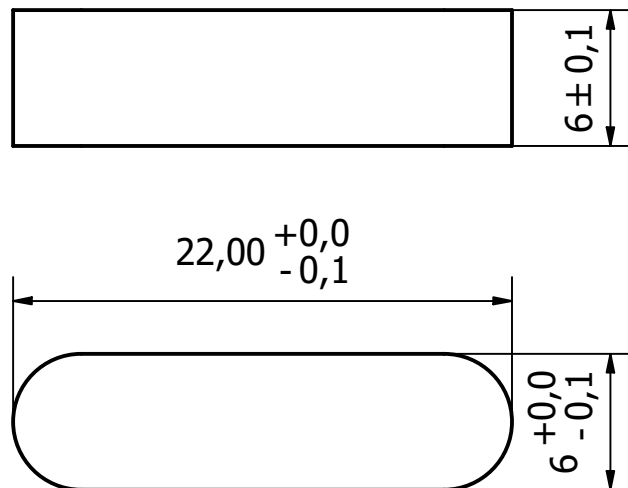
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 09
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		27/7/2021	TOL: dim: E8, j5 geom:	ESPOL	
VERIF.	M.Sc. Castro L.		29/7/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.				PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS: Elemento soldado a la placa base del servomotor			MATERIAL: Acero ASTM A36		TÍTULO: Placa empernada al servo	A4
			MASA: 0.384 kg	ESCALA 1 : 2	HOJA 1 DE 1	



	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 10
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		27/7/2021	TOL: dim: E8	ESPOL	
VERIF.	M.Sc. Castro L.		29/7/2021	geom: planicidad		
APROB.	Ph.D. Loayza F.				PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS:			MATERIAL:		TÍTULO:	
			Acero ASTM A36		Patas del asiento de rodamientos	A4
				MASA: N/D	ESCALA 1 : 1	HOJA 1 DE 1

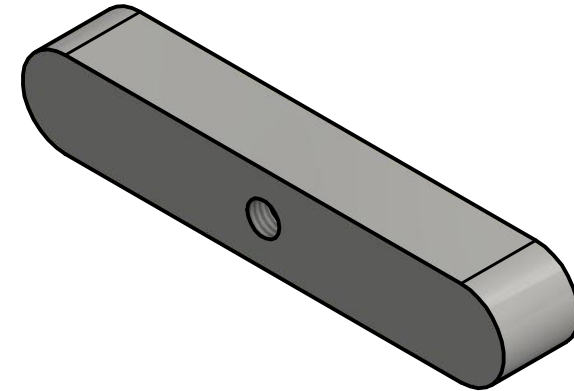
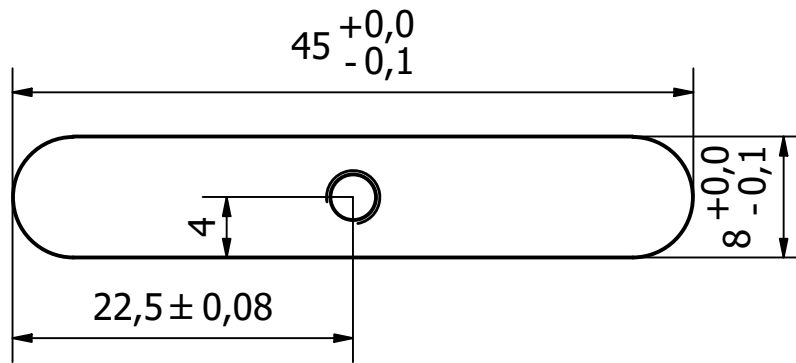
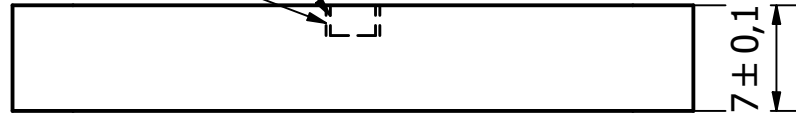


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 11
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		28/7/2021	TOL: dim: E8	ESPOL	
VERIF.	M.Sc. Castro L.		29/7/2021	geom:		
APROB.	Ph.D. Loayza F.				PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS:			MATERIAL:		TÍTULO:	
			Acero ASTM A36		Chaveta 6X6 - 22 perforada	
			MASA:	N/D	ESCALA 3 : 1	A4
					HOJA 1 DE 1	

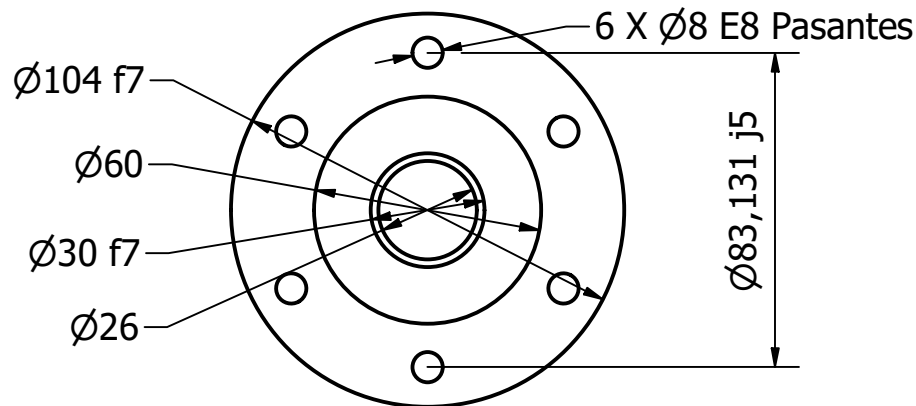
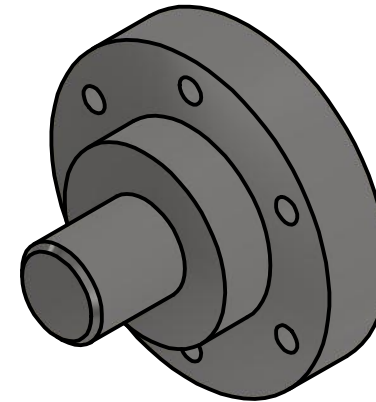
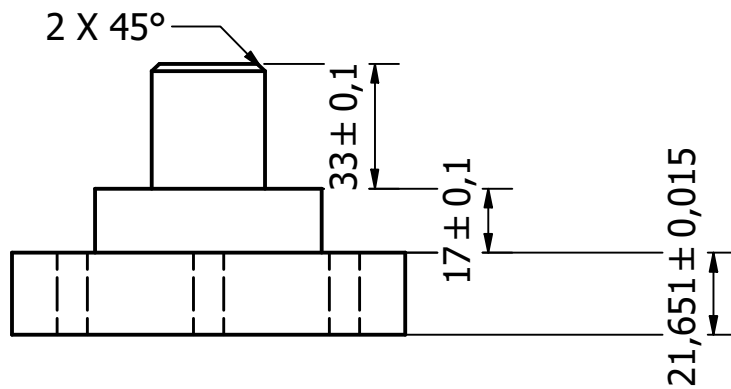


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 12
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		28/7/2021	TOL:	ESPOL	
VERIF.	M.Sc. Castro L.		29/7/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.				PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS:			MATERIAL:		TÍTULO:	A4
			Acero ASTM A36		Chaveta 6X6 - 22	
				MASA: 0.006 kg	ESCALA 3 : 1	HOJA 1 DE 1

Ø3 E8 -2▽
M3x0.5 - 6H

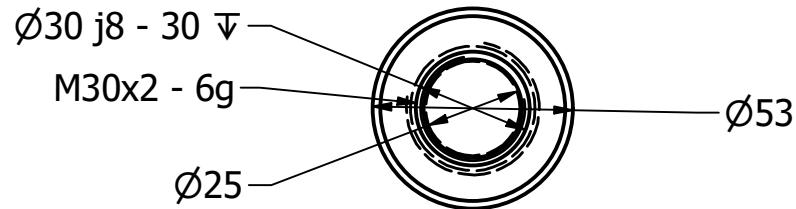
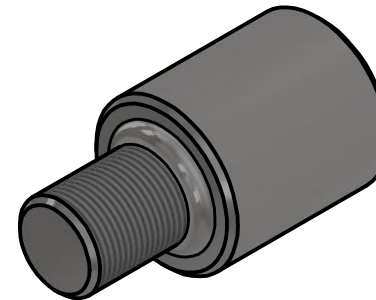
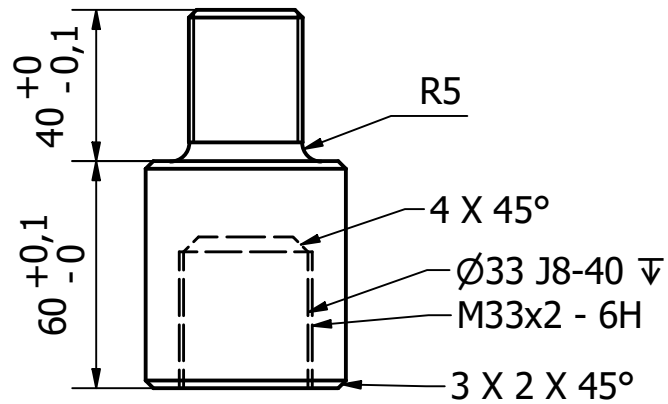


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 13
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		28/7/2021	TOL: dim: E8	ESPOL	
VERIF.	M.Sc. Castro L.		29/7/2021	geom:		
APROB.	Ph.D. Loayza F.				PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS:			MATERIAL:		TÍTULO:	A4
			Acero ASTM A36		Chaveta 8X7 - 45 perforada	
			MASA: N/D	ESCALA 2 : 1	HOJA 1 DE 1	

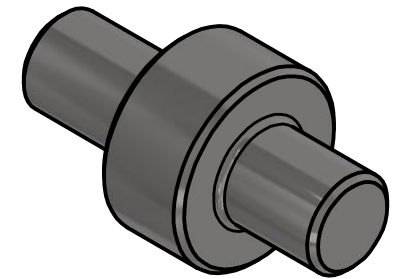
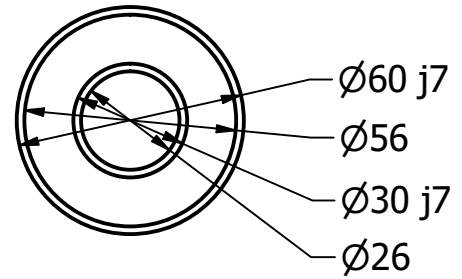
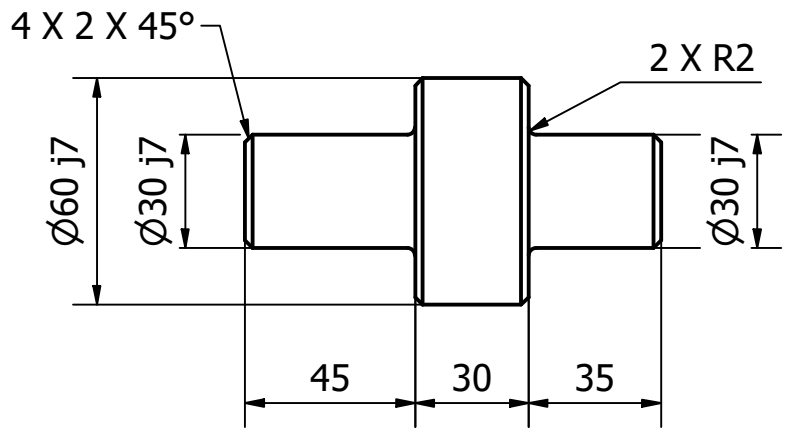


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 14
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		28/7/2021	TOL: dim: f7, E8, j5 geom:	ESPOL	
VERIF.	M.Sc Castro L.		29/7/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.				PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS:			MATERIAL: Acero AISI 1018 106 LC		TÍTULO: Acople inferior de la mordaza de tensión	
			MASA: 1.957 kg		ESCALA 1 : 2	HOJA 1 DE 1

A4

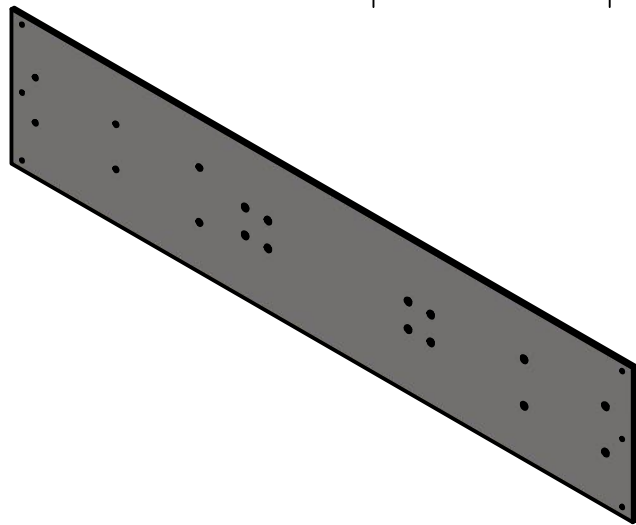
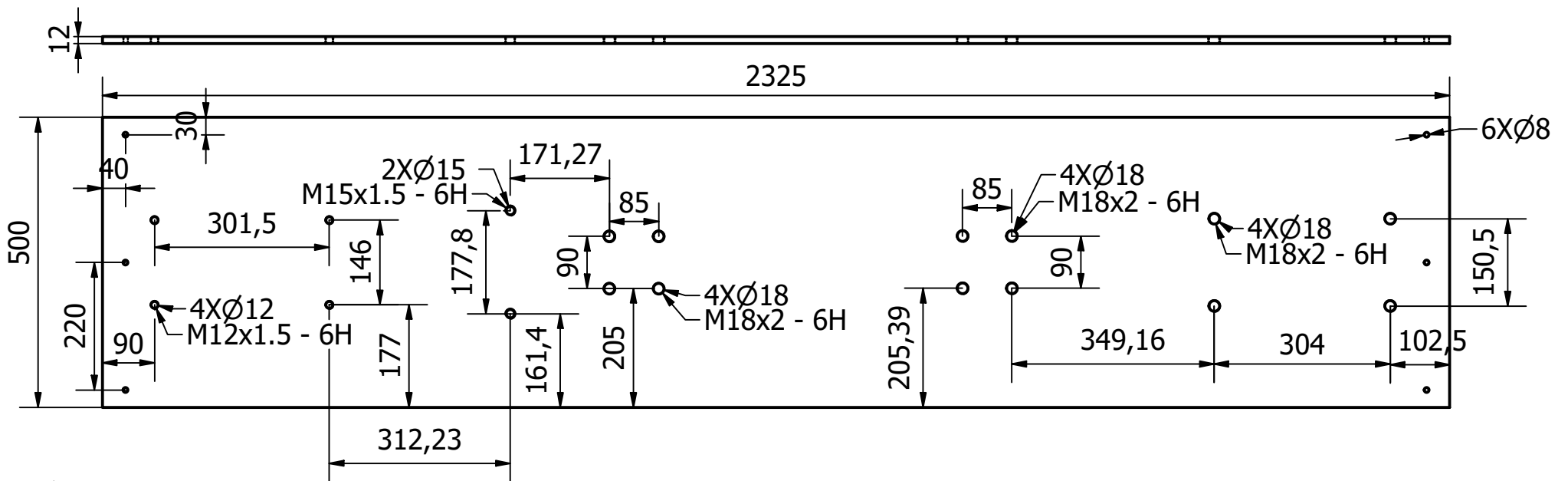


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 15
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		28/7/2021	TOL: dim: j8, J8 geom:	ESPOL	
VERIF.	M.Sc Castro L.		29/7/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.				PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS:			MATERIAL: Acero AISI 1045 450 RT		TÍTULO: Acople mordaza de tensión	
			MASA: 0.996 kg		ESCALA 1 : 2	A4 HOJA 1 DE 1

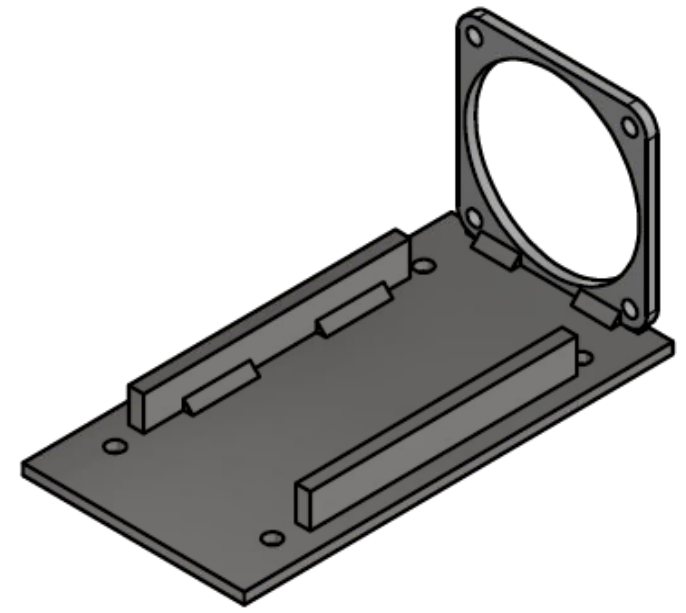
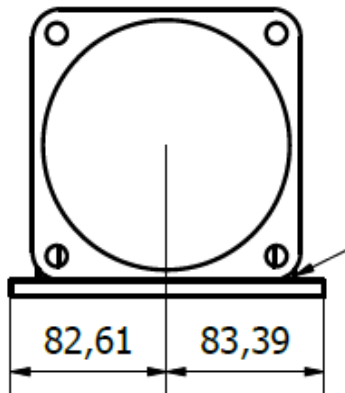
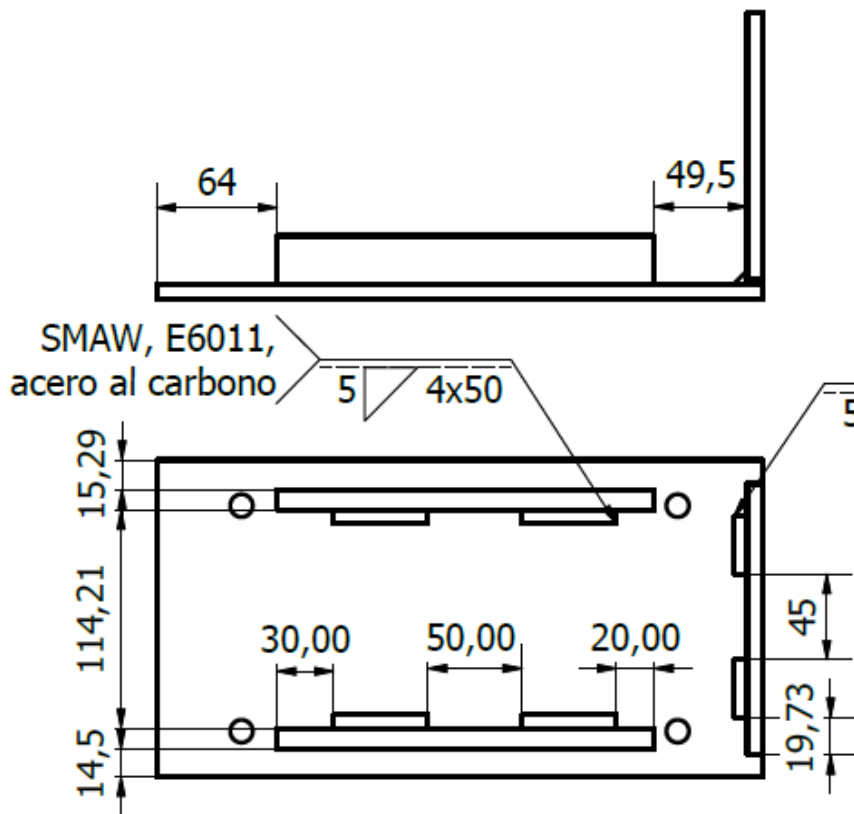


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 16
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		28/7/2021	TOL: dim: j7 geom:	ESPOL	
VERIF.	M.Sc Castro L.		29/7/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.			PROYECTO:		
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS:			MATERIAL: Acero AISI 1045 450 RT		TÍTULO: Eje de unión mordaza axial-celda de carga	
			MASA: 1.102 kg		ESCALA 1 : 2	HOJA 1 DE 1

A4

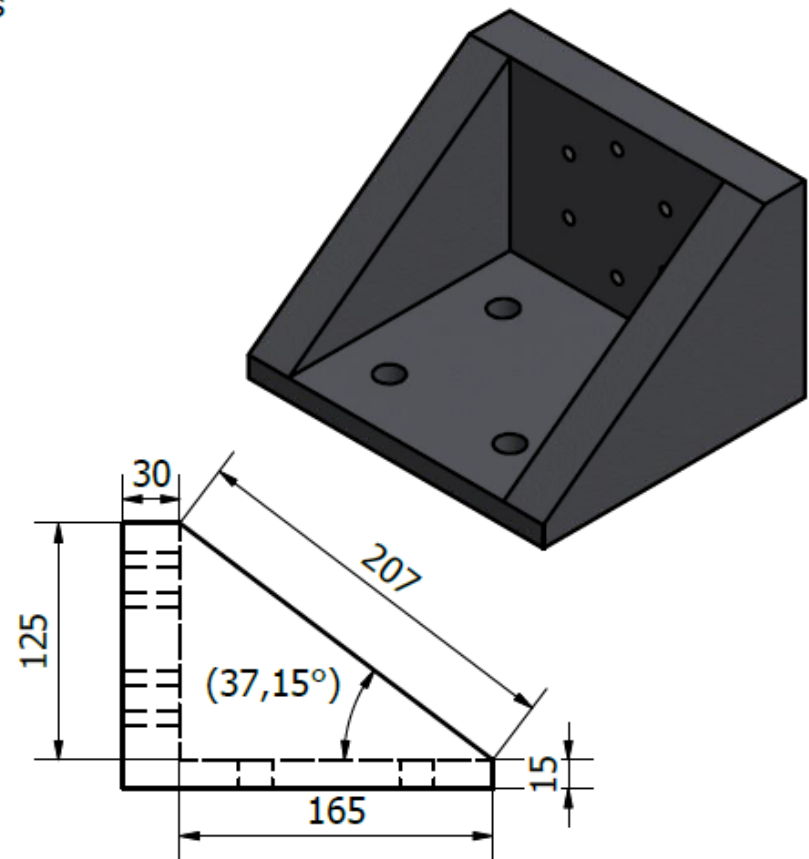
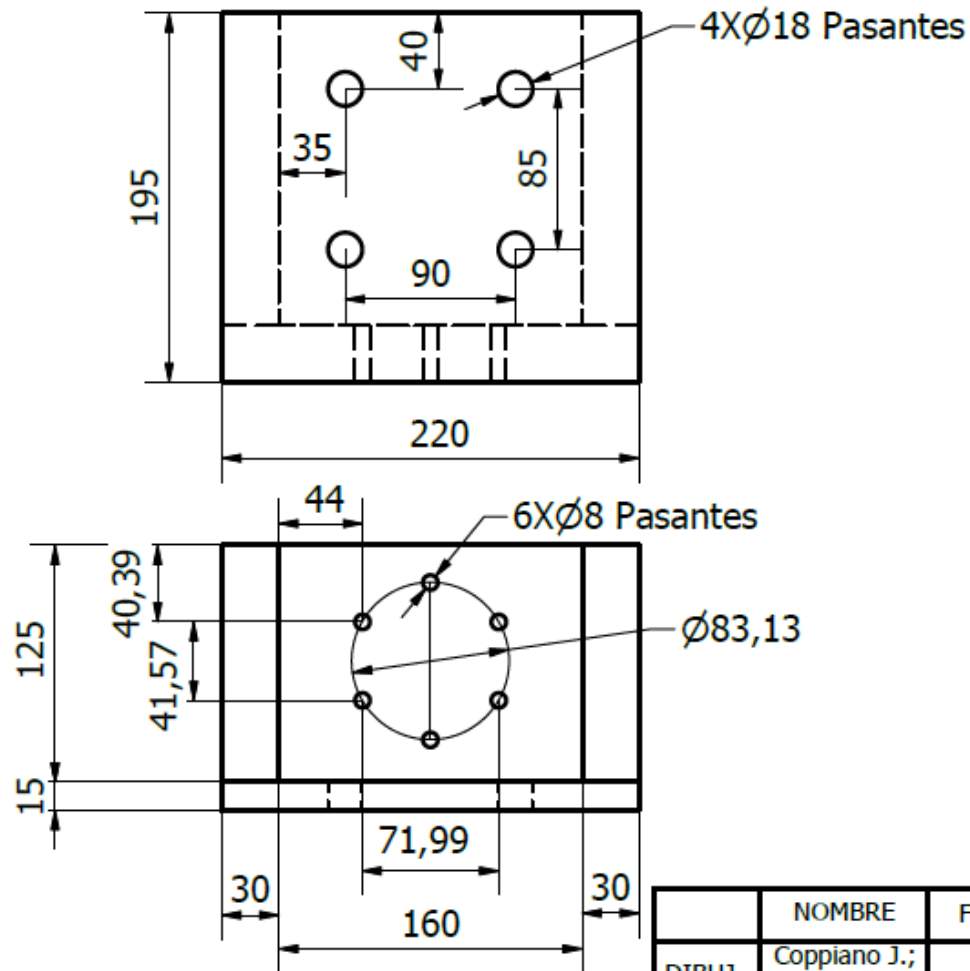


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 17
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		28/7/2021	TOL: dim: E8 para todos los agujeros	ESPOL	
VERIF.	M.Sc. Castro L.		29/7/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.				PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS: Todos los agujeros son pasados			MATERIAL: Acero ASTM A36		TÍTULO: Placa soporte de la mesa	
			MASA: N/D	ESCALA 1:10	A4	
					HOJA 1 DE 1	



	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 19
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		30/7/2021	TOL:	ESPOL	
VERIF.	M.Sc. Castro L.		2/8/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.		20/8/2021		PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS: Planos de fabricación de los elementos por separado			MATERIAL: Acero, carbono		TÍTULO: Soporte del servomotor	
			MASA: 4,556 kg		ESCALA 1 : 4	HOJA 1 DE 1

A4

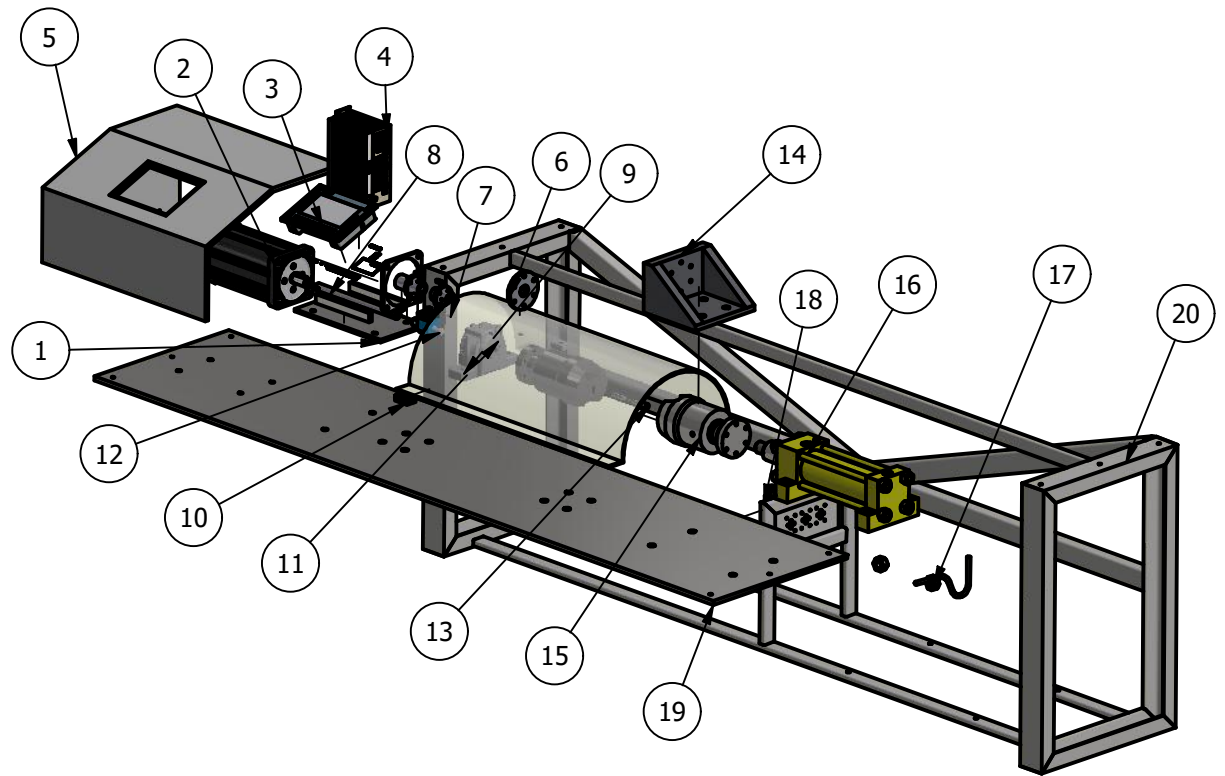


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 18
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		30/7/2021	TOL: E8 para agujeros	ESPOL	
VERIF.	M.Sc. Castro L.		30/7/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.		20/8/2021		PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS: Elemento fundido			MATERIAL: Hierro, dúctil		TÍTULO: Soporte empernado de mordazas	
			MASA: 14,750 kg		ESCALA 1 : 4	HOJA 1 DE 1

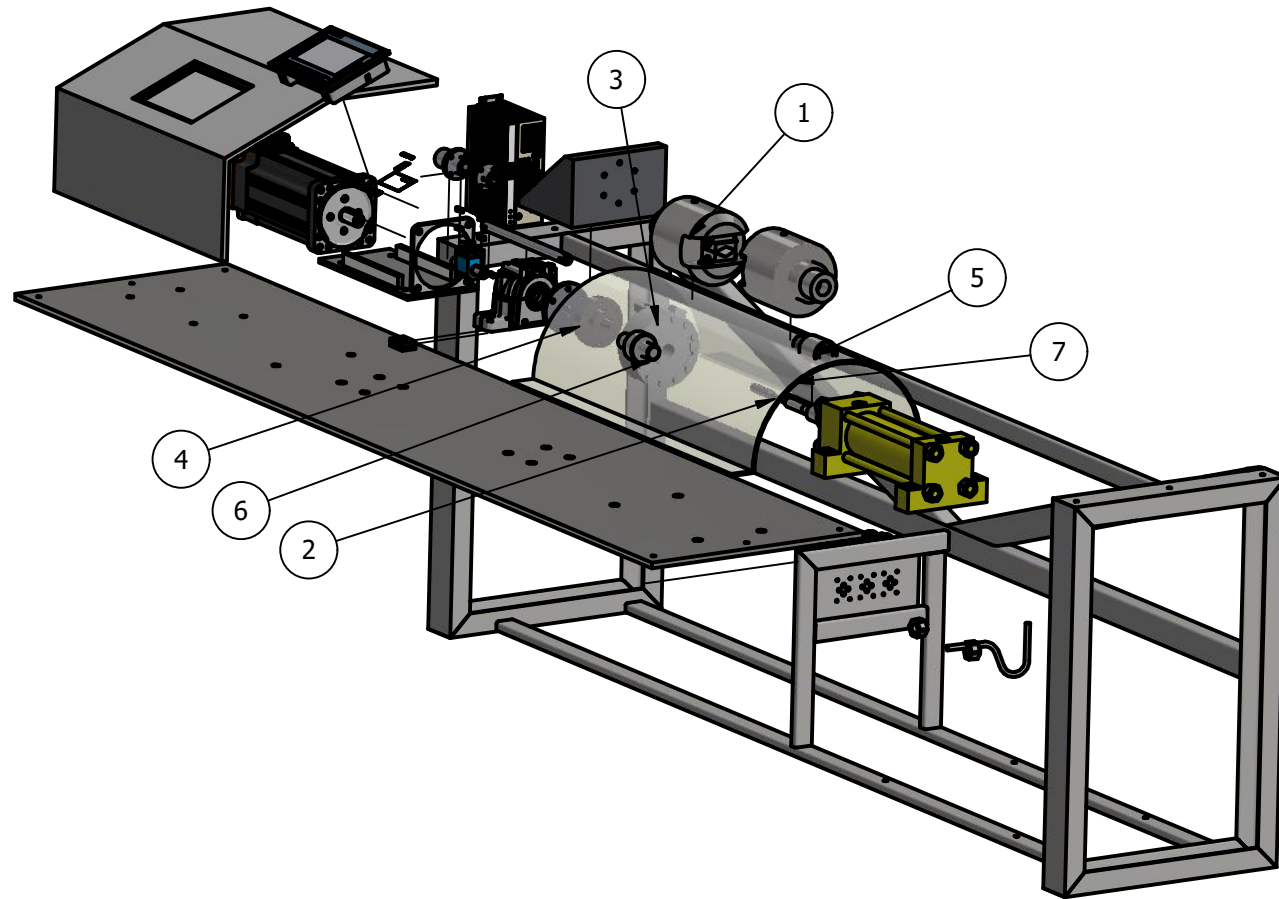
A4

LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
1	1	Soporte del servomotor	
2	1	Servomotor	142E-C 460 VAC
3	1	PLC+HMI	
4	1	Servodriver	
5	1	Soporte de elementos de control	
6	5	Acoples de la transmisión	Cada uno con medidas únicas (ver Anexos C: Planos)
7	7	Chavetas	1 de 8x7 perforada - 4 de 6x6 perforada - 2 de 6x6 sin perforar
8	1	Eje de transmisión	
9	1	Asiento para rodamientos	SKF SAF 1510
10	4	Placas del asiento	
11	2	Rodamientos	SKF 6004 2Z
12	1	Sensor de torque	4501A 50R
13	1	Probeta	
14	2	Mordaza de torsión	
15	1	Soporte de mordaza	
16	1	Cilindro hidráulico	
17	1	Estación hidráulica	
18	3	Válvula direccional	DHL-0711-X
19	1	Placa soporte de la mesa	
20	1	Estructura montada base	

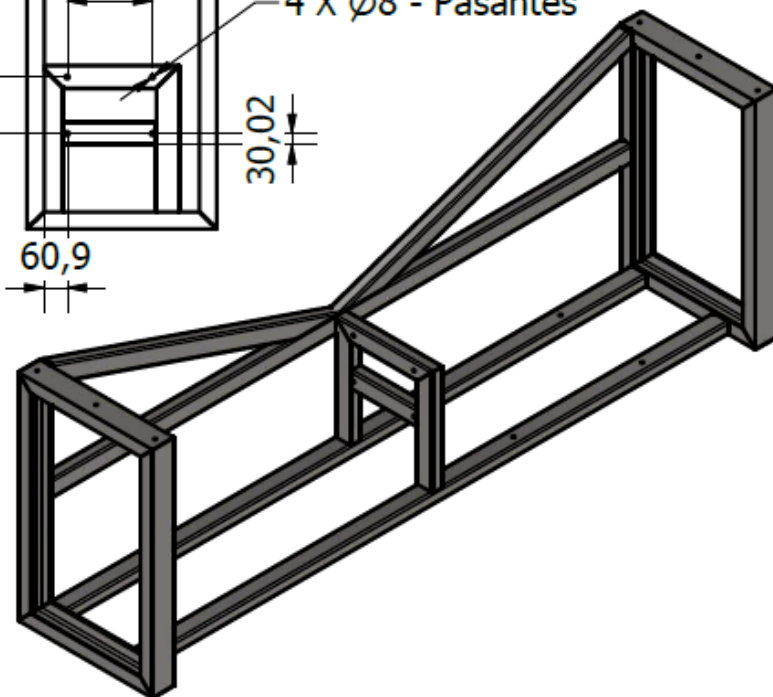
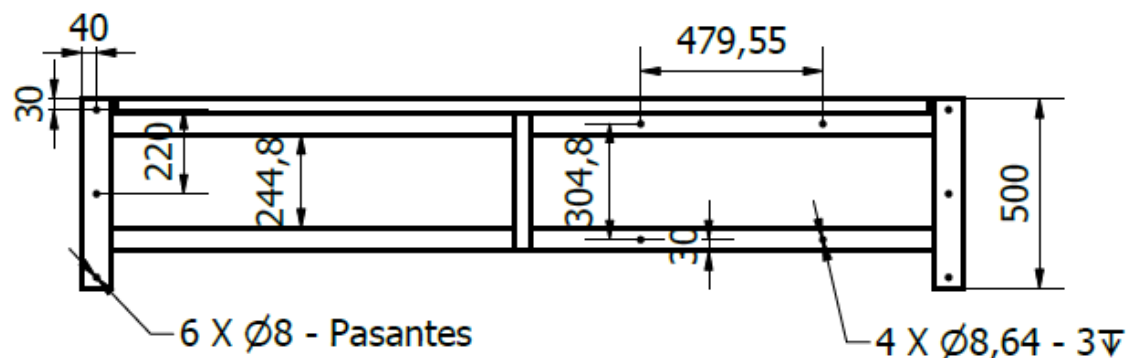
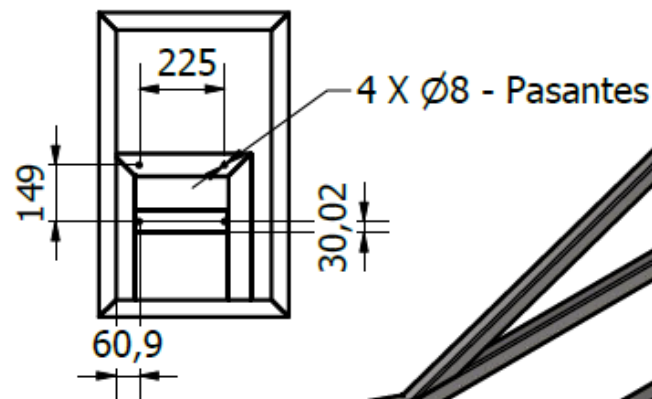
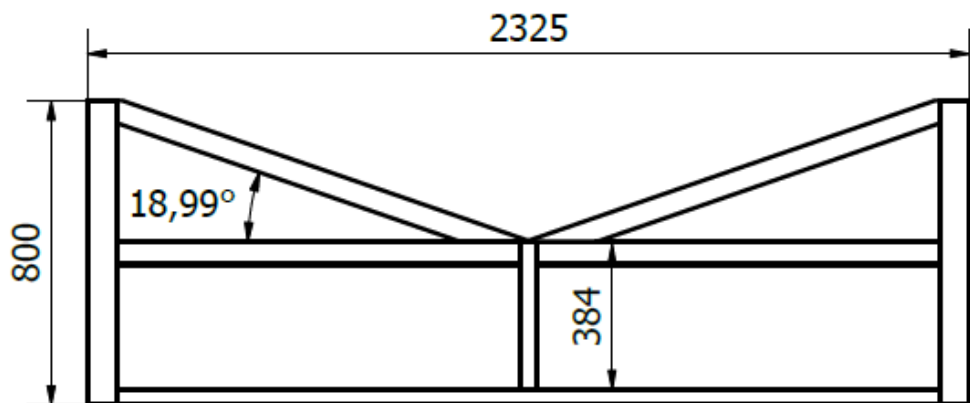


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 20
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		4/8/2021	TOL:	<h1>ESPOL</h1> PROYECTO: Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
VERIF.	M.Sc. Castro L.		5/8/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.		6/8/2021			
FABR.						
MODIF.						
COMENTARIOS:			MATERIAL:		TÍTULO:	
					Prueba de torsión (explosión) A4	
			MASA: 223,027 kg		ESCALA 1:20 HOJA 1 DE 1	

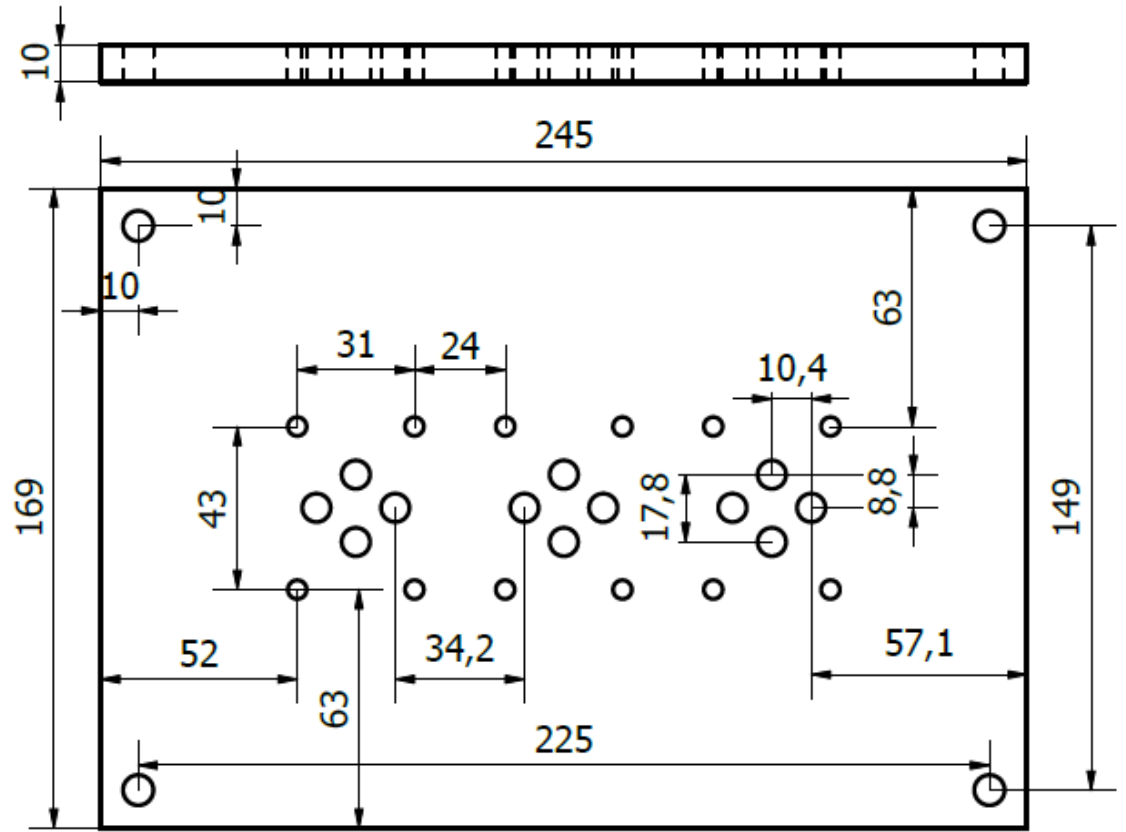
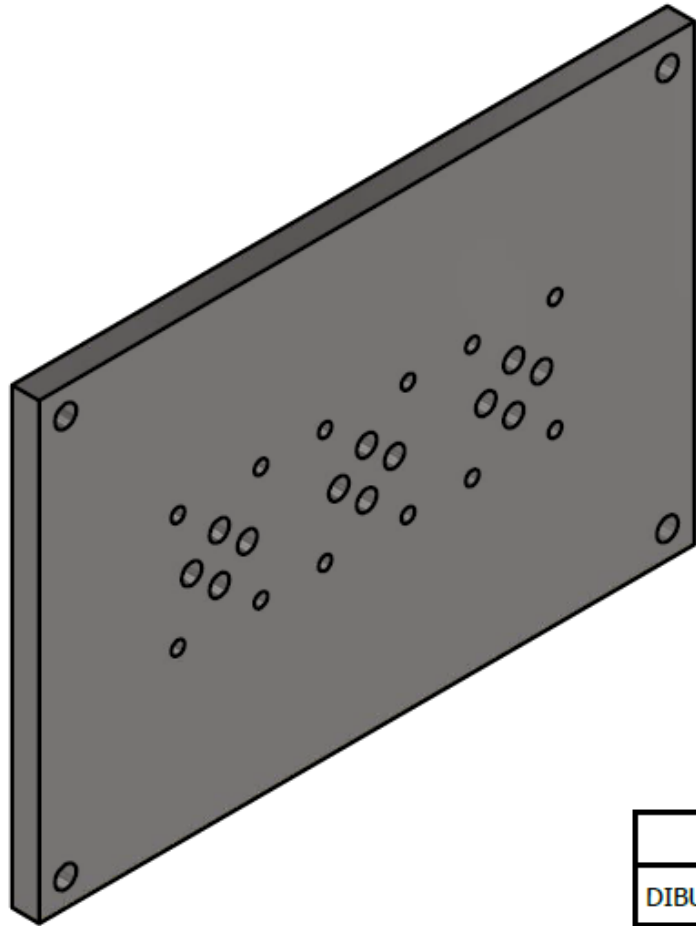


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
1	2	Mordaza de tracción	
2	1	Probeta	
3	1	Celda de carga	FSH04290
4	1	Acople de mordaza axial	
5	1	Acople del vástago del cilindro	
6	1	Eje para mordaza axial	
7	1	Cubierta de la probeta	

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 21
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		4/8/2021	TOL:	<h1>ESPOL</h1>	
VERIF.	M.Sc. Castro L.		5/8/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.		6/8/2021			
FABR.						
MODIF.					PROYECTO: Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
COMENTARIOS: Se presentan solo los elementos que no se consideran para el ensayo de torsión, que son propios del ensayo de tracción			MATERIAL:		TÍTULO: Prueba de tracción (explosión)	
			MASA: 234,585 kg		ESCALA 1 : 15	HOJA 1 DE 1



	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 22
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		8/8/2021	TOL: E8 para agujeros	ESPOL	
VERIF.	M.Sc. Castro L.		11/8/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.		20/8/2021		PROYECTO:	
FABR.					Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
MODIF.						
COMENTARIOS: 8 elementos UPN 80 9 elementos AFNOR 60x40x3			MATERIAL:		TÍTULO:	A4
			MASA: 84,849 kg		ESCALA 1:20	HOJA 1 DE 1



	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNID: mm.	ESTADO:	REVISIÓN: 23
DIBUJ.	Coppiano J.; Japón V.		8/8/2021	TOL: E8 para agujeros	ESPOL	
VERIF.	M.Sc. Castro L.		11/8/2021			
APROB.	Ph.D. Loayza F.		20/8/2021		PROYECTO: Banco de pruebas para ensayos de fatiga axial-torsional	
FABR.						
MODIF.						
COMENTARIOS:			MATERIAL:		TÍTULO:	
			Acero, carbono		Placa soporte de válvulas	
			MASA: 3,174 kg		ESCALA 1 : 2	
					HOJA 1 DE 1	

A4