

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS
BIFUNCIONAL PARA REALIZAR ENSAYOS DE
TRACCIÓN Y TORSIÓN EN EL LABORATORIO DE
MATERIALES DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA
MECÁNICA Y DE ENERGÍA-UNAC”**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO**

**RUBÉN JAIRO GARAY PRÍNCIPE
JERSON ELVER QUISPE TIRADO**

Callao, diciembre, 2017

PERÚ

DEDICATORIA

Esta tesis lo dedico principalmente a mis padres por todo el apoyo incondicional y por forjarme un hombre de bien, así mismo también a mis hermanos y enamorada Crisley.

DEDICATORIA

A mi familia por la comprensión y el apoyo constante llenándome de fortaleza y compromiso para alcanzar este importante logro.

ÍNDICE

INDICE DE FIGURAS	4
INDICE DE TABLAS	7
RESUMEN	9
ABSTRACT	10
CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DE LA INVESTIGACIÓN	11
1.1. Identificación del problema	11
1.2. Formulación del Problema	12
1.2.1. Problema General	12
1.2.2. Problemas Específicos	12
1.3. Objetivos de la Investigación	13
1.3.1. Objetivo General	13
1.3.2. Objetivos Específicos	13
1.4. Justificación	13
1.5. Importancia	15
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO	17
2.1. Antecedentes del estudio	17
2.2. Bases teóricas	20
2.3. Definiciones conceptuales	72
CAPÍTULO III: VARIABLES E HIÓTESIS	75

3.1. Variables de la Investigación	75
3.1.1. Variable Independiente	75
3.1.2. Variable Dependiente	75
3.2. Operacionalización de las Variables	75
3.3. Hipótesis General	76
3.4. Hipótesis Específicas	76
CAPÍTULO IV: METODOLOGÍA	77
4.1. Tipo de Investigación	77
4.2. Diseño de la Investigación	77
4.2.1. Parámetros de Diseño	78
4.2.2. Etapas de la investigación	78
4.2.3. Desarrollo de la investigación	78
4.3. Población y muestra	147
4.4. Técnicas e instrumentación de recolección de datos	148
4.5. Procedimiento de recolección de datos	149
4.6. Procedimiento estadístico y análisis de datos	150
CAPÍTULO V: RESULTADOS	151
CAPÍTULO VI: DISCUSIÓN DE RESULTADOS	153
6.1 Contrastación de la Hipótesis con los resultados	153
6.2 Contrastación de los resultados con otros estudios	153

CAPÍTULO VII: CONCLUSIONES.....	155
CAPÍTULO VIII: RECOMENDACIONES.....	157
CAPÍTULO IX: REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	159
ANEXOS.....	15963

INDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Cargas combinadas	21
Figura 2.2: Diagrama de área de momentos	23
Figura 2.3: Diagrama de área de momentos	24
Figura 2.4: Ejes coordenados ubicados sobre el plano medio.....	26
Figura 2.5: Columnas según tipo de condiciones en los extremos	29
Figura 2.6: Curva de variación de la carga crítica vs esbeltéz.....	30
Figura 2.7: Círculos de morh para el esfuerzo tridimensional.....	32
Figura 2.8: Elemento con esfuerzos triaxiales	33
Figura 2.9: Energía de distorsión	34
Figura 2.10: Limite de resistencia a la fatiga	36
Figura 2.11: Factores de tamaño.....	37
Figura 2.12: Esfuerzo vs tiempo	38
Figura 2.13: Criterio de falla por fatiga.....	39
Figura 2.14: Cilindro lleno de un líquido incompresible.....	41
Figura 2.15: Proceso de transformación de energía hidráulica.....	42
Figura 2.16: Bomba de engranajes externos	44
Figura 2.17: Deformación unitaria de material dúctil.....	51
Figura 2.18: Deformación unitaria de material frágil	52
Figura 2.19: Máquina para ensayos de tracción	53

Figura 2.20: Muestra común detracción.....	53
Figura 2.21: Diagrama esfuerzo-deformación unitaria	56
Figura 2.22: Máquina de prueba universal.....	57
Figura 2.23: Banco de pruebas tracción compresión.....	58
Figura 2.24: Eje de transmisión de potencia.....	59
Figura 2.25: Angulo de giro proporcional	60
Figura 2.26: Esfuerzo de corte.....	61
Figura 2.27: Diagrama esfuerzo de corte.....	61
Figura 2.28: Diagrama momento vs ángulo.....	62
Figura 2.29: Máquina de ensayo de torsión.....	63
Figura 2.30: Máquina de ensayo de torsión motorizada.....	64
Figura 2.31: Dimensión de probeta de tracción.....	68
Figura 4.1: Modelo del banco de pruebas vista isométrica y de alzado...	81
Figura 4.2: Dimensionamiento de la bancada móvil.....	94
Figura 4.3: Bancada móvil.....	95
Figura 4.4: Acotado de la bancada móvil.....	95
Figura 4.5: Flexión de viga doblemente empotrada.....	96
Figura 4.6: Diagrama de cuerpo libre de la columna.....	98
Figura 4.7: Flexión de viga doblemente empotrada.....	101
Figura 4.8: Flexión de viga fija doblemente empotrada.....	103
Figura 4.9: Flexión de viga superior doblemente empotrada...	105

Figura 4.10: DCL de la columna principal.....	108
Figura 4.11: DCL de la placa inferior sometido a torsión.....	112
Figura 4.12: DCL de la barra de la bancada móvil.....	114
Figura 4.13: DCL de la barra de la placa superior.....	116
Figura 4.14: DCL de la barra de la bancada móvil.....	118
Figura 4.15: Detalle de acople de tracción en la bancada móvil... ..	120
Figura 4.16: DCL del acople de tracción.....	121
Figura 4.17: Detalle de acople de tracción en la placa fija.....	123
Figura 4.18: DCL del acople de torsión.....	124
Figura 4.19: Dimensionamiento del rodamiento axial.....	125
Figura 4.20: Propiedades mecánicas de rodamientos axiales... ..	126
Figura 4.21: Factores de tamaño 1.....	129
Figura 4.22: Factores de tamaño 2.....	133
Figura 4.23: Vista frontal del actuador.....	135
Figura 4.24: Cordón de soldadura 1.....	141
Figura 4.25: Cordón de soldadura 2.....	144

INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1: Momentos y deflexiones en apoyos fijos.....	25
Tabla 2.2: Coeficientes según forma y tipo de apoyo.....	27
Tabla 2.3: Coeficientes según forma y tipo de apoyo con $v = 0.3$	28
Tabla 2.4: Límite de resistencia a la fatiga.....	36
Tabla 2.5: Factores de confiabilidad.....	37
Tabla 2.6: Relación viscosidad y temperatura	45
Tabla 2.7: Valores nominales de resistencia de tornillos.....	47
Tabla 2.8: Esfuerzo permisible de cordón de soldadura.....	48
Tabla 2.9: Tamaño nominal del cordón de filete.....	50
Tabla 2.10: Velocidad de aplicación de esfuerzo.....	66
Tabla 2.11: Dimensiones de probetas sección circular	68
Tabla 2.12: Distancia entre mordazas	69
Tabla 2.13: Velocidad de mordaza	71
Tabla 4.1: Análisis de banco de pruebas	79
Tabla 4.2: Parámetro del actuador hidráulico	82
Tabla 4.3: Parámetros característicos de la bomba hidráulica	85
Tabla 4.4: Parámetros característicos motores eléctricos	87
Tabla 4.5: Factor de servicio para acoples	87
Tabla 4.6: Potencia de diseño de acople.....	88

Tabla 4.7: Tamaño de acoples.....	89
Tabla 4.8: Velocidad en líneas hidráulicas... ..	90
Tabla 4.9: Mangueras hidráulicas 1	91
Tabla 4.10: Mangueras hidráulicas 2	91
Tabla 4.11: Características de barras de acero inox. ASTM A276 1	99
Tabla 4.12: Características de barras de acero inox. ASTM A276 2	110
Tabla 4.13: Dimensiones de tornillos 1	136
Tabla 4.14: Dimensiones de tornillos 2	139
Tabla 4.15: Técnicas e instrumentación de recolección de datos.....	149
Tabla 5.1: Resultados de selección de actuador y accesorios	151
Tabla 5.2: Resultados de diseño estructural.....	152
Tabla 5.3: Resultados complementarios del diseño.....	152

RESUMEN

El presente trabajo de investigación se describe el diseño de un banco de pruebas bifuncional, cuyo propósito es mejorar la formación académica de los estudiantes de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía UNAC, en las experiencias de ensayos de tracción y torsión, lográndose a través de un actuador lineal - rotatorio. Para esto se seleccionó los materiales de las probetas, el modelo estructural adecuado, motor eléctrico, actuadores y accesorios. Así mismo se realizó el diseño y cálculo para determinar la estructura y componentes mecánicos del banco de pruebas.

Esta tesis requirió de una investigación tipo tecnológica y de nivel de investigación aplicada, así como de un diseño de investigación no experimental. En la presente investigación se utilizaron los instrumentos de recolección de datos que se usó fueron fichas bibliográficas, hemerográficas, etc. Para la contrastación de la hipótesis se realizó la comparación con los resultados obtenidos y ciertamente con los antecedentes de otros trabajos de investigación.

Los resultados que se han obtenido de acuerdo a las etapas descritas en nuestra metodología han ido de la mano y concordancia con nuestros objetivos, donde se concluye el diseño de un banco de pruebas de 78000 N para el ensayo tracción y 1015Nm para el ensayo de torsión.

Palabras claves: Diseño de un banco de pruebas, actuador lineal – rotatorio, ensayos de tracción y torsión.

ABSTRACT

The present research work describes the design of a bifunctional test bench, whose purpose is to improve the academic training of students of the Faculty of Mechanical Engineering and Energy UNAC, in the experiences of traction and torsion tests, achieved through of a linear actuator - rotary. For this, the materials of the specimens were selected, the appropriate structural model, electric motor, actuators and accessories. Likewise, the design and calculation was carried out to determine the structure and mechanical components of the test bench.

This thesis required a technological type research and applied research level, as well as a non-experimental research design. In the present investigation, the data collection instruments used were used bibliographic, hemerographic, etc. For the comparison of the hypothesis, a comparison was made with the results obtained and certainly with the background of other research works.

The results that have been obtained according to the stages described in our methodology have gone hand in hand and in accordance with our objectives, which concludes the design of a test bench of 78000 N for the tensile test and 1015Nm for the torsion test.

Keywords: Design of a test bench, linear actuator - rotary, tensile and torsional tests.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Identificación del problema

El laboratorio de materiales de la facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía de la Universidad Nacional del Callao es un ambiente en el cual se brinda una serie de ensayos para complementar a los conocimientos teóricos aprendidos en las asignaturas de Resistencia de Materiales I y II.

En la actualidad el laboratorio cuenta con un equipo universal para ensayos de tracción descalibrado e inoperativo y un módulo didáctico para ensayos de torsión. Las experimentaciones son casi empíricas obteniéndose resultados con un alto grado de error, no pudiendo así poder entender el comportamiento mecánico de los materiales que se ensayan y mucho menos poder determinar sus propiedades mecánicas reales. De esta forma esto conlleva a distorsionar el aprendizaje de los estudiantes en los cursos que se dictan en dicho laboratorio.

Nosotros y como muchos estudiantes hemos tenido esa limitación de no contar con laboratorios acorde a la necesidad del mercado, siendo las consecuencias más importantes el no tener profesionales competitivos en el rubro involucrado a ello. También en cierta forma perjudicando a la facultad el no poder lograr su acreditación.

Por ello la presente investigación pretende realizar el diseño de un banco de pruebas bifuncional para realizar ensayos de tracción y torsión, con la finalidad de poder obtener los resultados reales y confiables en dichos ensayos. Así mismo aumentar el desempeño en la formación profesional de los estudiantes de la FIME-UNAC.

1.2. Formulación del Problema

1.2.1. Problema General

¿Cómo diseñar un banco de pruebas bifuncional para realizar ensayos de tracción y torsión en el laboratorio de Materiales de la facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía?

1.2.2. Problemas Específicos

- ¿Cómo conocer los tipos de materiales a ensayar para determinar la capacidad máxima del banco de pruebas?
- ¿Cómo conocer los diversos modelos de banco de pruebas para seleccionar adecuadamente el modelo estructural?
- ¿Cómo seleccionar el motor eléctrico, actuadores, accesorios y bomba hidráulica para el accionamiento del banco de pruebas?
- ¿Cómo realizar la memoria de cálculo para determinar la estructura y componentes mecánicos del banco de pruebas?

1.3. Objetivos de la Investigación

1.3.1. Objetivo General

Diseñar un banco de pruebas bifuncional para realizar ensayos de tracción y torsión en el laboratorio de Materiales con la finalidad de fortalecer la formación profesional de los estudiantes de la FIME-UNAC.

1.3.2. Objetivos Específicos

- Conocer los tipos de materiales a ensayar para determinar la capacidad máxima del banco de pruebas.
- Conocer los diversos modelos de banco de pruebas para seleccionar adecuadamente el modelo estructural.
- Seleccionar el motor eléctrico, actuadores, accesorios y bomba hidráulica para el accionamiento del banco de pruebas.
- Realizar la memoria de cálculo para determinar la estructura y componentes mecánicos del banco de pruebas.

1.4. Justificación

1.4.1 Metodológica

Según Ciro Espinoza. (2010), enunció "la justificación metodológica se da cuando se propone como novedad, la formulación del nuevo método o técnica en la aplicación de la investigación." (p.81)

La presente investigación se justifica metodológicamente ya que se propone un nuevo diseño de un banco de pruebas bifuncional utilizando un actuador hidráulico lineal rotatorio para realizar ensayos de tracción y torsión obteniendo mayor versatilidad y practicidad en las experimentaciones.

1.4.2. Práctica

Según Bernal Cesar A. (2010), enunció "La justificación práctica ayuda a resolver un problema o, por lo menos, propone estrategias que al aplicarse contribuirán a resolverlo." (p.106)

Este trabajo de investigación tiene una justificación práctica porque existe la necesidad de fortalecer los conocimientos teóricos de los estudiantes en Ingeniería Mecánica acerca de los ensayos de tracción y torsión en el laboratorio de materiales, para así los profesionales de esta casa de estudios estén preparados para enfrentar el mundo globalizado.

1.4.3. Tecnológica

Según Ciro Espinoza (2010), enunció "una investigación se justifica tecnológicamente cuando se satisface las necesidades sociales. Que puede ser soluciones que permiten mejorar su nivel de vida" (p.81)

La presente investigación se justifica tecnológica porque se propone un diseño de un banco de pruebas con un mecanismo innovador y automatizado con el fin de obtener los valores de los ensayos de forma automática, así mismo se usará los mismos agarres para realizar los

ensayos de tracción y torsión. Con ello se busca satisfacer principalmente las necesidades de los estudiantes involucrados en el laboratorio de materiales, como también los docentes y profesionales egresados, para así realizar experimentaciones más prácticas y sencillas como se vienen realizando en países desarrollados.

1.5. Importancia

La importancia del presente trabajo de investigación es proponer un nuevo diseño de un banco de pruebas bifuncional, para obtener así mayor versatilidad y practicidad en los ensayos de tracción y torsión que se realicen en el laboratorio de materiales de la FIME.

El presente trabajo de investigación fortalecerá los conocimientos teóricos y prácticos a todos los estudiantes que en algún momento de su carrera universitaria harán uso del laboratorio mencionado, también los docentes serán beneficiados, ya que son quienes transmiten la enseñanza en las experimentaciones. Con el banco de pruebas que se propone se busca que el laboratorio de la facultad se emprenda en tomar como visión de ser certificada, para que así profesionales del rubro industrial estén interesados en realizar sus ensayos de torsión y tracción.

Hoy en día en el laboratorio de materiales se cuenta con dos bancos de pruebas, uno de tracción que se encuentra descalibrada y el otro de torsión que solo es didáctico, siendo así un laboratorio no certificado ya que no estamos a las exigencias que nos piden el mundo globalizado de la

ingeniería. Con los resultados de este trabajo investigación se puede asegurar la construcción estructural y accionamiento del banco de pruebas que tendrá la capacidad de poder realizar ensayos de tracción y torsión con un mecanismo innovador y con la confiabilidad de tener resultados exactos y precisos según las normas técnicas peruanas que exigen para este tipo de equipos.

CAPÍTULO II

MARCO TEORICO

2.1. Antecedentes del estudio

2.1.1. Internacional

Martínez, Montero (2010); en su tesis titulada "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA PARA REALIZAR ENSAYOS DE TORSION", enunció el objetivo general de Diseñar y construir una máquina para realizar ensayos de torsión, siendo las conclusiones más relevantes lo siguiente:

- Se pudo comprobar su funcionamiento mecánico al ensayar probetas de Acero AISI 1020, y se puede afirmar que el sistema cumple con el objetivo establecido.
- Mencionar que se considera un factor de seguridad inferior a 3 en el diseño, se puede utilizar la máquina para ensayar probetas de mayor resistencia.
- El costo total de construcción de la máquina en comparación con el costo de una máquina previamente construida, comprueba la rentabilidad del proyecto.

El trabajo de Martínez y Montero nos ayudó en la búsqueda de referencias de normativas de ensayos de torsión.

Silva (2016); en su tesis titulada "BANCO DIDACTIVO PARA ENSAYO DE TORSION EN BARRAS", enunció el objetivo general de Diseñar y construir un banco didáctico para realizar pruebas de torsión en barras de diferente material y sección transversal para analizar el esfuerzo de fluencia de cada material, siendo las conclusiones más relevantes lo siguiente:

- Se cumplieron los parámetros establecidos para el diseño, construcción y funcionamiento del banco.
- La geometría y longitud de la probeta afectan directamente el ángulo de torsión.
- Se observó que los valores obtenidos experimentalmente durante el ensayo de las probetas de aluminio fueron similares a los obtenidos teóricamente, a causa de las condiciones del ensayo.

El trabajo Silva nos ayudó en la revisión bibliográfica acerca de dispositivos de ensayos de torsión.

Moreno, Gonzales, Mendoza, Vega (2006); en su tesis titulada "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA BASICA DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE TRACCION Y TORSION" enunció el objetivo general de Diseñar y construir una máquina básica de ensayos destructivos de tracción y torsión para el laboratorio de materiales con la medición y adquisición de sus variables físicas para su visualización a través del computador, siendo las conclusiones más relevantes lo siguiente:

- El principal objetivo fue construir una máquina para ensayos destructivos de tracción y torsión, y es gratificante saber que se cumplió íntegramente con cada meta.
- Tener un control directo sobre la fuerza aplicada y además sobre la velocidad lineal de la prueba.
- La utilización del motor DC para el control de torque aplicado a la probeta se hace indispensable, al momento de disminuir los errores en el control y funcionamiento adecuado del mismo, en comparación con un motor de corriente AC, ya que el motor se encuentra trabajando en condiciones no nominales, y a pesar de que el primero puede llegar a costar hasta cuatro o cinco veces el motor de AC.

El trabajo Moreno, Gonzales, Mendoza y Vega nos ayudó en lo siguiente:

En la recopilación de información del contenido teórico práctico a cerca de ensayos de tracción y torsión, así mismo en las normas que hay que tener en consideración para la fabricación del banco de pruebas.

La metodología de dicha tesis fue favorable para la selección de componentes como bomba hidráulica, mangueras hidráulicas, mordazas y motor eléctrico para nuestro banco de pruebas.

También nos fue favorable para poder elegir un modelo adecuado estructural para nuestro banco de pruebas.

2.1.2. Nacional

Bernabe (2001); en su tesis titulada "AUTOMATIZACION DE UNA MÁQUINA DE TRACCIÓN PROBADORA DE ESTROBOS DE ACERO" enunció el objetivo general de Implementación de un sistema que realice las pruebas de tracción a estrobos de acero de una manera automática, es decir con accionamiento de los componentes sean realizados por un autómatas según condiciones de secuencia y seguridad en su operación, siendo las conclusiones más relevantes lo siguiente:

- La automatización de la máquina ha permitido cumplir con los objetivos trazados.
- El nuevo sistema permite la posibilidad de compartir la información adquirida.
- Los clientes perciben una mayor confianza con los estrobos por contar con un certificado que avale las pruebas realizadas.

El trabajo de Bernabe nos ayudó en la busca de autonomía para nuestro banco de pruebas, incorporando al diseño del banco sensores, PLC, pantalla de lectura de los ensayos, etc.

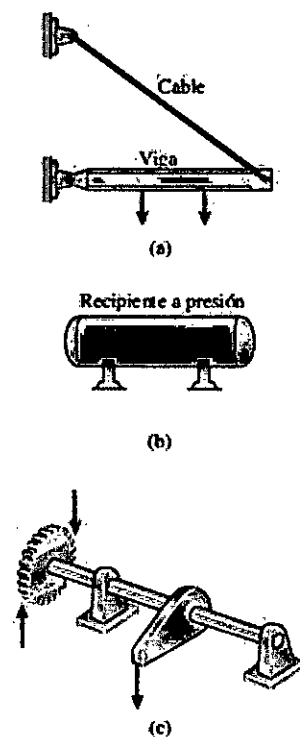
2.2. Bases teóricas

2.2.1. Esfuerzos Combinados

Un elemento estructural sometido a cargas combinadas con frecuencia se puede analizar superponiendo los esfuerzos y las deformaciones causadas por cada carga en acción por separado. Sin embargo, la superposición de esfuerzos y deformaciones se permite solo en ciertas condiciones. Un

requisito es que los esfuerzos y las deformaciones deben ser funciones lineales de las cargas aplicadas, lo que a su vez requiere que el material siga la ley de Hooke y que los desplazamientos sean pequeños. (James M Gere, 2009).

FIGURA N°2.1
CARGAS COMBINADAS



Fuente: James M Gere, 2009

Los esfuerzos más importantes en las cargas combinadas son los normales y cortantes

$$\sigma_{aplast} = \frac{P}{A} \quad (2-1)$$

$$\tau_{torque} = \frac{T\rho}{J} \quad (2-2)$$

$$\sigma_{flexion} = \frac{My}{I} \quad (2-3)$$

$$\tau_{flexion} = \frac{VQ}{Ib} \quad (2-4)$$

$$\tau = \frac{P}{A_{corte}} \quad (2-5)$$

2.2.2. Deflexión debida a flexión

El problema de la flexión de vigas probablemente ocurre con más frecuencia que cualquier otro problema de carga en el diseño mecánico. En el presente trabajo se tomará en cuenta que el tema de la flexión debió haberse analizado antes de iniciar la lectura de este texto. Por esta razón, aquí sólo se incluye un repaso breve para establecer la nomenclatura y las convenciones que se utilizan en la tesis. (Richard & Keith, 2008).

Métodos para calcular la deflexión en vigas

Existen muchas técnicas que se emplean para resolver el problema de integración de la deflexión en vigas. Algunos de los métodos populares son:

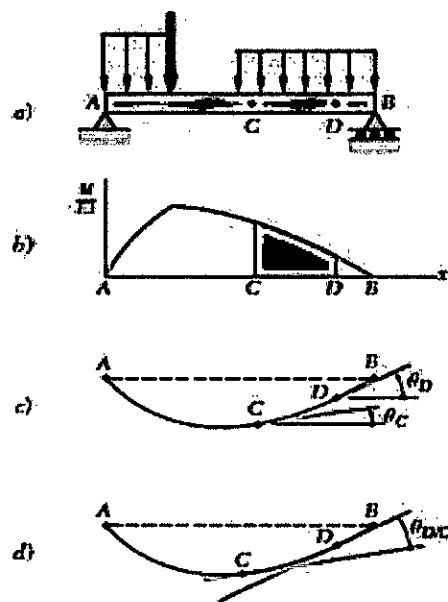
a. Superposición

La superposición resuelve el efecto de cargas combinadas sobre una estructura mediante la determinación de los efectos de cada carga por separado y sumando algebraicamente los resultados. (Richard & Keith, 2008).

b. Método de área-momento

En este método se utilizará las propiedades geométricas de la curva elástica para determinar la deflexión y pendiente de una viga en un punto específico (Beer & Johnston, 2009).

FIGURA 2.2
DIAGRAMA DE ÁREA DE MOMENTOS



Fuente: Beer & Johnston, 2009

Considere una viga AB sometida a alguna carga arbitraria (figura 2.2a). Se dibuja el diagrama que representa la variación de la cantidad M/EI a lo largo de la viga, que se obtuvo dividiendo el momento flexionante M entre la rigidez de flexión EI (figura 2.2b). Se observa que, excepto para distintas escalas en la ordenada, este diagrama será el mismo que el del momento flector si la rigidez a flexión de la viga es constante.

De que se $\theta = \frac{dy}{dx}$, se tiene:

$$d\theta = \frac{M}{EI} dx$$

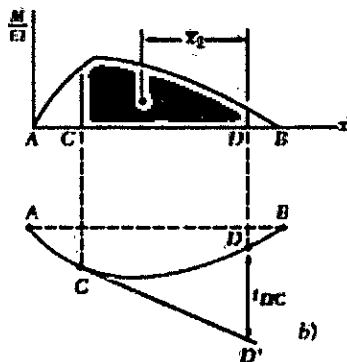
Al considerar dos puntos arbitrarios C y D en la viga e integrando ambos miembros de la ecuación anterior de C a D, se tiene:

$$\theta_D - \theta_C = \int_{x_C}^{x_D} \frac{M}{EI} dx \quad (2-6)$$

En donde θ_C y θ_D denotan la pendiente en los puntos C y D, respectivamente (figura 2.2c). Pero el miembro del lado derecho de la ecuación 2-6 representa el área bajo el diagrama (M/EI) entre C y D, y el miembro del lado izquierdo es el ángulo entre las tangentes a la curva elástica en C y D (figura 2.2d). Si se denota este ángulo como se tiene:

$$\theta_{D/C} = \text{area del diagrama } \left(\frac{M}{EI}\right) \text{ entre } C \text{ y } D \quad (2-7)$$

FIGURA N°2.3
DIAGRAMA DE ÁREA DE MOMENTOS



Fuente: Beer & Johnston, 2009.

Si se tiene presente que el primer momento de un área con respecto a un eje es igual al producto del área con la distancia de su centroide a dicho

eje, también puede establecerse el segundo teorema del momento de área como sigue:

$$t_{C/D} = (\text{area entre } C \text{ y } D)\bar{x}_1 \quad (2-8)$$

La pendiente en cualquier otro punto D de la viga se encuentra de manera similar, y la deflexión D puede expresarse como:

$$y_D = t_{D/C} - t_{B/C} \quad (2-9)$$

- Funciones de singularidad.
- Integración numérica

A continuación, se detalla los momentos y deflexiones que serán utilizadas de forma directa en la metodología.

TABLA N°2.1
MOMENTOS Y DEFLEXIONES EN APOYOS FIJOS

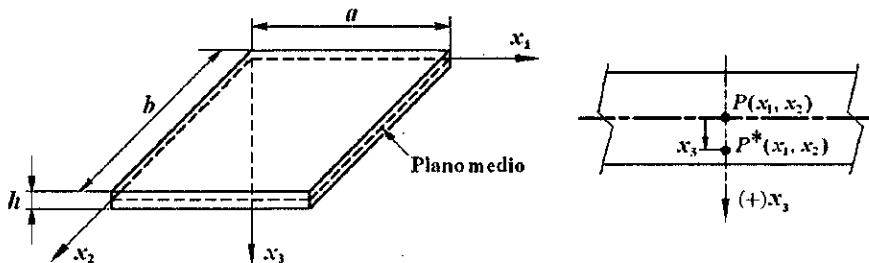
TIPOS DE APOYO	REPRESENTACION GRAFICA	MOMENTOS	DEFLEXION MAXIMA
Apoyos fijos - Carga central		$M = \frac{Fl}{8}$	$y_{max} = \frac{Fl^3}{192EI}$
Voladizo - Momento		$M = M_B$	$y_{max} = \frac{M_B l^2}{2EI}$

Fuente: Richard & Keith, 2008.

Esfuerzos y deflexión en placas circulares

Se considera como lamina al solido tridimensional donde una de las dimensiones, el espesor, es mucho mayor que las otras. Se pueden considerar dos casos: laminas planas que llamaremos placas, y láminas curvas que llamaremos este último no se aplica para este trabajo de investigación. (J.Maza, J.Giro y A. Giudici, 2015)

FIGURA N°2.4
EJES COORDENADOS UBICADOS SOBRE EL PLANO MEDIO DE LA PLACA



Fuente: J.Maza, J.Giro y A. Giudici, 2015

Placas con carga transversal uniformemente repartida $q = \text{cte}$.

$$\frac{w_{max}}{h} = \delta \frac{q}{E} \left(\frac{c}{h}\right)^4 \quad (2-10)$$

$$\sigma_{max} = \beta q \left(\frac{c}{h}\right)^2 \quad (2-11)$$

Donde:

c : Lado menor de la placa

h : Espesor de placa

σ : Tensión máxima

E : Módulo de elasticidad

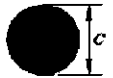
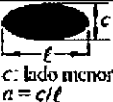
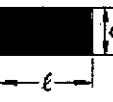
ν : coeficiente de Poisson

q : Carga transversal uniforme por unidad de área.

w_{max} : Desplazamientos transversales máximo de la placa

Los coeficientes δ y β se obtendrán de las tablas que a continuación se detallarán más adelante.

TABLA N°2.2
COEFICIENTES SEGÚN FORMA Y TIPO DE APOYO




Forma		Lados	δ_0	$1/\beta_c$ centro	$1/\beta_c$ empotramiento
	1	Apoyados	$85,333 \frac{1+\nu}{5+\nu}$	$\frac{10,667}{3+\nu}$	INDETERMINADO
	2	Empotrados	85,333	$\frac{10,667}{1+\nu}$	5,333
 c: lado menor $a = c/l$	3	Apoyados	$6,37 + 5,91\alpha + 8,63\alpha^4$	$1,33 + 1,9\alpha^{2,2}$	INDETERMINADO
	4	Empotrados	$32 + 53,33\alpha^3$	$4 + 4,2\alpha^3$	$2 + 3,33\alpha^3$
 c: lado menor $a = c/l$ $0 < \alpha \leq 1$	5	Apoyados	$6,4 + 14,3\alpha^3$	$1,33 + 2,2\alpha^{2,8}$	INDETERMINADO
	6	Empotrados	$32(1 + \alpha^4)$	$4(1 + \alpha^4)$	$2(1 + \alpha^4)$
	7	Cortos apoyados Largos empotrados	$32 + 9,8\alpha^4$	$4 + \alpha^4$	$2 + 0,4\alpha^4$
	8	Cortos empotrados Largos apoyados	$6,4 + 37,4\alpha^{3,5}$	$\alpha < 0,8 \rightarrow 1,3 + 5,6\alpha^{3,2}$ $\alpha \geq 0,8 \rightarrow 3 + 2\alpha^3$	$1,33 + 1,1\alpha^{3,6}$

Fuente: J.Maza, J.Giro y A. Giudici, 2015

Donde $\alpha = \frac{c}{l}$, c es lado menor y l es lado mayor.

$$\delta = \frac{1-\nu^2}{\delta_0} \quad (2-12)$$

TABLA N°2.3
COEFICIENTES SEGÚN FORMA Y TIPO DE APOYO CON
 $v = 0.3$

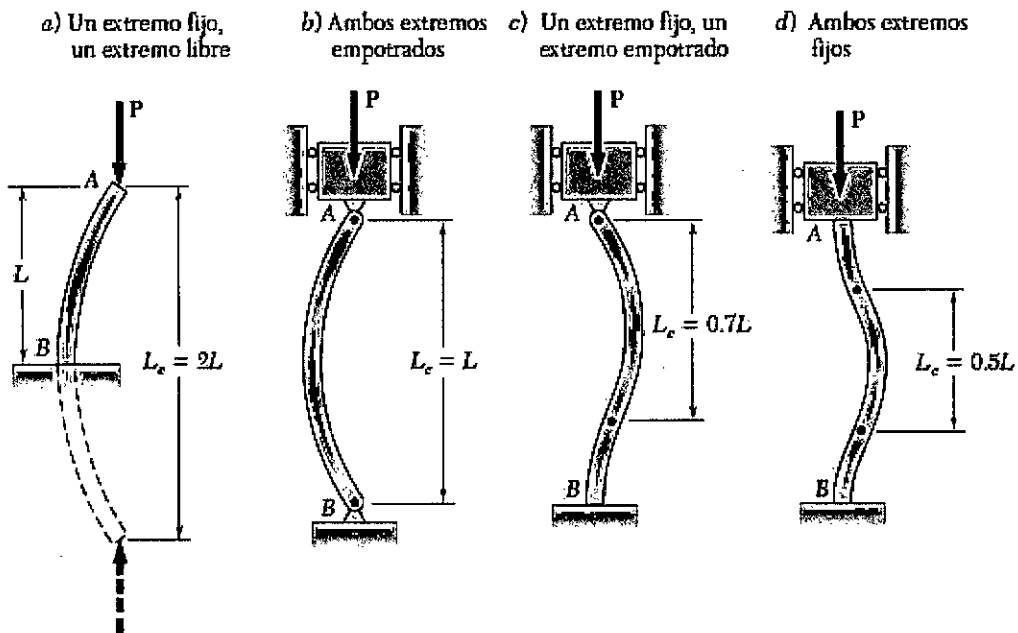
Forma	Apoyo	Caso	$1/\delta$	$1/\beta_c$	$1/\beta_e$
	Articulado	1	23	3,232	////
	Empotrado	2	93,77	8,205	5,333
	Articulado	3	$7 + 6,5 a + 9,5 a^4$	$1,332 + 1,9 a^{2,2}$	////
	Empotrado	4	$35,2 + 58,6 a^3$	$4 + 4,2 a^3$	$2 + 3,33 a^3$
	Articulado	5	$7 + 15,7 a^3$	$1,33 + 2,2 a^{2,8}$	////
	Empotrado	6	$35,2 (1 + a^4)$	$4 (1 + a^4)$	$2 (1 + a^4)$
	Cortos apoyados Largos empotrados	7	$35,2 + 10,8 a^4$	$4 + a^5$	$2 + 0,4 a^5$
	Cortos empotrados Largos apoyados	8	$7 + 41 a^{3,5}$	$\alpha < 0,8 \rightarrow 1,3 + 5,61 \alpha^{3,2}$ $\alpha \geq 0,8 \rightarrow 3 + 2 \alpha^3$	$1,33 + 1,1 \alpha^{3,6}$

Fuente: J.Maza, J.Giro y A. Giudici, 2015

Elementos sometidos a compresión

El análisis y diseño de elementos sometidos a compresión difieren de manera significativa del de los elementos sometidos a tensión o a torsión. Por esto conviene clasificar los elementos sometidos a compresión de acuerdo con su longitud y si la carga es centrada o excéntrica. El término columna se aplica a todos los elementos excepto aquellos en los que la falla sería por compresión simple o pura. (Richard & Keith, 2008).

FIGURA N°2.5
COLUMNAS SEGÚN TIPO DE CONDICIONES EN LOS EXTREMOS



Fuente: Beer & Johnston, 2009

La cual se conoce como fórmula de Euler para columnas:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l_e^2} \quad (2-13)$$

Donde la constante C depende de las condiciones de los extremos como se muestra en la figura 2.5.

$$\frac{P_{cr}}{A} = \sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(l_e/r)^2} \quad (2-14)$$

Donde l_e/r se llama relación de esbeltez.

Donde r es el radio de giro:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (2-15)$$

La mayoría de los diseñadores seleccionan el punto T de modo que $P_{cr}/A = S_y/2$. Usando la ecuación 2-15, el valor correspondiente de (l_e/r) es:

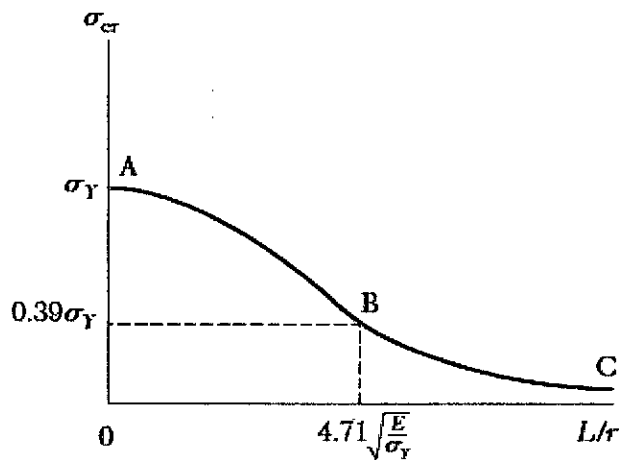
$$\left(\frac{l_e}{r}\right)_1 = \left(\frac{2\pi^2 E}{S_y}\right)^{1/2} \quad (2-16)$$

Las ecuaciones más utilizadas para el diseño de columnas de acero bajo carga céntrica se encuentran en las especificaciones para las construcciones con acero estructural (Especificaciones ANSI/AISC 360-10).

Según las especificaciones ANSI/AISC 360-10 Capítulo E3.

$$\frac{l_e}{r} = 4.71 \sqrt{\frac{E}{\sigma_y}} \quad (2-17)$$

FIGURA N°2.6
CURVA DE VARIACION DE LA CARGA CRÍTICA RESPECTO A LA
RELACION DE ESBELTEZ



Fuente: Beer & Johnston, 2009

Si la relación de esbeltez se encuentra en la zona AB o es menor a la fórmula 2-17 entonces se deberá usar la siguiente expresión.

$$\sigma_{cr} = [0.658^{(\sigma_Y/\sigma_e)}] \sigma_Y \quad (2-18)$$

Caso contrario se deberá la expresión siguiente:

$$\sigma_{cr} = 0.877 \sigma_e \quad (2-19)$$

Donde:

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 E}{(l_e/r)^2} \quad (2-20)$$

Diseño de columnas bajo una carga excéntrica

a. Método del esfuerzo permisible

“Este método se basa en la hipótesis de que los esfuerzos permisibles para una columna con carga excéntrica son iguales para la misma con carga céntrica” (Beer & Johnston, 2009, Pág. 652).

$$\frac{P}{A} + \frac{Mc}{I} \leq \sigma_{perm} \quad (2-21)$$

b. Método de interacción

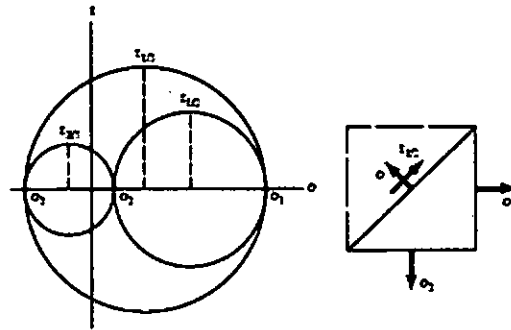
Del método anterior se puede tener una mejor expresión rescribiendo la ecuación 2-21:

$$\frac{P/A}{\sigma_{perm-centr}} + \frac{Mc/I}{\sigma_{perm-flex}} \leq 1 \quad (2-22)$$

2.2.3. Teorías de fallas

Desafortunadamente, no existe una teoría universal de falla para un caso general de las propiedades del material y el estado de esfuerzo. En su lugar, a través de los años se han formulado y probado varias hipótesis, las cuales han conducido a las prácticas aceptadas en la actualidad. Como han sido aceptadas, estas prácticas se caracterizarán como teorías tal como lo hace la mayoría de los diseñadores. (Richard & Keith, 2008).

FIGURA N°2.7
CÍRCULOS DE MORH PARA EL ESFUERZO
TRIDIMENSIONAL



Fuente: Richard & Keith, 2008.

Teoría del esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles

La teoría del esfuerzo cortante máximo estipula que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza comienza a fluir. La teoría del ECM también se conoce como la teoría de Tresca o Guest. (Richard & Keith, 2008, p.211).

La hipótesis del esfuerzo cortante máximo de acuerdo a la figura 2.7 produce la fluencia cuando:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad \text{o} \quad \sigma_1 - \sigma_3 \geq S_y \quad (2-23)$$

Para el diseño, la ecuación 2-23 puede modificarse añadiendo un factor de seguridad n , por lo tanto.

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2n} \quad \text{o} \quad \sigma_1 - \sigma_3 \geq \frac{S_y}{n} \quad (2-24)$$

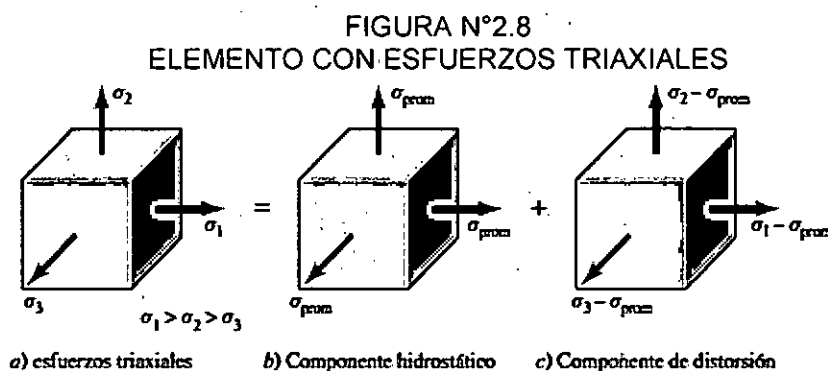
Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles

La teoría de la energía de deformación máxima predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material.

Para desarrollar la teoría, observe en la gráfica 2.8a, el volumen unitario sometido a cualquier estado de esfuerzos tridimensional, designado por los esfuerzos σ_1, σ_2 y σ_3 . El estado de esfuerzos que se muestra en la figura 2.8b es de tensión hidrostática debido a los esfuerzos σ_{prom} , siendo la fórmula:

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (2-25)$$

Si se tuviera un caso simple de tensión σ , entonces la fluencia podría ocurrir cuando $\sigma \geq S_y$. Así la ecuación von Mises de la fluencia puede escribirse como:



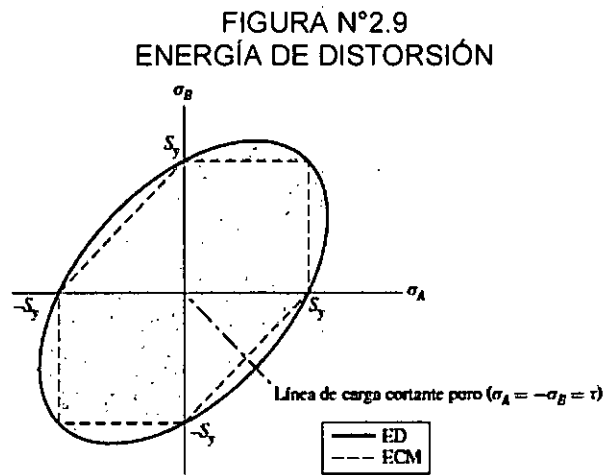
Fuente: Shigley, 8th.

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (2-26)$$

Para el esfuerzo plano, sean σ_A y σ_B los dos esfuerzos principales diferentes de cero. Entonces la ecuación 2-26, se obtiene:

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A\sigma_B + \sigma_B^2)^{1/2} \quad (2-27)$$

La ecuación 2-27 es una elipse rotada en el plano σ_A y σ_B como se muestra en la figura 2.9.



Fuente: Shigley, 8th.

Para el esfuerzo plano, la ecuación von Mises sería:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (2-28)$$

Así mismo según la teoría de Tresca en el estado plano se tiene:

$$\sigma' = (\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (2-29)$$

2.2.4. Resistencia a la fatiga

“En la mayoría de los ensayos para determinar las propiedades de los materiales que se relacionan con el diagrama esfuerzo-deformación, la

carga se aplica en forma gradual, para proporcionar suficiente tiempo a fin de que la deformación se desarrolle en su totalidad”.

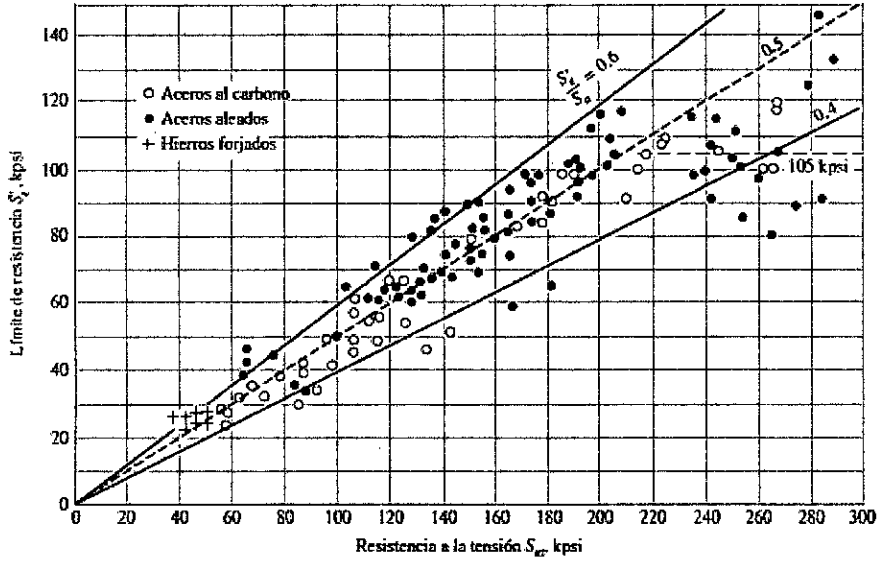
“Además, la muestra se ensaya hasta su destrucción, por lo cual los esfuerzos sólo se aplican una vez. Por ello, los ensayos de esta clase se aplican bajo lo que se conoce como *condiciones estáticas*, que se aproximan en gran medida a las condiciones reales a las que se someterán muchos elementos estructurales y de máquinas” (Shigley, 8th, Pág. 258).

Límite de resistencia a la fatiga

“En la actualidad, determinar los límites de resistencia mediante ensayos a la fatiga es una rutina, aunque resulta un procedimiento extenso. En general, para los límites de resistencia los ensayos de esfuerzo se prefieren a los ensayos de deformación”.

La figura 2.10, muestra los límites de resistencia a la fatiga contra resistencias o la tensión de resultados de ensayos reales de un gran número de hierro forjados y aceros aleados. (Shigley, 8th, Pág. 274).

FIGURA N°2.10
LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA



Fuente: Shigley, 8th.

a. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Los factores que se consideraran se manejarán en forma consistente al autor de donde se extrae esta información (Mott, 4th, Pág. 174), considera:

C_m : factor de material, ver tabla 2.4.

TABLA N°2.4
LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Acero forjado	$C_m = 1.00$	Hierro colado maleable	$C_m = 0.80$
Acero colado	$C_m = 0.80$	Hierro colado gris	$C_m = 0.70$
Acero pulverizado	$C_m = 0.76$	Hierro colado dúctil	$C_m = 0.66$

Fuente: Mott, 4th ed.

C_{st} : factor de tipo de esfuerzo, $C_{st} = 1$ (para el esfuerzo flexionante)

C_R : factor de confiabilidad, ver tabla 2.5.

TABLA N°2.5
 FACTORES DE CONFIABILIDAD

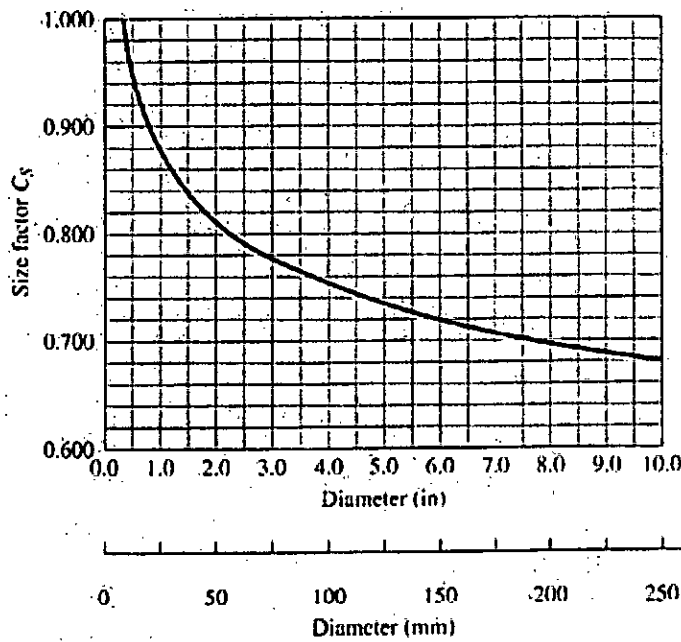
Confiabilidad deseada C_R	
0.5	1
0.9	0.9
0.99	0.81
0.999	0.75

Fuente: Mott, 4th ed.

C_s : factor de tamaño, se determinará con el diámetro equivalente.
 Determinar diámetro equivalente con la ecuación 2-30, para luego encontrar el factor de tamaño a través de la figura 2.11.

$$D_e = 0.808\sqrt{hb} \quad (2-30)$$

FIGURA N°2.11
 FACTORES DE TAMAÑO



Fuente: Mott, 4th ed.

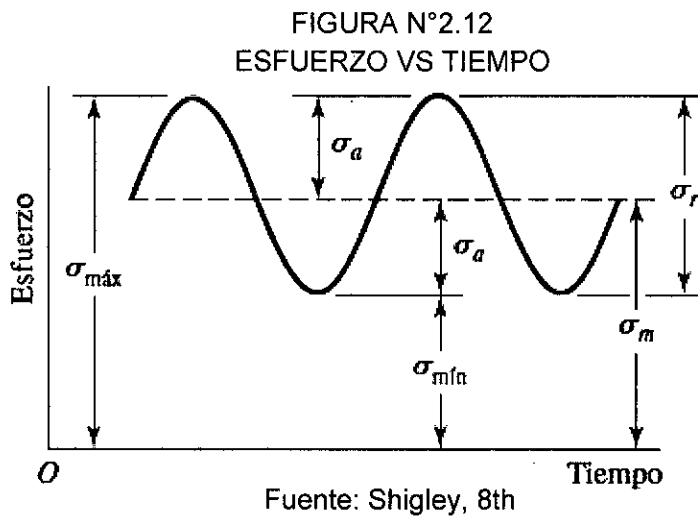
La resistencia a la fatiga estimada real S'_n es:

$$S'_n = S_n(C_m)(C_{st})(C_R)(C_s) \quad (2-31)$$

b. Caracterización de esfuerzos fluctuantes

“A menudo, los esfuerzos fluctuantes sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias”.

En la figura 2.12 se ilustran algunos de los varios registros esfuerzo vs tiempo que ocurren, siendo los componentes del esfuerzo según la figura lo siguiente (Shigley, 8th):



$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (2-32)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (2-33)$$

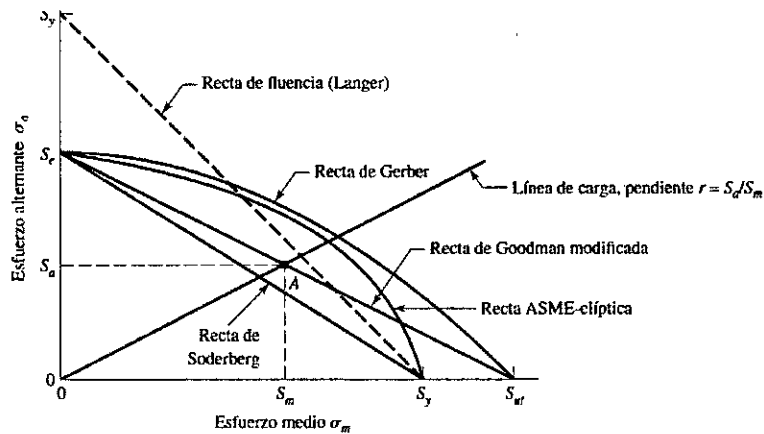
c. Criterio de Soderberg

En la siguiente figura 2.13 de fatiga se proporciona varios criterios de falla.

Para cada criterio los puntos en o “arriba” de la recta respectiva indican

falla. Para nuestro análisis solo tomaremos en cuenta la recta soderberg (Shigley, 8th).

FIGURA N°2.13
CRITERIO DE FALLA POR FATIGA



Fuente: Shigley, 8th

Donde se obtendrá la siguiente ecuación para nuestro análisis, para posteriormente analizar por teoría de fallas:

$$\sigma_{equi} = \sigma_m + \sigma_a \frac{\sigma_f}{\sigma_{fat}} \quad (2-34)$$

σ_m : Esfuerzo medio; σ_a : Esfuerzo de amplitud; σ_{fat} : Esfuerzo de fatiga

Factor de seguridad

Para evitar fallas estructurales, las cargas que la estructura debe soportar tienen que ser mayores a las cargas que se someterán cuando este en servicio. (James M Gere, 2009).

$$\text{Factor de seguridad } n = \frac{\text{Resistencia real}}{\text{Resistencia requerida}} \quad (2-35)$$

Esfuerzo permisible

Para el diseño, es importante que el material permanezca en el rango elástico a fin de evitar deformaciones permanentes cuando se remuevan las cargas.

$$\text{Esfuerzo permisible} = \frac{\text{Resistencia a la fluencia}}{\text{Factor de seguridad}} \quad (2-36)$$

O bien, para tensión y cortante, respectivamente.

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_Y}{n_1} \quad \text{y} \quad \tau_{perm} = \frac{\tau_Y}{n_2} \quad (2-37)$$

El diseño de acuerdo con las disipaciones de Diseño en Base a Resistencias Admisibles (ASD) satisface los requisitos de esta Especificación cuando la resistencia admisible de cada componente estructural es mayor o igual a la resistencia requerida de acuerdo con las combinaciones de carga ASD.

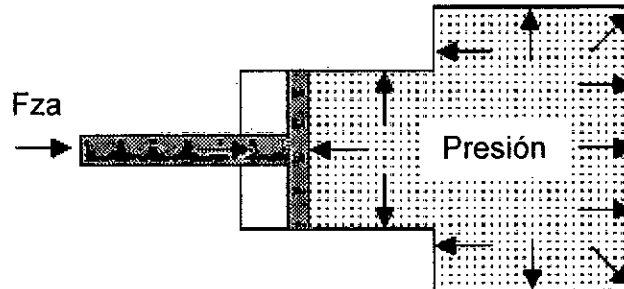
$$\text{Esfuerzo requerido} = \frac{\text{Resistencia permisible o nominal}}{1.67} \quad (2-38)$$

2.2.5. Principios de la oleo hidráulica

El principio precursor de la Oleo hidráulica es la ley de Pascal que enunciaba simplifcadamente “La presión en cualquier punto de un fluido sin movimiento tiene un solo valor, independiente de la dirección”, o dicho de otra forma: “La presión aplicada a un líquido confinado se transmite en todas direcciones, y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales”. (Felip Roca, 1998, Pág. 15).

En la figura 2.14 se muestra gráficamente el principio de Pascal.

FIGURA N°2.14
CILINDRO LLENO DE UN LÍQUIDO
INCOMPRESIBLE



Fuente: Felip Roca

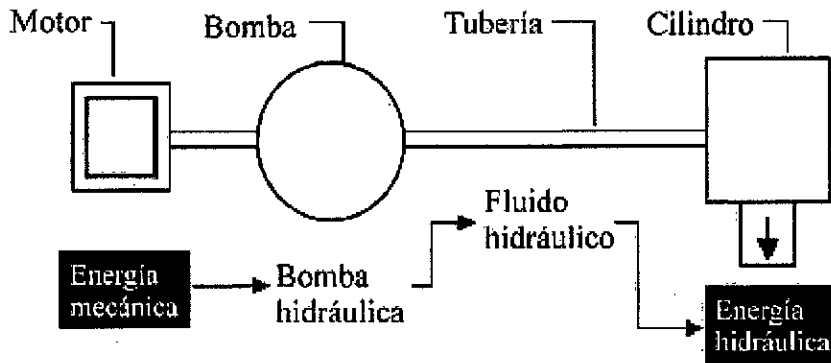
La presión se trasmite en todos los puntos del sistema confinado. Si se tuviera áreas distintas entonces la fuerza ejercida será distinta.

$$Presión = \frac{F_{za}}{A_{piston}} \quad (2-39)$$

Para conseguir esta fuerza determinada para la realización de un trabajo se necesita una energía.

Un motor proporciona una determinada energía mecánica a una bomba, y esta, según la energía que recibe, suministra una determinada energía hidráulica, la cual se transfiere bajo forma de caudal y presión. Mediante un fluido hidráulico, a un pistón donde se vuelve a transformar en la energía mecánica necesaria para realizar un trabajo. En la figura 2.15 se muestra dicho proceso.

FIGURA N°2.15
PROCESO DE TRANSFORMACIÓN DE
ENERGÍA HIDRÁULICA



Fuente: Felip Roca

Definiciones de los parámetros más importantes

Presión:

Se puede definir como la fuerza por unidad de superficie, o el conjunto de éstas, que actúan perpendicularmente sobre una superficie y que están distribuidas con uniformidad sobre la misma.

Caudal:

Es el volumen de fluido (litros, m³, cm³, etc.) por unidad de tiempo (mín., horas, etc.) que circula por una determinada conducción (Felip Roca, 1998)

Los componentes de un sistema son todos aquellos elementos que incorpora el sistema para su correcto funcionamiento, mantenimiento y control. Los agruparemos en cuatro grupos:

Bombas de desplazamiento positivo

“Las bombas son los elementos destinados a elevar un fluido desde un nivel determinado a otro más alto, o bien, a convertir la energía mecánica en

hidráulica. Según el tipo de aplicación se usará uno u otro tipo de bomba” (Felip Roca, 1998, Pág. 25):

Caudal de la bomba:

En todas las bombas hidrostáticas el caudal de salida teórico es como sigue:

$$Caudal = cilindrada \times velocidad \quad (2-40)$$

El caudal obtenido en la ecuación 2-40 es teórico. Cabe mencionar que el caudal teórico es mayor que es caudal real. La relación entre ambos se presenta en la siguiente ecuación, don n_v oscila entre 0.8 y 0.99.

$$\eta_v = Q_{real} / Q_{teórico} \quad (2-41)$$

También se debe considerar el rendimiento mecánico de las bombas, ya que parte de la potencia con que se alimenta se desperdicia para poder vencer los rozamientos internos. Entonces el rendimiento total estará dado por:

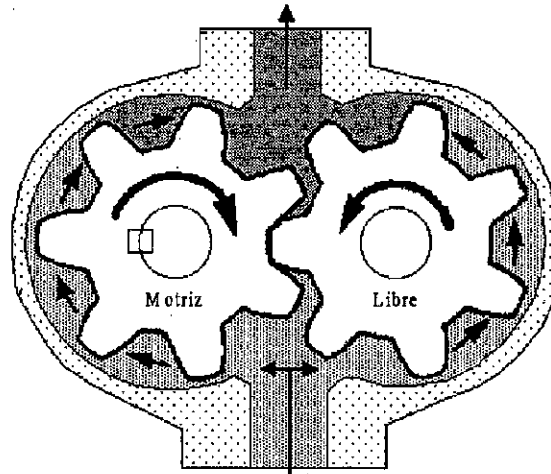
$$\eta_{total} = \eta_{volumétrico} \times \eta_{mecánico} \quad (2-42)$$

Bomba de engranajes externos:

“Una bomba de engranajes externos produce caudal al transportar el fluido entre los dientes de dos engranajes bien acoplados. Uno de los engranajes es accionado directamente por el eje de la bomba (motriz), y este engranaje hace girar al otro (libre)” (Felip Roca, 1998, Pág. 31).

En la figura 2.16 se muestra el funcionamiento.

FIGURA N°2.16
BOMBA DE ENGRANAJES EXTERNOS



Fuente: Felip Roca

Elementos de Regulación y accionadores:

- Elementos de regulación y control, encargados de regular y controlar los parámetros del sistema (presión, caudal, temperatura, dirección, etc.).
- Accionadores, que son los elementos que vuelven a transformar la energía hidráulica en mecánica.
- Acondicionadores y accesorios, que son el resto de elementos que configuran el sistema (filtros, intercambiadores de calor, depósitos, acumuladores de presión, manómetros, presostatos, etc.).

Fluidos:

Los fluidos hidráulicos están basados, en la mayoría de los casos en aceite mineral o en fluidos de síntesis con las convenientes aditivas (Felip Roca, 1998).

Los fluidos hidráulicos tendremos en cuenta DIN 51524 (Sauer Danfoss).

Para seleccionar el fluido se tendrán la siguiente consideración:

- La temperatura media de trabajo
- Picos de temperatura de operación
- Mínima temperatura de arrancada
- Posible contaminación con agua
- Ambiente corrosivo
- Riesgo de incendio
- Compatibilidad con juntas
- Toxicidad

Selección del fluido según sus características:

Factor de selección de viscosidad, se tiene mucho en consideración según el tipo de bomba. En la siguiente tabla se analiza su relación con las temperaturas y las viscosidades.

TABLA N°2.6
RELACIÓN VISCOSIDAD Y TEMPERATURA

<i>Tipo de bomba</i>	<i>Grado ISO de viscosidad</i>		
	32	46	68
Paletas	60° C	70° C	78° C
Pistones radiales	38° C	50° C	60° C
Pistones axiales	60° C	70° C	78° C
Engranajes	60° C	70° C	80° C

Fuente: Vickers en Felip Roca

Dimensionamiento del reservorio:

Para seleccionar el reservorio se debe tener en cuenta lo siguiente.

El nivel de aceite debe ser suficiente para evitar entrada de aire a la bomba, lo que posiblemente provocaría cavitación.

El volumen sea lo suficientemente grande para disipar la mayor cantidad de calor generado en el sistema.

Considerando una regla práctica de quienes trabajan con el tema, debe ser igual a tres veces el flujo volumétrico requerido por el sistema en gal/min o m³/min. (International Standard ISO 1219-1 y 2).

$$V_{vol.} = (3min) \times Q \quad (2-43)$$

Selección de motor eléctrico:

Para la selección de del motor eléctrico se considerará la eficiencia total proveniente de la ecuación 2-42, planeándose la siguiente ecuación:

$$P_{bba} = Presión \times Q_{real} \quad (2-44)$$

$$P_{mot} = \frac{P_{bba}}{\eta_{total}} \quad (2-45)$$

2.2.6. Uniones atornilladas

“Todas las uniones tendrán una resistencia de cálculo tal que la estructura se comporte satisfactoriamente y sea capaz de cumplir todos los requisitos básicos para el cálculo” (ingemecánica).

Clases de tornillos

En la tabla 2.7 se muestran los valores nominales del límite elástico f_{yb} y de la resistencia última a tracción f_{ub} del acero empleado en la fabricación del tornillo, los cuales se deben adoptar como valores característicos en los cálculos (ingemecánica).

TABLA N°2.7
VALORES NOMINALES DE RESISTENCIA DE TORNILLOS

Valores nominales del límite elástico f_{yb} y de la resistencia a tracción última f_{ub} de tornillos							
Tipo de tornillo	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
f_{yb} (N/mm ²)	240	320	300	400	480	640	900
f_{ub} (N/mm ²)	400	400	500	500	600	800	1000

Fuente: ingemecánica

Cálculo por resistencia a corte del tornillo

Si el plano de corte pasa por la parte roscada del tornillo, la resistencia cortante $F_{v,Rd}$ para tornillos de grado de 4.6, 5.6 y 8.8, viene dada por la siguiente expresión (ingemecánica):

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 f_{ub} x A_s}{\gamma M_b} \quad (2-46)$$

A_s : Es el área resistente a tracción del tornillo

f_{ub} : Es la tensión última a tracción del tornillo (ver tabla 2.7)

γM_b : Es el coeficiente parcial de seguridad (para tornillo considerar 1.25)

a. Cálculo por resistencia a tracción del tornillo

Cuando un tornillo está solicitado en la dirección de su eje por un esfuerzo de tracción, $F_{t,Rd}$, la resistencia a la tracción de un tornillo viene dada por :

$$F_{t,Rd} = \frac{0.9 f_{ub} x A_s}{\gamma M_b} \quad (2-47)$$

Cálculo a corte y tracción

Además de lo indicado en las ecuaciones 2-46 y 2-47, los tornillos solicitados a cortante y axial al mismo tiempo deberán cumplir lo siguiente:

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{1.4 F_{t,Rd}} \leq 1.0 \quad (2-48)$$

$F_{v,Ed}$: Es el esfuerzo cortante que actúa sobre el tornillo

$F_{v,Rd}$: Es la resistencia cortante del tornillo

$F_{t,Ed}$: Es el esfuerzo axial que actúa sobre el tornillo

$F_{t,Rd}$: Es la resistencia a tracción del tornillo

2.2.7. Uniones soldadas

“La forma puede adaptarse con mayor facilidad a la función mediante procesos de unión como soldadura, engargolado, soldadura suave, cementación y pegado, procesos que en la actualidad se emplean de manera extensa en la manufactura” (Shigley, 8th, Pág. 458).

Para los esfuerzos permisibles en cordones de soldadura de filete referido a los lados del filete, se muestra una tabla de características de algunos electrodos. (Dr. Ing. F. Alva D., 2008).

TABLA N°2.8
ESFUERZO PERMISIBLE DE CORDÓN DE SOLDADURA

ELECTRODO	ESFUERZOS	PERMISIBLES S_w (PSI)
	AWS D2.0-69	AWS "Obsoleto"
E-60XX	12 700	9 600
E-70XX	14 800	11 100
E-80XX	17 000	12 800
E-90XX	19 100	14 400
E-100XX	21 200	16 000
E-110XX	23 300	17 600

Fuente: Dr. Ing. F. Alva D.

Carga de corte directo

$$f_w' = \frac{P}{L_w} \quad (2-49)$$

f_w' : Carga de corte por unidad de longitud

P : Carga actuante

L_w : Longitud efectiva del cordón

Carga de corte producida por el momento flector

$$f_w'' = \frac{M}{Z_w} \quad (2-50)$$

f_w'' : Carga de corte por unidad de longitud

M : Momento flector actuante

Z_w : Módulo de línea

Carga de corte producida por el momento torsor

$$f_w''' = \frac{Tc}{J_w} \quad (2-51)$$

f_w''' : Carga de corte por unidad de longitud

T : Momento torsor actuante

J_w : Momento de inercia polar de línea

Carga resultante de corte

$$\vec{f}_w = \sum \vec{f}_i \quad (2-52)$$

Para el caso de cargas que actúan en planos mutuamente perpendiculares:

$$f_w = \sqrt{f_{wx}^2 + f_{wy}^2 + f_{wz}^2} \quad (2-53)$$

Tamaño del cordón de soldadura de filete

$$W = \frac{f_w}{S_w} \quad (2-54)$$

Recomendaciones generales más relevantes:

- El tamaño mínimo del cordón de soldadura de filete, en lo posible deberá estar sujeto a lo indicado en la tabla 2.9.
- El tamaño máximo de un cordón de soldadura de filete soldado a lo largo de los bordes a unir será:

$$t < 1/4" \rightarrow w \leq t$$

$$t \geq 1/4" \rightarrow w \leq t - 1/16"$$

TABLA N°2.9
TAMAÑO NOMINAL DEL CORDÓN DE FILETE

ESPESOR DE LA PLANCHA MAS GRUESA EN PULGADAS	TAMAÑO MINIMO DEL CORDON DE FILETE EN PULGADAS
$t \leq 1/4$	1/8
$1/4 < t \leq 1/2$	3/16
$1/2 < t \leq 3/4$	1/4
$3/4 < t \leq 1 1/2$	5/16
$1 1/2 < t \leq 2 1/4$	3/8
$2 1/4 < t \leq 6$	1/2
$t > 6$	5/8

Fuente: Dr. Ing. F. Alva D.

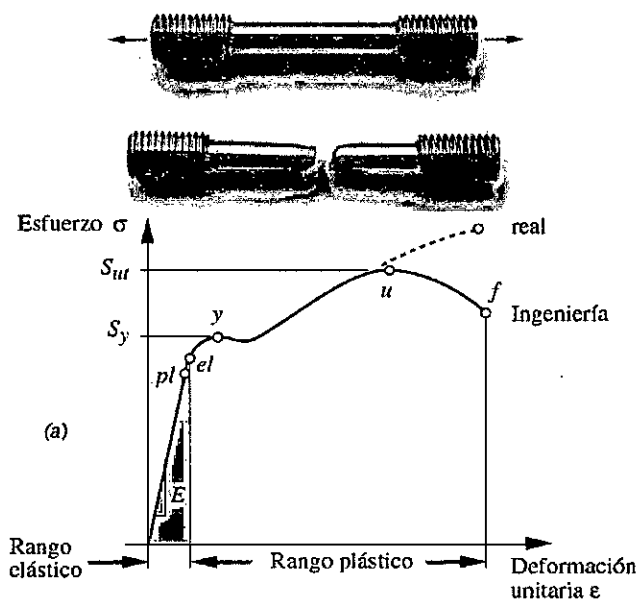
2.2.8. Materiales: Dúctiles y Frágiles

En general, los materiales dúctiles e isotrópicos con cargas estáticas de tensión están limitados por sus resistencias al cortante; mientras que los materiales frágiles están limitados por sus resistencias a la tensión.

La ductilidad

Se define de varias maneras, la más común de las cuales la define en función del porcentaje de elongación en la fractura del material que, si es $> 5\%$, se considera dúctil. La mayoría de los metales dúctiles tienen elongaciones en la fractura $> 10\%$. Prueba de tensión de una muestra de acero dúctil, antes y después de la fractura se muestra en la figura 2.17. (U. Santiago de Chile "Diseño Mecánico", p.5).

FIGURA N°2.17
DEFORMACIÓN UNITARIA DE MATERIAL
DÚCTIL



Fuente: (U. Santiago de Chile "Diseño Mecánico")

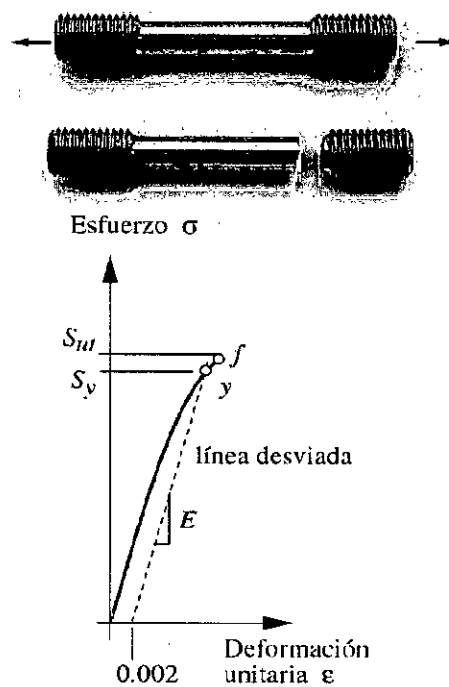
La fragilidad

Los materiales que fallan en tensión relativamente bajos de deformación unitaria se clasifican como frágiles. Algunos ejemplos son concretos, piedra, hierro colado, vidrio, cerámica y variedad de aleaciones metálicas.

(James M. Gere & Barry J. Goodno, 2009, p.22)

En la figura 2.18, observe la falta de un producto de fluencia claramente definido y la ausencia de un rango plástico antes de la fractura.

FIGURA N°2.18
DEFORMACIÓN UNITARIA DE MATERIAL FRÁGIL



Fuente: (U. Santiago de Chile "Diseño Mecánico")

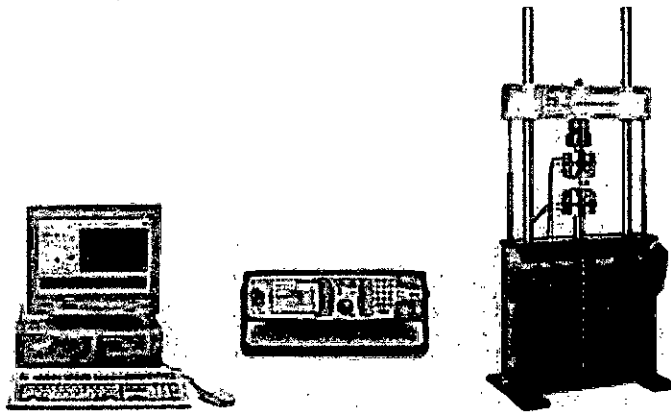
2.2.9. Ensayo de Tracción

En general, la única forma para determinar cómo se comportan los materiales cuando se someten a cargas es realizar experimentaciones en el laboratorio. El procedimiento usual es colocar muestras pequeñas del material en máquinas de ensayo, aplicar las cargas y luego medir las deformaciones resultantes (como cambios de longitud y diámetro).

En la figura 2.19 se muestra una máquina para ensayos de tensión común. La muestra de ensayo se coloca entre las dos mordazas grandes de la

máquina y luego se carga a tensión. Dispositivos de medición registran las deformaciones unitarias y los sistemas de control automático y de procesamiento de datos (a la izquierda en la fotografía) tabulan y grafican los resultados. (James M. Gere 7, 2009)

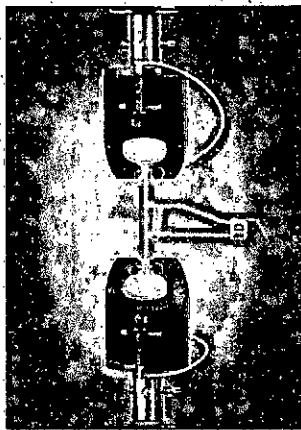
FIGURA N°2.19
MÁQUINA PARA ENSAYOS DE TRACCIÓN



Fuente: James M. Gere 7, 2009

En la figura 2.20 se muestra una vista más detallada de una muestra para ensayo de tensión. Los extremos de la muestra circular se amplían en la región donde se colocan en las mordazas para que no ocurra la falla cerca de estas.

FIGURA N°2.20
MUESTRA COMÚN DE TRACCIÓN



Fuente: James M. Gere 7, 2009

Una falla en los extremos no producirá la información deseada acerca del material, debido a que la distribución del esfuerzo cerca de las mordazas no es uniforme.

La muestra para tensión según la norma nacional en la cual se está realizando el ensayo, entre las marcas de calibración, que son los puntos donde los brazos del extensómetro están conectados a la muestra. Conforme se jala la muestra, se mide y se registra la carga axial, ya sea de forma automática o bien tomando una lectura de una caratula. "El alargamiento sobre la longitud calibrada se mide de manera simultánea, mediante dispositivos mecánicos del tipo que se muestra en la figura 2.8 o con deformímetros por resistencias eléctricas". (James M. Gere 7, 2009, p.16)

Diagrama de esfuerzo – deformación unitaria

Los resultados de los ensayos, en general, dependen de las dimensiones de la muestra que se ensaya.

La deformación unitaria axial promedio ϵ en la muestra para ensayo se determina dividiendo el alargamiento medido δ en medio de las marcas de calibración, entre la longitud calibrada L . Si la longitud calibrada inicial se emplea en el cálculo (por ejemplo, 2.0 in), entonces se obtiene la deformación unitaria normal. Como la distancia entre las marcas de calibración aumenta conforme se aplica la carga de tensión, podemos calcular la deformación unitaria verdadera. (James M. Gere 7, 2009, p.17).

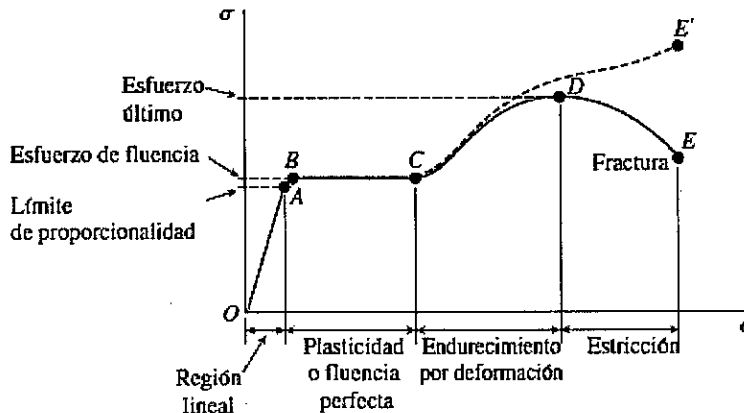
Después de realizar el ensayo de tracción, realizará el diagrama esfuerzo - deformación unitaria, siendo esta una característica del material particular que se ensaya y contiene información importante sobre sus propiedades mecánicas y el tipo de comportamiento. (James M. Gere 7, 2009).

El material que se tomará que se analizará es el acero estructural o acero dulce.

El diagrama inicia con una línea recta desde el origen O hasta el punto A, que indica que la relación entre el esfuerzo y la deformación unitaria en esta región inicial no solo es lineal sino también proporcional. Más allá del punto A, ya no existe la proporcionalidad entre el esfuerzo y la deformación unitaria; de aquí que al esfuerzo en A se le nombre límite de proporcionalidad. Para aceros al bajo carbono este límite está entre 210 a 350 Mpa. La pendiente de la línea recta de O a A se denomina **módulo de elasticidad**. (James M. Gere 7, 2009, p. 19).

Pasado el límite de proporcionalidad, la deformación unitaria comienza a aumentar con cada incremento del esfuerzo. En consecuencia, la curva tiene una pendiente cada vez menor, hasta que en el punto B la curva se vuelve horizontal. A partir de este punto se alarga considerablemente sin un aumento notable en la fuerza de tensión (de B a C). Llamándose así este fenómeno como **fluencia** del material y el esfuerzo correspondiente como **esfuerzo de fluencia**. (James M. Gere 7, 2009).

FIGURA N°2.21
DIAGRAMA ESFUERZO-DEFORMACIÓN UNITARIA



Fuente: James M. Gere 7, 2009

En la región de B a C el material se vuelve **perfectamente elástico**. Después de experimentar las grandes deformaciones unitarias en B y C, el acero comienza a endurecerse por deformación. Durante este endurecimiento el material empieza a aumentar su resistencia. Al final, la carga llega a su máximo valor D que se denomina **esfuerzo último**.

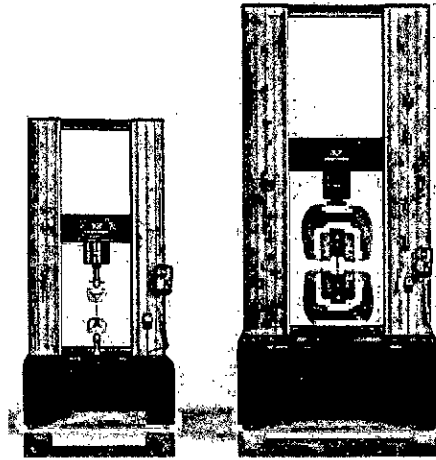
Un alargamiento adicional de la barra, donde finalmente llega en un punto E ocurriendo la fractura del material. (James M. Gere 7, 2009).

Modelos de banco de pruebas de tracción

a. Máquina de prueba Universal serie 5980 (Instron)

Característica: Tipo de ensayo Universal, de compresión, de flexión, de tensión y cizallamiento. Otras características como son de doble columna, estática y electromecánica.

FIGURA N°2.22
MÁQUINA DE PRUEBA UNIVERSAL

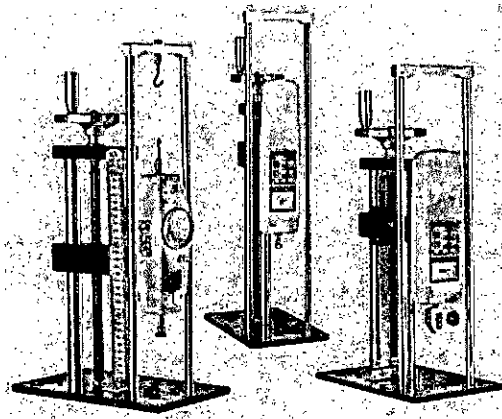


Fuente: Instron

Descripción: Los modelos de suelo 5980 se utilizan en sectores para ensayos de metales y aleaciones de alta resistencia, materiales compuestos avanzados, estructuras aeroespaciales y de automoción, pernos, pasadores y placas de acero. Los bastidores están disponibles con capacidades de carga de 100, 150, 250,400 y 600kN.

b. Banco de prueba tracción compresión de fuerza manual (Wenzhou Tripod Instrument Manufacturing)

FIGURA N°2.23
BANCO DE PRUEBAS TRACCIÓN COMPRESIÓN



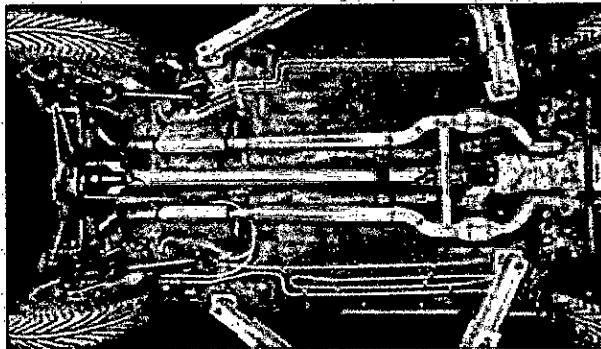
Fuente: Wenzhou Tripod Instrument
Manufacturing

Descripción: El Modelo de ALX es un banco de pruebas de tornillo, pudiendo entregar una fuerza de carga hasta 500N.

2.2.10 Ensayo de Torsión

“Los elementos sometidos a torsión se encuentran en muchas situaciones de la ingeniería. La aplicación más común la representan los ejes de transmisión, que se emplean para transmitir potencia de un punto a otro. Por ejemplo, el eje mostrado en la figura 2.24 se utiliza para transmitir potencia del motor a las ruedas traseras de un automóvil” (Beer & Johnston, 2009, p.132).

FIGURA N°2.24
EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA



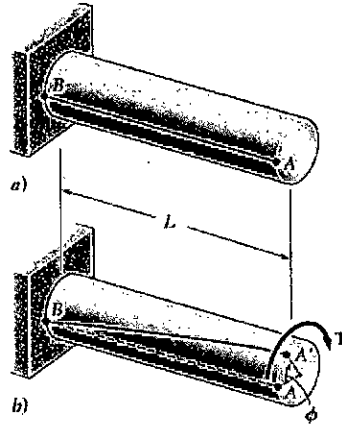
Fuente: Beer & Johnston, 2009

Los datos del ensayo de torsión se usan para construir un diagrama de carga-deformación y para determinar el límite elástico del módulo elástico de torsión, el módulo de rotura en torsión y la resistencia a la torsión. Las propiedades de cizalladura suelen determinarse en un ensayo de torsión. (ASTM E-143, citado en Instron).

Deformaciones de un eje circular

Considere un eje circular unido a un soporte fijo en uno de sus extremos (figura 2.25a). Si se aplica un par de torsión T al otro extremo, el eje se torcerá al girar su extremo libre a través de un ángulo θ llamado ángulo de giro (figura 2.25b). Esto significa que, dentro de un cierto rango de valores de T , el ángulo de giro es proporcional a T . También muestra que θ es proporcional a la longitud L del eje. (Beer & Johnston, 2009, p.136).

FIGURA N°2.25
ANGULO DE GIRO PROPORCIONAL



Fuente: Beer & Johnston, 2009

En la figura 2.25 se observa que, para valores pequeños de r , expresarse la longitud de arco AA' como $AA'=L r$. Pero, por otra parte, se tiene que $AA'=\rho \phi$. Se deduce que $L r=\rho \phi$, o:

$$\gamma = \frac{\rho\phi}{L} \quad (2-52)$$

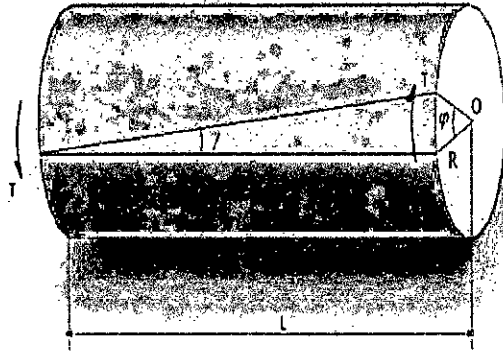
Definición de Esfuerzo Cortante y Deformación Angular

Si una probeta cilíndrica de longitud L es sometida a un torque T , el ángulo de torsión está dado por la siguiente ecuación:

$$\phi = \frac{TL}{GI_p} \quad (2-53)$$

En donde G es el módulo de corte del material de la probeta e es el momento de inercia polar de la sección transversal de dicha probeta.

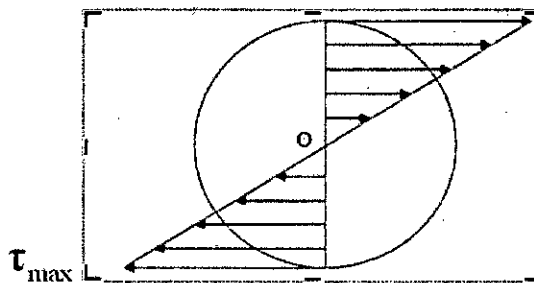
FIGURA N°2.26
ESFUERZO DE CORTE



Fuente: <http://www.udistrital.edu>.

En la figura siguiente se indica la distribución de esfuerzos cortantes, en una sección transversal cualquiera, de una probeta de sección cilíndrica sometida a torsión. En este caso, el valor del esfuerzo cortante es igual a:

FIGURA N°2.27
DIAGRAMA ESFUERZO DE CORTE



Fuente: <http://www.udistrital.edu>

Siendo el módulo resistente a la torsión y está definido por:

$$W_p = \frac{1}{R} I_{polar} \quad (2-54)$$

Dónde:

$$I_{polar} = \frac{1}{32} \pi d^4 \quad (2-55)$$

Reemplazando el momento de inercia polar, en función del radio, se obtiene la siguiente expresión para el módulo resistente:

$$W_p = \frac{\pi}{2} R^3 \quad (2-56)$$

Por lo tanto, el esfuerzo cortante en la periferia del cilindro es igual a:

$$\tau = \frac{2T}{\pi R^3} \quad (2-57)$$

De la figura 2.26, considerando la igualdad de arcos, según el radio R y la generatriz L, se puede deduce lo siguiente:

$$\varphi R = \gamma L \quad (2-58)$$

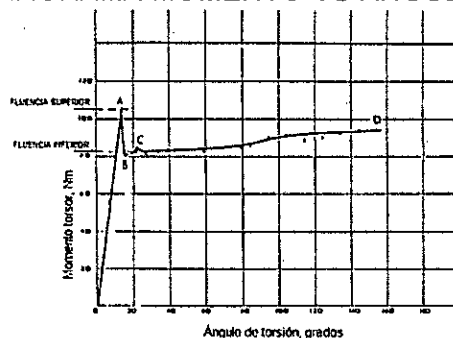
Donde γ es la distorsión angular. Se puede deducir que dicho valor es:

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \quad (2-59)$$

Diagrama de Momento Torsor y Ángulo de Torsión

La obtención del diagrama de momento torsor en función del ángulo de torsión, para una probeta cilíndrica sometida a torsión, es fundamental para determinar el módulo de rigidez al corte, el esfuerzo cortante de proporcionalidad y el esfuerzo cortante de fluencia.

FIGURA N°2.28
DIAGRAMA MOMENTO VS ANGULO



Fuente: <http://www.udistrital.edu>

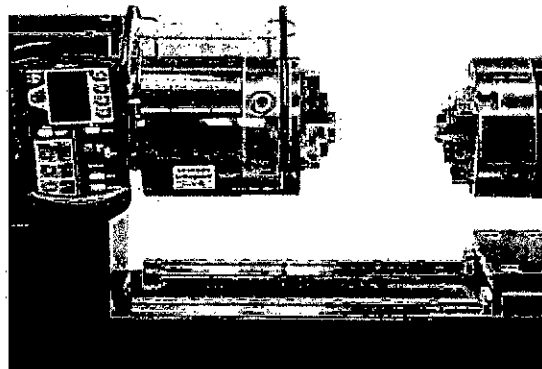
En la figura se indica el diagrama de momento torsor versus ángulo de torsión. En dicho diagrama se pueden distinguir: El límite de proporcionalidad, el límite de fluencia superior A, el límite de fluencia inferior B, la zona de cadencia C y el límite de ruptura de la probeta, señalado con el punto D.

La zona lineal del gráfico, permite determinar el módulo de rigidez al corte del material y el esfuerzo cortante de proporcionalidad. El esfuerzo cortante de fluencia superior se determina a través del punto A del diagrama.

Modelos de banco de Pruebas de Torsión

a. Máquina de prueba de torsión serie MT (Instron)

FIGURA N°2.29
MÁQUINA DE ENSAYO DE TORSIÓN

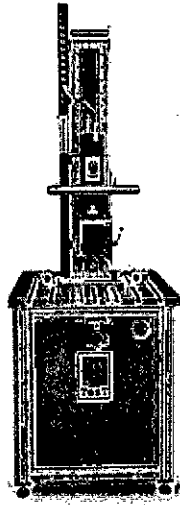


Fuente: Instron

Descripción: Diseñado para capacidades de 565 Nm hasta 5,650 Nm para torsión de materiales y componentes. El servo control a circuito de la impulsión electromecánica es proporcionado por la electrónica de control de Instron 5900 y el software de Bluehill.

b. Máquina de pruebas de torsión motorizada serie 220 (Test GmbH)

FIGURA N°2.30
MÁQUINA DE ENSAYO DE
TORSIÓN MOTORIZADA



Fuente: Test GmbH

Descripción: Banco de pruebas de capacidad hasta 600 Nm, disponibles como máquinas verticales. El software TesTWinner proporciona métodos de pruebas estándares, evaluación, presentación y transformación posterior de resultados, de la automatización de procesos y mucho más.

2.2.11 Marco Normativo

Método de ensayos de tracción

“En general el ensayo se lleva a cabo a la temperatura ambiente, es decir entre 10 °C y 35 °C. Para los ensayos que deban realizarse en condiciones controladas, la temperatura ambiente deberá mantenerse a $(23 \pm 5) \text{ °C}$ ” (NTP-ISO 6892, 2000, p.2).

a. Forma y dimensión de las probetas

La forma y las dimensiones de las probetas dependen de los productos metálicos cuyas características mecánicas se desean determinar.

La probeta se obtendrá, generalmente, por mecanizado de una muestra obtenida del producto o de una muestra estampada o fundida. La sección recta transversal puede ser circular, cuadrada, rectangular, anular o, en ciertos casos particulares, de otras formas.

“Se denominan probetas proporcionales aquellas cuya longitud inicial entre marcas se define en función del área de su sección recta inicial mediante la relación $L_0 = kS_0^{0.5}$. El valor de k adoptado a nivel internacional es de 5,65. La longitud inicial entre marcas no debe ser inferior a 20 mm. Si para probetas de pequeña sección, la longitud $L_0 = 5,65 S_0^{0.5}$, resultara inferior a 20 mm, se utilizará un valor de k superior (con preferencia: 11,3) o bien una probeta no proporcional” (NTP-ISO 6892, 2000, p.9).

b. Probetas mecanizadas

“Las probetas mecanizadas deberán tener una curva de transición suave entre la parte calibrada y los extremos para mordaza o de amarre.

Los extremos de mordaza o de amarre pueden ser de cualquier forma que se adapte a los dispositivos de sujeción de la máquina de ensayo” (NTP-ISO 6892, 2000, p.10).

c. Velocidad de la máquina

A menos que se especifique lo contrario en la norma del producto, la velocidad de la máquina depende de la naturaleza del producto y debe ajustarse a las prescripciones de los apartados siguientes:

d. Límite superior de fluencia

En la zona elástica, y hasta que se alcance el límite superior de fluencia, la velocidad de separación de las mordazas de la máquina debe ser lo más constante posible y comprendida entre los límites correspondientes a las velocidades de aplicación del esfuerzo indicadas en la tabla 2.10.

TABLA N°2.10
VELOCIDAD DE APLICACIÓN DE ESFUERZO

Módulo de elasticidad del material (E) N/mm ²	Velocidad de aplicación del esfuerzo N/mm ² .S ⁻¹	
	Mín.	Máy.
< 150 000	2	20
≥ 150 000	6	30

Fuente: NTP-ISO 6892, 2000, p.66.

e. Límite inferior de fluencia

“Si sólo se desea determinar el límite inferior de fluencia, la velocidad de deformación de la parte calibrada de la probeta, en la zona de fluencia, debe estar comprendida entre 0,00025/s y 0,0025/s. La velocidad de deformación de la parte calibrada debe mantenerse lo más constante posible”.

En todos los casos, la velocidad de aplicación del esfuerzo, en la zona elástica deberá estar comprendida entre los valores fijados en la tabla 2.10. (NTP-ISO 6892, 2000).

f. En la zona plástica

Velocidad de deformación de la parte calibrada no debe sobrepasar el valor de 0,008/s.

g. En la zona elástica

Cuando en el ensayo no se desea determinar el límite elástico, en cualquiera de sus modalidades, la velocidad de la máquina puede alcanzar el límite máximo admitido para la zona plástica.

h. Métodos de sujeción

Las probetas deben sujetarse por medios adecuados tales como cuñas, mordazas dentadas, útiles especiales, etc. (NTP-ISO 6892, 2000).

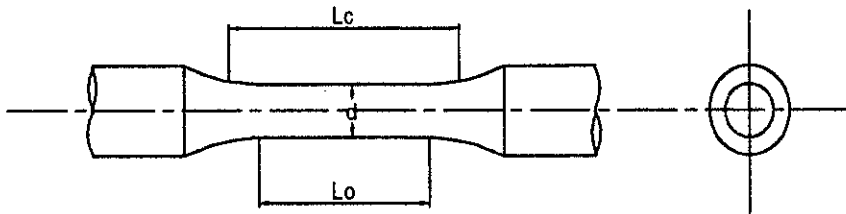
i. Dimensiones de la probeta

La longitud de sección reducida A, debe ser, al menos, igual a:

$$A=G+0.5D \quad (\text{probetas cilíndricos})$$

Dónde: G (longitud calibrada) y D (diámetro).

FIGURA N°2.31
DIMENSIÓN DE PROBETA DE TRACCIÓN



Fuente: NTP-ISO 6892, 2000, p.14

j. Probetas proporcionales

Como regla general, se deben utilizar probetas proporcionales cuya longitud inicial entre marcas (A), se relacione con el área de la sección inicial (S_0) mediante la siguiente igualdad:

$$A = k\sqrt{S_0}$$

Dónde: k es igual a 5.65, lo que para la probeta cilíndrica equivale a $A=5D$.

Las probetas de sección circular tendrán, preferentemente, una de las medidas dadas en la Tabla 2.11. (NTP-ISO 6892, 2000).

TABLA N°2.11
DIMENSIONES DE PROBETAS SECCIÓN CIRCULAR

k	Diámetro	Área de la sección inicial	Longitud Inicial entre Marcas	Longitud mínima de la parte calibrada	Longitud total L_t
	d mm	S_0 mm ²	$L_0 = k\sqrt{S_0}$ mm	L_c mm	
5.65	20±0.150	314	100±1.0	110	Depende del sistema de fijación en las mordazas de la máquina. En principio: $L_t > L_c + 2d$ o $4d$
	10±0.075	78.5	50±0.5	55	
	5±0.040	19.6	25±0.25	28	

Fuente: NTP-ISO 6892, 2000

Método de ensayos de Torsión

“El método consiste en retorcer una probeta de alambre de acero alrededor de un propio eje longitudinal hasta que el alambre se rompa o hasta que se alcance el número de vueltas especificado en la Norma particular del producto. Durante el ensayo el retorcido debe hacerse en un solo sentido” (NTP 341.131, 2012, p.1).

a. Dimensiones de la probeta

“La probeta debe ser recta y en caso de que sea necesario enderezarla. Debe tener una longitud apropiada para permitir que la longitud libre entre mordazas de la máquina sea la indicada en la tabla 2.12. (NTP 341.131, 2012).

TABLA N°2.12
DISTANCIA ENTRE MORDAZAS

Díámetro nominal d (mm)	Longitud entre mordazas (mm)
Desde 0.4 hasta menos de 1	200d
Desde 1 hasta menos de 5	100d(1)
Desde 5 hasta 10	50d(1)

Fuente: NTP 341.131, 2012

Nota: “Para alambres de medidas nominales grandes y especialmente los mayores de 5 mm, por convenio entre el productor y el comprador, se pueden usar longitudes más cortas entre las mordazas que las indicadas en la Tabla 2.12. Es decir, cuando la longitud recomendada sea de 100 d,

la distancia más corta que podría usarse es 50 d; y cuando aquellas sean de 50 d, la distancia más corta podrá ser 30 d" (NTP 341.131, 2012, p.2).

b. Máquina de ensayo

La máquina de ensayo deberá ser construida de forma tal que las mordazas se mantengan coaxiales durante el ensayo para no introducir ningún esfuerzo de flexión a la probeta.

Una de las mordazas de la máquina debe ser capaz de girar sobre el mismo eje de la probeta, mientras que la otra mordaza no debe estar sujeta a ninguna deflexión angular, excepto la necesaria para la medida del momento de torsión aplicado.

Antes de empezar el ensayo, la distancia entre las mordazas debe ser ajustada para las diferentes longitudes de la probeta. Sin embargo, dicha distancia durante el ensayo puede variar como consecuencia de la torsión del alambre.

La máquina debe estar provista de dispositivos apropiados que permitan aplicar un ligero esfuerzo de tracción a la probeta. (NTP 341.131, 2012).

c. Procedimiento

El ensayo se lleva a cabo a temperatura ambiente, a menos que la Norma Técnica Peruana particular del producto indique lo contrario.

Deberá aplicarse un esfuerzo de tracción a la probeta suficiente para mantenerla recta pero en ningún caso el mismo puede exceder el 2 % de

la resistencia a la tracción nominal del alambre, a menos que la Norma Técnica Peruana particular establezca lo contrario.

La velocidad de giro de la mordaza móvil debe ser suficientemente lenta como para que no se produzca una elevación de la temperatura de la probeta, que afecte el resultado del ensayo y en ningún caso de exceder los valores indicados en la tabla 2.13. (NTP 341.131, 2012).

TABLA N°2.13
VELOCIDAD DE MORDAZA

Diámetro Nominal d (mm)	Máximo número de vueltas por min para longitud de alambre de 100d	Vueltas equivalentes por min para cada longitud especificada en la Tabla
Desde 0.4 hasta menos de 1	90	180
Desde 1 hasta menos de 3.6	60	60
Desde 3.6 hasta menos de 5	30	30
Desde 5 hasta 10	30	15

Fuente: NTP 341.131, 2012

Nota: Para medidas nominales arriba de 10mm, la velocidad de la prueba debe ser reducida.

2.3. Definiciones conceptuales

NTP: las Normas Técnicas Peruanas están basada en la Dirección de Normalización que es la autoridad encargada de aprobar las Normas Técnicas Peruanas, es miembro pleno de la Organización Internacional de Normalización (ISO), y la representa en el país; es miembro del Programa de países afiliados de la Comisión Internacional de Electrotecnia (IEC), y participa activamente en el Codex Alimentarius.

ASTM: ASTM International es una organización de normas internacionales que desarrolla y publica acuerdos voluntarios de normas técnicas para una amplia gama de materiales, productos, sistemas y servicios. Existen alrededor de 12.575 acuerdos voluntarios de normas de aplicación mundial. Las oficinas principales de la organización ASTM. international están ubicadas en West Conshohocken, Pennsylvania, Estados Unidos, al noroeste de la ciudad de Filadelfia.

AISC: El Instituto Americano de la Construcción en Acero (AISC), con sede en Chicago, es una asociación comercial y de institutos técnicos no partidista, sin fines de lucro, establecida en 1921 para servir a la industria del diseño estructural de acero y la industria de la construcción en los Estados Unidos.

ASD: Método PARA dimensionar componentes estructurales tal que las resistencias requeridas, calculadas con las combinaciones de cargas ASD no excedan las resistencias admisibles. ASD Allwable Strength Design.

AWS: American Welding Society son normas de consenso voluntario que se desarrollan a través de un proceso consensuado de desarrollo de normas que reúne voluntarios, quienes representan distintos puntos de vista e intereses para alcanzar dicho consenso.

ISO: Es la Organización Internacional de Normalización donde desarrollan y publican estándares internacionales.

Punto de fluencia: es el punto donde la deformación unitaria comienza a crecer muy rápidamente sin que se observe un incremento correspondiente en el esfuerzo.

Falla por fatiga: consiste en esfuerzos repetitivos o fluctuantes en un gran número de veces que pueden estar por debajo de la resistencia última y con mucha frecuencia incluso por debajo de la resistencia a la fluencia.

Módulo de Young: es una constante proporcional o pendiente de la parte lineal de la curva de esfuerzo-deformación unitaria, también es conocido como módulo de la elasticidad (E).

Relación de Poisson: la deformación unitaria lateral es cualquier punto de una barra es proporcional a la deformación unitaria axial en el mismo punto si el material es linealmente elástico a esta relación de estas deformaciones es conocida como relación de poisson que viene a ser una propiedad del material (ν).

Módulo de rigidez: es la proporcionalidad que existe en la región linealmente elástica del esfuerzo cortante y la deformación unitaria en cortante, también es conocido como módulo de elasticidad en cortante (G).

CAPÍTULO III

VARIABLES E HIPÓTESIS

3.1. Variables de la Investigación

3.1.1. Variable Independiente

- Diseño de un banco de pruebas

3.1.2. Variable Dependiente

- Ensayos de tracción y torsión

3.2. Operacionalización de las Variables

Variables	Definición	Dimensión	Indicador
Variable Independiente Diseño de un banco de pruebas.	Es el uso de métodos, técnicas y conocimientos para la elaboración de un esquema en este caso de un banco de pruebas disfuncional	Tipos de materiales	<ul style="list-style-type: none"> • Materiales dúctiles • Materiales frágiles
		Modelo del banco de pruebas	<ul style="list-style-type: none"> • Costo • Espacio • Mantenimiento • Versatilidad
		Memoria de calculo	<ul style="list-style-type: none"> • Cargas • Resistencia • Rigidez • Inestabilidad • Normas de diseño
		Selección de motor, bomba, accesorios y actuador hidráulico	<ul style="list-style-type: none"> • Presión • Caudal • Tipo de aceite
Variable Dependiente Ensayos de tracción y torsión.	Son aquellos que producen roturas a la pieza y tratan de averiguar el comportamiento del material en este caso para efectos de esfuerzo de tracción y torsión.	Probetas	<ul style="list-style-type: none"> • Geometría • Materiales
		Condiciones de ensayos	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad de giro. • Velocidad de desplazamiento.

3.3. Hipótesis General

Si se diseña un banco de pruebas bifuncional para el ensayo de tracción y torsión en el laboratorio de materiales entonces se permitirá fortalecer la formación profesional de los estudiantes de la FIME-UNAC.

3.4. Hipótesis Específicas

- Si se conociera los tipos de materiales a ensayar permitirá determinar la capacidad máxima del banco de pruebas.
- Si se conociera los diversos modelos de banco de pruebas permitirá seleccionar adecuadamente el modelo estructural.
- Si se selecciona el motor eléctrico, actuadores y bomba hidráulica se logrará el accionamiento del banco de pruebas y la determinación de las cargas muertas ocasionadas por su peso.
- Si se realizara la memoria de cálculo permitirá realizar el diseño del banco de pruebas para el ensayo de tracción y torsión.

CAPÍTULO IV

METODOLOGIA

4.1. Tipo de Investigación

Según Sánchez y Reyes (2015), enunció que "la investigación tecnológica responde a problemas técnicos, está orientada a demostrar la validez de ciertas técnicas bajo las cuales se aplican principios científicos que demuestran su eficacia en la modificación o transformación de un hecho o fenómeno" (p.44).

La presente investigación es una investigación "**Tecnológica**" de nivel "**Aplicada**", porque se aplicó el conocimiento científico para el diseño y desarrollo inmediato para solucionar diferentes problemas que beneficie a la sociedad.

4.2. Diseño de la Investigación

Sampieri, Hernandez y Baptista (2010) enunció "En un estudio no experimental no se genera ninguna situación, si no que se observan situaciones ya existentes, no provocadas intencionalmente en la investigación por quien la realiza. En la investigación no experimental las variables independientes ocurren y no es posible manipularlas, no se tiene control directo sobre dichas variables, ni se puede influir sobre ellas, porque ya sucedieron, al igual que sus efectos"(p.149).

La presente investigación tiene un diseño no experimental puesto que para el diseño del banco de pruebas no se manipulan las variables, sino que se presenta la situación como tal y se realizó el estudio necesario en base al fenómeno como se da.

4.2.1. Parámetros de Diseño

- Lugar donde se ubicará el banco de prueba
- Modelos del banco de prueba del ensayo de tracción y torsión
- Sector involucrado del diseño de banco de pruebas (formación académica, servicios a terceros , investigación)
- Materiales de las probetas a ensayar
- Materiales del banco de prueba

4.2.2. Etapas de la investigación

Etapa I: Recopilación de información para el diseño del banco de pruebas.

Etapa II: Selección del modelo de banco de pruebas.

Etapa III: Selección de accesorios, actuadores del banco de pruebas

Etapa IV: Diseño estructural

4.2.3. Desarrollo de la investigación

4.2.3.1 Recopilación de información

Para el desarrollo de la recopilación se basó en los siguientes puntos:

- Ubicación del banco de pruebas:

El ambiente donde se ubicará el banco de pruebas será el laboratorio de materiales, las cuales de acuerdo al plano número LAB 001 se especifican las dimensiones de su área.

- Modelos de banco de pruebas:

Para la selección del modelo de banco de pruebas se ha tomado como base de selección puntos importantes que se detalla en la tabla

TABLA N°4.1
ANALISIS DE BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS
DE TRACCION Y TORSION

Alcance	Descripción	Forma de ensayo	Accionamiento	Capacidad	Precio	Costos de Mantenimiento
Ensayo de tracción	Máquina de prueba Universal serie 5980	Vertical	Electromecánica	100KN	\$100,000.00	Por el Fabricante (alto)
	Sistema de prueba de materiales montado sobre piso modelo 23-100	Vertical	Tornillo de bolas	100KN	\$94,000.00	Por el Fabricante (alto)
Ensayo de tracción y torsión	Banco de pruebas bifuncional	vertical	Hidráulica	?	?	por el usuario (bajo)
Ensayo de torsión	Máquina de prueba de torsión serie MT	Horizontal	Hidráulica	565 Nm	\$58,000.00	Por el Fabricante (alto)
	Máquina de pruebas de torsión motorizada serie 220	Vertical	Hidráulica	600 Nm	\$61,000.00	Por el Fabricante (alto)

Fuente: Propia del autor

- ✓ Según lo detallado en el punto anterior, por temas de espacio en el lugar de ubicación del banco de pruebas el modelo será vertical, esto debido a que en el laboratorio se tiene áreas delimitadas de los

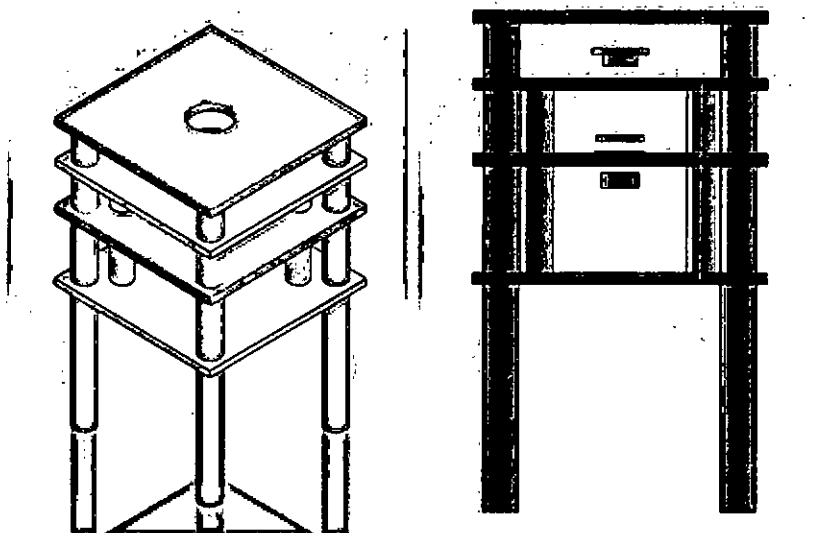
equipos que se encuentran allí, para realizar diferentes ensayos por resistencia de materiales.

- ✓ De la investigación realizada no se ha encontrado en el mercado nacional e internacional un banco pruebas donde se pueda realizar el ensayo de tracción y torsión, con los mismos puntos de sujeción y con accionamiento hidráulico.
- ✓ Del punto anterior, se ha visto en la necesidad de tener un actuador lineal giratorio para realizar ambos ensayos, por ello el sistema de accionamiento será electrohidráulica ya que en el sector no se cuenta con tecnología para sistemas más sofisticados que es la electromecánica.
- ✓ La rentabilidad de las industrias e instituciones se ve afectada por los mantenimientos realizados por el mismo fabricante lo cual son muy costosos y tienen tiempos de respuesta muy dilatados. Por lo que se plantea un equipo de fácil mantenimiento hecho el por el mismo usuario.
- ✓ Para una mayor estabilidad y aprovechando la simetría en la memoria de cálculo el banco de pruebas tendrá 04 soportes como columnas principales y 04 soportes como columnas secundarias móviles.

4.2.3.2 Selección del modelo de banco de pruebas

De acuerdo a la expresado en la etapa I se optado por un banco de pruebas vertical con 04 soportes principales y auxiliares tal como se muestra en la figura 4.1.

FIGURA N°4.1
MODELO DEL BANCO DE PRUEBAS VISTA ISOMÉTRICA Y
DE ALZADO



Fuente: Propia del autor

4.2.3.3 Selección de actuador y accesorios del banco de pruebas

a. Selección del actuador hidráulico:

Determinando la fuerza máxima de tracción y torque máximo de torsión para seleccionar el actuador hidráulico:

Considerando la probeta estructural para tracción ASTM 514 con propiedades, provenientes según el anexo L:

Esfuerzo último $\sigma_u = 830\text{Mpa}$, diámetro de la probeta para tracción es $d=10\text{mm}$ de acuerdo a la tabla 2.11.

Por lo tanto, la fuerza de rotura es:

$$F_{fza. rot.} = \frac{\sigma_u}{Area_{prob.}} = \frac{830 \times 4}{\pi \times 10^2} = 65.18 kN$$

Considerando la probeta de aceros para herramientas para torsión con propiedades, según el anexo N, y un diámetro de la probeta para torsión 10mm de acuerdo a la tabla 2.12.

Esfuerzo cortante máximo: $\tau_{m\acute{a}x} = 1400 Mpa$. Donde se plantea para hallar:

$$T_{tor.rot.} = \frac{\tau_{m\acute{a}x} \pi d^3}{16}$$

Reemplazando los valores se obtiene:

$$T_{tor.rot.} = 274.88 Nmm$$

Con los valores obtenidos, nos dirigimos a la siguiente tabla:

TABLA N°4.2
PARÁMETROS DEL ACTUADOR HIDRÁULICO

Size (piston-B)	40	50	63	80	100	125	
max. torque at 100 bar [Nm]	65	135	270	480	1015	2050	
max. push force at 100 bar [N]	12500	19500	31000	50000	78000	127000	
max. pull force at 100 bar [N]	7500	10000	15000	26000	40000	77000	
stroke	from 0 to 1200 mm stroke, higher on request						
angle of rotation	standard 90°/180°/270°/360° and any intermediate angle, even above 360°						
medium	recommended: mineral oil of group HLP/DRI S1524, page 2 and VDMA page 2418; others on request						
min. operating pressure required	10 bar						
max. allowable operating pressure	100 bar, higher on request						
installation position	as required, provided that adequate air bleeding is provided						
temperature range	-25°C to +70°C / higher or lower on request						
absorption volume rotary actuator [cm³/1°]	0,170	0,352	0,669	1,323	2,621	5,154	
max. time of	0,3 m/s						
weight [kg] at 0 mm stroke (without foot, without cushioning)	stroke	90°	9,3	13,9	20,2	36,9	63,5
		180°	9,8	14,9	21,5	39,4	68,5
		270°	10,3	15,4	22,8	41,9	73,5
		360°	10,8	16,5	24,1	44,4	77,5
+ weight [kg] per 1 mm stroke		0,012	0,017	0,023	0,045	0,062	
+ weight [kg] FU foot		2,0	2,3	3,8	5,5	8,5	

Fuente: Eckart Hydraulik

Determinando el área que afecta internamente el fluido en el actuador con los datos del fabricante como:

Presión máxima del actuador: $P_{pres.máx} = 100bar$

Fuerza máxima del actuador: $F_{fza.máx} = 78kN$

Entonces el área donde actúa el fluido internamente por la ecuación 2-39 es:

$$A_{\text{área}} = \frac{F}{P} = \frac{78}{100} = 7800 \text{ mm}^2$$

- Considerando por ensayo de tracción

Determinando la presión para nuestra fuerza de rotura según la probeta escogida, por la ecuación 2-39:

$$P_{pres. \text{ rot.}} = \frac{F_{\text{rotura}}}{\text{Area}} = \frac{65.18}{7800} = 83.5bar$$

Por norma de ensayos de tracción, la velocidad de deformación unitaria es 0.008 s^{-1} según (NTP-ISO 6892, 2000). Donde planteamos lo siguiente:

$$\frac{\frac{L_F - L_0}{L_0}}{t} = 0.008; L_0 = 50mm$$

Despejando encontramos la velocidad del vástago:

$$V_{\text{vel. vást.}} = \frac{L_f - L_0}{t} = 0.008 \times 50 = 0.4 \frac{mm}{s}$$

Con el valor obtenido, procedemos a determinar el caudal para realizar este ensayo:

$$Q = V_{\text{vel.vást.}} \times A_{\text{área}} = 0.4 \times 7800 = 3120 \frac{mm^3}{s} = 3.12 \times 10^{-6} \frac{m^3}{s}$$

Ya con el caudal y presión de rotura, determinamos la potencia del actuador hidráulico, por medio de la ecuación 2-44:

$$P_{pot.act.} = P_{pres. rot.} \times Q = 8.35 \text{ MPa} \times 3.12 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 26.05 \text{ watts}$$

Para determinar la potencia de la bomba hidráulica consideramos una $\eta=0.85$, considerando la ecuación 2-45:

$$P_{pot. bba} = \frac{P_{pot.act.}}{\eta} = \frac{26.05}{0.85} = 30.65 \text{ watts} \approx 0.03 \text{ hp}$$

- Considerando por ensayo de torsión

Según la (NTP 341.131, 2012) la velocidad máxima de giro < 15 RPM. Entonces considerando para una velocidad de 4 RPM, donde con ello determinaremos la potencia del actuador hidráulico:

$$P_{pot.act.} = T_{torq. rot.} \times N_{rev.} = 274.88 \times 4 = 18.33 \text{ watts}$$

Para determinar la potencia de la bomba hidráulica consideramos una $\eta=0.85$, considerando la ecuación 2-45:

$$P_{pot. bba} = \frac{P_{pot.act.}}{\eta} = \frac{18.33}{0.85} = 21.56 \text{ watts} \approx 0.02 \text{ hp}$$

b. Selección de la bomba hidráulica:

Para la selección de la bomba determinaremos el caudal según el ensayo el ensayo de torsión debido a requiere mayor caudal. Tomando en cuenta el RPM ya mencionado de 4 RPM para este ensayo. De la tabla 4.2 seleccionamos el desplazamiento volumétrico del actuador:

$$D_{v \text{ act.}} = 2.62 \frac{\text{cm}^3}{1^\circ} = 944.6 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$$

Determinando el caudal a través de la ecuación 2-40:

$$Q = 943.2 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \times 4 \text{RPM} = 3.78 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Para la pre selección de la bomba se considera la velocidad del motor 900 RPM. Por lo tanto, el caudal calculado de 3.7 l/min. pasamos a desplazamiento volumétrico para seleccionar la bomba con la ecuación 2-40:

$$D_{v \text{ bba}} = 4.11 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$$

Con este valor nos dirigimos a la tabla 4.3 para seleccionar la bomba:

TABLA N°4.3
PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE LA BOMBA HIDRÁULICA

		Tamaño armazón						
		1,2	1,7	2,2	2,6	3,2	3,8	4,3
Desplazamiento	cm³/rev [in³/rev]	1,18 [0,072]	1,57 [0,096]	2,09 [0,128]	2,62 [0,16]	3,14 [0,192]	3,66 [0,223]	4,19 [0,256]
SNP1NN								
Presión máxima	bar (psi)	270 [3915]	270 [3915]	270 [3915]	270 [3915]	270 [3915]	270 [3915]	270 [3915]
Presión nominal		250 [3625]	250 [3625]	250 [3625]	250 [3625]	250 [3625]	250 [3625]	250 [3625]
Velocidad mínima a 0-150 bar	min⁻¹ (r.p.m.)	800	800	600	600	600	600	500
Velocidad mín. a 150 bar a presión nominal		1200	1200	1000	1000	1000	1000	800
Velocidad máxima		4000	4000	4000	4000	4000	4000	3000

Fuente: Saver Danfoos

Por lo tanto, nuestra bomba seleccionada será de engranajes con un desplazamiento volumétrico de $4.19 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$.

c. Selección del motor eléctrico:

- Considerando las mordazas hidráulicas

Según el anexo P sobre la mordaza hidráulica, cuenta con una presión de trabajo de 204bar, interviniendo así en la potencia del motor eléctrico. Para ello tomaremos una presión de 210bar y el caudal mínimo tomaremos en cuenta con una velocidad del motor de 900RPM. Utilizando la ecuación 2-40:

$$\text{caudal} \left(\frac{\text{lit}}{\text{mín}} \right) = \frac{N(\text{rpm}) \times \text{Cilindrada} \left(\frac{\text{cm}^3}{\text{rec}} \right)}{1000}$$

$$\text{caudal} \left(\frac{\text{lit}}{\text{mín}} \right) = \frac{900 \times 4.19}{1000} = 3.7 \frac{\text{lit}}{\text{mín}}$$

Para determinar potencia ejercida hacia las mordazas será:

$$P_{\text{pot. mord.}} (\text{kW}) = \frac{P_{\text{pres. mord.}} (\text{bar}) \times \text{Caudal} \left(\frac{\text{lit}}{\text{mín}} \right)}{600}$$

$$P_{\text{pot. mord.}} = \frac{210 \times 3.7}{600} = 1.2 \text{ kW}$$

Para determinar la potencia de la bomba hidráulica consideramos una $\eta=0.85$, según la ecuación 2-45:

$$P_{\text{pot. bba}} = \frac{P_{\text{pot. mord.}}}{\eta} = \frac{1.2}{0.85} = 1.4 \text{ kW} = 1.87 \text{ hp}$$

De todas las potencias calculadas anteriormente, tomaremos la mayor. También mencionar que dicha potencia en el eje de la bomba es la misma que en el eje del motor. Entonces:

$$P_{\text{pot. bba}} = P_{\text{pot. mot.}} = 1.87 \text{ hp}$$

Según la tabla 4.4, proseguimos a seleccionar el motor eléctrico con sus características correspondientes:

TABLA N°4.4
PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS MOTORES ELECTRICOS

HP	Velocidad		Armazón	Corriente (A)			KVA/HP	Eficiencia nominal			Factor de potencia		
	RPM síncrona	RPM a plena carga		en vacío	plena carga	arranque		1/2	3/4	plena carga	1/2	3/4	plena carga
1	1800	1745	143T	1.1	1.5	11	K	78.7	81.8	82.5	52	66	76
	1200	1140	145T	1.3	1.8	9	J	76.4	78.8	80.0	42	56	65
	900	860	182T	1.2	1.9	8	H	76.6	78.9	78.5	42	54	63
1.5	3600	3495	143T	0.9	2.0	16	K	78.0	82.0	82.5	69	79	85
	1800	1740	145T	1.4	2.2	17	K	80.7	83.5	84.0	54	67	76
	1200	1160	182T	1.5	2.3	16	K	81.6	84.2	85.5	50	63	71
	900	860	184T	1.8	2.6	13	H	78.0	80.4	80.0	45	58	68
2	3600	3495	145T	1.1	2.5	22	K	79.9	83.2	84.0	73	83	89
	1800	1735	145T	1.9	2.9	21	K	80.7	83.6	84.0	52	67	77
	1200	1160	184T	1.9	3.0	22	K	84.5	86.0	86.5	50	63	72
	900	865	213T	2.2	3.3	17	H	80.0	82.0	82.5	46	60	69

Fuente: Siemens

Por lo tanto, la potencia de motor eléctrico más cercana a lo calculado será:

$$P_{pot. mot.} = 2 hp$$

d. Selección de acople mecánico:

Para seleccionar el acople, nos dirigimos a la tabla 4.5 y seleccionamos el factor de servicio. Por lo tanto, el factor de servicio será 1.3.

TABLA N°4.5
FACTOR DE SERVICIO PARA ACOPLES

		Tipo de unidad conductora		
		Motores eléctricos y turbinas de vapor		
		Horas de trabajo por día		
		<10	10-16	>16
Ugeros	Agitadores/mezcladores (líquidos), transportadores (carga uniforme), soplantes y extractores, bombas centrífugas y compresores, ventiladores (por debajo de 7.5 kW).	0.8	0.9	1.0
Medianos	Agitadores/mezcladores (no líquidos), transportadores de correas y cadenas (carga variable), ventiladores (por encima de 7.5 kW), generadores, ejes de transmisión, máquinas herramienta, bombas rotativas y compresores (no centrífugas). Maquinaria para el procesamiento de alimentos, lavanderías e imprentas.	1.3	1.4	1.5
Pesados	Transportadores para trabajos pesados (de canchales, arrastre/pala, de tornillo helicoidal), molinos de martillos, prensas, perforadoras, cizallas, bombas de pistón y compresores. Maquinaria para la industria de la construcción, textil, papelera, aserraderos.	1.8	1.9	2.0
Muy pesados	Trituradoras (giratorias, de mandíbulas, de rodillos). Molinos para trabajos pesados (de bolas, de barras, tubular). Tornos de extracción.	2.3	2.4	2.5

Fuente: Acoples SKF

Determinando la potencia de diseño para seleccionar el acople:

Potencia de diseño = potencia del motor x F.S

Potencia de diseño = 2 hp x 1.3 = 2.6 hp = 1.92 Kw

Con la potencia de diseño determinada, nos dirigimos a la tabla 4.6 para hacer una pre selección.

TABLA N°4.6
POTENCIA DE DISEÑO DE ACOPLA

Velocidad	Tamaño del acoplam.				
RPM	70	90	110	130	150
50	0.16	0.42	0.84	1.65	3.14
100	0.33	0.84	1.68	3.30	6.28
200	0.66	1.68	3.35	6.60	12.57
300	0.99	2.51	5.03	9.90	18.85
400	1.32	3.35	6.70	13.19	25.13
500	1.65	4.19	8.38	16.49	31.41
600	1.98	5.03	10.05	19.79	37.70
700	2.31	5.86	11.73	23.09	43.98
720	2.37	6.03	12.06	23.75	45.24
800	2.64	6.70	13.40	26.39	50.26
900	2.97	7.54	15.08	29.69	56.54
960	3.17	8.04	16.08	31.66	60.31

Fuente: Acoples SKF

De la tabla 4.6 se puede observar que la potencia de diseño del acople se encuentra dentro del rango para un tamaño 70.

Ya habiendo identificado el tamaño del acople, nos dirigimos a los anexos Q y R para determinar las medidas de los ejes a acoplar:

Diámetro de eje de motor: 34.93 mm

Diámetro de eje de bomba: 13.2 mm

Con estos valores nos dirigimos a las siguientes tablas 4.7:

TABLA N° 4.7
TAMAÑO DE ACOPLES

Tamaño	Dimensiones comunes		Tipo F y H						Tipo B	
	OD	H	Tamaño del buje	Orificio		C	D	J _s	Diámetro del orificio	
				Min	Max				Max	mínimo
70	69	60	1008	9	25	20	23,5	29	32	10
90	85	70	1108	9	28	19,5	23,5	29	38	10
110	112	100	1610	14	42	18,5	26,5	38	55	10
130	130	105	1610	14	42	18	26,5	38	60	20
150	150	115	2012	14	50	23,5	33,5	42	70	28

Fuente: Acoples SKF

En la tabla 4.7 se observa que el tamaño 70 no satisface con las dimensiones de los ejes. Por lo tanto, se escogerá el tamaño 90. Las dimensiones más detalladas del acople se muestra en el anexo M.

Por lo que tomaremos un acople de estrella tamaño N°90 acorde a las dimensiones de los ejes mencionados, potencia y velocidad de giro dentro del rango que estos se encuentre.

e. Selección de válvulas, mangueras y conectores:

- Selección de manguera hidráulica.

La sección de los conductos debe estar dimensionada de modo que la velocidad del fluido no exceda los valores aconsejados. Recomendamos tener en consideración la eventual reducción de diámetro de los conductos entrada y salida de las bridas de conexión. (Marzocchipompe, Gear pumps).

Los valores de referencia son:

TABLA N°4.8
VELOCIDAD EN LÍNEAS HIDRÁULICAS

Conducto de aspiración	0.5 a 1.6 m/s
Conducto de impulsión	2 a 6 m/s
Conducto de retorno	1.6 a 3m/s

Fuente: Catálogo Marzocchipompe

Para la determinación del diámetro de las líneas hidráulicas consideramos velocidades mínimas dadas en la tabla 4.8 y el caudal máximo de 3.7 l/min.

Línea de aspiración:

$$A(\text{cm}^2) = \frac{Q \left(\frac{\text{lit}}{\text{min}} \right)}{6xV \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)} = \frac{3.7}{6x1.6} = 0.39\text{cm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4A(\text{cm}^2)}{\pi}} = \sqrt{\frac{4x0.39}{\pi}} = 0.70\text{cm} \approx \frac{1}{2}\text{pulg.}$$

Líneas de impulsión y retorno del actuador hidráulico:

$$A(\text{cm}^2) = \frac{Q \left(\frac{\text{lit}}{\text{min}} \right)}{6xV \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)} = \frac{3.7}{6x2} = 0.30\text{cm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4A(\text{cm}^2)}{\pi}} = \sqrt{\frac{4x0.94}{\pi}} = 0.63\text{cm} \approx \frac{3}{8}\text{pulg.}$$

Para la selección de las mangueras hidráulicas tomaremos como limite no demasiado mayor a 100 bares (presión máxima del actuador hidráulico).

Para ello nos dirigimos a la tabla 4.9.

TABLA N°4.9
MANGUERAS HIDRÁULICAS

Referencia	Diámetro interno de manguera				Diámetro externo mm	Presión de trabajo		Radio de curvatura mm
	DN	pulgada	módulos	mm		psi	Mpa	
421SN-4	6	1/4	-04	6.3	13.4	3250	22.5	100
421SN-5	8	5/16	-05	7.9	15.0	3125	21.5	115
421SN-6	10	3/8	-06	9.5	17.4	2600	18.0	130
421SN-8	12	1/2	-08	12.7	20.7	2325	16.0	180
421SN-10	16	5/8	-10	15.9	23.9	1875	13.0	200
421SN-12	20	3/4	-12	19.1	27.8	1525	10.5	240
421SN-16	25	1	-16	25.4	35.8	1275	8.8	300

Fuente: Parker Store

Por lo tanto, las mangueras a utilizar tendrán como referencia 421SN-6 con diámetro interno de 3/8 "para líneas de impulsión y retorno con una presión de trabajo de 2600 psi, mientras que para la línea de aspiración se tendrá como referencia 421SN-8 con diámetro interno de 5/8" con una presión de trabajo de 2325 psi.

Líneas de impulsión y retorno las mordazas hidráulicas:

Como se mencionó anteriormente, estas mordazas tendrán como presión de trabajo de 204bar y según el diámetro ya determinado. Para lo cual se procederá a seleccionar la manguera hidráulica adecuada:

TABLA N°4.10
MANGUERAS HIDRÁULICAS

Referencia	Diámetro interno de manguera				Diámetro externo mm	Presión de trabajo	
	DN	pulgada	módulos	mm		bar	psi
520N-3	5	3/16	-03	4.8	10.6	345	5000
520N-4	6	1/4	-04	6.3	12.7	345	5000
520N-5	8	5/16	-05	7.9	14.5	310	4500
520N-6	10	3/8	-06	9.5	16.1	275	4000
520N-8	12	1/2	-08	12.7	20.4	240	3500

Fuente: Parker Store

Se logra apreciar que para la línea dirigida a las mordazas contaremos con mangueras de referencia 520N-6, 3/8" y hasta para una presión de 275bar.

- Selección del reservorio.

Para seleccionar el reservorio se debe tener en cuenta lo siguiente:

El nivel de aceite debe ser suficiente para evitar entrada de aire a la bomba, lo que posiblemente provocaría cavitación.

El volumen sea lo suficientemente grande para disipar la mayor cantidad de calor generado en el sistema.

Considerando una regla práctica de quienes trabajan con el tema, debe ser igual a tres veces el flujo volumétrico requerido por el sistema en gal/min o m³/min. (International Standard ISO 1219-1 y 2).

Para nosotros nuestro caudal máximo de 3.7 lit/min equivalente a 1 gal/min. Para ello utilizamos la ecuación 2-43:

$$V_{vol.} = (3min) \times Q$$

Reemplazando el caudal de nuestro sistema, obtenemos el volumen:

$$V_{vol.} = (3min) \times 1 \frac{gal}{min} = 3 gal = 0.004m^3$$

f. Selección de válvulas hidráulicas

En cuanto a la selección de las válvulerías, reguladores de caudal, limitadoras de presión, filtros, etc. Nos basamos netamente según el plano

oleo hidráulico presentado en el anexo de D hasta K, además de ello se menciona en la tabla de resultados 5.1.

4.2.3.4 Diseño estructural

a. Calculo de las placas de la bancada móvil

Teniendo en cuenta para un material de placas en ASTM A36 según James M Gere, 2009. Se tiene las siguientes propiedades mecánicas.

Esfuerzo de fluencia: $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$

Módulo de elasticidad: $E = 210 \text{ GPa}$

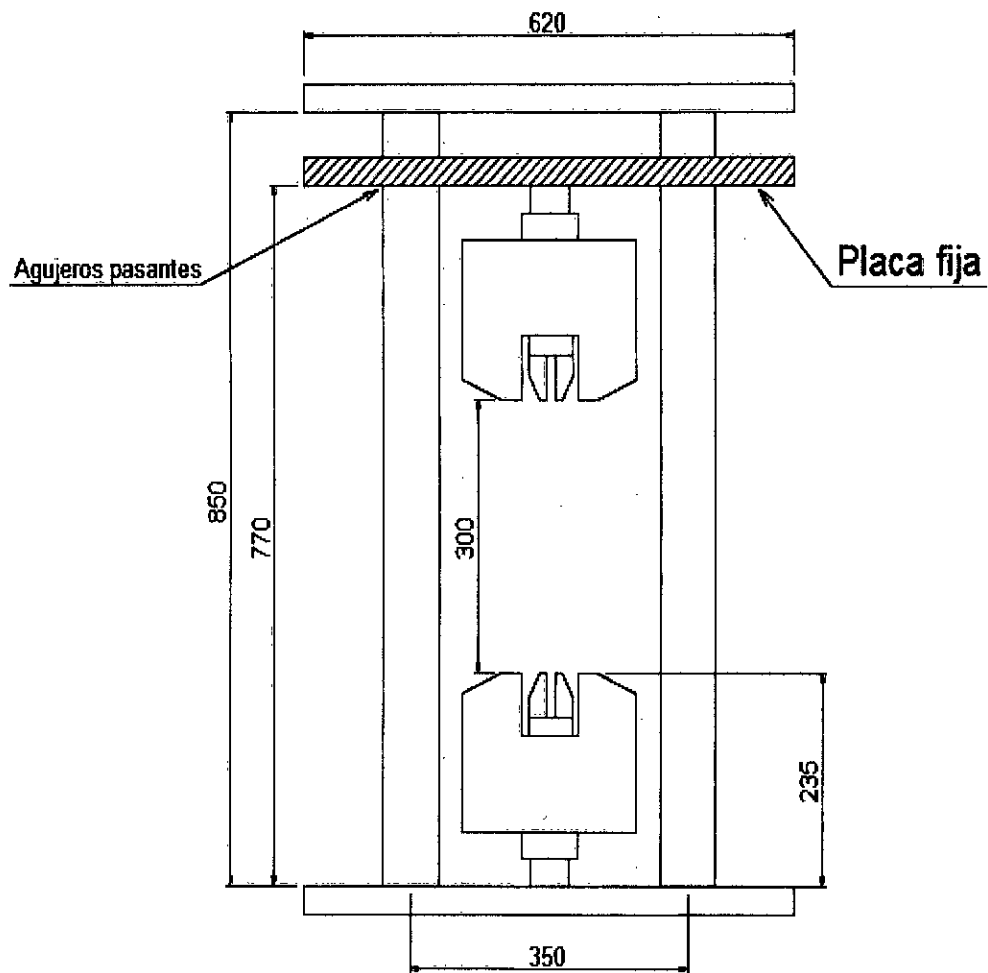
Según el dimensionamiento y el tipo de banco de pruebas seleccionado en etapa 3:

Para el dimensionamiento de la bancada móvil se deberá tener en cuenta la distancia libre entre mordazas, de lo expresado en el marco teórico tomaremos como longitud máxima al ensayo de torsión según lo NTP y la tabla 2.12.

En la nota indica que para diámetros mayores de 5mm se puede tener un espacio libre entre mordazas de $30d$. por lo que para un diámetro de $d=10$ mm, se tendría 300mm de distancia libre entre mordazas.

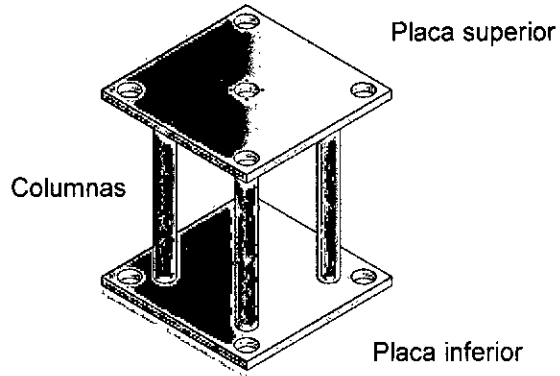
Sabiendo que las mordazas tiene una longitud máxima de 235 mm según el anexo P, de esto se tendría lo siguiente.

FIGURA N°4.2
DIMENSIONAMIENTO DE LA BANCADA MOVIL



Fuente: Propia del autor

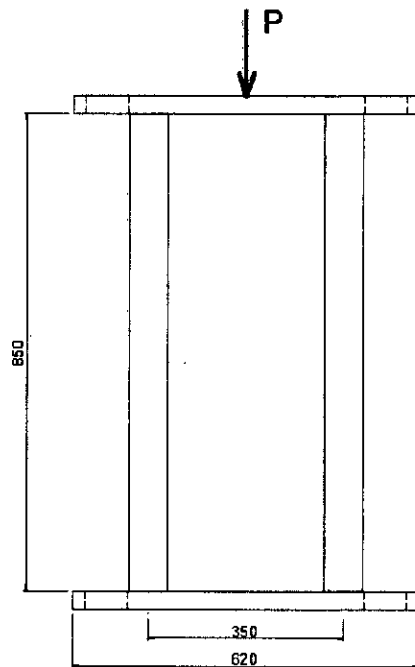
FIGURA N°4.3
BANCADA MÓVIL



Fuente: Propia del autor

De la actuador seleccionado en la etapa 3, se tiene una fuerza máxima de 78000 N.

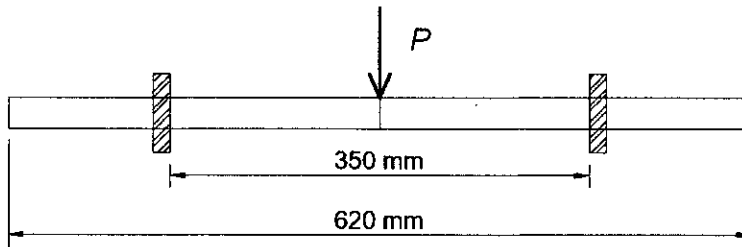
FIGURA N°4.4
ACOTADO DE LA BANCADA MÓVIL (mm)



Fuente: Propia del autor

Aislando la placa o viga superior de la bancada móvil.

FIGURA N°4.5
FLEXIÓN DE VIGA DOBLEMENTE EMPOTRADA



Donde P

Fuente: Propia del autor

$$F_{flexion} = P = 78000 + W_{pm} = 4R_1$$

$$W_{pm} = \rho V g = 7.8 \times 62 \times 62 \times h \times 10^{-4} \times 9.81$$

Donde h es la altura de la sección transversal y también espesor de placa.

$$W_{pm} = 29.41h \text{ N}$$

Dónde según la ecuación 2.3.

$$\sigma_{perm} = \frac{M_n c}{I_x}$$

Para flexión de barras rectangulares y circulares se puede tomar el factor de seguridad de 1.67 según las especificaciones de ANSI/AISC 360-10 para construcciones de acero.

Según ASD para resistencias requeridas y el momento flector según tabla 2.1 el momento flector estaría expresado de la siguiente manera:

$$M_n = 1.67 M_y = 1.67 \times (78000 + 29.41h) \times 350 / 8$$

Considerando:

$$\sigma_{perm} = 0.6\sigma_y$$

$$0.6 \times 250 = \frac{1.67 \times (78000 + 29.41h) \times 350 \times 12h}{8 \times 2 \times 350 \times h^3}$$

$$150h^2 = 97695 + 36.836h$$

$$h = 25.64 \text{ mm}$$

Seleccionando espesor de plancha comercial según el anexo V, se tiene

$$1 \frac{1}{4}'' = 31.75 \text{ mm}$$

Para las deflexiones máximas se tomará en cuenta lo siguiente:

“Para situaciones en las que se admite maquinaria precisa y delicada, las deflexiones máximas pueden limitarse a 1/1500 o 1/2000 de las longitudes de tramo” (Jack McCornac, 2011, Pág. 310).

$$y_{max} = L/2000 = 350/2000 = 0.175 \text{ mm}$$

Calculando la deflexión máxima según la ecuación de la tabla 2.1.

$$y_{max} = \frac{PL^3}{192EI} = \frac{(78000 + 29.41 \times 31.75) \times 350^3 \times 12}{192 \times 210 \times 10^3 \times 350 \times 31.75^3} = 0.0899 \text{ mm}$$

El resultado es menor al límite de deflexión por lo que el espesor óptimo sería de $1 \frac{1}{4}''$ o **31.75mm**.

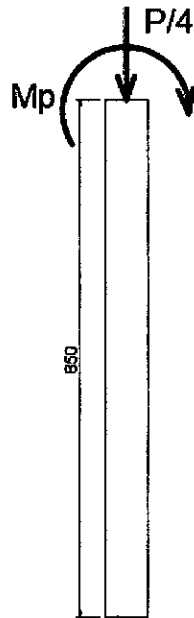
Calculo de las columnas de la bancada móvil

Teniendo en cuenta para un material de placas en ASTM A36 según el anexo U. Se tiene las siguientes propiedades mecánicas.

Esfuerzo de fluencia: $\sigma_Y = 310 \text{ MPa}$

Módulo de elasticidad: $E = 210 \text{ GPa}$

FIGURA N°4.6
DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA
COLUMNA.



Fuente: Propia del autor

Del diagrama de cuerpo libre se obtiene lo siguiente:

$$P_b = \frac{78000 + 29.41 \times 31.75}{4} = 19733.44 \text{ N}$$

$$M_P = \left(\frac{78000 + 29.41 \times 31.75}{4} \right) \times 247.5 = 4884026.4 \text{ Nmm}$$

Sabiendo que el esfuerzo permisible para la flexión según Shigley:

Para la flexión: $0.6\sigma_Y \leq \sigma_{perm} \leq 0.9\sigma_Y$

$$\sigma_{perm} = 0.6 \times 310 = 186 \text{ MPa}$$

De la ecuación 2.21.

$$\sigma_{Perm} = \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I} \Rightarrow 186 = \frac{19733.44}{A} + \frac{4884026.4 \times \frac{d}{2}}{I}$$

$$186 = \frac{25125.396}{d^2} + \frac{49758284.4}{d^3} \Rightarrow d = 65.133 \text{ mm}$$

Selección de barra según el diámetro calculado y del anexo S.

TABLA N°4.11
CARACTERÍSTICAS DEL PRODUCTO BARRAS DE ACERO INOXIDABLE
ASTM A276

Grado	DIAMETRO (Pulgadas)									
	1 1/8" (28.58mm)	1 1/4" (31.75mm)	1 3/8" (34.93mm)	1 1/2" (38.1mm)	1 3/4" (44.45mm)	2" (50.8mm)	2 1/4" (57.15mm)	2 1/2" (63.5mm)	2 3/4" (69.85mm)	3" (76.2mm)
304	☐	☐		☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
304/304L	☐	☐		☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
316/316L	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐

Fuente: Polimetales

Entonces el diámetro de la barra sería de $2 \frac{3}{4}'' = 69.85 \text{ mm}$

Determinando la relación de esbeltez teniendo en cuenta que para secciones circulares la $r=d/4$.

$$\frac{l_e}{r} = \frac{0.5 \times 850}{69.85 \times 0.25} = 24.34$$

La relación de esbeltez teórica según la ecuación 2.17:

$$\frac{l_e}{r} = 4.79 \sqrt{\frac{E}{\sigma_y}} = 4.79 \sqrt{\frac{210 \times 10^3}{310}} = 124.67$$

El cual está situado en el tramo BC según la figura 2.6. Por lo que corresponde lo siguiente para el cálculo del esfuerzo crítico, ecuación 2.20 para luego reemplazar el resultado en la ecuación 2.18.

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{l}{r}\right)^2} = \frac{\pi^2 \times 210 \times 10^3}{24.34^2} = 3498.47 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{cr} = [0.658^{\sigma_y/\sigma_e}] \sigma_y = 242.63 \text{ MPa}$$

De acuerdo a la ASD se tomará la ecuación 2.38.

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_{cr}}{1.67} = \frac{242.63}{1.67} = 145.29 \text{ MPa}$$

Según el método de interacción, ecuación 2.22:

$$\frac{P/A}{\sigma_{per\ cent}} + \frac{Mc/I}{\sigma_{per\ flex}} \leq 1$$

Remplazando todos los valores calculados:

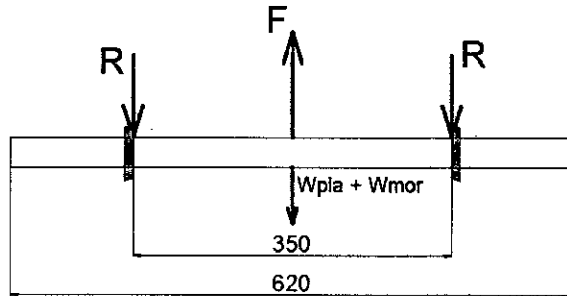
$$0.0354 + 0.7821 \leq 1 \rightarrow 0.8175 \leq 1$$

Se concluye que el diámetro 2 3/4" es el correcto y satisface las condiciones de diseño.

Calculo de la viga inferior de la bancada móvil

Aislando la placa o viga inferior de la bancada móvil.

FIGURA N°4.7
FLEXIÓN DE VIGA DOBLEMENTE EMPOTRADA



Fuente: Propia del autor

Donde P esta expresado de la siguiente manera:

$$F = 4R + W_{placa\ inf} + W_{mordaza\ inf}$$

Las cargas que ejercerán la flexión quedarían expresado de la siguiente manera considerando que $4R$ se puede calcular del análisis de viga superior de la bancada móvil.

$$F - (W_{placa\ inf} + W_{mordaza\ inf}) = 4R = P + W_{placa\ sup} + 4W_{barra\ banc}$$

$$\begin{aligned} P + W_{placa\ sup} + 4W_{barra\ banc} &= 78000 + 933.7675 + 4 \times 249.23 \\ &= 79930.6875\ N = F_{flexion} \end{aligned}$$

Dónde según la ecuación 2.3.

$$\sigma_{perm} = \frac{M_n c}{I_x}$$

Para flexión de barras rectangulares y circulares se puede tomar el factor de seguridad de 1.67 según las especificaciones de ANSI/AISC 360-10 para construcciones de acero.

Según ASD para resistencias requeridas y el momento flector según tabla 2.1 el momento flector estaría expresado de la siguiente manera:

$$M_n = 1.67 M_y = 1.67 \times 79930.6875 \times 350 / 8$$

Considerando: $\sigma_{perm} = 0.6\sigma_y$

$$0.6 \times 250 = \frac{1.67 \times (79930.6875) \times 350 \times 12h}{8 \times 2 \times 350 \times h^3}$$

$$150h^2 = 100113.1861$$

$$h = 25.83 \text{ mm}$$

Seleccionando espesor de plancha comercial según el anexo V:

$$1 \frac{1}{4}'' = 31.75 \text{ mm}$$

Para las deflexiones máximas se tomará en cuenta lo siguiente:

“Para situaciones en las que se admite maquinaria precisa y delicada, las deflexiones máximas pueden limitarse a 1/1500 o 1/2000 de las longitudes de tramo” (Jack McCormac, 2011, Pág. 310).

$$y_{max} = L/2000 = 350/2000 = 0.175 \text{ mm}$$

Calculando la deflexión máxima según la ecuación de la tabla 2.1.

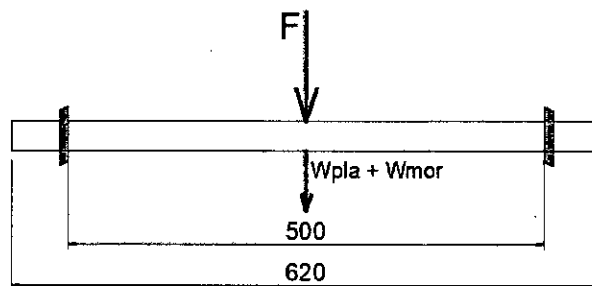
$$y_{max} = \frac{PL^3}{192EI} = \frac{(79696.13) \times 350^3 \times 12}{192 \times 210 \times 10^3 \times 350 \times 31.75^3} = 0.09 \text{ mm}$$

El resultado es menor al límite de deflexión por lo que el espesor optimo sería de **1 ¼" o 31.75mm.**

Cálculo de la placa fija

Según la figura 4.1 de la Etapa 2 se hace el análisis de las cargas que interactúan a la placa fija.

FIGURA N°4.8
FLEXIÓN DE VIGA FIJA DOBLEMENTE
EMPOTRADA



Fuente: Propia del autor

Donde la fuerza de flexión está expresado de la siguiente manera:

$$F_{flexion} = F + (W_{placa\ fija} + W_{mordaza\ sup})$$

Se sabe que:

$$F = 4R + W_{placa\ inf} + W_{mordaza\ inf}$$

$$F = 4R + W_{placa\ inf} + W_{mordaza\ inf} = 79696.13 + 933.7675 + 353.73$$

$$F = 80853.63\ N$$

$$F_{flexion} = 80853.63 + 29.41h + 353.73$$

$$F_{flexion} = 81207.36 + 29.41h$$

Donde h es la altura de la sección transversal y también espesor de placa.

$$W_{pf} = 29.41h N$$

Dónde según la ecuación 2.3.

$$\sigma_{perm} = \frac{M_n c}{I_x}$$

Para flexión de barras rectangulares y circulares se puede tomar el factor de seguridad de 1.6 según las especificaciones de ANSI/AISC 360-10 para construcciones de acero.

Según ASD para resistencias requeridas y el momento flector según tabla 2.1 el momento flector estaría expresado de la siguiente manera:

$$M_n = 1.67 M_y = 1.67x(81207.36 + 29.41h)500/8$$

Considerando: $\sigma_{perm} = 0.6\sigma_y$

$$0.6x250 = \frac{1.67x(81207.36 + 29.41h)500xhx12}{8x2x500xh^3}$$

$$150h^2 = 101712.22 + 36.84h$$

$$h = 26.163 \text{ mm}$$

Seleccionando espesor de plancha comercial según el anexo V:

$$\mathbf{1 \ 1/4'' = 31.75 \text{ mm}}$$

Para las deflexiones máximas se tomará en cuenta lo siguiente:

“Para situaciones en las que se admite maquinaria precisa y delicada, las deflexiones máximas pueden limitarse a 1/1500 o 1/2000 de las longitudes de tramo” (Jack McCornac, 2011, Pág. 310).

$$y_{max} = L/2000 = 500/2000 = 0.25mm$$

Calculando la deflexión máxima según la ecuación de la tabla 2.1.

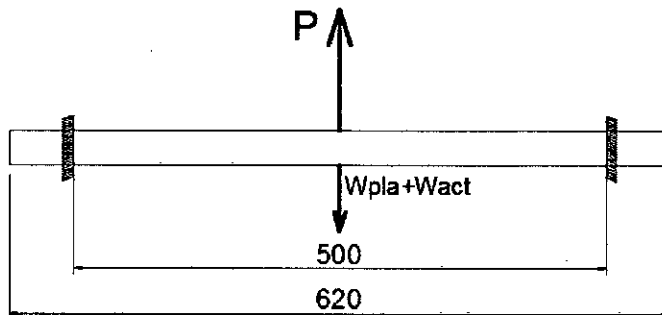
$$y_{max} = \frac{PL^3}{192EI} = \frac{(81207.36 + 29.41 \times 31.75) \times 500^3 \times 12}{192 \times 210 \times 10^3 \times 500 \times 31.75^3} = 0.191mm$$

El resultado es menor al límite de deformación por lo que el espesor óptimo sería de 1 ¼” o 31.75mm.

Cálculo de la placa superior

Según la figura 4.1 de la Etapa 2 se hace el análisis de las cargas que interactúan a la placa fija.

FIGURA N°4.9
FLEXIÓN DE VIGA SUPERIOR DOBLEMENTE
EMPOTRADA



Fuente: Propia del autor

Donde fuerza de flexión esta expresado de la siguiente manera:

$$F_{flexion} = P - (W_{placa\ supe} + W_{actuador})$$

$$W = W_{Ps} + W_{act}$$

$$W_{Ps} = \rho V g = 7.8 \times 62 \times 62 \times h \times 10^{-4} \times 9.81$$

Donde h es la altura de la sección transversal y también espesor de placa.

$$W_{Bm} = 29.41h \text{ N}$$

Según el anexo P. El actuador seleccionado el peso está determinado de la siguiente manera.

$$W_{act} = 9.81(77.5 + 0.062 \times 350) = 973.152 \text{ N}$$

Dónde según la ecuación 2.3.

$$\sigma_{perm} = \frac{M_n c}{I_x}$$

Para flexión de barras rectangulares y circulares se puede tomar el factor de seguridad de 1.6 según las especificaciones de ANSI/AISC 360-10 para construcciones de acero.

Según ASD para resistencias requeridas y el momento flector según tabla 2.1 el momento flector estaría expresado de la siguiente manera:

$$M_n = 1.67 M_y = 1.67 \times (78000 - 973.152 - 29.41h) \times 500 / 8$$

Considerando:

$$\sigma_{perm} = 0.6 \sigma_y$$

$$0.6 \times 250 = \frac{1.67 \times (77026.848 - 29.41h) \times 500 \times h \times 12}{8 \times 2 \times 500 \times h^3}$$

$$150h^2 = 96476.13 - 36.84h$$

$$h = 25.23 \text{ mm}$$

Seleccionando espesor de plancha comercial según el anexo V:

$$1'' = 25.4 \text{ mm}$$

Para las deflexiones máximas se tomará en cuenta lo siguiente:

“Para situaciones en las que se admite maquinaria precisa y delicada, las deflexiones máximas pueden limitarse a 1/1500 o 1/2000 de las longitudes de tramo” (Jack McCornac, 2011, Pág. 310).

$$y_{max} = L/2000 = 500/2000 = 0.25 \text{ mm}$$

Calculando la deflexión máxima según la ecuación de la tabla 2.1.

$$y_{max} = \frac{PL^3}{192EI} = \frac{(77026.848 - 29.41 \times 25.4) \times 500^3 \times 12}{192 \times 210 \times 10^3 \times 500 \times 25.4^3} = 0.346 \text{ mm}$$

No cumple ya que el resultado es mayor al límite de deflexión, por lo que se seleccionara la inmediata superior. 1 ¼”

$$y_{max} = \frac{PL^3}{192EI} = \frac{(77026.848 - 29.41 \times 31.75) \times 500^3 \times 12}{192 \times 210 \times 10^3 \times 500 \times 31.75^3} = 0.177 \text{ mm}$$

El resultado es menor al límite de deformación por lo que el espesor optimo sería de 1 ¼” o 31.75mm.

Calculo de las columnas principales

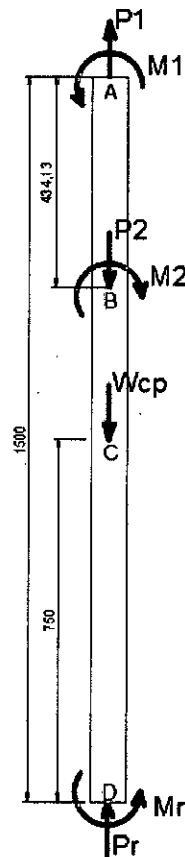
Teniendo en cuenta para un material de placas en ASTM A279 C 316L según el anexo U. Se tiene las siguientes propiedades mecánicas.

Esfuerzo de fluencia: $\sigma_y = 310 \text{ MPa}$

Módulo de elasticidad: $E = 210 \text{ GPa}$

Según lo calculado anteriormente y del modelo del banco de pruebas seleccionado en la etapa 1, el diagrama de cuerpo libre de una de las columnas sería como se muestra en la figura 4.10.

FIGURA N°4.10
DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA
COLUMNA PRINCIPAL.



Fuente: Propia del autor

Del diagrama de cuerpo libre se obtiene lo siguiente:

$$P_1 = \frac{78000}{4} - \frac{W_{Ps} + W_{act}}{4} = 19500 - \frac{933.7675 + 973.152}{4} = 19023.27 \text{ N}$$

$$M_1 = 19023.27 \times 353.55 = 6725677.11 \text{ Nmm}$$

$$W_{bancada} = 4W_{barra} + 2W_{Pm} = 4 \times 249.23 + 2 \times 933.7675 = 2864.455 \text{ N}$$

$$P_2 = \frac{78000}{4} + \frac{W_{Pf} + W_{bancada}}{4} = 19500 + \frac{933.7675 + 2864.445}{4} \\ = 20449.55 \text{ N}$$

$$M_2 = 20449.55 \times 353.55 = 7229938.4 \text{ Nmm}$$

$$R = P_2 - P_1 + W_{Ps} = 20449.55 - 19023.27 + W_{Ps} = 1426.28 + 0.9d^2 \text{ N}$$

$$M_R = M_2 - M_1 = 7229938.4 - 6725677.11 = 504261.29 \text{ Nmm}$$

Sabiendo que el esfuerzo permisible para la flexión según Shigley:

Para la flexión: $0.6\sigma_Y \leq \sigma_{Perm} \leq 0.9\sigma_Y$

$$\sigma_{Perm} = 0.6 \times 310 = 186 \text{ MPa}$$

De la ecuación 2.21.

$$\sigma_{Perm} = \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I} \Rightarrow 186 = \frac{1426.28 + 0.06d^2}{A} + \frac{504261.29 \times \frac{d}{2}}{I}$$

$$186 = \frac{1815.996}{d^2} + 1.146 + \frac{5136363.32}{d^3} \Rightarrow d = 30.396 \text{ mm}$$

Selección de barra según el diámetro calculado y el anexo S:

TABLA N°4.12
 CARACTERÍSTICAS DEL PRODUCTO BARRAS DE ACERO
 INOXIDABLE ASTM A276

Grado	DIAMETRO (Pulgadas)									
	1 1/8" (28.58mm)	1 1/4" (31.75mm)	1 3/8" (34.93mm)	1 1/2" (38.1mm)	1 3/4" (44.45mm)	2" (50.8mm)	2 1/4" (57.15mm)	2 1/2" (63.5mm)	2 3/4" (69.85mm)	3" (76.2mm)
304	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□
304/304L	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□
316/316L	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□

Fuente: Polimetales

Entonces el diámetro de la barra sería de $1\ 1/4" = 31.75\text{ mm}$

Determinando la relación de esbeltez para el tramo de CD.

$$\frac{l_e}{r} = \frac{0.5 \times 750}{31.75 \times 0.25} = 47.244\text{mm}$$

La relación de esbeltez teórica según la ecuación 2.17:

$$\frac{l_e}{r} = 4.79 \sqrt{\frac{E}{\sigma_y}} = 4.79 \sqrt{\frac{210 \times 10^3}{310}} = 122.58$$

El cual está situado en el tramo BC según la figura 2.6. Por lo que corresponde lo siguiente para el cálculo del esfuerzo crítico, ecuación 2.20 y luego el resultado reemplazar en la ecuación 2.18.

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{l}{r}\right)^2} = \frac{\pi^2 \times 210 \times 10^3}{47.244^2} = 928.59\text{ MPa}$$

$$\sigma_{cr} = [0.658^{\sigma_y/\sigma_e}] \sigma_y = 269.57\text{ MPa}$$

De acuerdo a la ASD se tomará la ecuación 2.38.

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_{cr}}{1.67} = \frac{269.57}{1.67} = 161.42\text{ MPa}$$

Según el método de interacción, ecuación 2.22:

$$\frac{P/A}{\sigma_{per\ cent}} + \frac{Mc/I}{\sigma_{per\ flex}} \leq 1$$

Remplazando todos los valores calculados:

$$0.0183 + 0.8628 \leq 1$$

$$\mathbf{0.8811 \leq 1}$$

Se concluye que el diámetro 1 1/4" es el correcto y satisface las condiciones de diseño de compresión en el tramo CD.

Analizando en el tramo AB, el cual está sometido a tracción.

El esfuerzo permisible de tracción

$$\sigma_{perm} = 0.55\sigma_Y = 0.55 \times 310 = 170.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I}$$

$$170.5 = \frac{19023.27}{A} + \frac{6725677.11c}{I} = \frac{19023.27 \times 4}{\pi d^2} + \frac{6725677.11 \times 64d}{2\pi d^4}$$

Reemplazando d=31.75

$$\mathbf{170.5 \leq 2164.48}$$

De lo calculado el esfuerzo requerido es superior a lo permisible por lo que no estaría cumpliendo con los parámetros de diseño.

Evaluando con d=3" =76.2mm.

$$170.5 \geq 159.43$$

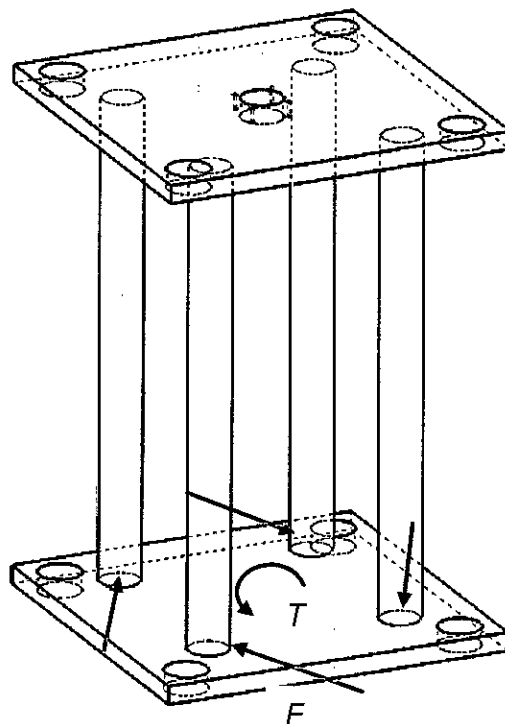
El diámetro óptimo y comercial para las columnas principales sería $D= 3''$.

a) Análisis en el ensayo de torsión.

Calculo de las placas de la bancada móvil

Para el desarrollo del ensayo de torsión se deberá tener en consideración que una de las mordazas debe estar fija y la otra la libertad de permitir el giro y por ende el torque. En nuestro diseño estamos proponiendo que la mordaza inferior es la que va restringir el giro y está situada fijamente en la placa inferior de nuestra bancada móvil.

FIGURA N°4.11
DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA PLACA
INFERIOR SOMETIDO A TORSIÓN



Fuente: Propia del autor

Analizando un torque máximo según los valores del actuador seleccionado en la etapa 2.

$$T_{max} = 1015 Nm = 1015000 Nmm$$

Según las especificaciones ANSI/ AISC 360-10 para construcciones de Acero. Para el diseño de miembros sometidos a torsión en el capítulo de H4, indica lo siguiente:

$$\sigma_{req} = \frac{\sigma_N}{1.67}$$

$$\sigma_N = 0.6\sigma_y$$

De acuerdo a las propiedades mecánicas del ASTM A36, se tiene un esfuerzo de fluencia de 250 MPa.

$$\sigma_{req} = \frac{0.6 \times 250}{1.67} = 89.82 MPa$$

Según la ecuación 2.2.

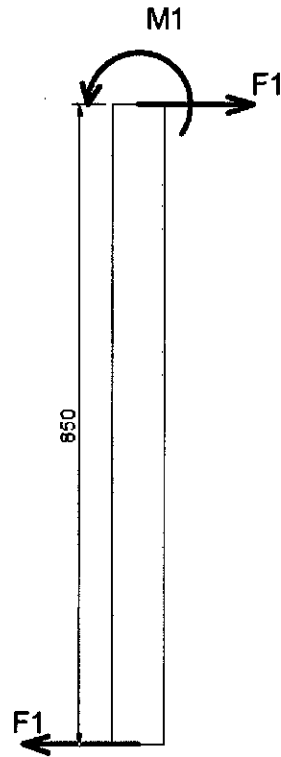
$$\tau_{max} = \frac{T\rho}{J} = \frac{1015000 \times 350}{\frac{1}{12} 620 \times 620 (620^2 + 620^2)} = 0.0144 MPa$$

Según el esfuerzo calculado en comparación con el esfuerzo requerido notamos que la placa cumple con las condiciones de trabajo máximo en el ensayo de torsión.

Calculo de las columnas de la bancada móvil

El análisis se realizará a cada barra con las cargas calculas por el torque máximo que está sometido a la placa inferior anteriormente analizada.

FIGURA N°4.12
DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA BARRA DE LA
BANCADA MOVIL



Fuente: Propia del autor

De la figura 4.11.

$$d_1 = \frac{350\sqrt{2}}{2} = 247.49mm$$

$$4xFxd_1 = T_{max} = 1015000$$

$$4xFx247.49 = 1015000$$

$$F = 1025.29 N$$

Análisis por esfuerzo de corte en vigas con sección transversal circular, según la ecuación 2.4. Donde para barras solidas se puede escribir de la siguiente manera.

$$\tau_{max} = \frac{VQ}{IB} = \frac{4V}{3A} = \frac{4 \times 1125.29}{3 \times \frac{1}{4} \times 69.85^2} = 11.49 \text{ MPa}$$

De acuerdo a las propiedades mecánicas del ASTM A279 C 316L para las columnas, se tiene un esfuerzo de fluencia de 310 MPa.

$$\sigma_{req} = \tau = \frac{0.6 \times 310}{1.67} = 111.38 \text{ MPa}$$

Según el esfuerzo requerido calculado es notamos que la barra cumple con las condiciones de trabajo sometido a esfuerzo cortante.

De la figura 4.12 se realizará el análisis de la columna por flexión.

El esfuerzo requerido máximo es:

$$\sigma_{req} = \frac{0.6 \times 310}{1.67} = 111.38 \text{ MPa}$$

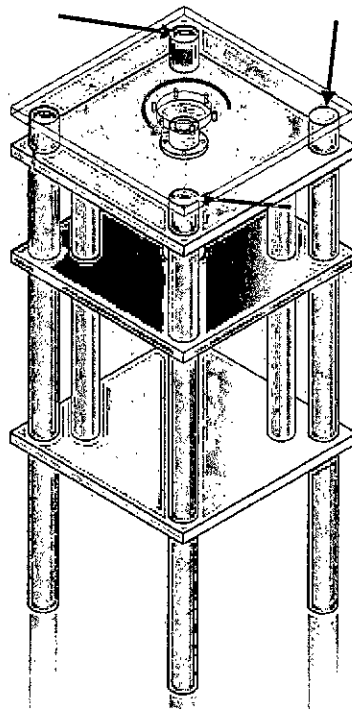
El esfuerzo calculado según en la figura 4.12 y de la tabla 2.2 se tiene lo siguiente:

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I} = \frac{(1125.29 \times 850) \times 0.5 \times 69.85}{\frac{\pi}{64} \times 69.85^4} = 28.59 \text{ MPa}$$

Según el esfuerzo calculado y en comparación con el esfuerzo requerido notamos que la barra o columna cumple con las condiciones de trabajo máximo en el ensayo de torsión.

Calculo de las placas de la bancada móvil

FIGURA N°4.13
DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA BARRA DE LA
PLACA SUPERIOR



Fuente: Propia del autor

Analizando un torque máximo según los valores del actuador seleccionado en la etapa 2.

$$T_{max} = 1015 \text{ Nm} = 1015000 \text{ Nmm}$$

Según las especificaciones ANSI/ AISC 360-10 para construcciones de Acero. Para el diseño de miembros sometidos a torsión en el capítulo de H4, indica lo siguiente:

$$\sigma_{req} = \frac{\sigma_N}{1.67}$$

$$\sigma_N = 0.6\sigma_y$$

De acuerdo a las propiedades mecánicas del ASTM A36, se tiene un esfuerzo de fluencia de 250 MPa.

$$\sigma_{req} = \frac{0.6 \times 250}{1.67} = 89.82 \text{ MPa}$$

Según la ecuación 2.2.

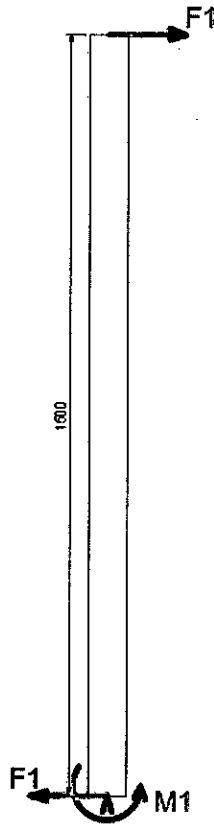
$$\tau_{max} = \frac{Tc}{J} = \frac{1015000 \times 500}{\frac{1}{12} 620 \times 620 (620^2 + 620^2)} = 0.0128 \text{ Mpa}$$

Según el esfuerzo calculado en comparación con el esfuerzo requerido notamos que la placa cumple con las condiciones de trabajo máximo en el ensayo de torsión.

Calculo de las columnas de la bancada móvil

El análisis se realizará a cada barra con las cargas calculas por el torque máximo que está sometido a la placa inferior anteriormente analizada.

FIGURA N°4.14
 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA BARRA DE LA
 BANCADA MOVIL



Fuente: Propia del autor

De la figura N°4.13.

$$d_1 = \frac{500\sqrt{2}}{2} = 353.55mm$$

$$4xFxd_1 = T_{max} = 1015000$$

$$4xFx353.55 = 1015000$$

$$F = 717.72 N$$

Análisis por esfuerzo de corte en vigas con sección transversal circular, según la ecuación 2.4. Donde para barras solidas se puede escribir de la siguiente manera.

$$\tau_{max} = \frac{VQ}{IB} = \frac{4V}{3A} = \frac{4 \times 717.72}{3 \times \frac{1}{4} 76.2^2} = 0.66 \text{ MPa}$$

De acuerdo a las propiedades mecánicas del ASTM A279 C 316L para las columnas, se tiene un esfuerzo de fluencia de 310 MPa.

$$\sigma_{req} = \tau = \frac{0.6 \times 310}{1.67} = 111.38 \text{ MPa}$$

Según el esfuerzo requerido calculado es notamos que la barra cumple con las condiciones de trabajo sometido a esfuerzo cortante.

De la figura 4.14 se realizará el análisis de la columna por flexión.

El esfuerzo requerido máximo es

$$\sigma_{req} = \frac{0.6 \times 310}{1.67} = 111.38 \text{ MPa}$$

El esfuerzo calculado según en la figura 4.14 y de la tabla 2.2 se tiene lo siguiente:

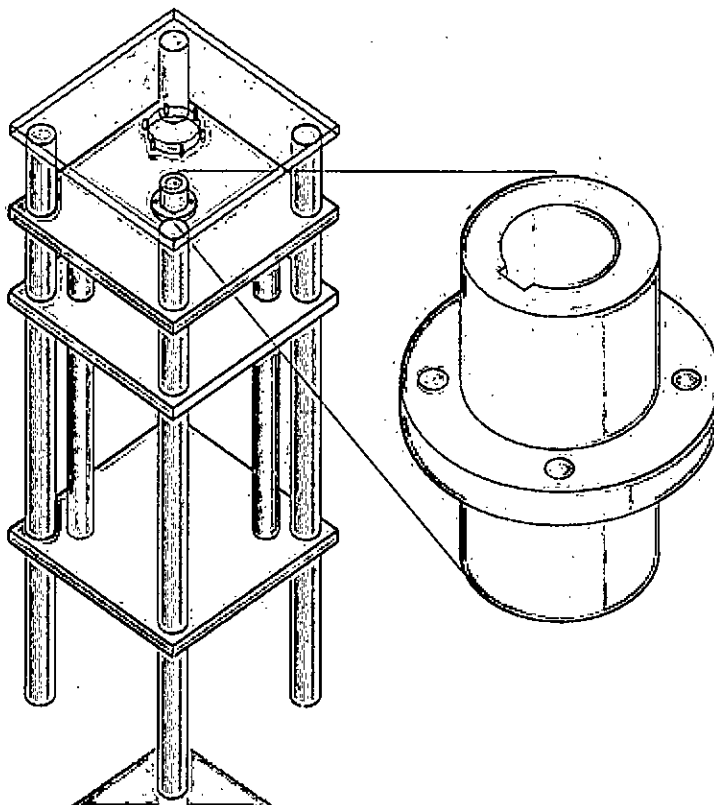
$$\sigma_f = \frac{Mc}{I} = \frac{717.72 \times 1000 \times 0.5 \times 76.2}{\frac{\pi}{64} \times 76.2^4} = 16.52 \text{ MPa}$$

Según el esfuerzo calculado y en comparación con el esfuerzo requerido notamos que la barra o columna cumple con las condiciones de trabajo máximo en el ensayo de torsión.

Cálculos de los acoples para el ensayo de tracción

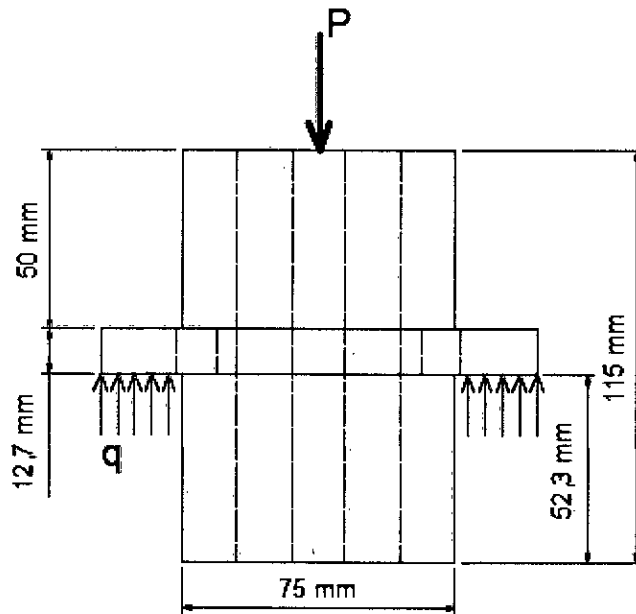
a) Acople situado en la bancada móvil

FIGURA N° 4.15
UBICACIÓN Y DETALLE DEL ACOPLE DE TRACCION EN LA
PLACA BANCADA MOVIL.



Fuente: Propia del autor

FIGURA N° 4.16
 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL ACOPLE DE TRACCION.



Fuente: Propia del autor

Para el equilibrio del acople de tracción se realizarán los cálculos de las cargas distribuidas en cargas puntuales, haciendo un análisis por aplastamiento.

$$F1 = F2 = 78000 \text{ N}$$

El cálculo del área de la superficie anular esta dado de la siguiente manera.

$$A = \frac{\pi(120^2 - 75^2)}{4} = 6891.87 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo de aplastamiento según la ecuación 2.1.

$$\sigma_{aplas} = \frac{78000}{6891.87} = 11.32 \text{ Mpa}$$

De acuerdo a las propiedades mecánicas del ASTM A36 para los acoples, se tiene un esfuerzo de fluencia de 250 MPa.

$$\sigma_{req} = \frac{0.6 \times 250}{1.67} = 89.82 \text{ MPa}$$

Notamos que la pieza cumple con los parámetros máximos de diseño.

Calculando el área de corte paralelo a la fuerza máxima del actuador.

$$A_{corte} = \pi \times 75 \times 12.7 = 2992.37 \text{ mm}^2$$

Para el cálculo del esfuerzo requerido se deberá tomar en cuenta la ecuación 2.5.

$$\tau_{corte} = \frac{78000}{2992.37} = 26.07 \text{ Mpa}$$

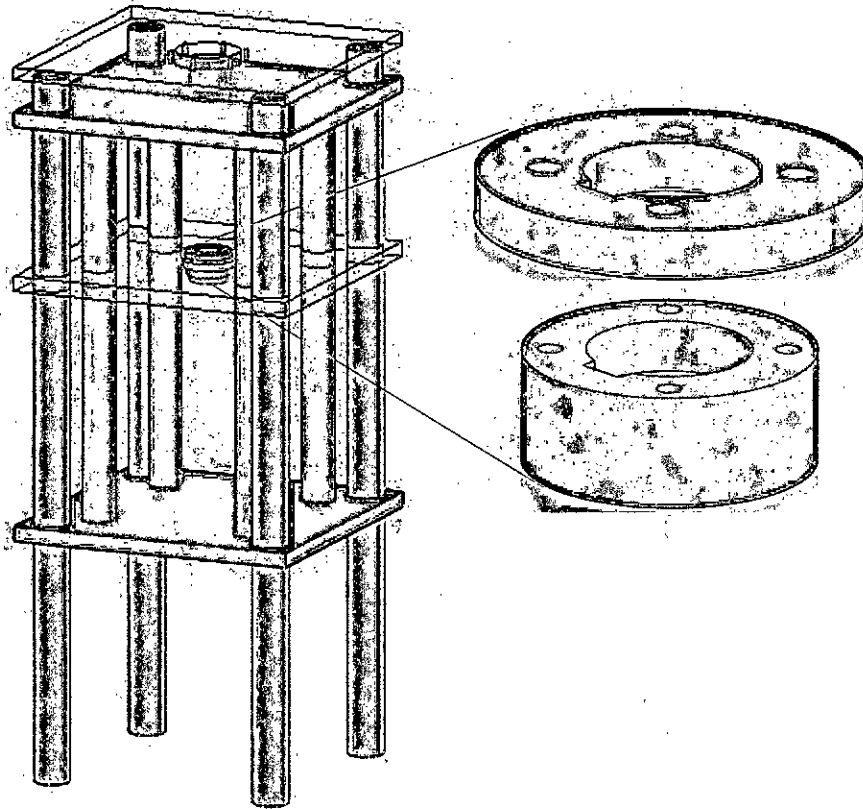
De acuerdo a las propiedades mecánicas del ASTM A36 para los acoples, se toma como el esfuerzo de corte máximo respecto al esfuerzo de fluencia de la siguiente manera.

$$\sigma_{req} = \frac{0.6 \times 250}{1.67} = 89.82 \text{ MPa}$$

Por lo que notamos que la pieza también cumple con los parámetros máximos de diseño.

b) Acople situado en la placa fija intermedia

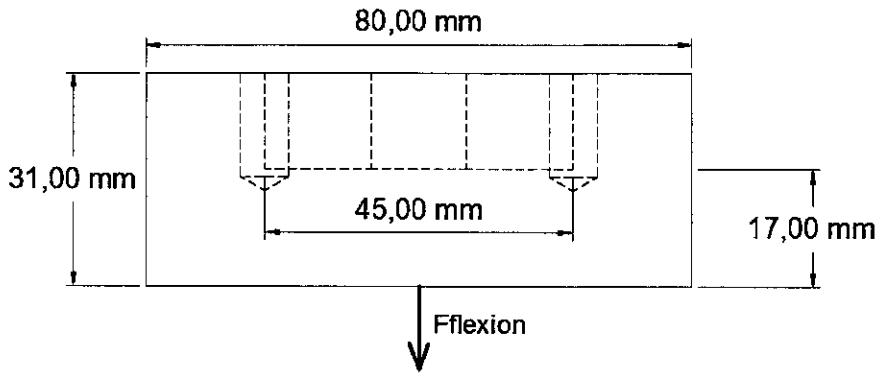
FIGURA N° 4.17
UBICACIÓN Y DETALLE DEL ACOPLE DE
TRACCION EN LA PLACA FIJA INTERMEDIA



Fuente: Propia del autor

Analizando el acople ubicado en la placa fija intermedia el cual estará unida fijamente a la mordaza superior, de los esfuerzos anteriormente calculados se deduce que el esfuerzo critico es debido a la flexión.

FIGURA N° 4.18
 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL ACOPLE DE
 TORSION



Fuente: Propia del autor

La carga de flexión en el acople es la misma que se calculó para el análisis de la placa fija intermedia por lo que se tendría lo siguiente:

$$F_{flexion} = 81207.36$$

Distribuyendo la carga en la sección circular de diámetro 45mm quedaría expresado de la siguiente manera:

$$q = \frac{F}{A} = \frac{81207.36}{\frac{\pi}{4} 45^2} = 51.06 \text{ N/mm}$$

Para el cálculo del esfuerzo de flexión en placas circulares se tomará la ecuación 2.11 y según la tabla 2.2 se tiene lo siguiente.

$$\beta = \frac{1}{8.205} = 0.122$$

$$\sigma_{max} = 0.122 \times 51.06 \times \left(\frac{45}{17}\right)^2 = 43.65 \text{ Mpa}$$

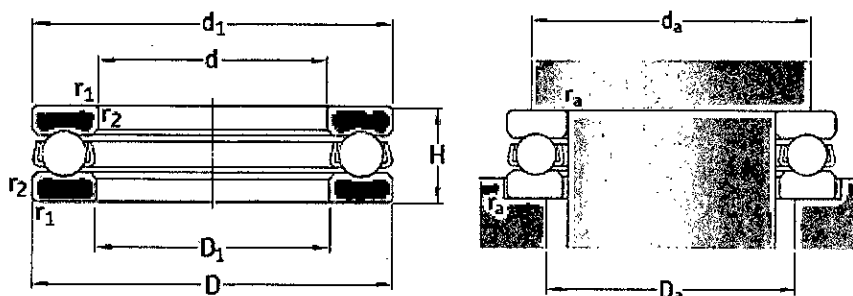
De acuerdo a las propiedades mecánicas del ASTM A36 para los acoples, se tiene un esfuerzo de fluencia de 250 MPa.

$$\sigma_{req} = \frac{0.6 \times 250}{1.67} = 89.82 \text{ MPa}$$

Por lo que la pieza cumple con los parámetros máximos de diseño.

La carga en el acople para el ensayo de tracción es de 81207.36 N y teniendo en cuenta que para el ensayo de torsión se necesita una velocidad máxima de giro de 30rpm según la tabla 2.12,

FIGURA N° 4.19
DIMENSIONAMIENTO DEL RODAMIENTO AXIAL



Fuente: Skf

De lo expresado anteriormente se deberá tener en consideración las dimensiones como se grafica en la figuras 4.19 y 4.20.

Así como también la fuerza estática del rodamiento deberá ser superior a la 81.2KN por lo que según el anexo X. Sería lo siguiente:

FIGURA N° 4.20
PROPIEDADES MECANICAS DE RODAMIENTOS AXIALES

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Factor de carga mínima A	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	H	dinámica C	estática C_0			Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	-	r. p. m.	kg	-	
75	100	19	44.2	134	4.9	0.11	3 200	4 300	0.7	51115
	110	27	63.7	170	6.2	0.17	2 400	3 400	0.83	51215
	135	44	163	390	14	0.79	1 700	2 400	2.6	51315
	160	65	251	610	20.8	1.9	1 300	1 800	6.75	51415M
80	105	19	44.9	140	5.1	0.12	3 000	4 300	0.42	51116
	115	28	76.1	208	7.65	0.22	2 400	3 400	0.91	51216
	140	44	159	390	13.7	0.79	1 700	2 400	2.7	51316
	170	68	302	750	25	2.3	1 200	1 700	7.95	51416M
85	110	19	44.9	146	5.4	0.14	3 000	4 300	0.44	51117
	125	31	97.5	275	9.8	0.39	2 200	3 000	1.2	51217
	150	49	174	405	14	1.1	1 600	2 200	3.55	51317
	180	72	286	750	24	2.9	1 200	1 600	9.45	51417M
90	120	22	59.2	208	7.5	0.22	2 600	3 800	0.67	51118
	135	35	112	290	10.4	0.55	2 000	2 800	1.7	51218
	155	50	182	440	14.6	1.3	1 500	2 200	3.8	51318
	190	77	307	815	25.5	3.5	1 100	1 500	11	51418M

Fuente: Skf

Por lo que el rodamiento optimo según los parámetros de diseño sería la selección con número de designación 51116.

Cálculo por fatiga placa móvil superior

De la figura 4.5 y según la ecuación planteada en dicho apartado y considerando para un espesor ya calculado de 31.75mm.

Para los cálculos posteriores se considerará el momento de inercia:

$$I_x = \frac{bh^3}{12} = \frac{620 \times 31.75^3}{12} = 1653642.53 \text{mm}^4$$

Para una fuerza máxima de 78000N:

$$M_n = \frac{(78000 + 29.41 \times 31.75) 350}{8} = 3453352.33 \text{Nmm}$$

Reemplazando los valores se obtiene:

$$\sigma_{perm} = \frac{M_n c}{I_x} = 33.15 \text{ Mpa}$$

Para una fuerza debido al esfuerzo de fluencia de la probeta de 700Mpa:

$$F_{fza. \text{ mín}} = \sigma_{y \text{ prob.}} \times A_{\text{prob.}} = 700 \times \frac{\pi \times 10^2}{4} = 54977.87 \text{ N}$$

$$M_n = \frac{(54977.87 + 29.41 \times 31.75) \times 350}{8} = 2446134.14 \text{ Nmm}$$

Reemplazando los valores se obtiene:

$$\sigma_{perm} = \frac{M_n c}{I_x} = 23.48 \text{ Mpa}$$

Para determinar el esfuerzo de corte máximo con lo siguiente:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{3F}{2A}$$

Para la fuerza máxima de 78000N y mínima de 54977.87N, más es peso de la placa:

$$\tau_{\text{máx}}(\text{máx}) = \frac{3 \times 78933.77}{2 \times 620 \times 31.75} = 6.01 \text{ Mpa}; \tau_{\text{máx}}(\text{mín}) = 4.26 \text{ Mpa}$$

Por ecuaciones 2-32 y 2-33 para el diseño de fatiga:

$$\text{Amplitud del esfuerzo} \rightarrow \sigma_a = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{33.15 - 23.48}{2} = 4.84 \text{ Mpa}; \tau_a = \frac{6.01 - 4.26}{2} = 0.875 \text{ Mpa}$$

$$\text{Esfuerzo medio} \rightarrow \sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{33.15 + 23.48}{2} = 28.315 \text{Mpa}; \tau_m = \frac{6.01 + 4.26}{2} = 5.14 \text{Mpa}$$

Determinaremos el esfuerzo de fatiga según la figura 2.10 para un esfuerzo último del material A36 de 400Mpa:

Según la figura 2.10 para un acero al carbono contamos con la relación para determinar el esfuerzo de fatiga modificada (según Shigley):

$$S_n = S_u \times 0.4 = 400 \times 0.4 = 160 \text{Mpa}$$

Determinaremos la resistencia a fatiga aparente según la ecuación 2-31:

$$S'_n = S_n (C_m)(C_{st})(C_R)(C_s)$$

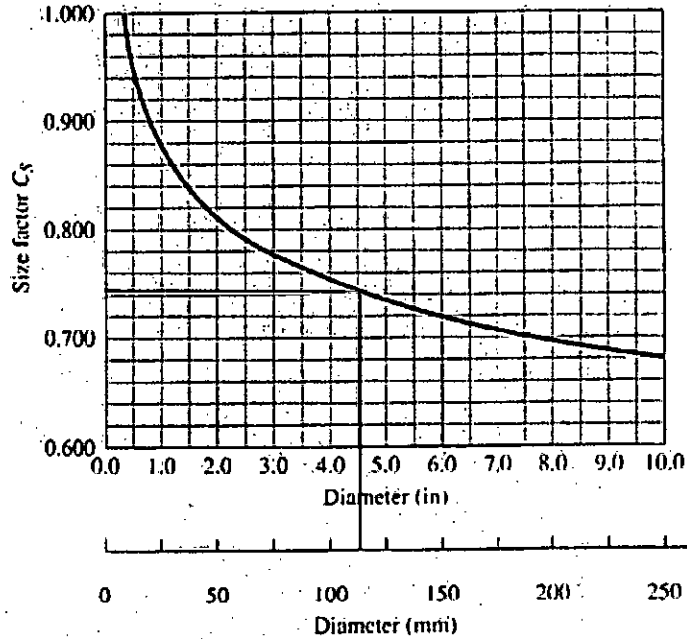
$C_m = 0.8$ (para acero colado); $C_{st} = 1$ (Para esfuerzo flexionante)

$C_R = 0.81$ (Para una confiabilidad de 0.99, ver tabla 2.5)

C_s : Factor de tamaño se determinará con el diámetro equivalente, según la ecuación 2-30:

$$D_e = 0.808 \sqrt{hb} = 0.808 \sqrt{620 \times 31.75} = 113.36 \text{mm}$$

FIGURA N°4.21
FACTORES DE TAMAÑO



Fuente: Mott, 4th ed.

Según la figura 4.21, se obtiene C_s es 0.72

Reemplazando todos los factores en la ecuación 2-31:

$$S'_n = 160 \times 0.8 \times 1 \times 0.81 \times 0.72 = 74.65 = \sigma_{fat}$$

Reemplazando el esfuerzo de fatiga, de amplitud y medio calculado anteriormente, para determinar los esfuerzos equivalentes según la ecuación 2-34:

$$\sigma_{eq} = \sigma_m + \sigma_a \frac{\sigma_f}{\sigma_{fat}}$$

$$\sigma_{eq} = 28.315 + 4.84 \times \frac{250}{74.65} = 44.52 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{eq} = \tau_m + \tau_a \frac{\sigma_f}{\sigma_{fat}}$$

$$\tau_{eq} = 5.14 + 0.875x \frac{250}{74.65} = 8.07 \text{ Mpa}$$

Para finalizar, se utilizará teoría de falla Tresca y determinar si falla o no por fatiga, según la ecuación 2-29:

$$\sigma_{eq}^2 + 4\tau_{eq}^2 \leq \sigma_f^2$$

$$44.52^2 + 4x8.07^2 \leq 250^2$$

$$47.36 \leq 250$$

Por lo tanto, la placa móvil no fallará por fatiga

Cálculo por fatiga placa fija

De la figura 4.8 y según la ecuación planteada en dicho apartado y considerando para un espesor ya calculado de 31.75mm.

El momento inercia estará dado por:

$$I_x = \frac{bh^3}{12} = \frac{620x31.75^3}{12} = 1653642.53 \text{ mm}^4$$

Lo cual las cargas involucradas para este análisis será:

$$M_n = \frac{(F + W_{placa\ fija} + W_{mordaza})500}{8}$$

$$M_n = \frac{(81207.36 + 29.41x31.75)500}{8} = 5133820.47 \text{ Nmm}$$

Reemplazando los valores se obtiene:

$$\sigma_{perm} = \frac{M_n c}{I_x} = 49.28 \text{ Mpa}$$

Para una fuerza debido al esfuerzo de fluencia de la probeta de 700Mpa, así mismo añadiendo las cargas involucradas será:

$$F_{\min} = \sigma_{y \text{ prob.}} \times A_{\text{prob.}} = 700 \times \frac{\pi \times 10^2}{4} = 54977.87 \text{ N}$$

Por lo tanto, determinando la reacción con la carga involucrada:

$$4R = P + W_{\text{placa sup}} + 4W_{\text{barra banc}}$$

$$4R = 54977.87 + 933.77 + 4 \times 249.23 = 56908.56 \text{ N}$$

Dónde:

$$F_{\text{flexión}} = 4R + W_{\text{placa inf}} + W_{\text{mordaza}} + W_{\text{placa fija}} + W_{\text{mordaza}}$$

$$F_{\text{flexión}} = 56908.56 + 2 \times 933.77 + 2 \times 353.73 = 59483.56 \text{ N}$$

Con el valor de la fuerza flexión, se determinará el momento:

$$M_n = \frac{(59483.56)500}{8} = 3717722.5 \text{ Nmm}$$

Reemplazando los valores se obtiene:

$$\sigma_{perm} = \frac{M_n c}{I_x} = 35.69 \text{ Mpa}$$

Para determinar el esfuerzo de corte máximo con lo siguiente:

$$\tau_{\max} = \frac{3F}{2A}$$

Para la fuerza máxima de 82141.13N y mínima de 59483.56N:

$$\tau_{m\acute{a}x}(m\acute{a}x) = \frac{3 \times 82141.13}{2 \times 620 \times 31.75} = 6.26 \text{ Mpa}; \tau_{m\acute{a}x}(m\acute{i}n) = 4.53 \text{ Mpa}$$

Por las ecuaciones 2-32 y 2-33 para el dise\~no de fatiga:

$$\text{Amplitud del esfuerzo} \rightarrow \sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{49.28 - 35.69}{2} = 6.8 \text{ Mpa}; \tau_a = \frac{6.26 - 4.53}{2} = 0.87 \text{ Mpa}$$

$$\text{Esfuerzo medio} \rightarrow \sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{49.28 + 35.55}{2} = 42.49 \text{ Mpa}; \tau_m = \frac{6.26 + 4.51}{2} = 5.39 \text{ Mpa}$$

Determinaremos el esfuerzo de fatiga seg\~un la figura 2.10 para un esfuerzo \u00faltimo del material A36 de 400Mpa:

Seg\~un la figura 2.10 para un acero al carbono contamos con la relaci3n para determinar el esfuerzo de fatiga modificada (seg\~un Shigley):

$$S_n = S_u \times 0.4 = 400 \times 0.4 = 160 \text{ Mpa}$$

De igual forma que lo anterior, se determinar\~a la fatiga aparente seg\~un la ecuaci3n 2-31:

$$S'_n = S_n (C_m)(C_{st})(C_R)(C_s)$$

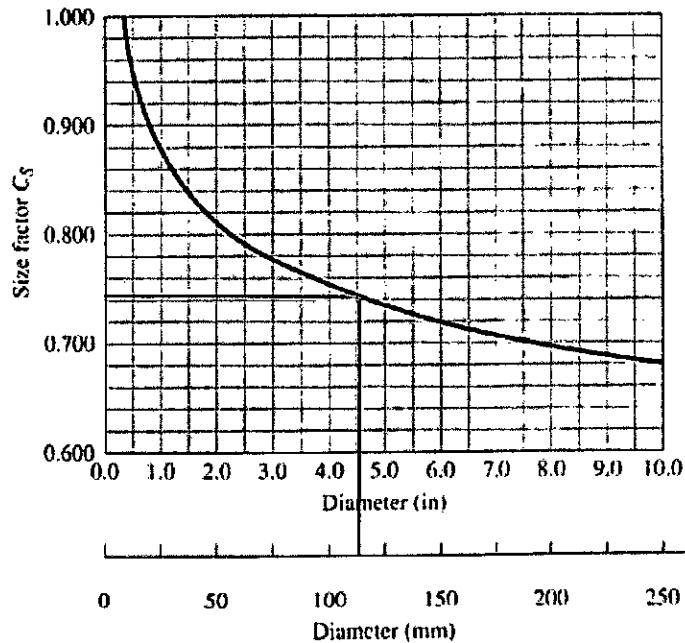
$$C_m = 0.8 \text{ (para acero colado)}; C_{st} = 1 \text{ (para esfuerzo flexionante)}$$

$$C_R = 0.81 \text{ (para una confiabilidad de 0.99, ver tabla 2.5)}$$

C_s : Factor de tama\~no se determinar\~a con el di\~ametro equivalente, seg\~un la ecuaci3n 2-30:

$$D_e = 0.808\sqrt{hb} = 0.808\sqrt{620 \times 31.75} = 113.36 \text{ mm}$$

FIGURA N°4.22
FACTORES DE TAMAÑO



Fuente: Mott, 4th ed.

Según la figura 4.22, se obtiene C_s es 0.72

Reemplazando todo los factores en la ecuación 2-31:

$$S'_n = 160 \times 0.8 \times 1 \times 0.81 \times 0.72 = 74.65 = \sigma_{fat}$$

Reemplazando el esfuerzo de fatiga, de amplitud y medio calculado anteriormente, para determinar los esfuerzos equivalentes según la ecuación 2-34:

$$\sigma_{eq} = \sigma_m + \sigma_a \frac{\sigma_f}{\sigma_{fat}}$$

$$\sigma_{eq} = 42.49 + 6.8 \times \frac{250}{74.65} = 65.26 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{eq} = \tau_m + \tau_a \frac{\sigma_f}{\sigma_{fat}}$$

$$\tau_{eq} = 5.39 + 0.87x \frac{250}{74.65} = 8.3Mpa$$

Para finalizar, se utilizará teoría de falla Tresca y determinar si falla o no por fatiga, según la ecuación 2-29:

$$\sigma_{eq}^2 + 4\tau_{eq}^2 \leq \sigma_f^2$$

$$65.26^2 + 4x8.3^2 \leq 250^2$$

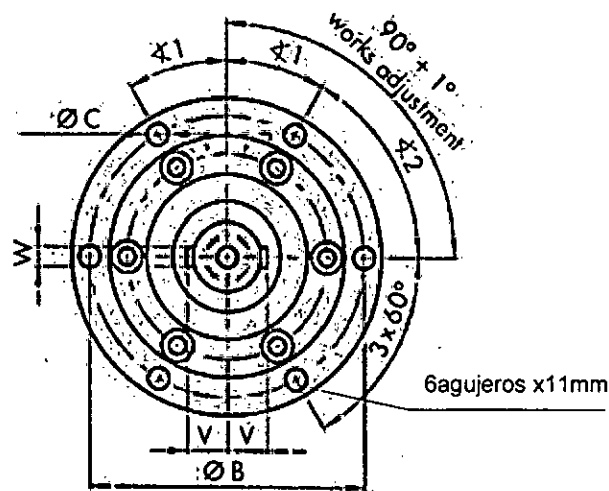
$$67.34 \leq 250$$

Por lo tanto, la placa móvil no fallará por fatiga

Cálculo y selección de uniones atornilladas para el actuador

Las uniones atornilladas estarán involucradas para el montaje del actuador hidráulico en la placa superior ya calculada de espesor 1 ¼" equivalente a 31.75mm. En la figura 4.23 se muestra una vista frontal del actuador hidráulico, donde se puede apreciar la cantidad de agujeros de 11 mm de diámetro según el anexo O.

FIGURA N°4.23
VISTA FRONTAL DEL ACTUADOR



Fuente: Eckart Hydraulik

Cálculo por resistencia cortante.

Ya calculado anteriormente el esfuerzo cortante máximo de la probeta de torsión para realizar los cálculos será de 1400 Mpa, por lo tanto dividiendo ese valor entre 6 pernos de pernos se obtendría el esfuerzo para cada perno de 233 Mpa.

Se determinará la resistencia inicial a corte para tornillo de grado 4.6 con la siguiente expresión propuesta en la ecuación 2-46:

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 \times f_{ub} \times A_s}{\gamma_{Mb}}$$

Dónde:

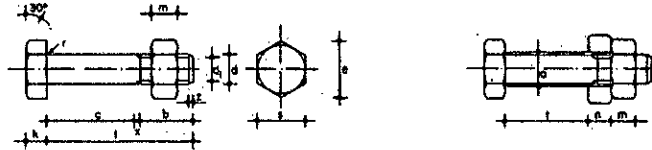
A_s es el área resistente tracción del tornillo

f_{ub} es la tensión última a tracción del tornillo, ver tabla 2.7 para grado 4.6

γ_{Mb} es el coeficiente parcial de seguridad 1.25

Seleccionamos el A_s según la siguiente tabla 4.13.

TABLA N°4.13
DIMENSIONES DE TORNILLOS



Tornillo tipo	Vástago					Cabeza			Diámetro del agujero a mm	Area neta del núcleo An cm²	Area resistente Ar cm²	
	Diámetro de la caña d mm	Diámetro interior d _i mm	Longitud roscada b mm	Longitud de la salida x mm	Longitud del chafán z mm	Espesor k mm	Medida entre caras s mm	Medida entre aristas e mm				Radio del acuerdo r mm
T 10	10	8.160	17.5	2.5	1.7	7	17	19.6	0.5	11	0.523	0.580
T 12	12	9.853	19.5	2.5	2.0	8	19	21.9	1.0	13	0.762	0.843
T 16	16	13.546	23.0	3.0	2.5	10	24	27.7	1.0	17	1.440	1.570

Fuente: Web ingemecánica

Reemplazando en la ecuación 2-46:

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 \times 400 \times 58}{1.25} = 11.13 \text{ kN}$$

Calculo por resistencia a tracción.

Según la tabla 4.2, la fuerza máxima para realizar los cálculos será de 78000 N, por lo tanto, dividiendo ese valor entre 6 pernos de pernos se obtendría la carga para cada perno de 13000 N.

Se determinará la resistencia a tracción para tornillo de grado 4.6 con la ecuación 2-47:

$$F_{t,Rd} = \frac{0.9 \times f_{ub} \times A_s}{\gamma_{Mb}}$$

$$F_{t,Rd} = \frac{0.9 \times 400 \times 58}{1.25} = 16.7 \text{ kN}$$

Resistencia cortante y tracción.

Con los cálculos anteriores, los tornillos solicitados deberán reemplazar y cumplir con la ecuación 2-48:

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{1.4F_{t,Rd}} \leq 1$$

Dónde:

$F_{v,Ed}$ es el esfuerzo cortante que actúa sobre el tornillo

$F_{v,Rd}$ es la resistencia cortante del tornillo

$F_{t,Ed}$ es el esfuerzo axial que actual sobre el tornillo

$F_{t,Rd}$ es la resistencia a tracción del tornillo

Antes de reemplazar los valores en la ecuación 2-48, determinaremos a fuerza cortante que actúa sobre el tornillo:

$$F_{v,Ed} = 233 \text{Mpa} \times 58 \text{mm}^2 = 13.5 \text{kN}$$

Volviendo a la ecuación 2-48 con los valores obtenidos:

$$\frac{13.5}{11.13} + \frac{13}{1.4 \times 16.7} \leq 1$$

$$1.92 \leq 1; \text{ No cumple}$$

Como no cumple el tornillo con grado 4.6, Consideraremos el de grado 8.8 con un esfuerzo último a la tracción de 800 Mpa mostrado en la tabla 2.7.

Recalculando:

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 \times 800 \times 58}{1.25} = 22.3 \text{kN}$$

$$F_{t,Rd} = \frac{0.9 \times 800 \times 58}{1.25} = 33.4 \text{kN}$$

Reemplazando nuevamente en la ecuación 2-48:

$$\frac{13.5}{22.3} + \frac{13}{1.4 \times 33.4} \leq 1$$

$$0.87 \leq 1; \text{ Sí cumple}$$

Por lo tanto, usaremos 6 pernos $\varnothing 10\text{mm}$ de grado 8.8

Cálculo y selección de uniones atornilladas para el acople

Las uniones atornilladas estarán involucradas para la unión de partes de acople, que servirá para realizar el ensayo. En la figura 4.17 se puede apreciar que se necesitarán 4 pernos de 12 mm, donde a partir de ellos se determinará el perno con sus características mecánicas adecuadas.

Cálculo por resistencia cortante.

Ya calculado anteriormente el esfuerzo cortante máximo de la probeta de torsión para realizar los cálculos será de 1400 Mpa, por lo tanto dividiendo ese valor entre 4 pernos de pernos se obtendría el esfuerzo para cada perno de 350Mpa.

Se determinará la resistencia inicial a corte para tornillo de grado 4.6 con la siguiente expresión propuesta en la ecuación 2-46:

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 \times f_{ub} \times A_s}{\gamma_{Mb}}$$

Dónde:

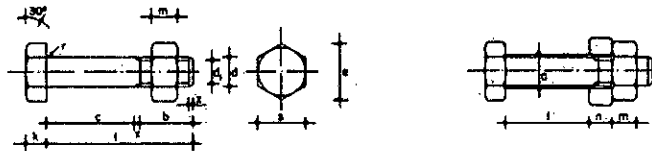
A_s es el área resistente tracción del tornillo

f_{ub} es la tensión última a tracción del tornillo, ver tabla 2.7 para grado 4.6

γ_{Mb} es el coeficiente parcial de seguridad 1.25

Seleccionamos el A_s según la siguiente tabla 4.14

TABLA N°4.14
DIMENSIONES DE TORNILLOS



Tornillo tipo	Vástago					Cabeza				Diámetro del agujero a mm	Area neta del núcleo A_n cm ²	Area resistente A_r cm ²
	Diámetro de la caña d mm	Diámetro interior d_i mm	Longitud roscada b mm	Longitud de la salida x mm	Longitud del chafán z mm	Medida entre caras s mm	Medida entre aristas e mm	Radio del acuerdo r mm	Espesor k mm			
T 10	10	8.160	17.5	2.5	1.7	7	17	19.6	0.5	11	0.523	0.580
T 12	12	9.853	19.5	2.5	2.0	8	19	21.9	1.0	13	0.762	0.843
T 16	16	13.546	23.0	3.0	2.5	10	24	27.7	1.0	17	1.440	1.570

Fuente: Web ingemecánica

Reemplazando en la ecuación 2-46:

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 \times 400 \times 84.3}{1.25} = 16.19 \text{ kN}$$

Calculo por resistencia a tracción.

Para este análisis no tendremos carga por tracción que involucre.

Se determinará la resistencia a tracción para tornillo de grado 4.6 con la ecuación 2-47:

$$F_{t,Rd} = \frac{0.9 \times f_{ub} \times A_s}{\gamma_{Mb}}$$

$$F_{t,Rd} = \frac{0.9 \times 400 \times 84.3}{1.25} = 24.28 \text{ kN}$$

Resistencia cortante y tracción.

Con los cálculos anteriores, los tornillos solicitados deberán reemplazar y cumplir con la ecuación 2-48:

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{1.4F_{t,Rd}} \leq 1$$

Antes de reemplazar los valores en la ecuación 2-48, determinaremos a fuerza cortante que actúa sobre el tornillo:

$$F_{v,Ed} = 350 \text{ Mpa} \times 84.3 \text{ mm}^2 = 29.51 \text{ kN}$$

Volviendo a la ecuación 2-48 con los valores obtenidos:

$$\frac{29.51}{16.19} + \frac{0}{1.4 \times 24.28} \leq 1$$

$$1.82 \leq 1; \text{ No cumple}$$

Como no cumple el tornillo con grado 4.6, Consideraremos el de grado 8.8 con un esfuerzo último a la tracción de 800 Mpa, mostrado en la tabla 2.7.

Recalculando:

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 \times 800 \times 84.3}{1.25} = 32.37 \text{ kN}$$

$$F_{t,Rd} = \frac{0.9 \times 800 \times 84.3}{1.25} = 48.56 \text{ kN}$$

Reemplazando nuevamente en la ecuación 2.48:

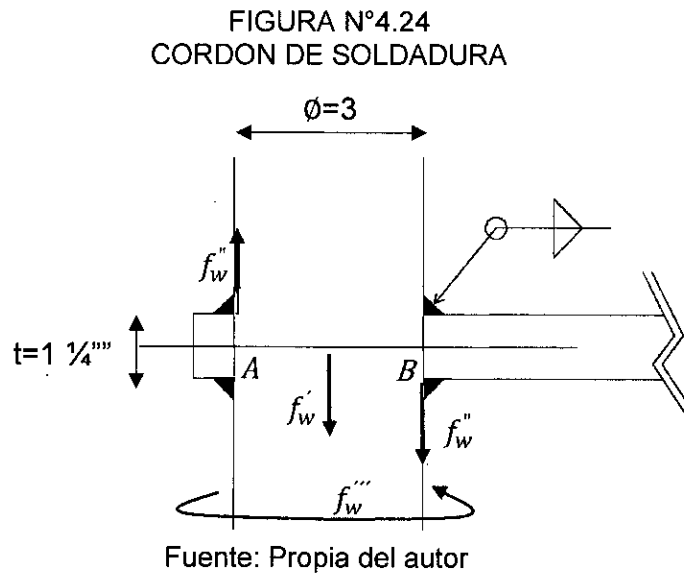
$$\frac{29.51}{32.37} + \frac{0}{1.4 \times 48.56} \leq 1$$

$$0.91 \leq 1; \text{ Sí cumple}$$

Cálculo y selección de unión atornillada para las mordazas

La unión atornillada de las mordazas a los acoples, solo servirán de guías para poder acoplar. Por lo tanto solo usaremos un tornillos de grado 8.8 de un diámetro de 30mm.

Cálculo por soldadura en la placa fija



Carga por tracción:

Donde las cargas que involucran se calcularon anteriormente y sería:

$$P = 81207.36 + 29.41 \times 31.75 = 82141.13 \text{ N}$$

$$f_w' = \frac{0.25P}{2xL} = \frac{0.25 \times 82141.13}{2 \times \pi \times 3 \times 25.4} = 42.89 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Carga por flexión.

De la figura 4.8 y utilizando tabla de deflexiones empotradas:

$$M_A = \frac{PL}{8} = \frac{82141.13 \times 500}{8} = 5133820.63 \text{ Nmm}$$

Como son 2 agujeros en A, entonces:

$$M = \frac{M_A}{2} = 2566910.31 Nmm$$

Calculando el módulo de línea para flexión (Z_w), según la ecuación se muestra en el anexo BA :

$$Z_w = \frac{\pi d^2}{2} + \pi D^2 = \frac{\pi(3 \times 25.4)^2}{2} + \pi \times 31.75^2 = 12287.66 mm^2$$

Por lo tanto, calculando la carga por flexión:

$$f_w'' = \frac{M}{Z_w} = \frac{2566910.31}{12287.66} = 208.9 \frac{N}{mm}$$

Carga por torsión.

Según la tabla del actuador 4.2 el torque máximo es de 1015Nm. Por lo tanto, nuestro torque para nuestro agujero soldado en la placa será el valor dividido entre cuatro. Por lo tanto, el torque es 253.75Nm.

El momento polar de inercia para torsión (J_w), según el anexo BA:

$$J_w = \frac{\pi d^3}{2} = \frac{\pi(3 \times 25.4)^3}{2} = 694999.9 mm^2$$

Por lo tanto, calculando la carga por torsión:

$$f_w''' = \frac{T \times C}{J_w} = \frac{253750 \times 1.5 \times 25.4}{694999.9} = 13.91 \frac{N}{mm}$$

Ahora calculando las fuerzas resultantes según la figura 4.24:

$$F_{R1} = f_w'' - f_w' = 208.9 - 42.89 = 166.01 \frac{N}{mm}$$

Determinando otra fuerza resultante con la carga perpendicular:

$$F_{R2} = \sqrt{F_{R1}^2 + f_w^2} = \sqrt{166.01^2 + 13.91^2} = 166.59 \frac{N}{mm} = 951.16 \frac{lbs}{in}$$

Calculo del tamaño del cordón de soldadura. Utilizando AWS A5-4 E309L-17, con $S_{ut} = 75419.6 \frac{lbs}{in^2}$, según el anexo Z:

Según el Dr. Ing. F. Alva D., 2008 plantea de acuerdo a la norma AWS D2.0-69. Reemplazando se obtiene:

$$S_t = 0.3S_{ut} = 0.3 \times 75419.6 = 22625.88 \frac{lbs}{in^2}$$

Entonces el tamaño del cordón será:

$$w_B = \frac{951.16 \frac{lbs}{in}}{22625.88 \frac{lbs}{in^2}} = 0.04 = \frac{1}{16} "$$

Consultando la tabla 2.9 para un espesor de plancha de $1 \frac{1}{4} "$, se tiene lo siguiente:

$$\frac{3}{4} " < t \leq 1 \frac{1}{2} " \rightarrow w_{min} = \frac{5}{16} "$$

Como:

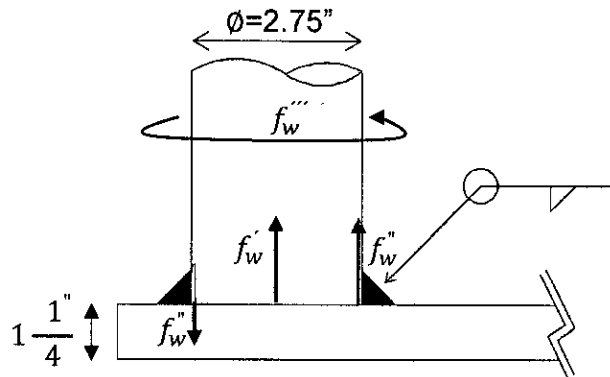
$$w_{calc.} < w_{min}$$

Entonces usaremos un electrodo $w_B = \frac{5}{16} "$, **AWS A5-4 E309L-17**.

Cálculo por soldadura en la placa móvil inferior

Para este caso se analizará la placa inferior, debido a que en ello estarán involucrados la el peso de la mordaza y de la propia placa.

FIGURA N°4.25
CORDON DE SOLDADURA



Fuente: Propia del autor

Carga por tracción:

De la figura 4.7, se deduce y se plantea como sigue:

$$P = F_{flexión} = 79930.6875 \text{ N}$$

$$f_w' = \frac{0.25P}{L} = \frac{0.25 \times 79930.6875}{\pi \times 2.75 \times 25.4} = 91.06 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Carga por flexión.

De la figura 4.7 y utilizando tabla de deflexiones empotradas:

$$M_A = \frac{PL}{8} = \frac{79930.6875 \times 350}{8} = 3496967.58$$

Como son 2 agujeros en A, entonces:

$$M = \frac{M_A}{2} = 1748483.79 \text{ Nmm}$$

Calculando el módulo de línea para flexión (Z_w), según el anexo BA:

$$Z_w = \frac{\pi d^2}{2} = \frac{\pi (2.75 \times 25.4)^2}{2} = 7663.95 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto, calculando la carga por flexión:

$$f_w'' = \frac{M}{Z_w} = \frac{1748483.79}{7663.95} = 228.14 \frac{N}{mm}$$

Carga por torsión:

Según la tabla 4.2 del actuador el torque máximo es de 1015Nm. Por lo tanto, nuestro torque para nuestro agujero será ese valor dividido entre cuatro. El torque es 253.75Nm.

El momento polar de inercia para torsión (J_w), según el anexo BA:

$$J_w = \frac{\pi d^3}{4} = \frac{\pi(2.75 \times 25.4)^3}{4} = 267663.48 mm^3$$

Por lo tanto, calculando la carga por torsión:

$$f_w''' = \frac{T \times C}{J_w} = \frac{253750 \times 1.375 \times 25.4}{267663.48} = 33.11 \frac{N}{mm}$$

Ahora calculando las fuerzas resultantes según la figura 4.25:

$$F_{R1} = f_w'' - f_w' = 228.14 - 91.06 = 137.08 \frac{N}{mm}$$

Determinando otra fuerza resultante más:

$$F_{R2} = \sqrt{F_{R1}^2 + f_w'''^2} = \sqrt{137.08^2 + 33.11^2} = 141.02 \frac{N}{mm} = 805.17 \frac{lbs}{in}$$

Ya habiendo conocido el tipo de electrodo a utilizar se plantea:

$$S_t = 0.3S_{ut} = 0.3 \times 75419.6 = 22625.88 \frac{lbs}{in^2}$$

Entonces el tamaño del cordón será:

$$w_B = \frac{805.17 \frac{\text{lbs}}{\text{in}}}{22625.88 \frac{\text{lbs}}{\text{in}^2}} = 0.035 = \frac{1}{16}$$

Consultando la tabla 2.9 para un espesor de plancha de 1 ¼", se tiene lo siguiente:

$$\frac{3}{4} < t \leq 1 \frac{1}{2} \rightarrow w_{\text{mín}} = \frac{5}{16}''$$

Como:

$$w_{\text{calc.}} < w_{\text{mín}}$$

Entonces usaremos un electrodo $w_B = \frac{5}{16}''$, AWS A5-4 E309L-17.

Cálculo por soldadura de la mordaza al acople

El vástago de la mordaza se soldará al acople, para que así pueda realizarse el ensayo de torsión.

Por lo tanto como el vástago es inoxidable y el acople es acero A36, usaremos por electrodo el AWS A5-4 E3609L-17, en donde solo actuará carga por torsión de 1015Nm según las especificaciones de la tabla 4.2.

Carga por torsión:

El momento polar de inercia para torsión (J_w), según el anexo BA:

$$J_w = \frac{\pi d^3}{4} = \frac{\pi(50)^3}{4} = 98174.77 \text{mm}^3$$

Por lo tanto, calculando la carga por torsión:

$$f_w''' = \frac{TxC}{J_w} = \frac{1015000 \times 25}{98174.77} = 258.47 \frac{N}{mm}$$

Como solo actúa carga por torsión, entonces la fuerza resultante es:

$$F_{R1} = 258.47 \frac{N}{mm} = 1475.75 \frac{lbs}{in}$$

Ya habiendo conocido el tipo de electrodo a utilizar se plantea:

$$S_t = 0.3S_{ut} = 0.3 \times 75419.6 = 22625.88 \frac{lbs}{in^2}$$

Entonces el tamaño del cordón será:

$$w_B = \frac{1475.75 \frac{lbs}{in}}{22625.88 \frac{lbs}{in^2}} = 0.065 = \frac{3}{16}$$

Consultando la tabla 2.9 para un espesor de plancha de 17mm, se tiene lo siguiente:

$$\frac{1}{2} < t \leq \frac{3}{4} \rightarrow w_{min} = \frac{1}{4}''$$

Como:

$$w_{calc.} < w_{min}$$

Entonces usaremos un electrodo $w_B = \frac{1}{4}''$, **AWS A5-4 E309L-17**.

4.3. Población y muestra

Según Hurtado y Toro (1998), enunció que la "población es el total de los individuos o elementos a quienes se refiere la investigación, es decir, todos

los elementos que vamos a estudiar, por ello también se le llama universo” (p.79).

Según Balestrini (2006), enunció que “una muestra es una parte representativa de una población, cuyas características deben producirse en ella, lo más exactamente posible” (p.141).

En este trabajo de investigación la población y la muestra es la misma, ya que viene a ser un único elemento, el cual corresponde en el banco de pruebas bifuncional para ensayos de tracción y torsión.

4.4. Técnicas e instrumentación de recolección de datos

Según Espinoza (2015), la técnica de recolección de datos más relacionado para este trabajo de investigación es la “técnica documental”, que menciona (p.107):

La técnica documental permite la recopilación de evidencias para demostrar las hipótesis de investigación, está formada por documentos de diferentes tipos: revistas, memorias, actas, registros, datos e informaciones estadísticas y cualquier documento de instituciones y empresas que registran datos de su funcionamiento.

Los instrumentos de recolección de datos son como fichas bibliográficas, hemerográfica, videográfica, cibergrafica, ficha de trabajo, registros de sistemas de gestión.

TABLA N°4.15
TÉCNICAS E INSTRUMENTACIÓN DE RECOLECCIÓN DE DATOS

Técnica	Instrumento de Recolección
Documental	Planos del Laboratorio de Materiales de la FIME-UNAC
	Normas técnicas peruanas e internacionales
	Catálogos y normas de diseños
	Fichas técnicas de motores y actuadores eléctricos
	Textos: mecánica de materiales, análisis estructural y diseño estructural

Fuente: Propia del autor

4.5. Procedimiento de recolección de datos

1. Se recurrieron a planos de mediadas de las instalaciones del laboratorio de materiales de la FIME y posteriormente se corroboró dichas medidas utilizando una wincha de medida.
2. Recurrimos a investigar normas peruanas a cerca de probetas a ensayar. Se encontró la entidad llamada Inacal, donde sí pudimos encontrar Normas Técnicas Peruanas de ensayos de tracción y torsión. Así mismo también se encontraron normas internacionales como la ASTM referido a los ensayos ya mencionados.
3. Accedimos a la web para averiguar los diversos tipos de modelos de bancos de pruebas tanto de tracción como de torsión, posteriormente solicitamos catálogos a las empresas para que nos la brinden.
4. Accedimos a la web para averiguar las empresas o industrias para que nos puedan brindar catálogos y fichas técnicas, las cuales nos permitió

seleccionar nuestro motor eléctrico, actuadores y demás accesorios de acuerdo a los cálculos realizados.

5. Se procedió a la recolección de diversos libros de mecánica de materiales, estructurales, etc. Todo ello se consiguió tanto de manera virtual como física. De esta forma se procedió a realizar los cálculos para determinar toda la parte estructural del banco de pruebas.

4.6. Procedimiento estadístico y análisis de datos

Para este trabajo de investigación no se necesita procedimientos estadísticos, ya que el trabajo es único y la realización de un diseño de banco de pruebas.

CAPÍTULO V

RESULTADOS

A. Resultados de la tercera etapa.

TABLA 5.1
RESULTADOS DE SELECCIÓN DE ACTUADOR Y ACCESORIOS DEL BANCO DE PRUEBAS

Descripción	Especificaciones	Cantidad
Actuador hidráulico torsión/tracción	78000N / 1015Nm / 100bar máx.	1 u
Motor eléctrico 3Ø jaula de ardilla	2hp / 900rpm / 220V / 3.3A	1 u
Bomba hidráulica de engranajes	$4.19 \frac{cm^3}{rev}$ / presión máx. 270bar	1 u
Acople mecánico	tipo estrella N°90	1 u
Electroválvulas hidráulica	4 vías / 2 posiciones - 24DC	2 u
Electroválvulas hidráulica	4 vías / 3 posiciones - 24DC	3 u
Reguladora de flujo unidireccional	210bar / hasta $160 \frac{l}{min}$ / conex. 3/8"	3 u
Válvula estranguladora	Válvula estranguladora conex. 3/8"	2 u
Válvula de antirretorno	0.5bar de apertura / conex. 3/8"	6 u
Válvula de cierre	de bola - conex. 3/8"	1 u
Válvula limitadora de presión	2-100bar / conex. 1/2"	1 u
Válvula limitadora de presión	5-350bar / conex. 1/2"	1 u
Manómetro con glicerina	presión trabajo 0 hasta 250bar	3 u
Filtro hidráulico de succión	10 micras / 10bar máx.	1 u
Filtro hidráulico de retorno	10 micras / 10bar máx.	1 u
Tanque hidráulico	capacidad de 42 litros	1 u
Mangueras hidráulicas	succión 1/2" / descarga 3/8"	-

Fuente: Propia del autor

B. Resultados de la cuarta etapa.

TABLA 5.2
RESULTADOS DE DISEÑO ESTRUCTURAL

Descripción	Especificaciones	Cantidad
Placas de bancada móvil	PL Acero A36 -1.1/4"x620mmx620mm	2 u
Placa fija	PL Acero A36 -1.1/4"x620mmx620mm	2 u
Placa superior	PL Acero A36 -1.1/4"x620mmx620mm	1 u
Columnas de bancada móvil	Barra Inox. ASTM A276 - 2.3/4"x850mm	4 u
Columnas principales	Barra Inox. ASTM A276 - 3"x1500mm	4 u
Acoplamiento mecánico de torsión	Acople mecanizado circular A36	1 u

Fuente: Propia del autor

TABLA 5.3
RESULTADOS COMPLEMENTARIOS DEL DISEÑO

Descripción	Especificaciones	Cantidad
Pernos para el acatador hidráulico	Perno de grado Ø8.8 - 10mmx2"	6 u
Pernos de acoplamiento	Perno de grado Ø8.8 - 12mmx2"	4 u
Rodamiento para acople de torsión	axial de bolas simple de efecto SKF 51216 - Ø80mmx Ø115mm	1 u
Unión soldada de placa fija	Electrodo E309L 17 - WB 5/16"	-
Unión soldada de banca móvil	Electrodo E309L 17 - WB 5/16"	-

Fuente: Propia del autor

CAPÍTULO VI

DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1 Contrastación de la Hipótesis con los resultados

Se comprueba que para determinar la capacidad máxima del banco de pruebas es fundamental conocer las características del material a ensayar tanto de tracción como de torsión.

El conocer los diversos modelos de banco de pruebas de tracción y torsión influyó para seleccionar el modelo estructural.

Para el accionamiento del banco de pruebas y la determinación de las cargas que involucran en la estructura es fundamental seleccionar el motor eléctrico actuadores y bomba hidráulica.

Se comprueba que el diseño del banco de pruebas es importante realizar la memoria de cálculo.

6.2 Contrastación de los resultados con otros estudios

Según el antecedente de Martínez, Montero (2010):

Expone que el funcionamiento mecánico del banco de pruebas involucró en el conocimiento de las probetas a ensayar como el acero AISI 1020. Por lo tanto, esta información es válida, ya que a nosotros nos permitió determinar la máxima capacidad del banco de pruebas.

Consideran un factor de seguridad inferior a 3 en el diseño, donde se puede utilizar para máquinas de ensayos de tracción, Torsión, etc. Por lo tanto esta información damos por válida para nuestro diseño ya que según la norma ASD también se encuentra en el rango.

Según el antecedente de Moreno, Gonzales, Mendoza y Vega (2006):

Expone que para tener un control del torque aplicado a la probeta se debe de utilizar indispensablemente un motor de corriente directa. Haciendo un hincapié a dicha conclusión, contrastamos que no necesariamente para el control del torque y velocidad es importante un motor DC, en el caso del diseño de nuestro banco de pruebas usaremos un actuador hidráulico, en la cual nos permita el movimiento rotacional y lineal.

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES

- Se logró diseñar el banco de pruebas bifuncional cumpliendo con todas las normas, procedimiento y estándares, para realizar ensayos de tracción y torsión en el laboratorio de materiales para así fortalecer los conocimientos teóricos de los estudiantes de la FIME-UNAC.
- Las probetas para los ensayos que se estudiaron como valores máximos son: ASTM-A514 con esfuerzo último de 830Mpa y para torsión con un acero AISI-3115 con un esfuerzo al corte de 1400Mpa, logrando así con ello la capacidad máxima del banco de pruebas de 78000N para carga a tracción y 1015Nm de torque según las características del actuador hidráulico.
- Se logró conocer el modelo adecuado de banco de pruebas, permitiéndonos así definir que el banco fuera en sentido vertical, con accionamiento hidráulico y un fácil mantenimiento realizado por el usuario. Cabe resaltar que el modelo permitió una mayor facilidad en el cálculo por la simetría que esta presenta.
- Se logró determinar la selección de los accesorios y actuadores para el accionamiento del banco de pruebas a través del análisis de rotura de las probetas tope. Así mismo también la selección del actuador y mordaza hidráulica nos permitió conocer su capacidad

máxima y carga por peso, estos valores usados en la parte del diseño estructural.

- Se logró realizar la memoria de cálculo para determinar el diseño estructural y componentes mecánicos, para así conocer las características mecánicas como son las placas de la bancada móvil, fija y superior de material A36. Así mismo las columnas principales y secundarias serán barras de acero Inoxidable ASTM A276 y un acople circular que permitirá realizar el ensayo de torsión con característica A36.

Complementario a ello también se determinó el tipo de soldadura a utilizar en las uniones fijas, uniones atornilladas, etc. Con todo lo mencionado nos permitió complementar el diseño de banco de pruebas.

CAPÍTULO VIII

RECOMENDACIONES

- Para realizar un diseño de bancos de pruebas para otros ensayos mecánicos, el diseñador debe seguir los procedimientos, estándares y normas que incluyan, a fin de que cumpla cabalmente los procedimientos cuando se realice el ensayo.
- Si se desea realizar los ensayos con diámetros mayores a 10mm se deberá tener en cuenta la norma técnica peruana y los esfuerzos últimos del material esto para garantizar un correcto ensayo de tracción y/o torsión.
- Para el control directo sobre la fuerza, torque, medición de la geometría de las probetas en cada instante, etc., para ensayos de tracción y torsión respectivamente, se recomienda hacer la implementación de un sistema automatizado, en la cual permita contar como:

Tablero de control eléctrico: Permita agrupar los elementos de control de la máquina autónoma, sistema de fuerza, etc.

Sistema PLC: En la cual viene a ser un controlador programable, permitiendo como su nombre lo indica controlar la máquina a través de un software por medio de una computadora.

Componentes eléctricos y electrónicos: Tiene que contar con sensores para poder registrar todas las dimensiones de las probetas,

transmisores para controlar las electroválvulas, dinamómetro digital de carga, etc.

- Se recomienda establecer un cronograma anual de los ensayos que se realizaran el laboratorio de materiales a fin de tener una base trabajo para la elaboración de un plan de mantenimiento del banco de pruebas.

CAPÍTULO IX

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BERNABE, GILBERT. **Automatización de una máquina de tracción probadora de estrobos de acero.** Tesis de grado. Lima. Universidad Nacional de Ingeniería. 2008.
- MARTÍNEZ, MONTERO. **Diseño y construcción de una máquina para realizar ensayos de torsión.** Tesis de grado. Venezuela. Universidad Simón Bolívar. 2010.
- MORENO, LÓPEZ, MALAGÓN Y HENAO. **Diseño y construcción de una máquina básica de ensayos destructivos de tracción y torsión.** Tesis de grado. Bogotá. Universidad de San Buenaventura. 2006.
- SILVA, JARAMILLO. **Banco didáctico para ensayo de torsión en Barras.** Tesis de grado. Colombia. Universidad Tecnológica de Pereira. 2016.
- CARLOS AGUIRRE AHUMADA. **Especificaciones ANSI/AISC 360-10 para Construcciones de Acero.** Chile. Asociación latinoamericana del acero. 2010.
- CESAR BERNAL TORRES. **Metodología de la investigación.** Bogotá. Worldcolor. Tercera Edición. 2010.

- CIRO ESPINOZA MONTES. **Metodología de investigación tecnológica.** Huancayo. Imagen Gráfica SAC. Primera Edición. 2010.
- FELIP ROCA RAVELL. **Principios de la ole hidráulica.** España. UPC editores. 1998.
- FERDINAND P. BEER. **Mecánica de materiales.** México. McGraw-Hill/Internamericana editores S.A. Quinta Edición. 2010.
- FORTUNATO ALVA DÁVILA. **Diseño de Elementos de Máquinas I.** Lima. Concytec. Primera reimpresión 2008.
- HUGO SANCHEZ y CARLOS REYES. **Metodología de la investigación científica.** Business Support Aneth SRL. Quinta edición. 2015.
- INTERNATIONAL STANDARD ISO 1219-1 and 2. **Fluid Power Systems and Components.** USA. 1991.
- JACK C. MCCORMAC. **Structural Steel Design.** New Jersey. Prentice Hall. Fifth edition: 2012.
- JAMES M. GERE. **Mecánica de materiales.** México. Cenegage Learning Editores S.A. Séptima Edición. 2009.
- MOTT ROBERT L. **Machine Elements in Mechanical Design.** New Jersey. Prentice Hall. Fourth edition. 2004.
- NORMAS APA 2017. **American Psychological Association.** México, D.F. Editorial el Manual Moderno. Sexta edición. 2017.

- NTP-ISO 6892 2000. **Materiales metálicos Ensayo de tracción a temperatura ambiente**. Lima. Indecopi-CRT. Primera edición. 2000.
- NTP 341.131 2012. **Alambres de Acero método de ensayo de torsión simple**. Lima. Indecopi-CRT. Primera edición. 2012.
- RICHARD G. BUDYNAS y J. KEITH NIBETT. **Diseño en ingeniería mecánica de Shigley**. México. McGraw-Hill/Internamericana editores S.A. Octava Edición. 2008.
- ROBERTO HERNANDEZ, CARLOS FERNANDEZ y PILAR BAPTISTA. México. **Metodología de la investigación**. McGraw-Hill/Internamericana editores S.A. Quinta Edición. 2010.
- RUSSELL C. HIBBERLER. **Mecánica de materiales**. México. Prentice Hall, INC. Octava Edición. 2011.
- WILLIAM F. SMITH. **Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales**. México. McGraw-Hill/Internamericana editores S.A. Cuarta Edición. 2006.
- ASTM A 276 – 06. **Standard Specification for Stainless Steel Bars and Shapes**. Disponible en: [http://www.ussa.su/gosts2/ASTM A276 Stainless Steel Bars and Shapes.pdf](http://www.ussa.su/gosts2/ASTM_A276_Stainless_Steel_Bars_and_Shapes.pdf). Artículo web. Consultado el 19 de septiembre del 2017.
- ECKART HYDRAULIK-PNEUMATIK. **Rotary – linear actuator HSE4**. Disponible en: https://www.eckart-hydraulics.com/files/hse4_en.pdf. Artículo web consultado el 17 de abril del 2016.

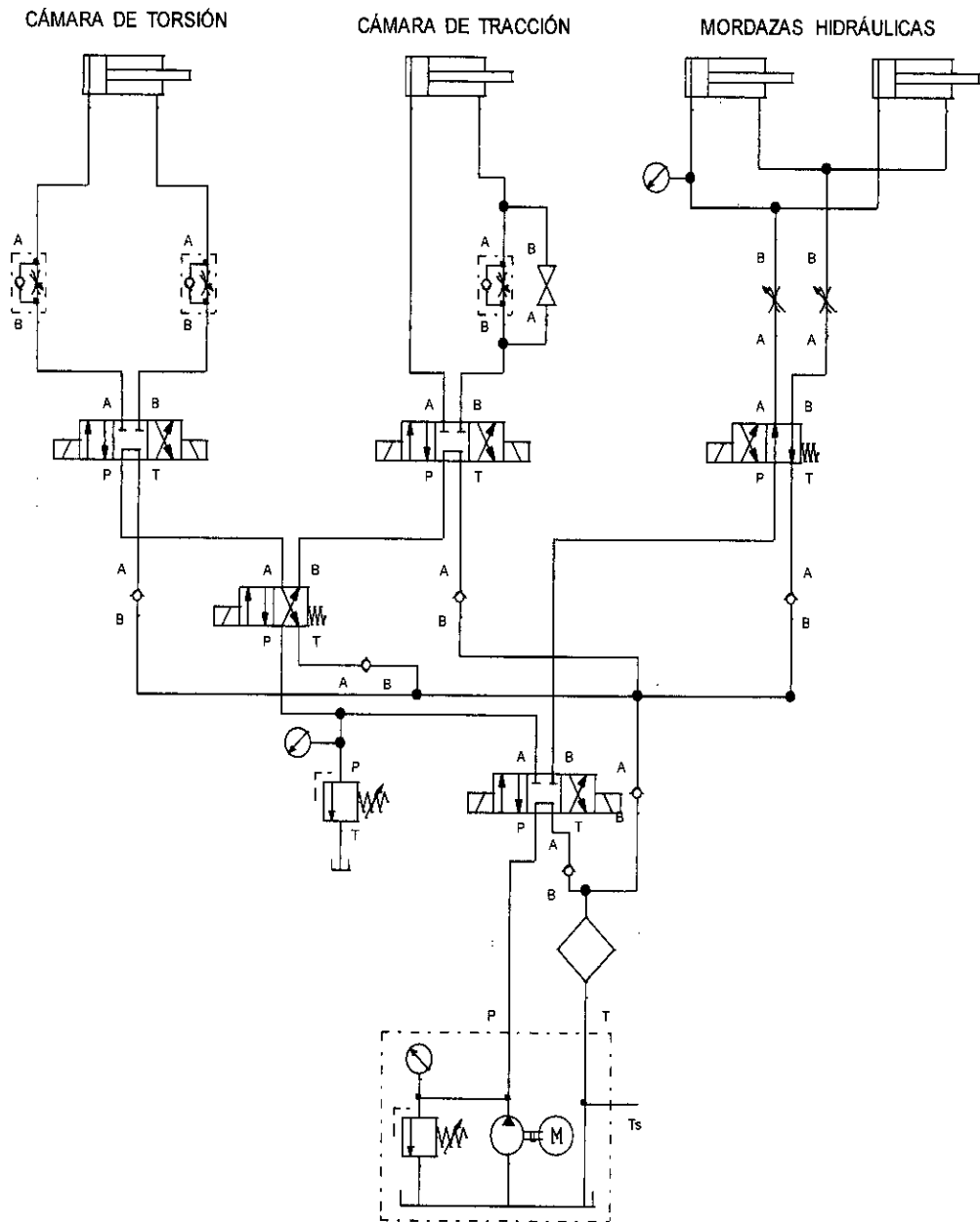
- J MASSA, J GIRO y A GIUDICI. **Capítulo 4: Teoría de placas.**
Disponible en: http://www.cat.calc_est_2_im.efn.uncor.edu/wp-content/uploads/2013/10/Cap-04_PLACAS_65-a-86_v9.pdf.
Artículo web. Consultado el 24 de octubre del 2017.
- PARKER STORE. **Soluciones y servicios hidráulicos.** Disponible en: https://www.parker.com/literature/Corporate%20EMEA/ParkerStore%20catalogue%202012/ParkerStore%20catalogue%202012_ES.pdf. Artículo web consultado el 24 de agosto de 2017.
- POLIMETALES SAC. **Barras de Acero Inoxidable ASTM A276.**
Disponible en: <http://www.polimetales.com/barras-de-acero-inoxidable-astm-a276/>. Artículo web. Consultado el 18 de septiembre del 2017.
- SAUER DANFOSS. **Motores y bombas de engranajes.** Disponible en: <http://www.roydisa.es/wp-content/uploads/2012/12/CATALOGO-BOMBAS-Y-MOTORES-ENGRANAJES.pdf>. Artículo web consultado el 20 de febrero del 2017.
- SIEMENS. **Motores eléctricos.** Disponible en: http://www.controlfr.com/marcas/siemens/motores_siemens.pdf.
Artículo web consultado el 10 de Setiembre de 2017.
- SKF. **Acoplamientos.** Disponible en: <http://www.rodacenter.cl/pdf/acoplamientos%20.pdf>. Artículo web consultado el 27 de Setiembre de 2017.
- TRADISA. **Planchas laminadas en caliente calidad estructural.**
Disponible en:

http://ml370.qnet.com.pe/hosting/tradisa/index.php?option=com_content&view=article&id=148%3Aplanchas-laminadas-en-caliente-calidad-estructural&catid=36%3Acatalogo&Itemid=58. Articulo web consultado el 06 de octubre del 2017.

ANEXO A: MATRIZ DE CONSISTENCIA




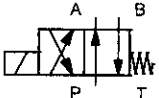
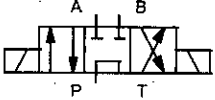
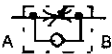

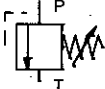



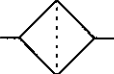
PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPOTESIS	METODOLOGIA
<p>Problema General ¿Cómo diseñar un banco de pruebas bifuncional para realizar ensayos de tracción y torsión en el laboratorio de Materiales de la facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía?</p> <p>Problemas Específicos</p> <ul style="list-style-type: none"> • ¿Cómo conocer los tipos de materiales a ensayar para determinar la capacidad máxima del banco de pruebas? • ¿Cómo conocer los diversos modelos de banco de pruebas para seleccionar adecuadamente el modelo estructural? • ¿Cómo seleccionar el motor eléctrico, actuadores, accesorios y bomba hidráulica para el accionamiento del banco de pruebas? • ¿Cómo realizar la memoria de cálculo para determinar la estructura y componentes mecánicos del banco de pruebas? 	<p>Objetivo General Diseñar un banco de pruebas bifuncional para realizar ensayos de tracción y torsión en el laboratorio de Materiales con la finalidad de fortalecer la formación académica de los estudiantes de la FIME-UNAC.</p> <p>Objetivos Específicos</p> <ul style="list-style-type: none"> • Conocer los tipos de materiales a ensayar para determinar la capacidad máxima del banco de pruebas. • Conocer los diversos modelos de banco de pruebas para seleccionar adecuadamente el modelo estructural. • Seleccionar el motor eléctrico, actuadores, accesorios y bomba hidráulica para el accionamiento del banco de pruebas • Realizar la memoria de cálculo para determinar la estructura y componentes mecánicos del banco de pruebas. 	<p>Hipótesis General Si se diseña un banco de pruebas bifuncional para el ensayo de tracción y torsión en el laboratorio de materiales entonces se permitirá fortalecer la formación profesional de los estudiantes de la FIME-UNAC.</p> <p>Hipótesis Específicas</p> <ul style="list-style-type: none"> • Si se conociera los tipos de materiales a ensayar permitirá determinar la capacidad máxima del banco de pruebas. • Si se conociera los diversos modelos de banco de pruebas permitirá seleccionar adecuadamente el modelo estructural. • Si se seleccionara el motor eléctrico, actuadores y bomba hidráulica se logrará el accionamiento del banco de pruebas. • Si se realizara la memoria de cálculo permitirá determinar la estructura y componentes mecánicos del banco de pruebas. 	<p>Tipo de investigación Esta investigación es de tipo tecnológica, de nivel aplicada.</p> <p>Diseño de la investigación Esta investigación es un estudio no experimental.</p> <p>Población y muestra La muestra se considera igual a la población</p> <p>Técnicas e instrumentos de recolección de datos Fichas bibliográficas, Normas, catálogos, planos y textos.</p>

ANEXO B: PLANO OLEO HIDRÁULICO DEL BANCO DE PRUEBAS



Fuente: Propia del autor

ANEXO C: SIMBOLOGÍA HIDRÁULICA

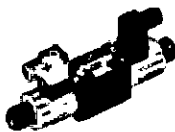
SIMBOLOGÍA DEL SISTEMA HIDRÁULICO	
SIMBOLOGÍA	DESCRIPCIÓN
	Las cámaras de torsión, tracción y mordazas se simbolizan como cilindro de doble efecto por que trabajan como tal.
	Bomba hidráulica
	Tanque hidráulico
	Electroválvula 4 vías/2 posiciones
	Electroválvula 4 vías/3 posiciones
	Válvula reguladora antirretorno de caudal
	Válvula antirretorno
	Válvula limitadora de presión
	Válvula de cierre
	Válvula estranguladora
	Manómetro
	Filtro hidráulico

Fuente: Propia del autor

ANEXO D: ELECTROVÁLVULA 4/3 Y 4/2

Descripción	<ul style="list-style-type: none"> Válvula de control direccional controlada eléctricamente de 4/3 ó 4/2 vías, de 3 cámaras. Directamente activada por solenoides atornillados en armazón lubricado. Versiones estándar con solenoides de 24 DC y juntas NBR.
Presión de trabajo	<ul style="list-style-type: none"> 350 bar máx.
Caudal	<ul style="list-style-type: none"> Hasta 60 l/min.
Ventajas	<ul style="list-style-type: none"> Capacidad de alto caudal. Diseño global.
Beneficios	<ul style="list-style-type: none"> Tiempos de parada mínimos. Plazos de entrega muy cortos.

D1VW - Válvula de corredera - Operado eléctricamente



Referencia	Posición			Dirección
	A	O	B	
D1VW01CNJW	P-B-A-T	Todo cerrado	P-A-B-T	4/3 vías
D1VW02CNJW	P-B-A-T	P-A-B-T	P-A-B-T	4/3 vías
D1VW04CNJW	P-B-A-T	A-B-T	P-A-B-T	4/3 vías
D1VW08CNJW	P-A-B-T	P-T	P-B-A-T	4/3 vías
D1VW20BNJW	P-B-A-T		P-A-B-T	4/2 vías
D1VW20DNJW	P-B-A-T		P-A-B-T	4/2 vías con accionamiento

ANEXO E: VÁLVULA DE ANTIRRETORNO

Descripción	<ul style="list-style-type: none"> Válvulas antirretorno con presiones nominales hasta PN 420 bar: <ul style="list-style-type: none"> Con conexión a tubo en ambos lados RHD. Con rosca macho y conexión a tubo RHV/RHZ. Con rosca hembra en ambos extremos RHDI. Cartuchos RVP. Componentes de válvulas I-TL. Fugas internas en prueba hidráulica a presión de prueba: 1 gota por minuto.
Rango de temperatura	<ul style="list-style-type: none"> De -10°C a +100°C.
Válvulas selectoras	<ul style="list-style-type: none"> Para presiones nominales hasta PN 160 WV. Fuga interna en prueba hidráulica a presión de prueba: 20 gotas por minuto.
Operación manual	<ul style="list-style-type: none"> Para presiones bajas hasta PN 10 bar DV.
Válvulas de paso	<ul style="list-style-type: none"> Para presiones medias hasta PN 40 bar LD.
Aplicaciones	<ul style="list-style-type: none"> Adecuadas para fluidos hidráulicos con base de petróleo, lubricantes y fuelóleo. Para aplicaciones adecuadas hasta 420 bar.

RHDI - Válvula antirretorno - Hembra BSPP (ISO1179-1)



Referencia	Rosca BSPP
RHD11/8CF	1/8
RHD11/4CF	1/4
RHD13/8CF	3/8
RHD11/2CF	1/2
RHD13/4CF	3/4
RHD11CF	1
RHD11/4CF	1 1/4
RHD11/2CF	1 1/2

Fuente: Parker Store

ANEXO F: VÁLVULA REGULADORA DE FLUJO

Descripción	<ul style="list-style-type: none"> Montajes en línea de válvulas antirretorno, aguja y reguladores de caudal. Controles de caudal disponibles en modelos de presión compensada.
Presión de trabajo	<ul style="list-style-type: none"> Consulte el tipo y el tamaño de la válvula.
Caudal	<ul style="list-style-type: none"> Hasta 570 l/min.
Ventajas	<ul style="list-style-type: none"> Diseño aprobado y fiable.
Beneficios	<ul style="list-style-type: none"> Tiempos de parada mínimos. Plazos de entrega muy cortos.

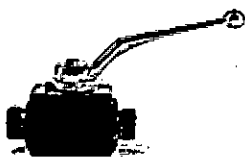
Serie F - Reguladores de caudal de montaje en línea



Referencia	Rosca BSPP	Rosca NPT	Presión de trabajo		Rosca módulos
			bar	psi	pulgada
9F400S	F400S		350	5075	1/4
9F600S	F600S		350	5075	3/8
9F800S	F800S		350	5075	1/2
9F1200S	F1200S		350	5075	3/4
9F1600S	F1600S		210	3045	1

ANEXO G: VÁLVULA DE CIERRE

KH - Llave de bola 2 vías BSPP en acero inoxidable - Hembra BSPP (ISO 1179-1)

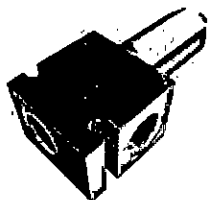


Referencia	Rosca BSPP
KH1/471X	1/4
KH3/871X	3/8
KH1/271X	1/2
KH3/471X	3/4
KH171X	1
KH11/471X	1 1/4

ANEXO H: VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN 2-100 BAR

Descripción	<ul style="list-style-type: none"> Válvula de descarga de acción directa con presión nominal de hasta PN 420 bar con roscas BSPP hembra 1/2 BSPP. Válvula de cartucho de tipo corredera - Descargas desde el morro hasta el lateral.
Fluidos recomendados	<ul style="list-style-type: none"> De base mineral o sintética con propiedades lubricantes en viscosidades de 6 a 420 cSt.
Presión de trabajo	<ul style="list-style-type: none"> De 2 a 100 bar (ajustable).
Rango de temperatura	<ul style="list-style-type: none"> De -40°C a +90°C.

A04C2 - Válvula de descarga - 1/2 BSPP

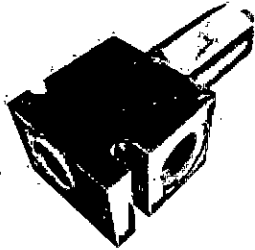


Referencia	Rosca BSPP	Presión de trabajo bar
A04C2FZN-88	1/2	2 - 100

Fuente: Parker Store

ANEXO I: VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN 5-350 BAR

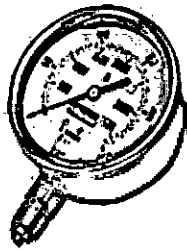
A04D2 - Válvula de descarga - 1/2 BSPP



Referencia	Rosca	Presión de trabajo
	BSPP	bar
A04D2MZN-8B	1/2	5 - 350

ANEXO J: MANÓMETRO CON GLICERINA 0-250 BAR

PGB - Conexión inferior



Referencia	Presión de trabajo	
	bar	psi
PGB0631100	0 - 100	0 - 1450
PGB0631250	0 - 250	0 - 3630
PGB0631400	0 - 400	0 - 5800

ANEXO K: FILTRO HIDRÁULICO 10 MICRAS

Elementos de repuesto Spin-On



Referencia	Caudal	Micra
	l/min	
MXR8550	70	10
MX1518410X4*	70	10
MXR9560	30	3
MXR9550	180	10
MX1591410X4*	180	10

*Sólo disponible en paquetes de 4 elementos.

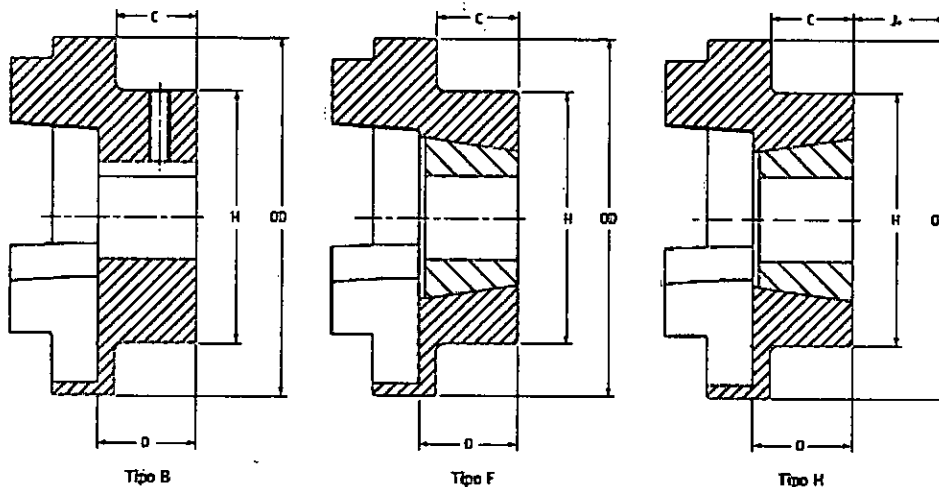
Fuente: Parker Store

ANEXO L: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PARA LA PROBETA DE TRACCIÓN

Material	Esfuerzo de fluencia σ_y		Esfuerzo último σ_U	
	ksi	MPa	ksi	MPa
Acero				
De alta resistencia	50-150	340-1000	80-180	550-1200
Para maquinaria	50-100	340-700	80-125	550-860
Para resortes	60-240	400-1600	100-270	700-1900
Inoxidable	40-100	280-700	60-150	400-1000
Para herramientas	75	520	130	900
Acero, estructural				
ASTM-A36	30-100	200-700	50-120	340-830
ASTM-A572	36	250	60	400
ASTM-A514	50	340	70	500
	100	700	120	830

Fuente: James M. Gere

ANEXO M: DIMENSIONES GENERALES DE ACOPLAMIENTO FRC



Tamaño	Dimensiones comunes		Tipo F y H						Tipo B				
	OD	H	Tamaño del buje	Orificio		C	D	J	Diámetro del orificio		Tamaño de fijación	C	D
				Mín	Max				Max	mínimo			
70	69	60	1008	9	25	20	23,5	29	32	10	M6	20	25,8
90	85	70	1108	9	28	19,5	23,5	29	38	10	M6	26	30,0
110	112	100	1610	14	42	18,5	26,5	38	55	10	M10	37	45,3
130	130	105	1610	14	42	18	26,5	38	60	20	M10	39	47,5
150	150	115	2012	14	50	23,5	33,5	42	70	28	M10	46	60,0

Fuente: Acoplos SKF

ANEXO N: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PARA LA PROBETA DE TORSIÓN



ACEROS DEL PERU
Asesoría Técnica en Aceros Especiales y Tratamientos Térmicos

Asesoría Técnica en Aceros Especiales y Tratamientos Térmicos

16 NC 6

Equivalencias DIN: 15CrNi6 W.N. 1.5919 AISI: 3115

Composición química

%C	%Si	%Mn	%Ni	%Cr	%S	%P
0.14	≤0.4	0.60	1.20	0.90	≤0.035	≤0.035
0.19		0.90	1.50	1.20		

Estado de Suministro	Recocido
Dureza de Suministro	197 HB
Colores de Identificación	Azul/ Negro
Formato	Barras redondas

Características

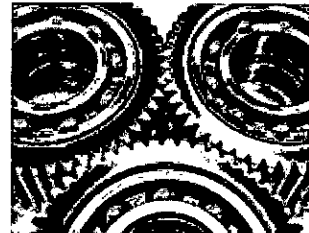
Adquiere excelente dureza superficial en el temple de cementación.

Buena resiliencia a baja temperatura.

Posee una menor deformación en el temple y se comporta mejor en piezas irregulares que el 20NCD2 (AISI 8620).

Aplicaciones

Engranajes helicoidales, pernos para pistón, flechas ranuradas, ejes y cilindros para fusil, piñones de cajas de velocidades, cierre de cadenas, engranajes, pernos, pasadores para maquinarias, crucetas, conos y pistas de rozamiento, piñones, cigüeñales, siflines, palancas, piezas de dirección, vástagos, pines.



Soldadura

Bajo procedimiento supervisado con electrodo:

- Tenacito 80, Inox 29/9, Exsa 106 (reparación de roturas)
- Citodur 350

Cualquier consulta comunicarse con el Departamento Técnico de SOLDEX S.A.

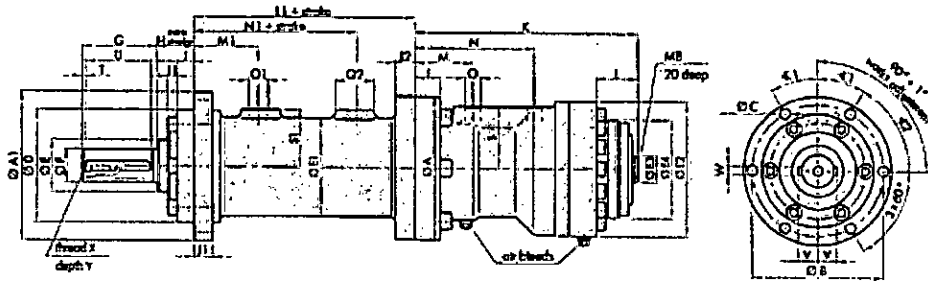
Propiedades Mecánicas

Diámetro (mm)	U.T.S (Kg/mm ²)	Y.S. 0.2 (Kg/mm ²)	Elongación (%)	KCU a 20°C (J/cm ²)
d ≤ 16	110-140	≥ 80	≥ 9	≥ 60
16 < d ≤ 40	85-115	≥ 62	≥ 10	≥ 70
40 < d ≤ 100	65-95	≥ 47	≥ 11	≥ 70

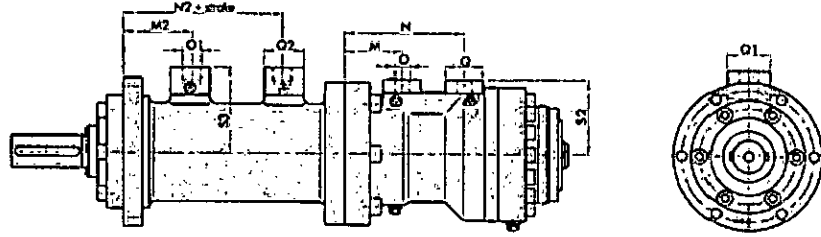
Fuente: Aceros del Perú

ANEXO O: DIMENSIONES GENERALES DEL ACTUADOR HIDRÁULICO

[Standard model]



[Model with end cushioning - Z1/Z1C]



[Comments]

- ¹⁾ Dimension varies for models including option Z4 - adjustment of angle of rotation. Please consult factory.
- We reserve the right to alter or improve design specifications without prior notice.

Order code on page 9

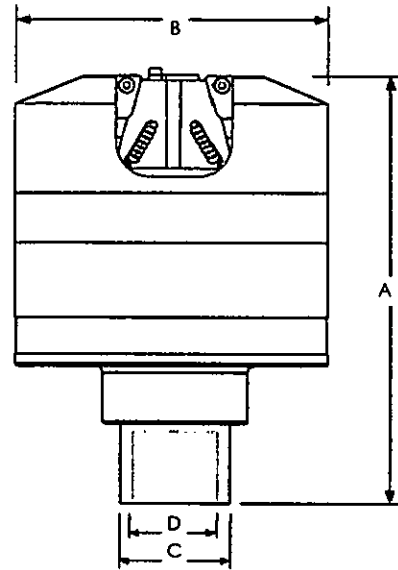
Size (piston-E)	Rotary-linear actuator HSE4																															
	90°	180°	270°	360°	90°	180°	270°	360°	stroke	stroke	L1	L2	L3	M	90°	180°	270°	360°	90°	180°	270°	360°	stroke	stroke	L1	L2	L3	M				
40	95	95	80	8,6	8,6	65	75	55	85	12	58	18	50	33	24	16	7	16	13	14	170	176,8	273,6	250,4	31,5	44,9	58,3	71,7	177	140	110	45,5
50	109	105	90	8,6	8,6	75	35	65	106	16	77	25	60	34	25	17,9	6	18	14	14	181	717	753	789	30,5	43,5	66,5	84,5	137	155	170	50
63	125	125	110	8,6	11	95	45	78	117	27	83	30	80	35	23,5	14,6	8,7	19	15	15	195	739	783	827	31,3	52,3	75,3	92,3	167	185	150	54
80	157	158	140	11	13	120	55	105	143	28	104	36	80	40	28,5	18	10	27	20	21	238,5	792,5	846,5	890,5	44,5	71,5	98,5	125,5	187	210	180	62
100	178	178	160	11	13	140	70	125	170	40	132	45	110	45	31	20	10	31	25	23	280	851,6	923,2	994,8	57	92,8	129,6	164,4	232	260	200	65

Rotary-linear actuator HSE4																									Size (piston-E)							
M1	M2	90°	180°	270°	360°	N1	N2	O	O1	P	Q	O1	O2	R	R1	R2	R3	R4	S	S1	S2	S3	T	U		Y	W	X	Y	>1	>2	>3
39	45	89	102,4	115,8	129,2	77	71	61/4"	63/8"	98	40	42	37	18	20	20	130	50	41,5	34	55,3	59	1,5	45	11,5	8	M 6	16	45	45	120	40
49	56	99	116	134	152	89	82	61/4"	63/8"	103	40	47	37	18	20	20	140	55	49	38,5	62,8	63,5	3	50	15,5	8	M 8	20	40	50	65	50
57	61,5	107	129	151	173	106	101,5	63/8"	61/2"	109,5	40	45	42	23	25	25	175	65	53	46,5	67	76,5	4	70	18	8	M 10	25	45	45	62,5	63
69	73,5	128	155	182	209	125	120,5	63/8"	61/2"	118	40	45	42	23	25	30	205	80	65,5	61	79,5	91	4	70	20,5	10	M 12	30	30	60	60	80
94	98,5	147	182,8	218,6	254,4	155	150,5	63/8"	61/2"	128	40	45	42	28	30	30	230	90	80	71	94	101	4	100	26	14	M 16	38	30	60	60	100
N09	116,5	168	213	258	303	174	166,5	61/2"	63/4"	140,5	50	55	55	32	35	40	300	120	102	85,5	121	115,5	4	125	34	18	M 20	40	30	60	60	125

Fuente: Eckart

ANEXO P: DIMENSIONES Y ESPECIFICACIONES DE LA MORDAZA

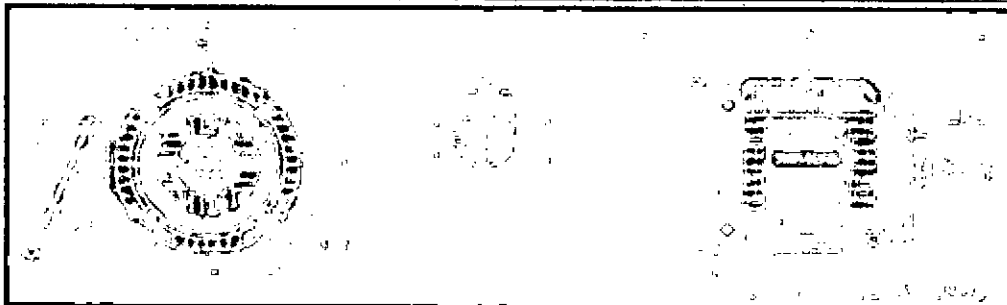
Dynamic Load Capacity	KN	100
	lbf	22480
	kgf	10197
Static Load Capacity	KN	100
	lbf	22480
	kgf	10197
Hydraulic Pressure Range	bar	0 to 204
	psi	0 to 3000
Overall Height (A) - Jaws Open	mm	219
	in	8.62
Overall Height (A) - Jaws Closed	mm	234
	in	9.21
Overall Diameter (B)	mm	76
	in	3
Piston Diameter (C)	mm	812
	in	32
Internal Thread (For Attachment) (D)	M30 x 2-6H (right hand)	
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	17.6 to 44.6
Operating Principle	Double Acting Piston, Wedge	
Gripping Force	KN	6,874
	lbs	12,950



Fuente: Instron

ANEXO Q: DIMENSIONES DEL MOTOR ELÉCTRICO TRIFÁSICO 213T

Armação	AA	R	S	ES	C	D	E	ZF	BA	N-W	O	P	H	AB	U
143T	0.75	0.771	.188	1.41	12.2	3.50	2.75	4	2.25	2.25	6.93	7.7	0.34	6.46	.875
145T	0.75	0.771	.188	1.41	13.3	3.50	2.75	5	2.25	2.25	6.93	4.7	0.34	6.46	+0.0000 -0.0005
182T	0.75	0.986	.250	1.78	14.2	4.50	3.75	4.50	2.75	2.75	8.86	9.7	0.41	7.36	1.125
184T	0.75	0.986	.250	1.78	15.2	4.50	3.75	5.50	2.75	2.75	8.86	9.7	0.41	7.36	+0.0000 -0.0005
213T	1.00	1.201	.312	2.41	18.0	5.25	4.25	5.50	3.50	3.38	10.62	11.2	0.41	9.02	1.375
215T	1.00	1.201	.312	2.41	19.1	5.25	4.25	7	3.50	3.38	10.62	11.2	0.41	9.02	+0.0000 -0.0005

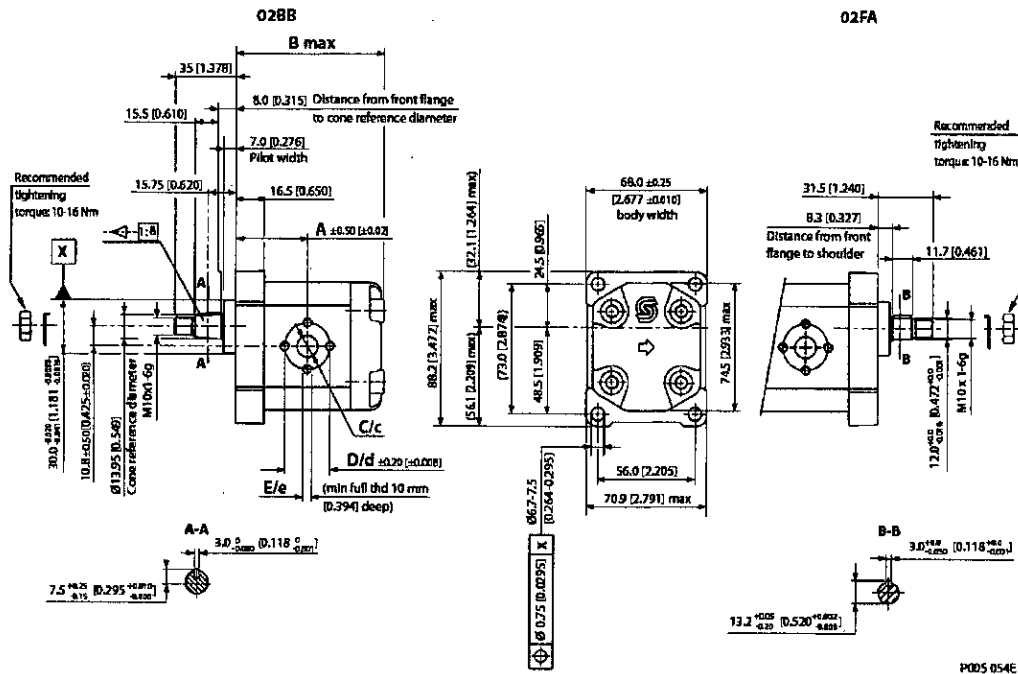


Fuente: Siemens

ANEXO R: DIMENSIONES DE LA BOMBA DE ENGRANAJES SKP1NN TAMAÑO 4.3

Dimensiones de la SKP1NN – 02BB y 02FA

Tamaño armazón	1,2	1,7	2,2	2,6	3,2	3,8	4,3	6,0	7,8	010	012	
Dimensión	A	37,75 [1,486]	38,5 [1,516]	39,5 [1,555]	40,5 [1,634]	41,5 [1,634]	42,5 [1,673]	43,5 [1,713]	46,75 [1,841]	50,0 [1,969]	54,5 [2,146]	58,5 [2,303]
	B	79,5 [3,13]	81,0 [3,189]	83,0 [3,268]	85,0 [3,346]	87,0 [3,425]	89,0 [3,504]	91,0 [3,583]	97,5 [3,839]	104,0 [4,094]	113,0 [4,449]	121,0 [4,764]
Entrada/ salida	C/c	12 [0,472]										
	D/d	26 [1,024]										
	E/e	M5										



P055 054E

Fuente: Sauer Danfoos

ANEXO S: CARACTERISTICAS DE BARRAS EN ACERO INOXIDABLE A-276

Tipo de Producto	Norma ASTM	Tipo de Fabricación	Grado	DIAMETRO (Pulgadas)																
				1/8" (3.18mm)	5/32" (3.97mm)	3/16" (4.76mm)	1/4" (5.35mm)	5/16" (7.94mm)	3/8" (9.53mm)	7/16" (11.11mm)	1/2" (12.7mm)	9/16" (14.29mm)	5/8" (15.88mm)	3/4" (19.05mm)	7/8" (22.22mm)	1" (25.4mm)				
Barras Redondas	A-276	Entrado al Frío y Pulido, Descortezado y Pulido	201																	
			304/304L																	
			316/316L																	
			310S																	
		Tipo de Fabricación	Grado	DIAMETRO (Pulgadas)																
				304	1 1/8" (28.58mm)	1 1/2" (31.75mm)	1 3/8" (34.93mm)	1 1/2" (38.1mm)	1 3/4" (44.45mm)	2" (50.8mm)	2 1/4" (57.15mm)	2 1/2" (63.5mm)	2 3/4" (69.85mm)	3" (76.2mm)	3 1/2" (88.9mm)	3 3/4" (95.25mm)	4" (101.6mm)			
				304/304L																
				316/316L																
		Torneado o Forjado	Grado	DIAMETRO (Pulgadas)																
				304/304L	4 1/4" (107.95mm)	4 1/2" (114.3mm)	4 3/4" (120.65mm)	5" (127mm)	5 1/4" (133.35mm)	6" (152.4mm)	6 1/2" (165.1mm)	8" (203.2mm)	10" (254mm)	12" (304.8mm)						
		Barras Redondas	A-276	Entrado al Frío y Pulido, Descortezado y Pulido	201															
					304/304L															
316/316L																				
310S																				
Tipo de Fabricación	Grado			DIAMETRO (mm)																
				201	28.0mm	30.0mm	31.0mm	32.0mm	40.0mm	45.0mm	50.0mm	55.0mm	60.0mm	70.0mm	80.0mm	90.0mm	100.0mm			
				304/304L																
				316/316L																
Torneado o Forjado	Grado			DIAMETRO (mm)																
				304/304L	110.0mm	121.0mm	129.5mm	130.0mm	133.0mm	145.0mm	153.5mm	165.5mm	191.0mm	193.0mm	230.0mm	250.0mm	281.5mm			
Torneado o Forjado	Grado			DIAMETRO (mm)																
				316/316L																

Fuente: Polimetales

ANEXO T: REQUISITOS QUÍMICOS



A 276 - 06

TABLE 1 Chemical Requirements*

UNS Designation ^a	Type	Composition, %									
		Carbon	Manganese	Phosphorus	Sulfur	Silicon	Chromium	Nickel	Molybdenum	Nitrogen	Other Elements
Austenitic Grades											
A307	...	0.030	2.00	0.040	0.030	1.00	26.0-32.0	23.5-25.5	8.0-7.0	0.18-0.25	Cu 0.75
A307	...	0.04	2.00	0.040	0.030	1.00	18.0-23.0	24.0-26.0	4.3-5.0	...	Cu 0.50 Cb 8X C min 0.40 max
A301	301	0.15	5.5-7.5	0.050	0.030	1.00	16.0-18.0	3.5-6.5	...	0.25	...
A301	...	0.15	4.0-6.0	0.045	0.030	3.0-4.0	16.0-18.0	4.0-6.0	...	0.05-0.20	...
A301	...	0.15	4.0-6.0	0.040	0.040	2.5-4.5	16.5-17.0	6.0-10.0	0.20-2.20	0.05-0.25	...
A302	302	0.15	7.5-10.0	0.050	0.030	1.00	17.0-18.0	4.0-6.0	...	0.25	...
A302	...	0.10-0.25	14.0-15.5	0.050	0.030	1.00	16.5-18.0	1.0-1.7	...	0.23-0.40	...
A302	XM-12	0.05	4.0-6.0	0.045	0.030	1.00	20.5-23.5	11.5-13.5	1.50-3.00	0.20-0.40	Cb 0.10-0.30 V 0.10-0.30
A304	...	0.10	7.0-9.0	0.050	0.030	3.5-4.5	16.0-18.0	6.0-8.0	...	0.05-0.18	...
A304	XM-10	0.05	8.0-10.0	0.045	0.030	1.00	18.0-21.5	5.5-7.5	...	0.15-0.40	...
A304	XM-11	0.04	8.0-10.0	0.045	0.030	1.00	18.0-21.5	5.5-7.5	...	0.15-0.40	...
A304	XM-26	0.05	11.5-14.5	0.050	0.030	1.00	17.0-18.0	2.3-3.7	...	0.20-0.40	...
A304	XM-25	0.15	11.0-14.0	0.045	0.030	1.00	16.5-18.0	0.50-2.50	...	0.20-0.45	...
A304	...	0.15	17.0-19.0	0.045	0.030	1.00	17.0-18.0	...	0.75-1.25	0.40-0.60	Cu 0.75-1.25
A304	304	0.15	2.00	0.045	0.030	1.00	17.0-18.0	6.0-10.0	...	0.10	...
A304	304S	0.15	2.00	0.045	0.030	2.00-3.00	17.0-18.0	6.0-10.0	...	0.10	...
A304	304	0.08	2.00	0.045	0.030	1.00	18.0-20.0	8.0-11.0
A304	304C	0.030	2.00	0.045	0.030	1.00	18.0-20.0	6.0-12.0
A304	304N	0.08	2.00	0.045	0.030	1.00	18.0-20.0	8.0-11.0	...	0.10-0.15	...
A304	XM-21	0.08	2.00	0.045	0.030	1.00	18.0-20.0	6.0-10.0	...	0.15-0.30	...
A304	304LH	0.030	2.00	0.045	0.030	1.00	18.0-20.0	8.0-11.0	...	0.10-0.15	...
A304	...	0.03	2.00	0.045	0.030	1.00	18.0-20.0	8.0-11.0	...	0.15-0.30	...
A304	304	0.12	2.00	0.045	0.030	1.00	17.0-18.0	11.0-13.0
A304	308	0.06	2.00	0.045	0.030	1.00	18.0-21.0	10.0-13.0
A304	...	0.05-0.10	0.50	0.040	0.030	1.40-2.00	20.0-22.0	18.0-23.0	...	0.14-0.20	Ce 0.03-0.08
A304	308	0.20	2.00	0.045	0.030	1.00	22.0-24.0	12.0-15.0
A304	308S	0.06	2.00	0.045	0.030	1.00	22.0-24.0	12.0-15.0
A304	308Cb	0.06	2.00	0.045	0.030	1.00	22.0-24.0	12.0-16.0	Cb 10xC-1.10
A304	310	0.25	2.00	0.045	0.030	1.50	24.0-26.0	18.0-23.0
A304	310S	0.06	2.00	0.045	0.030	1.50	24.0-26.0	18.0-23.0
A304	310Cb	0.06	2.00	0.045	0.030	1.50	24.0-26.0	18.0-23.0	Cb 10xC-1.10
A312	...	0.020	1.00	0.030	0.010	0.20	18.5-20.5	17.5-19.5	6.0-6.5	0.15-0.22	Cu 0.50-1.00
A314	314	0.25	2.00	0.045	0.030	1.50-3.00	23.0-26.0	18.0-23.0
A316	316	0.08	2.00	0.045	0.030	1.00	16.0-18.0	10.0-14.0	2.00-3.00
A316	...	0.030	2.00	0.045	0.030	1.00	16.0-18.0	10.0-14.0	2.00-3.00
A316	316C	0.06	2.00	0.045	0.030	1.00	16.0-18.0	10.0-14.0	2.00-3.00	0.10	Ti 5x[C+N] 0.70
A316	316Cb	0.06	2.00	0.045	0.030	1.00	16.0-18.0	10.0-14.0	2.00-3.00	0.10	Cb 10xC-1.10
A316	316N	0.06	2.00	0.045	0.030	1.00	16.0-18.0	10.0-14.0	2.00-3.00	0.10-0.15	...
A316	316LN	0.030	2.00	0.045	0.030	1.00	16.0-18.0	10.0-13.0	2.00-3.00	0.10-0.15	...
A316	...	0.03	2.00	0.045	0.030	1.00	16.0-18.0	10.0-13.0	2.00-3.00	0.15-0.30	...
A317	317	0.08	2.00	0.045	0.030	1.00	18.0-20.0	11.0-15.0	3.0-4.2	0.10	...
A317	...	0.030	2.00	0.045	0.030	1.00	18.0-20.0	13.5-17.5	4.0-5.0	0.20	...
A317	...	0.030	2.00	0.045	0.030	1.00	17.0-20.0	14.5-17.5	4.0-5.0	0.10-0.20	...
A317	...	0.030	1.00	0.030	0.030	1.00	17.5-19.0	14.5-16.5	3.8-4.5	0.15-0.21	Cu 2S-4.0
A317	...	0.030	1.00	0.030	0.010	1.00	22.0-24.0	24.0-26.0	5.0-6.0	0.17-0.22	...
A321	321	0.08	2.00	0.045	0.030	1.00	17.0-19.0	8.0-12.0	Ti 5x[C+N] 0.70 ^b
A321	...	0.020	0.0-1.0	0.030	0.025	0.50	24.0-25.0	21.0-23.0	7.0-8.0	0.45-0.55	Cu 0.50-0.60
A347	...	0.030	5.0-7.0	0.030	0.010	1.00	23.0-25.0	16.0-19.0	4.0-5.0	0.40-0.60	Cb 0.10
A347	347	0.06	2.00	0.045	0.030	1.00	17.0-19.0	9.0-12.0	Cb 10xC-1.10
A348	348	0.06	2.00	0.045	0.030	1.00	17.0-19.0	9.0-12.0	Cb 10xC-1.10, Ta 0.10 Cu 0.20
Austenitic-Ferritic Grades											
A276	XM-29	0.05	1.00	0.045	0.030	1.00	25.0-27.0	6.0-7.0	Ti 0.25
A276	...	0.030	2.00	0.030	0.030	1.00	21.0-23.0	4.5-6.5	2.5-3.5	0.05-0.20	...
A276	...	0.040	4.0-6.0	0.040	0.030	1.00	21.0-22.0	2.5-1.70	0.10-0.20	0.20-0.25	Cu 0.10-0.80
A276	...	0.030	2.00	0.030	0.020	1.00	22.0-23.0	4.5-6.5	3.0-3.5	0.14-0.20	...
A276	...	0.030	0.50	0.040	0.030	1.00	21.5-24.5	3.0-6.5	0.05-0.20	...	Cu 0.05-0.80
A276	...	0.030	1.00	0.040	0.015	0.50	24.0-26.0	5.5-7.2	3.0-3.5	0.05-0.20	W 0.05-0.30
A276	...	0.04	1.50	0.040	0.030	1.0	24.0-27.0	4.5-6.5	2.0-3.8	0.10-0.25	Cu 1.50-2.50
A276	...	0.030	1.00	0.030	0.010	1.00	24.0-26.0	6.0-8.0	3.0-4.2	0.20-0.30	Cu 0.50-1.00
Ferritic Grades											
A480	425	0.08	1.00	0.040	0.030	1.00	11.5-14.5	0.20	Al 0.10-0.30

Fuente: ASTM A 276 - 06

ANEXO U: REQUISITOS MECANICOS



A 276 - 06

TABLE 2 Mechanical Requirements

Type	Condition	Finish	Diameter or Thickness, in. (mm)	Tensile Strength, ksi		Yield Strength, ^a ksi		Elonga- tion in 2 in. (50 mm) ^b or 4D min. %	Reduc- tion of Area, ^c min. %	Strain Hard- ness, ^d min.
				ksi	MPa	ksi	MPa			
Austenitic Grades										
A304	A	hot-finished or cold-finished	all	85	625	45	310	30	50	...
A307	A	hot-finished or cold-finished	all	90	620	35	240	30	50	...
301, 302	A	hot-finished or cold-finished	all	75	515	40	375	40	45	...
S20181	A	hot-finished or cold-finished	all	125	860	50	345	40	40	255
S20182	A	hot-finished or cold-finished	all	125	860	50	345	40	40	310
305	A	hot-finished or cold-finished	all	100	690	50	345	50	80	...
XM-19	A	hot-finished or cold-finished	all	100	690	25	380	35	55	...
	As hot- rolled	hot-finished or cold-finished	up to 2 (50.8) incl	135	930	305	725	20	50	...
			over 2 to 3 (50.8 to 76.2) incl	115	795	75	515	25	50	...
			over 3 to 8 (76.2 to 203.2) incl	100	690	60	415	30	50	...
S21800	A	hot-finished or cold-finished	all	95	625	50	345	35	55	241
XM-10, XM-11	A	hot-finished or cold-finished	all	80	620	50	345	45	60	...
XM-29	A	hot-finished or cold-finished	all	100	690	25	380	30	50	...
XM-25	A	hot-finished or cold-finished	all	100	690	25	380	30	50	...
S24285	A	hot-finished or cold-finished	all	115	795	60	415	35	40	...
S26200	A	hot-finished or cold-finished	all	110	760	60	410	35	55	...
302, 302H, 304, 304L, 305, 308, 309, 309S, 309Cb, 310, 310S, 310Cb, 314, 316, 316L, 316Cb, 316Ti, 317, 321, 347, 348	A	hot-finished or cold-finished	all	75 ^e	515	30 ^e	205	40 ^e	50	...
			up to 1/2 (12.7) incl	80	620	45	310	30	40	...
			over 1/2 (12.7)	75 ^e	515	30 ^e	205	30	40	...
304L, 316L	A	hot-finished or cold-finished	all	70	485	25	370	40 ^e	50	...
			up to 1/2 (12.7) incl	80	620	45	310	30	40	...
			over 1/2 (12.7)	70	485	25	370	30	40	...
304H, 316H	A	hot-finished or cold-finished	all	80	620	35	340	30
302, 302L, 304, 304L, 316, 316L, 304L, 316L	B	cold-finished	up to 1/2 (12.7) incl	125	860	300	690	12	35	...
			over 1/2 (12.7) to 1 (25.4)	115	795	80	650	15	35	...
			over 1 (25.4) to 1 1/2 (38.1)	105	725	65	450	20	35	...
			over 1 1/2 (38.1) to 2 (50.8)	100	690	50	345	24	45	...
			over 2 (50.8) to 2 1/2 (63.5)	95	625	45	310	28	45	...
			up to 2 (50.8) incl	85	620	75	515	25	40	...
			over 2 to 2 1/2 (50.8 to 63.5) incl	80	620	65	450	30	40	...
			over 2 1/2 to 3 (63.5 to 76.2) incl	80	620	25	380	30	40	...
XM-21, S20424, S21824	A	hot-finished or cold-finished	all	90	620	50	345	30	50	...
XM-21, S20424, S21824	B	cold-finished	up to 1 (25.4) incl	145	1000	125	860	15	45	...
			over 1 (25.4) to 1 1/2 (38.1)	135	930	115	785	18	45	...
			over 1 1/2 (38.1) to 2 (50.8)	135	930	105	725	17	45	...

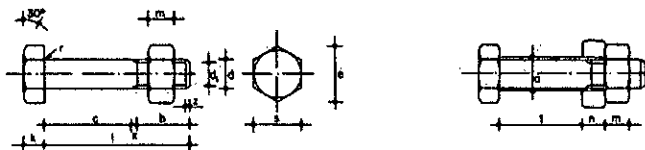
Fuente: ASTM A 276 - 06

**ANEXO V: DIMENSIONES STANDARD, TOLERANCIA Y PESOS DE
PLANCHAS ACERO A36**

SISTEMA METRICO (mms)	TOLERANCIA ESPESOR +/- en mms	PESO TEORICO kg/pl	SISTEMA INGLES Espesor Equiv. (pulg)
3.0 x 1500 x 6000	0.32 / 0.32	211.85	1/8"
4.5 x 1500 x 6000	0.50 / 0.50	317.93	3/16"
6.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	423.90	1/4"
8.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	565.20	5/16"
8.0 x 2400 x 6000	0.8 / 0.3	904.32	5/16"
9.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	635.85	3/8"
9.0 x 2400 x 6000	0.8 / 0.3	1,017.36	3/8"
12.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	847.80	1/2"
12.0 x 2400 x 6000	0.8 / 0.3	1,356.48	1/2"
16.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	1,130.40	5/8"
16.0 x 2400 x 6000	0.8 / 0.3	1,808.64	5/8"
19.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	1,342.35	3/4"
19.0 x 2400 x 6000	1.0 / 0.3	2,147.78	3/4"
20.0 x 1500 x 6000	0.8 / 0.3	1,413.00	3/4"
20.0 x 2400 x 6000	1.0 / 0.3	2,260.80	3/4"
22.0 x 1500 x 6000	1.0 / 0.3	1,554.30	7/8"
22.0 x 2400 x 6000	1.0 / 0.3	2,465.88	7/8"
25.0 x 1500 x 6000	1.0 / 0.3	1,765.25	1"
25.0 x 2400 x 6000	1.2 / 0.3	2,826.00	1"
32.0 x 1500 x 6000	1.3 / 0.3	2,260.80	1 1/4"
32.0 x 2400 x 6000	1.5 / 0.3	3,617.28	1 1/4"
38.0 x 1500 x 6000	1.5 / 0.3	2,684.70	1 1/2"
38.0 x 2400 x 6000	1.7 / 0.3	4,295.52	1 1/2"
50.0 x 1500 x 6000	1.8 / 0.3	3,532.50	2"
50.0 x 2400 x 6000	2.0 / 0.3	5,652.00	2"
63.0 x 1500 x 6000	2.3 / 0.3	4,450.95	2 1/2"
63.0 x 2400 x 6000	2.8 / 0.3	7,121.52	2 1/2"
75.0 x 1500 x 6000	2.5 / 0.3	5,298.75	3"
75.0 x 2400 x 6000	3.0 / 0.3	8,478.00	3"
100.0 x 1500 x 6000	3.3 / 0.3	7,065.00	4"
100.0 x 2400 x 6000	3.8 / 0.3	11,304.00	4"

Fuente: Tradisa

ANEXO W: DIMENSIONES DE UNIONES ATORNILLADAS



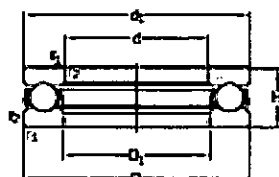
Tornillo tipo	Vástago					Cabeza				Diámetro del agujero a mm	Área neta del núcleo An cm ²	Área resistente Ar cm ²
	Diámetro de la caña d mm	Diámetro interior d ₁ mm	Longitud roscada b mm	Longitud de la salida x mm	Longitud del chaflán z mm	Espesor k mm	Medida entre caras s mm	Medida entre aristas e mm	Radio del acuerdo r mm			
T 10	10	8.160	17.5	2.5	1.7	7	17	19.6	0.5	11	0.523	0.580
T 12	12	9.853	19.5	2.5	2.0	8	19	21.9	1.0	13	0.762	0.843
T 16	16	13.546	23.0	3.0	2.5	10	24	27.7	1.0	17	1.440	1.570
T 20	20	16.933	25.0	4.0	3.0	13	30	34.6	1.0	21	2.250	2.750
(T 22)	22	18.933	28.0	4.0	3.3	14	32	36.9	1.0	23	2.820	3.030
T 24	24	20.319	29.5	4.5	4.0	15	36	41.6	1.0	25	3.240	3.530
(T 27)	27	23.319	32.5	4.5	4.0	17	41	47.3	1.0	28	4.270	4.560
T 30	30	25.706	35.0	5.0	5.0	19	46	53.1	1.0	31	5.190	5.610
(T 33)	33	28.706	38.0	5.0	5.0	21	50	57.7	1.0	34	6.470	6.940
T 36	36	31.093	40.0	6.0	6.0	23	55	63.5	1.0	37	7.590	8.170

Se recomienda no utilizar los tornillos cuyo tipo figura entre paréntesis.

Fuente: Web ingemecanica

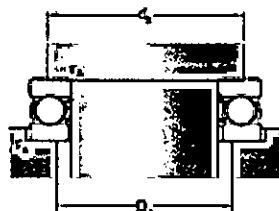
ANEXO X: RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS DE 75 – 130mm

10.1 Rodamientos axiales de bolas de simple efecto d = 75-130mm



Dimensiones principales		Capacidad de carga dinámica C	Capacidad de carga estática C ₀	Carga límite de fatiga P ₀	Factor de carga máxima A	Velocidades nominales		Masa	Designación	
d	D					H	Velocidad de referencia			Velocidad límite
mm		kN	kN			r.p.m.		kg		
75	80	19	442	134	5,9	0,15	3200	4300	0,4	SA115
	85	27	517	173	6,2	0,17	2400	3400	0,53	SA115
	90	34	563	190	14	0,79	1700	2400	2,5	SA115
	95	41	551	150	20,8	1,9	1300	1800	4,75	SA115M
80	85	19	479	140	5,9	0,15	3000	4300	0,4	SA116
	90	28	561	190	7,65	0,22	2400	3400	0,91	SA116
	95	34	569	190	11,7	0,79	1700	2400	2,7	SA116
	100	41	552	150	17	1,3	1300	1700	7,95	SA116M
85	90	19	519	148	6,4	0,15	3000	4300	0,44	SA117
	95	27	575	175	9,8	0,39	2200	3000	1,2	SA117
	100	34	574	165	14	1,1	1600	2200	3,55	SA117
	105	41	558	130	24	2,4	1200	1600	9,45	SA117M
90	95	22	592	208	7,5	0,22	2600	3600	0,57	SA118
	100	31	612	240	10,4	0,55	2000	2800	1,7	SA118
	105	39	622	240	14,6	1,3	1500	2200	3,8	SA118
	110	47	607	185	25,5	3,5	1100	1500	11	SA118M
100	105	25	602	225	9,75	0,34	2400	3200	0,97	SA119
	110	34	619	225	13,8	0,62	1800	2400	2,2	SA119
	115	41	625	190	19	1,9	1400	1900	4,95	SA119
	120	49	611	130	31,5	5,8	1000	1400	15	SA119M
110	115	25	632	225	9,75	0,32	2200	3200	1,05	SA120
	120	34	625	225	13,8	0,79	1700	2400	2,4	SA120
	125	41	624	185	24,5	3,2	1300	1700	7,65	SA120M
	130	49	610	120	44,5	8,7	900	1300	20	SA120M
120	125	25	652	305	9,75	0,38	2200	3000	1,45	SA121
	130	34	627	290	11,8	0,79	1600	2200	2,65	SA121
	135	41	625	240	16,5	1,9	1200	1600	5,1	SA121M
	140	49	612	150	28,5	4,5	900	1200	12,5	SA121M
130	135	25	619	240	11,4	0,38	2400	2800	1,65	SA122
	140	34	625	225	17	1,8	1800	2400	3	SA122
	145	41	628	180	22	2,8	1400	1800	5,1	SA122M
	150	49	610	120	38	8,5	1000	1400	13	SA122M

ANEXO Y: DIMENSIONES DE RODAMIENTO AXIALES DE BOLAS DE 75 – 130mm



Dimensiones			Dimensiones de ranuras y radios de acuerdo			
d	A	D	d_1 máx.	d_1 mín.	D_1 máx.	C máx.
mm			mm			
75	81.1	77		90		
	83.0	77		95		
	85.0	78		100		
80	81.1	82		95		
	83.0	82		100		
	85.0	83		105		
85	81.1	87		100		
	83.0	88		105		
	85.0	88		110		
90	81.1	92		108		
	83.0	93		117		
	85.0	93		127		
100	81.1	108		120		
	83.0	108		130		
	85.0	108		140		
110	81.1	117		130		
	83.0	117		140		
	85.0	117		150		
120	81.1	122		140		
	83.0	123		150		
	85.0	123		160		
130	81.1	130		150		
	83.0	131		160		
	85.0	131		170		

ANEXO Z: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE ELECTRODO E309L-17

CLASIFICACIÓN					RANGO TEMPERATURA	
AWS A5.4	E309L-17	A-Nr	8	Mat-Nr	1.4332	
ISO 3581-A	E 23 12 L R 3 2	F-Nr	5			
				9606 FM	5	
					Partes a presión: -20...+300°C	
					Resistencia a oxidación: n.a	

DESCRIPCIÓN GENERAL

Electrodo rutilo sobrealado CrNi, para todas posiciones.
 Para soldadura del acero inoxidable con acero al carbono y plaqueado de acero inoxidable.
 Excelente apariencia del cordón.
 Excelente eliminación de escoria.
 Alta resistencia a porosidad.
 Excelente mojado de paredes, sin mordeduras.
 Disponible también en PROTECH™ Vacuum Pack (envasado al vacío).

POSICIONES DE SOLDADURA ISO/ASME					TIPO DE CORRIENTE	
 PA1G	 PB2F	 PC2G	 PF3G	 PE4G	CA/CC +	

HOMOLOGACIONES

ABS	DNV	TÜV
+	Pending	+

COMPOSICIÓN QUÍMICA (% EN PESO) TÍPICA, METAL DEPOSITADO

C	Mn	Si	Cr	Ni	FN (acc.WRC 1992)
0.025	0.7	0.7	24.0	12.5	8-20

PROPIEDADES MECÁNICAS, TÍPICAS, METAL DEPOSITADO

Condición	Lim.EIástico 0,2% [N/mm²]	R.Tracción [N/mm²]	Alargamiento [%]	Impacto ISO-V(J)	
				+20°C	-20°C
Requerido: AWS A5.4 ISO 3581-A Valores típicos	no requerido min. 320 500	min. 520 min. 510 620	min. 30 min. 25 40	no requerido no requerido 55	
AW			40	55	40

DIÁMETROS/EMPAQUETADO

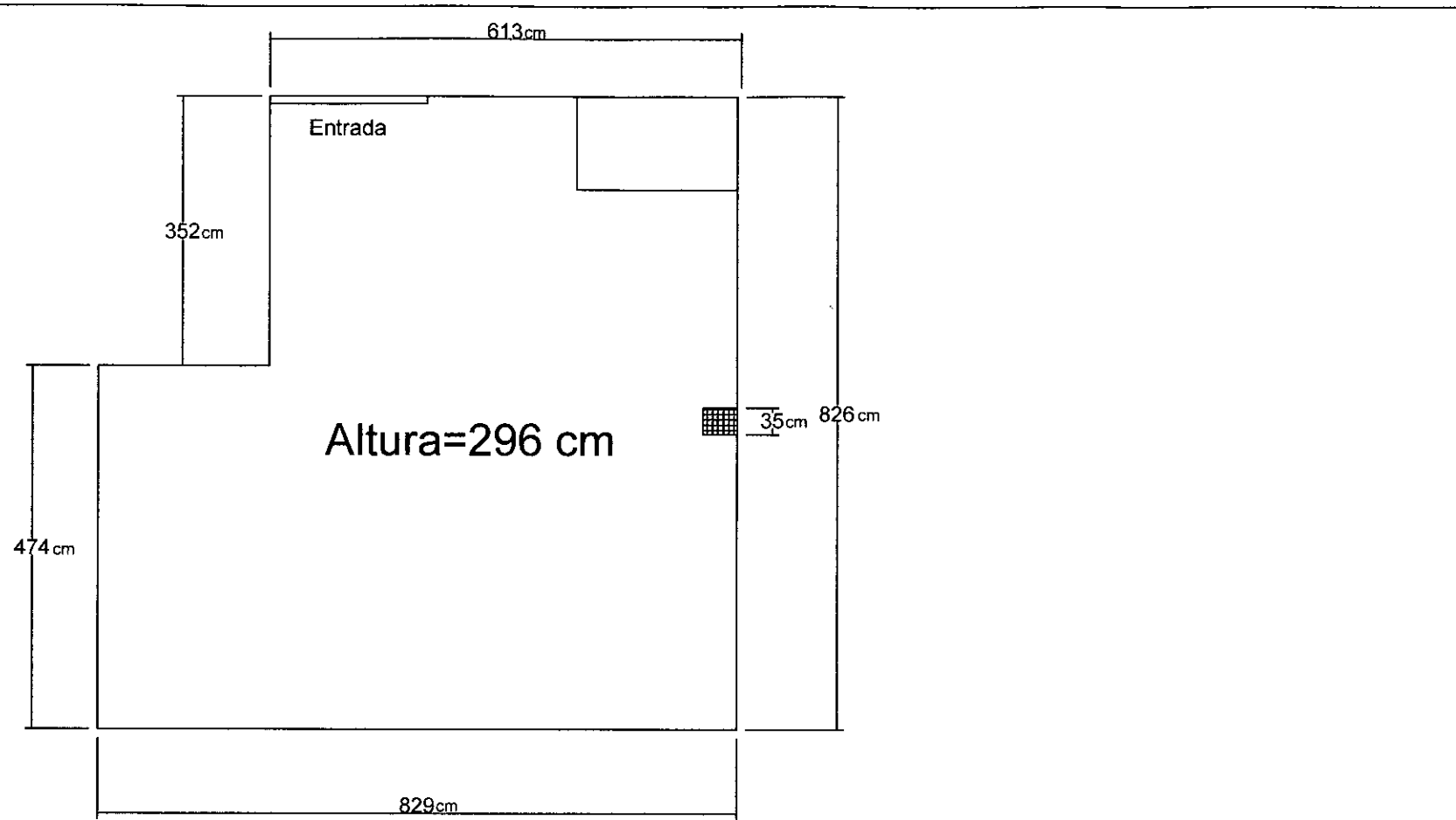
	Diámetro (mm)	2.5	3.2	4.0
	Longitud (mm)	350	350	450
Caja cartón	Piezas / unidad	120	80	58
	Peso neto/unidad (kg)	2.59	2.9	4.12
Protech™	Piezas / unidad	110	69	45
	Peso neto/unidad (kg)	2.37	2.5	3.2

Fuente: Lincoln Electric

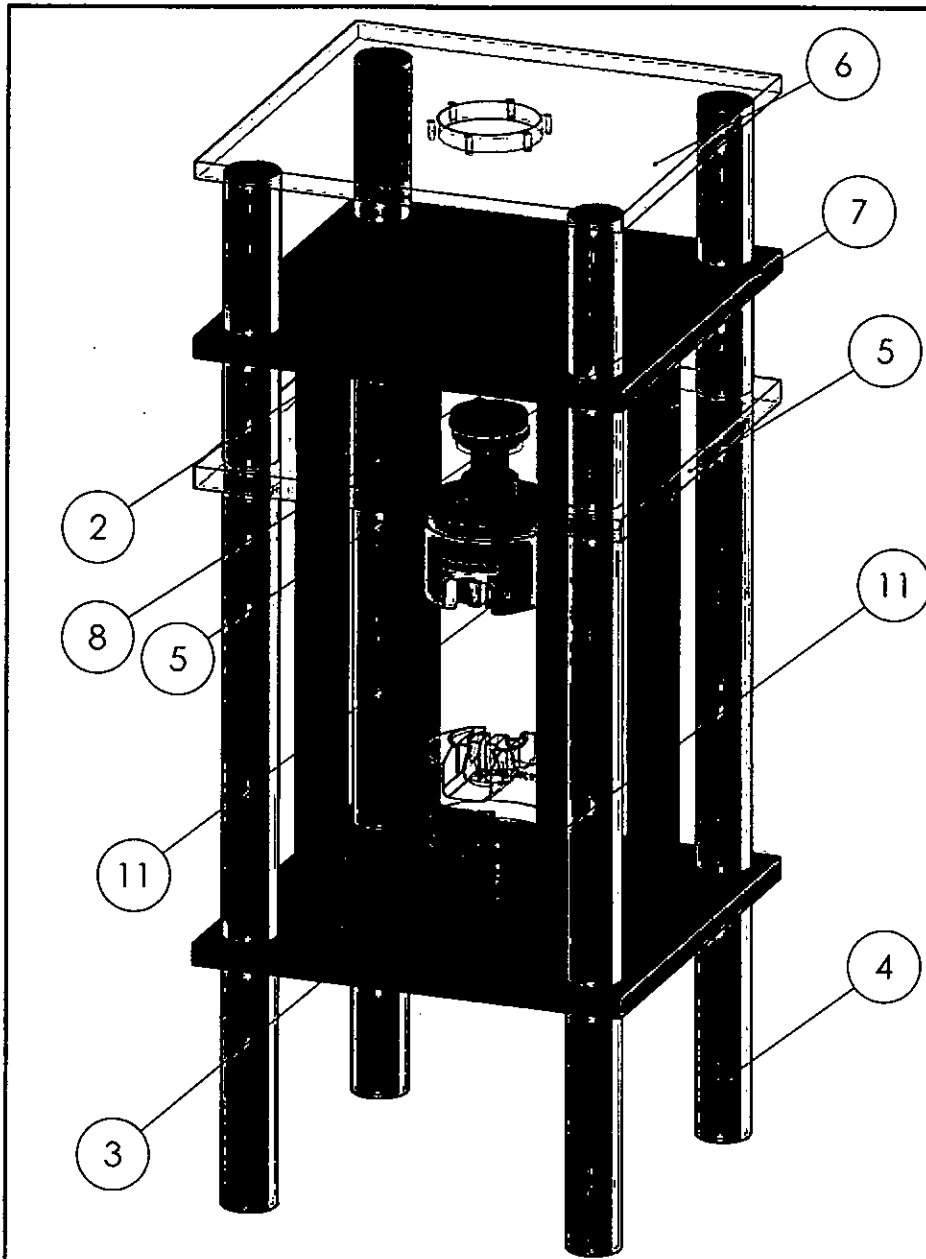
ANEXO BA: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE ELECTRODO E309L-17

SECCION	N_x, N_y	FLEXION Z_w respecto $x-x$	TORSION J_w
	$N_x = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$\frac{4bd+d^2}{3}$ (SUP.) $\frac{4bd^2+d^3}{6b+3d}$ (INF.)	$\frac{d^3(4b+d)}{6(b+d)} + \frac{b^3}{6}$
	$N_x = \frac{d}{2}$	$bd + \frac{d^2}{3}$	$\frac{b^3+3bd^2+d^3}{6}$
	$N_x = \frac{d}{2}$	$2bd + \frac{d^2}{3}$	$\frac{2b^3+6bd^2+d^3}{6}$
	$N_x = \frac{d}{2}$	$\frac{\pi d^2}{4}$	$\frac{\pi d^3}{4}$
	$N_x = \frac{d}{2}$	$\frac{\pi d^2}{2} + \pi D^2$	$J_{wz} = \frac{\pi d^3}{2}$
	$N_x = \frac{d}{2}$	$\frac{Ld}{6}$	$\frac{L^3}{12}$
	$N_x = \frac{L}{2\sqrt{2}}$	$\frac{L^2}{3\sqrt{2}}$	$\frac{5L^3}{12}$
	$N_x = \frac{L}{\sqrt{2}}$	$\frac{2L^2}{3\sqrt{2}}$	$\frac{5L^3}{12}$

Fuente: Fortunato. Alva D.



DIRIGIDO A: FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA - UNAC		
DESCRIPCIÓN: ACOPLE DE TRACCIÓN		DIBUJADO POR: JERSON QUISPE Y JAIRO GARAY
N° PLANO: LAB-001	FECHA: 14-11-17	ESCALA:



ITEM	N.º DE PIEZA	COMENTARIO	CANT.
1	ACOPLE TORSION	Acero estructural ASTM A36	1
2	ACOPLES TRACCION	Acero estructural ASTM A36	1
3	BANCADA MOVIL	Placas en A36 y columnas en A276	1
4	COLUMNA PRINCIPAL	Acero Inoxidable ASTM A-276	4
5	MESA FIJA	Acero estructural ASTM A36	1
6	PLACA SUPERIOR	Acero estructural ASTM A36	1
7	RODAMIENTO 80-105-19mm	Rodamiento axial de bolas - SKF	1
8	SOPORTE TORSION	Acero estructural ASTM A36	1
9	B18.3.1M - 8 x 1.25 x 20 Hex SHCS -- 20NHX		4
10	B18.3.1M - 10 x 1.5 x 30 Hex SHCS -- 30NHX		4
11	MORDAZA1	Mordaza hidraulica - INSTRON	2
12	AM - M30 x 90 N		2

DIRIGIDO A:

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y DE ENERGIA - UNAC

DESCRIPCION:

LISTA DE MATERIALES - ESTRUCTURA

DIBUJADO POR:

JERSON QUISPE y JAIRO GARAY

Nº PLANO:

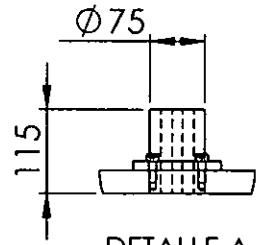
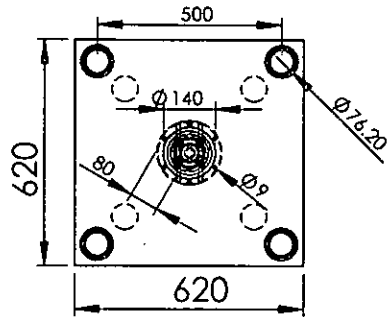
BANC-0001

FECHA:

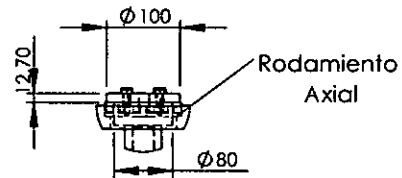
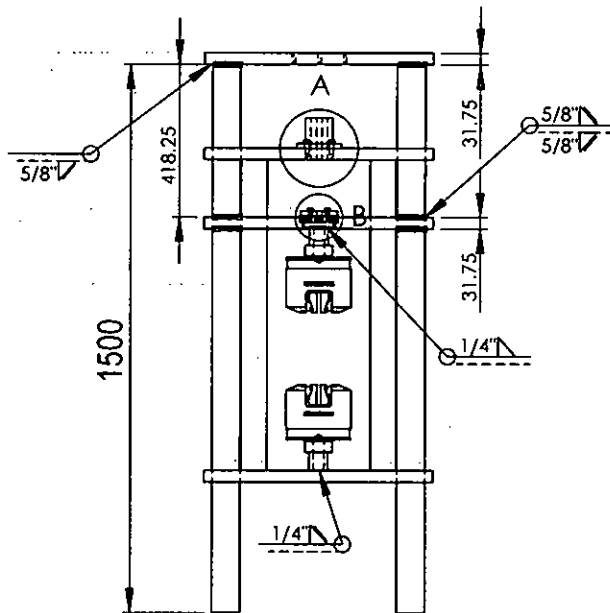
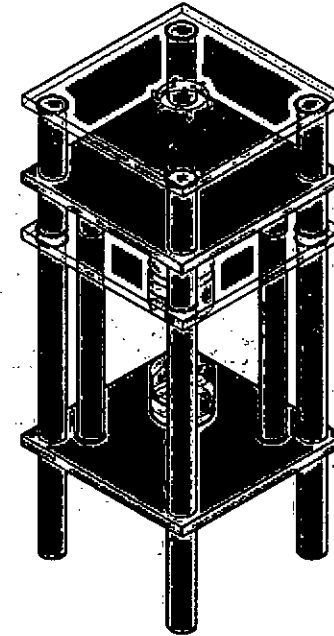
14-11-17

ESCALA

1/10



DETALLE A
ESCALA 1 : 10



DETALLE B
ESCALA 1 : 10

DIRIGIDO A:

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y DE ENERGIA - UNAC

DESCRIPCION:

ESTRUCTURA DEL BANCO DE PRUEBAS

DIBUJADO POR:

JERSON QUISPE y JAIRO GARAY

Nº PLANO:

BANC-0002

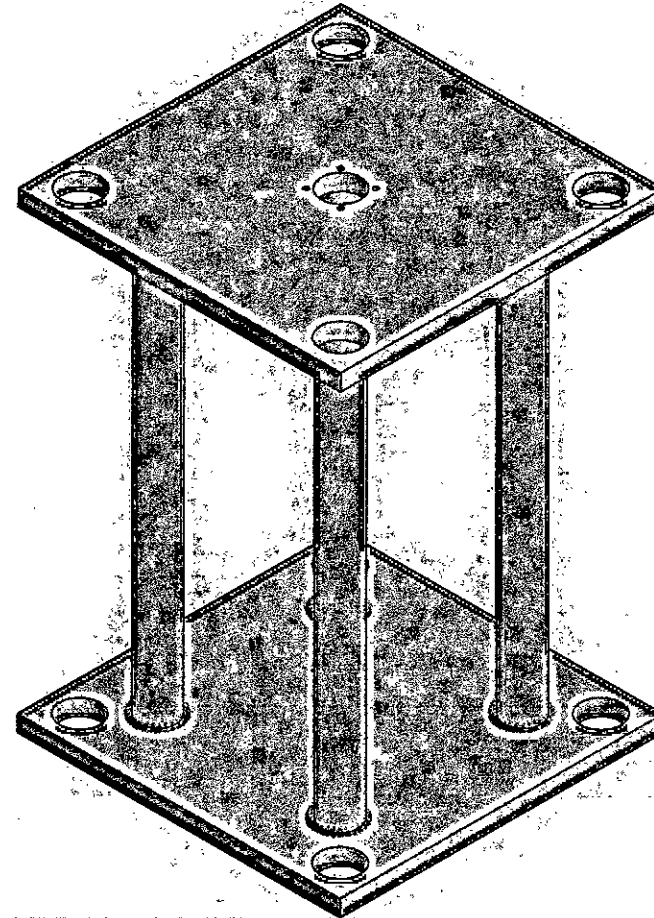
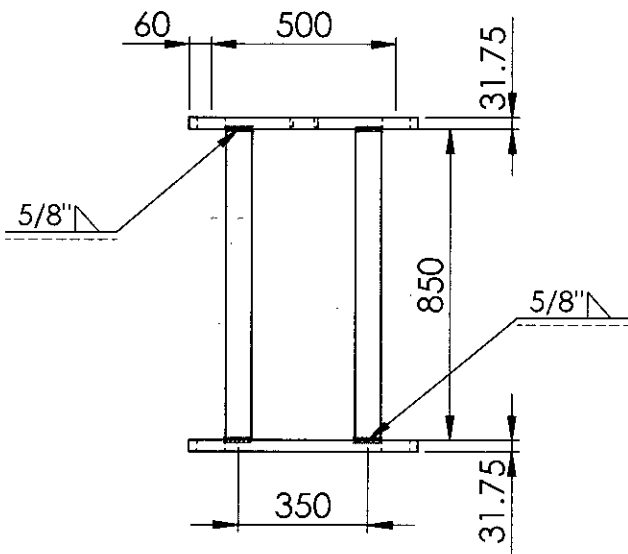
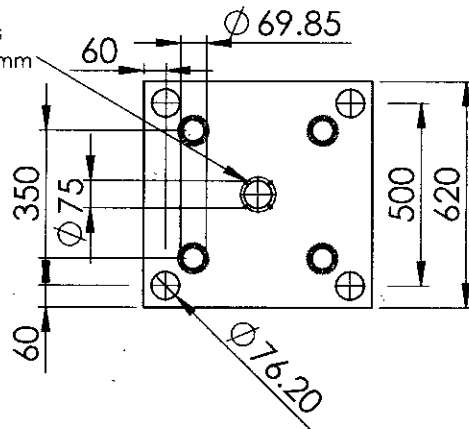
FECHA:

14-11-17

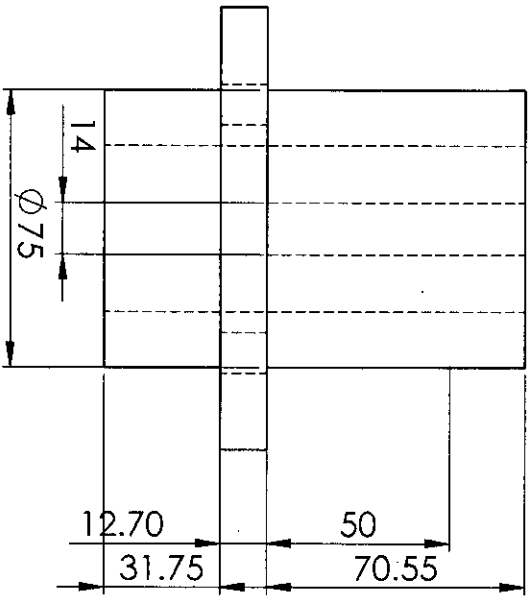
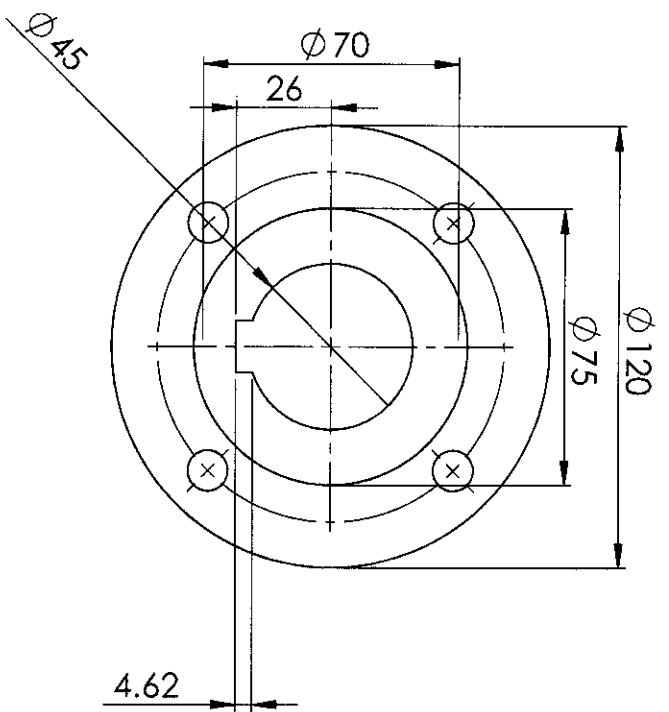
ESCALA

1/20

04 Pernos
M10 x 30mm



DIRIGIDO A: FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y DE ENERGIA - UNAC		
DESCRIPCION: BANCADA MOVIL	DIBUJADO POR: JERSON QUISPE y JAIRO GARAY	
Nº PLANO: BANC-0003	FECHA: 14-11-17	ESCALA: 1/20



DIRIGIDO A:

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y DE ENERGIA - UNAC

DESCRIPCION:

ACOLPE DE TRACCION

DIBUJADO POR:

JERSON QUISPE Y JAIRO GARAY

Nº PLANO:

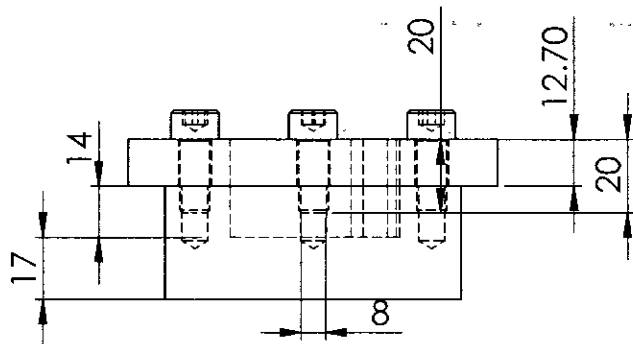
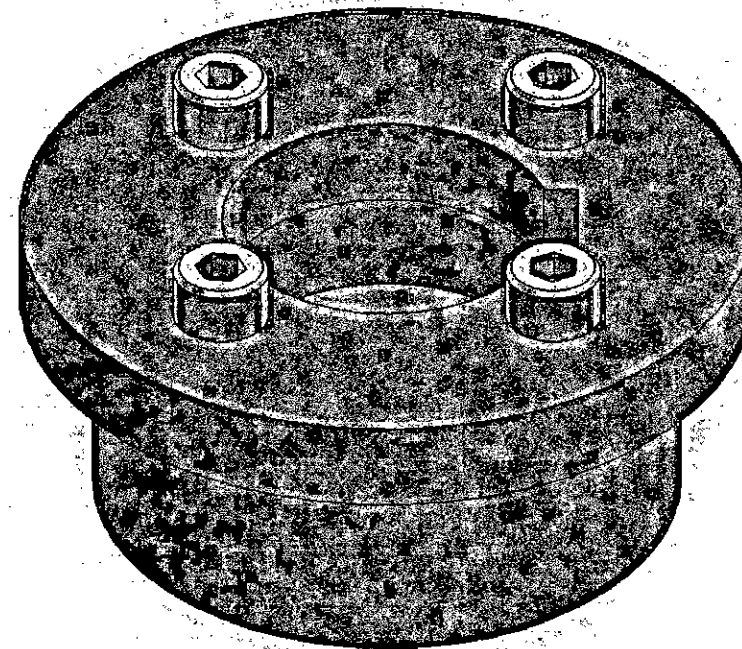
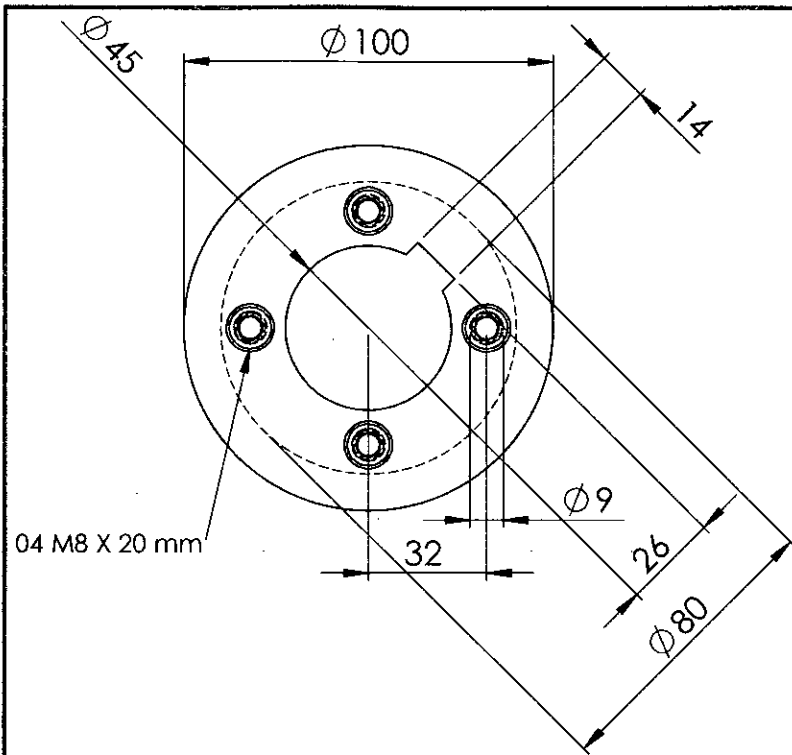
BANC-0004

FECHA:

14-11-17

ESCALA

1/2



DIRIGIDO A:

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y DE ENERGIA - UNAC

DESCRIPCION:

ACOPLE DE TORSION

DIBUJADO POR:

JERSON QUISPE y JAIRO GARAY

Nº PLANO:

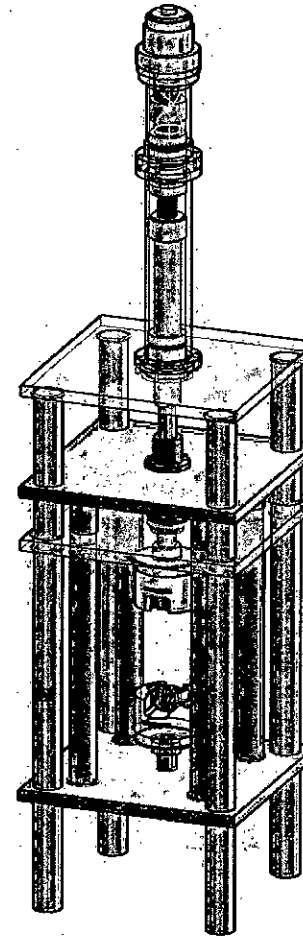
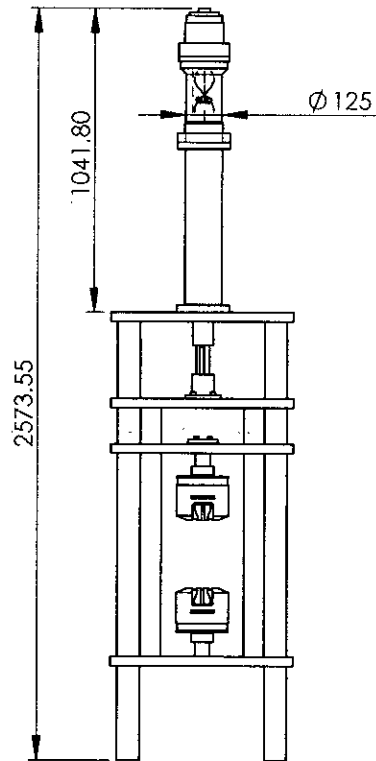
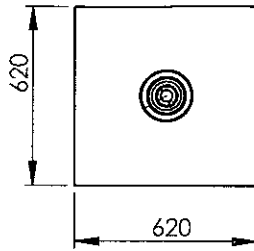
BANC-0005

FECHA:

14-11-17

ESCALA

1/2



DIRIGIDO A:

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y DE ENERGIA - UNAC

DESCRIPCION:

BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE TRACCION Y TOSION

DIBUJADO POR:

JERSON QUISPE y JAIRO GARAY

N° PLANO:

BANC-0006

FECHA:

14-11-17

ESCALA

1/25