

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE  
FATIGA AUTOMATIZADA PARA EL ESTUDIO DE  
MATERIALES CON MEMORIA DE FORMA**

**LEANDRO ESTEBAN OREJUELA SANDOVAL**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO - MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2006**

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE  
FATIGA AUTOMATIZADA PARA EL ESTUDIO DE  
MATERIALES CON MEMORIA DE FORMA**

**LEANDRO ESTEBAN OREJUELA SANDOVAL**

**Trabajo de Grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico**

**Director**

**RÓMULO NIÑO DELGADO  
Ingeniero Mecánico**

**Codirector**

**Ph.D.C LUIS EMILIO FORERO GÓMEZ.**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO - MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2006**

## DEDICATORIA

En primer lugar debo ofrecer este gran logro a Dios que me permitió a través de mis padres, Carmen Alicia Sandoval y Pablo Antonio Orejuela tener un apoyo incondicional que siempre me motivo a luchar por alcanzar este propósito.

A mis hermanos Juan Pablo, Samuel, Camilo y Susana que incansablemente me han brindado la calidez y el cariño que engrandecen las ganas de salir adelante.

A Mónica Alexandra Suárez, que siempre estuvo dando ánimo y fortaleza en cada uno de los percances.

## **AGRADECIMIENTOS**

A Rómulo Niño, Ingeniero Mecánico, Director del proyecto, por su respaldo, confianza y colaboración oportuna.

A Luís Emilio Forero Gómez, Codirector del proyecto y director del grupo de Investigación de Biomateriales, por su confianza y búsqueda de los medios para financiar este proyecto.

A mis padres y familiares

A todos mis amigos.

**Leandro Esteban Orejuela Sandoval**

## CONTENIDO

	<b>Pág.</b>
INTRODUCCIÓN .....	18
1. EL PROYECTO.....	20
1.1. JUSTIFICACION.....	20
1.2. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO .....	21
1.2.1. Objetivo General .....	21
1.2.2. Objetivos específicos.....	21
2. MATERIALES CON MEMORIA DE FORMA.....	23
2.1. HISTORIA .....	24
2.2. CARACTERÍSTICAS (aleaciones de Nitinol, Níquel-Titanio). .....	25
2.2.1. Superelasticidad del NiTi .....	26
2.2.2. Dimensiones de los microtubos a estudiar.....	27
2.3. STENT.....	28
2.3.1. Características del stents.....	28
2.3.2. Stents coronarios .....	29
3. DESCRIPCION DE LA MAQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA.....	32
3.1. SELECCIÓN DE LOS SISTEMAS QUE INTEGRAN LA MAQUINA .....	33
3.1.1. Sistema de tensión a carga fluctuante .....	33
3.1.2. Sistema de acondicionamiento térmico. ....	36
3.1.3. Sistema de presurización alternativa interna.....	38
4. DISEÑO DE LOS ELEMENTOS QUE INTEGRAN LA MAQUINA .....	39

4.1. ESTRUCTURA.....	40
4.2. SELECCIÓN DEL HUSILLO DE POTENCIA .....	51
4.2.1. Selección del husillo SKF .....	52
4.2.2. Selección del husillo NSK .....	67
4.3. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISION .....	70
4.3.1. Motor .....	70
4.3.2. Selección del motor .....	71
4.3.3. Transmisión .....	72
4.4. DISEÑO DEL CONJUNTO DE TRACCION. ....	74
4.4.1. Selección y diseño de los elementos.....	74
4.4. DISEÑO DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO TÉRMICO. ....	82
4.5. SISTEMA DE PRESURIZACIÓN ALTERNATIVA INTERNA. ....	91
5. SELECCIÓN DE LOS SENSORES .....	102
5.1. SENSOR DE TEMPERATURA.....	103
5.2. SENSOR DE PRESIÓN.....	104
5.3. SENSOR DE CARGA .....	105
5.4. TRANSDUCTOR DE DESPLAZAMIENTO .....	106
6. CONTROL Y PRUEBAS DE LA MAQUINA.....	107
6.1. SOFTWARE IMPLEMENTADO.....	108
6.1.1. Software de calibración. ....	108
6.1.2. Software implementado (operativo) .....	109
6.2. PRUEBAS EN LA MAQUINA .....	113
6.2.3. Prueba de tracción. ....	113
6.2.4. Prueba de temperatura.....	115
6.2.5. Prueba de presión alternativa. ....	116

7. CONCLUSIONES .....	117
8. RECOMENDACIONES .....	118
BIBLIOGRAFÍA .....	119
ANEXOS.....	121

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
Figura 1. Representación esquemática del efecto de memoria de forma.....	24
Figura 2. Cambio en la estructura cristalina durante el cambio de fase. ....	24
Figura 3. Curva de carga y descarga del NiTi a temperatura ambiente .....	27
Figura 4. Dimensiones del microtubo. ....	28
Figura 5. a) Forma inicial del tubo b) Stent en la forma final de trabajo.....	29
Figura 6. Vista macroscópica del corazón .....	30
Figura 7. Esquema del proceso de implantación de un stent .....	31
Figura 8. Esquema mecánico de carga fluctuante con dos husillos.....	34
Figura 9. Esquema mecánico de carga fluctuante con un husillo .....	34
Figura 10. Esquema neumático de carga fluctuante. ....	35
Figura 11. Esquema del sistema térmico con control de voltaje .....	37
Figura 12. Sistema térmico con acondicionamiento a través del serpentín.....	37
Figura 13. Esquema del sistema neumático de presurización alternativa .....	38
Figura 14. Maquina en conjunto .....	40
Figura 15 . Estructura de la maquina. ....	41
Figura 16. Fuerzas que afectan la estructura.....	43
Figura 17. Análisis por elementos finitos del esfuerzo en la estructura .....	43
Figura 18. Análisis por elementos finitos de la deformación en la estructura	44
Figura 19. Esfuerzo en la estructura rediseñada. ....	45
Figura 20. Deformación de la estructura rediseñada.....	45
Figura 21. Fuerzas en la base de estructura.....	46
Figura 22. Esfuerzo en los perfiles inferiores. ....	47
Figura 23. Esfuerzos sección vertical del perfil.....	48
Figura 24. Esfuerzos en perfiles verticales. ....	50

Figura 25. Diagrama de cuerpo libre del husillo.....	59
Figura 26. Diagrama de fuerzas.....	60
Figura 27. Zona critica.....	61
Figura 28.Husillo SKF.....	67
Figura 29. Vistas de un conjunto Monocarrier.....	68
Figura 30. Carga de respuesta del motor.....	70
Figura 31. Conjunto de tracción.....	74
Figura 32. Fuerza de acción en el cabezal.....	75
Figura 33. Esfuerzo en el cabezal por elementos finitos.....	76
Figura 34. Desplazamiento en el cabezal.....	76
Figura 35. Fuerzas en el cabezal de tracción.....	77
Figura 36. Espacio para la tapa de protección.....	79
Figura 37. Fuerzas en el plato espaciador.....	79
Figura 38. Esfuerzos en el plato espaciador.....	80
Figura 39. Desplazamiento elástico del plato espaciador.....	80
Figura 40.Fuerzas en el plato espaciador.....	81
Figura 41.Esquema del sistema térmico con control de voltaje.....	82
Figura 42. Tanque de acrílico.....	83
Figura 43. Vista detallada de la sección transversal del tanque.....	84
Figura 44. Circuito equivalente.....	85
Figura 45.Esquema del control térmico en la probeta.....	90
Figura 46.Esquema del sistema neumático.....	92
Figura 47.Control para la válvula 2/2 NC.....	92
Figura 48. Conjunto de sujeción y cámaras de entrada y salida de aire.....	93
Figura 49.Sujeción del microtubo.....	94
Figura 50. Fuerzas en el tubo sujetador.....	94
Figura 51. Esfuerzos en el tubo sujetador.....	95
Figura 52. Deformación en el tubo sujetador.....	95

Figura 53. Cámara de entrada de aire. ....	97
Figura 54. Fuerzas que afectan la cámara de entrada de aire. ....	97
Figura 55. Análisis de esfuerzo. ....	98
Figura 56. Deformación en el sujetador superior. ....	98
Figura 57. Cámara de salida de aire. ....	99
Figura 58. Paso 1 en el montaje de la probeta. ....	100
Figura 59. Paso 2 en el montaje de la probeta. ....	100
Figura 60. Paso 3 en el montaje de la probeta. ....	101
Figura 61. Sensor de temperatura. ....	103
Figura 62. Sensor de presión. ....	104
Figura 63. Celda de carga. ....	105
Figura 64. Transductor de desplazamiento. ....	106
Figura 65. Software de calibración. ....	108
Figura 66. Ventana principal del software operativo. ....	109
Figura 67. Dimensiones del microtubo. ....	110
Figura 68. Control manual. ....	110
Figura 69. Selector de carga. ....	111
Figura 70. Selector modo de temperatura. ....	111
Figura 71. Onda de control de presión. ....	112
Figura 72. Datos de registro de los ensayos. ....	112
Figura 73. Prueba tensión constante y cíclica. ....	114
Figura 74. Valores registrados graficados en Excel. ....	114
Figura 75. Prueba de temperatura. ....	115
Figura 76. Prueba de presión alternativa. ....	116

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
Tabla 1. Dimensiones de los extremos mecanizados.....	65
Tabla 2. Código de los extremos mecanizados.....	66
Tabla 3. Capacidad de carga para los Monocarriers.....	69
Tabla 4. Estándar para la referencia MCH 09 .....	69
Tabla 5. Características técnicas del motor.....	71

## LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. Tuercas para husillos SKF .....	122
ANEXO B. Extremos Mecanizados estándar para husillos SKF .....	123
ANEXO C. Características del husillo SKF seleccionado .....	124
ANEXO D. Características del husillo finalmente seleccionado .....	125
ANEXO E. Características del motor. ....	126
ANEXO F. Comparación de los diferentes acoples .....	127
ANEXO G. Factor de concentración de esfuerzo geométrico para un eje sometido a flexión .....	128
ANEXO H. Constantes de Neuber para aceros y aluminios. ....	129
ANEXO I. Propiedades térmicas del aire. ....	130
ANEXO J. Propiedades térmicas polimetacrilato de metilo .....	131
ANEXO K. Propiedades térmicas del agua.....	132
ANEXO L. Fotografías. ....	133
ANEXO M. Lista de planos. ....	141

## NOMENCLATURA

### NOTACIÓN

A	Área, m <sup>2</sup> .
$\sqrt{a}$	Constante de Neuber.
C <sub>p</sub>	Calor específico a presión constante, Jul/Kg. °K.
D	Diámetro, m.
E	Modulo de Young, Mpa.
e	Excentricidad, m.
G <sub>r</sub>	Número de Grashof.
I	Momento de Inercia
F	Carga máxima.
g	Aceleración gravitacional, m/s <sup>2</sup> .
h <sub>∞</sub>	Coeficiente de conveccion del ambiente, W/mK.
K <sub>f</sub>	Factor de concentración de esfuerzos a fatiga.
K <sub>t</sub>	Factor de concentración de esfuerzos geométrico.
K <sub>∞</sub>	Coeficiente de conducción del ambiente, W/mK .
<i>m</i>	Masa del fluido.
N	Factor de seguridad.
L	Longitud entre apoyos.
<i>l</i>	Longitud del tanque.
P	Potencia.
Pad	Carga admisible.
Pr	Número de Prandtl.
q	Sensibilidad del material a las muescas.
<i>r</i>	Radio de la base de la rosca.

$r_R$	Radio de la resistencia, m.
$r_p$	Radio de la probeta, m.
$r_t$	Radio del tanque, m.
$R_f$	Resistencia térmica del fluido.
$R_t$	Resistencia térmica del tanque.
$R_\infty$	Resistencia térmica del medio exterior.
$Re$	Relación de esbeltez
$S_y$	Límite elástico.
$S_n$	Resistencia a la fatiga.
$S_u$	Resistencia ultima.
$t$	Tiempo, s.
$T$	Torque, Nm.
$T_P$	Temperatura en la superficie exterior de la probeta.
$T_R$	Temperatura en la superficie de la resistencia.
$T_t$	Temperatura en la superficie exterior del tanque.
$T_\infty$	Temperatura del ambiente.
$V$	Velocidad de deformación de la probeta.

## LETRAS GRIEGAS

$\alpha$	Aceleración angular, rad/s.
$\beta$	Coeficiente de expansión térmica volumétrica, $1/^\circ\text{K}$ .
$\eta$	Eficiencia total.
$\gamma$	Radio de giro.
$\mu$	Viscosidad dinámica, Kg.m/s.
$\pi$	Numero pi

## RESUMEN

**TÍTULO:**  
**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA DE FATIGA AUTOMATIZADA PARA EL ESTUDIO DE MATERIALES CON MEMORIA DE FORMA\***

**AUTOR:**  
Leandro Esteban Orejuela Sandoval \*\*

**PALABRAS CLAVES:**  
Maquina de fatiga, Materiales con memoria, stent

**DESCRIPCIÓN:**  
El objetivo de este proyecto es dotar al laboratorio de biomateriales de la escuela de ingeniería Metalúrgica y ciencia de Materiales de la Universidad Industrial de Santander, de una maquina de ensayos para el estudio de materiales con memoria de forma utilizados en implantes cardiovasculares.

Con la maquina se podrá establecer el comportamiento de los materiales con memoria de forma (microtubos) al ser sometidos a cargas cíclicas, presiones internas alternativas con frecuencia y presión similares a las del corazón y condiciones térmicas desde el ambiente hasta temperaturas extremas (aproximadamente 100 C). La información obtenida se da en base a la variación de algunas de sus propiedades físicas como deformación, esfuerzos, cambio en la resistividad ( $\Delta\rho/\rho$ ), cambio en la resistencia ( $\Delta R/R$ ) entre otras que serán sensadas y registradas todo el tiempo a través de un sistema de control y adquisición de datos mediante la aplicación de un software desarrollado paralelamente en un proyecto de grado de un estudiante de Ingeniería electrónica y cuyo análisis podrá determinar los cambios en la estructura interna del material o cambios de fase.

La maquina se diseñó y construyó utilizando como soporte de diseño paquetes CAD (Solid Works) y CAE (Cosmos) obteniendo una maquina que permitirá al laboratorio de biomateriales continuar con su proceso investigativo en el campo de los materiales utilizados en implantes cardiovasculares cumpliendo con los siguientes requerimientos:

1. Permitir someter a los microtubos a un estado de tensión por cargas fluctuantes con un rango de selección 100 a 2400 Newton y una frecuencia determinada según se requiera.
2. Permitir presurizar internamente los microtubos simulando la presión alternativa ejercida por el corazón con una frecuencia máxima de 120 cpm.
3. Mantener al microtubo en las condiciones determinadas de temperatura en un rango de selección desde la temperatura ambiente hasta aproximadamente 100 C

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Rómulo Niño.

## SUMMARY

**TITLE:**

**DESIGN AND BUILDING OF AUTOMATED FATIGUE MACHINE FOR SHAPE MEMORY MATERIAL STUDY \***

**AUTHORS:**

Leandro Esteban Orejuela Sandoval. \*\*

**KEY WORDS:**

Fatigue machine, Shape memory material, stent

**DESCRIPTION:**

The objective of this project is to endow the biomaterials lab of school metallurgy engineering of the Industrial University of Santander of a test machine to study Shape memory materials used in cardiovascular implants.

With the machine anyone would determine the behaviors of the Shape memory materials, when being undergone to cyclic load, alternative internal pressures with pressure and frequencies similar to the heart's, and thermal conditions from environmental temperatures to extreme temperatures (about 100 °C). The outcome is based on physical the variation of some physical properties, such as deformation, stress, resistivity changes ( $\Delta\rho/\rho$ ), resistance changes ( $\Delta R/R$ ), among others that will be registered all the time using a control and acquisition data system, through the application of a software parallelly developed in a degree work by a electronic engineering student. This software determine the changes in the inner structure of the material or phase changes.

The machine was designed and built using software like CAD (Solid Works) y CAE (Cosmos) getting a machine that permits Biomaterial lab continue with its research process in cardiovascular implants, performing the next features:

1. Undergo the microtubes to tension state by fluctuating load with a range of selection between 100 and 2400 Newton and a determined frequency.
2. Pressurize alternatively the microtubes with pressures similar to the heart's alternative pressure, with a maximum frequency of 120 cpm.
3. Maintain the microtube in conditions of temperature between a range of selection of environmental temperature up to 100 °C.

---

\* Degree Work.

\*\* Physical-Mechanical Engineering Faculty, Mechanical Engineering School, Eng. Rómulo Niño.

## INTRODUCCIÓN

Algunas aleaciones debido a sus propiedades de superelasticidad y memoria de forma, son utilizadas para fabricar microtubos y stents, aplicados en implantes que permiten ampliar el paso de la sangre en las arterias o venas que están obstruidas.

El grupo de investigación de biomateriales adjunto a la Escuela de Ingeniería Metalúrgica, esta llevando a cabo un estudio detallado de este tipo de aleaciones, con el fin de poder determinar las circunstancias que ocasionan los cambios de fase en estos materiales al ser sometidos a diferentes tipos de condiciones mecánicas y térmicas.

Para determinar el comportamiento de dichas aleaciones se desarrollo mediante esta tesis de grado una maquina que permite hacer ensayos sobre los microtubos ejerciendo sobre estos, diferentes tipos de esfuerzos que pueden ser causados por tensión de cargas constantes, fluctuantes y presión interior a una frecuencia de pulsación del corazón.

La continuación del proceso de investigación permitirá avanzar en el estudio de emplear diferentes aleaciones con características similares al comportamiento superelástico y memoria de forma que poseen dichas aleaciones, dando además una base para tener el suficiente conocimiento de desarrollar producción a nivel nacional que disminuiría drásticamente los costos generados en la importación e impulsaría un nuevo mercado que podría brindar muchos beneficios económicos, científicos y tecnológicos.

El capítulo 1, tiene como propósito dar una perspectiva de lo que se lograra con la aplicación de la maquina de ensayos para materiales con memoria de forma utilizados en implantes cardiovasculares.

El capítulo 2 presenta los conceptos fundamentales de los materiales con memoria de forma, su historia, características generales y específicamente las características de las alecciones utilizadas en implantes cardiovasculares.

En el capítulo 3, se hace una breve descripción de la maquina que se diseño, recalando la capacidad y alcances que esta puede brindar al grupo de investigaciones de biomateriales de la Escuela de Ingeniería Metalúrgica y Ciencia de Materiales.

El capítulo 4, muestra el desarrollo del proyecto, justificando el diseño y la construcción de la maquina.

El capítulo 5, hace referencia a las selección de los sensores, justificando su uso y selección.

Finalmente el capítulo 6, Muestra los aspectos concernientes al control de la maquina que fue desarrollado simultáneamente por un estudiante de ingeniería electrónica y las pruebas finales realizadas en la maquina.

# 1. EL PROYECTO

## 1.1. JUSTIFICACION

El hombre en su búsqueda de satisfacer todas sus necesidades ha llegado hasta el punto crear o implementar materiales dispuestos a su alrededor para remplazar o ayudar a su propio cuerpo a cumplir con una necesidad básica para vivir o para lograr una mejor calidad de vida.

La investigación sobre biomateriales ha permitido día tras día un gran avance en el desarrollo de la ciencia médica, constituyéndose en una de las disciplinas más cultivadas.

Son muchos los ejemplos útiles para dar un panorama general sobre el estado actual y las perspectivas de los biomateriales. De entre ellos temas de gran relevancia a nivel mundial y que actualmente se desarrollan con muy buen éxito en los laboratorios de investigaciones en materiales de diferentes universidades.

En Colombia la investigación no se ha quedado atrás, existen diversos sectores dentro del ámbito universitario y estatal que luchan a pesar de las dificultades por lograr avances significativos en el desarrollo de estos materiales. Tal es el caso del laboratorio de biomateriales de la Escuela de Ingeniería Metalúrgica y Ciencia de Materiales de la Universidad Industrial de Santander, que desde hace algunos años, ha llevado a cabo investigaciones acerca de biomateriales utilizados en implantes cardiovasculares, constituyéndose dentro del ámbito universitario en un reconocido centro de conocimientos en este campo, sin embargo el requerimiento de equipos sofisticados que puedan brindar información experimental del

comportamiento de dichos materiales nos limitan para seguir avanzando en el desarrollo de mencionado proceso, que de no realizarse nos condenaría a seguir ocupando una gran cantidad de dinero anualmente en la importación de biomateriales utilizados para implantes a pesar que se cuenta con recursos humanos de alta capacidad.

El estudio de los biomateriales de aleaciones especiales con características de memoria de forma es indispensable para tener el suficiente conocimiento de desarrollar producción a nivel nacional que disminuiría drásticamente los costos generados en la importación e impulsaría un nuevo mercado que podría brindar muchos beneficios económicos, científicos y tecnológicos.

## **1.2. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO**

### **1.2.1. Objetivo General**

Continuar con la misión de la Universidad de apoyar e impulsar el desarrollo de proyectos que beneficien la investigación y el progreso de las diferentes disciplinas de la ciencia, específicamente el avance investigativo en el campo de los biomateriales, desarrollando proyectos de ingeniería que además integren áreas del conocimiento de Ingeniería Mecánica, Ingeniería Metalúrgica y Medicina.

### **1.2.2. Objetivos específicos**

- ❖ Diseñar y construir utilizando como soporte de diseño paquetes CAD (Solid Works) y CAE (Cosmos), una maquina de fatiga para el estudio de

materiales con memoria de forma (microtubos) que cumpla con los siguientes requerimientos:

1. Que permita someter a los microtubos a un estado de tensión por cargas fluctuantes con un rango de selección 100 a 2400 Newton y una frecuencia determinada según se requiera.
  2. Que permita presurizar internamente los microtubos simulando la presión alternativa ejercida por el corazón con una frecuencia máxima de 120 cpm.
  3. Que mantenga al microtubo en las condiciones determinadas de temperatura en un rango de selección desde la temperatura ambiente hasta aproximadamente 100 C
- ❖ Seleccionar los sensores y dispositivos que permitan la captación de algunas propiedades físicas como: deformación, esfuerzos, presión, cambio en la resistividad ( $\Delta\rho/\rho$ ), cambio en la resistencia ( $\Delta R/R$ ) y control térmico de las condiciones en los microtubos, para que mediante el sistema de adquisición, análisis y control desarrollado simultáneamente en un proyecto de grado de un estudiante de ingeniería electrónica se puedan determinar y estudiar las diferentes fases de la aleación.

## 2. MATERIALES CON MEMORIA DE FORMA

El efecto de memoria de forma puede describirse como la capacidad de un material para cambiar la forma debido a la aplicación de un estímulo externo. Bajo el término de materiales con memoria de forma existen cuatro clases diferentes, según la naturaleza, o del material en sí, o del estímulo externo al que responden. Las cuatro clases en las que se pueden dividir son:

- Aleaciones con Memoria de Forma (*Shape Memory Alloys, SMAs*).
- Cerámicas con Memoria de Forma (*Shape Memory Ceramics, SMCs*).
- Polímeros con Memoria de Forma (*Shape Memory Polymers, SMPs*).
- Aleaciones Ferromagnéticas con Memoria de Forma (*Ferromagnetic Shape Memory Alloys, FSMAs*).

En el caso de las aleaciones metálicas, el efecto de memoria de forma se basa en la transición que se produce entre dos fases sólidas, una de baja temperatura o martensítica y otra de alta temperatura o austenítica.

El material se deforma en la fase martensítica y recupera de forma reversible sus dimensiones originales mediante el calentamiento por encima de una temperatura crítica de transición.

Figura 1. Representación esquemática del efecto de memoria de forma

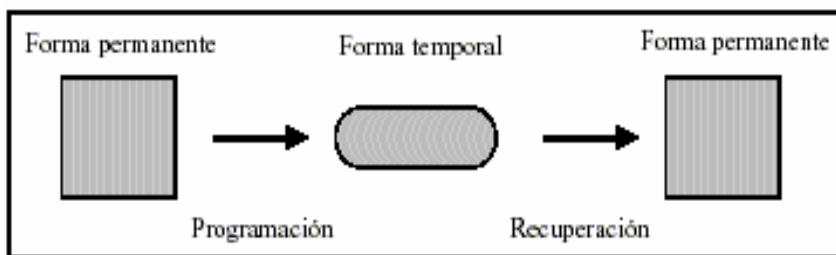
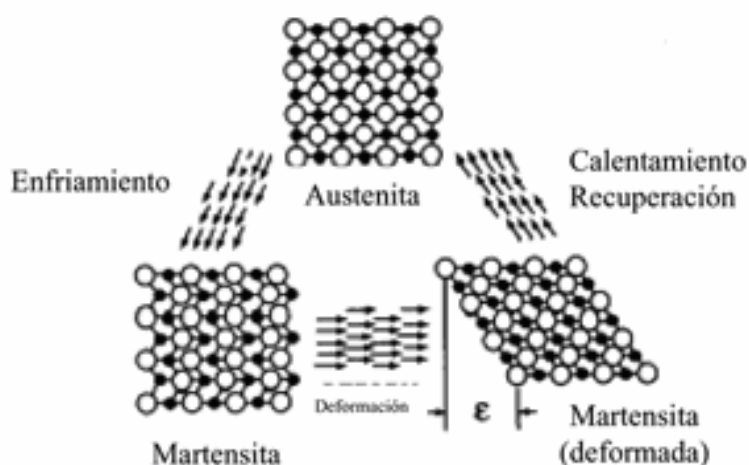


Figura 2. Cambio en la estructura cristalina durante el cambio de fase.



## 2.1. HISTORIA

Los primeros pasos en el descubrimiento del efecto memoria de forma fueron, según Miyazaki y Otsuka en los años 1930, cuando A. Olander descubrió el efecto superelástico en una aleación Au-Cd en 1932 y más tarde, Greninger y Mooradiaa observaron la aparición y desaparición de fase martensita a medida que crecía y decrecía la temperatura en una aleación de Cu-Zn. Los fundamentos del efecto memoria gobernado por el comportamiento termolástico de la martensita fue extensamente explicado una década más tarde por Kurdjumov y Kliandros y también por Chang y

Read, pese a estos descubrimientos, el más importante se realizó en 1962, cuando Buehler y sus colaboradores, en el Naval Ordnance Laboratory (ahora Naval Surface Warfare Center), desarrollaron una aleación de níquel y titanio (NiTi) con un efecto memoria de forma aún más acusado que el descubierto con el AuCd y denominaron el nuevo material como Nitinol (derivado de Nickel Titanium Naval Ordnance Laboratory). El descubrimiento de Buehler abrió una gran puerta a la investigación en la búsqueda de nuevas aleaciones con capacidades de memoria de forma así como al estudio de su comportamiento mecánico y sus posibles aplicaciones. Pero, pese a todos los avances realizados en el descubrimiento de nuevas aleaciones metálicas con estas propiedades, el Nitinol sigue siendo la aleación más comercial y más extendida debido a su buena estabilidad al ciclado, biocompatibilidad, resistencia a la corrosión y capacidad de recuperar grandes deformaciones.

## **2.2. CARACTERÍSTICAS (aleaciones de Nitinol, Níquel-Titanio).**

Una característica de las aleaciones de memoria de forma es la superelasticidad. La martensita inducida por tensión a partir de la fase austenita del Nitinol (NiTi aleación níquel titanio con memoria de forma), permite generar grandes deformaciones en el material que se recuperan cuando se elimina la carga. Esta propiedad posibilita aplicaciones en dispositivos utilizados en la Industria y en Medicina, y en particular en los stents.

Los stents, prótesis tubulares destinadas a restablecer la capacidad de flujo en conductos corporales afectados de estenosis (estrechamiento), exigen para su correcto diseño un compromiso estricto entre sus características estructurales y las propiedades termomecánicas del material. Una suave Fuerza Crónica Expansiva, FCE, que permita una relajación gradual del estrechamiento, y

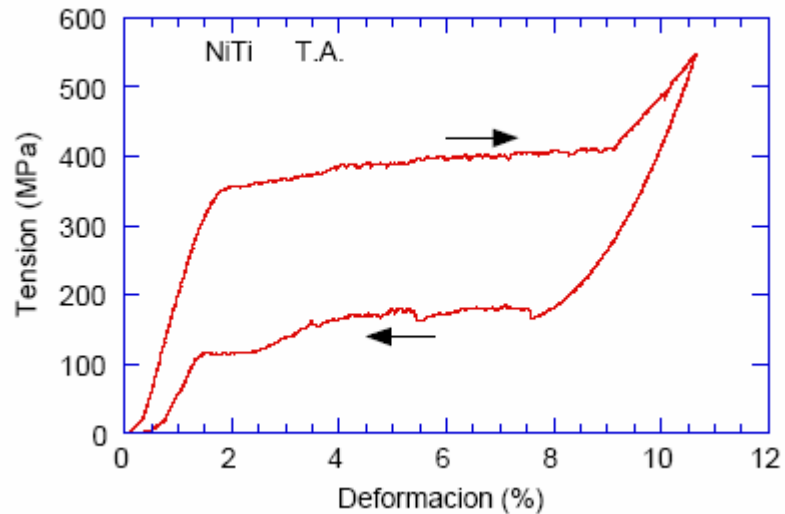
una alta Resistencia a la Compresión Radial, RCR, que impida que cualquier acción externa colapse la prótesis, son algunos de los parámetros fundamentales de diseño de estos dispositivos.

Los materiales que presentan superelasticidad, en particular el Nitinol (NiTi), son candidatos ideales capaces de cumplir los requerimientos antes citados. Sin embargo, la utilización de este material requiere en el comportamiento en servicio, el conocimiento de las temperaturas de transición, las tensiones superelásticas en carga y descarga, las deformaciones máximas recuperables, etc. Igualmente, es necesario conocer la influencia del método de fabricación en estas propiedades.

### **2.2.1. Superelasticidad del NiTi**

La característica del material de memoria de forma NiTi en la que se basa el funcionamiento del stent es la superelasticidad. Por encima de la temperatura  $A_f$ , y mientras no se supere la temperatura  $M_d$ , la aplicación de tensión sobre la fase austenita induce martensita a tensiones superiores a la tensión crítica,  $S_u$ . La Figura 10 muestra la curva tensión deformación a la temperatura de 20 °C, donde se aprecia el plato correspondiente a la martensita, que alcanza valores de deformación próximos al 8 % a una tensión prácticamente constante de 400 MPa. A partir de ese estado, el material experimenta un nuevo comportamiento lineal, no totalmente elástico, con una etapa final en la que el material experimenta deformación permanente por deslizamiento de dislocaciones.

**Figura 3. Curva de carga y descarga del NiTi a temperatura ambiente**

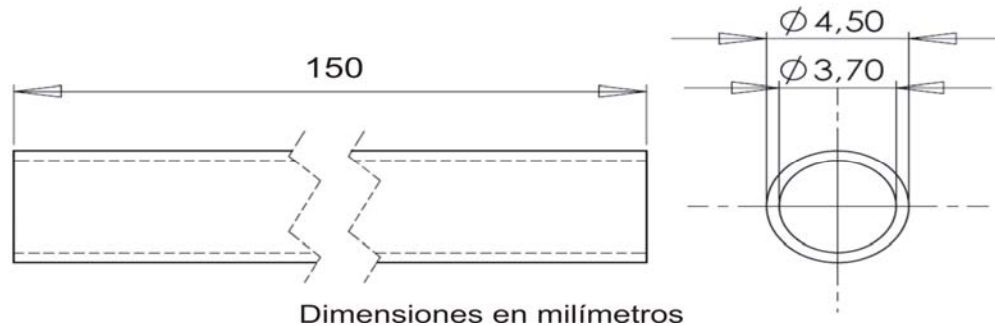


La curva de descarga muestra aspectos importantes, relevantes para el diseño. El material presenta superelasticidad ya que recupera prácticamente la totalidad de la deformación, siempre que no supere el extremo del plato. La curva de descarga es prácticamente horizontal, con valores de tensión  $\sigma_d = 200$  MPa, muy inferior a la tensión de carga. En consecuencia, el material presenta una histéresis que implica una gran absorción de energía por parte del material en situaciones cíclicas.

### **2.2.2. Dimensiones de los microtubos a estudiar.**

Existen diversas dimensiones a nivel comercial de los microtubos de aleaciones de memoria de forma, en el caso de microtubos utilizados en dispositivos para implantes cardiovasculares las dimensiones oscilan entre 2.5 y 5 milímetros de diámetro nominal. En la figura 4 se presentan las dimensiones de uno de los microtubos para pruebas de mayor diámetro utilizados.

**Figura 4. Dimensiones del microtubo.**



### 2.3. STENT

El **stent** se define como cualquier material que se utiliza para mantener un tejido en su lugar. Los **stents** a menudo se utilizan para sostener tejidos mientras tiene lugar el proceso de cicatrización y, entre los usos comunes, están: mantener estructuras "que tengan forma de tubo" abiertas después de un procedimiento quirúrgico (como los vasos sanguíneos, los uréteres, las venas, arterias, los conductos que drenan los riñones, entre otros).

Hay muchos usos para los **stents**, entre los cuales se pueden mencionar:

- Creación de una fístula arteriovenosa (un procedimiento que se utiliza para crear acceso a la sangre en una hemodiálisis).
- Reinserción de los intestinos después de una colostomía temporal.

Mantenimiento de los uréteres abiertos después de una cirugía de reparación de un uréter obstruido.

#### 2.3.1. Características del stents

El stent se ha fabricado a partir de un tubo de la aleación NiTi, de composición 50.8 at % de Ni y 49.2 at% de Ti. Las temperaturas de inicio y final de la conversión martensita «austenita son respectivamente  $M_f = -55$  °C,

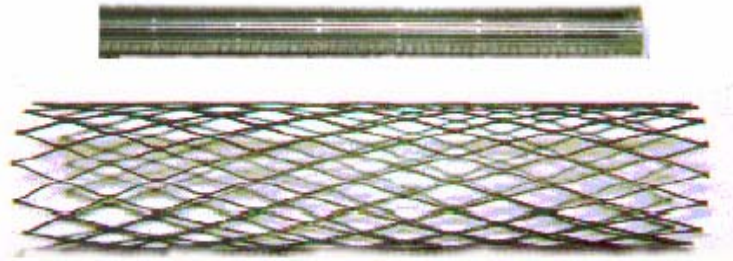
$M_s = -38\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $A_s = -17\text{ }^\circ\text{C}$  y  $A_f = -2^\circ\text{C}$ , correspondientes al lingote recién fundido. El diámetro exterior del tubo es 4.5 mm y el espesor 0.4 mm.

La geometría de partida para la conformación del stent consiste en ranuras longitudinales paralelas sobre la superficie del tubo (Figura 5), cortadas mediante un láser pulsante de Nd-YAG, específico para marcado sobre superficies estáticas. La precisión en la distancia de separación entre ranuras se obtuvo con un mecanismo de giro, con resolución de  $0.1^\circ$ .

El corte se realizó mediante varias pasadas del haz del láser pulsante sobre la superficie del tubo. El láser dispone de espejos acoplados a micromotores que proporcionan una guía de alta reproducibilidad,  $\pm 3\text{ mm}$ . La anchura de las ranuras es de 0.75 mm.

**Figura 5.a) Forma inicial del tubo**

**b) Stent en la forma final de trabajo**



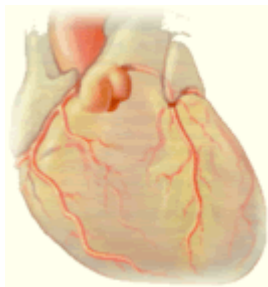
La forma final del stent es la representada en la Figura 5.b y corresponde a la forma expandida de diámetro máximo. Cuando el stent se libere del interior del catéter, donde previamente se ha introducido, tratará de recuperar la forma final y ejercerá una presión sobre la estenosis (estrechamiento).

**2.3.2. Stents coronarios**

Pensando fríamente, sería muy poco probable que un pedazo de diminuta tubería de malla de alambre de centímetro y medio de longitud revolucionara

el tratamiento de las enfermedades coronarias. Pero esto es exactamente lo que ocurrió cuando se empezaron a utilizar los stents para tratar enfermedades cardíacas, hace apenas unos años. La colocación de stents para mantener abiertas las arterias bloqueadas se utiliza cada vez con mayor frecuencia para tratar a personas que, en el pasado, habrían tenido que someterse a una intervención quirúrgica mayor de derivación coronaria (bypass). En el último año se colocaron stents en las arterias coronarias bloqueadas de miles de personas.

**Figura 6. Vista macroscópica del corazón**



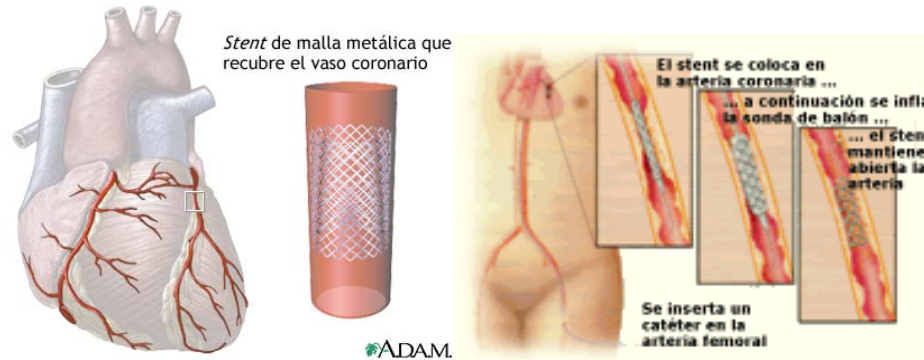
Fuente: Educación Médica Continua Copyright© 2000.

### **Descripción**

Los stents se colocan en diversos sitios. Son dispositivos relativamente simples que permiten mantener abiertos vasos del organismo que de lo contrario no funcionarían en forma correcta. Como tales, tienen diversas aplicaciones. Además de su aplicación en el sistema de las arterias coronarias, los stents se utilizan con mayor frecuencia para tratar a los individuos con riesgo de embolia. Para ello se colocan en la arteria carótida, que es la principal arteria que irriga al cerebro. Los stents también se emplean para el control de bloqueos renales y en las arterias que irrigan las piernas. Además, se pueden utilizar para mantener abiertos los conductos a través de los cuales

drenan la vesícula y el hígado. En los varones, los stents también son utilizados para mantener abierta la uretra (el conducto a través del cual se vacía la vejiga) cuando queda comprimida por aumento de tamaño de la próstata.

**Figura 7. Esquema del proceso de implantación de un stent**



Fuente: Educación Médica Continua Copyright© 2000.

### Consideraciones

Aunque los stents tienen ventajas, no son la única solución. Se ha observado que con el transcurso del tiempo, se produce una repetición del bloqueo en el interior del stent en un 15 a 20 por ciento de los casos. Sin embargo, esto constituye tan sólo la mitad de la tasa de repetición del bloqueo cuando se efectúa únicamente la angioplastia (proceso consistente en introducir una sonda, catéter, para explorar o tratar una enfermedad vascular) con sonda de balón. No obstante, los investigadores están intentando reducir esta cifra gracias al uso de stents más avanzados.

### **3. DESCRIPCION DE LA MAQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA.**

Como se ha recalado anteriormente el grupo de investigación de biomateriales adjunto a la Escuela de Ingeniería Metalúrgica esta llevando a cabo un estudio detallado de las aleaciones con memoria utilizadas en implantes cardiovasculares, con el fin de poder determinar las circunstancias que ocasionan los cambios de fase en estos materiales, al ser sometidos a diferentes tipos de condiciones mecánicas y térmicas.

Para determinar el comportamiento de dichas aleaciones se realizo este proyecto constituyendo una maquina que permite hacer ensayos sobre los microtubos ejerciendo sobre estos, diferentes tipos de esfuerzos que pueden ser causados por tensión de cargas constantes, fluctuantes y presión interior a una frecuencia de pulsación del corazón, manteniendo una temperatura de estudio seleccionada.

La maquina cuenta básicamente con tres sistemas que permiten lograr los propósitos planteados para el estudio de las probetas.

El sistema de tensión a carga fluctuante es el encargado de generar los esfuerzos axiales en la probeta. El sistema de acondicionamiento térmico permite mantener la probeta a temperatura de estudio seleccionada, y el sistema de presurización alternativa interna simula la presión alternativa que el corazón ejerce en los microtubos al ser implantados.

A continuación se hace un breve análisis de las alternativas posibles para cada uno de los sistemas que integran la maquina, seleccionando aquellos de mayor conveniencia.

Posteriormente una vez seleccionados los sistemas se dispone a diseñar cada una de las partes que los integran.

### **3.1. SELECCIÓN DE LOS SISTEMAS QUE INTEGRAN LA MAQUINA**

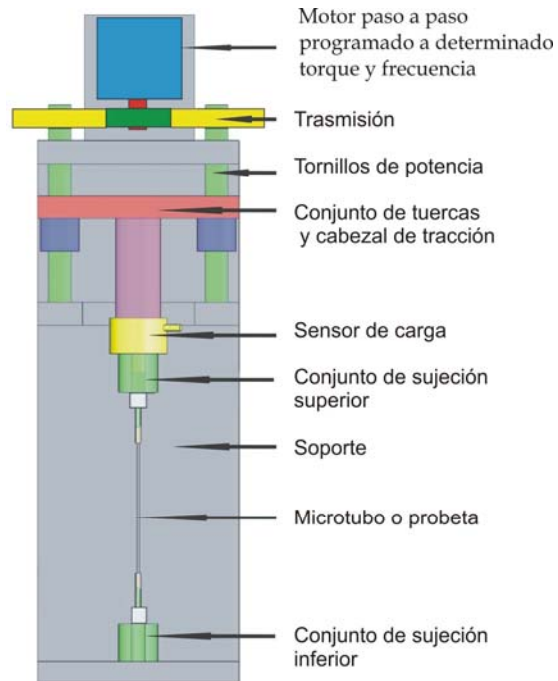
#### **3.1.1. Sistema de tensión a carga fluctuante**

Este es uno de los sistemas que reviste mayor importancia y alternativas de diseño y construcción. Existen básicamente dos alternativas en cuanto a los sistemas se podrían emplear para su obtención si hacemos referencia en maquinas de ensayo que servirían como punto de partida para nuestro fin.

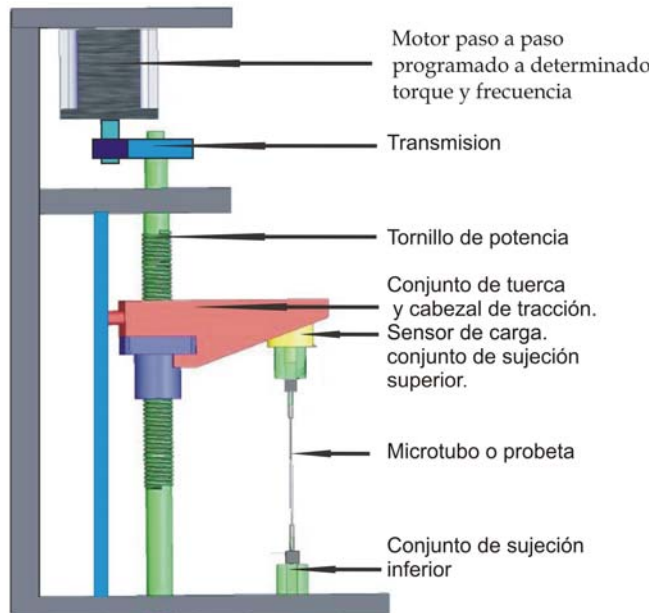
##### **➤ Sistemas mecánicos**

Están compuestos por un motor paso a paso programado a determinada frecuencia y torque, una transmisión común a uno o dos husillos de potencia de bolas recirculantes por medio del cual se transfiere la carga fluctuante a la probeta como se aprecia en la figura 8 y 9.

**Figura 8. Esquema mecánico de carga fluctuante con dos tornillos de potencia**



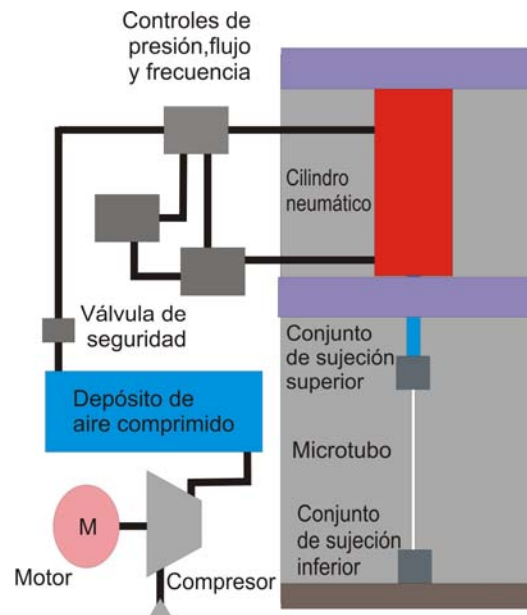
**Figura 9. Esquema mecánico de carga fluctuante con un tornillo de potencia.**



➤ **Sistema neumático de carga fluctuante.**

Consiste en un sistema neumático que por medio de un control del flujo y presión se adecua la carga y frecuencia en la probeta. En la figura 10 se observa un esquema de este sistema.

**Figura 10. Esquema neumático de carga fluctuante.**



**Análisis de las alternativas para el sistema de tensión a carga fluctuante**

- ✓ **Sistemas mecánicos:** Deben ser sistemas con una alta eficiencia, precisión y baja inercia para obtener un sistema de conversión de torque fluctuante a una determinada frecuencia a carga axial de igual frecuencia guardando una aceptable proporcionalidad.

En el segundo sistema mecánico (figura 9) posiblemente sea el más económico, pero hay que tener muy en cuenta problemas referentes a la fatiga por flexión rotativa en el tornillo de potencia causada por el momento que genera la carga en la probeta, mientras el sistema

mecánico de dos tornillos de potencia (figura 8) elimina los efectos de flexión en los tornillos.

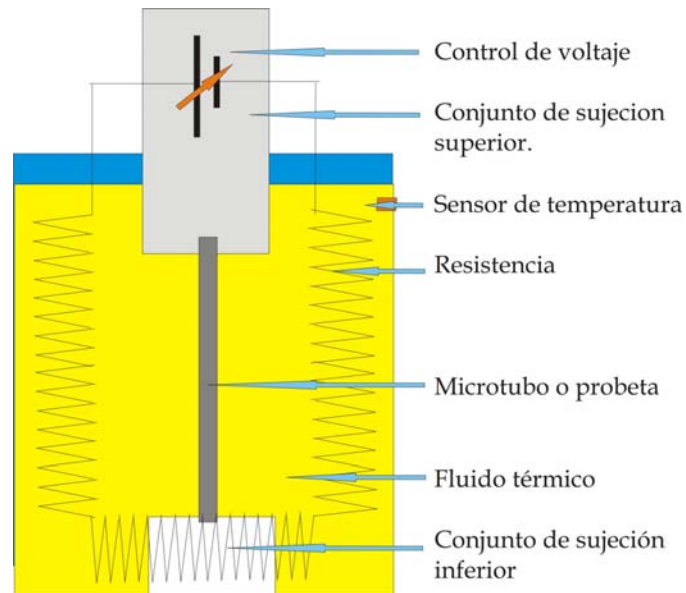
- ✓ **Sistema neumático:** Esta alternativa se muestra desde un punto de vista global, altamente costosa e inajustable para el presupuesto dispuesto.

**Conclusión:** Se toma como opción los sistemas mecánicos, con solo tornillo de potencia, por ser el más económico, sin embargo se debe tener muy en cuenta problemas referentes a la fatiga por flexión rotativa.

### **3.1.2. Sistema de acondicionamiento térmico.**

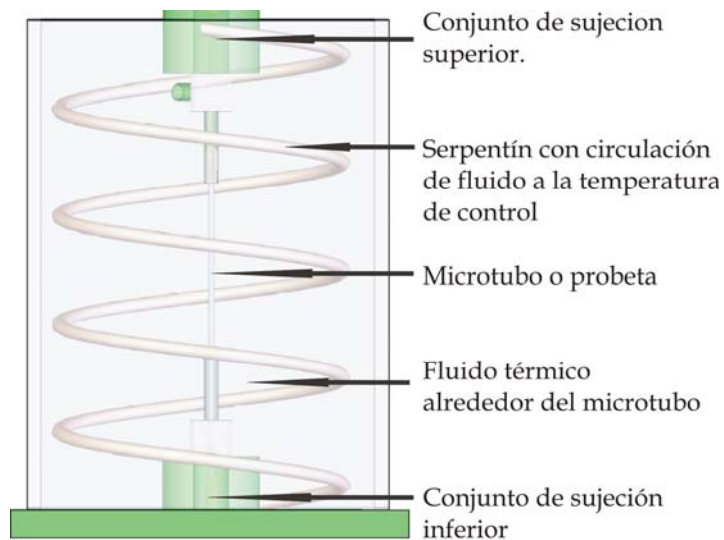
Se tienen dos alternativas para la obtención del acondicionamiento térmico en la probeta. La primera estaría basada en un proceso de intercambio de calor en el cual la temperatura del fluido alrededor del microtubo se regula por medio de una resistencia que es gobernada por el sistema de control a través de la información obtenida en el sensor de temperatura. El esquema de este sistema térmico se presenta en la figura 11.

**Figura 11. Esquema del sistema térmico con control de voltaje en la resistencia**



La segunda alternativa esta basada en un proceso de intercambio de calor en el cual temperatura del fluido alrededor del microtubo se regula por medio de un flujo que circula través de un serpentín como se aprecia en la figura 12.

**Figura 12. Sistema térmico con acondicionamiento a través del serpentín.**



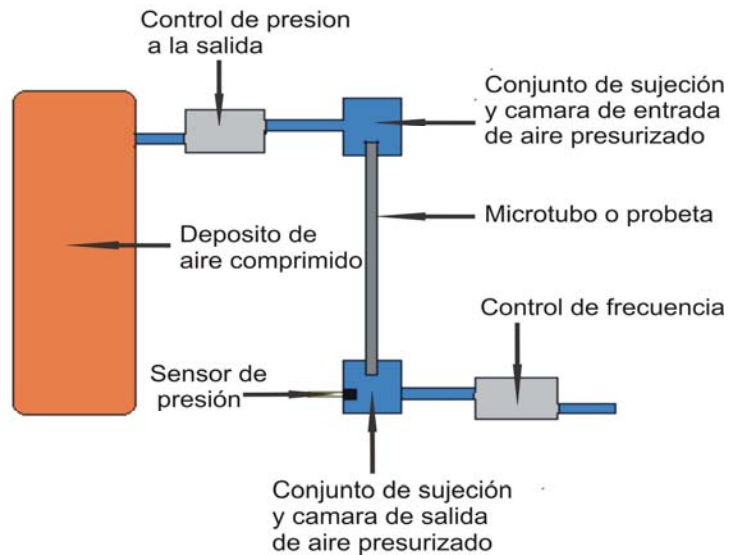
### **Análisis de las alternativas para el sistema de acondicionamiento térmico.**

El sistema térmico con control de voltaje en la resistencia requiere una fuente energía eléctrica mientras que segundo requiere una fuente energía térmica como una caldera o un sistema de calentamiento que permita obtener la temperatura de control en el serpentín. El sistema térmico con control de resistencia podrá dar una respuesta más rápida en el control de temperatura. Por las anteriores razones, la alternativa elegida es el sistema térmico con control de voltaje en la resistencia (figura 11).

### **3.1.3. Sistema de presurización alternativa interna.**

Este sistema permitirá simular las condiciones de presión alternativa de los microtubos en el corazón. La alternativa que se presenta se basa en un sistema neumático en el cual por medio de controles tanto de presión como salida de aire, se controlar la presión alternativa interna.

**Figura 13. Esquema del sistema neumático de presurización alternativa interna**



## 4. DISEÑO DE LOS ELEMENTOS QUE INTEGRAN LA MAQUINA

Con base en la anterior selección general de los sistemas mecánicos, neumáticos y térmicos que constituyen mencionada maquina, ahora nos disponemos a diseñar cada una de las partes que integran cada sistema.

Las partes principales están constituidas por los siguientes componentes:

Estructura

### **Sistema mecánico**

Transmisión

Tornillo de potencia

Tuerca y cabezal de tracción

Conjunto de sujeción superior

Conjunto de sujeción inferior

Sensor de desplazamiento

Sensor de carga

### **Sistema térmico**

Tanque

Resistencia

Sensor de temperatura

### **Sistema neumático**

Cámaras de entrada y salida

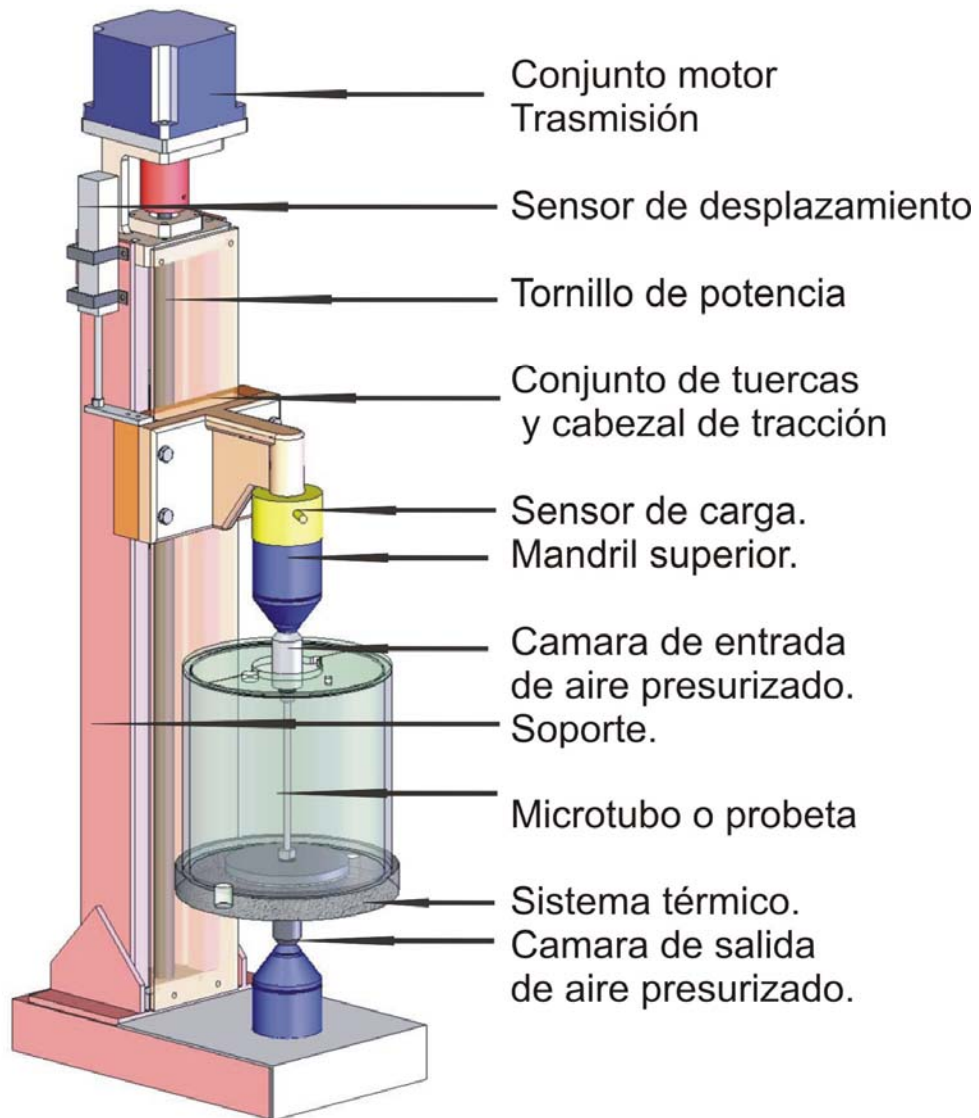
Válvulas neumáticas

Controles de flujo y presión

Sensor de presión.

En la figura 14. Se puede apreciar cada uno de los principales componentes

**Figura 14. Maquina en conjunto**

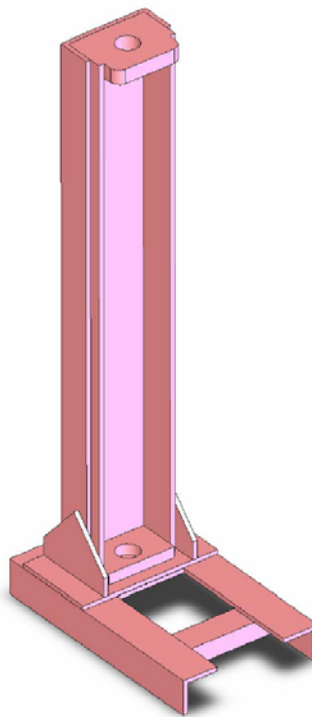


#### **4.1. ESTRUCTURA**

La estructura debe satisfacer la necesidad de mantener en su lugar los sistemas que integran la maquina a pesar de los diferenciales de fuerza que se crean cuando la maquina esta en funcionamiento. Para este fin la estructura

se diseño con base en el principio de fuerzas internas, de esta manera se minimiza la necesidad de usar anclajes. La estructura cuenta con una base principal horizontal sobre la cual se mantiene apoyado unos perfiles verticales que a su vez sirven como soporte para los apoyos y guías del husillo, tal como se aprecia en la figura 15.

**Figura 15 . Estructura de la maquina.**



La estructura esta diseñada para soportar la carga requerida (2400N) entre los dos soportes del husillo y un momento causado por el brazo del cabezal que sostiene la probeta, sin presentar una deformación elástica apreciable, esto es muy importante, por que la estructura en realidad podría soportar cargas muy altas, pero se diseño teniendo como criterio fundamental deformaciones mínimas, esto debido a que se requiere una alta precisión en el registro de datos en los ensayos realizados en la maquina.

Para el diseño de los elementos estructurales se utilizaron herramientas computacionales en su totalidad, debido a la facilidad de las mismas y a la acertividad de los resultados.

Para el diseño de esta estructura se utilizo el programa **COSMOSXpress**, en el cual se calcularon los esfuerzos y desplazamientos en la estructura hasta obtener unos valores admisibles. Por economía, tamaño y versatilidad, se decidió fabricar la estructura en lámina de acero AISI 1020, seleccionando espesores de 3/16" y 1/4" para todas sus partes y uniones soldadas por tratarse de un soporte pequeño.

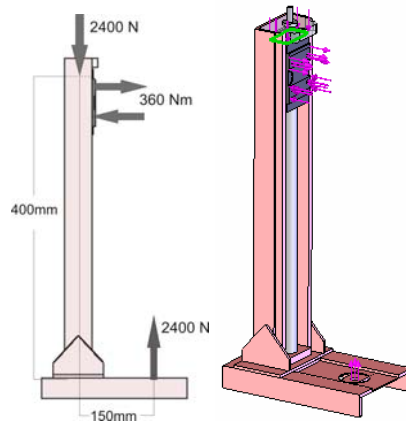
El perfil principal tiene una altura de 568mm, ancho 98mm y unas pestañas de 40mm, los apoyos para el husillo vienen incluidos junto con la guía, el tornillo de potencia y la tuerca en un solo conjunto (ver planos anexo M).

#### **4.1.1. Análisis de la estructura**

Antes de realizar las pruebas en cosmosXpress se tuvieron en cuenta las siguientes consideraciones:

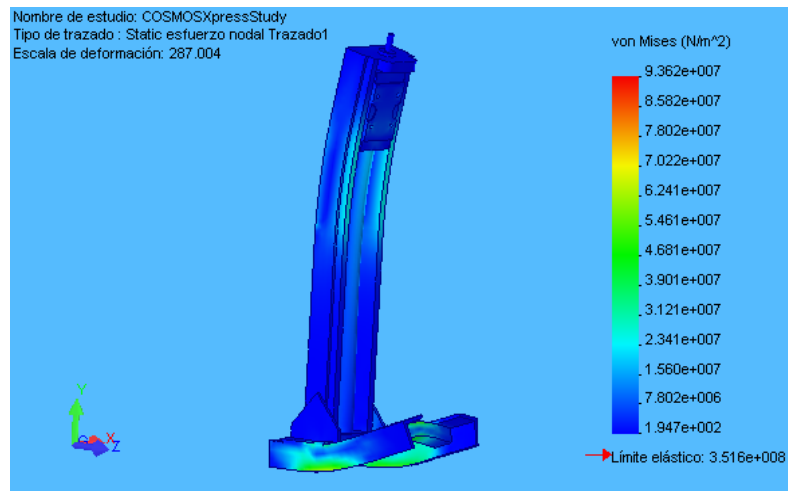
- El análisis se realiza con husillo puesto en ella, debido a que todas las fuerzas se transmiten por medio de este.
- La tuerca o deslizador esta en la posición más crítica, es decir al final de la carrera.
- Las magnitudes de las fuerzas son las expuestas en el desarrollo del proyecto (por que estas dependen del tipo de husillo, ver selección del husillo sección 4.2.) y actúan como una carga vertical en el eje del husillo junto con un momento flector (cupla de fuerzas) y una fuerza en la base donde se sujeta el mandril inferior tal como se aprecia en la figura 16.

**Figura 16. Fuerzas que afectan la estructura.**



Con estas consideraciones básicas, se realizaron las pruebas mediante el análisis de Von Mises para los esfuerzos, obteniéndose los siguientes resultados:

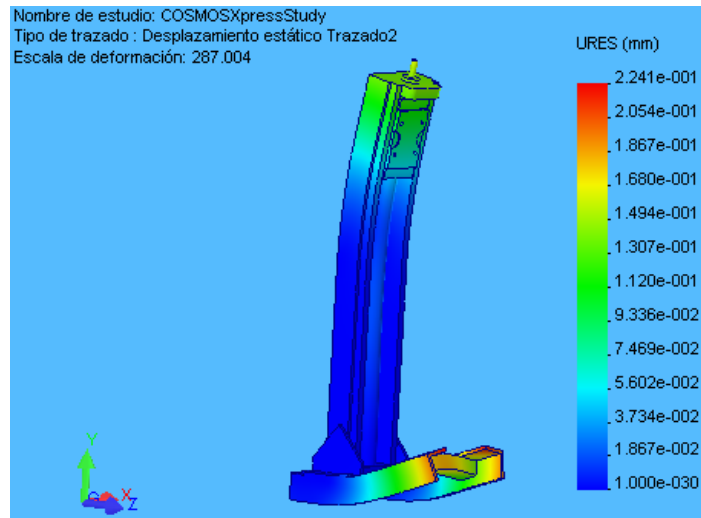
**Figura 17. Análisis por elementos finitos del esfuerzo en la estructura**



Se observa que el esfuerzo máximo se presenta en las pestañas de los perfiles base inferiores, además este esfuerzo se encuentra muy por debajo de un valor crítico o límite elástico, de tal forma se podría concluir que esta estructura se encuentra sobrediseñada, teniendo como criterio de diseño los esfuerzos admisibles. Sin embargo en este proyecto, el criterio de diseño

principal fueron las deformaciones. Al hacer el análisis de deformaciones se obtiene el siguiente resultado:

**Figura 18. Análisis por elementos finitos de la deformación en la estructura**

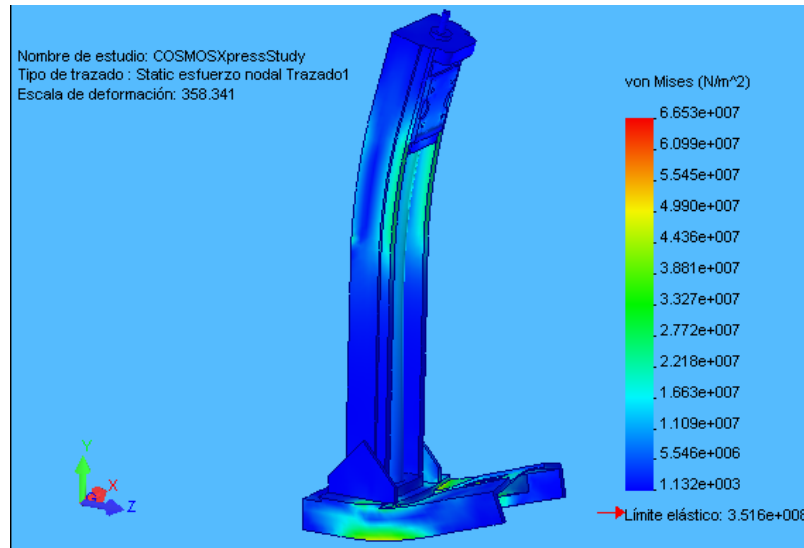


Se observa que se presentan pequeñas deformaciones en los perfiles base inferiores, pero que para el fin de este proyecto representa valores significantes que no pueden pasar por alto.

De esta manera se rediseña la zona donde se presentaron los mayores esfuerzos, es decir los dobleces o pestañas de los perfiles inferiores.

Para unas pestañas de 38mm se obtuvo una deformación aproximada de 0.168mm lo cual ocasionaría una pérdida en la precisión de nuestra maquina, seleccionamos una dimensión de un mayor grosor (1/4") y recalculamos obteniéndose el siguiente resultado para el esfuerzo y la deformación:

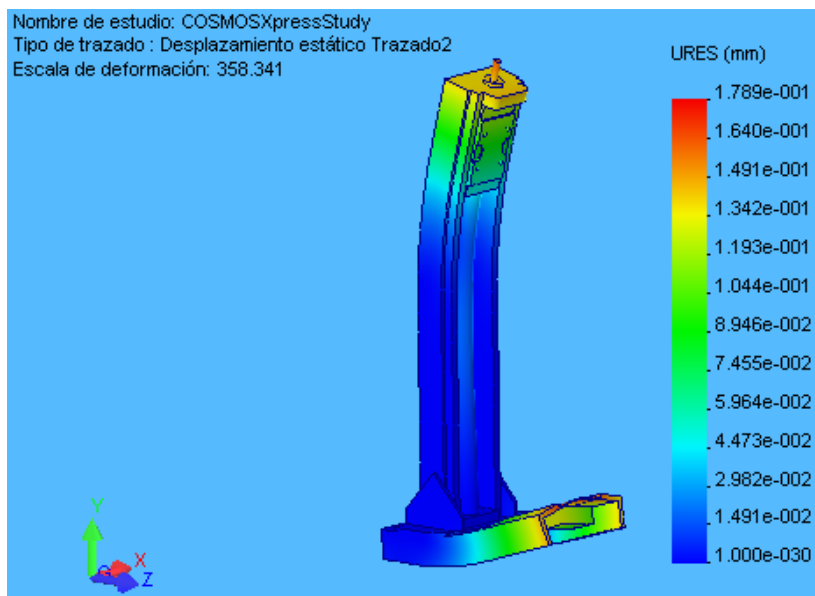
**Figura 19. Esfuerzo en la estructura rediseñada.**



El esfuerzo disminuye drásticamente alejándose aún más del límite elástico, pero como habíamos mencionado anteriormente, este no es nuestro criterio de diseño.

Al hacer el análisis del desplazamiento se logra el siguiente resultado:

**Figura 20. Deformación de la estructura rediseñada.**



La deformación máxima en este caso es de 0.1342mm, que es equivalente a la deformación alcanzada en la maquina cuando se exija su máxima capacidad, de tal forma que para el trabajo normal de los ensayos, estas deformaciones serian aún más insignificantes, por tales razones el diseño cumple nuestras expectativas. (Las dimensiones finales se encuentran en los planos del anexo M)

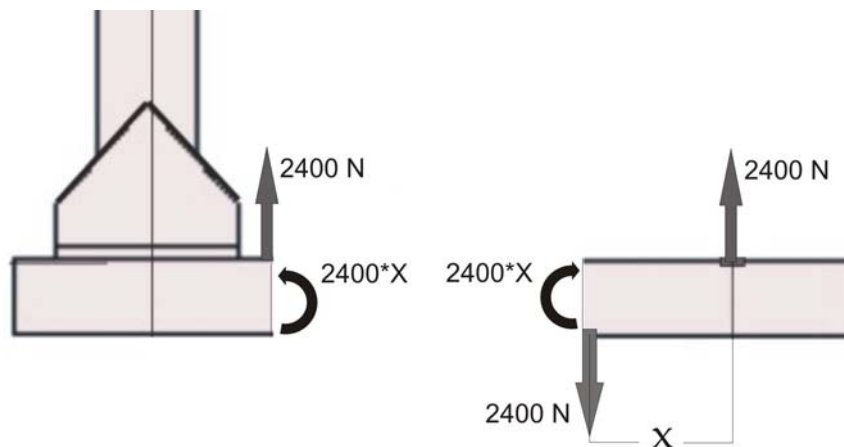
### Verificación matemática del esfuerzo en la estructura.

A continuación presentamos los cálculos para los esfuerzos en los perfiles estructurales, los cuales confirman la acertividad de los resultados al utilizar CosmosXpress

#### ➤ Perfiles base

Los dos perfiles inferiores soportan la fuerza de tensión de la probeta que genera una fuerza cortante y un momento a lo largo del perfil tal como se ilustra en la figura 21.

Figura 21. Fuerzas en la base de estructura.

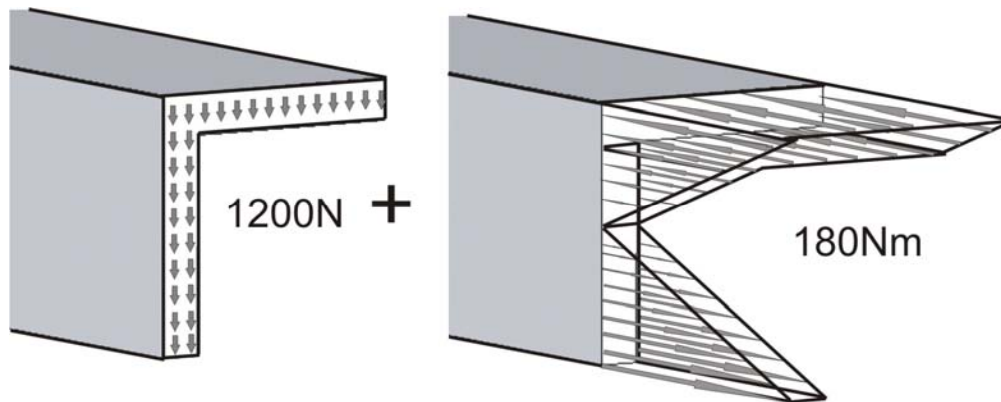


La zona crítica de los perfiles se presenta cuando la distancia  $x$  mostrada en el gráfico es máxima, es decir en el caso de nuestra estructura 150mm. Para este valor el momento es:

$$M = 2400 * 0.150 = 360\text{Nm}$$

El esfuerzo en cada uno de los perfiles base están distribuidos tal como lo muestra la figura 22, la parte inferior esta sometida a tensión y la parte superior esta sometido a compresión, en este caso la zona crítica es la inferior.

**Figura 22. Esfuerzo en los perfiles inferiores.**

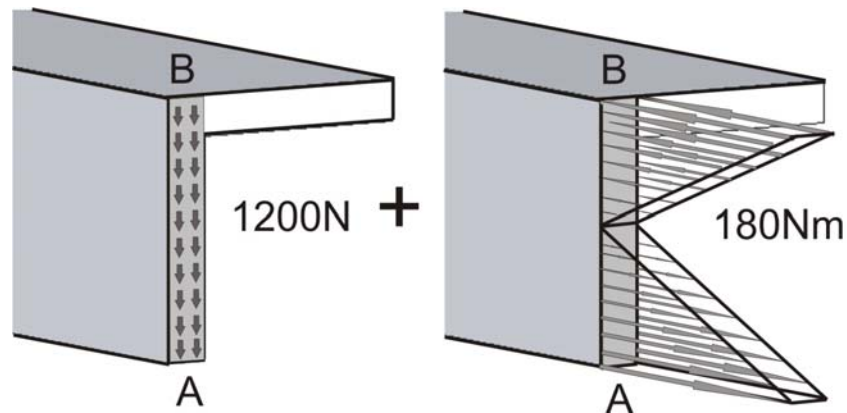


## Cálculos

Consideraciones:

- El material del perfil es acero AISI 1020
- Las dimensiones de los perfiles son 40x40x6.35mm
- Como los mayores esfuerzos los soporta la sección vertical del perfil (ver figura 23), los cálculos los hacemos para esta sección rectangular, sabiendo de antemano que estamos siendo conservativos.
- La dimensiones de la sección rectangular considerada son 40x6.35mm
- La zona crítica es la parte inferior del perfil, designada como A.

Figura 23. Esfuerzos sección vertical del perfil.



### Fuerza cortante

La distribución de la fuerza cortante se muestra en la figura 23, para el punto A se tiene

$$\tau_A = \frac{V * Q}{I}$$

Donde:

V: Magnitud de la fuerza cortante, 1200N

I: Momento de inercia geométrico, en caso de una sección rectangular

$$I = \frac{b * h^3}{12} \quad ; b = 6.35\text{mm (espesor)} \quad ; h = 40\text{mm (altura)}$$

$$I = \frac{0.00635 * 0.040^3}{12} = 3.387 * 10^{-8} m^4$$

Q: Primer momento respecto al eje neutro, para secciones rectangulares<sup>1</sup>

$$Q = \frac{b}{2} \left( \frac{h^2}{4} - y^2 \right)$$

; y es distancia desde el eje neutro hasta el punto que se quiere evaluar el esfuerzo cortante, en este caso el punto A, entonces  $y = h/2$ ,  $Q=0$

Esfuerzo cortante  $\tau_A = 0$

<sup>1</sup> NORTON, Robert. Diseño de maquinaria. McGraw-Hill. 2002.

## Momentos flexionantes

El esfuerzo causado por el momento se determina a partir de la ecuación

$$\sigma_A = \frac{M * c}{I}$$

Donde:

M: momento flector, 180Nm

C: Distancia máxima desde el eje neutro, h/2

I: Momento de inercia geométrico,  $3.387 \times 10^{-8} m^4$

Calculando: 
$$\sigma_A = \frac{180Nm * 0.020m}{3.387 \times 10^{-8} m^4} = 106.3 Mpa$$

Para acero AISI 1020 laminado en frío  $S_y = 393 Mpa$

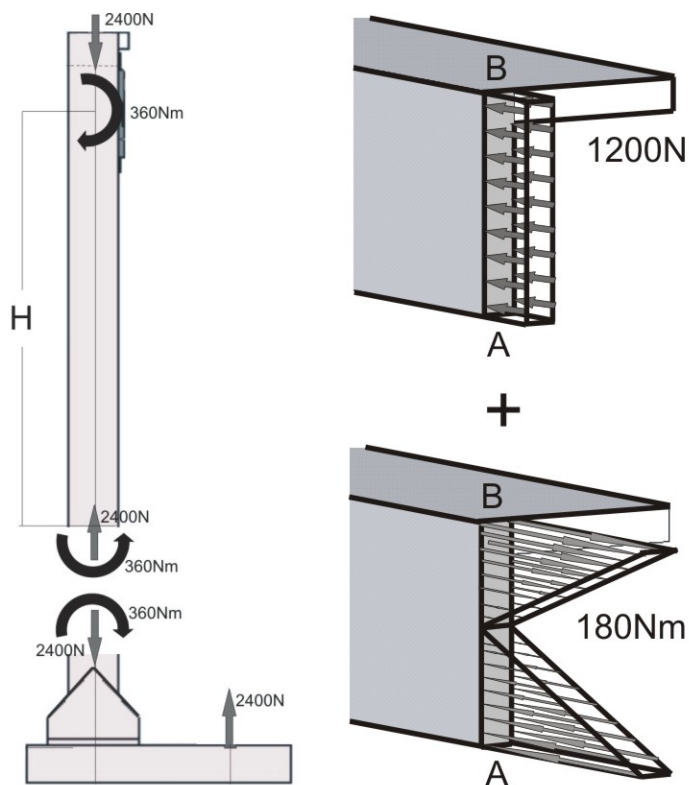
Como  $S_y \gg \sigma_A$  OK

### ➤ Perfiles verticales

## Consideraciones

- El material del perfil es acero AISI 1020
- El punto crítico es B que esta sometido a tensión (ver figura24.)
- Aunque la fuerza de compresión le resta a este esfuerzo de tensión(ver figura24), no la tenemos en cuenta debido que el valor de este esfuerzo es muy pequeño ( $1200N/0.00476*0.040=6.3MPa$ )
- Las dimensiones de los perfiles son 4.76x40mm.

**Figura 24. Esfuerzos en perfiles verticales.**



### **Momentos flexionantes**

El esfuerzo causado por el momento se determina a partir de la ecuación

$$\sigma_A = \frac{M * c}{I}$$

Donde:

M: momento flector, 180Nm

C: Distancia máxima desde el eje neutro, h/2

I: Momento de inercia geométrico

$$I = \frac{b * h^3}{12} \quad ; b = 4.76\text{mm (espesor)} \quad ; h = 40\text{mm (altura)}$$

$$I = \frac{0.00476 * 0.040^3}{12} = 2.54 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

Calculando:

$$\sigma_A = \frac{180Nm * 0.020m}{2.54 \times 10^{-8} m^4} = 141.73MPa$$

Para acero AISI 1020 laminado en frío  $S_y = 393 \text{ Mpa}$

Como  $S_y \gg \sigma_A$  OK

## 4.2. SELECCIÓN DEL HUSILLO DE POTENCIA

De todas las industrias fabricantes que ofrecen este tipo de dispositivos, los que mayor representación tienen en Colombia y que por su misma representación nos ofrece una garantía más confiable son SKF y NSK, de su variedad de dispositivos para movimiento lineal, tenemos los husillos de potencia de bolas recirculantes de precisión, entre los cuales se selecciono una referencia para cada fabricante, se cotizo y finalmente se escogió el que nos brinda el mayor indicador costo/beneficio.

En el caso de los husillos que ofrece SKF, no se puede hacer una selección por el proceso que SKF brinda, debido a que este proceso no tiene en cuenta la carga excéntrica. Por estas razones hacemos una evaluación tanto a columna con carga excéntrica, como a flexión rotativa para este tipo de husillos.

Para hacer una buena selección se tuvo en cuenta las siguientes características del husillo a seleccionar:

- Cargas
- Tamaño
- Precisión

- Economía
- Eliminación del juego axial
- Aplicación vertical
- Disponibilidad de accesorios
- Baja inercia rotativa
- Paso menor o igual a 5mm

#### **4.2.1. Selección del husillo SKF**

##### **❖ Tamaño requerido**

##### **1. Longitud o carrera útil del husillo**

Las probetas de Nitinol a las que se le harán las pruebas tienen una longitud máxima de 6 pulgadas, es decir 152.4mm y su deformación máxima es del 10% esto indica que se requerirá un desplazamiento del cabezal que sostiene el extremo de la probeta de 167.6mm como máximo, Sin embargo se desea que la maquina de ensayos sea versátil y que se puedan trabajar probetas de dimensiones hasta de 12 pulgadas (304.8mm), por lo tanto la carrera útil estándar más cercana en los husillos catalogados es 400mm.

##### **2. Diámetro**

Para tener una referencia del diámetro nominal del husillo, necesitamos diseñarlo teniendo en cuenta las cargas que este soportara. Como el tornillo soporta cargas a compresión, se debe revisar si presenta un comportamiento como columna, teniendo en cuenta además carga excéntrica, (esto debido a que el proceso de selección que ofrece SKF no incluye efectos de columna a carga excéntrica)

Inicialmente se diseñara el husillo como columna con carga excéntrica, seguidamente se diseñara a flexión rotativa y se escogerá la situación más crítica.

Consideraciones.

- La carga máxima axial a la que se selecciona el husillo es 2400 N (compresión)
- El brazo máximo al que es aplicada esta carga es 25 Cm (excentricidad)<sup>2</sup>, y al trasladar la carga al eje, nos produce un momento igual a:  
$$M=0.25 \text{ m} * 2400 \text{ N}= 600 \text{ N*m}$$
- La longitud de la carrera útil es 400mm
- La reacción Ax es la fuerza creada por el soporte superior sobre el husillo.
- La reacción Bx es la fuerza creada por el soporte inferior sobre el husillo.
- La fuerza inferior de 2400 N es la reacción dada por el soporte a la carga axial en el husillo.
- Factor de seguridad N =2 (Recomendado para este tipo de maquinaria)
- Material del husillo según referencia de SKF y NSK.

Acero AISI E 52100

Resistencia a la tensión Su 2241 MPa (325000 Psi)

Resistencia a la fluencia Sy 2034 MPa (295000 Psi)

Modulo de elasticidad E 203400 MPa (29500000 Psi)

---

<sup>2</sup> Distancia acorde al tamaño de los soportes para husillos. Catalogo de husillos SKF

Antes de realizar el cálculo del diámetro por flexión rotativa, nos disponemos a evaluar el husillo como columna para poder tener un valor de diámetro necesario para calcular el torque.

➤ **Calculo a columna** (carga excéntrica)

Datos:

Longitud entre apoyos 400mm

Suponiendo que el husillo se comporta como columna larga aplicamos la siguiente ecuación de Euler para columna larga con carga excéntrica.

$$\sigma_{eq \text{ columna}} = \frac{P_{ad}}{A} \left( 1 + \frac{e \cdot c}{\gamma^2} \operatorname{Sec} \left( \operatorname{Re} \sqrt{\frac{N P_{ad}}{4 A E}} \right) \right)$$

Donde ;  $\sigma_{eq \text{ columna}} = \sqrt{\sigma_{eq}^2 - 3\zeta^2}$  (a)

;  $\sigma_{eq} = \frac{S_y}{N}$  (b)

;  $\zeta = \frac{T \cdot c}{J} = \frac{2 T}{\pi c^3} = \frac{16 T}{\pi D^3}$  (c)

Reemplazando (b) y (c) en (a), y teniendo en cuenta además:

$$A = \pi D^2 / 4 \quad \gamma = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{\pi D^4 / 64}{\pi D^2 / 4}} = \frac{D}{4} \quad \operatorname{Re} = \frac{4L}{D} \quad \frac{c}{\gamma^2} = \frac{D/2}{D^2/16} = \frac{8}{D}$$

La ecuación Euler para columna larga con carga excéntrica, resulta:

$$\sqrt{\left(\frac{S_y}{N}\right)^2 - 3\left(\frac{16T}{\pi D^3}\right)^2} = \frac{4 * P_{ad}}{\pi * D^2} \left( 1 + e \frac{8}{D} \operatorname{Sec} \left( \frac{4L}{D} \sqrt{\frac{N P_{ad}}{4(\pi D^2/4)E}} \right) \right)$$

Donde las incógnitas son el diámetro y el torque, sin embargo el valor de  $T$  no representa un dato significativo para determinar el diámetro debido a que este puede variar entre un rango muy amplio sin alterar significativamente el valor de  $D$ , como aún no tenemos el valor de  $T$ , tomamos un valor estimado de  $8 \text{ N}\cdot\text{m}$  y luego se hará la respectiva corrección

Reemplazando:

$$S_y = 2034 \text{ MPa}$$

$$N = 2$$

$$T = 8 \text{ Nm}$$

$$P_{ad} = 2400 \text{ N}$$

$$e = 0.25 \text{ m}$$

$$L = 0.400 \text{ m}$$

$$E = 2034 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Se obtiene:

$$d = 18.23 \text{ mm}$$

Estandarizando el diámetro es  $d = 20 \text{ mm}$

### Justificación del empleo de la ecuación como columna larga

$$Re = \frac{L}{\gamma} \quad ; \gamma = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{\pi D^4 / 64}{\pi D^2 / 4}} = \frac{D}{4}$$

Relación de esbeltez

$$Re = \frac{4L}{D} = \frac{4 * 400}{20} = 80$$

Cambio critico

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \pi^2 E}{S_y}} \quad C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 2e6}{20730}} = 43.64$$

Se tiene  $Re > C_c$ ; entonces el comportamiento es como columna larga.

La aplicación de la ecuación de Euler para columna larga teniendo en cuenta carga excéntrica es correcta.

Ahora tenemos un diámetro de referencia que nos permite acercarnos más al husillo que requerimos.

### ❖ **Calculo del torque**

Datos:

Inercia del husillo por metro  $85 \frac{\text{Kg mm}^2}{\text{m}}$  (dato del catalogo para D=20 mm)

Diámetro = 20mm

Paso = 5mm (Paso mínimo para husillos de diámetro 20mm)

Masa del acople 1kg (estimado)

Radio del acople 50 mm

T total = T carga + T inercia del acople + T inercia husillo

#### ➤ **Torque de carga**

La carga máxima es 2400N y la velocidad máxima a las que se harán las pruebas son de 1.2 mm/min (velocidad de deformación para el estudio probetas de Nitinol, según Investigaciones preliminares del grupo de Biomateriales)

Cálculos:

$$T = \frac{P}{N} \quad ; P = \frac{F * V}{\eta} \quad ; N(\text{rad} / \text{s}) = \frac{\pi * V(\text{mm} / \text{min})}{30 * Ph(\text{mm})}$$

P= Potencia requerida

N= velocidad en rad/s

F = carga máxima 2400N

V= Velocidad de deformación de la probeta

Ph = paso para el husillo seleccionado: 5 mm

$\eta$  = eficacia total: 0.8 (supuesta de manera conservativa)

$$P = \frac{2400 \text{Newton} * 2 \times 10^{-5} \text{m/s}}{0.8} = 0.06 \text{Watt}$$

$$N(\text{rad/s}) = \frac{\pi * 1.2 \text{mm/min}}{30 * 5 \text{mm}} = 2.51 \times 10^{-2} \text{rad/s}$$

$$T = \frac{0.06 \text{watt}}{2.51 \times 10^{-2} \text{rad/s}} = 2.39 \text{Newton} * \text{m}$$

#### ➤ Torque de inercia del husillo

T inercia husillo =  $I \alpha$  ;  $\alpha = \Delta\omega / \Delta t$

La velocidad del husillo cuando el sistema esta a plena carga es muy baja por lo tanto al hacer cambios de giro para el ciclado de tensión el torque de inercia exigido es insignificante, sin embargo hacemos a continuación el calculo que demuestra nuestra afirmación.

Como se cálculo anteriormente la velocidad angular del husillo a plena carga es  $2.51 \times 10^{-2} \text{rad/s}$  y para hacer el ciclado de tensión necesariamente este cambia de giro, por lo tanto el diferencial de velocidad seria entre  $2.51 \times 10^{-2} \text{rad/s}$  y  $0 \text{rad/s}$ . El tiempo en el que ocurre este cambio de velocidad depende de la frecuencia de ciclado y para deformaciones muy pequeñas de la probeta, la frecuencia máxima es 120 ciclos por minuto, en otras palabras 2 ciclos por segundo, entonces el tiempo por ciclo es:  $t = 1 \text{ ciclo} / 2 \text{ ciclos/segundo} = 0.5 \text{ segundos}$ .

Pero un ciclo corresponde a dos movimientos en direcciones opuestas y 0.5 segundos corresponde al tiempo por ciclo, así que el tiempo en el que se da el cambio es  $0.5s/2=0.25$  segundos.

La aceleración angular máxima es:

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{2.51 \times 10^{-2} \text{ rad/s}}{0.25 \text{ s}} = 0.1 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

De los datos del husillo se tiene que la inercia por metro es  $85 \text{ Kg mm}^2/\text{m}$

Para una longitud total de 600mm la inercia es:  $0.6 * 85 = 51 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$

$$T \text{ inercia husillo} = I \alpha = 51 * 0.1 = 5.1 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2 \text{s}^2}$$

Cambiando las unidades

$$T \text{ inercia husillo} = 5.1 \frac{\text{Kgmm}^2}{\text{s}^2} * \frac{1\text{m}^2}{1000000\text{mm}^2} = 5.1 \times 10^{-6} \text{ Nm}$$

$T \text{ inercia husillo} = 5.1 \times 10^{-6} \text{ Nm}$  (despreciable)

De manara similar el torque de inercia del acople es despreciable.

#### ❖ Torque total

**T total = T carga**

T total = 2.39 Nm

#### ➤ Rectificación del diseño como columna larga con carga excéntrica.

Ahora que se tiene un valor de torque calculado, evaluamos nuevamente el diámetro mediante la ecuación de Euler que finalmente se obtuvo.

$$\sqrt{\left(\frac{S_y}{N}\right)^2 - 3\left(\frac{16T}{\pi D^3}\right)^2} = \frac{P_{ad}}{A} \left( 1 + e \frac{8}{D} \text{Sec} \left( \frac{4L}{D} \sqrt{\frac{NP_{ad}}{4(\pi D^2/4)E}} \right) \right)$$

Reemplazando

$S_y = 2034 \text{ MPa}$

$$N = 2$$

$$T = 2.39 \text{ Nm}$$

$$P_{ad} = 2400 \text{ N}$$

$$e = 0.25 \text{ m}$$

$$L = 0.400 \text{ m}$$

$$E = 2034 \text{ e6 Pa}$$

Se obtiene:

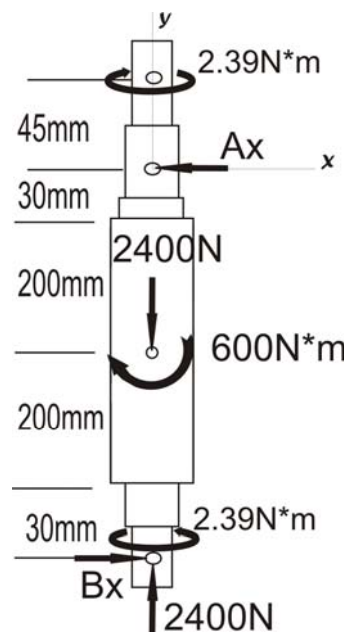
$$D = 18.23 \text{ mm O.K}$$

### ➤ Diseño por flexión rotativa

Teniendo en cuenta lo anterior y habiendo ya estimado las dimensiones longitudinales, se realiza el siguiente Diagrama de cuerpo libre del husillo.

(Las dimensiones longitudinales las da el catalogo de husillos SKF)

Figura 25. Diagrama de cuerpo libre del husillo.



Estática:

$$\Sigma MA = -600 + 0.460 * Bx = 0$$

$$Bx = 1304.35 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = -A_x + 1304 = 0$$

$$A_x = 1304.35 \text{ N}$$

Figura 26. Diagrama de fuerzas

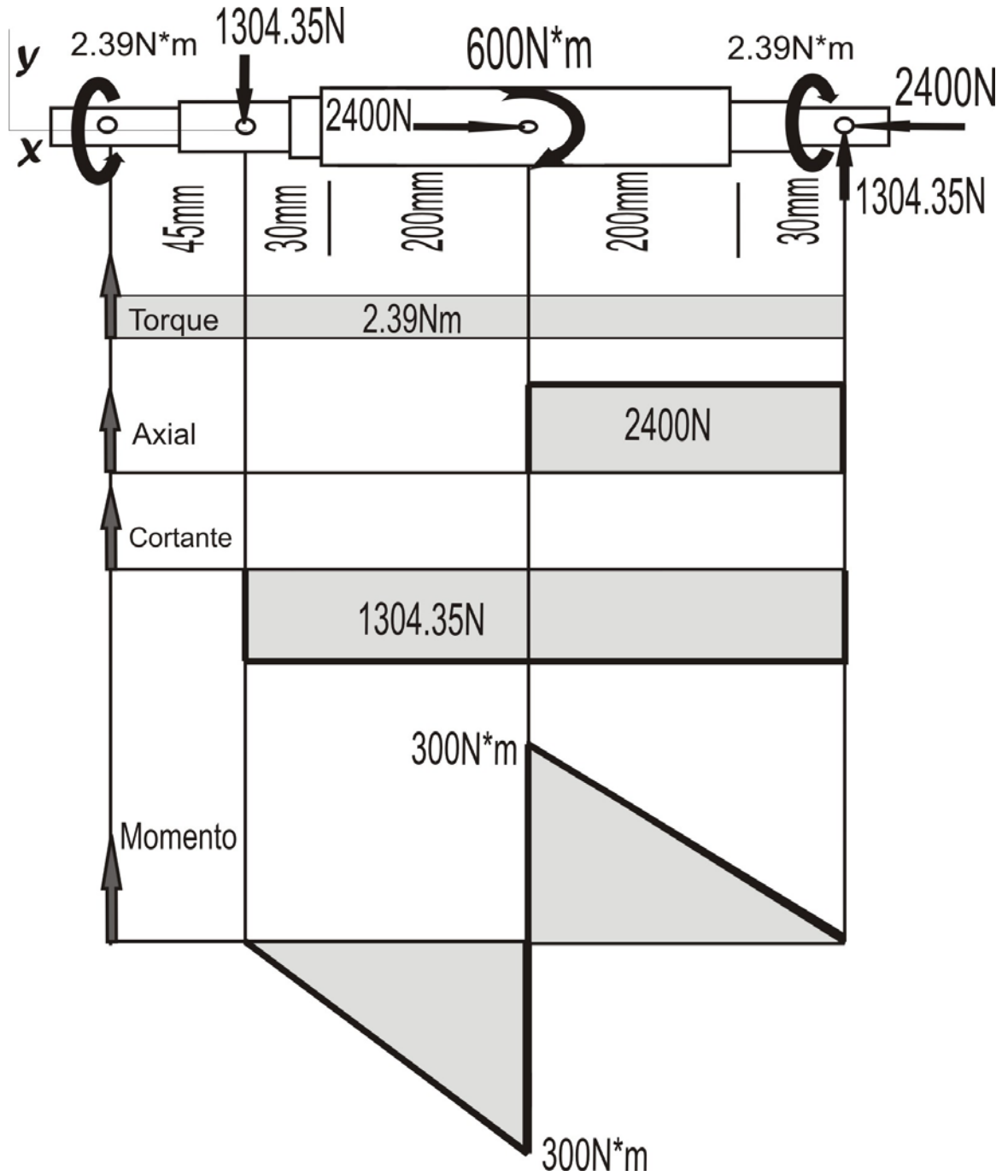
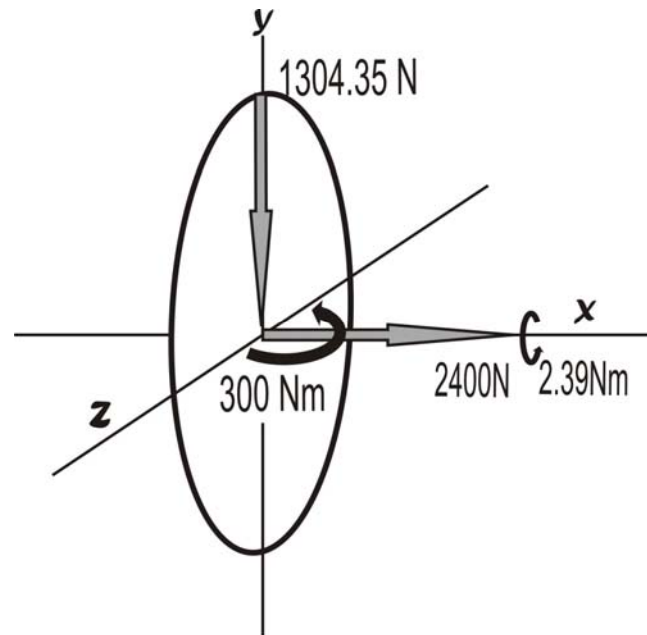


Figura 27. Zona critica



El diseño de fatiga por flexión rotativa se realiza siguiendo el procedimiento del basado en el estándar B 106.1M ANSI/ASME del design transmission shafting<sup>3</sup>. Esta norma presenta un procedimiento simplificado para el diseño de ejes sometidos a flexión rotativa y torque constante mediante la utilización de la Ecuación Mises-Goodman

$$D = \left( \left( \frac{32 * N}{\pi} \right) * \left( \left( \frac{Kf * M}{Sn} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left( \frac{T}{Su} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

N=2 (Factor de seguridad recomendado)

Su= 2241 MPa

---

<sup>3</sup> NORTON, Robert. Diseño de maquinaria. McGraw-Hill. 2002.

$$S_n = C_l * C_d * C_s * C_c * C_v * C_t * S_n'$$

$$S_n' = 0.5 S_u = 0.5 * 2241 = 1120.5 \text{ MPa}$$

$$C_l = 1 \quad (\text{Carga combinada})$$

$$C_d = 0.9 \quad (\rightarrow 0.4' \leq d \leq 2')$$

$$C_s = 0.85 \quad (\text{Acabado superficial})$$

$$C_c = 0.897 \quad (\text{Confiabilidad del 90 \%})$$

$$C_t = 1 \quad (\text{Temperatura } \leq 450 \text{ Celsius})$$

$$C_v = 1.2 \quad (\text{Tratamientos mecánicos superficiales})$$

$$S_n = 1 * 0.9 * 0.85 * 0.897 * 1 * 1.2 * 1120.5$$

$$S_n = 922.67 \text{ MPa}$$

$$M = 300 \text{ Nm}$$

$$T = 2.39 \text{ Nm}$$

Kf Factor de concentración de esfuerzos a fatiga

#### Calculo del factor de concentración de esfuerzos a fatiga Kf

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

; q Sensibilidad del material a las muescas

; Kt Factor de concentración de esfuerzos geométrico

De la tabla para factores de concentración de esfuerzo geométricos (Anexo G) con los valores de diámetro (D=20), diámetro raíz (d = 16) y radio base<sup>4</sup> de la rosca donde hace contacto las bolas del husillo (r = 5mm) (se toma como radio de la muesca) obtenemos de la tabla los valores para reemplazar en la ecuación que en la misma tabla se muestra.

$$K_t = A * \left[ \frac{r}{d} \right]^b \quad \text{Para } D/d = 20/16 = 1.25 \text{ se tiene de la tabla } A = 0.9449$$

$$b = -0.31043$$

Reemplazando  $K_t = 1.35$

La sensibilidad se obtiene a partir de la siguiente ecuación<sup>5</sup>

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

;  $\sqrt{a}$  Constante de Neuber

;  $r$  Radio de la base de la rosca (se toma como radio de la muesca)

El valor de la constante de Neuber se obtiene con la resistencia última del material del husillo, en este caso para el acero AISI E52100  $S_u = 2241$  MPa (325 kpsi), con este valor observamos de la gráfica Anexo H que el valor de la constante de Neuber tiende a cero, por consiguiente la sensibilidad es uno  $q = 1$  (Esto es muy lógico debido a la alta resistencia del material)

Finalmente el valor del factor de concentración de esfuerzos a fatiga  $K_f$  es:

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 1 * (1.35 - 1) = 1.35$$

Reemplazando todos los valores en la ecuación Mises- Goodman se obtiene:

$$D = 0.02075 \text{ m} = 20.75 \text{ mm}$$

Finalmente sabemos que el husillo es más crítico por flexión rotativa, al chequear el catálogo el diámetro mayor más cercano es 32mm, lo que

---

<sup>4</sup> Catálogo de husillos de bolas SKF

<sup>5</sup> NORTON, Robert. Diseño de maquinaria. McGraw-Hill. 2002.

ocasionaría un sobre diseño que veríamos reflejado en nuestra maquina en un alto precio y en una mayor inercia, por lo tanto se decide escoger el diámetro de 20mm alterando levemente el factor de seguridad.

### **Tipo de husillo SKF según tuerca**

En el anexo A se presenta una tabla que muestra las tuercas para husillos presentes en la aplicación para movimiento lineal de SKF, mencionando de antemano, que en orden descendente aumenta el tamaño, precio y aplicación específica.

Después de hacer un análisis detallado de cada uno de los tipos de tuerca teniendo en cuenta todos los criterios anteriormente mencionados, seleccionamos el tipo **PND** por cumplir los siguientes criterios:

- Esta diseñado para ser precargado, situación que nos brinda la eliminación del juego axial
- Especial para aplicaciones verticales
- Tiene una amplia gama de tamaños en la que se encuentra nuestro tamaño de referencia.
- Presenta accesorios para hacer un montaje mas preciso.
- En comparación con otros husillos de igual diámetro este tipo presente una menor inercia rotativa
- Es el más económico dentro de los tipos SKF que cumplen con nuestros criterios.

Finalmente para completar la referencia del husillo SKF, debemos seleccionar el mecanizado estándar de los extremos, proceso que se muestra a continuación.

➤ **Mecanizado estándar de los extremos para el husillo SKF**

**Mecanizado estándar de los extremos para diámetro nominal  $\geq 16$  mm**

Los mecanizados estándar para husillos de bolas, diámetro nominal  $> 16$  mm, han sido desarrollados para ser ajustados con las unidades de rodamientos axiales de SKF FLBU, PLBU y BUF. Estos mecanizados estándar son los mismos para todos los tipos de husillos.

A continuación se muestra la grafica de los tipos de mecanizado con sus respectivas dimensiones, seguidamente se hace un análisis para determinar que tipo de mecanizado se ajusta mejor al husillo que requerimos.

**Tabla 1. Dimensiones de los extremos mecanizados.**

Medida $d_0$	$d_5$	$d_4$	$d_{10}$	$d_{11}$	$d_{12}$	$B_1$	$B_2$	$B_3$	$B_4$	$B_5$	$B_6$	$B_7$	$B_8$	$d_6$	G	$G_1$	m	$d_6$	c	$c_1$	$b_a$	$d_7$	$r_a$	Chavetero según DIN 6885 a <sup>10</sup> xl xb	
	h7	h6	h6	h7	js12	js12	js12	H11	js12					6g		+0,14 +0	h11	h12				h11		extremo fijo (Tipo 2A)	extremo fijo (Tipo 5A)
16	8	10	/	10	8	53	16	13	69	10	29	2	0	12.5	M10x0.75	17	1.1	9.6	0.5	0.5	1.2	8.8	0.4	A2x12	A2x12
20	10	12	/	10	8	58	17	13	75	10	29	2	0	14.5	M12x1	18	1.1	9.6	0.5	0.5	1.5	10.5	$\frac{0.8}{0.4}$	A3x12	A2x12
25	15	17	/	17	15	66	30	16	96	13	46	4.5	0	20	M17x1	22	1.1	16.2	0.5	0.5	1.5	15.5	$\frac{0.8}{0.4}$	A5x25	A5x25

Después de estudiar los extremos estándar que SKF ofrece para los husillos se determino un extremo tipo 2A en el cual se pueda ajustar una polea o un acople para la transmisión de la potencia y espacio suficiente para el soporte superior, el otro extremo tipo 3A en el cual solo se ajusta el soporte inferior. (Ver anexo B)

En conclusión el husillo tiene una combinación de extremos 2A+3A que según código de pedido se designa como GA, tal como lo muestra la siguiente tabla.

**Tabla 2. Código de los extremos mecanizados.**

Código de pedido	Dos extremos mecanizados
AA (sin indicación de longitud)	sólo corte
BA	1A + 2A
FA *	2A + 2A
GA *	2A + 3A
HA	2A + 4A
JA	2A + 5A
MA	3A + 5A

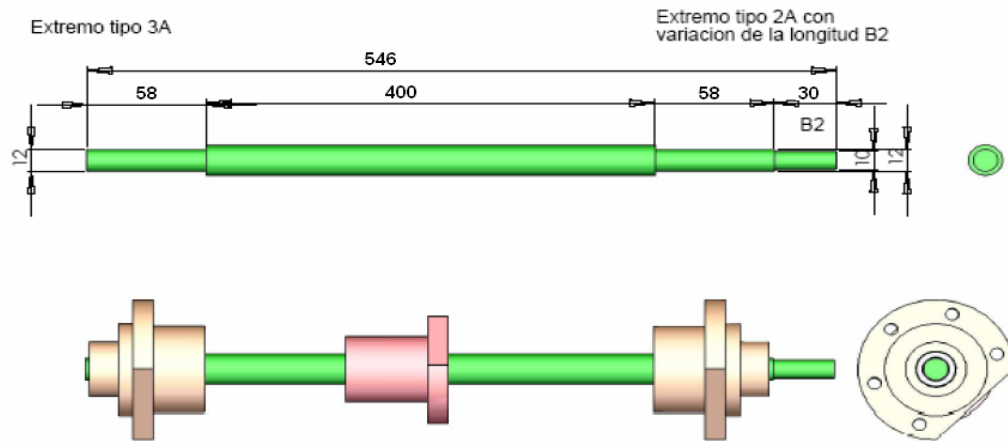
De esta forma el husillo SKF seleccionado es tipo PND con un diámetro nominal de 20 mm, paso 5mm, longitud total 546mm, longitud de la carrera 400mm, precisión G9, Extremos mecanizados GA y demás características como lo muestra el anexo C

**Referencia y cotización.**

La referencia cotizada se muestra en la figura 28 y el precio que el fabricante nos dio fue 2900 USD

**Figura 28. Husillo SKF**

PND 20X5R 546 / 400 G9 L-Z+K con soportes FLBU 20

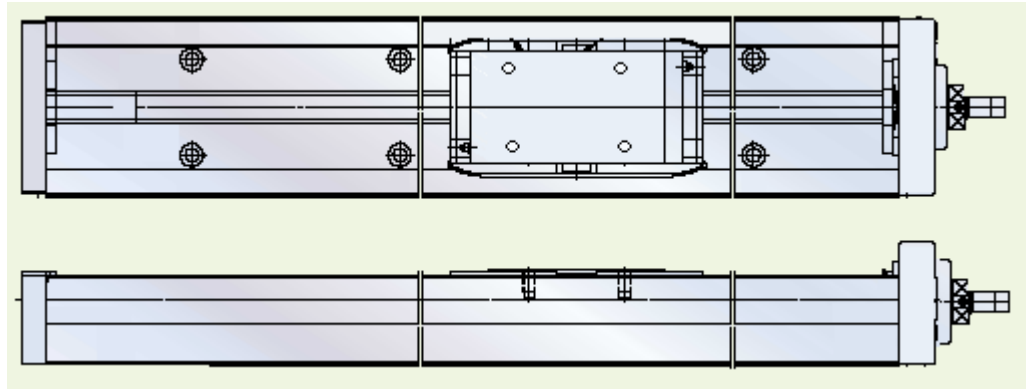


#### 4.2.2. Selección del husillo NSK

El fabricante NSK ofrece igualmente una variedad de husillos y sistemas de transmisión lineales que me brindan los requerimientos deseados para la aplicación.

Aparte de los husillos sencillos, en NSK encontramos unos sistemas llamados Monocarrier (ver figura 29) que son la combinación del husillo, soportes y guía en un sistema compacto de muy fácil selección, de esta manera se evalúan los criterios dados por NSK para la elección del Monocarrier adecuado, tal como se muestra a continuación.

Figura 29. Vistas de un conjunto Monocarrier



Existen dos tipos básicos de Monocarrier los MCM y los MCH La característica distintiva de los MCH es su eje rígido, razón por la cual nos inclinamos por este tipo. Entre los tamaños que existen de estos sistemas todos tienen capacidades de carga muy altas comparadas con lo que se requiere en la aplicación, pero hay algo muy relevante en nuestra aplicación y es la carga excéntrica, por consiguiente el criterio de selección se da con base en el momento flector o cabeceo  $M_{po}$  (como es llamado por NSK) que el sistema puede tolerar, y el paso que como máximo debe ser 5mm. Haciendo una nueva estimación del brazo (excentricidad) en el cual se le aplica la carga y teniendo en cuenta que en este caso el sistema es compacto, el brazo máximo que podemos utilizar para el cabezote de tracción es de 150 mm. De esta manera el momento flector sería  $2400N \cdot 0.15m = 360 N \cdot m$

Al analizar la tabla de capacidades para los diferentes Monocarriers observamos que el tipo MCH 09 cumple.

**Tabla 3. Capacidad de carga para los Monocarriers**

Tornillo de Bola No.		Cód.	Uni.	MCH06 (MCL06)			MCH09			MCH10		
Especificación de Guías Lineales	Paso tornillo de bola	/	mm	5	10	20	5	10	20	10	20	
	Distancia de recorrido medido*	$L_s$	Km	5	10	20	5	10	20	10	20	
	Clasificación carga básica dinámica	$C_s$	N	22 800	18 100	14 400	52 600	32 200	25 500	44 600	35 400	
	Clasificación carga básica estática	$C_{oa}$	N	16 300			30 500			42 000		
	Sencillo	Par dinámico	$M_{R0}$	Nm	335			890			1,460	
			$M_{P0}$	Nm	133			385			610	
			$M_{V0}$	Nm	133			385			610	
	Doble	Par estático	$M_{R0}$	Nm	770			1 780			2 920	
			$M_{P0}$	Nm	730			2 070			3 430	
			$M_{V0}$	Nm	730			2 070			3 430	
Especificación tornillo de bolas		Diámetro eje		mm	12	12	12	15	15	15	20	20
		Paso		mm	5	10	20	5	10	20	10	20
Especificación tornillo de bolas	Grabado	Clasif. carga básica dinámica	$C_s$	N	3 000	1 930	1 930	6 820	5 110	3 290	8 230	5 300
		Clasif. carga básica estática	$C_{oa}$	N	5 410	3 160	3 160	13 200	9 290	5 620	17 100	10 300
	Precisión	Clasif. carga básica dinámica	$C_s$	N	3 760	2 260	2 260	7 100	7 060	4 560	10 900	7 060
		Clasif. carga básica estática	$C_{oa}$	N	6 310	3 780	3 780	13 000	12 700	7 750	21 700	12 700
Espec. de Unidad Soporte	Fijo	Modelo No.	WBK08			WBK12			WBK15			
		Clasif. carga básica dinámica	$C_s$	N	4 400			7 100			7 600	
		Carga límite	$C_{oa}$	N	1 450			3 040			3 380	
	Soporte sencillo	Modelo No.	696ZZ			6900ZZ			6901ZZ			
Clasif. carga básica dinámica		$C_s$	N	1 730			2 700			2 890		
Torque Dinámico	Sencillo	N • cm	1.0-4.8	1.1-5.8	1.6-7.9	1.0-5.9	2.0-7.8	2.0-10.8	2.7-10.8	3.1-12.7		
	Doble	N • cm	1.2-5.2	1.5-9.6	2.3-11.8	1.5-7.0	2.5-10.8	4.0-17.2	4.2-15.6	5.0-19.6		

Ahora falta definir si una carrera útil de 400mm existe de manera estándar en el inventario de NSK, para determinar esto observamos la tabla 4 y allí se deduce que para nuestra carrera existe el estándar.

**Tabla 4. Estándar para la referencia MCH 09**

Paso mm	5	10	20
Carrera mm			
200	●	●	○
300	●	●	○
400	●	●	○
500	○	●	●
600	○	●	●
700	○	●	●

● marca : inventario estándar ○ marca : hecho a pedido

### Referencia y cotización.

Finalmente la referencia que cumple con nuestras condiciones es **MCH09 040H5K**. Al realizar la cotización de esta referencia el precio que NSK nos dio fue 1500 USD que es prácticamente la mitad del que nos da SKF, por lo tanto este fue el husillo seleccionado.

Las características de este dispositivo se muestran en el anexo D.

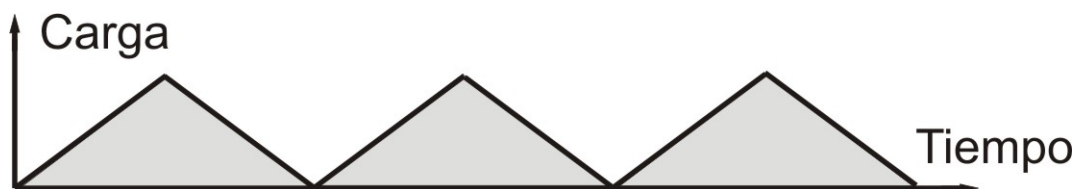
## 4.3. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISION

### 4.3.1. Motor

Existían diferentes opciones para generar una carga alternativa como se menciono anteriormente, pero en este caso la mejor alternativa la ofrecía el motor paso a paso por las siguientes características:

- Por tratarse de potencias bajas
- Permite una alta precisión, debido a que este tipo de motor ofrece un control cada 1,8 grados de giro
- Puede mantener carga en estado estático sin sufrir daño
- Se encuentran en gamas de alto torque.
- En caso de requerir mayor carga se activa el estado Bipolar
- La carga la entrega progresivamente de manera lineal ( función rampla), como se aprecia en la figura

Figura 30. Carga de respuesta del motor.



- Tienen una baja inercia rotativa

- Fácilmente pueden ser controlados por medio de una interfaz a través de un ordenador.
- 

#### 4.3.2. Selección del motor

Los motores paso a paso siempre se seleccionan por la capacidad torque y no por la potencia, debido precisamente a que estos tienen la particularidad de poder quedarse estáticos a una carga determinada. Las unidades del torque establecidas de manera estándar para los motores paso a paso son la onzas x pulgada, así que en nuestro caso como se calculó anteriormente requeriríamos un motor de con un torque por encima de 2.39 N\*m que equivale a 338.45 onzas x pulgada.

De todos los fabricantes que ofrecen motores paso a paso nos inclinamos por OES (*Optimal Engineering Systems, Inc*) por ofrecer una gama muy amplia, además de tener los precios más bajas encontrados en el mercado. De esta forma seleccionamos un motor estándar de 1.8 grados de paso y un torque 440 onzas pulgada (que fue el valor más cercano por encima del requerido).la siguiente grafica muestra las características técnicas del motor, y en el anexo E se presenta las demás especificaciones.

Tabla 5. Características técnicas del motor.

<b>Stepping Motor, Size 34, 440 oz-in, 200 Steps per Revolution</b>						
Model	Holding Torque	Current per Phase	Voltage	Resistance per Phase	Inductance per Phase	Rotor Inertia
	oz-in	Amp	Volts	Ohm	mH	oz-in <sup>2</sup>
	N-m					Kg-m <sup>2</sup>
STPM-34-200-440-W	440	6.3	1.40	0.24	1.5	7.70
	3.10					1400X10 <sup>-7</sup>

### 4.3.3. Transmisión

El sistema transmisión esta compuesto de varios elementos que participan en la conversión del torque fluctuante en fuerza axial alternativa, y del movimiento rotacional en movimiento axial, con el fin de transmitir este movimiento y fuerza a las probetas que se desean estudiar. Para realizar esto se pensó en diferentes mecanismos o sistemas que podrían satisfacer nuestros propósitos.

Inicialmente se pensó en una transmisión desde el motor paso a paso al husillo por medio un sistema sin fin corona principalmente por la alta precisión de posicionamiento que esta transmisión puede ofrecer, pero se presentaron los siguientes inconvenientes:

- Este sistema no tiene una alta eficiencia razón primordial para mantener una aceptable proporcionalidad entre la conversión de torque a carga axial
- Se requiere de un mecanismo donde tan pronto el motor dejo de aplicar carga la probeta pierda su carga también, pero el sistema sin fin corona por ser autobloqueante dejaría la probeta tensionada mientras así el motor no este generando carga.

Seguidamente se opto por una transmisión de engranajes helicoidales debido a su eficiencia y suavidad en la transmisión, pero los inconvenientes fueron los siguientes:

- Como es una maquina de fatiga axial el mecanismo de tensión alternativa requiere ser reversible, y efectivamente este tipo de transmisión lo permite, pero como existe un pequeño huelgo entre los dientes de los engranajes, a frecuencias elevadas los dientes recibirían pequeños impactos que terminarían fatigándolos hasta la rotura.

Nos quedan dos alternativas viables: una transmisión por correas sincrónicas o un acople directo. La primera de las opciones nos permite mantener la

sincronía, además de soportar cargas alternativas sin fallar por fatiga prematuramente. La opción del acople directo es muy favorable, debido a que las velocidades de trabajo de la maquina son muy bajas y por consiguiente no existirían problemas referente a vibraciones mecánicas, además se mantiene una sincronía total y la más alta eficiencia.

De esta forma queda seleccionado una transmisión por medio de acople directo.

### **Selección del acople**

Inicialmente para seleccionar el tipo de acople que nos puede servir nos remitimos a la tabla de comparación de diferentes acoples presentada en el anexo F, con base en las recomendaciones mostradas en la tabla, los acoples que presentan la mejor combinación de características que se ajustan a nuestra maquina son los flexibles. Dentro de esta gama de acoples seleccionamos el tipo araña (jaw couple) por cumplir con las siguientes características

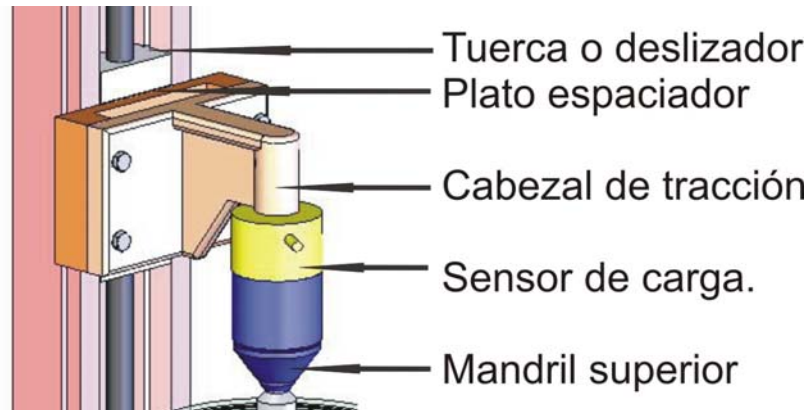
- ❖ Es el más económico de los acoples elásticos.
- ❖ Movimiento radial de la araña.
- ❖ Diseño bajo esfuerzo cortante para evitar fallas en operación
- ❖ No se requieren herramientas para su instalación o reemplazo del inserto.
- ❖ Permite hasta dos grados de desaliniamiento.

De los acoples tipo araña que se encuentran en el mercado local, están los **ZCP**. La menor referencia encontrada es ZCP L75, el cual tiene una capacidad de 1 hp a 800 rpm , lo cual es suficiente para nuestra aplicación.

#### 4.4. DISEÑO DEL CONJUNTO DE TRACCION.

Es necesario transmitir la potencia de la tuerca del tornillo a la probeta, esto se logra por medio de un conjunto de tracción que es en realidad una extensión de la tuerca tal como se observa en la figura

**Figura 31. Conjunto de tracción.**



Este conjunto debe soportar la carga generada en la probeta, que es transmitida al cabezal por medio del mandril y la celda de carga. Esta carga es soportada a su vez, por un anclaje de tornillos entre el cabezal y el plato espaciador, que finalmente está sujeto a la tuerca o deslizador.

##### 4.4.1. Selección y diseño de los elementos

Iniciamos la selección y diseño de los elementos, desde el punto de entrega de la carga a la probeta, es decir mandril, celda de carga, cabezal y plato sujetador.

###### ❖ Mandril y celda de carga

En este caso la opción más factible por economía y consecución para el agarre del sistema que sostiene la probeta, fue través de un mandril estándar de 1/2". El mandril está sujeto directamente a la celda de carga mediante la extensión roscada que esta tiene.

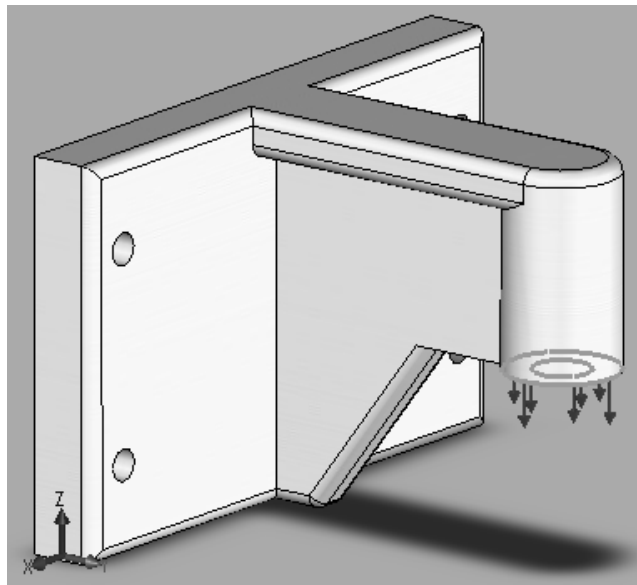
### ❖ Cabezal

Para el diseño de dicho elemento se tuvo en cuenta la forma (sencillez de la pieza) para mayor facilidad de mecanizado, dimensiones mínimas posibles, material comercial y de fácil mecanización (acero aleado 4340)

De esta manera se realizó el análisis en COSMOSXpress teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

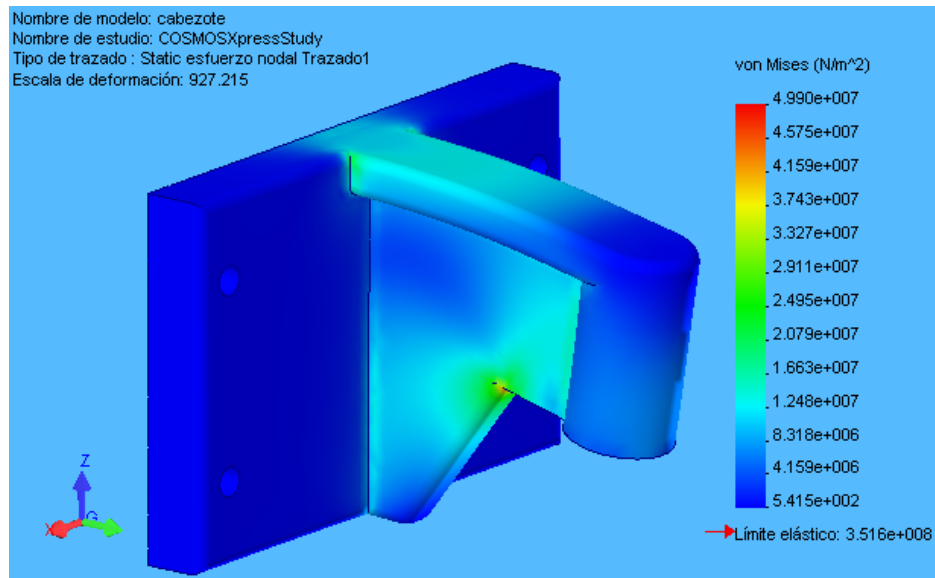
- ✓ El material es acero AISI 4340
- ✓ El cabezal tiene una zona fija o restringida y en este caso la restricción (empotramiento) la ofrecen los tornillos que finalmente sujetan el plato espaciador a la tuerca o deslizador.
- ✓ La única fuerza de acción, es la generada por la carga en la probeta, tal como se muestra en la figura.

**Figura 32. Fuerza de acción en el cabezal.**



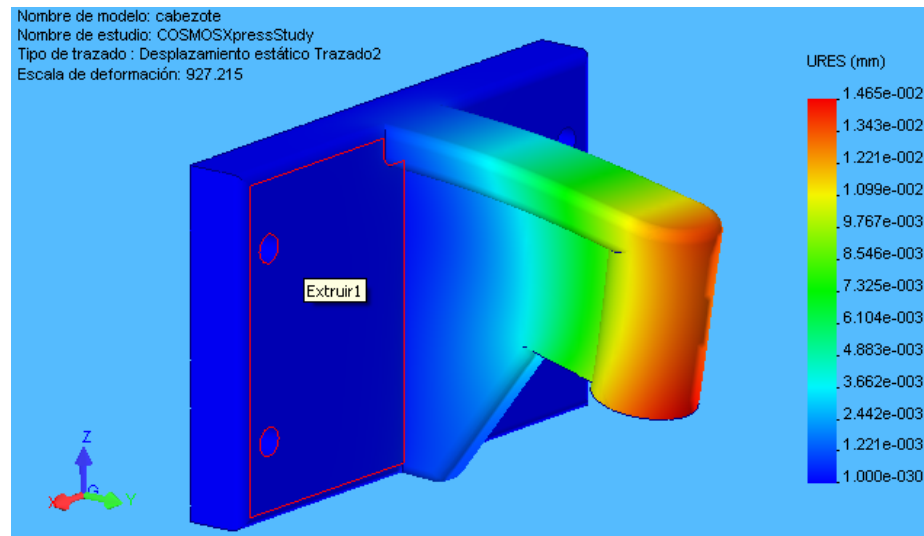
A continuación se muestran los resultados obtenidos según el análisis de Von Mises para el esfuerzo y deformación.

**Figura 33. Esfuerzo en el cabezal por elementos finitos**



Como se puede observar los esfuerzos están muy por debajo de los valores críticos (esfuerzo limite), obteniéndose un factor de seguridad de 7.044

**Figura 34. Desplazamiento en el cabezal.**



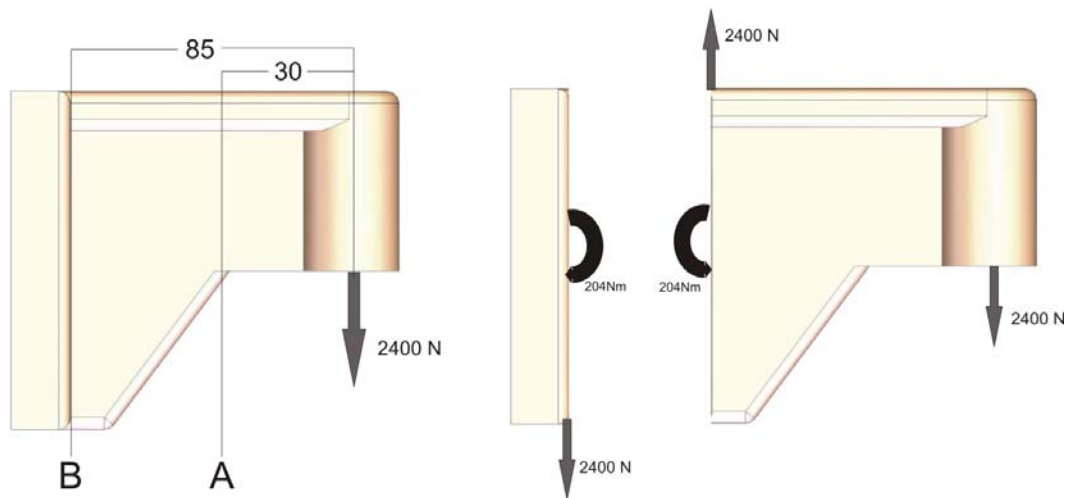
La deformación máxima puede llegar a 0.0146mm, por tal razón de los resultados logrados se concluye que el diseño cumple con las expectativas.

### Verificación matemática del esfuerzo en el cabezal.

#### Consideraciones:

- El material del cabezote es acero AISI 4340
- El plano crítico es B debido a que el brazo es casi tres veces el de A, y el área es ligeramente superior a dos veces el área de A. (ver figura 35).
- La carga es soportada por la sección rectangular 10x85mm (ver plano en el anexo M)
- El punto crítico es la parte superior sometido a tensión.

Figura 35. Fuerzas en el cabezal de tracción.



#### Fuerza cortante

$$\tau_A = \frac{V * Q}{I}$$

Donde:

V: Magnitud de la fuerza cortante, 2400N

I: Momento de inercia geométrico, en caso de una sección rectangular

$$I = \frac{b * h^3}{12} \quad ; b = 10\text{mm (espesor)} \quad ; h = 85\text{mm (altura)}$$

$$I = \frac{0.01 * 0.085^3}{12} = 5.12 \times 10^{-7} m^4$$

Q: Primer momento respecto al eje neutro, para secciones rectangulares<sup>6</sup>

$$Q = \frac{b}{2} \left( \frac{h^2}{4} - y^2 \right)$$

; y es distancia desde el eje neutro hasta el punto que se quiere evaluar el esfuerzo cortante, en este caso el punto A, entonces  $y = h/2$ ,  $Q=0$

Esfuerzo cortante

$$\tau_A = 0$$

### **Momentos flexionantes**

El esfuerzo causado por el momento se determina a partir de la ecuación

$$\sigma_A = \frac{M * c}{I}$$

Donde:

M: momento flector, 204Nm

C: Distancia máxima desde el eje neutro,  $h/2 = 42.5$

I: Momento de inercia geométrico  $I = 5.12 \times 10^{-7} m^4$

Calculando:

$$\sigma_A = \frac{204Nm * 0.0425m}{5.12 \times 10^{-7} m^4} = 16.93 MPa$$

Para acero AISI 4340 laminado en caliente  $S_y = 442 \text{ Mpa}$

Como  $S_y \gg \sigma_A$  OK

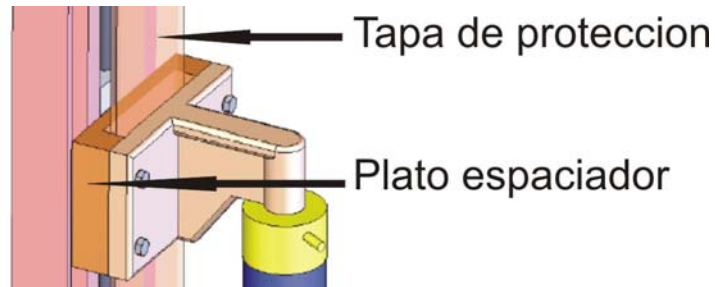
---

<sup>6</sup> NORTON, Robert L. Diseño de maquinas. Ed Pearson. 1999 .

### ❖ Plato espaciador

Esta pieza tiene como fin principal dar un espacio entre la tuerca o deslizador y el resto del conjunto de tracción, con el fin de pasar una placa que brinde protección y aislamiento de medio exterior al husillo (ver figura 36).

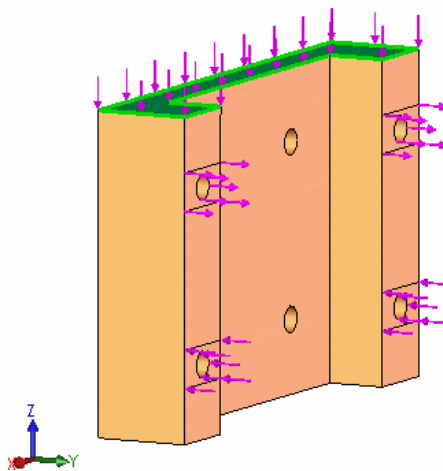
**Figura 36. Espacio para la tapa de protección**



Para el análisis realizado en COSMOSXpress se tuvo en cuenta las siguientes consideraciones:

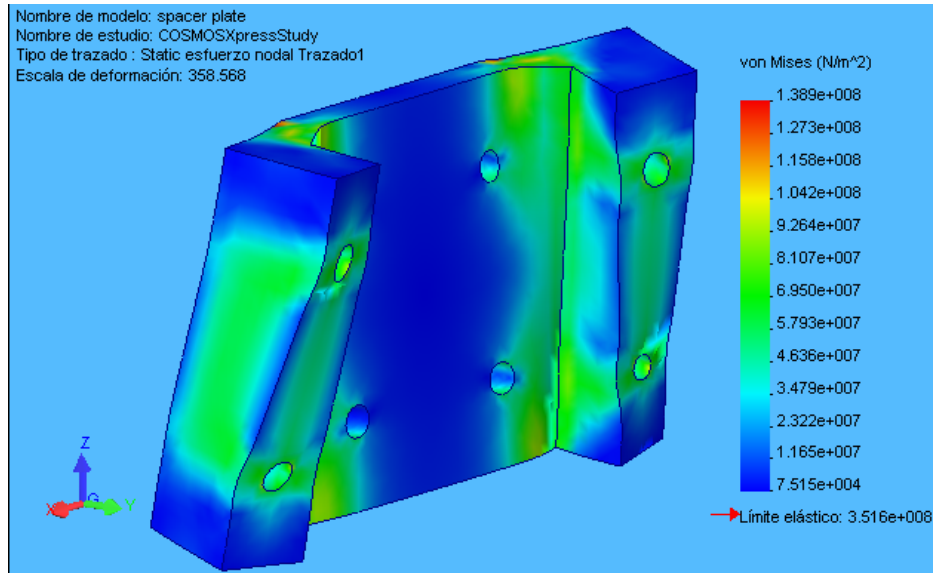
- ✓ Material Acero AISI 1020
- ✓ La restricción la ofrecen los tornillos que sujetan el plato al deslizador.
- ✓ Las fuerzas que afectan esta pieza son el momento flector generado por la carga (cupla de fuerzas) y la carga vertical generada por la tensión en la probeta. (ver figura 37)

**Figura 37. Fuerzas en el plato espaciador.**



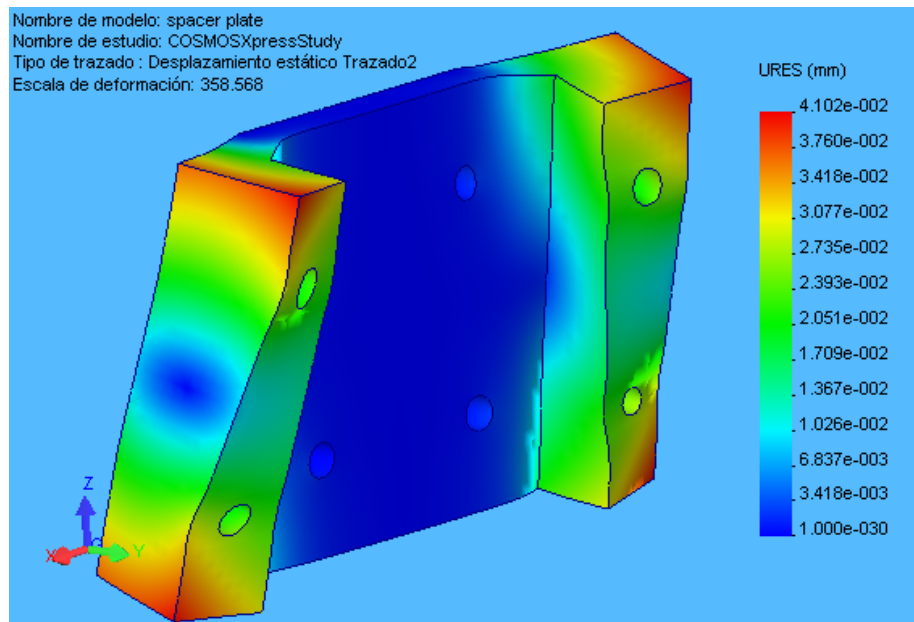
A continuación se muestran los resultados obtenidos según el análisis de Von Mises para el esfuerzo y deformación.

**Figura 38. Esfuerzos en el plato espaciador.**



Los esfuerzos están por debajo del límite elástico con un factor de seguridad de 2.53.

**Figura 39. Desplazamiento elástico del plato espaciador**



La deformación elástica máxima tiene aproximadamente 0.041mm, lo cual nos garantiza un diseño aceptable.

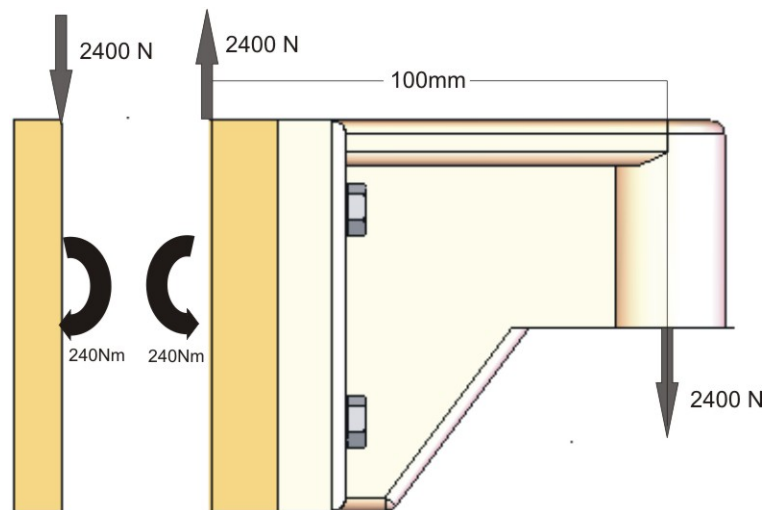
Las demás partes que integran la máquina como el husillo, deslizador, soportes y rodamientos, vienen incluidos en un solo conjunto que nos suministra el fabricante del husillo, el cual se selecciona bajo las condiciones que da el fabricante (ver selección del husillo) y por consiguiente no es necesario hacer una evaluación en CosmosXpress de estas partes.

### **Verificación matemática del esfuerzo en el plato espaciador.**

En este caso el brazo en el que actúa la fuerza es 100mm (ver figura 40) por lo tanto el momento máximo es 240 Nm, el área está comprendida por dos rectángulos de 20x85mm y cada uno soporta un momento de 120Nm.

Si comparamos los cálculos hechos anteriormente para el cabezote teniendo en cuenta que se trata del mismo material, observamos que el área en este caso es mayor y el momento es menor, por lo tanto sin hacer los cálculos sabemos que los esfuerzos son aceptables.

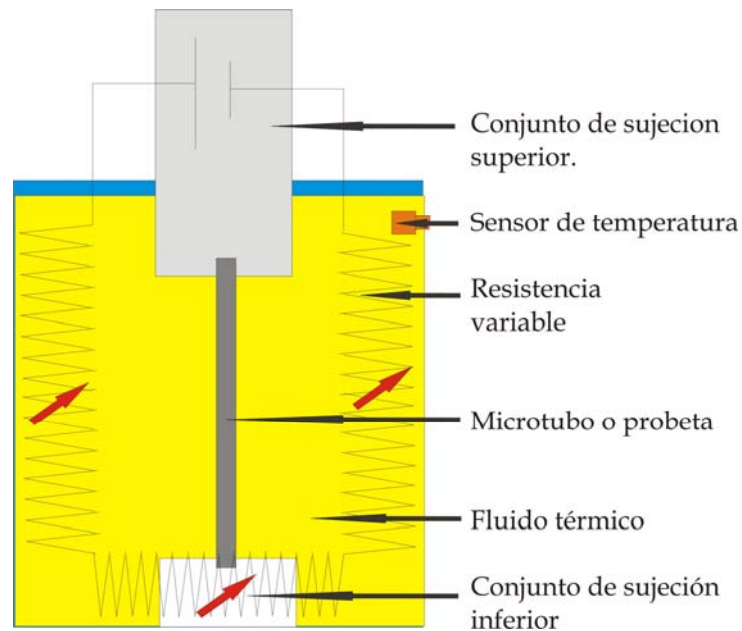
**Figura 40. Fuerzas en el plato espaciador.**



#### 4.4. DISEÑO DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO TÉRMICO.

El sistema de acondicionamiento térmico está basado en un proceso de intercambio de calor en el cual, la temperatura del fluido (Solución acuosa) alrededor del microtubo, se regula por medio de una resistencia que es gobernada por el sistema de control, a través de la información obtenida en el sensor de temperatura. El esquema de este sistema térmico se presenta en la figura 41.

**Figura 41. Esquema del sistema térmico con control de voltaje en la resistencia.**

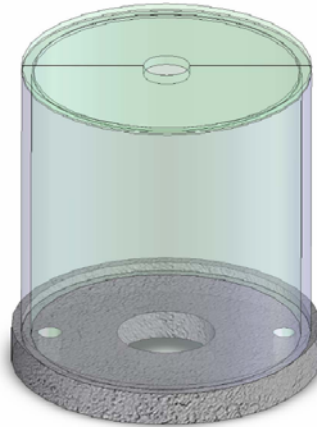


El recipiente utilizado para limitar la atmósfera en la probeta está hecho de acrílico (Metil acrilato de metilo), el cual se escogió principalmente por sus propiedades ópticas, alta resistencia mecánica y conductividad que garantiza

relativamente poca pérdida de calor y un enfriamiento a un tiempo aceptable que permite seleccionar otras temperaturas de estudio.

Se optó por una forma cilíndrica, para dar una distribución simétrica a la resistencia eléctrica y la cantidad de flujo que rodea la probeta.

**Figura 42. Tanque de acrílico**



Este recipiente cilíndrico tiene unas dimensiones de 5mm de grosor, 150mm de diámetro y una longitud 160mm, magnitudes que son acordes al tamaño de la resistencia y la probeta.

Este pequeño tanque cilíndrico cuenta además con una tapa del mismo material que le da cierta hermeticidad y seguridad a quien realiza el ensayo cuando el fluido está a altas temperaturas. (Ver plano anexo M)

Para la selección de la resistencia se calculó el valor de calor necesario para mantener la temperatura del fluido (Solución acuosa) a aproximadamente 100 grados Celsius (máxima temperatura de selección), teniendo en cuenta el Volumen, propiedades térmicas del fluido, Transferencia de calor del tanque al medio exterior entre otras consideraciones.

Con base a esto se modeló el sistema, teniendo en cuenta a la resistencia como una superficie cilíndrica generadora de calor, de esta manera se hicieron los

respectivos cálculos para determinar el tipo de resistencia que puede brindar la potencia necesaria.

### Cálculos.

Datos: **Temperaturas (ver figura 43):**

Temperatura en la superficie exterior de la probeta  $T_P = 100\text{ C}$

Temperatura en la superficie de la resistencia ( $T_R$ )

Temperatura en la superficie exterior del tanque ( $T_t$ )

Temperatura del ambiente  $T_\infty = 25\text{ C}$

Coefficiente de conveccion del ambiente  $h_\infty$

Coefficiente de conducción del ambiente  $K_\infty = 0.0262\text{ W/mK}$

(Ver Tabla propiedades térmicas del aire anexo I)

### Material del tanque: Metil acrilato

Coefficiente de conducción  $K_t = 0.18\text{ W/mK}$

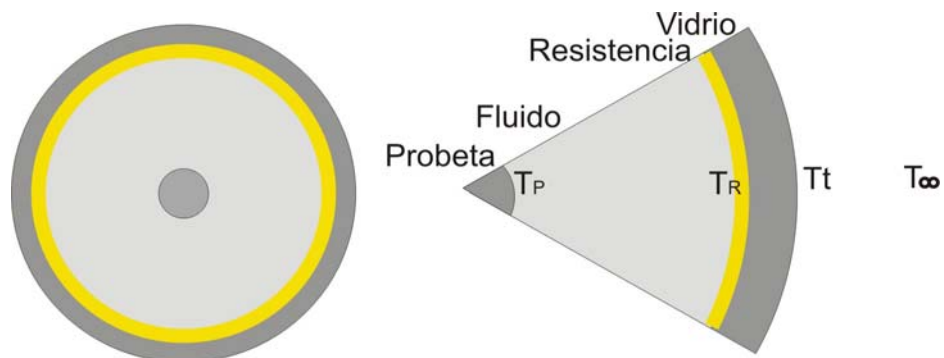
(Ver Tabla propiedades térmicas del acrílico anexo J)

### Fluido: solución acuosa.

Coefficiente de conducción del fluido  $K_f = 0.682\text{ W/mK}$

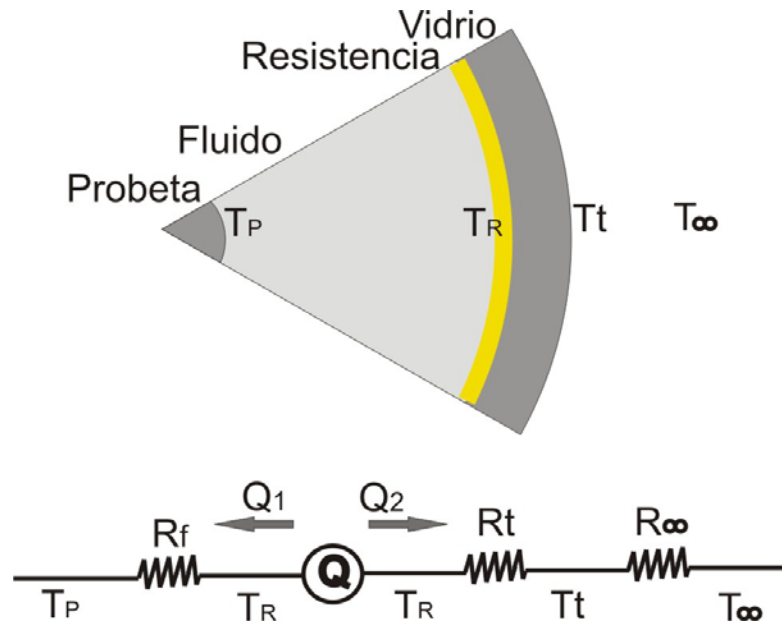
(Ver Tabla propiedades térmicas del agua anexo K)

**Figura 43. Vista detallada de la sección transversal del tanque**



Para determinar la potencia de la resistencia, se realizo el análisis de un modelo sencillo, en el cual el fluido se encuentra en estado estable, considerando además a la resistencia como una superficie delgada, generadora de calor necesario para mantener la temperatura de la superficie de la probeta en 100 Celsius.

**Figura 44. Circuito equivalente**



Las ecuaciones resultantes son las siguientes:

$$Q = Q_1 + Q_2 \qquad Q_1 = \frac{T_R - T_P}{R_f} \qquad Q_2 = \frac{T_R - T_\infty}{R_t + R_\infty}$$

Donde:

$$R_f = \frac{\ln \frac{r_R}{r_P}}{2\pi * l * K_f} \qquad R_t = \frac{\ln \frac{r_t}{r_R}}{2\pi * l * K_t} \qquad R_\infty = \frac{1}{2\pi * l * r_t * h_\infty}$$

Donde:

$R_f$  Resistencia térmica del fluido

$R_t$  Resistencia térmica del tanque

$R_\infty$  Resistencia térmica del medio exterior

$r_R, r_p, r_t$  Radio de la resistencia, probeta y tanque respectivamente

$l$  Longitud del tanque

### Cálculo del coeficiente de convección del aire ( $h_\infty$ )

Datos: Diámetro del cilindro:  $D= 16$  Cm

Temperatura ambiente:  $T_\infty = 25$  Celsius

Temperatura estimada de la superficie del tanque:  $T_t = 90$  Celsius

Temperatura media de la película de aire  $T_m=(90+25) /2= 57.5$  C

Con este valor de temperatura, se determina los valores (por interpolación) para las demás variables de tabla propiedades térmicas del aire (Anexo I)

Densidad del aire:  $\rho = 1.07 \frac{kg}{m^3}$

Viscosidad cinemática:  $\nu = 19.19e-6 \frac{m^2}{s}$

Coeficiente de conducción:  $K=0.0285 \frac{w}{mC}$

Capacidad calorífica:  $C_p = 1.008 \frac{KJ}{KgC}$

Numero de Prandtl  $Pr = 0.7014$

Coeficiente volumétrico de dilatación térmica  $\beta = 0.003 \text{ 1/K}$

Para gases ideales<sup>7</sup>  $\beta = 1/T$

---

<sup>7</sup> Mills, Anthony. Transferencia de Calor. Ed Irwin 1995. P 431.

Numero de Grashof (Gr)

$$Gr = \frac{g \cdot \beta}{\nu^2} \Delta T \cdot L^3 \quad ; \text{ Donde } \Delta T = 90-25=65 \quad ; L= 0.16 \text{ m}$$

$$Gr = 21\ 277\ 157$$

$$Gr \cdot Pr = 14\ 923\ 7982 \leq 10^9 \quad (\text{convección natural laminar})$$

Para flujo laminar en convección natural en cilindros, se puede determinar el coeficiente de convección por la siguiente formulación<sup>8</sup>:

$$h_{\infty} = 1.18 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta T}{d}} \quad ; \Delta T = 90-25=65 \quad ; d= 0.16 \text{ m}$$

$$h_{\infty} = 5.297 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Teniendo todos los valores necesarios, hacemos los cálculos de las resistencias térmicas y de la potencia necesaria de la resistencia eléctrica.

Reemplazando

$$l = 0.16 \text{ m}$$

$$h_{\infty} = 5.297 \text{ W} / \text{ m}^2 \cdot \text{ K}$$

$$r_i = 0.075 \text{ m}$$

$$r_R = 0.070 \text{ m}$$

$$r_p = 0.002 \text{ m}$$

$$K_t = 0.18 \text{ W} / \text{ mK}$$

$$K_f = 0.682 \text{ W} / \text{ mK}$$

$$K_{\infty} = 0.0262 \text{ W} / \text{ mK}$$

Se tiene:

$$R_{\infty} = \frac{1}{2\pi * l * r_t * h_{\infty}} = 2.50$$

$$R_t = \frac{\text{Ln} \frac{r_t}{r_R}}{2\pi * l * K_t} = 0.38$$

$$R_f = \frac{\text{Ln} \frac{r_R}{r_P}}{2\pi * l * K_f} = 5.18$$

$$(1) Q_1 = \frac{T_R - 100}{5.18} \quad (2) Q_2 = \frac{T_R - 25}{0.38 + 2.50} \quad (3) Q = Q_1 + Q_2$$

Se tienen tres ecuaciones y cuatro incógnitas, por lo tanto el sistema no se puede solucionar de manera directa.

La cuarta ecuación surge haciendo un balance de energía, para determinar el calor necesario que la masa del fluido requiere, para alcanzar una temperatura estable promedio de 100 Celsius

La energía necesaria para calentar el fluido por unidad de tiempo esta dado por:

$$Q = \frac{C_p * m * \Delta T}{t}$$

Donde:

$C_p$  = Calor especifico del fluido

$m$  = masa del fluido a calentar

$\Delta T$  = Cambio de temperatura del fluido (25C a 100C)

---

<sup>8</sup> FERNANDEZ DIEZ, Pedro. Ingeniería térmica y de fluidos. Universidad de Cantabria

$t$  = tiempo de calentamiento

$C_p = 4181 \text{ J/KgC}$  (a una temperatura promedio de 60 Celsius) Tabla Anexo K

$\rho = 983.2 \text{ Kg/m}^3$  (a una temperatura promedio de 60 Celsius) Tabla Anexo K

### Volumen

$V = 2\pi * r_R^2 * l$  ; Reemplazando  $r_R = 0.070 \text{ m}$  ;  $l = 0.160 \text{ m} \Rightarrow V = 4.926 \times 10^{-3} \text{ m}^3$

### Masa

$M = \rho V$        $M = 4.84 \text{ Kg}$

### Tiempo

Se requiere que el calentamiento de la probeta se de en un periodo suave para no alterar sus propiedades, según datos de investigaciones preliminares el tiempo para llevar la probeta a temperaturas de ensayo muy elevadas debe ser de 40 minutos (2400 segundos) como mínimo. Entonces reemplazando los anteriores valores el calor es:

$$Q = \frac{C_p * m * \Delta T}{t}$$

$$Q_1 = 632.4 \text{ W}$$

Reemplazando y resolviendo las ecuaciones

$$(1) \quad Q_1 = \frac{T_R - 100}{5.18}$$

$$(2) \quad Q_2 = \frac{T_R - 25}{2.88}$$

$$(3) \quad Q = Q_1 + Q_2$$

$$T_R = 1167.6 \text{ K}$$

$$Q_2 = 396.7 \text{ W}$$

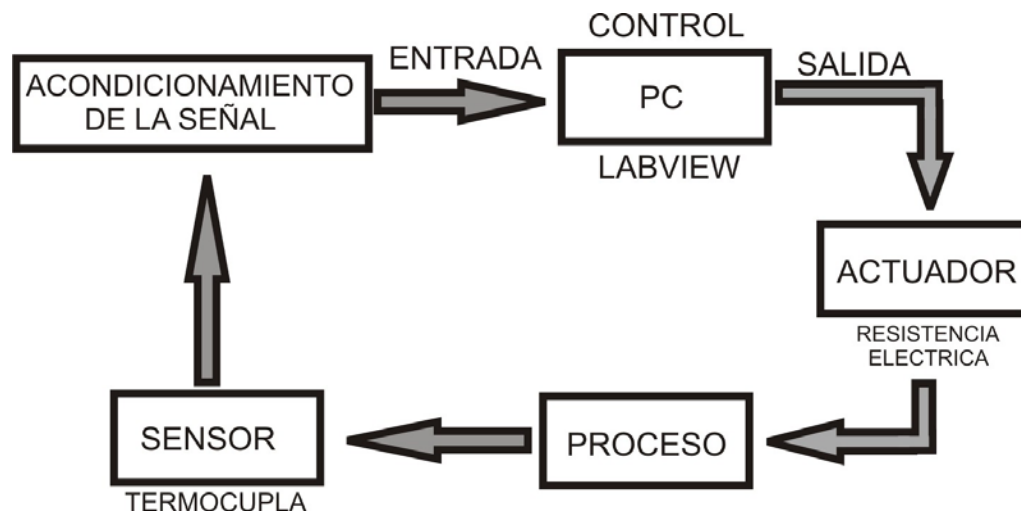
$$Q_1 = 235.7 \text{ W}$$

En el mercado local encontramos la resistencia Mendingen 110V 400/800 Watts. La cual cumple con nuestros requerimientos

### Control térmico

Como se especifico en los objetivos, el control de toda la maquina se logra a través de un sistema de adquisición, análisis y control desarrollado simultáneamente en un proyecto de grado de un estudiante de ingeniería electrónica, en este caso; para el acondicionamiento térmico de la probeta el usuario selecciona la temperatura de estudio de esta, y mediante un control a lazo cerrado se mantiene la temperatura la temperatura en el microtubo (probeta), este sencillo control funciona de la siguiente manera: una vez establecida la temperatura de estudio, el controlador (PC) recibe la información del sensor, la compara con el valor establecido y por medio de la energización de la resistencia (actuador) trata de corregirla, el sensor vuelve alimentar el controlador y ocurre nuevamente el proceso, de esta manera se mantiene regulada la temperatura en el entorno de la probeta. Un esquema explicativo de este control se muestra en la figura 45.

Figura 45. Esquema del control térmico en la probeta



#### **4.5. SISTEMA DE PRESURIZACIÓN ALTERNATIVA INTERNA.**

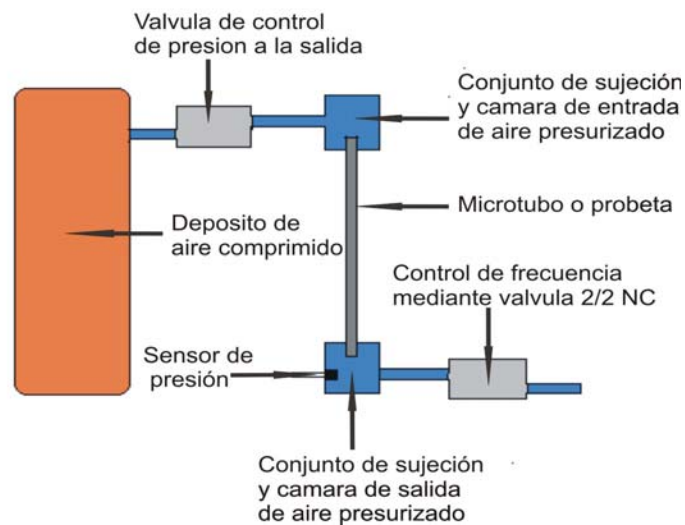
Como ya se ha mencionado, este sistema permitirá simular las condiciones de presión alternativa de los microtubos en el corazón. Consiste en un sencillo sistema neumático, donde por medio de controles de presión y flujo de aire, se verifica la presión alternativa interna.

Al sistema lo integran los siguientes componentes:

- Línea de aire comprimido
- Válvula de alivio
- Regulador de presión
- Conjunto de sujeción y cámara de entrada de aire.
- Probeta
- Manómetros
- Conjunto de sujeción y cámara de salida de aire.
- Válvula direccional 2/2
- Temporizadores tipo T- off (temporizado a la desconexión)
- Interruptor

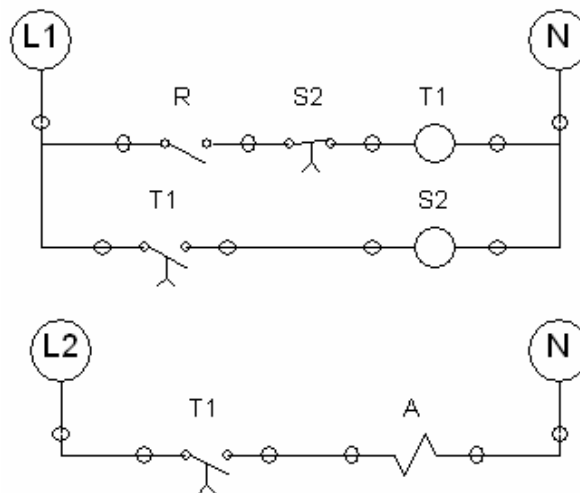
La idea básica para generar la presión alternativa interna es mantener aire presurizado en la cavidad de la probeta controlando el nivel de presión, mediante una válvula a la salida de la probeta se permite el escape del aire generando la despresurización, y mediante un control lógico sencillo se ajustan los tiempos de apertura y cierre del paso de aire a la atmósfera, permitiendo además simular diferentes situaciones en la alteración de los tiempos sistólicos y diastólicos del corazón. En figura 46 se muestra un esquema sencillo del sistema.

**Figura 46. Esquema del sistema neumático.**



La figura 47 muestra el sencillo circuito eléctrico que controla el sistema neumático.

**Figura 47. Control para la válvula 2/2 NC**



Mediante dos temporizadores (T1 y S2) tipo T-off, se regulan los tiempos en que la válvula direccional (tipo 2/2) esta abierta y cerrada, de esta manera se controla la presión alternativa interna en la probeta. El temporizador T1 regula el tiempo en el que la válvula esta en estado normal, es decir cerrada.

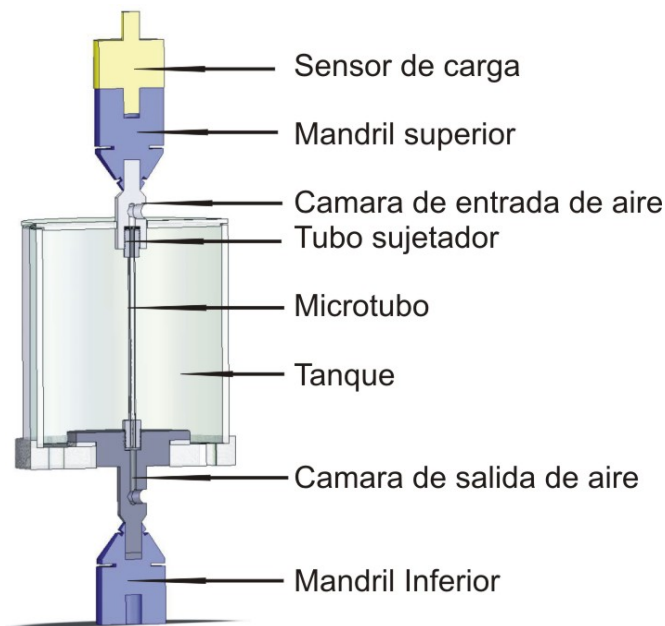
El temporizador S2 regula el tiempo en el que la válvula esta abierta (solenoides excitado).

En este caso el control que se haría sobre la maquina es control de lazo abierto, debido a que la frecuencia y presión se mantienen a unos valores constantes para cada una de las pruebas sin ser dependientes de otras variables como la temperatura, deformación, entre otras.

#### 4.5.1. Diseño del conjunto de sujeción y cámaras de entrada y salida de aire.

Los elementos que se tuvieron que seleccionar, diseñar y construir para complementar el sistema neumático se muestran en la figura 48.

**Figura 48. Conjunto de sujeción y cámaras de entrada y salida de aire.**

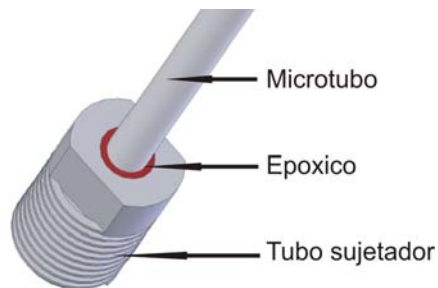


#### ❖ Diseño del tubo sujetador

Fue necesario buscar un sistema que pudiera sujetar la probeta sin deformarla radialmente, además de dejar libre el conducto del microtubo para el paso de aire presurizado. Para esto consultamos información sobre

ensayos de tensión de este tipo de alecciones (sin esforzar radialmente al sujetar) y encontramos un método que se ajustaba perfectamente a nuestros ensayos. El método consiste en sujetar la probeta a un pequeño tubo mediante un epoxico de alta resistencia a la tracción, tal como se aprecia en la figura 49.

**Figura 49. Sujeción del microtubo**



A su vez este **tubo sujetador** puede ser ajustado en las respectivas cámaras de entrada y salida de aire mediante el extremo roscado.

### **Análisis de esfuerzos y deformaciones**

El tubo sujetador se diseño teniendo en cuenta los esfuerzos a tensión que se transmiten a través de el. De esta manera se selecciono un acero AISI 4340 que brinda la suficiente resistencia.

### **Fuerzas que afectan el tubo sujetador:**

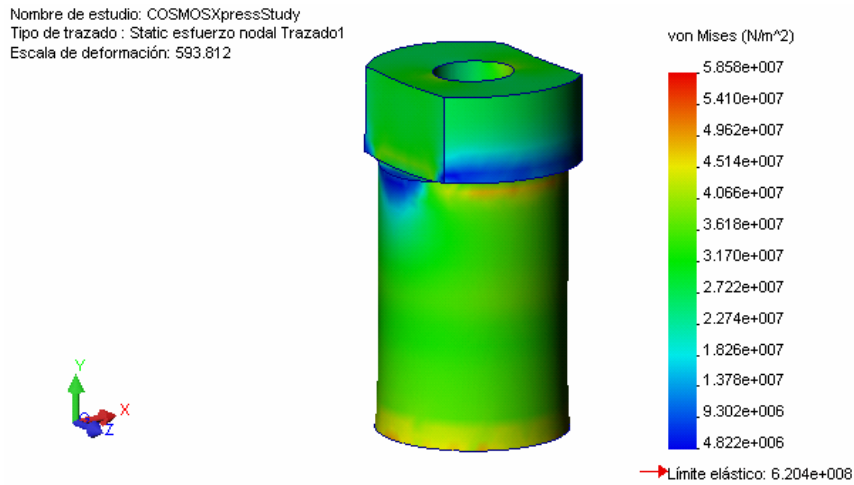
Las fuerzas de tensión se transmiten a través del epoxico que rodea la probeta y estas tienen una magnitud máxima de 2400N

**Figura 50. Fuerzas en el tubo sujetador**



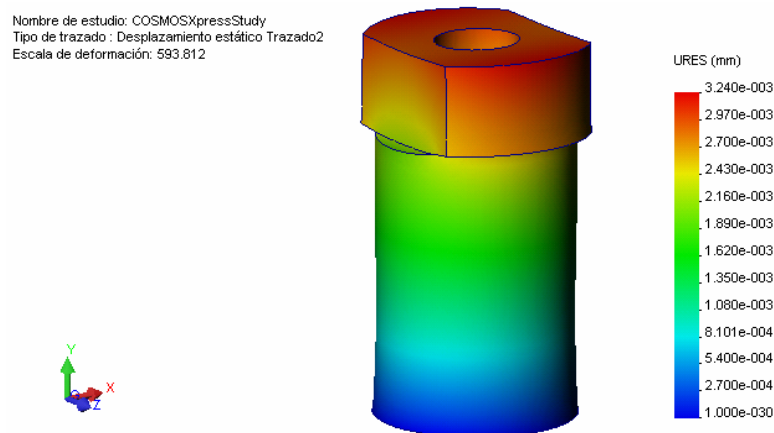
El análisis de esfuerzos y deformaciones igualmente se realizó con CosmosXpress tal como se presenta a continuación.

**Figura 51. Esfuerzos en el tubo sujetador.**



Se observa que en el tubo sujetador no se aprecian esfuerzos mayores a  $4.51 \times 10^7$  Pa, valor que está muy por debajo del límite elástico ( $6.20 \times 10^8$  Pa), lo cual nos garantiza el buen desempeño de esta pieza.

**Figura 52. Deformación en el tubo sujetador.**



La máxima deformación es 0.00324mm la cual se aprecia en el extremo del tubo sujetador, este valor es aceptable para los requerimientos de la máquina.

### **Verificación matemática del esfuerzo en el tubo sujetador.**

- En este caso como se aprecia en la figura 50 el tubo sujetador solo está sometido a tensión pura.
- El área mínima está enmarcada entre los diámetros 5 y 7mm (ver planos anexo M) por lo tanto el área mínima es:

$$A = \frac{\pi}{4} (0.007^2 - 0.005^2) = 1.885 \times 10^{-5} m^2$$

- El esfuerzo que el tubo soporta es:  $\sigma = \frac{F}{A} = \frac{2400N}{1.885 \times 10^{-5} m^2} = 127 MPa$
- La resistencia elástica para el acero SAE 304 es  $S_y = 205 MPa$
- como  $\sigma \ll S_y$  OK.

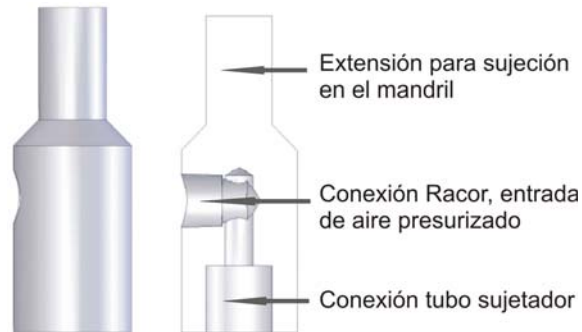
### **❖ Cámaras de entrada y salida de aire presurizado**

Estas piezas permiten la fijación de la probeta mediante el roscado del tubo sujetador, y la fijación a los mandriles, tal como se ve en la figura 48

### **Cámara de entrada de aire presurizado.**

La cámara superior es una pieza sencilla que sirve para sujetar la probeta y permitir la entrada de aire presurizado (ver figura 53)

**Figura 53. Cámara de entrada de aire.**



### **Análisis de esfuerzos y deformaciones**

La cámara superior se diseñó teniendo en cuenta los esfuerzos a tensión que se transmiten a través de ella. De esta manera se seleccionó un acero AISI 4340 que brinda la suficiente resistencia además de ser relativamente fácil de mecanizar.

#### **➤ Fuerzas que afectan la cámara de entrada de aire**

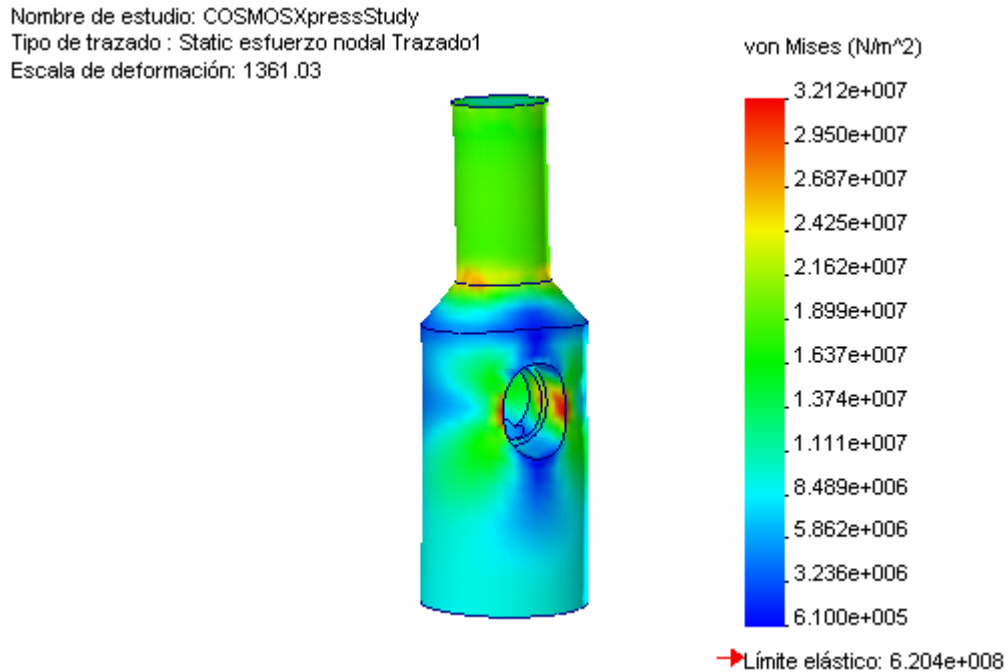
Las fuerzas que afectan la cámara de entrada de aire son solamente la fuerza de tensión y su reacción, que se transmite desde el microtubo. En nuestro caso la máxima fuerza es 2400N.

**Figura 54. Fuerzas que afectan la cámara de entrada de aire.**



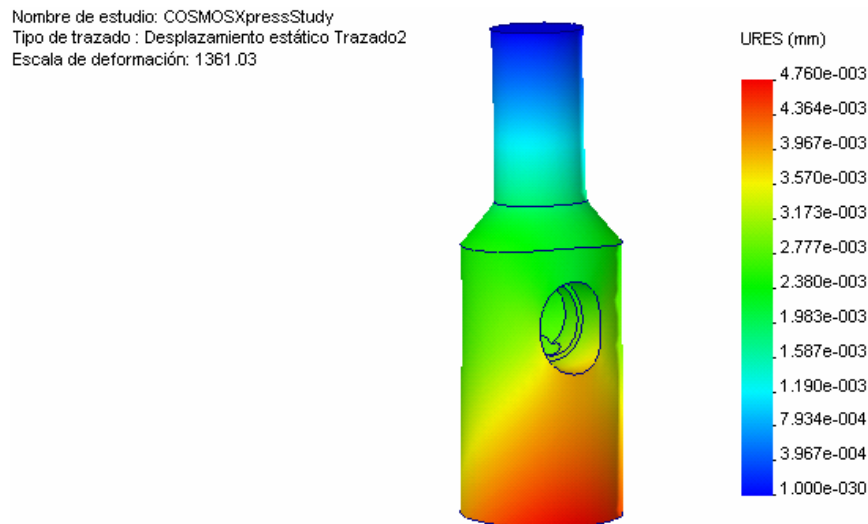
El análisis de esfuerzos y deformaciones igualmente se realizó con CosmosXpress tal como se presenta a continuación.

**Figura 55. Análisis de esfuerzo.**



Se observa que el esfuerzo máximo se presenta en pequeños puntos sobre los agujeros donde van instalado el racor, sin embargo el valor de estos esfuerzos están muy por debajo del limite elástico del material.

**Figura 56. Deformación en el sujetador superior.**



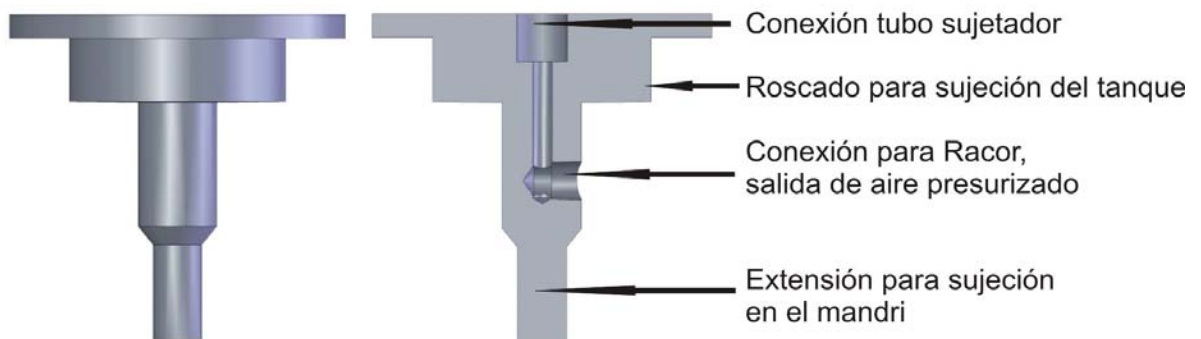
El valor de deformación a máxima carga es 0.0047mm, lo cual es aceptable para los requerimiento de la maquina.

Omitimos la verificación matemática del esfuerzo en esta pieza, debido a que el área es mayor e igual magnitud de fuerza que el tubo sujetador.

### **Cámara de salida de aire**

La cámara inferior es una pieza algo más compleja, esta aparte de servir para sujetar el microtubo y permitir la salida de aire presurizado, es el soporte base del recipiente que rodea la probeta (ver figura 48 y 57)

**Figura 57. Cámara de salida de aire**



### **Análisis de esfuerzos y deformaciones**

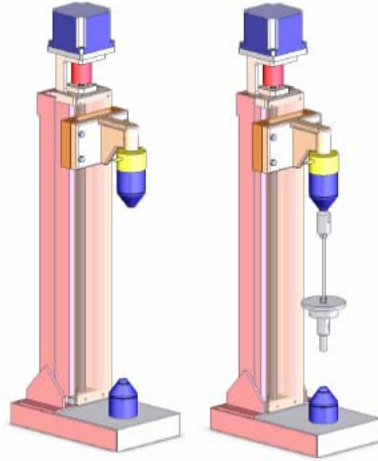
La cámara inferior se diseñó igualmente teniendo en cuenta los esfuerzos a tensión que se transmiten a través de ella y se seleccionó un acero AISI 4340 que brinda la suficiente resistencia. Como las fuerzas a las que este elemento está sometido son iguales a las de la cámara superior y las dimensiones son algo más robustas se omitió el análisis en ComosmoXpress.

#### **❖ Montaje de la probeta.**

El montaje de la probeta dentro del recipiente con fluido consta de los siguientes pasos que se ilustran a continuación.

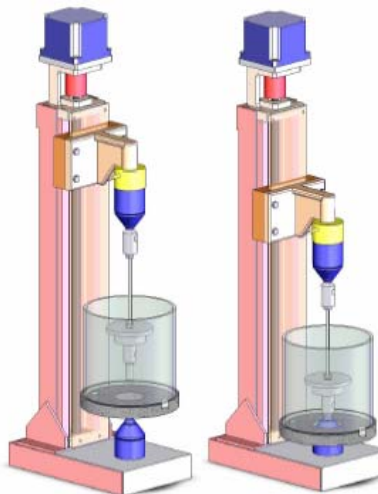
Inicialmente se sujeta la probeta junto con las cámaras de entrada y salida de aire (ver fotografías 13 y 14 del anexo L) al cabezal superior, teniendo en cuenta que este debe estar suficientemente levantado para poder manipular la ubicación del tanque.

**Figura 58. Paso 1 en el montaje de la probeta**



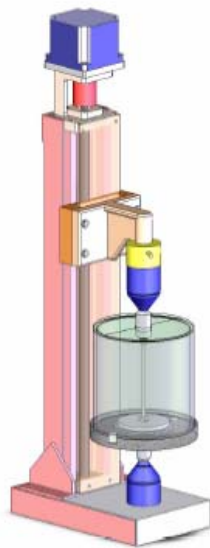
Seguidamente ubicamos el tanque sin tapa mediante el orificio roscado inferior, encima del punto central del mandril de sujeción. Accionamos la maquina para bajar el cabezal de tracción hasta que el punto de agarre de la cámara de entrada de aire inferior, pase por el orificio del tanque y entre en el orificio del mandril

**Figura 59. Paso 2 en el montaje de la probeta**



Sujetamos la cámara de entrada de aire inferior, hecho esto; se toma manualmente el tanque y se gira para poder sujetarlo mediante la rosca que tiene la cámara de entrada de aire inferior. Ahora podemos acondicionar las mangueras del sistema neumático, verter el fluido, poner la tapa particionada e iniciar la prueba.

**Figura 60. Paso 3 en el montaje de la probeta**



## 5. SELECCIÓN DE LOS SENSORES

El estudio de los materiales con memoria de forma, implica el análisis de los cambios de fase en las probetas, como estos cambios se manifiestan con la variación de algunas propiedades físicas (resistencia eléctrica y mecánica) bajo ciertas condiciones mecánicas y térmicas, se hace indispensable tener un registro constante tanto de las condiciones mecánicas y térmicas a la que es sometida la probeta, como de los cambios que ocurren en ella.

Este registro de las condiciones y cambios debe ejecutarse con la mayor precisión posible, de esta manera se efectúa una selección sensorica acertada.

Las variables fundamentales que se requerirán sensor son :

- ✓ Tensión o carga en la probeta
- ✓ Temperatura de la atmósfera que rodea la probeta
- ✓ Deformación longitudinal
- ✓ Presión
- ✓ Resistencia eléctrica.

De los fabricantes que me brindan este tipo de dispositivos de medida y control, se busco uno reconocido y recomendado a nivel industrial, además que nos brindara todos los sensores requeridos, esto con el propósito de hacer una importación más ágil y sencilla, y tener una garantía única para todos los dispositivos. Por tales razones fue finalmente seleccionada **Omega Engineering**. Quien es uno de los mayores fabricantes a nivel mundial de dispositivos de medición y control.

## 5.1. SENSOR DE TEMPERATURA

De los sensores para medición de temperatura ofrecidos por Omega, se selecciono uno con alta precisión y linealidad. Por tal razón se opto por un RTD (Resistance Temperature Detector) sensor de temperatura por resistencia de cuatro hilos en vez de una termocupla.

**Figura 61. Sensor de temperatura**

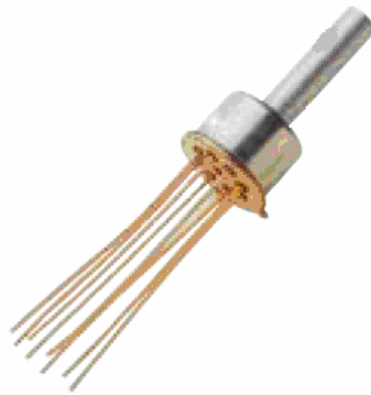


- ❖ **Marca: Omega Engineering.**
- ❖ **Construcción cerámica con extensión en fibra de vidrio.**
- ❖ **Salida  $100\Omega$  para  $T=0^{\circ}\text{C}$**
- ❖ **Exactitud:  $\pm 0.1\%$**
- ❖ **Coefficiente de temperatura  $\alpha$ :  $0.00385\Omega/\Omega/^{\circ}\text{C}$**
- ❖ **Rango de operación:  $(-200 - +600)^{\circ}\text{C}$**
- ❖ **Error por autocalentamiento:  $0.06^{\circ}\text{C}/\text{mW}$**
- ❖ **Referencia RTD-3-1PT100KN3026CLA-60-G:**
- ❖ **Precio US\$60.00**

## 5.2. SENSOR DE PRESIÓN

En este caso el laboratorio ya cuenta con un sensor de presión que antes de emprender este proyecto ellos habían adquirido, sin embargo el rango en el que este trabaja es muy pequeño y solo podrá ser utilizado en pruebas de baja presión.

**Figura 62. Sensor de presión.**

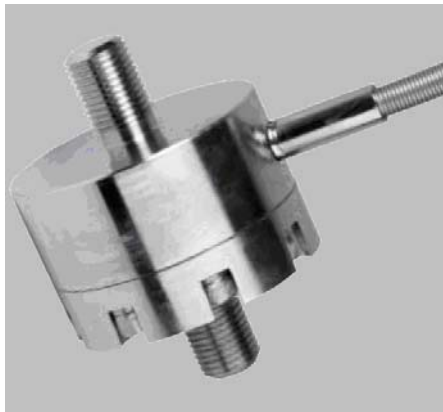


- ❖ **Marca: Omega Engineering.**
- ❖ **Sensor piezoresistivo con estructura rígida de acero inoxidable.**
- ❖ **Rango de operación: (0 - +5)PSI**
- ❖ **Linealidad:  $\pm 0.5\%$  (FS)**
- ❖ **Repetibilidad:  $\pm 0.5\%$  (FS)**
- ❖ **Sensibilidad: Típica 20mV/PSI**
- ❖ **Excitación: 5VDC**
- ❖ **Referencia: PX72-005GV**
- ❖ **Precio: US\$40.00**

### 5.3. SENSOR DE CARGA

Es un transductor de fuerza piezoeléctrico hecho a partir de cristales de cuarzo y estructura rígida de acero, con un rango de operación de 500 libras tanto a tensión como compresión.

**Figura 63. Celda de carga**



- ❖ **Marca: Omega Engineering.**
- ❖ **Transductor piezoeléctrico con estructura rígida de acero.**
- ❖ **Rango de operación:  $\pm 500$ Lbf**
- ❖ **Linealidad:  $\pm 0.15\%$  (FS)**
- ❖ **Repetibilidad:  $\pm 0.05\%$  (FS)**
- ❖ **Excitación: (10 - 15)VDC**
- ❖ **Resistencia de salida:  $351\Omega$**
- ❖ **Referencia: LD203-500**
- ❖ **Precio US\$575.00**

#### 5.4. TRANSDUCTOR DE DESPLAZAMIENTO

Es un potenciómetro lineal de bajo consumo de potencia, utilizado para medir la deformación longitudinal a partir de las dimensiones de la probeta.

$$\varepsilon = \left[ \frac{l_i - l}{l_o} \right] * 100$$

$l_o$ : longitud de la probeta

$l_i$ : longitud inicial de la probeta en el ensayo

$l$ : longitud de la probeta durante el ensayo

**Figura 64. Transductor de desplazamiento.**



- ❖ **Marca: Omega Engineering.**
- ❖ **Potenciómetro lineal con estructura rígida de acero.**
- ❖ **Rango de operación: (0 - 50)mm**
- ❖ **Linealidad: 1.00% (FS)**
- ❖ **Repetibilidad: 0.012 mm**
- ❖ **Excitación: (5 - 10)VDC**
- ❖ **Consumo de potencia: 0.033 vatios**
- ❖ **Referencia: LP802-500:**
- ❖ **Precio: US\$350.00**

## 6. CONTROL Y PRUEBAS DE LA MAQUINA

Como se menciona en los objetivos, la maquina de ensayos de fatiga automatizada para el estudio de materiales con memoria de forma tiene un sistema de adquisición, análisis y control que fue desarrollado simultáneamente por un estudiante de ingeniería electrónica y cuyo titulo es “SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS EN UNA MÁQUINA DE FATIGA PARA EL ESTUDIO DE MATERIALES CON MEMORIA DE FORMA”.

Los objetivos de este proyecto fueron los siguientes:

1. Implementar el sistema de acondicionamiento de señal con aislamiento eléctrico para cada transductor.
2. Implementar las configuraciones de control para los diferentes actuadores.
3. Utilizar una tarjeta de adquisición de datos con 12 bits de resolución en ocho entradas analógicas, 10 bits de resolución en las dos salidas analógicas, con cuatro salidas digitales y comunicación con el puerto USB.
4. Realizar un programa en LabVIEW para monitorear y controlar el proceso.

5. Evaluar el desempeño del sistema de adquisición de datos por sensor y actuador.

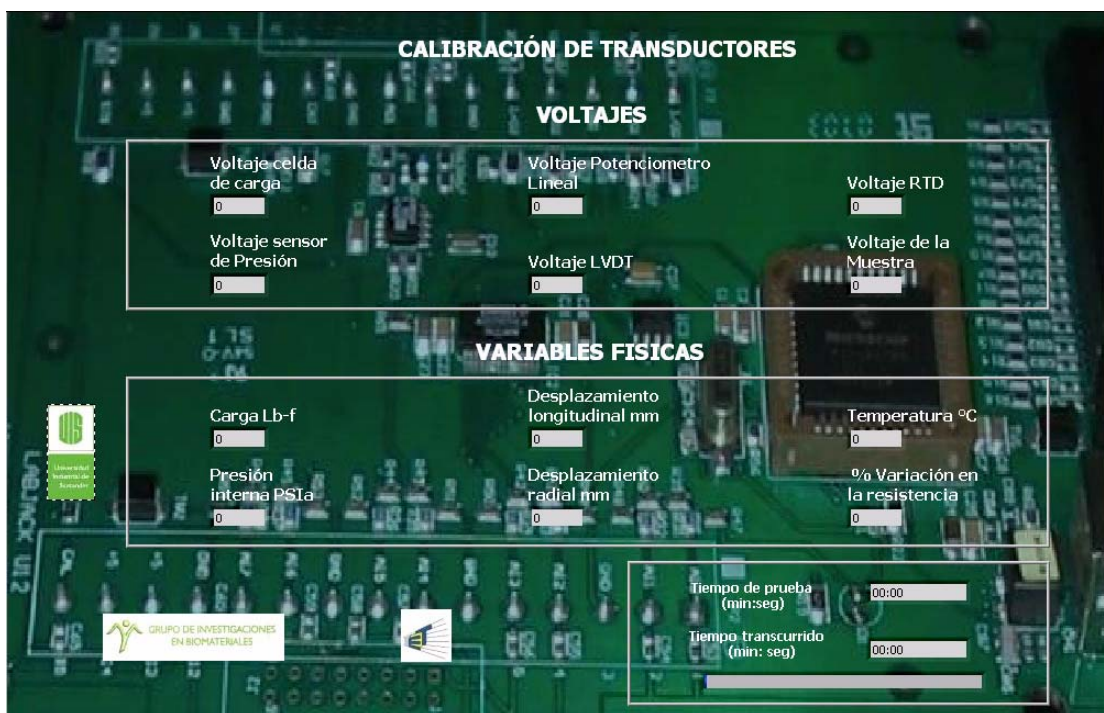
## 6.1. SOFTWARE IMPLEMENTADO

El software que finalmente sirve como registro de datos y control de la maquina fue realizado en su totalidad mediante el programa LabVIEW 7.0, este puede medir todas la variable en forma precisa haciendo un control sobre los actuadotes (sistema de tracción y resistencia) en casi un tiempo real.

### 6.1.1. Software de calibración.

Se utilizo para calibrar los diferentes sensores y poder caracterizarlos, y a partir de estas curvas características poder implementarlos en el software operativo.

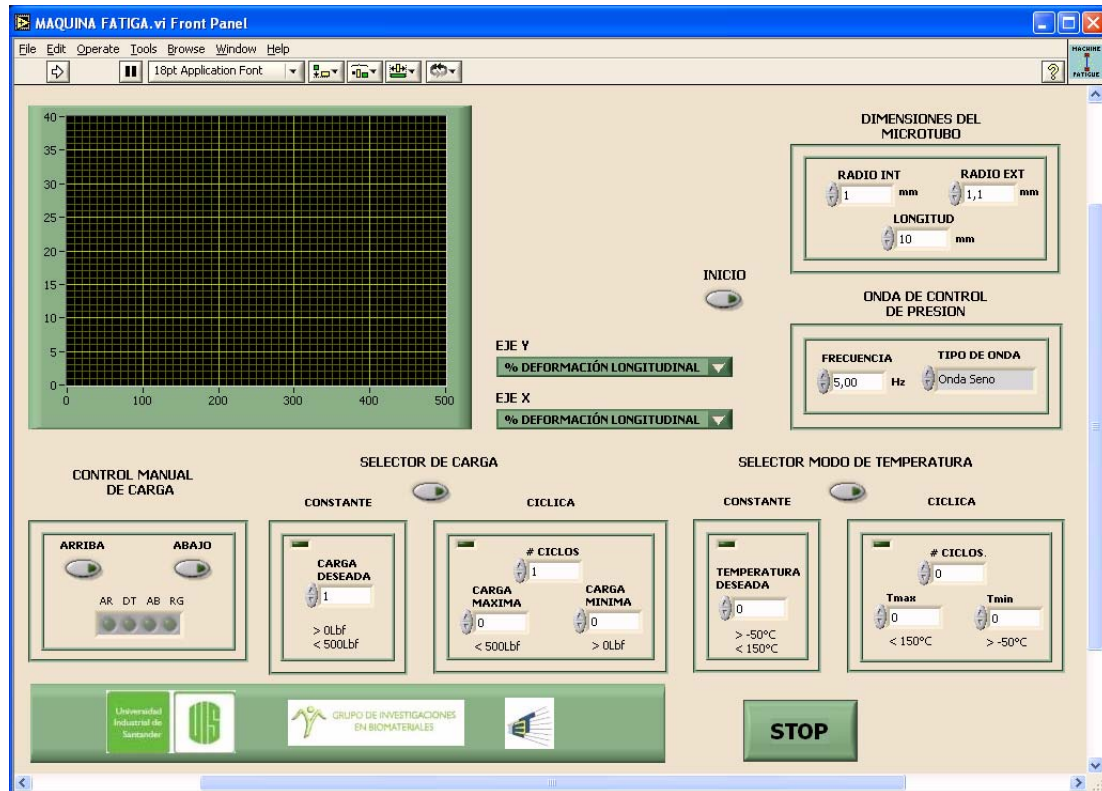
Figura 65. Software de calibración.



### 6.1.2. Software implementado (operativo)

El software operativo tiene unas ventanas para introducir los diferentes datos para una prueba de fatiga bajo unas pautas que el mismo software muestra.

Figura 66. Ventana principal del software operativo.



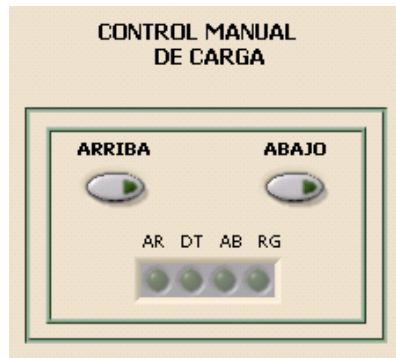
En la parte superior derecha de la figura 66, se observa la sección para el registro de las dimensiones del microtubo (ver figura 67). El software requiere los datos del microtubo o probeta a ensayar para tener la información de referencia en la medición de algunas variables.

**Figura 67. Dimensiones del microtubo.**



Existe un control manual (parte inferior izquierda de la figura 66) en el cual se puede controlar el desplazamiento de la maquina, esto con el fin principal de hacer los ajustes iniciales para el montaje de la probeta. (Ver figura 68)

**Figura 68. Control manual.**



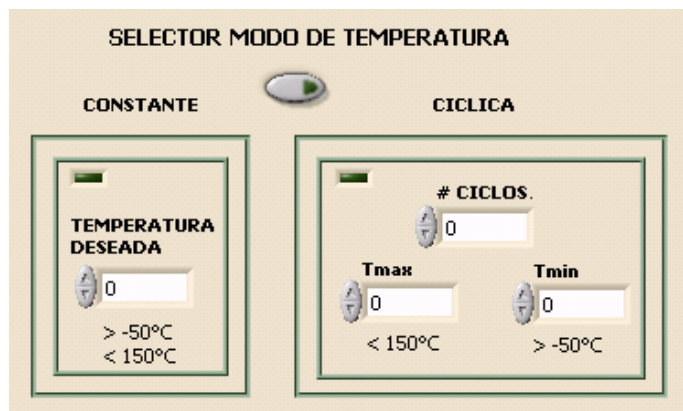
En la sección inferior media de la figura 66 se aprecia el selector de carga (ver figura 69), este permite seleccionar ensayos a carga constante o cíclica en un rango de 0 a 500 Libras, en caso de carga ensayos a carga cíclica el software requiere el numero de ciclos y no la frecuencia, esto debido a que la velocidad de deformación debe ser la misma.

Figura 69. Selector de carga.



En la sección inferior derecha se la figura 66 se observa el selector de modo de temperatura (ver figura 70), el cual permite controlar la temperatura de la probeta de manera constante o cíclica en un rango de 25 a 100 Celsius, sin embargo en esta sección de la ventana se aprecian rangos mayores, esto con el fin de que en un futuro se puedan controlar actuadotes que tengan la capacidad de refrigerar y calentar en estos rangos.

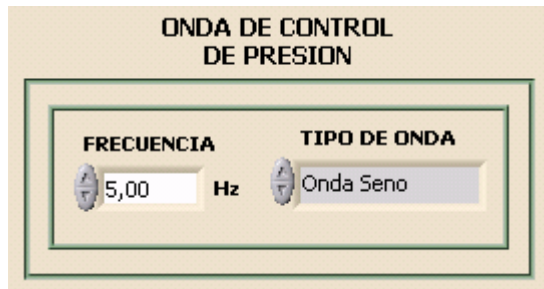
Figura 70. Selector modo de temperatura.



En la parte superior derecha de la figura 66, se ve el control de a onda de presión (ver figura 71), este queda abierto para adaptar un sistema en que se

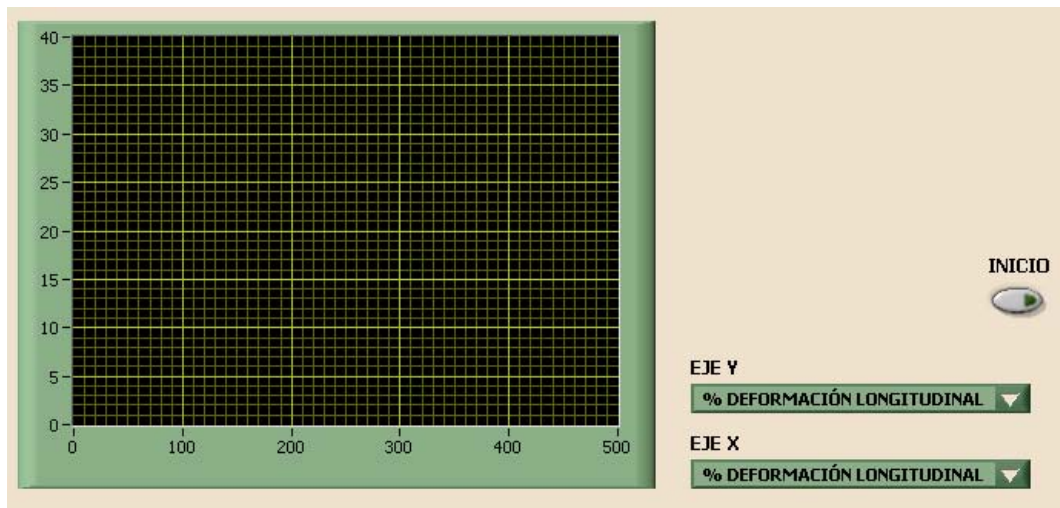
pueda controlar desde el software la frecuencia. En el caso de este proyecto esto no fue posible debido a que la válvula que se podía controlar desde el software superaba nuestro presupuesto, sin embargo este control que listo para el momento en el que se pueda ejecutar esta compra.

**Figura 71. Onda de control de presión.**



Finalmente en la sección superior derecha se aprecian las graficas que registran el comportamiento de la probeta durante el ensayo, esta sección permite obtener la información enviada constantemente por los sensores, permitiendo seleccionar tanto en el eje X como Y lo que se desea observar y analizar. Los datos sensados son almacenados y permiten ser exportados a Excel para un estudio de manera más puntual.

**Figura 72. Datos de registro de los ensayos.**



## 6.2. PRUEBAS EN LA MAQUINA

Una vez instalados los sensores en nuestra maquina se hacen unas pruebas para verificar el funcionamiento correcto de la misma en su ensamble final.

### 6.2.3. Prueba de tracción.

Se realizaron dos pruebas de tracción, la primera a carga constante y la segunda a carga cíclica. Inicialmente se hizo el montaje de la probeta en la maquina, se calibraron los sensores mediante el software de calibración, luego se ingresaron los valores dimensionales de la probeta.

En el selector de carga se ingresaron los datos para una prueba a carga constante, después se selecciono de la grafica las variables de los ejes horizontal y vertical, y seguidamente se acciono el botón inicio.

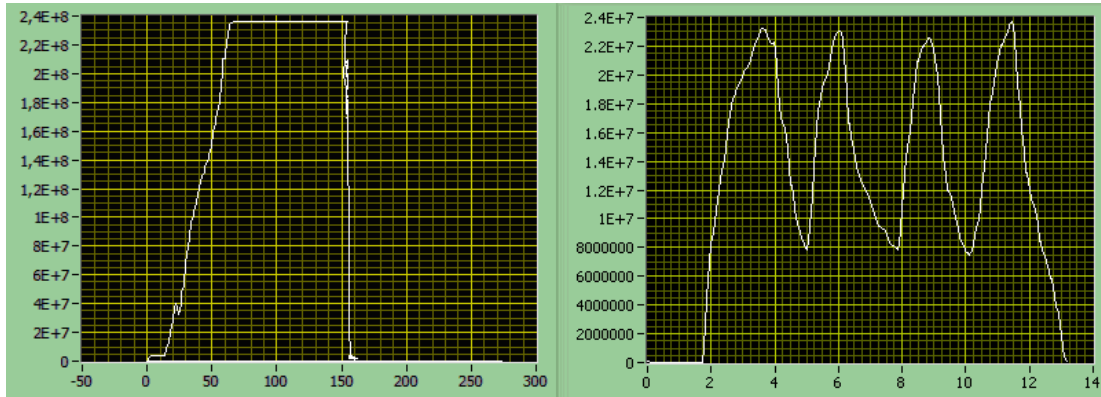
La maquina comenzó a tensionar la probeta a la velocidad de deformación (1.2mm/s) e instantáneamente el software empezó a mostrar el esfuerzo versus la deformación. Cuando la tensión se iguala al valor ingresado la velocidad de deformación disminuye y en la gráfica se observa una meseta para el valor del esfuerzo, finalmente cuando la velocidad de la deformación se hace cero, la maquina descarga el microtubo, tal como se aprecia en la figura.

La segunda prueba se realizo a carga cíclica, igualmente que en el procedimiento anterior se ingresan datos, en el selector de carga se ingresan los valores de cargas mínimo, máximo y el número de ciclos, se seleccionan las variables para los ejes y se da inicio.

La maquina empieza a tensionar la probeta hasta lograr la carga máxima una vez se registra este valor, empieza a disminuir la tensión hasta alcanzar el

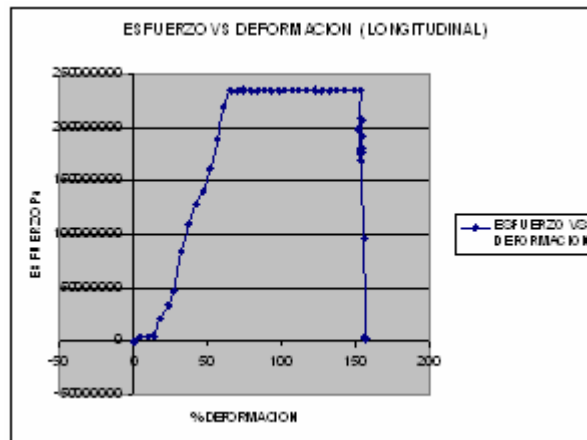
valor minimo siempre manteniendo la velocidad de 1.2 mm/s, tan pronto alcanza esta valor nuevamente la maquina empieza a tensionar la probeta repitiendo este ciclo cuatro veces, tal como se observa en la figura.

**Figura 73. Prueba tensión constante y cíclica.**



Para verificar la veracidad de las graficas exportamos los valores registrados en los sensores a Excel obteniendo la grafica mostrada a continuación.

**Figura 74. Valores registrados graficados en Excel.**



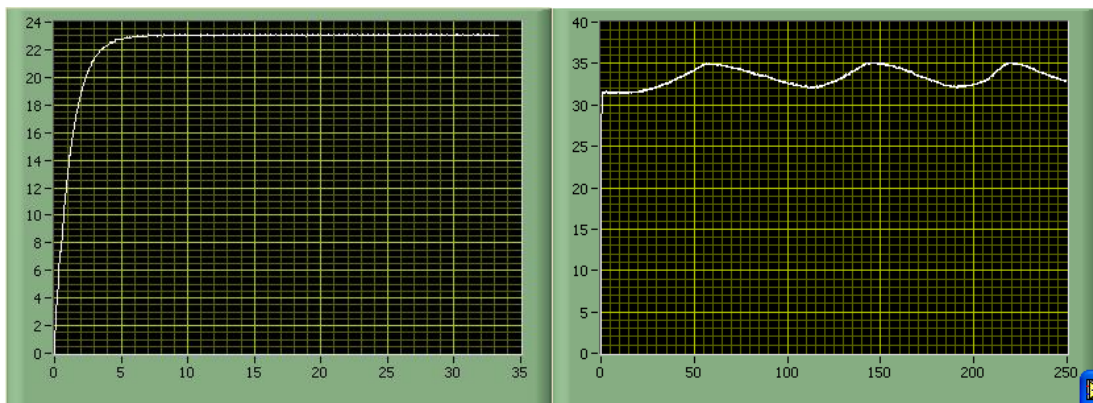
#### 6.2.4. Prueba de temperatura.

Se ingresan en el selector modo temperatura (ver figura 63) los datos para el ensayo a temperatura constante o cíclica.

En nuestro caso se realizo dos ensayos uno a temperatura constante y otra temperatura cíclica. En el primer caso una vez dado inicio a la prueba, la resistencia empezó a calentar hasta llegar al valor de temperatura ingresado, una vez alcanzada esta temperatura limite, en la resistencia inmediatamente se disminuye el voltaje hasta cero, cuando el fluido pierde calor y la temperatura desciende por debajo del valor limite en la resistencia se aumenta ligeramente el voltaje para agregar calor y compensar las perdidas.(ver figura 75 )

En el caso de la temperatura cíclica, la resistencia calienta hasta la temperatura superior, luego deja de emitir calor hasta que la temperatura desciende hasta el límite inferior y nuevamente se repite el ciclo tal como se aprecia en la parte derecha de la figura 75.

**Figura 75. Prueba de temperatura.**



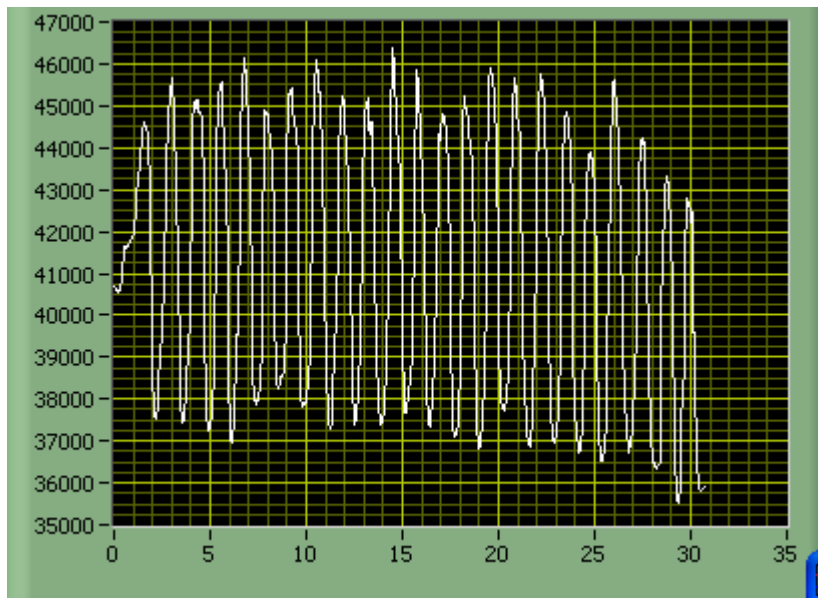
### 6.2.5. Prueba de presión alternativa.

En este caso a diferencia de los anteriores no se puede seleccionar a través del software la presión máxima y mínima y la frecuencia de pulsación.

Mediante la válvula reguladora de presión se ajusta la presión máxima y a través de los temporizadores se ajustan los tiempos sistólicos (presión) y diastólicos (despresurización) de la electroválvula 2/2 que determinan la presión alternativa.

Una vez ajustados estos valores se da inicio a la prueba y el sistema de adquisición mediante el sensor de presión registra los pulsos de presión, tal como se observa en la figura 76

**Figura 76. Prueba de presión alternativa.**



## 7. CONCLUSIONES

El resultado final de este proyecto es una maquina que permite al centro de investigaciones de biomateriles de la Universidad Industrial de Santander, adelantar estudios en probetas de nitinol (Aleación Niquel-Titanio) utilizados en implantes cardiovasculares, mediante pruebas en las que se simula la presión alternativa del corazón controlando los tiempos sistólicos y diastólicos, temperatura y tensión alternativa.

La versatilidad de la maquina permite hacer pruebas en cualquier tipo de probetas, ya que en el diseño se pensó en diversas aplicaciones y diferentes tamaños.

El desarrollo de este tipo de proyectos nos demuestra el gran potencial para fabricar equipos de alta relevancia para el campo investigativo, además nos afianza el gran vinculo y relación que existe en las diferentes disciplinas como la Ingeniería Mecánica, Electrónica, Metalúrgica y la ciencia Medica

Indiscutiblemente el diseño y construcción de esta maquina permitió poner en practica muchos de los conocimientos teóricos adquiridos en el transcurso de la carrera, debido a que el proyecto abarcaba áreas como el diseño de elementos mecánicos, térmicos y neumáticos.

## 8. RECOMENDACIONES

Este tipo de maquinas de alta precisión requieren de un ambiente adecuado libre de elementos particulados, ya que pueden alterar la vida de los sensores y el husillo de bolas recirculantes.

Los módulos de control están contruidos con dispositivos de alta sensibilidad, la manipulación y el uso de este equipo, así como de los accesorios y elementos asociados a este, debe hacerse estrictamente utilizando las indicaciones y procesos recomendados.

El diseño de esta maquina permite adaptación de sistemas de sujeción de alta tecnología que presentan una mayor versatilidad y comodidad.

Es importante una mayor vinculación de los estudiantes de Ingeniería Mecánica con otras áreas de la ciencia mediante el desarrollo de proyectos que consoliden la relación existente.

## **BIBLIOGRAFÍA**

**ASKENLAND, Donald.** Ciencia e ingeniería de los materiales. Internacional Tomsosn Editores.

**HIBBELER, Ruseell C.** Mecánica de Materiales. Ed Continental, S.A. 1994

**HOLMAN, J. P. Heat Transfer.** Singapore: Mc. Graw Hill. 1992. 736 p.

**INCROPERA, Frank P. y DeWitt, David P.** Fundamentos de Transferencia de Calor. México: Prentice Hall. 1999. 912 p.

**NORMAS TECNICAS ASTM E 466-78.** Constant Amplitude axial fatigue test of metallic materials.

**NORMAS TECNICAS ASTM 4-99** Standard Practices for Force Verification of Testing Machine.

**NORMAS TECNICAS ASTM E 8-04** Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials.

**NORMAS TECNICAS ASTM F 2362-03** Standard Specification for Temperatura Monitoring Equipment.

**NORMAS TECNICAS ASTM E 1942-98** Standard Guide for Evaluating Data Acquisition System Used in Cyclic Fatigue and Fracture Mechanics Testing.

**NORTON, Robert.** Diseño de maquinaria. McGraw-Hill. 2002.

**ROJAS, Hernán.** Diseño de Maquinas modulo I, II, III ,IV y V .Ediciones UIS  
1992.












**STEPHEN J. Chapman.** maquinas electricas. Mac Graw Hill. COLOMBIA  
2002. 3ª Edicion.

**TRANSACTIONS IN MEASUREMENT AND CONTROL. USA. 2005. VOL  
I, II, III. PDF. [www.omega.com](http://www.omega.com).**

## **ANEXOS**

## ANEXO A. Tuercas para husillos SKF

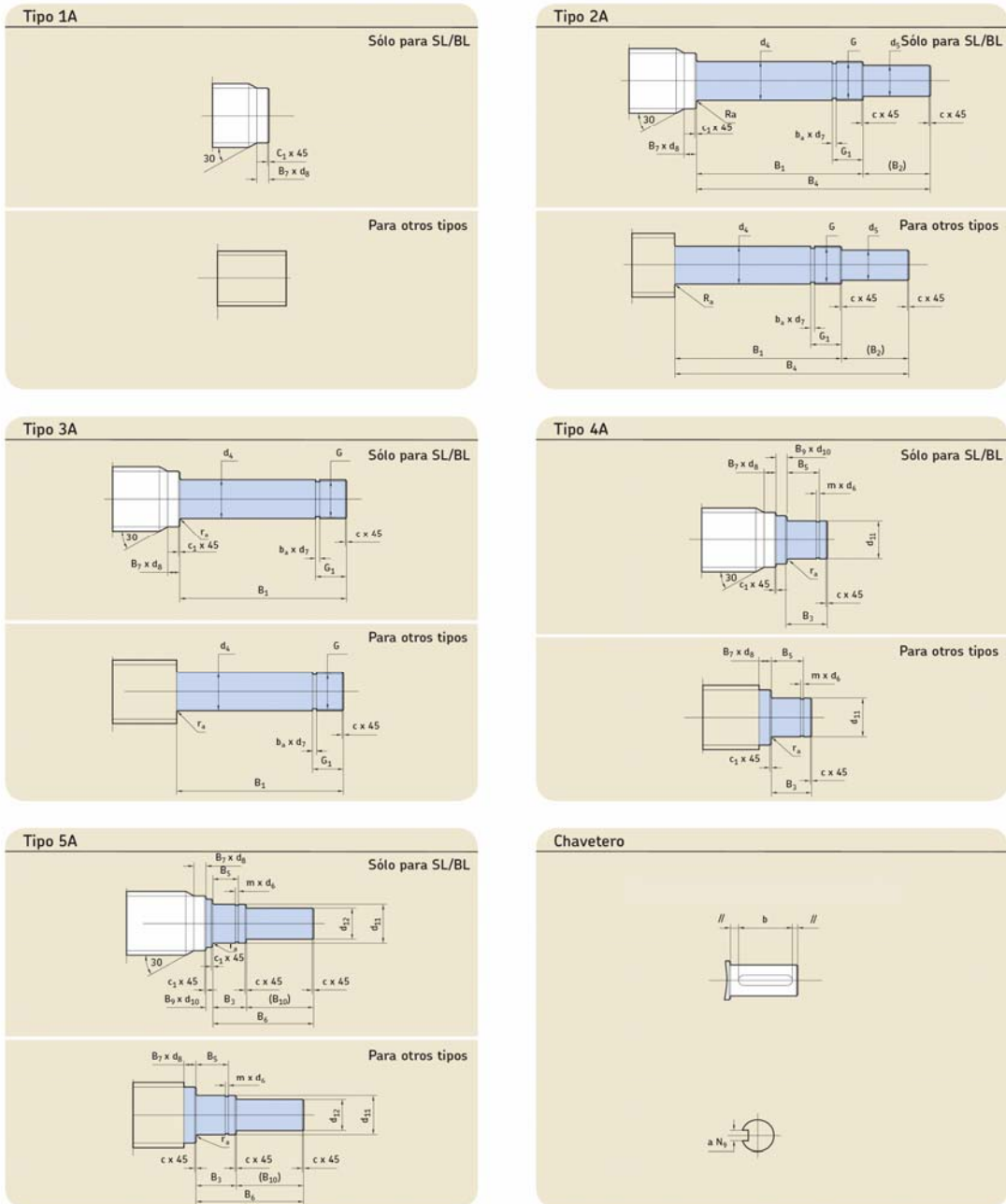
### Tuercas para husillos de bolas

Referencia husillo		Tipo de recirculación		Paso derecha		Juego axial		Reducción o eliminación de juego		Precarga para rigidez óptima		Accesorios de la tuerca		Accesorios del husillo		Página del catálogo	
				Diámetro													
SD/BD		Interno, mediante guías		8	2,5	SD	BD										14
				10	2 - 4	SD	BD										
				12	2 - 4 - 5	SD	BD										
				14	4	SD	BD										
				16	2 - 5	SD	BD							¡sí!			
SDS/BDS		Acero inoxidable, opcional															16
SH		Externo, mediante tubo		6	2	SH											18
				10	3	SH											
				12,7	12,7	SH											
SHS		Acero inoxidable, opcional															
SX/BX		Interno, mediante guías		20	5	SX	BX					¡sí!	¡sí!				20
				25	5 - 10	SX	BX					¡sí!	¡sí!				
				32	5 - 10	SX	BX					¡sí!	¡sí!				
				40	5 - 10	SX	BX					¡sí!	¡sí!				
				50	10	SX	BX					¡sí!	¡sí!				
				63	10	SX	BX					¡sí!	¡sí!				
SND/BND/PND		Interno, mediante guías		16	5	SND	BND	PND					¡sí!				24
				20	5	SND	BND	PND					¡sí!				
				25	5 - 10	SND	BND	PND					¡sí!				
				32	5 - 10	SND	BND	PND					¡sí!				
				40	5 - 10	SND	BND	PND					¡sí!				
				50	10	SND	BND	PND					¡sí!				
				63	10	SND	BND	PND					¡sí!				
		DIN estándar															
SN/BN/PN		Interno, mediante guías		16	5	SN	BN	PN					¡sí!				28
				20	5	SN	BN	PN					¡sí!				
				25	5 - 10	SN	BN	PN					¡sí!				
				32	5 - 10	SN	BN	PN					¡sí!				
				40	5 - 10	SN	BN	PN					¡sí!				
				50	10	SN	BN	PN					¡sí!				
				63	10	SN	BN	PN					¡sí!				
SL/BL - SLD/BLD		Por las paredes de la tuerca		25	20 - 25	SL	BL						¡sí!				32
				32	20 - 40	SL	BL						¡sí!				
				32	32	SL	BL						¡sí!				
				32	32	SLD	BLD						¡sí!				
				40	20 - 40	SL	BL						¡sí!				
				50	50	SL	BL						¡sí!				

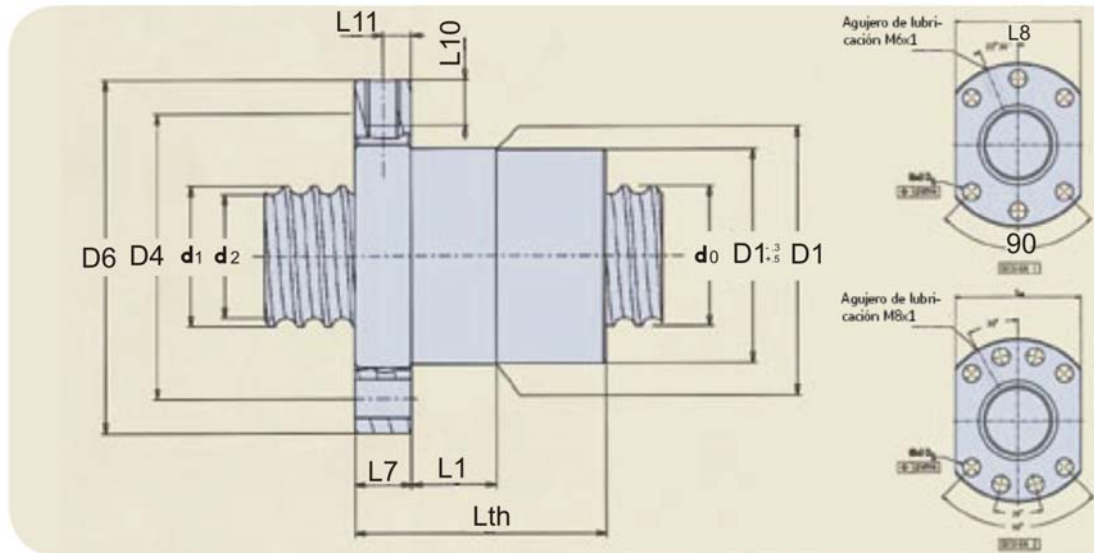
## ANEXO B. Extremos Mecanizados estándar para husillos SKF

### Extremos mecanizados estándar

Longitud roscada = longitud total - longitud del extremo (■) : longitud del extremo



## ANEXO C. Características del husillo SKF seleccionado

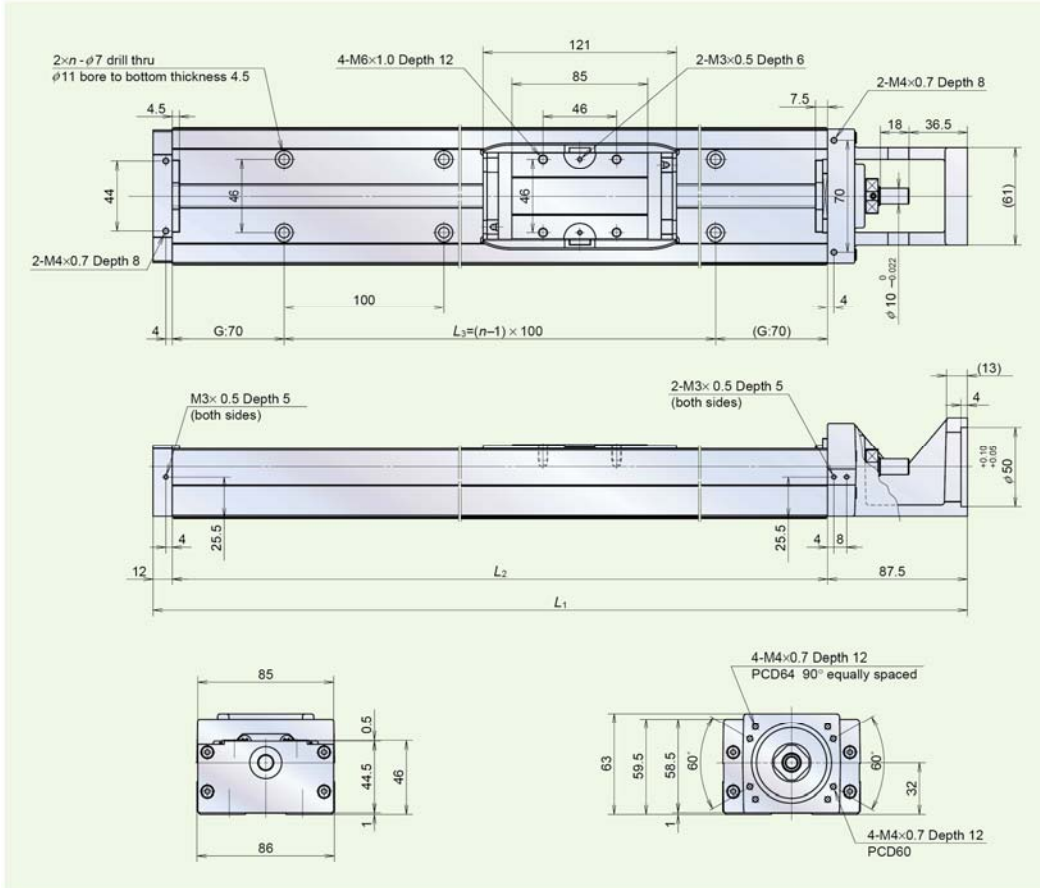


Referencia	Eje del husillo		Tuerca									
	$d_2$	$d_1$	$D_1$ g6	$D_4$	$D_5$ H13	$D_6$ h13	$L_n$	$L_1$	$L_7$	$L_8$ h13	$L_{10}$	$L_{11}$
—	mm											
PND 16 x 5 R	12,7	15,2	28	38	5,5	48	50	10	10	40	8	5
<b>PND 20 x 5R</b>	<b>16,7</b>	<b>19,4</b>	<b>36</b>	<b>47</b>	<b>6,6</b>	<b>58</b>	<b>50</b>	<b>10</b>	<b>10</b>	<b>44</b>	<b>8</b>	<b>5</b>
PND 25 x 5 R	21,7	24,6	40	51	6,6	62	62	10	10	48	8	5
PND 25 x 10 R	20,5	24,6	40	51	6,6	62	75	16	10	48	8	5
PND 32 x 5 R	28,7	31,6	50	65	9,0	80	74	10	12	62	8	6
PND 32 x 10 R	27,8	32,0	50	65	9,0	80	102	16	12	62	8	6

## ANEXO D. Características del husillo finalmente seleccionado

### Dimensions of Standard Specification for MCH09

MCH09 Single slider specification





















































MCL09 Single slider dimensions

Reference number	Nominal stroke (mm)	Stroke limit (mm) (without NSK K1)	Ball screw lead (mm)	Body length (mm)				Inertia ×10 <sup>-8</sup> (kg·m <sup>2</sup> )	Mass (kg)
				L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	n		
MCH09020H05K	200	207	5	439.5	340	200	3	12.4	6.5
MCH09020H10K		(221)	10					13.9	
MCH09030H05K	300	307	5	539.5	440	300	4	15.6	8.1
MCH09030H10K		(321)	10					17.1	
MCH09040H05K	400	407	5	639.5	540	400	5	18.8	9.7
MCH09040H10K		(421)	10					20.3	
MCH09050H10K	500	507	10	739.5	640	500	6	23.5	11
MCH09050H20K		(521)	20					29.6	
MCH09060H10K	600	607	10	839.5	740	600	7	26.7	13
MCH09060H20K		(621)	20					32.8	
MCH09080H10K	800	807	10	1039.5	940	800	9	33.2	16
MCH09080H20K		(821)	20					39.2	

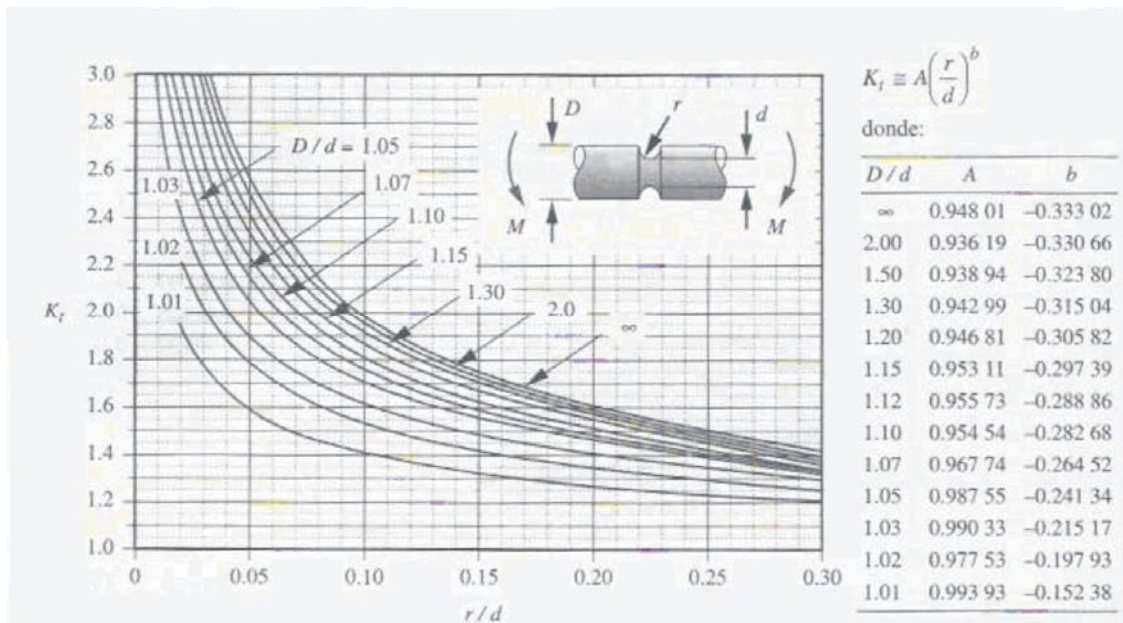


## ANEXO F. Comparación de los diferentes acoples

COUPLING						     Best Worst
<b>Selection Criteria</b>						
Misalignment						Better alignment provides longer life and lowers the reaction forces imposed on bearings. In all situations, misalignment should be minimized as much as possible.
Temperature Range						Rubber seals and elastomeric elements are generally the most heat limited coupling component. Also, most nonsynthetic lubricants should not be used much above 220°F.
Torque-Bore Capability						This relationship describes torque and bore capabilities relative to the physical size of the coupling. This consideration may be important if the coupling must operate in a limited space.
Speed Capability						As the diameter of a coupling increases, its speed capability decreases due to centrifugal forces exerted on materials. Further, couplings with all-machined parts can operate at higher speeds.
Torsionally Soft						Generally allows application wind-up to cushion shock loads and vibration. "Soft" coupling helps protect motor and reducer from shock loads in the driven equipment.
Installation Cost						Account of initial installation cost including equipment requirements, difficulty, alignment time and manpower.
Ease of Maintenance						Based on frequency and difficulty of routine parts or coupling replacement, lubrication or other scheduled maintenance.
Repair Cost						Based on cost and difficulty of replacement of a failing or failed coupling.

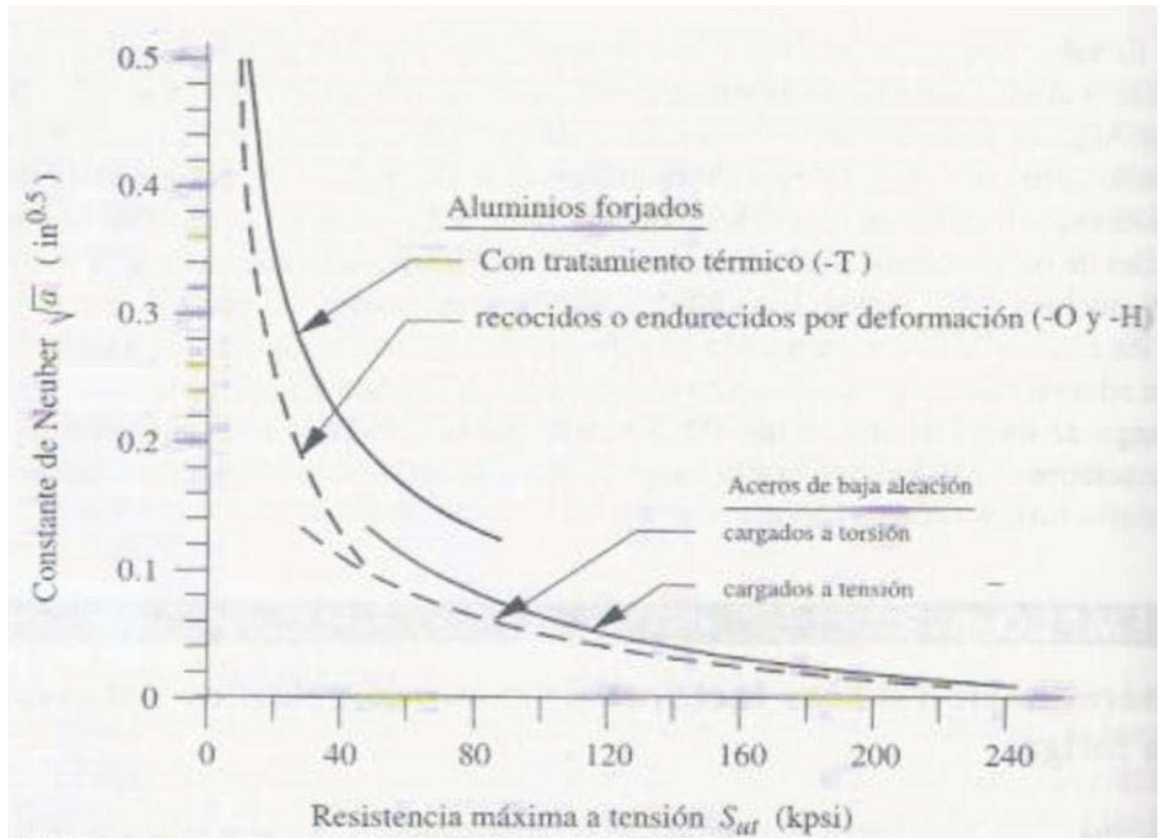
Fuente: Browning Mfg. Division, Emerson Electric Co.

**ANEXO G. Factor de concentración de esfuerzos geométrico para un eje  
sometido a flexión**



Fuente: Diseño de maquinas de Norton

## ANEXO H. Constantes de Neuber para aceros y aluminios.



Fuente: Diseño de maquinas de Norton

## ANEXO I. Propiedades térmicas del aire.

Temperatur °K	Densidad $\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	Calor específico $c_p$ kJ/Kg°C	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^5$ (Kg/m·seg)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /seg)	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^4$ (m <sup>2</sup> /seg)	Nº de Prandt Pr
100	3,6010	1,027	0,692	1,92	0,0092	0,0250	0,770
150	2,3675	1,010	1,028	4,34	0,0137	0,0575	0,753
200	1,7684	1,006	1,329	7,49	0,0181	0,1017	0,739
250	1,4128	1,005	1,488	10,53	0,0223	0,1316	0,722
300	1,1774	1,006	1,983	16,84	0,0262	0,2216	0,708
350	0,9980	1,009	2,075	20,76	0,0300	0,2983	0,697
400	0,8826	1,014	2,286	25,90	0,0336	0,3760	0,689
450	0,7833	1,021	2,484	31,71	0,0371	0,4222	0,683
500	0,7048	1,030	2,671	37,90	0,0404	0,5564	0,680
550	0,6423	1,039	2,848	44,34	0,0436	0,6532	0,680
600	0,5879	1,055	3,018	51,34	0,0466	0,7512	0,680
650	0,5430	1,063	3,177	58,51	0,0495	0,8578	0,682
700	0,5030	1,075	3,332	66,25	0,0523	0,9672	0,684
750	0,4709	1,086	3,481	73,91	0,0551	1,0774	0,686
800	0,4405	1,098	3,625	82,29	0,0578	1,1981	0,689
850	0,4149	1,109	3,765	90,75	0,0603	1,3097	0,692
900	0,3925	1,121	3,899	99,30	0,0628	1,4271	0,696
950	0,3716	1,132	4,023	108,20	0,0653	1,5510	0,699
1000	0,3524	1,142	4,152	117,80	0,0675	1,6779	0,702
1100	0,3204	1,160	4,440	138,60	0,0732	1,9690	0,704
1200	0,2947	1,179	4,690	159,10	0,0782	2,2510	0,707
1300	0,2707	1,197	4,930	182,10	0,0837	2,5830	0,705
1400	0,2515	1,214	5,170	205,50	0,0891	2,9200	0,705
1500	0,2355	1,230	5,400	229,10	0,0946	3,2620	0,705
1600	0,2211	1,248	5,630	254,50	0,1000	3,6090	0,705
1700	0,2082	1,267	5,850	280,50	0,1050	3,9770	0,705
1800	0,1970	1,287	6,070	308,10	0,1110	4,3790	0,704
1900	0,1858	1,309	6,290	338,50	0,1170	4,8110	0,704
2000	0,1762	1,338	6,500	369,00	0,1240	5,2600	0,702
2100	0,1682	1,372	6,720	399,60	0,1310	5,7150	0,700
2200	0,1602	1,419	6,930	432,60	0,1390	6,1200	0,707
2300	0,1538	1,482	7,140	464,00	0,1490	6,5400	0,710
2400	0,1458	1,574	7,350	504,00	0,1610	7,0200	0,718
2500	0,1394	1,688	7,570	543,50	0,1750	7,4410	0,730

Fuente: Transferencia de calor, PEDRO FERNANDEZ DIEZ

## ANEXO J. Propiedades térmicas polimetacrilato de metilo

### ***Propiedades Térmicas***

Calor Específico ( J K <sup>-1</sup> kg <sup>-1</sup> )	1400 - 1500
Coefficiente de Expansión Térmica ( x10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup> )	70-77
Conductividad Térmica a 23C - 100C ( W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	0,17-0,19
Temperatura Máxima de Utilización ( C )	50 a 100
Temperatura Mínima de Utilización ( C )	-40
Temperatura de Deflección en Caliente - 0.45MPa ( C )	105
Temperatura de Deflección en Caliente - 1.8MPa ( C )	95

Fuente: [www.goodfellow.com](http://www.goodfellow.com)

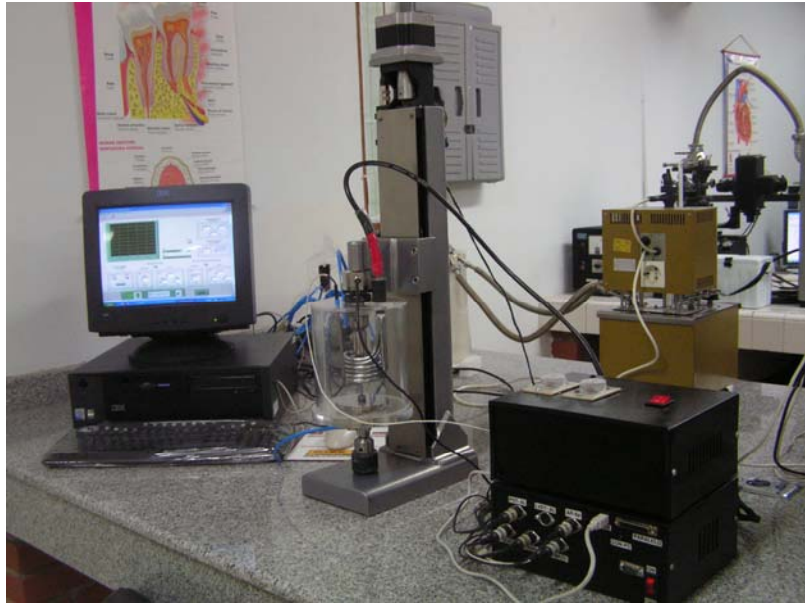
### ANEXO K. Propiedades térmicas del agua.

Temperatur °C	Densidad $\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	Calor específico $c_p$ J/Kg°C	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /seg)	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^6$ N.seg/m <sup>2</sup>
0	999,9	4226	0,558	0,131	1794
20	998,2	4182	0,597	0,143	1004
40	992,3	4178	0,633	0,151	653,0
60	983,2	4181	0,658	0,155	470,0
80	971,8	4194	0,673	0,165	353,7
100	958,4	4211	0,682	0,169	281,0
120	943,1	4245	0,685	0,171	233,0
140	926,1	4279	0,687	0,172	198,2
160	907,6	4338	0,682	0,173	171,5
180	887,0	4413	0,678	0,172	153,5
200	864,8	4501	0,665	0,170	129,0
220	840,5	4606	0,656	0,168	126,0
240	812,2	4752	0,639	0,164	116,0
260	784,0	4944	0,614	0,157	107,5
280	750,8	5204	0,583	0,150	101,4
300	712,5	6594	0,543	0,132	94,1

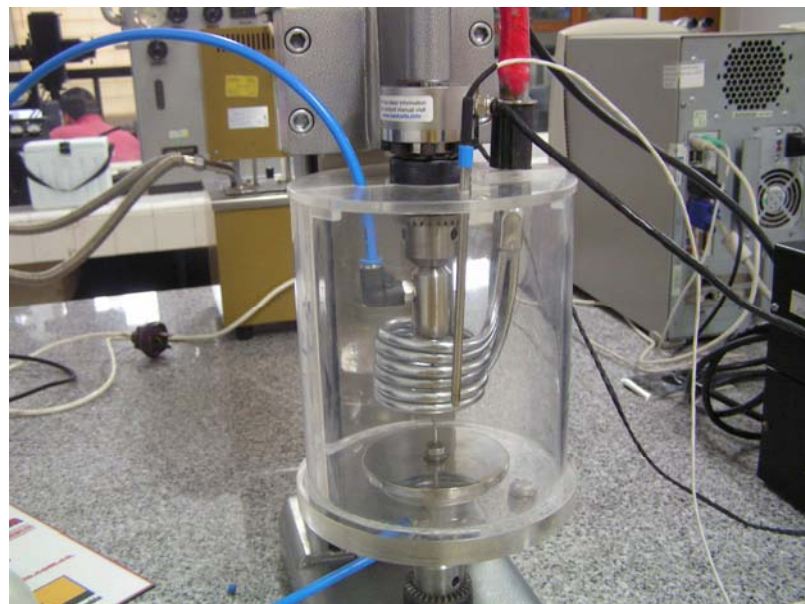
Fuente: Transferencia de calor, PEDRO FERNANDEZ DIEZ

## ANEXO L. Fotografías.

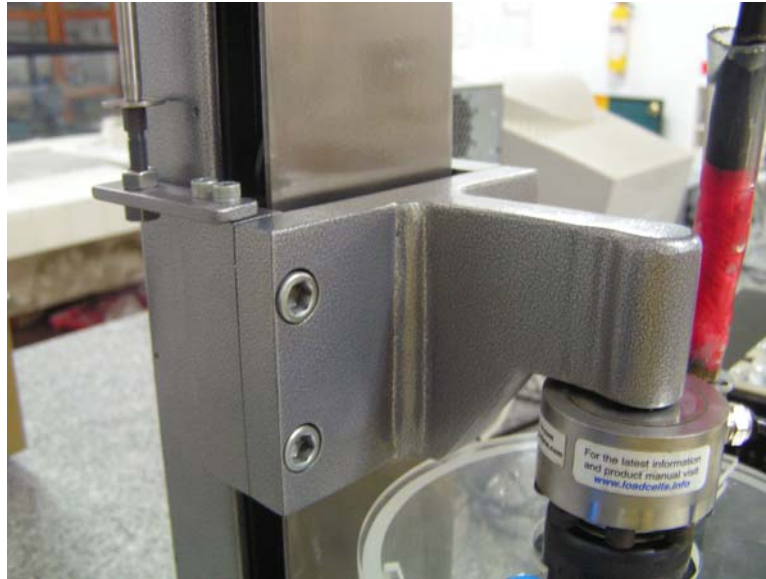
**Fotografía 1. Conjunto maquina, controles y sistema de adquisicion.**



**Fotografía 2. Sistema térmico.**



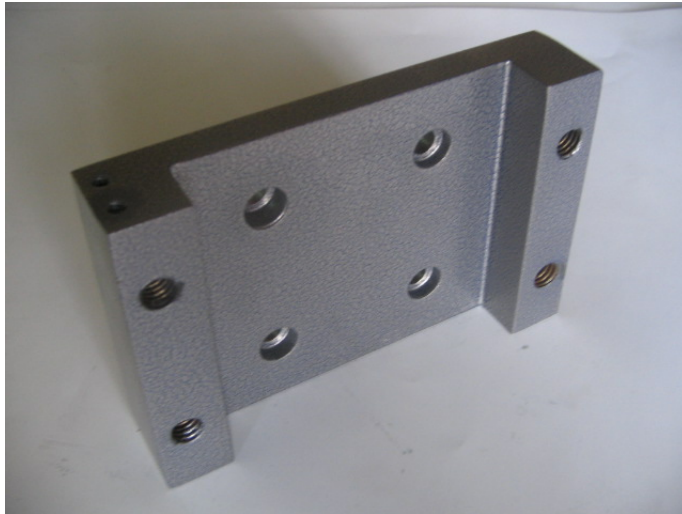
**Fotografía 3. Cabezal de tracción.**



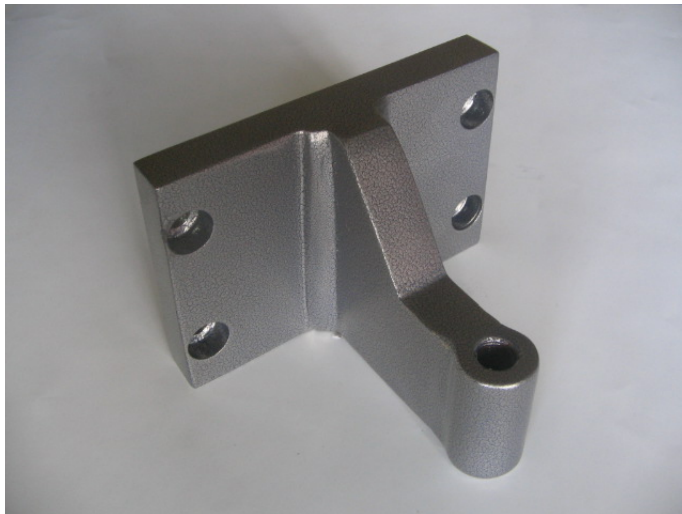
**Fotografía 4. Estructura soporte.**



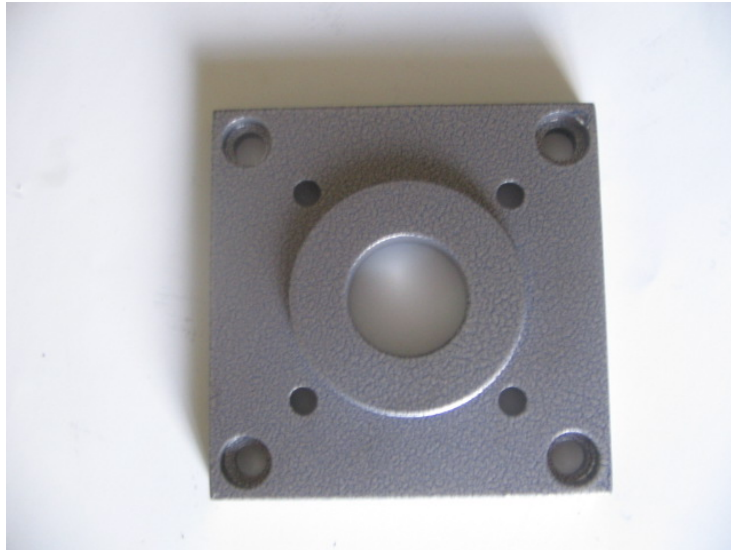
**Fotografía 5. Plato espaciador.**



**Fotografía 6. Cabezal de tracción.**



**Fotografía 7. Adaptador motor-husillo.**



**Fotografía 8. Soporte de la tapa vertical.**



**Fotografía 9. Pestaña de ajuste del sensor.**



**Fotografía 10. Tapa protectora.**



**Fotografía 11. Cámara superior**



**Fotografía 12. Cámara inferior.**



**Fotografía 13. Conjunto tubos sujetadores-probeta.**



**Fotografía 14. Conjunto cámaras de entrada y salida junto con la probeta.**



**Fotografía 15. Tanque de acrílico.**



## ANEXO M. Lista de planos.

- 01-00-00-00 Partes de la maquina.
  
- 01-01-00-00 Estructura soporte
- 01-02-00-00 Tapa de protección inferior
- 01-03-00-00 Tapa de protección vertical
- 01-04-00-00 Soporte de la tapa vertical
- 01-05-00-00 Adaptador motor-husillo
- 01-06-00-00 Sujetador del sensor
- 01-07-00-00 Pestaña de ajuste del sensor
- 01-08-00-00 Plato espaciador
- 01-09-00-00 Cabezal de tracción
- 01-10-00-00 Cámara superior
- 01-11-00-00 Tubo sujetador
- 01-12-00-00 Cámara inferior
- 01-13-00-00 Tanque