Facultad de
ODONTOLOGÍA
Hospital Odontológico Universitario

UNIVERSIDAD
NACIONAL
DE LA PLATA

Diseño y fabricación de una máquina portable para medir fatiga en implantes dentales

**TESIS
2021**

Od. Diego A. Merlo

DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA MÁQUINA PORTABLE PARA MEDIR FATIGA EN IMPLANTES DENTALES

Tesis doctoral

Od. Diego A. Merlo

Facultad de Odontología

Universidad Nacional de La Plata

Director: Sergio Daniel Lazo

*“La vida no es fácil para ninguno de nosotros.
Debemos tener perseverancia y, sobre todo, confianza en nosotros mismos.
Debemos creer que estamos dotados para algo y que esto debe ser alcanzado”.*

Marie Curie

AGRADECIMIENTOS

Quisiera compartir este momento de agradecimiento a las personas que de alguna manera fueron parte de este trabajo, y a la vez es muy difícil determinar a quién nombrar primero, ya que en mi opinión no existen primeros puestos para la entrega incondicional. Lo que siento es que al tener un poco más de años de vida y al ser esto una experiencia movilizadora, me llamo gratamente la atención la cantidad de personas que me han ayudado de forma incondicional y con un profesionalismo abrumador, por ello estoy infinitamente agradecido a todos los que se sintieron parte de esta vorágine como es una tesis doctoral.

En primer lugar, quisiera darle las gracias a mi director y amigo **Sergio Lazo** quien fue desde mis inicios un ejemplo de humildad en el conocimiento, apoyando siempre las ideas locas de los que investigan. A **Gabriel Lazo** y **Mercedes Medina** quienes permiten que todo esto sea posible, apoyando de siempre la educación continua, dirigiendo nuestra hermosa Facultad de Odontología con la mayor dedicación, entereza y siempre ayudando a los demás. A **Teresa Buttler**, nuestra “teresita” por ser tan pero tan amable, aunque la llames mil y una veces preguntándole cosas, por ser tan buena persona, ¡gracias tere!

También necesito darles las gracias a los eslabones de este proyecto, sin ellos no hubiese podido realizar de ninguna manera esta tesis doctoral. A los estudiantes de ingeniería, **Luciano Nicolás Verona** y **Juan Agustín Meschini**, hoy ya distinguidos Ingenieros, porque me enseñaron que no siempre lo que se ve fácil, lo es, existe mucho conocimiento para realizar una tarea que parece sencillas, gracias.

A **Ignacio Matías Fernández Zapiola** otro futuro ingeniero, quien puso sus manos mágicas a los planos. A **Pablo Mini** una persona súper interesante, con un gran conocimiento de los materiales quien le puso un trabajo artesanal a una de las partes más complejas de esta tesis, por ser tan sencillo y con tanta voluntad de trabajo, gracias por prestarme algo de todo lo que sabes, te voy a recordar por siempre, gracias.

Quisiera poner énfasis en este grupo maravilloso que nombramos “grupo fatiga” una calidad humana de docentes e ingenieros de primer nivel, pertenecientes a la Escuela Técnica nº1 de Bosques, **Gabriel Pereyra**, **Adrián Vega**, **Oscar Gutiérrez**, **Julián Pérez Knulst** y por ultimo a estos dos tremendos seres humanos **Cristian López Pandiello** y **Guillermo Pérez Knulst** quienes se pusieron al hombro con todos los detalles

para el funcionamiento electrónico que hace que la maquina ¡viva!, disfrute cada charla, cada momento que pase con ustedes, serán mis amigos por siempre, mil gracias no alcanzan.

A mis tutores de pasantía, **Alfredo Gonzales** y **Juan Lacoste**, ingenieros y docentes de raza, que les hacía doler la cabeza cada vez que me presentaba, me decían que hablaba mucho, gracias por estar, por la paciencia, por la entrega, por ser parte de mi historia, porque me dejaron entender lo importante de la ingeniería para el desarrollo de cualquier proyecto, son unos grandes, gracias.

A **mis amigos**, los que en algún momento siempre necesite sus consejos, a mi amigo personal como decimos por acá, **Federico Belloni**, mi hermano de trabajo, hermano de la vida, porque siempre me apoyaste, en todo el camino que llevamos de años, siempre creíste en mí, por eso sos mi gran amigo, gracias.

Ya terminando quiero agradecer a mi hermano **Fernando Merlo** y lo dejo para el final porque no me alcanzaría otro proyecto para agradecer todo lo que hizo por mí, todo lo que es para mí, mi hermano mayor, que siempre me cuida, con un conocimiento de informática y cultura general como pocos he conocido, pero por sobre todo porque es una persona íntegra, como nuestro papa, **Ruben Merlo**, que seguro me está mirando, que nos dejó su sangre para ser unidos, gracias fer, no dejes de ser la persona que sos, mil gracias.

Por ultimo agradecer a toda mi familia, pero sobre todo a mi mujer **Maria Florencia Mazzuca**, porque es la persona que me prende todos los días, que apoya incondicionalmente todo lo que sea positivo, que me ayudo, me entusiasmo, me apoyo en todo este largo camino que es una tesis doctoral, porque es una persona que da alegría por donde pasa, te amo, gracias por estar a mi lado en todo momento, gracias.

Esta tesis ha sido un trabajo que me apasiono desde el primer día, encontrar algo que te gusta es lo que cambia trabajo por satisfacción. Quiero agradecer a mi facultad de Odontología de La Plata, que me dejo estudiar, que me dejo ser docente por todos estos años que siguen cursando. Este proyecto que se hizo físico quedara por siempre, te devuelvo solo un granito de lo que me diste y ojalá quien lea este trabajo lo atrape tanto como a mí. Gracias a todos.

RESUMEN

En este trabajo de tesis doctoral se buscó como objetivo el desarrollo y fabricación de una máquina portátil para realizar ensayos dinámicos sobre implantes dentales, para ello fue necesario analizar los diseños posibles para cumplir con la función requerida, se seleccionó los elementos adecuados para la fabricación, se ensayó los componentes para el funcionamiento de las pruebas de flexión/fatiga, se realizaron pruebas al equipo mediante fuerzas sobre probetas, se calibraron correctamente las medidas y valores arrojados por la máquina y finalmente se realizaron ensayos de fatiga y flexión en implantes dentales. Este trabajo es de tipo experimental, explicativo y transversal. Para el diseño de la máquina se tomó como parámetro la norma Internacional ISO 14801, a la vez presenta un carácter multidisciplinario, ya que para la fabricación del mismo se contó con la colaboración de personal docente de la facultad de Ingeniería Mecánica de la UNLP y personal docente de la Escuela Politécnica N° 1 de Bosques. Se utilizaron datos de tipo cuantitativos que se procesaron estadísticamente mediante análisis de Variancia. El desarrollo de la máquina, se apoyó en la descripción de cuatro componentes fundamentales. La primera de ellas es el actuador, o sea el elemento que va a producir la acción mecánica de movimiento y que de alguna manera influye en el diseño de la estructura final según el tipo de actuador elegido. En segundo lugar, está el sistema de soporte, la estructura que sostiene todos los componentes y que, en base a los estudios previos se proyectó cuál es la mejor elección en cuanto al material, costos y rendimiento. En tercer lugar, está el método elegido como sistema de control y recopilación de información, formado por la electroválvula y el lector de datos, quien ejecuta y recolecta los datos obtenidos. Y en último lugar, el método de sujeción, la mordaza, la forma mediante el cual se va a sostener el elemento de estudio. Se analizaron 10 muestras para las fuerzas estáticas y 27 muestras para las fuerzas dinámicas para verificar la fuerza de compresión en Nw (newton) y cantidad de ciclos alcanzados antes de la fatiga del material. A partir de los resultados y discusión realizada se consultaron diferentes autores americanos, europeos, nacionales, etc. Y se infieren las siguientes conclusiones:

- Se pudo obtener un diseño de largas cargas cíclicas que podrá ser aplicable para la medición de la fatiga y flexión a ruptura de materiales alternativos.
- Los resultados obtenidos en múltiples ensayos de fatiga se acercan mucho a los preestablecidos por la norma 14801, la cual se utilizó como referencia para la fabricación.
- Por todo lo explicado en esta tesis doctoral, se puede inferir que la máquina diseñada en este trabajo, permitirá realizar la medición de fracturas por flexión y mediciones de fatiga en los diferentes materiales utilizados para la confección de implantes dentales.

Palabras clave: Flexión-Rotura-Maquina

ABSTRACT

In this thesis, the objective was to develop and manufacture a portable machine to perform dynamic tests on dental implants, for this it was necessary to analyze the possible designs to fulfill the required function, the appropriate elements were selected for the manufacture, the components were tested for the performance of the flexion/fatigue tests, the equipment was tested using forces on test pieces, the measurements and values returned by the machine were correctly calibrated and finally fatigue and flexure tests were performed on dental implants. This work is experimental, explanatory and transversal. For the design of the machine, the International standard ISO 14801 was taken as a parameter, at the same time it presents a multidisciplinary nature, since for the manufacture of the same it counted with the collaboration of teaching personnel of the Faculty of Mechanical Engineering of the UNLP and personnel teacher at the Escuela Politécnica N° 1 de Bosques. Quantitative data were used that were statistically processed by variance analysis. The development of the machine was based on the description of four fundamental components. The first of which is the actuator, that is, the element that will produce the mechanical action of movement and that in some way influences the design of the final structure, according to the type of actuator chosen. Secondly, there is the support system, the structure that supports all the components and that, based on previous studies, it was projected which is the best choice in terms of material, costs and performance. Third, there is the method chosen as the control and information collection system, consisting of the solenoid valve and the data reader, who executes and collects the data obtained. And lastly, the clamping method, the clamp, the way in which the study item will be held. 10 samples were analyzed for static forces and 27 samples for dynamic forces to verify the compression force in Nw (newton) and number of cycles achieved before material fatigue. From the results and discussion carried out, different American, European, national authors, etc., were consulted. And the following conclusions are inferred:

- It was possible to obtain a design with long cyclical loads that may be applicable for the measurement of fatigue and bending at break of alternative materials.
- The results obtained in multiple fatigue tests are very close to those pre-established by the 14801 standard, which was used as a reference for manufacturing.
- For everything explained in this doctoral thesis, it can be inferred that the machine designed in this work will allow the measurement of bending fractures and fatigue measurements in the different materials used for the manufacture of dental implants.

Keywords: Bending-Break-Machine

ÍNDICE DE CONTENIDOS

AGRADECIMIENTOS	3
RESUMEN.....	5
ABSTRACT.....	6
ÍNDICE DE CONTENIDOS	7
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	12
ÍNDICE DE TABLAS	17
1 INTRODUCCIÓN.....	18
1.1 CONCEPTO GENERAL DE FATIGA	18
1.2 ROTURA POR FATIGA EN DISTINTOS MATERIALES	19
1.2.1 <i>Teorías sobre la fatiga</i>	20
1.2.2 <i>Tensiones cíclicas</i>	21
1.2.3 <i>Curva S-N</i>	22
1.2.4 <i>Inicio y propagación de la grieta</i>	24
1.2.5 <i>Factores que intervienen</i>	25
1.2.6 <i>Influencia del medio</i>	26
1.3 ANTECEDENTES HISTÓRICOS	28
1.3.1 <i>Fatiga en entallas</i>	30
1.3.2 <i>Relación de la fatiga en los implantes dentales</i>	32
2 ESTADO ACTUAL DEL TEMA.....	34
2.1 MÁQUINAS DE ENSAYOS.....	36
2.1.1 <i>Conceptos Generales</i>	36
2.1.2 <i>La fatiga en los implantes dentales</i>	43
2.1.3 <i>Máquina de ensayos de fatiga para implantes dentales</i>	49
2.2 PLANTEO DEL PROBLEMA.....	50
3 OBJETIVOS.....	56
3.1 OBJETIVO GENERAL.....	56
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	56
4 MATERIALES Y MÉTODOS	57
4.1 ESPECIFICACIONES DE DISEÑO	58
4.2 REVISIÓN DE LAS TECNOLOGÍAS A UTILIZAR.....	59
4.2.1 <i>Sistema de accionamiento</i>	59
4.2.2 <i>Sistema de control</i>	66
4.2.3 <i>Sistema estructural</i>	70

4.3	SELECCIÓN DE COMPONENTES.....	73
4.3.1	<i>Selección del actuador</i>	73
4.3.2	<i>Selección de la estructura</i>	77
4.3.3	<i>Selección del tipo de control</i>	78
4.4	ANÁLISIS DE FUNCIONES.....	79
4.4.1	<i>Sobre la norma ISO 14801</i>	81
4.5	SELECCIÓN Y ELECCIÓN DE MATERIALES	82
4.6	FABRICACIÓN DEL SISTEMA ESTRUCTURAL.....	86
4.6.1	<i>Ensayo de tracción</i>	90
4.6.2	<i>Ensayo de tracción de la estructura metálica</i>	92
4.6.3	<i>Cálculo de soldadura</i>	95
4.6.4	<i>Verificación por análisis de elementos finitos</i>	98
4.7	DESARROLLO DEL SISTEMA DE ACTUACIÓN	99
4.7.1	<i>Actuador neumático</i>	99
4.7.2	<i>Compresores</i>	114
4.7.3	<i>Seguridad y mantenimiento</i>	114
4.8	ESTUDIO Y DESARROLLO DEL SISTEMA DE CONTROL.....	117
4.8.1	<i>Generación de onda</i>	117
4.8.2	<i>Adquisición de datos</i>	118
4.8.3	<i>Frecuencia de carga y forma de onda</i>	121
4.8.4	<i>Procedimiento</i>	121
4.8.5	<i>Sistema de Control</i>	123
4.8.6	<i>Controlador</i>	125
4.8.7	<i>Interfaz de programación</i>	126
4.8.8	<i>Drivers para la válvula</i>	128
4.8.9	<i>Celda de Carga</i>	129
4.8.10	<i>Ejemplo de Código</i>	130
4.8.11	<i>Estado Actual del Desarrollo</i>	132
4.9	ESTUDIO Y DESARROLLO DE LA MORDAZA DE SUJECCIÓN.....	136
4.9.1	<i>Estudio de las partes de una mordaza</i>	136
4.9.2	<i>Elección de la mordaza para el método de ensayo</i>	141
4.9.3	<i>Requisitos de diseño</i>	143
4.9.4	<i>Sistema de amarre</i>	143
4.10	DISEÑO Y FABRICACIÓN DE LA MORDAZA BASCULANTE PARA IMPLANTES DENTALES	147
4.10.1	<i>Características de los metales elegidos para la mordaza</i>	152
4.10.2	<i>Frezado de las partes</i>	154
4.10.3	<i>Graduación numérica de la mordaza</i>	162
4.10.4	<i>Tratamiento superficial de la mordaza</i>	164
4.11	DISEÑO Y FABRICACIÓN DEL COMPONENTE ELECTRÓNICO	168
4.11.1	<i>Controlador Electrónico: Placa Arduino UNO</i>	172

4.11.2	<i>Circuito de la Placa de Potencia</i>	173
4.12	PRIMER ENSAMBLAJE	174
4.13	MATRIZ DE SOPORTE.....	178
4.14	COBERTORES Y TRATAMIENTO SUPERFICIAL.....	184
4.14.1	<i>Cobertores</i>	184
4.14.2	<i>Recubrimiento poliuretánico</i>	188
4.15	ENSAMBLAJE FINAL.....	194
4.15.1	<i>Circuito electrónico</i>	194
4.16	CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO	197
4.16.1	<i>Transitorio de arranque sin posicionamiento inicial</i>	198
4.16.2	<i>Estado Permanente</i>	199
4.16.3	<i>Frecuencia de Trabajo</i>	199
4.16.4	<i>Amplitud o Valor Máximo de la Fuerza</i>	200
4.16.5	<i>Ciclo de Funcionamiento</i>	200
4.16.6	<i>Interfaz con el operador</i>	202
4.16.7	<i>Código fuente del controlador</i>	202
4.17	ENTORNO DE PRUEBAS	205
4.17.1	<i>Pantalla de ensayo de fatiga</i>	209
4.17.2	<i>Muestreo de ensayo de fatiga</i>	210
4.17.3	<i>Pantalla de ensayo de rotura</i>	211
4.17.4	<i>Muestreo de ensayo de rotura</i>	212
4.18	FINALIZACIÓN DE ARMADO	216
5	RESULTADOS	218
5.1	ANÁLISIS CUANTITATIVO.....	218
5.1.1	<i>Tabla de resultados de ensayos de tracción sobre probetas de chapa</i>	218
5.1.2	<i>Método matemático simplificado y dinámico mediante elementos finitos, mallado o discretizado</i>	220
5.2	ANÁLISIS DE RESULTADOS EN PROBETAS DE ENSAYO	225
5.2.1	<i>Resultados de fuerza de rotura</i>	225
5.2.2	<i>Resultados de la prueba de Fatiga</i>	228
5.2.3	<i>Resultados de Varianza</i>	232
5.3	ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO.....	233
5.3.1	<i>Comportamiento de los componentes mecánicos</i>	233
5.3.2	<i>Comportamiento de los componentes electrónicos</i>	233
6	DISCUSIÓN	236
6.1	ANÁLISIS DE FLEXIÓN Y RUPTURA PARA LA VERIFICACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO.....	236
6.1.1	<i>Fallas y mejoras de la máquina de fatiga</i>	236
6.1.2	<i>Aplicación de las fuerzas estáticas compresivas</i>	240

6.1.3	<i>Beneficios de los sistemas informáticos utilizados</i>	241
7	CONCLUSIONES	242
8	BIBLIOGRAFÍA	243
9	ANEXOS	255
9.1	DIAGRAMA TOPOLÓGICO	255
9.2	PLANOS	256
9.2.1	<i>Maquina</i>	256
9.2.2	<i>Esquema en explosión</i>	257
9.2.3	<i>Estructura</i>	258
9.2.4	<i>Base de estructura</i>	259
9.2.5	<i>Chapa doblada del perfil de la estructura</i>	260
9.2.6	<i>Alma de la estructura</i>	261
9.2.7	<i>Mordaza Basculante</i>	262
9.2.8	<i>Base corredera</i>	263
9.2.9	<i>Base corredera sin marcas</i>	264
9.2.10	<i>Mordaza y corredera</i>	265
9.2.11	<i>Subconjunto 1: Cilindro y mordaza Fija</i>	266
9.2.12	<i>Subconjunto 2: Corredera y cilindro</i>	267
9.2.13	<i>Subconjunto 3: Mordaza fija y móvil</i>	268
9.2.14	<i>Mordaza fija</i>	269
9.2.15	<i>Mordaza móvil</i>	270
9.2.16	<i>Corredera</i>	271
9.2.17	<i>Accesorio fijación corredera</i>	272
9.2.18	<i>Cilindro para O 'ring</i>	273
9.2.19	<i>Tapa trasera</i>	274
9.2.20	<i>Tapa superior</i>	275
9.2.21	<i>Electrónica</i>	276
9.2.22	<i>Gabinete electrónica</i>	277
9.2.23	<i>Base gabinete</i>	278
9.2.24	<i>Tapa gabinete</i>	279
9.2.25	<i>Cilindro actuador</i>	280
9.3	NORMA DESCRIPTIVA SOBRE ENSAYO DE FATIGA PARA LOS IMPLANTES DENTALES ENDOÓSEOS (ISO14801: 2003)	282
9.3.1	<i>Primer alcance</i>	283
9.3.2	<i>Referencias normativas</i>	283
9.3.3	<i>Principios generales</i>	283
9.3.4	<i>Implantes dentales endoóseos de varias partes</i>	284
9.3.5	<i>Método de ensayo</i>	284

9.3.6	<i>Geometría de carga</i>	284
9.3.7	<i>Entorno de pruebas</i>	287
9.3.8	<i>Frecuencia de carga y forma de onda</i>	288
9.3.9	<i>Procedimientos.....</i>	288
9.3.10	<i>Informe de la prueba</i>	289
9.3.11	<i>Anexo A</i>	290
9.3.12	<i>Referencias de la norma descriptiva.....</i>	291
10	GALERÍA DE IMÁGENES.....	292

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

ILUSTRACIÓN 1: EJEMPLO DE ONDA SENOIDAL.....	21
ILUSTRACIÓN 2: CURVA S-N REPRESENTATIVA	22
ILUSTRACIÓN 3: EJEMPLO DE CURVA S-N DEL ALUMINIO	23
ILUSTRACIÓN 4: FATIGA POR CORROSIÓN.....	27
ILUSTRACIÓN 5: FASES DE PROPAGACIÓN DE UNA GRIETA.....	29
ILUSTRACIÓN 6: CURVA DE FATIGA DE UN IMPLANTE.....	32
ILUSTRACIÓN 7: ENSAYO DE VON MOISÉS DE UN IMPLANTE DENTAL	34
ILUSTRACIÓN 8: MÁQUINA DE ENSAYO MARCA SHIMADZU®, MODELO AUTOGRAPH.AG-IS 5KN.....	36
ILUSTRACIÓN 9: MÁQUINA DE IMPACTO. MARCA PHYSICAL TEST SOLUTION, MODELO: ITC-XJU-22	37
ILUSTRACIÓN 10: ESQUEMA DE ENSAYO DE TRACCIÓN	38
ILUSTRACIÓN 11: MÁQUINA DE ENSAYO DE COMPRESIÓN	38
ILUSTRACIÓN 12: MÁQUINA DE ENSAYO DE FLEXIÓN	39
ILUSTRACIÓN 13: MÁQUINA DE VIBRACIÓN TORSIONAL	40
ILUSTRACIÓN 14: ENSAYO DE RESILIENCIA CHARPY.....	41
ILUSTRACIÓN 15: ENSAYO DE FLEXIÓN IMPACTO	41
ILUSTRACIÓN 16: MÁQUINA DE ENSAYOS CÍCLICO.....	45
ILUSTRACIÓN 17: MÁQUINA DE FATIGA DESARROLLADA POR EL INTI.....	45
ILUSTRACIÓN 18: MÁQUINA UNIVERSAL DE ENSAYOS MTS 858 MINI BIONIX	46
ILUSTRACIÓN 19: MÁQUINA DE ENSAYOS SERVO HIDRÁULICA ZWICK/ROELL	47
ILUSTRACIÓN 20: MÁQUINA PARA ENSAYOS ENDOÓSEOS.....	49
ILUSTRACIÓN 21: MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA PARA IMPLANTES DENTALES	49
ILUSTRACIÓN 22: EJEMPLIFICACIÓN DE LA NORMA ISO 14801.....	54
ILUSTRACIÓN 23: MÁQUINA DE FATIGA PARA IMPLANTES ENDOÓSEOS.....	55
ILUSTRACIÓN 24: PRE-DISEÑO DE MAQUINA PORTÁTIL PARA ENSAYOS DE FATIGA.....	55
ILUSTRACIÓN 25: TIPOS DE PALPADOR.....	60
ILUSTRACIÓN 26: DESPLAZAMIENTO VS. GIRO.....	61
ILUSTRACIÓN 27: DESPLAZAMIENTO VS. GIRO, SIN REPOSO	61
ILUSTRACIÓN 28: TENSIÓN APLICADA VS TIEMPO, COMPORTAMIENTO DEL MATERIAL.....	63
ILUSTRACIÓN 29: ACTUADOR LINEAL ELÉCTRICO	64
ILUSTRACIÓN 30: (IZQUIERDA) ACTUADO HIDRÁULICO, (DERECHA) ACTUADOR NEUMÁTICO.....	65
ILUSTRACIÓN 31: PLAQUETA ARDUINO UNO	67
ILUSTRACIÓN 32: CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE, PLC	68
ILUSTRACIÓN 33: DIAGRAMA DE FUNCIONAMIENTO DE UNA TARJETA DAQ.....	69
ILUSTRACIÓN 34: TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	69
ILUSTRACIÓN 35: PRENSA HIDRÁULICA CON ESTRUCTURA DE "H"	70
ILUSTRACIÓN 36: PRENSA HIDRÁULICA CON ESTRUCTURA EN "C"	71
ILUSTRACIÓN 37: PRENSA HIDRÁULICA CON ESTRUCTURA DE CUATRO PILARES	72

ILUSTRACIÓN 38: EJEMPLO DE DIAGRAMA DE BLOQUES	80
ILUSTRACIÓN 39: DIAGRAMA DE FUNCIONES DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS	80
ILUSTRACIÓN 40: NORMAS ISO	81
ILUSTRACIÓN 41: NORMA ASTM 036, LÍMITES	84
ILUSTRACIÓN 42: NORMA ASTM 036, COMPOSICIONE.....	84
ILUSTRACIÓN 43: NORMA ASTM 036, ESTRUCTURA DEL CÓDIGO	85
ILUSTRACIÓN 44: PLANO MINIATURA ENSAMBLADA DE LA ESTRUCTURA	86
ILUSTRACIÓN 45: DE ARRIBA ABAJO MÁQUINA DE CORTE LÁSER	87
ILUSTRACIÓN 46: PIEZAS DEL ENSAMBLAJE DE LA MÁQUINA.....	88
ILUSTRACIÓN 47: SOLDADURA Y ENSAMBLADO INICIAL.....	89
ILUSTRACIÓN 48: MÁQUINA DE ENSAYO UNITED TEST.....	93
ILUSTRACIÓN 49: MONITOREO A TRAVÉS DE ORDENADORES	94
ILUSTRACIÓN 50: EXTENSÓMETRO SOBRE CABEZAL MÓVIL	94
ILUSTRACIÓN 51: CELDAS DE CARGA DE LA MÁQUINA DE ENSAYO.....	95
ILUSTRACIÓN 52: LOCALIZACIÓN DE ZONAS ESTUDIADAS	96
ILUSTRACIÓN 53: SECCIÓN SOLDADA A FILETE	96
ILUSTRACIÓN 54: SECCIÓN DEL PERFIL	97
ILUSTRACIÓN 55: ELECTROVÁLVULA	100
ILUSTRACIÓN 56: DIAGRAMA DEL SISTEMA NEUMÁTICO, A ACTUADOR NEUMÁTICO, B VÁLVULA PROPORCIONAL Y C FILTRO REGULADOR DE PRESIÓN CON MANÓMETRO	100
ILUSTRACIÓN 57: DIAGRAMA DE FUNCIONAMIENTO DE CILINDROS	102
ILUSTRACIÓN 58: ACTUADOR NEUMÁTICO ADN-PPS	103
ILUSTRACIÓN 59: ACTUADOR MAGNÉTICO.....	105
ILUSTRACIÓN 60: FILTRO REGULADOR LFR SERIE D, DE LA MARCA CAMOZZI.....	108
ILUSTRACIÓN 61: ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE UNA VÁLVULA DE 5/3 VÍAS.....	110
ILUSTRACIÓN 62: ELECTROVÁLVULA NEUMÁTICA PROPORCIONAL MPYE, DE LA MARCA COMUZZI.....	112
ILUSTRACIÓN 63: CURVA DE FRECUENCIA.....	121
ILUSTRACIÓN 64: CURVA DE RESISTENCIA DE UN IMPLANTE	122
ILUSTRACIÓN 65: DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA DE CONTROL.....	123
ILUSTRACIÓN 66: SEÑAL DE CAUDAL DE TRABAJO.....	124
ILUSTRACIÓN 67: FLUJO DE TRABAJO DE LA VÁLVULA.....	124
ILUSTRACIÓN 68: PLACA ARDUINO UNO	126
ILUSTRACIÓN 69: ENTORNO DE DESARROLLO ARDUINO	127
ILUSTRACIÓN 70: PRIMERAS SEÑALES DE PRUEBA.....	127
ILUSTRACIÓN 71: CIRCUITO ELÉCTRICO ARDUINO.....	128
ILUSTRACIÓN 72: DIAGRAMA DE PUENTE DE WHEATSTON	129
ILUSTRACIÓN 73: MÓDULO HX711.....	130
ILUSTRACIÓN 74: VÁLVULA REGULADORA MANUAL	133
ILUSTRACIÓN 75: PRUEBA DE CICLAJE SOBRE PROBETA DE TEFLÓN	134
ILUSTRACIÓN 76: IMAGEN DE CONEXIONES PROVISIONALES.....	134

ILUSTRACIÓN 77: PLACA ARDUINO Y ELECTROVÁLVULA	135
ILUSTRACIÓN 78: IMAGEN DE LA LECTURA DEL MOVIMIENTO CÍCLICO A 4 Hz DE FRECUENCIA	135
ILUSTRACIÓN 79: PARTES DE UNA MORDAZA.....	137
ILUSTRACIÓN 80: EJEMPLOS DE DISTINTAS MORSAS DE BANCO	138
ILUSTRACIÓN 81: DISTINTOS TIPOS DE MORSAS DE MESA	139
ILUSTRACIÓN 82: MORSAS PARA CAÑOS.....	140
ILUSTRACIÓN 83: MORSA PLANA	140
ILUSTRACIÓN 84: MORSAS COMBINADAS	141
ILUSTRACIÓN 85: MORDAZA DE TORNILLO. FUENTE: (ZWICKROELL, 2018)	144
ILUSTRACIÓN 86: MORDAZA DE CUÑA. FUENTE: (ZWICKROELL, 2018).....	144
ILUSTRACIÓN 87: MORDAZA DE TORNILLO-CUÑA. FUENTE: (ZWICKROELL, 2018).....	145
ILUSTRACIÓN 88: PRIMER DISEÑO DE FABRICACIÓN.....	146
ILUSTRACIÓN 89: DISEÑO DE CORREDERA.....	147
ILUSTRACIÓN 90: PRIMER ESQUEMA DE DISEÑO	148
ILUSTRACIÓN 91: RANURA MEDIA CAÑA SOBRE LA BASE DE LA MORDAZA.....	149
ILUSTRACIÓN 92: MORDAZA DE FIJACIÓN	149
ILUSTRACIÓN 93: CORREDERAS DE LA BASE DE LA MORDAZA	150
ILUSTRACIÓN 94: MARCAS DE LA CORREDERA FRONTAL.....	151
ILUSTRACIÓN 95: MONTAJE SOBRE LA ESTRUCTURA	151
ILUSTRACIÓN 96: MÁQUINA FRESADORA CNC.....	154
ILUSTRACIÓN 97: PIEZA DE ACERO DE DONDE SE FRESO LA BASE SEMICIRCULAR	156
ILUSTRACIÓN 98: PROCESO DE FRESADO MECÁNICO	157
ILUSTRACIÓN 99: PROCESO DE MODELADO DE LA BASE SEMICIRCULAR, PARTIENDO DE LA PIEZA DE LA ILUSTRACIÓN 94.....	158
ILUSTRACIÓN 100: LA BASE DESLIZANTE CONSTRUIDA EN SAE 1045.....	159
ILUSTRACIÓN 101: EL DISCO DE APOYO	159
ILUSTRACIÓN 102: MORDAZA MÓVIL Y MORDAZA FIJA EN SU CONJUNTO.....	160
ILUSTRACIÓN 103: CORREDERA DE AJUSTE.....	160
ILUSTRACIÓN 104: MORDAZA ENSAMBLADA	161
ILUSTRACIÓN 105: UTILIZACIÓN DEL COMPARÓMETRO SOBRE LA MORDAZA	162
ILUSTRACIÓN 106: COMPARÓMETRO HALLANDO EL GRADO 0	163
ILUSTRACIÓN 107: PROCESO DE GRABADO DE LA SUPERFICIE DE LA SEMILUNA.....	164
ILUSTRACIÓN 108: NIQUELADO Y CROMADO DE LAS PIEZA.....	165
ILUSTRACIÓN 109: TONO AMARILLENTO SOBRE LAS PIEZAS, TÍPICO DEL PROCESO DE NIQUELADO	166
ILUSTRACIÓN 110: DE ARRIBA HACIA ABAJO, UBICACIÓN DE AMBAS MORDAZAS EN SU POSICIÓN FINAL	167
ILUSTRACIÓN 111: MORDAZA TERMINADA CON PROBETA DE ENSAYO.....	167
ILUSTRACIÓN 112: ESQUEMA DE PLAQUETAS Y CIRCUITOS.....	168
ILUSTRACIÓN 113: DE ARRIBA ABAJO: FUENTE DE ALIMENTACIÓN; ESQUEMÁTICO.....	170
ILUSTRACIÓN 114: FUENTE TERMINADA	171
ILUSTRACIÓN 115: ARDUINO UNO	172

ILUSTRACIÓN 116: PLACA DE CIRCUITO IMPRESO (PCB).....	173
ILUSTRACIÓN 117: COMPONENTES EN VISTA TRASERA.....	174
ILUSTRACIÓN 118: POSICIONAMIENTO DE CIRCUITO NEUMÁTICO.....	175
ILUSTRACIÓN 119: CONEXIÓN SUPERIOR E INFERIOR DE CELDA DE CARGA.....	176
ILUSTRACIÓN 120: ROSCADO PARA LA INSERCIÓN DE LA PIEZA DE CONTACTO.....	177
ILUSTRACIÓN 121: POSICIONAMIENTO FINAL DE LA PIEZA DE CONTACTO.....	177
ILUSTRACIÓN 122: VERIFICACIÓN DE POSICIÓN DE MATRIZ DE SOPORTE.....	179
ILUSTRACIÓN 123: PRUEBAS SOBRE TORNILLO Y FRESADO DEL CASQUILLO	180
ILUSTRACIÓN 124: POSICIONAMIENTO DEL IMPLANTE Y VERIFICACIÓN DE ALTURA SEGÚN NORMA ISO 14801 ...	181
ILUSTRACIÓN 125: AGUJEROS INICIALES SEGÚN PLANOS.....	182
ILUSTRACIÓN 126: AGUJEROS MODIFICADOS.....	182
ILUSTRACIÓN 127: POSICIONAMIENTO FINAL DE TODA LA MORDAZA BASCULANTE Y BOTÓN DE PARE.....	183
ILUSTRACIÓN 128: TAPA SUPERIOR PARA EL ACTUADOR NEUMÁTICO	184
ILUSTRACIÓN 129: TAPA POSTERIOR.....	185
ILUSTRACIÓN 130: VISTA TRASERA Y POSICIÓN DEL REGULADOR Y MANÓMETRO	186
ILUSTRACIÓN 131: VISTA FRONTAL DEL COBERTOR DEL PISTÓN NEUMÁTICO.....	187
ILUSTRACIÓN 132: MASILLADO	188
ILUSTRACIÓN 133: APLICACIÓN DE IMPRIMACIÓN.....	189
ILUSTRACIÓN 134: APLICACIÓN DE PINTURA POLIURETÁNICA	191
ILUSTRACIÓN 135: PINTURA DE ESTRUCTURA TERMINADA.....	192
ILUSTRACIÓN 136: ARMADO DE TODOS LOS COMPONENTES.....	193
ILUSTRACIÓN 137: FUENTE.....	194
ILUSTRACIÓN 138: DISTRIBUCIÓN DE COMPONENTES ELECTRÓNICOS.....	195
ILUSTRACIÓN 139: POSICIONAMIENTO DE TODOS LOS COMPONENTES EN EL GABINETE	195
ILUSTRACIÓN 140: MODULO CONVERSOR.....	196
ILUSTRACIÓN 141: DIAGRAMA DE BLOQUES DEL CIRCUITO ELECTRÓNICO.	196
ILUSTRACIÓN 142: POSICIONAMIENTO FINAL DEL GABINETE	197
ILUSTRACIÓN 143: GRAFICO DE TRANSITORIO DE ARRANQUE	198
ILUSTRACIÓN 144: GRAFICO DE FUNCIONAMIENTO EN ESTADO PERMANENTE	199
ILUSTRACIÓN 145: CICLO DE FUNCIONAMIENTO.....	201
ILUSTRACIÓN 146: PANEL GRÁFICO DE CONTROL.....	202
ILUSTRACIÓN 147: REFERENCIA DE TORNILLOS.....	206
ILUSTRACIÓN 148: TORNILLOS PARA LAS PRUEBAS.....	207
ILUSTRACIÓN 149: POSICIONAMIENTO DE TORNILLO EN PROBETA.....	207
ILUSTRACIÓN 150: PRUEBA DE FLEXIÓN Y ROTURA.....	208
ILUSTRACIÓN 151: DETALLE DE PANTALLA DE FATIGA.....	209
ILUSTRACIÓN 152: GRAFICO EN PROGRAMA DE FATIGA	211
ILUSTRACIÓN 153: PANTALLA DE ENSAYO DE ROTURA.....	211
ILUSTRACIÓN 154: GRAFICO EN PROGRAMA DE ENSAYO DE ROTURA.....	212
ILUSTRACIÓN 155: TORNILLO PARA PRUEBAS	213

ILUSTRACIÓN 156: GRAFICO DE COORDENADAS PRUEBA DE ROTURA.....	214
ILUSTRACIÓN 157: REALIZACIÓN DE INSERTO PARA NUEVA CELDA DE CARGA	215
ILUSTRACIÓN 158: DE ARRIBA HACIA ABAJO UN MUESTREO DE LA MÁQUINA DE FATIGA TERMINADA.....	217
ILUSTRACIÓN 159: CURVAS DE TENSIÓN DEFORMACIÓN SOBRE PROBETAS DE CHAPA DE ACERO.....	219
ILUSTRACIÓN 160: MALLADO DE LA ESTRUCTURA	220
ILUSTRACIÓN 161: DEFORMACIÓN DE LA ESTRUCTURA	221
ILUSTRACIÓN 162: VALORES DE TENSIÓN DE VON MISES DE LA ESTRUCTURA.....	222
ILUSTRACIÓN 163: VALORES DE TENSIÓN DE VON MISES DE LA BASE DE LA ESTRUCTURA	223
ILUSTRACIÓN 164: DEFORMADA DEL MODO III (368 Hz) DE LA ESTRUCTURA	224
<i>ILUSTRACIÓN 165: TABLA DE VALORES MÍNIMOS Y MÁXIMOS DE ROTURA</i>	<i>226</i>
<i>ILUSTRACIÓN 166: CURVAS DE VALORES MÍNIMOS Y MÁXIMOS</i>	<i>227</i>
ILUSTRACIÓN 167: VALORES DE REGISTRO LINEAL.....	228
ILUSTRACIÓN 168: BOTÓN DE PARE	234
ILUSTRACIÓN 169: IMAGEN DE ANGULACIÓN DEL IMPLANTE	235
ILUSTRACIÓN 170: DIAGRAMA TOPOLÓGICO DE LOS PLANOS	255

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1: ESPECIFICACIONES DE DISEÑO DE LA MÁQUINA	59
TABLA 2: MATRIZ DE PONDERACIÓN DE CRITERIOS REFERIDOS A LA SELECCIÓN DEL SISTEMA ACTUADOR.....	76
TABLA 3: MATRIZ DE SELECCIÓN DEL SISTEMA ACTUADO	76
TABLA 4: MATRIZ DE PONDERACIÓN DE CRITERIOS REFERIDOS A LA SELECCIÓN DE SISTEMA ESTRUCTURAL.....	77
TABLA 5: MATRIZ DE SELECCIÓN DEL SISTEMA ESTRUCTURAL.....	78
TABLA 6: MATRIZ DE PONDERACIÓN DE CRITERIOS REFERIDOS A LA SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL.....	79
TABLA 7: MATRIZ DE SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL.....	79
TABLA 8: MATRIZ DE PONDERACIÓN DE CRITERIOS REFERIDOS A LA SELECCIÓN DE MATERIAL.....	83
TABLA 9: MATRIZ DE SELECCIÓN DE SISTEMA ACTUADOR	83
TABLA 10: RANGO ELÁSTICO DE DISTINTOS MATERIALES	92
TABLA 11: TABLA DE CARGAS	122
TABLA 12:DETALLE DE ARRIBA ABAJO: DESCRIPCIONES TÉCNICAS DE PLAQUETAS ELECTRÓNICAS	169
TABLA 13:RESULTADOS DE LOS ENSAYOS DE TRACCIÓN SOBRE CHAPAS DE ACERO	219
TABLA 14: TABLA DE MUESTRAS PARA ENSAYO DE ROTURA	225
TABLA 15:VALORES PROMEDIO	226
TABLA 16: DATOS DE PRUEBAS DE FATIGA	229
TABLA 17: PROMEDIO, MEDIA Y MEDIANA DE PRUEBAS DE FATIGA	230
TABLA 18: VALOR MÁXIMO DE FATIGA.....	231
TABLA 19: VALOR MÍNIMO DE FATIGA	231
TABLA 20: CICLOS DE PRUEBA DE FATIGA.....	231
TABLA 21: TIEMPO DE PRUEBA DE FATIGA EN SEGUNDOS.....	232

1 INTRODUCCIÓN

1.1 CONCEPTO GENERAL DE FATIGA

Es conocido que prácticamente todos los materiales sufren la degradación de sus propiedades mecánicas a lo largo del tiempo, ya sea por la aplicación de cargas cíclicas, o simplemente como consecuencia de su exposición a determinadas condiciones ambientales. Los elementos de los materiales compuestos también son sensibles a la fatiga por cargas cíclicas lo que puede conducir al fallo estructural del elemento en cuestión¹. El colapso, en su inicio, es un fenómeno superficial y su avance depende del nivel de tensión aplicada. A este defecto inicial que presenta el material a la hora de fracasar se lo denomina fatiga y es el principal factor que inicia una rotura. Esta rotura tiene su origen en pequeños defectos o concentradores de tensión. Recordemos que la fatiga es un proceso de degeneración de un material sometido a cargas cíclicas de valores por debajo de aquellos que serían capaces de provocar su rotura mediante tracción. Durante dicho proceso se genera una grieta que, si se dan las condiciones adecuadas crecerá hasta producir la rotura de la pieza al aplicar un número de ciclos suficientes. Cada uno de los ciclos produce un avance del frente de grieta hasta que la sección remanente no es capaz de soportar la carga estática. El inicio y la propagación de la grieta dependen fuertemente de las características resistentes del material, de su estructura cristalina y del tratamiento a que se somete en su proceso de fabricación.

Debe hacerse alusión también a la importancia de las discontinuidades o defectos del material, introducidos a veces durante el proceso de producción, micro cavidades, desalineaciones, variaciones del contenido, etc. que influyen en el comportamiento hacia la fatiga de los compuestos. La búsqueda de mejores propiedades pasa, seguramente, por una mejora en las técnicas de producción.

Se entiende por fatiga aquellas situaciones en las que componentes estructurales y mecánicos están sometidos a niveles cíclicos de carga, inferiores a la resistencia máxima estática de la pieza, que conllevan a un fallo. Uno de los objetivos en el diseño de fatiga consiste en desarrollar un método para predecir la propagación de grietas, que relacione las propiedades del material con las características geométricas y las diferentes condiciones de carga².

Este comportamiento del material sometido a esfuerzos variables determina el fenómeno de fatiga y si bien es cierto que los esfuerzos medios son inferiores al límite elástico del material, la fatiga se produce porque en un punto próximo a la superficie, se originan esfuerzos locales, concentración de tensiones, que sobrepasan el límite elástico del material. En consecuencia, se pierde cohesión en ese punto y comienza a incubarse una grieta que se propaga hasta producir la rotura.

La fractura característica está compuesta de dos zonas; la primera, llamada zona de fatiga, es una superficie lisa, formada paulatinamente a partir de una micro-grieta que se desarrolla en macro-grieta como resultado de la repetida acción de la carga sobre la pieza³.

Después que la grieta de fatiga ocupa una parte considerable de la sección, tiene lugar la rotura en la segunda zona, llamada fractura remanente. En materiales frágiles es una estructura cristalina gruesa, en los dúctiles, fibrosa. La diferencia entre ambas zonas indica el valor de los esfuerzos a que estuvo sometida la pieza. La grieta generalmente se forma en la superficie, donde se concentran las máximas tensiones de tracción.

1.2 ROTURA POR FATIGA EN DISTINTOS MATERIALES

En ingeniería y, en especial, en ciencia de materiales, la fatiga de materiales se refiere a un fenómeno por el cual la rotura bajo cargas dinámicas cíclicas se produce más fácilmente que con cargas estáticas. Un ejemplo de ello se tiene en un alambre: flexionándolo repetidamente se rompe con facilidad. La fatiga es una forma de rotura que ocurre en estructuras sometidas a tensiones dinámicas y fluctuantes como puentes, aviones, etc., William D. Callister³ explica qué puede ocurrir a una tensión menor que la resistencia a tracción o el límite elástico para una carga estática. Es muy importante ya que es la primera causa de rotura de los materiales metálicos (aproximadamente el 90%), aunque también ocurre en polímeros y cerámicas.

La rotura por fatiga tiene aspecto frágil aun en metales dúctiles, puesto que no hay apenas deformación plástica asociada a la rotura. El proceso consiste en un inicio, y posterior propagación, de fisuras. La superficie de fractura es perpendicular a la dirección del esfuerzo. Aunque es conocido desde la antigüedad, este comportamiento no fue de interés

para los ingenieros hasta mediados del siglo XIX, momento en el cual comenzaron a producirse roturas en los ejes de las ruedas de los trenes que circulaban, por aquel entonces, debido a la inminente propuesta de imponerse como medio de locomoción al amparo de la incipiente revolución industrial.

1.2.1 Teorías sobre la fatiga

Para explicar el fenómeno se propusieron teorías que justificaban la pérdida de resistencia mecánica en la alteración de la estructura interna del acero por campos magnéticos o por el propio giro del eje. Por absurdas que puedan parecer estas teorías, hay que tener en cuenta que por entonces los conocimientos relativos a la estructura interna de los materiales eran muy limitados, aunque se sabía que el proceso de fabricación condicionaba la textura del material confiriéndole unas determinadas propiedades⁴. No es extraño entonces que se razonara que la rotura inesperada se produjera por la transformación de la estructura «fibrosa» del acero en una estructura «cristalina», sin que los mismos que defendían estas teorías supieran muy bien a qué se referían. Hacia 1845, Rankine⁵ demostró que la reducción de las concentraciones de tensiones alargaba la vida del eje. Posteriormente, hacia 1860, Wöhler⁶ desarrolló diversas máquinas de ensayo para el estudio sistemático del fenómeno, una de las cuales, la probeta rotatoria, inspira los actuales ensayos de fatiga de materiales férricos.

Wöhler⁶ extrajo dos conclusiones de aquellos ensayos: la primera, que las fuerzas necesarias para provocar la rotura con cargas dinámicas son muy inferiores a las necesarias en el caso estático, y la segunda, que existe un umbral por debajo del cual las probetas no se rompían (límite de fatiga).

Ya en el siglo XX, Humfrey y Ewing⁷ observaron que, bajo cargas dinámicas, aparecían deformaciones por deslizamiento similares a las obtenidas en el caso estático, de modo que el progreso de dichas líneas era el que conducía a la rotura. posteriormente, Hanson y Gough⁸ introdujeron la hipótesis del endurecimiento por deformación (acritud) para explicar la existencia del límite de fatiga, de modo que con cargas pequeñas el endurecimiento llegaba a compensar y detener el avance del deslizamiento. Actualmente, aunque se acepta la teoría del endurecimiento/deslizamiento, no existe una formulación cuantitativa que permita realizar un cálculo fiable. No obstante, la multitud de datos

disponibles, especialmente para materiales férricos y otros materiales metálicos, ha permitido desarrollar métodos de cálculo para el diseño de piezas confiables. Este no es el caso de materiales de aparición reciente, para los que es necesaria la fabricación y el ensayo de prototipos.

1.2.2 Tensiones cíclicas

La tensión puede ser axial (tensión y compresión), de flexión o torsional. Representado esquemáticamente por una onda senoidal del tiempo, en la que la amplitud es simétrica y varía de un valor máximo a un mínimo igual a la tensión aplicada. Se denomina ciclo de carga invertida.

Ilustración 1: Ejemplo de onda senoidal

En la ilustración 1 hay que imaginar que la tensión representada es una tensión con ciclos de tracción (cuando es positiva) y de compresión (cuando es negativa) Denominado ciclo de carga repetida, los máximos y mínimos son asimétricos con respecto al nivel cero de carga.

1.2.3 Curva S-N

Estas curvas se obtienen a través de una serie de ensayos donde una probeta del material se somete a tensiones cíclicas con una amplitud máxima relativamente grande (aproximadamente 2/3 de la resistencia estática a tracción). Se cuentan los ciclos hasta rotura. Este procedimiento se repite en otras probetas a amplitudes máximas decrecientes.

Los resultados se representan en un diagrama de tensión, S , frente al logaritmo del número N de ciclos hasta la rotura para cada una de las probetas. Los valores de S se toman normalmente como amplitudes de la tensión

Ilustración 2: Curva S-N representativa

Se pueden obtener dos tipos de curvas S-N. A mayor tensión, menor número de ciclos hasta rotura. En algunas aleaciones férreas y en aleaciones de titanio, la curva S-N se hace horizontal para valores grandes de N , es decir, existe una tensión límite, denominada Límite de fatiga, por debajo del cual la rotura por fatiga no ocurrirá.

Ilustración 3: Ejemplo de curva S-N del aluminio

Se puede observar en la ilustración 3 cómo la curva decrece y tiende a decrecer hasta llegar a rotura, muchas de las aleaciones no férricas (aluminio, cobre, magnesio, etc.) no tienen un Límite de fatiga, dado que la curva S-N continúa decreciendo al aumentar N. Por consiguiente, la rotura por fatiga ocurrirá independientemente de la magnitud de la tensión máxima aplicada. Para estos materiales, la respuesta a fatiga se especifica mediante la resistencia a la fatiga que se define como el nivel de tensión que produce la rotura después de un determinado número de ciclos.

Según Callister⁹ otro parámetro importante que caracteriza el comportamiento a fatiga de un material es la vida a fatiga denominado Nf (número de ciclos). Es el número de ciclos para producir una rotura a un nivel especificado de tensiones. Desafortunadamente, existe una diferencia notable entre la teoría y la realidad. Esto conduce a incertidumbres significativas en el diseño cuando la vida a fatiga o el límite de fatiga son considerados. La dispersión en los resultados es una consecuencia de la sensibilidad de la fatiga a varios parámetros del ensayo y del material que son imposibles de controlar de forma precisa. Estos parámetros incluyen la fabricación de las probetas y la preparación de las superficies, variables metalúrgicas, alineamiento de la probeta en el equipo de ensayos, tensión media y frecuencia del ensayo. Aproximadamente la mitad de las probetas ensayadas se rompen a niveles de tensión que están cerca del 25% por debajo de la curva⁹.

Se han desarrollado técnicas estadísticas y se han utilizado para manejar este fallo en términos de probabilidades. Una manera adecuada de presentar los resultados tratados de esta manera es con una serie de curvas de probabilidad constante.

1.2.4 Inicio y propagación de la grieta

El proceso de rotura por fatiga se desarrolla a partir del inicio de la grieta y se continúa con su propagación y la rotura final.

1.2.4.1 Inicio

Las grietas que originan la rotura o fractura casi siempre nuclear sobre la superficie en un punto donde existen concentraciones de tensión (originadas por diseño o acabados, ver factores).

Las cargas cíclicas pueden producir discontinuidades superficiales microscópicas a partir de escalones producidos por deslizamiento de dislocaciones, los cuales actuarán como concentradores de la tensión y, por tanto, como lugares de nucleación de grietas.

1.2.4.2 Propagación

- Etapa 1: una vez nucleada una grieta, entonces se propaga muy lentamente y, en metales poli cristalinos, a lo largo de planos cristalográficos de Tensión de cizalladura alta; las grietas normalmente se extienden en pocos granos en esta fase.
- Etapa 2: la velocidad de extensión de la grieta aumenta de manera vertiginosa y en este punto la grieta deja de crecer en el eje del esfuerzo aplicado para comenzar a crecer en dirección perpendicular al esfuerzo aplicado. La grieta crece por un proceso de enromamiento y agudizamiento de la punta a causa de los ciclos de tensión.

1.2.4.3 Rotura

Al mismo tiempo que la grieta aumenta en anchura, el extremo avanza por continua deformación por cizalladura hasta que alcanza una configuración enromada. Se alcanza una dimensión crítica de la grieta y se produce la rotura. La región de una superficie de

fractura que se formó durante la etapa II de propagación puede caracterizarse por dos tipos de marcas, denominadas marcas de playa y estrías⁹. Ambas indican la posición del extremo de la grieta en diferentes instantes y tienen el aspecto de crestas concéntricas que se expanden desde los puntos de iniciación. Las marcas de playa son macroscópicas y pueden verse a simple vista. Las marcas de playa y estrías no aparecen en roturas rápidas. Algunos autores explican la relación entre la tensión mínima y la máxima, R (relación de esfuerzos), es un parámetro de sollicitación que afecta el crecimiento de grietas por fatiga en materiales poliméricos. Al igual que en metales, en polímeros se ha constatado que, para valores bajos de R , se producen fenómenos de cierre de grieta que son dependientes del tipo de material polimérico y de la sollicitación. Por contra, para valores altos de R , la amplitud del factor de intensidad de tensiones ya no es el único parámetro que describe el comportamiento del material bajo cargas cíclicas, pues el crecimiento de grietas puede ocurrir en combinación con fenómenos de fluencia, regidos principalmente por el valor instantáneo del factor de intensidad de tensiones máximo¹⁰.

1.2.5 Factores que intervienen

Son diversos los factores que intervienen en un proceso de rotura por fatiga a parte de las tensiones aplicadas. Así pues, el diseño, tratamiento superficial y endurecimiento superficial pueden tener una importancia relativa

1.2.5.1 Diseño

El diseño tiene una influencia grande en la rotura de fatiga. Cualquier discontinuidad geométrica actúa como concentradora de tensiones y es por donde puede nuclear la grieta de fatiga. Cuanto más aguda es la discontinuidad, más severa es la concentración de tensiones.

La probabilidad de rotura por fatiga puede ser reducida evitando estas irregularidades estructurales, o sea, realizando modificaciones en el diseño, eliminando cambios bruscos en el contorno que conduzcan a cantos vivos, por ejemplo, exigiendo superficies redondeadas con radios de curvatura grandes.

1.2.5.2 Tratamientos superficiales

En las operaciones de mecanizado, se producen pequeñas rayas y surcos en la superficie de la pieza por acción del corte. Estas marcas limitan la vida a fatiga pues son pequeñas grietas las cuales son mucho más fáciles de aumentar. Mejorando el acabado superficial mediante pulido aumenta la vida a fatiga. Algunos ensayos de fatiga como el realizado por Hernán Yepes¹¹ explica que el método más efectivo de aumentar el rendimiento es mediante esfuerzos residuales de compresión dentro de una capa delgada superficial. Cualquier tensión externa de tracción es parcialmente contrarrestada y reducida en magnitud por el esfuerzo residual de compresión. El efecto neto es que la probabilidad de nucleación de la grieta, y por tanto de rotura por fatiga se reduce. Este proceso se llama «granallado» o «perdigonado». Partículas pequeñas y duras con diámetros del intervalo de 0,1 a 1,0 mm son proyectadas a altas velocidades sobre la superficie a tratar. Esta deformación induce tensiones residuales de compresión.

1.2.5.3 Endurecimiento superficial

Es una técnica por la cual se aumenta tanto la dureza superficial como la vida a fatiga de los aceros aleados. Esto se lleva a cabo mediante procesos de carburación y nitruración, en los cuales un componente es expuesto a una atmósfera rica en carbono o en nitrógeno a temperaturas elevadas. Una capa superficial rica en carbono o nitrógeno es introducida por difusión atómica a partir de la fase gaseosa. Esta capa es normalmente de 1 mm de profundidad y es más dura que el material del núcleo. La mejora en las propiedades de fatiga proviene del aumento de dureza dentro de la capa, así como de las tensiones residuales de compresión que se originan en el proceso de cementación y nitruración.

1.2.6 Influencia del medio

El medio puede afectar el comportamiento a fatiga de los materiales. Hay dos tipos de fatiga por el medio: fatiga térmica y fatiga con corrosión.

1.2.6.1 Fatiga térmica

La fatiga térmica se induce normalmente a temperaturas elevadas debido a tensiones térmicas fluctuantes; no es necesario que estén presentes tensiones mecánicas de origen externo. La causa de estas tensiones térmicas es la restricción a la dilatación y/o

contracción que normalmente ocurren en piezas estructurales sometidas a variaciones de temperatura. La magnitud de la tensión térmica resultante debido a un cambio de temperatura depende del coeficiente de dilatación térmica y del módulo de elasticidad.

1.2.6.2 Fatiga con corrosión

La fatiga con corrosión ocurre por acción de una tensión cíclica y ataque químico simultáneo. Lógicamente los medios corrosivos tienen una influencia negativa y reducen la vida a fatiga, incluso la atmósfera normal afecta a algunos materiales. A consecuencia pueden producirse pequeñas fisuras o picaduras que se comportan como concentradores de tensiones originando grietas. La de propagación también aumenta en el medio corrosivo puesto que el medio corrosivo también corroerá el interior de la grieta produciendo nuevos concentradores de tensión.

Ilustración 4: Fatiga por corrosión

1.3 ANTECEDENTES HISTÓRICOS

Se considera a W.A.J. Albert¹² como el iniciador del primer estudio relacionado con la fatiga por el año 1829, realizó numerosos test de fatiga a cadenas de hierro empleadas en la mina de hierro donde trabajaba como ingeniero. Pero no fue hasta 1860 cuando aparece la primera publicación del estudio de un fallo por fatiga en componentes mecánicos. El estudio fue realizado por August Wöhler¹³, quién involucra numerosos componentes empleados en maquinaria e introdujo el uso de los conceptos de curva S-N y límite de fatiga para la caracterización del comportamiento a fatiga.

Aparece el concepto de propagación de grietas en materiales de tipo metálicos en la segunda mitad del siglo XX. En 1957, Irwin sentó las bases de la mecánica de la fractura elástica lineal con la publicación de un trabajo¹⁴ en el que mostraba que la intensidad de las tensiones en el borde de una grieta puede ser expresada mediante una magnitud escalar. Esta magnitud, llamada factor de intensidad de tensiones (FIT), que puede ser obtenida en función de propiedades del material y de la geometría del espécimen, fue empleada por Paul C. Paris en 1963 en su conocida ley de crecimiento de grieta, para describir el avance de la grieta en función del número de ciclos de carga aplicados. Gracias a esta ley se han conformado varios modelos de crecimiento de grieta que presentan un buen comportamiento cuando el tamaño de la misma es grande comparado con la microestructura del material.

La fase de propagación de una grieta, tal y como se ha mencionado comienza cuando la grieta ha alcanzado un tamaño considerable desde el punto de vista macroscópico, de forma que su ritmo de crecimiento se estabiliza y no se ve afectado por la microestructura del material y las características de la superficie donde se ha generado.

Como muestra la ilustración 4 el Modo I, conocido como modo de tracción, en el que las caras de la grieta se separan la una respecto a la otra en dirección normal al plano de la grieta. El Modo II es el modo de deslizamiento tangencial en el plano, en el que las caras de la grieta se desplazan en dirección perpendicular al borde de la misma. Finalmente, en el Modo III, llamado modo de deslizamiento tangencial fuera de plano, los flancos deslizan en dirección paralela al frente de la grieta.

Ilustración 5: Fases de propagación de una grieta

Por el año 1975 se publicaron trabajos^{15,16} que pusieron en evidencia que el comportamiento de las grietas pequeñas, con un tamaño comparable al de la microestructura del material, presentaban un comportamiento diferente del de las conocidas como grietas grandes. Se pudo comprobar que su ritmo de crecimiento era varias veces superior al predicho por la Ley de Paris (parcela esquemática de la relación típica entre la tasa de crecimiento de la grieta y el rango del factor de intensidad de tensiones) y que a veces, con un tamaño de grietas pequeñas, el crecimiento podía detenerse, apareciendo un nuevo concepto de grietas no propagantes. El concepto de grietas no propagantes permitió redefinir el límite de fatiga de un material como el valor de la tensión por debajo del cual las grietas existentes en el mismo no propagan hasta el fallo. Se puede comprobar en estudios realizados por Irwin GR¹⁴ que el campo de tensiones en las proximidades del vértice de una grieta puede expresarse en función de una magnitud escalar denominada Factor de Intensidad de Tensiones (FIT). Se pueden observar tres diferentes módulos de crecimiento de grieta, que representa la intensidad de las tensiones elásticas cerca del frente de la grieta y sido calculado analíticamente para multitud de geometrías y condiciones de carga^{17,19} aunque su valor también puede ser calculado de manera numérica, por ejemplo, mediante el método de los elementos finitos, en situaciones en las que la geometría es complicada. Para caracterizar la propagación de una grieta por fatiga resulta de utilidad estudiar la evolución de la longitud de grieta en función del número de ciclos aplicados N ; en concreto, la pendiente de esta función representa el ritmo de propagación de dicha grieta. Dado que el FIT, en condiciones de plasticidad a pequeña escala, representa correctamente el estado tensional en el vértice de una grieta, resulta lógico pensar que el ritmo de crecimiento de la misma pueda estar

controlado por este valor²⁰ de esta manera por medio de la tecnología predecir aproximadamente el límite de fatiga de un material.

1.3.1 Fatiga en entallas

Sin embargo, es muy importante tener en cuenta que cuando se diseñan componentes de tipo mecánicos y estructurales reales es inevitable que en su fabricación presenten defectos estructurales que posteriormente ocasionan concentradores de tensión y deformación en sus proximidades, estas deformaciones son conocidas como entallas quienes afectan considerablemente la iniciación o propagación de grietas siendo en su mayoría el causal de fallos en materiales reales. De ahí la importancia por conocer desde un punto de vista teórico el efecto que su presencia provoca en la resistencia a fatiga de un material. El hecho de que puedan existir grietas no-propagantes en materiales con entallas, despertó el interés de los investigadores por este fenómeno^{21,27}, esto cambio el diseño tradicional de componentes ya que se ha demostrado que, en condiciones de carga controladas, los componentes mecánicos con entallas son capaces de tolerar grietas sin poner en compromiso su integridad estructural.

Como posibles explicaciones a la presencia de grietas no propagantes en materiales con entallas, tradicionalmente se han venido barajando dos hipótesis: Smith R. A. and Miller KJ²¹, fundamentada en que el ritmo de crecimiento de la grieta está controlado por la plasticidad provocada por el concentrador y por el propio frente de la grieta y que concluye que el tamaño máximo de las grietas no-propagantes no podría exceder el tamaño de la zona plástica del concentrador. Posteriormente se comprobó con otras teorías que la detención de las grietas siempre se producía en régimen elástico^{22,24} y que por tanto el tamaño de estas es superior al de la zona plástica asociada a la entalla.

Otra hipótesis asocia la existencia de grietas que no se propagan al efecto del cierre de grieta^{23,26,28}, según el cual, la fuerza que impulsa el crecimiento de la grieta se ve disminuida por las interacciones entre las caras de la propia grieta. Dichas interacciones vienen provocadas principalmente por la rugosidad de las caras y por las deformaciones plásticas que genera la propia grieta conforme avanza. H. J. Gough comprobó en estudios que los distintos materiales utilizados comúnmente en la ingeniería responden de forma distinta ante cargas cíclicas multiaxiales²⁹ y que esta respuesta está íntimamente ligada a

la microestructura del material. Si además de la multiaxialidad del estado tensional, se le suma las cargas no proporcionales, se añade una dificultad extra al estudio del comportamiento a fatiga de dichos materiales. Las cargas no-proporcionales provocan que las direcciones principales del estado tensional puedan rotar durante cada ciclo de carga, y en estas condiciones, el daño por fatiga depende de la interacción entre la ductilidad intrínseca del material y el cambio cíclico de la dirección correspondiente a la tensión principal máxima^{30,31,32}. Esto supone que la no-proporcionalidad de la carga pueda tener efectos contrapuestos en distintos materiales pudiendo ser, en ocasiones, beneficiosa para la resistencia a fatiga de los mismos.

De entre los métodos para estimar el daño por fatiga multiaxial a bajo número de ciclos merece la pena destacar la metodología propuesta por Brown y Miller³³, en la que los autores proponen evaluar la vida a fatiga teniendo en cuenta las componentes de la deformación perpendiculares y paralelas al plano de iniciación de la grieta. Años más tarde, Socie^{34,35} propuso emplear la tensión perpendicular al plano crítico en lugar de la deformación, para la estimación del daño por fatiga multiaxial, porque dicha tensión está más relacionada con los mecanismos físicos de propagación de micro/meso grietas. En los métodos que utilizan un enfoque basado en el plano crítico arrojan predicciones muy acertadas a la hora de estimar el límite de fatiga multiaxial incluso en presencia de carga no-proporcional.

Existen métodos que proponen que el plano crítico es aquél en el que una combinación lineal de la tensión normal y tangencial alcanza un valor máximo³⁶. Otros métodos asumen que el plano crítico es el que experimenta el máximo valor de la amplitud de la tensión tangencial y que para estimar el daño por fatiga es necesario también tener en cuenta el valor de la tensión normal máxima a dicho plano^{37,38,39}. El enfoque mesoscópico, propuesto por Brown, Miller y Dang Van K.^{40,41}, utiliza una metodología diferente de las anteriores y sugiere que el daño por fatiga multiaxial se puede estimar a partir de una combinación de lineal de la tensión tangencial máxima y la presión hidrostática el material.

1.3.2 Relación de la fatiga en los implantes dentales

El fenómeno de la fatiga es de naturaleza estadística. Varias probetas idénticas sometidas a varias cargas cíclicas pueden soportar distinto número de ciclos y arrojar diferentes resultados. Por esta razón se realizan varios ensayos en las mismas condiciones para conocer cuál es la distribución estadística que siguen los datos. Por ejemplo, algunos estudios permitieron determinar el número de ciclos hasta la rotura de un implante, el cual alcanzó el valor de $1,9 \times 10^4$ ciclos para un esfuerzo máximo de 220 Nw⁴². La variación del factor de intensificación de tensiones se determinó, evaluando su comportamiento para diferentes condiciones de carga durante el recorrido de la grieta. El valor máximo obtenido fue de 464 MPa⁴³.

Ilustración 6: Curva de fatiga de un Implante

Si estos fenómenos los relacionamos con la práctica odontológica y más específicamente a los implantes dentales, encontramos una relación directa entre los materiales y la forma de acción de las fuerzas aplicadas sobre ellos en la cual se producen alteraciones por fatiga.

Por este motivo al hablar de fatiga se alude a la probabilidad de que una probeta sometida a condiciones de carga, alcance cierto número de ciclos sin romperse.

En la actualidad existen muchas formas y métodos de controlar los niveles de efectividad que presentan los implantes dentales una vez cumplidos los tiempos de integración óseoimplantaria, pero la carga protésica sobre dicho elemento acarrea múltiples inconvenientes a la hora de evaluar su efectividad con el paso de los años, a la vez se observa como una constante que la unión implante-pilar es la zona que presenta mayor proporción de conflictos.

Las pruebas de laboratorio realizadas a tal efecto conllevan la necesidad de contar con un instrumento que permita simular la acción de las fuerzas masticatorias y de esa manera evaluar las posibles fallas en la unión entre el pilar y el implante dentario lo cual produce en la mayoría de los casos un aflojamiento de dicha estructura.

Yuo-Tern Tsai y colaboradores⁴⁴ realizaron un estudio de evaluación de fatiga por simulación en computadora. Dicha simulación por computadora incluye tanto el análisis de estrés como la estimación de la vida que se realizan utilizando un software adecuado. Este modelo de estimación ofrece un método para evaluar la vida útil a fatiga y proporciona la distribución de la vida con respecto a la dispersión de las propiedades cíclicas de los implantes dentales. Además, la fiabilidad de la vida útil se calcula en función de la forma probabilística. Los propósitos de este estudio son predecir la vida de fatiga utilizando una pequeña cantidad de datos de prueba y proporcionar una evaluación de riesgos para los implantes dentales en uso. Los implantes dentales se han utilizado ampliamente en pacientes desdentados durante muchos años, la resistencia a la fatiga de los implantes dentales es crítica para que se apruebe su uso en el cuerpo humano porque están dentro del área de la biomedicina.

Ilustración 7: Ensayo de Von Moisés de un implante dental

2 ESTADO ACTUAL DEL TEMA

Ferdinando Felli, Daniela Pilone y Alessandro Scicutelli⁴⁵ realizaron estudios en dos tipos de implantes para evaluar su resistencia mecánica, uno de diez años de antigüedad y otro más reciente⁴⁵. Estos implantes han sido probados en fatiga con un sistema especialmente diseñado y construido para simular las tensiones reales que actúan sobre ellos durante la masticación. Los resultados de estas pruebas se han informado en forma de diagramas de Wöhler que muestran el límite de fatiga por debajo del cual las prótesis podrían resistir indefinidamente.

El estudio también evalúa la influencia de la presencia de un posible medio corrosivo (NaCl) y el análisis de las deformaciones y las superficies de fractura de las muestras. Las pruebas realizadas mostraron que el comportamiento de fatiga no parece estar influenciado por la presencia de un ambiente agresivo como el que consiste en soluciones salinas. El diseño del sistema fue mucho más influyente.

Cuando sobre un elemento estructural actúan sistemáticamente cargas repetidas o cíclicas, en los lugares donde existen fuertes concentraciones de tensiones, cuyo origen obedece a irregularidades superficiales, a cambios bruscos de forma, a la existencia de

fisuras internas microscópicas o a inclusiones también microscópicas como granos de escoria en el caso de los metales, pueden aparecer grietas que conducen a la destrucción frágil del elemento, aun cuando el material tenga un comportamiento dúctil bajo cargas estáticas⁴⁶.

La existencia de una discontinuidad en una pieza, sea ésta un orificio, una entalladura, etc., hechos muy comunes en la práctica, da origen a perturbaciones en la distribución de tensiones. Aparecen así las denominadas concentraciones de tensiones, y sus correspondientes diagramas presentan los llamados picos de tensión, originados por grandes deformaciones localizadas en pequeñas zonas de la sección. La mayor cantidad de fallas estructurales que se producen no son estáticas o cuasi estáticas, sino cargas que varían en el tiempo cíclicamente. Bajo este tipo de cargas el comportamiento de los materiales varía en gran medida en comparación con los resultados obtenidos de ensayos bajo cargas estáticas⁴⁷.

De esta manera en las cargas cíclicas actúan cambios de tensiones repetidos que generan la fractura del material a valores mucho menores que el valor de tensión máxima o de rotura, e incluso menores que la tensión de fluencia. Este tipo de falla se denomina “falla por fatiga”.

Las fallas por fatiga son inesperadas porque se producen en forma instantánea y sin deformaciones apreciables, pudiendo generar grandes pérdidas por daños en equipos y vidas humanas. En la actualidad, el mantenimiento preventivo ha cobrado gran relevancia en las industrias, siendo fundamental para su desarrollo el conocimiento de la vida útil de los materiales. Resulta entonces importante el estudio de este fenómeno⁴⁷. El ensayo de fatiga tiene por objetivo analizar las características resistentes de los materiales cuando trabajan bajo cargas variables. Los equipos actuales de ensayo facilitan la identificación y características de los materiales ensayados al permitir registrarlos informáticamente, obteniendo valores medios más significativos. La desviación normalizada (error medio) define la exactitud de una serie de mediciones y, cuanto más pequeña sea más exacta es la medición⁴⁸.

2.1 MÁQUINAS DE ENSAYOS

2.1.1 Conceptos Generales

En ingeniería se denomina **máquina universal** a una máquina semejante a una prensa con la que es posible someter materiales a ensayos de tracción y compresión para medir sus propiedades. La presión se logra mediante placas o mandíbulas accionadas por tornillos o un sistema hidráulico. Esta máquina es ampliamente utilizada en la caracterización de nuevos materiales. Así, por ejemplo, se ha utilizado en la medición de las propiedades de tensión de los polímeros.

2.1.1.1 Máquina universal de ensayos

La máquina universal de ensayos, cuenta con accesorios para ensayos de compresión, tracción, flexión, corte, fricción y adhesión; este equipo puede ser reacondicionado para realizar ensayos no normalizados elaborando accesorios para modificar el equipo.

La máquina universal de ensayos cuenta con varias celdas de cargas adaptables dependiendo del requerimiento⁴⁹. En materiales dentales se utiliza este equipo para realizar ensayos de compresión y tracción, teniendo en cuenta que lo realiza sin norma alguna.

Ilustración 8: Máquina de ensayo marca Shimadzu®, modelo Autograph.AG-IS 5KN

2.1.1.2 Máquina de impacto

La máquina de impacto, como su nombre lo indica sirve para realizar el ensayo de impacto en probetas de diversos materiales para determinar la energía absorbida, la resistencia, la tenacidad al impacto y a la fractura⁵⁰. En todo material este ensayo nos sirve para determinar una fractura o daño con una sola carga instantánea y no a cargas cíclicas.

Ilustración 9: Máquina de Impacto. Marca Physical Test Solution, modelo: ITC-XJU-22

2.1.1.3 Ensayo de tracción

Se preparan probetas por prensado, arranque de viruta, estratificado o inyección, se efectúa el ensayo con dinamómetros y con un registro gráfico para trazar la correspondiente curva de tensión-elongación. La evaluación se efectúa manualmente, a menos de disponer una conexión a ordenador con programa CAT (Computer Aided Testing). En este ensayo puede determinarse también el número de Poisson o índice de contracción transversal. Existen pruebas de tracción que siguen la norma IRAM 755. Para por ejemplo conocer la resistencia de un material determinado que esté sometido a diferentes fuerzas cíclicas.

Ilustración 10: Esquema de ensayo de tracción

2.1.1.4 Ensayo de compresión

Se preparan probetas como en el ensayo anterior y se efectúa el ensayo en máquinas universales de ensayo provistas de registro para curvas de tensión de compresión-recalcado, y los resultados se evalúan como en el ensayo anterior.

Ilustración 11: Máquina de ensayo de compresión

2.1.1.5 Ensayo de flexión

Las probetas se preparan con la norma DIN 16770 y se realizan sobre máquinas especiales de flexión o en el dispositivo para flexión de dinamómetros con medición de fuerza F y de la flexión f , registrándose los diagramas correspondientes, que se evalúan como en el caso anterior.

Ilustración 12: Máquina de ensayo de flexión

2.1.1.6 Ensayo de vibración torsional

En este ensayo se estudia el comportamiento elástico y la atenuación de plásticos y elastómeros sometidos a pequeños giros dinámicos de baja frecuencia. A partir del trazado del módulo de cizallamiento y de la atenuación mecánica se pueden apreciar los ámbitos en que los plásticos atraviesan por estados duros, tenaces o elásticos. Se denota el intervalo de fusión de las cristalitas en y la temperatura de fragilización de los termoplásticos semicristalinos, lo que permite la clasificación del material en amorfo, semicristalino, termo-elástico, elastómero o termoestable.

El ensayo se efectúa en una cámara de acondicionamiento térmico provista de un foco y un espejo en forma de disco volante suspendido del extremo inferior libre de la probeta, que oscila sobre su eje vertical y el espejo envía el reflejo de la oscilación producida a un registro gráfico.

A partir de éste se obtienen los módulos de elasticidad dinámico y el de cizallamiento estático.

Ilustración 13: Máquina de vibración torsional

2.1.1.7 Ensayo de dureza a la presión de la bola

Se efectúa mediante un durómetro con una bola en la punta que, tras apoyarla libremente sobre la muestra, al aplicar una fuerza determinada, penetra en una profundidad que registra el aparato para dar la medida de dureza⁵¹. Si la muestra tiene 4 mm o menos de espesor, debe registrarse para tener en cuenta el posible efecto de la base de apoyo⁵².

2.1.1.8 Ensayo de resistencia al impacto

Se suelen utilizar tres tipos de probetas; la varilla de 50x6x4 mm es la clásica para termoplásticos, la de 120x15x10 mm para reforzados con fibras y la Dynstat DIN 53435 de 15x10x (1,2 a 4,5) mm la indicada para tomarla a partir de piezas inyectadas. Se utilizan con entallas en U, W o perforadas para el ensayo con entalla. Se utilizan aparatos de tipo de péndulo con un martillo que desarrolle entre el 80% y el 10% de su capacidad de trabajo.

El ensayo Charpy es de flexión entre tres puntos, estando fijada la probeta en ambos extremos y golpeando el martillo en el centro.

ENSAYO DE RESILIENCIA CHARPY

El Golpe Lo recibe la Probeta por la Cara Opuesta a la Hendidura

Ilustración 14: Ensayo de resiliencia Charpy

2.1.1.9 Ensayo de flexión-impacto

En el impacto Izod se sujeta la probeta entallada por un solo extremo con una mordaza fija y otra móvil, en posición lateral. El cálculo de resistencia al impacto se realiza a partir del diferencial de los trabajos de choque que se lee en el mismo aparato. Puede efectuarse con la entalla en la cara que recibe el choque (ISO 180/1A) o en la cara opuesta (ISO 180/1C), en la zona de compresión/flexión.

Ilustración 15: Ensayo de flexión impacto

2.1.1.10 Ensayo de tracción-impacto

La probeta puede o no tener entalla y se somete a una fuerza repartida por toda la sección, hasta la rotura. Este ensayo, más costoso, se suele utilizar cuando no ha habido rotura en el ensayo Charpy. La probeta se fija por un extremo y se sujeta por otro a un yugo móvil que es el que recibe, por ambos lados de la probeta, el golpe del martillo que tiene la parte inferior hendida convenientemente, de modo que la probeta sufre siempre un golpe a tracción.

2.1.1.11 Ensayo de tracción a largo plazo

Los termoplásticos presentan ya a temperatura ambiente un plasto deformación (flujo en frío). Este ensayo permite calcular la deformación y resistencia de piezas sometidas a una tensión mono axial durante un tiempo prolongado o, en el caso de tubos a presión interna, multiaxial. Se someten a diferentes tensiones varias probetas y se registran las curvas de alargamiento en función del tiempo. Si el ensayo se efectúa en medios agresivos, puede determinarse si aparece tensofisuración.

2.1.1.12 Ensayo de vibración en el tiempo

Si los productos han de someterse a esfuerzo dinámico, no son válidos los parámetros estáticos y debe tenerse en cuenta la fatiga. Para ello se hacen vibrar probetas con una carga pulsatoria, determinando resistencias por vibración, en general hasta 10^7 ciclos, con una frecuencia menor de 10 Hz para evitar un calentamiento inadmisibles. La máquina según debe aplicar flexiones en vaivén, pero no en sentido transversal. Se determinan las curvas de Wöhler (curva s-n) que relacionan tensiones, amplitud, frecuencia y número de ciclos hasta el fallo, así como la línea de deterioro determinada por una caída de la tensión durante el ensayo o alteraciones visibles en la probeta.

2.1.1.13 Ensayos de fricción y desgaste

Para obtener estas características deben relacionarse los pares de materiales entre los que se produce la fricción, teniendo en cuenta la temperatura, calidad y presión superficiales y velocidad de deslizamiento. Los ensayos se efectúan con discos abrasivos Böhme o con volantes de fricción.

2.1.2 La fatiga en los implantes dentales

En la actualidad existen muchas formas y métodos de controlar los niveles de efectividad que presentan los implantes dentales una vez cumplidos los tiempos de integración óseoimplantaria, pero la carga protésica sobre dicho elemento acarrea múltiples inconvenientes a la hora de evaluar su efectividad con el paso de los años, a la vez se observa como una constante que la unión implante/pilar es la zona que presenta mayor proporción de conflictos.

A lo largo de los años, estudios como el de Cornell K. Lee⁵³ han demostrado altas tasas de éxito independientemente del sistema de implante o la característica de la superficie. Las tasas de falla biológica de 1-5% en la mandíbula y 10-20% para el maxilar no son infrecuentes. A medida que la terapia con implantes dentales evolucionó, la mentalidad cambió de un enfoque quirúrgico a un enfoque protésico. La osteointegración ya no era una preocupación principal y el nuevo desafío era obtener una restauración estética y manejar las complicaciones mecánicas.

Las pruebas de laboratorio realizadas a tal efecto conllevan la necesidad de contar con un instrumento que permita simular la acción de las fuerzas masticatorias y de esa manera evaluar las posibles fallas en dicha unión. Esto se debe a uno de los principales factores de riesgo que sostienen según los ingenieros un desafío constante a la hora de establecer cuál es el material más adecuado para un fin determinado, por ejemplo, el Dr. Javier Gil de la Univ. de Catalunya⁵⁴ presentó un trabajo en donde se estudian los pares de torsión máximos para tornillos y casquillos que se pueden aplicar en un sistema de implante dental.

Se determina el aflojamiento que sufren estas piezas con las cargas mecánicas en el medio fisiológico a 37°C y se aprecia una mejora de la fijación producida por recubrimientos de oro de diferentes espesores en tornillos y casquetes metálicos. El oro actúa como sistema de gripaje aumentando la fricción y la superficie de agarre del tornillo y los casquetes a las roscas del implante dental.

La integración de un implante dentario corresponde a la primera etapa en la rehabilitación protésica en paciente parcial o totalmente edéntulos, la carga que se

presupone va a soportar dicha estructura insertada en el lecho óseo, está ligada a la inserción de diferentes elementos para darle inmovilidad a la superestructura implantara (todo sistema que se coloque sobre el implante).

Las pruebas clínicas que se investigan para dicha conexión son innumerables pero los elementos para realizar dichas pruebas in vitro son de una dificultad mayor ya que se requiere de maquinarias específicas que midan la simulación de los movimientos de la cavidad bucal.

2.1.2.1 Caso de estudio 1

En la Facultad de Ingeniería Mecánica del Ecuador se desarrolló una máquina para realizar el ensayo de cargas cíclicas en materiales utilizados en prótesis dentales. El uso principal de la máquina es generar curvas esfuerzo – número de ciclos (S-N) para la caracterización física de estos tipos de materiales. El diseño fue elaborado tomando en cuenta los parámetros descritos en la ingeniería concurrente, así como las especificaciones técnicas requeridas por el cliente⁵⁵.

Para el análisis de estos materiales, se establecieron los módulos necesarios para un resultado óptimo en la construcción de la máquina. La fuerza aplicada por la máquina se determinó según la fuerza máxima de la mordida humana.

Para corroborar el diseño y los cálculos se realizaron pruebas en probetas de 65x10x5 mm de Polimetacrilato (Veracryl- Termocurado) las cuales se las realizó según las especificaciones de la norma ADA 12. Para la elaboración de la curva S-N se tomó como valor inicial aproximadamente el 1/3 de la carga máxima a flexión estática, la cual fue aproximadamente de 100 Nw (Newton) a partir de la cual se procedió a aumentar cada 10 Nw hasta tener valores en los cuales los ciclos eran menores de 10.

Al finalizar los ensayos se obtuvo que el esfuerzo máximo aplicado a las probetas de Polimetacrilato fue de 68,82 MPa (megapascasles) rompiéndose a 7 ciclos, por el contrario, el menor esfuerzo aplicado fue de 33,54 MPa rompiéndose a 32684 ciclos⁵⁶.

Ilustración 16: Máquina de ensayos cíclico

2.1.2.2 Caso de estudio 2

En el Instituto Nacional de Tecnología Industrial se desarrolló una máquina que mide fatiga de implantes dentales bajo normas ISO 14801. Esta máquina presenta una carga variable del tipo sinusoidal ofreciendo una carga máxima aproximada 2800 N y con una frecuencia máxima 1,2 Hz. Posee contador de ciclos y el ensayo que se interrumpe automáticamente cuando la muestra se rompe o cuando alcanza el valor de ciclos testeado⁵⁷.

Ilustración 17: Máquina de fatiga desarrollada por el INTI

2.1.2.3 Caso de estudio 3

En el Laboratorio de Ingeniería Mecánica de Sevilla se realizó un informe sobre ensayos de fatiga de implantes dentales endoóseos utilizando una máquina universal de ensayos MTS 858 Mini Bionix⁵⁸.

Ilustración 18: Máquina Universal de ensayos MTS 858 Mini Bionix

2.1.2.4 Caso de estudio 4

Fabricantes como Zwick/Roell construyendo una máquina de ensayos servo hidráulica para el ensayo de fatiga dinámica para implantes dentales según la norma ISO 14801.

Ilustración 19: Máquina de ensayos servo hidráulica Zwick/Roell

El objetivo de este estudio fue evaluar cinco tipos de restauraciones de implantes utilizando pilares de titanio, zirconio y disilicato de litio después de someterse a una carga de fatiga a largo plazo. Se tomaron cuarenta restauraciones de implantes de un solo diente se ensamblan sobre implantes de titanio (FairTwo; Fair Implant).

Las restauraciones difieren solo en el tipo de pilar utilizado y se dividieron en cinco grupos [Ti: titanio; Zr: zirconio sin base metálica; ZrT: zirconio con base de titanio;

LaT: pilar de disilicato de litio con base de titanio; y LcT: corona-pilar híbrido de disilicato de litio con base de titanio]. Las muestras fueron sometidas a una carga dinámica de 49 Nw hasta 1,200,000 ciclos utilizando un simulador de masticación de doble eje (Kausimulator, Willytech). Las muestras supervivientes se sometieron a una carga cuasi estática utilizando una máquina de prueba universal (Z010; Zwick) hasta que falló la conexión entre el implante y el pilar. Se calcularon los valores de fuerza (N) a los que se produjo fractura o deformación plástica de la restauración y se analizó la tasa de deformación. Los datos fueron luego analizados usando pruebas de Mann-Whitney. En estadística la prueba de la U de Mann-Whitney (también llamada de Mann-Whitney-Wilcoxon, prueba de suma de rangos Wilcoxon, o prueba de Wilcoxon-Mann-Whitney) es una prueba no paramétrica aplicada a dos muestras independientes. Los grupos Ti, ZrT, LaT y LcT soportaron 1,200,000 ciclos de carga de fatiga y fuerzas más altas que las fuerzas oclusales fisiológicas sin fractura ni desunión de la infraestructura de cerámica. En el grupo Zr, algunos especímenes no sobrevivieron a la simulación de masticación y este grupo mostró la menor resistencia al fracaso con una mediana de 198 Nw. Con este estudio se pudo concluir que los pilares de disilicato de litio y los pilares híbridos-pilares las coronas muestran una durabilidad y resistencia prometedoras después de la carga dinámica a largo plazo. El uso de base de titanio mejora la resistencia de los pilares de zirconio⁵⁹.

2.1.2.5 Caso de estudio 5

En la Universidad del rey Juan Carlos en Madrid se realizó una tesis doctoral realizando un estudio de predicción de vida a fatiga de implantes dentales de titanio y de sus principales tipos de conexiones implanto protésica. Se pudo determinar que en una situación de cargas cíclicas provoca que el fenómeno de la fatiga en implantes dentales sea un área de interés para las casas comerciales fabricantes puesto que, aunque la tasa de éxito sea muy elevada, algunos implantes pueden llegar a fracasar por rotura y/o fatiga. Para evaluar la idoneidad de los diferentes diseños de implantes y componentes se realizan test de fatiga definidos por la norma ISO 14801 (ISO 14801 2007). Esta norma, titulada “Ensayo de fatiga para implantes dentales endoóseos”, especifica cómo se deben ensayar los implantes endoóseos de manera individual y muestra una máquina de ensayo universal en la que es posible analizar los implantes dentales según la norma

ISO 14801 y el esquema del montaje del implante en dicha máquina para su posterior ensayo⁶⁰.

Ilustración 20: Máquina para ensayos endoóseos

2.1.3 Máquina de ensayos de fatiga para implantes dentales

La máquina de ensayos de fatiga realiza los ensayos bajo la norma ISO 14801:2016 - Dynamic loading test for endosseous dental implants - Prueba de carga dinámica para implantes dentales endoóseos (UNE, 2017), con esto se puede obtener el número de ciclos correspondiente a la fractura o daño del implante dental.

Ilustración 21: Máquina de ensayos de fatiga para implantes dentales

2.2 PLANTEO DEL PROBLEMA

La Facultad de Odontología de La Plata carece de este tipo de maquinarias para el plantel docente-investigador que presenta dicho establecimiento. Esto llevó a la idea de diseñar y fabricar una máquina de tipo portátil que pueda ser utilizada para la realización de distintos estudios comparativos y trabajos de investigación en ámbitos de la institución sin tener que necesitar una gran infraestructura para el tamaño que presentan la mayoría de estas maquinarias y a su vez disminuir los costos de adquisición sumamente elevados y en moneda extranjera que presentan estos instrumentos de alta precisión. Como es de suponer la odontología no nos brinda el conocimiento para poder llegar a hacer un diseño tal que pueda ser fabricado a escala y que esto permita desarrollar las prácticas de laboratorio antes mencionada.

Los diferentes estudios que se han realizado desde el advenimiento de la implantología han pasado por varias facetas, en primera instancia todo se centraba en la búsqueda de la mejor óseo-integración de dichos implantes⁶¹.

El trabajo inicial de Brånemark reconocido como el iniciador de esta era implantológica tenía por objetivo ampliar los conocimientos mundiales sobre la anatomía de la circulación sanguínea. En aquel tiempo se estaba utilizando un dispositivo óptico, que se insertaba en el interior de una pata de conejo para poder observar así el tejido óseo interno. Dicho dispositivo óptico estaba encapsulado dentro de un tubo de titanio, allá por el año 1965. Desde que advirtió que sus intentos de retirar los tubos de titanio resultaban problemáticos, Brånemark llegó rápidamente a la conclusión de que había dado con algo importante. En vez de descartar el problema como un simple inconveniente, vislumbra la gran importancia clínica de la osteointegración (como él denominó al fenómeno), y quiso averiguar más sobre ella.

Con el paso de los años se ha descubierto y se presupone que con el protocolo de intervención implantológica básica el implante suele ser en un porcentaje muy alto sumamente efectivo y que los fracasos muchas veces pasan por la falta de pericia y práctica del operador más que por un problema biológico entre el material bioestable y la estructura ósea.

En el campo de la odontología, la implantológica es un área que ha experimentado un amplio desarrollo en los últimos años, debido a la gran demanda de este tratamiento y la constante innovación e investigación en nuevos materiales y accesorios. La colocación de implantes se ha convertido en la primera opción de tratamiento para reemplazar los dientes perdidos⁶².

Los implantes dentales son estructuras funcionales cuyo objetivo es remediar los faltantes de piezas dentarias⁶³. Teniendo en cuenta esta necesidad se puede observar que la fabricación de implantes en general, y los implantes dentales en particular se debe tener en cuenta los diferentes materiales a utilizar, estos materiales incluyen algunos grados de acero inoxidable, magnesio (y algunas aleaciones), titanio comercialmente puro (CP) y sus aleaciones, entre los cuales el más utilizado es Ti6Al4V⁶⁴.

Como se conoce la integración del titanio en el medio óseo está determinada por el concepto de, osteointegración y esto implica un mecanismo de anclaje mediante el cual los componentes artificiales pueden incorporarse de manera confiable y predecible al hueso vivo, y que este anclaje puede persistir en todas las condiciones normales de carga⁶⁵.

Para que los implantes proporcionen una solución clínica satisfactoria, sus dimensiones (diámetro y longitud) deben estar disponibles en varias combinaciones. La condición de la superficie del implante es otro factor primordial para su integración exitosa^{66,67}.

Las fallas biológicas del implante son causadas por una pérdida progresiva de soporte óseo alrededor del implante debido a una infección o inflamación denominada perimplantitis^{68,69}. Aproximadamente el 50% de las implantaciones se definen como tardías pérdidas, que se producen debido a la pérdida del soporte óseo⁷⁰.

En la literatura se pueden encontrar varios valores de masticación y/o cargas de mordida^{63,71}. A juzgar por la literatura, parece que existe una gran variabilidad en los valores informados de las cargas experimentadas por el implante, hasta el punto de que uno no puede definir un rango característico de cargas, ni acuñar un valor representativo promedio. Estas cargas pueden variar entre 100 y 2400 Nw^{63,71}.

El medio fluido intra oral típico contiene diferentes concentraciones de electrolitos, pH, enzimas, proteínas y células. Cuando los hilos del implante quedan expuestos al ambiente oral debido a la pérdida ósea (perimplantitis), el cuerpo del implante podría exponerse a la saliva, donde el contenido de alimentos (sólidos y líquidos) y la temperatura varían constantemente⁷². Esto determina que las pruebas de fatiga deban realizarse en un medio líquido en lo posible para lograr un mejor acercamiento a la realidad. Las diferentes literaturas intentan discutir de qué forma y de qué manera la supra-estructura (estructura que se encuentra generalmente atornillada sobre el implante) pueden soportar las diferentes fuerzas axiales, rotacionales y flexurales que se activan en el acto masticatorio.

Otros estudios, por ejemplo, evalúan el diámetro del implante en relación a la fatiga. La curva S-N trazada para los implantes de 5 mm mostró un comportamiento de fatiga clásico con una región de vida finita a partir de 620 Nw. Lo mismo se observó para los implantes de 3,75 mm de diámetro, con una región de vida finita que comienza por debajo de 620 Nw. Por el contrario, los implantes de 3,3 mm de diámetro no mostraron un comportamiento de fatiga predecible y no se pudo definir un límite de fatiga⁷³. Y debido a este motivo es que las pruebas de soporte, retención y fijación deben llevarse a cabo mediante pruebas de cinética para controlar la fatiga de dichos materiales.

Para evaluar los implantes y sus articulaciones con sus componentes, así como su estabilidad y resistencia, los modelos se utilizan ampliamente en la investigación en los últimos tiempos, en los que se aplican cargas excéntricas al eje largo de los implantes, ya sea en ángulos superiores a 15 grados o por medio de dispositivos que toman el momento de flexión fuera del eje axial^{74,76,77}.

Ameen Khraisat DDS y Roxana Stegaroiu DDS⁷⁵, analizaron la resistencia a la fatiga de dos diseños de articulación de implante / pilar. Las unidades ensambladas se montaron en una máquina de prueba de tipo palanca que estaba equipada con un dispositivo de conteo automático y sensores de apagado, lo que permite el registro del número de ciclos hasta el fallo. Se aplicó una carga cíclica de 100 Nw perpendicular al eje largo de los conjuntos a una velocidad de 75 ciclos / min. Para investigar la

resistencia de la muestra a la fatiga durante 6 años de función simulada, se definió un objetivo de 1,800,000 ciclos⁷⁸.

Nuevamente A Khraisat, junto a O Abu-Hammad, N Dar-Odeh y A M Al-Kayed en el año 2004 estudiaron la resistencia al aflojamiento y flexión del tornillo del pilar del sistema de implante hexagonal externo después de la carga cíclica lateral⁷⁹.

La maquinaria necesaria para realizar cualquiera de estas pruebas no es exclusiva de uso odontológico y por lo tanto tienen características estructurales que dificultan el libre acceso de uso para los odontólogos investigadores o aficionados que buscan respuestas a lo antes mencionado. El planteamiento del desarrollo de la máquina sugiere una solución para odontólogos investigadores que necesiten de este recurso para la prueba de diferentes materiales y conexiones implantarias.

El desarrollo de la máquina permite a los investigadores hacer repeticiones de mediciones óptimas a través de un software incorporado a un ordenador; a su vez hacer diagnósticos más certeros a la hora de hacer una evaluación clínica y de laboratorio de las fuerzas distribuidas en la cavidad bucal.

Este trabajo expresa específicamente cómo a partir de un diseño se llega a la fabricación de cada una de las partes, ensamble y calibración de la máquina. Dentro de la estrategia del plano de fabricación entra una gran búsqueda bibliográfica en donde se observa que existen varios modelos a escala industrial que permiten evaluar y determinar cuál es el diseño adecuado para la fabricación de cada parte y que permita a su vez la portabilidad de la máquina. Todas las posibilidades en cuanto al diseño expresan la unión de muchos conceptos obtenidos a través de las bibliografías encontradas y que se trata de adaptar a las necesidades de los diferentes proyectos de investigación y que necesitan de la actuación de dicha máquina para ofrecer las conclusiones de las pruebas que ofrece. A su vez la incorporación de estas nuevas herramientas permite para cualquier odontólogo darle una mejor solución clínica en las rehabilitaciones intrabucales por medio de aparatologías complejas. Una de las especificaciones que se plantea en el desarrollo de la máquina está ligada a las especificaciones del ensayo descrita por la norma ISO 14801 (ver Anexo), en el cual se tomará como parámetro de estudio y se buscará llegar al máximo con los requerimientos de dicha norma descriptiva universal.

Ilustración 22: Ejemplificación de la norma ISO 14801

La disposición del implante está definida por la norma ISO 14801, el cual debe de colocarse con una inclinación de 30° con respecto a la vertical, que es la dirección de la carga. Debe ser colocado y fijado sobre un material el cual su módulo de elasticidad sea mayor a 3 GPa, por lo cual se da un límite inferior pero no se especifica qué material debe ser.

La frecuencia con la cual se realiza el ensayo está limitada por la norma antes mencionada, la cual es de 2 Hz a 15 Hz si se encontrara en un medio líquido (15 ciclos por segundos), La frecuencia es una magnitud que mide el número de repeticiones por unidad de tiempo de cualquier fenómeno o suceso periódico. Así, un fenómeno con una frecuencia de dos hercios (Hz) se repite dos veces por segundo. Esta unidad se llamó originariamente «ciclo por segundo» (cps) y en el caso de que el implante/pilar disponga de materiales polímeros y que requieran de un ensayo bajo un medio diferente al aire, por ejemplo, agua, se tiene como máxima frecuencia de 15 Hz.

Ilustración 23: Máquina de fatiga para implantes endoóseos

La ilustración superior corresponde a una máquina existente, la cual presenta la posibilidad de regular la dirección en la cual se aloja el implante.

Ilustración 24: Pre-diseño de maquina portátil para ensayos de fatiga

La ilustración anterior es un concepto temprano de la máquina a desarrollar. La forma de la misma y los componentes necesarios se determinaron a partir del diseño propiamente dicho, al igual que los materiales requeridos para las partes.

3 OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

Desarrollo y fabricación de una máquina portátil para realizar ensayos dinámicos sobre implantes dentales.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Analizar diseños posibles para cumplir con la función requerida.
2. Seleccionar los elementos adecuados para la fabricación.
3. Ensayar los componentes para el funcionamiento de las pruebas de flexión/fatiga.
4. Realizar las pruebas del equipo mediante fuerzas sobre probetas.
5. Calibrar correctamente las medidas y valores arrojados por la máquina.
6. Realizar ensayos de fatiga y flexión en implantes dentales.

4 MATERIALES Y MÉTODOS

Este trabajo de tesis doctoral es de tipo experimental, explicativo y transversal. Para el diseño de la maquina se tomó como parámetro la norma ISO 14801.

El trabajo es de carácter multidisciplinario, ya que para la fabricación del mismo se contó con la colaboración del personal docente de la facultad de Ingeniería mecánica de la UNLP

Criterios de inclusión:

- Para la confección del aparato se utilizará Hierro al carbono
- Dicho aparato registrara Flexión y Fatiga.
- Como parámetro se aplicó la Norma ISO 14801

Se utilizaron datos de tipo cuantitativos que se procesaron estadísticamente mediante la prueba de t de Student-Fisher y Análisis de la variancia.

La máquina, está basada en la descripción de cuatro componentes fundamentales:

- La primera de ellas es el actuador, o sea el elemento que va a producir la acción mecánica de movimiento y que de alguna manera influye en el diseño de la estructura final según el tipo de actuador elegido.
- En segundo lugar, está el sistema de soporte, la estructura que sostiene todos los componentes y que, en base a los estudios previos se proyecta cuál es la mejor elección en cuanto a material, costos, rendimiento, etc.
- En tercer lugar, es el método elegido como sistema de control y recopilación de información, formado por la electroválvula y el lector de datos, quien ejecuta y recolecta los datos obtenidos.
- En cuarto y último lugar, el método de sujeción, la mordaza, la forma mediante el cual se va a sostener el elemento de estudio.

4.1 ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

El detalle de las especificaciones técnicas de la máquina surgió del esfuerzo conjunto con docentes y alumnos de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la UNLP. Se evaluó diferentes propuestas en el diseño de cada una de las partes de la máquina. Se realizó un análisis funcional, la descripción de los módulos posibles, las alternativas de solución, las ventajas y desventajas para cada solución, con el fin de hacer una selección de acuerdo con el funcionamiento y calibración de la máquina a desarrollar. El contacto se realizó a través del titular de la cátedra de Ingeniería Mecánica, el Dr. Prof. Ing. Alfredo Gonzales y el Prof. Ing. Juan Lacoste; el diseño, partes y especificaciones a cargo de los estudiantes Luciano Nicolas Verona y Juan Agustín Meschini, junto a los cuales se programó una planificación inicial de diseño teniendo en cuenta los siguientes ítems:

Especificación	Descripción
Función	Testear dinámicamente implantes dentales
Geometría	Dimensiones máximas a ocupar de 400 mm de largo, 300 mm de ancho y 700 mm de alto. En búsqueda de la optimización del tamaño. Espacios libres para fácil manipulación.
Cinemática y dinámica	Movimiento alternativo lineal. Frecuencia máxima de accionamiento 15 Hz.
Energía	Energía eléctrica de uso domiciliario, 220V, 50Hz. Aire comprimido, calidad ISO 8573-1:2010 [X:4:4], presión de servicio de 7 kg/cm ² .
Señales	Botones de accionamiento por el mismo operario, a altura ergonómica, entre 700 y 1000 mm.
Seguridad	Parada de emergencia. Protección en zona de trabajo. Calcos de señalización de peligros y de botones de arranque y parada.

Ergonomía	Ruido máximo 80 dB (A), admitido dentro de un laboratorio de ensayos odontológicos en un tiempo de 24 horas continuas. Facilidad de limpieza
Calidad	Vida útil superior a 3 años o 1000 implante ensayados a vida infinita según norma.
Transporte	Posibilidad de ser transportada con facilidad por una persona promedio. Peso máximo 35 kg.
Operación	Lugar de operación, laboratorio de ensayos odontológicos, con temperaturas normales de entre 5 a 30 °C.
Mantenimiento	Accesibilidad a partes de movimiento para reparaciones o sustituciones. Piezas estandarizadas para lograr facilidad de obtención de repuestos.
Reciclado	Una vez concluida la vida útil de la máquina, reciclado de al menos el 70% en peso del conjunto.
Costos	Minimizar costos de producción, operación y mantenimiento.

Tabla 1.- Especificaciones de diseño de la máquina

4.2 REVISIÓN DE LAS TECNOLOGÍAS A UTILIZAR

4.2.1 Sistema de accionamiento

Un sistema de accionamiento es un conjunto de elementos tales como motores, hélices, palancas, correas de transmisión, poleas, sensores, actuadores, etc. que tienen como objetivo mover o participar en el movimiento de cualquier parte móvil. Las que tienen injerencia sobre el ideal que se presupone van a intervenir como partes constitutivas son las siguientes.

4.2.1.1 Leva mecánica

Una leva es un elemento mecánico que sirve para impulsar, por contacto puntual o lineal, a otro elemento, llamado seguidor o palpador, con la finalidad de lograr un movimiento con ley o recorrido predefinido. La ley de la leva puede definirse como la

función que refleja la relación entre el desplazamiento de la leva (lineal o angular) y el palpador.

Ilustración 25: Tipos de palpador

El mecanismo leva seguidor consiste de dos partes móviles, con coordenadas generalizadas para la leva y para el seguidor, que se ponen en contacto mediante un par superior, ambas partes están unidas al bastidor mediante un par inferior.

De esta manera se obtiene un mecanismo de un grado de libertad en el que se define la ley de dependencia entre las coordenadas que describe el movimiento de la leva y del palpador, la ley recibe el nombre de ley de desplazamiento del seguidor.

En el mecanismo descrito, dada la ley de movimiento giratorio de la leva, el seguidor se desplazará también según una ley de movimiento completamente determinada, que depende del contorno (perfil) de la leva y el tipo de seguidor.

Por consiguiente, dándole a la leva y al seguidor una determinada forma se puede obtener el movimiento requerido para el palpador. En la ilustración siguiente se muestra un diagrama típico de desplazamiento para un ciclo completo de rotación de la leva (2π).

Ilustración 26: Desplazamiento vs. Giro

En particular, para una función de tipo sinusoidal se requeriría una fase de reposo nula, como se muestra en la ilustración 26.

Ilustración 27: Desplazamiento vs. Giro, sin reposo

Los materiales con los cuales se fabrican las levas deben ser elegidos con sumo cuidado, ya que la superficie de la misma se encuentra en contacto permanente con el seguidor y las fuerzas que lo conectan pueden llegar a ser considerables. Es por ello que los materiales que se utilizan son aceros aleados con prestaciones para el trabajo pesado y de gran fricción.

Otra de las posibles opciones que se postularon fue el actuador piezoeléctrico. Ciertos materiales exhiben un comportamiento muy interesante: al ser deformados generan un campo eléctrico⁸⁰. Esto es siempre acompañado por un comportamiento inverso en el cual se produce una deformación cuando el material es colocado en un campo eléctrico. A estos fenómenos se los conoce como efecto piezoeléctrico directo y efecto piezoeléctrico inverso.

Los materiales que muestran estos efectos se denominan como materiales piezoeléctricos. Ambos efectos son lineales por lo que, en el caso del efecto inverso, por ejemplo, la deformación es proporcional a la intensidad del campo eléctrico y cambia el sentido cuando lo hace el campo eléctrico.

El comportamiento piezoeléctrico está ligado al reacomodamiento, durante la deformación, de partículas cargadas eléctricamente. Cuando existen dos partículas cargadas eléctricamente en igual magnitud y distinto signo, separadas por una distancia se produce un momento eléctrico o momento dipolar dado por la multiplicación entre la carga y la distancia. El efecto generado en los materiales naturales tales como el cuarzo y la turmalina son muy pequeño, por lo que se han desarrollado materiales con propiedades mejoradas, por ejemplo, los materiales cerámicos ferro eléctricos poli cristalino, como el Zirconato Titanato de Plomo (PZT). Estos cerámicos, son los materiales más ampliamente utilizados hoy en día para aplicaciones como actuadores, debido a su propiedad de rigidez y ductilidad. En cambio, los piezopolímeros están mejor preparados para actuar como sensores porque añaden una rigidez mínima a la estructura dada su flexibilidad. Cuando el esfuerzo mecánico sobre el material es inverso la tensión sobre las caras tendrán también polaridad inversa. Si una tensión continua con polaridad opuesta a la tensión de polarización se aplica sobre las caras, el piezoeléctrico sufre una elongación. Cuando se aplica un campo alternativo, el material se acorta y se alarga alternativamente como se muestra en la ilustración 27.

Ilustración 28: Tensión aplicada vs tiempo, comportamiento del material

El desplazamiento generado por los materiales piezoeléctricos es función de la intensidad del campo eléctrico del material utilizado. Uno de los más utilizados dentro de las opciones es el actuador eléctrico. La estructura de un actuador eléctrico es simple en comparación a los diferentes tipos de actuadores neumáticos o hidráulicos, ya que solo requieren de energía eléctrica. Al no poder transformarse directamente la energía eléctrica en un movimiento lineal, y si se logra hacer en un movimiento rotatorio, se hace uso de un mecanismo mecánico para convertir el movimiento rotatorio en lineal, mediante un tornillo. Los motores que se utilizan son de diferentes tipos, dependiendo del tipo de tensión y corriente que se disponga, puede ser de CC (corriente continua) o CA (corriente alterna) y los motores pueden ser de corriente continua, paso a paso y asíncronos. Los parámetros de funcionamiento del actuador dependerán de las características del motor que lo accione y de las propiedades mecánicas del convertidor, como puede ser el tipo de rosca, el paso, etc.

El control del actuador es simple ya que solo se regula la energía eléctrica que ingresa al sistema y no así en otros sistemas como puede ser el hidráulico o neumático donde deben controlar los parámetros del fluido energizado. Los actuadores lineales eléctricos se caracterizan por su precisión, no requieren de limpieza, por su bajo mantenimiento, casi nulo, aunque no son muy usados en aplicaciones en donde se requieran grandes cargas. La vida útil del actuador es de aproximadamente 10 millones de ciclos.

Ilustración 29: Actuador lineal eléctrico

Los Actuadores servo-neumático y servo-hidráulico son dispositivos capaces de generar una fuerza a partir de un fluido. El actuador recibe la orden de un regulador o controlador y da una salida necesaria para activar a un elemento final de control como son las válvulas. Pueden ser hidráulicos o neumáticos⁸¹. Los actuadores hidráulicos se emplean cuando lo que se requiere es potencia mientras que los neumáticos son para simples posicionamientos. Sin embargo, los hidráulicos requieren demasiado equipamiento para el suministro de energía, así como de mantenimiento periódico mayor. Por otro lado, las aplicaciones de los modelos neumáticos también son limitadas desde el punto de vista de precisión y mantenimiento.

El cilindro neumático o actuador neumático consiste en un cilindro cerrado con un pistón en su interior que desliza y que transmite su movimiento al exterior mediante un vástago⁸². Se compone de las tapas trasera y delantera, de la camisa donde se mueve el pistón, del propio pistón, de las juntas estáticas y dinámicas del pistón y del anillo rascador que limpia el vástago de la suciedad. Los cilindros neumáticos independientemente de su forma constructiva, representan los actuadores más comunes que se utilizan en los circuitos neumáticos. Existen dos tipos fundamentales de los cuales derivan construcciones especiales. Cilindros de simple efecto, con una entrada de aire para producir una carrera de trabajo en un sentido. Estos cilindros desarrollan trabajo en un solo sentido. El embolo se hace retornar por medio de un resorte interno o por algún otro medio externo como cargas, movimientos mecánicos, etc. Puede ser del tipo “normalmente dentro” o “normalmente fuera”. Cilindros de doble efecto, con dos entradas de aire para producir carreras de trabajo de salida y retroceso.

Los cilindros de doble efecto son aquellos que realizan tanto su carrera de avance como la de retroceso por acción del aire comprimido. Su denominación se debe a que emplean las dos caras del émbolo (aire en ambas cámaras), por lo que estos componentes sí pueden realizar trabajo en ambos sentidos. Sus componentes internos son prácticamente iguales a los de simple efecto, con pequeñas variaciones en su construcción.

El campo de aplicación de los cilindros de doble efecto es mucho más extenso que el de los de simple, incluso cuando no es necesaria la realización de esfuerzo en ambos sentidos. Esto es debido a que, por norma general (en función del tipo de válvula empleada para el control), los cilindros de doble efecto siempre contienen aire en una de sus dos cámaras, por lo que se asegura el posicionamiento.

Ilustración 30: (izquierda) Actuador hidráulico, (derecha) Actuador neumático

Para el sistema hidráulico, los componentes básicos son generalmente los mismos con la diferencia que en el lugar del compresor se utiliza una bomba. Los cilindros

hidráulicos de movimiento lineal son utilizados comúnmente en aplicaciones donde la fuerza de empuje del pistón y su desplazamiento son elevados. Los cilindros hidráulicos pueden ser de simple efecto, de doble efecto y telescópicos.

4.2.2 Sistema de control

4.2.2.1 Arduino

Arduino es una plataforma electrónica de prototipos de código abierto (open-source) basada en hardware y software flexibles y fáciles de usar. Está pensado para artistas, diseñadores, como hobby y para cualquiera interesado en crear objetos o entornos interactivos⁸³. El Arduino puede sentir el entorno mediante la recepción de entradas desde una variedad de sensores y puede afectar a su alrededor mediante el control de luces, motores y otros artefactos. El microcontrolador de la placa se programa usando el Arduino Programming Language (basado en Wiring) y el Arduino Development Environment (basado en Processing)⁸⁴. Los proyectos de Arduino pueden ser autónomos o se pueden comunicar con software en ejecución en una PC (por ejemplo, con Flash, Processing, MaxMSP, etc.).

Arduino también simplifica el proceso de trabajo con microcontroladores, pero ofrece algunas ventajas:

- **Económico:** Las placas Arduino son relativamente baratas comparadas con otras plataformas microcontroladoras.
- **Multiplataforma:** El software de Arduino se ejecuta en sistemas operativos Windows, Macintosh OSX y GNU/Linux. La mayoría de los sistemas microcontroladores están limitados a Windows.
- **Entorno de programación simple y claro:** El entorno de programación de Arduino es fácil de usar para principiantes, pero suficientemente flexible para que usuarios avanzados puedan aprovecharlo también.
- **Código abierto y software extensible:** El software Arduino está publicado como herramienta de código abierto, disponible para extensión por

programadores experimentados. El lenguaje puede ser expandido mediante librerías C++.

- Hardware extensible: El Arduino está basado en microcontroladores ATMEGA8 y ATMEGA168 de Atmel. Los planos para los módulos están publicados bajo licencia Creative Commons, por lo que diseñadores experimentados de circuitos pueden hacer su propia versión del módulo, extendiéndolo y mejorándolo.

Ilustración 31: Plaqueta Arduino UNO

4.2.2.2 Controlador lógico programable (PLC)

El PLC, de sus siglas en inglés, Programmable Logic Controller, es un equipo electrónico, programable en lenguaje no informático, diseñado para controlar en tiempo real y en ambientes de trabajo. Trabaja en base a la información recibida por los captadores y por el programa lógico interno, actuando sobre los accionadores de la instalación⁸⁵. Los PLC tienen características extraordinarias para el uso en el ámbito de la industria. Su utilización se da fundamentalmente en aquellas instalaciones en donde es necesario un proceso de maniobra, control y señalización, por lo tanto, su

aplicación abarca procesos industriales de cualquier tipo. Dentro de las ventajas que estos equipos poseen se encuentra que es posible ahorrar tiempo en la elaboración de proyectos, pudiendo realizar modificaciones sin costos adicionales. Por otra parte, son de tamaño reducido y mantenimiento de bajo costo.

Sin embargo, y como sucede en todos los casos, los controladores lógicos programables presentan ciertas desventajas como es la necesidad de contar con personal calificado, aunque algunos preparados como Rocha Saldaña et al. quien presentó un proyecto que se centra en la construcción de un controlador lógico programable con interface USB a base de un Microcontrolador de fácil programación y de bajo costo.

Con la finalidad de obtener un PLC con reducidas dimensiones, facilidad de implementación, almacenamiento de programas, los cuales podrán ser modificados a través del interfaz USB para su posterior y rápida ejecución para aplicarla en un proceso de automatización de una empresa, casa, etc.⁸⁶.

Ilustración 32: Controlador Lógico Programable, PLC

4.2.2.3 Tarjeta de adquisición de datos (DAQ)

La tarjeta de adquisición de datos es una interfaz entre la PC y las señales provenientes de los sensores. Su función es digitalizar señales analógicas de entrada para que una PC pueda interpretarlas⁸⁷.

Ilustración 33: Diagrama de funcionamiento de una tarjeta DAQ

Las señales de los sensores o externas suelen ser ruidosas o demasiado peligrosas para medirse directamente. El circuito de acondicionamiento de señales manipula una señal de tal forma que es apta para enviarla a un convertidor analógico digital. Las principales funciones que suelen realizar los acondicionadores de señal son la amplificación, atenuación, filtrado y aislamiento⁸⁸.

Ilustración 34: Tarjeta de adquisición de datos

4.2.3 Sistema estructural

La forma en que se diseña la estructura debe estar de acuerdo al tipo de material utilizado, como a la forma en la cual se presentan las diferentes soportes que existen en el mercado, los diseños básicos se basan en estructuras tipo C, tipo H y 4 pilares. En la estructura se fijan todos los sistemas que forman parte de la máquina, además transmite los esfuerzos producidos en el actuador hacia la base de la máquina y principalmente absorbe la deformación elástica a la que se someterá cuando se encuentre en funcionamiento ⁽⁸⁹⁾.

A continuación, se desarrollan las ventajas y desventajas de diferentes tipos de estructuras.

4.2.3.1 Estructura tipo “H”

La estructura en forma de “H” se caracteriza por tener dos pilares laterales a los que se le fija un crucero y se le acopla el actuador.

Ilustración 35: Prensa hidráulica con estructura de "H"

Ventajas: Dentro de las principales ventajas, se encuentra la alta rigidez estructural, lo que garantiza baja deformación de los elementos durante la realización de los ensayos.

Desventajas: Debido a la forma constrictiva, se requieren buena cantidad de material para su fabricación, por lo que la hace costosa y de difícil transporte debido a su peso y a su volumen frente a otras alternativas.

4.2.3.2 Estructura tipo “C”

La estructura en forma de “C” se caracteriza por tener solo un pilar lateral el cual normalmente cuenta con una curvatura hacia el interior, formando la letra C, en donde se sujeta el actuador.

Ilustración 36: Prensa hidráulica con estructura en "C"

Ventajas: Las principales ventajas que dispone este tipo de estructura es el amplio espacio de trabajo durante los ensayos, lo cual facilita el manejo de la máquina por parte del operador. Su forma más simple la hace una buena opción en cuanto a tamaño y peso, cumpliendo siempre los límites de deformaciones especificadas.

Desventajas: La gran desventaja que tiene es la necesidad de colocar mayor cantidad de material para lograr la misma rigidez que otras estructuras y la probabilidad de fallas estructurales, debido a concentraciones de tensiones en lugares críticos.

4.2.3.3 Estructura de cuatro pilares

La estructura de cuatro pilares se caracteriza por tener como su nombre lo indica cuatro pilares laterales que a su vez son usados de guía para que el vástago del actuador descienda de manera vertical.

Ilustración 37: Prensa hidráulica con estructura de cuatro pilares

Ventajas: La alta rigidez que tiene le permite ejercer grandes fuerzas y consiguiendo bajas deformaciones. Permite un descenso vertical estable y de forma paralela a la base ya que usa de guía a los pilares.

Desventajas: Debido a que puede realizarse mayor fuerza, generalmente se requiere una gran cantidad de material y el espacio que ocupa es mayor. Como consecuencia, es más pesada, y de mayor momento de inercia para su utilización en cargas dinámicas. A su vez, por el mismo motivo de su peso, se lo hace de difícil transporte.

4.3 SELECCIÓN DE COMPONENTES

Hay demasiada variedad de componentes que presentan características similares, que se precisó hacer una selección de cada uno de los elementos teniendo en cuenta tres principales criterios:

- Los componentes deben ser de fácil acceso en la industria nacional.
- La manufactura debe poder ser realizada por personal no especializado.
- Se buscará que el costo de fabricación sea el más económico, sin restar calidad de prestación de cada una de sus partes.

No existe una relación directa entre todos los componentes, por lo tanto, la elección de los dispositivos se puede realizar de forma independiente. Una vez determinados los criterios más relevantes de cada sistema, hay que ponderarlos para determinar cuáles son los pesos relativos entre ellos. Esto se lleva a cabo con una matriz de tipo “L” de ponderación de criterios, en donde por medio de puntaje (de 1 “menos importante”, a 5 “más importante”) a los propios criterios. Una vez obtenidos los factores de ponderación de cada criterio se pasa a la selección de la mejor solución por medio de una matriz de selección. En esta matriz se utilizan los valores ponderados de los criterios y la valoración de los criterios para cada solución (1 “mala”, 2 “regular” y 3 “buena”). A continuación, se procede a la selección de las diferentes soluciones para cada sistema.

4.3.1 Selección del actuador

La palabra «neumática» proviene del griego «pneumatikos», que significa respiración. En general, se entiende por neumática la parte de la ciencia de la física que trata de las propiedades de los gases y, por lo tanto, también del aire. En muchos sectores de la técnica de automatización de procesos industriales se utiliza la neumática y electroneumática. En plantas industriales de todo el mundo se usan sistemas de control electroneumáticos para controlar el funcionamiento de equipos de fabricación, líneas

de ensamblaje y máquinas de envasado. El progreso logrado en relación con los materiales, el diseño de los equipos y los métodos de fabricación ha redundado en componentes neumáticos de mayor calidad y variedad, por lo que su utilización está muy difundida en la actualidad. Además, el progreso tecnológico y las exigencias más estrictas han tenido como consecuencia una evidente modificación de los sistemas de control.

En la parte de procesamiento de señales, los relés han sido sustituidos en la mayoría de los casos por sistemas de controles lógicos programables (PLC), con el fin de satisfacer esas exigencias y, también, para contar con soluciones más versátiles. También la parte funcional de los controles electroneumáticos modernos ha experimentado modificaciones, con el fin de satisfacer las necesidades concretas que plantea la industria moderna.

En ese sentido, basta recordar ejemplos como los terminales de válvulas, la creación de redes de bus y la neumática proporcional. La neumática juega un importante papel en el sector de la automatización, y cabe suponer que su importancia seguirá aumentando. Numerosos procesos de fabricación no serían posibles sin la neumática.

La neumática está presente en casi todos los equipos de fabricación utilizados en los siguientes sectores industriales:

- Industria automovilística
- Química
- Petroquímica
- Industria farmacéutica
- Industria papelera e industria gráfica
- Ingeniería mecánica
- Industria alimentaria
- Centrales de tratamiento de agua y desagüe
- Industria del envasado

En estos sectores, la neumática asume las siguientes funciones:

- Detección de estados mediante sensores
- Procesamiento de datos mediante procesadores
- Activación de actuadores mediante elementos de control
- Ejecución del trabajo mediante actuadores

Para controlar máquinas y equipos suele ser necesario disponer de un sofisticado sistema de enlaces lógicos de estados y condiciones de conmutación. En los sistemas neumáticos o parcialmente neumáticos se utilizan sensores, procesadores, elementos de control y actuadores. El progreso logrado en relación con los materiales, el diseño de los equipos y los métodos de fabricación ha redundado en componentes neumáticos de mayor calidad y variedad, por lo que su utilización está muy difundida en la actualidad.

La neumática incluye los siguientes grupos de productos:

- Actuadores
- Sensores y unidades de entrada
- Procesadores
- Accesorios
- Sistemas de control completos

En función a lo mencionado, se determinan criterios por los cuales se van a evaluar las distintas posibilidades, se realiza la matriz de peso o ponderación y luego se utilizan los valores obtenidos en la matriz de selección. Para el caso del actuador, los criterios son los siguientes:

- **Fiabilidad:** Se hace referencia a la capacidad de realizar la tarea para la cual fue diseñado, cumpliendo o desarrollando, a lo largo de la vida útil del dispositivo, el movimiento lineal del vástago del mismo, garantizando un movimiento regular y repetitivo.

- **Fuerza:** Carga máxima que se debe ejercer sobre el implante, teniendo en cuenta que se debe realizar en primera instancia un ensayo estático.
- **Dimensiones:** Dimensiones no solo del actuador, sino también de los dispositivos auxiliares que se requieran.
- **Mantenimiento:** Control periódico requerido para garantizar el funcionamiento, teniendo en cuenta el costo y los plazos del mismo. También la vida útil del dispositivo.
- **Costo:** Sistema propio y auxiliares requeridos.
- **Velocidad de accionamiento:** la norma BS EN 14801 limita la frecuencia a un máximo de 15 Hz. No todos los actuadores estudiados pueden cumplir con la frecuencia necesaria trabajando eficientemente.
- **Seguridad:** Se tiene en cuenta la interacción con el ambiente de trabajo, considerando los parámetros que se usan y sus peligros para el operador.
- **Limpieza:** Tiene en cuenta la necesidad de un sistema que trabaje de manera limpia debido a que se trata de una máquina para ensayos dentales y su ubicación será en laboratorios.

	fiabilidad	Fuerza	Dimensiones	Mantenimiento	Costo	Velocidad de accionamiento	Seguridad	Limpieza	Suma	Factor de ponderación
Fiabilidad		2	3	4	1	5	4	2	21	12,5
Fuerza	4		4	5	2	5	5	3	28	16,7
Dimensiones	3	2		4	1	5	4	2	21	12,5
Mantenimiento	2	1	2		1	4	3	1	14	8,3
Costo	5	4	5	5		5	5	4	33	19,6
Velocidad de accionamiento	1	1	1	2	1		2	1	9	5,4
Seguridad	2	1	2	3	1	4		1	14	8,3
Limpieza	4	3	4	5	2	5	5		28	16,7
Suma									168	100

Tabla 2: Matriz de ponderación de criterios referidos a la selección del sistema actuador

Evaluación técnica de soluciones			Leva mecánica		Piezoeléctrico		Eléctrico		Neumático		Hidráulico	
I	Criterios técnicos	Peso w_i	Valoración v_{ij}	Ponderado $w_i v_{ij}$	Valoración v_{ij}	Ponderado $w_i v_{ij}$	Valoración v_{ij}	Ponderado $w_i v_{ij}$	Valoración v_{ij}	Ponderado $w_i v_{ij}$	Valoración v_{ij}	Ponderado $w_i v_{ij}$
1	Fiabilidad	12,5	3	37,50	2	25,00	2	25,00	2	25,00	2	25,00
2	Fuerza	16,7	3	50,00	1	16,67	2	33,33	3	50,00	3	50,00
3	Dimensiones	12,5	2	25,00	3	37,50	3	37,50	2	25,00	2	25,00
4	Mantenimiento	8,3	2	16,67	2	16,67	2	16,67	2	16,67	2	16,67
5	Costo	19,6	3	58,93	1	19,64	2	39,29	2	39,29	2	39,29
6	Velocidad de accionamiento	5,4	2	10,71	3	16,07	1	5,36	2	10,71	2	10,71
7	Seguridad	8,3	1	8,33	3	25,00	3	25,00	3	25,00	2	16,67
8	Limpieza	16,7	1	16,67	3	50,00	3	50,00	3	50,00	1	16,67
Suma		100	$\sum_{j=1}^n v_{ij}$	223,81	$\sum_{j=1}^n v_{ij}$	206,55	$\sum_{j=1}^n v_{ij}$	232,14	$\sum_{j=1}^n v_{ij}$	241,67	$\sum_{j=1}^n v_{ij}$	200,00
Suma total de ponderados		1104,2	0,203		0,187		0,210		0,219		0,181	

Tabla 3: Matriz de selección del sistema actuado

Se puede apreciar en las tablas anteriores, que para el sistema de actuación la solución óptima es la de un actuador neumático. Por lo tanto, queda seleccionado como el sistema a utilizar.

4.3.2 Selección de la estructura

Al igual que para el sistema del actuador, se utilizan las mismas herramientas de selección y se determinan nuevos criterios de ponderación y evaluación que se describen de esta manera:

- **Rigidez:** Limitar la deformación elástica de la estructura para disminuir la incertidumbre combinada en la medición de la fuerza sobre el implante y la deformación realizada en el mismo, logrando así un ensayo satisfactorio.
- **Dimensiones:** Tiene en cuenta el tamaño final de la máquina y por lo tanto el objetivo es minimizar su dimensión cumpliendo con los otros requerimientos.
- **Mantenimiento:** Considera mantenimiento de ensamble (soldadura, tornillos).
- **Costo:** Está referido a los métodos de producción de la estructura, si es completamente soldado, se encuentra abulonado y es desmontable o es realizado en una sola pieza.
- **Peso:** El objetivo es realizar el sistema estructural de la máquina de manera eficiente.
- **Seguridad:** Referido a la mejor disposición estructural de manera de reducir accidentes de laboratorio.

	Rigidez	Dimensiones	Mantenimiento	Costo	Masa	Seguridad	Suma	Factor de ponderación
Rigidez		2	5	1	1	4	13	14,4
Dimensiones	4		5	2	2	5	18	20,0
Mantenimiento	1	1		1	1	2	6	6,7
Costo	5	4	5		3	5	22	24,4
Masa	5	4	5	3		5	22	24,4
Seguridad	2	1	4	1	1		9	10,0
Suma							90	100

Tabla 4: Matriz de ponderación de criterios referidos a la selección de sistema estructural

Evaluación técnica de soluciones			Estructura en H		Estructura en C		Estructura de 4 pilares	
i	Criterios técnicos	Peso W_i	Valoración V_i	Ponderado $W_i V_i$	Valoración V_i	Ponderado $W_i V_i$	Valoración V_i	Ponderado $W_i V_i$
1	Rigidez	14,4	2	28,89	1	14,44	3	43,33
2	Dimensiones	20,0	2	40,00	3	60,00	1	20,00
3	Mantenimiento	6,7	3	20,00	2	13,33	1	6,67
4	Costo	24,4	2	48,89	3	73,33	1	24,44
5	Masa	24,4	3	73,33	2	48,89	1	24,44
6	Seguridad	10,0	1	10,00	2	20,00	3	30,00
Suma		100	$\sum_{i=1}^n W_i V_i =$	221,11	$\sum_{i=1}^n W_i V_i =$	230,00	$\sum_{i=1}^n W_i V_i =$	148,89
Suma total de ponderados		600	0,200		0,208		0,135	

Tabla 5: Matriz de selección del sistema estructural

De las tablas 4 y 5, se puede definir que, para el sistema estructural, la solución óptima es la de una estructura en forma de “C”.

4.3.3 Selección del tipo de control

Nuevamente, se establecen los criterios relevantes para la selección del sistema de control:

- **Fiabilidad:** Garantizar una coherente vida útil del dispositivo y un correcto funcionamiento cumpliendo lo requerido. Bajo error generado.
- **Analog.–Dig.:** Se hace referencia a la necesidad de un instrumento que permita convertir datos analógicos a digital. Hay que tener en cuenta que cuando más dispositivos se coloquen, el tiempo de la transmisión de datos aumenta y con ello los errores asociados.
- **Robustez:** Robustez estructural y electrónica del equipo, pudiendo cumplir diferentes tareas al mismo tiempo sin sufrir bloqueos del mismo, produciendo así errores que perjudicarían los ensayos.
- **Velocidad:** Velocidad de adquisición de datos, procesamiento y generación de señales de respuesta.
- **Manejabilidad:** Se considera la facilidad de uso del dispositivo a la hora de modificar parámetros y variables de trabajo.

- Costo: Costo total del dispositivo.

Evaluación técnica de soluciones			Arduino		DAQ-USB		PLC	
i	Criterios técnicos	Peso w_i	Valoración v_i	Ponderado $w_i v_i$	Valoración v_i	Ponderado $w_i v_i$	Valoración v_i	Ponderado $w_i v_i$
1	Fiabilidad	10,0	1	10,00	3	30,00	2	20,00
2	Analog.- Dig.	23,3	1	23,33	3	70,00	2	46,67
3	Robustez	10,0	1	10,00	2	20,00	3	30,00
4	Velocidad	18,9	1	18,89	3	56,67	2	37,78
5	Manejabilidad	16,7	3	50,00	2	33,33	1	16,67
6	Costo	21,1	3	63,33	1	21,11	2	42,22
Suma		100	$\sum_{i=1}^6 w_i v_i =$	175,56	$\sum_{i=1}^6 w_i v_i =$	231,11	$\sum_{i=1}^6 w_i v_i =$	193,33
Suma total de ponderados		600	0,159		0,209		0,175	

Tabla 6: Matriz de ponderación de criterios referidos a la selección del sistema de control

	fiabilidad	Analog.- Dig.	Robustez	Velocidad	Manejabilidad	Costo	Suma	Factor de ponderación
Fiabilidad		2	3	2	1	1	9	10,0
Analog.- Dig.	4		4	3	5	5	21	23,3
Robustez	3	2		2	1	1	9	10,0
Velocidad	4	3	4		4	2	17	18,9
Manejabilidad	5	1	5	2		2	15	16,7
Costo	5	1	5	4	4		19	21,1
Suma							90	100

Tabla 7: Matriz de selección del sistema de control

De las tablas 6 y 7, queda definida la solución más apropiada, siendo esta la utilización de una placa de adquisición de datos (DAQ-USB), cumpliendo con los requerimientos necesarios para la máquina.

4.4 ANÁLISIS DE FUNCIONES

Un diagrama de bloques es una representación sencilla de un proceso de producción. En él, cada bloque representa una operación o una etapa completa del proceso. Es un gráfico que muestra cómo funciona a nivel interno un sistema. Dicha demostración se realiza a través de distintos vínculos, permitiendo de este modo evidenciar la organización del conjunto. Cada bloque está unido por flechas que detallan el flujo de señales, energía o materia que se intercambia entre los mismos.

A grandes rasgos, se puede afirmar que un mismo diagrama de bloques puede servir para representar más de un sistema, del mismo modo que un solo sistema puede ser representado por muchos diagramas de bloques, y todos dependen del punto de vista.

Ilustración 38: Ejemplo de diagrama de bloques

A diferencia de una representación matemática puramente abstracta, un diagrama tiene la ventaja de indicar en forma más visual el flujo de las señales del sistema real, para lograr un entendimiento más efectivo la interacción de todas las partes. En el caso particular de la máquina de ensayo, se parte de una función total, que sería la realización del ensayo completo para luego determinar sub-funciones con sus relativas interrelaciones que permite la descomposición de una función única y compleja en funciones más simples de ejecutar.

Ilustración 39: Diagrama de funciones de una máquina para ensayos

4.4.1 Sobre la norma ISO 14801

Una de las indicaciones establecidas en el proyecto de fabricación es que pueda ser válido y repetitivo a través de normas que garanticen la prueba que se desee realizar, como específicamente la máquina pretende dar una función numérica de datos provenientes de una prueba de fatiga sobre implantes dentales se buscó si existe una norma que regule dicho trabajo, de ahí que en la investigación aparece la norma ISO 14801 que regula precisamente las pruebas de fatiga sobre implantes endoóseos.

La norma ISO 14801 establece los detalles relativos al equipo empleado durante los ensayos, las muestras, los procedimientos de preparación de las mismas y el resultado obtenido que habrían de incluirse en el informe de ensayo elaborado. Este informe si fuese necesario será enviado a las autoridades correspondientes para la certificación de los implantes de manera que puedan ser comercializados para su uso⁹⁰. Esta norma permite caracterizar, desde un punto de vista experimental, el comportamiento a fatiga de cualquier implante dental para poder compararlo con el de otros con diseños diferentes⁹⁰. Este dato es fundamental ya que determina cuales son los elementos y requerimientos necesarios para el funcionamiento electromecánico de la máquina teniendo en cuenta dicha norma. (Detalles de la norma en el Anexo).

Ilustración 40: Normas ISO

4.5 SELECCIÓN Y ELECCIÓN DE MATERIALES

La selección de un material para construir la máquina o un elemento estructural es una de las decisiones más importantes que se debe tomar. Existen enfoques sistemáticos y de optimización para seleccionar el material. Las propiedades de los materiales limitan el rendimiento y la vida útil de los elementos de la misma. Estos, rara vez dependen solamente de una sola propiedad, de esta forma, se requiere una combinación de las propiedades. Una técnica básica consiste en listar todas las propiedades importantes de los materiales asociadas con el diseño, por ejemplo, resistencia, rigidez y costo. Esto puede priorizarse usando una medida de ponderación que dependerá de cuáles propiedades son más importantes que otras.

Como el diseño se realiza para la construcción de una sola máquina, el método de fabricación recomendado por la mayoría de las bibliografías y de los profesionales dedicados al tema es el de soldadura. Debido a la selección del proceso de fabricación por soldadura, la lista de posibles materiales se acota ya que no todos tienen una gran capacidad de soldabilidad y para otros se hace muy dificultoso realizarlo. De los materiales obtenidos con esta metodología, nuevamente se realiza un análisis con una matriz de ponderación y una matriz de tipo L. Los valores obtenidos se ven reflejados en las siguientes tablas.

Los factores de ponderación utilizados son los siguientes:

- Costo: Hace referencia netamente al costo de la materia prima.
- Masa: Se refiere al peso total de la estructura, que estará construida del material que se seleccione.
- Soldabilidad: Capacidad de los materiales de generar uniones soldadas satisfactorias.
- Protección: Necesidad o no de algún recubrimiento que brinde protección a la estructura.
- Estética: Factor puramente subjetivo que determina el aspecto final del dispositivo.

	Costo	Masa	Soldabilidad	Protección	Estética	Suma	Factor de ponderación
Costo		4	4	5	5	18	30,0
Masa	2		4	5	5	16	26,7
Soldabilidad	2	2		4	5	13	21,7
Protección	1	1	2		4	8	13,3
Estética	1	1	1	2		5	8,3
Suma						60	100

Tabla 8: Matriz de ponderación de criterios referidos a la selección de material

Evaluación técnica de soluciones			Aluminio		Acero al Carbono		Acero Inoxidable	
i	Criterios técnicos	Peso w_i	Valoración v_i	Ponderado $w_i v_i$	Valoración v_i	Ponderado $w_i v_i$	Valoración v_i	Ponderado $w_i v_i$
1	Costo	30,0	2	60,00	3	90,00	1	30,00
2	Masa	26,7	3	80,00	2	53,33	1	26,67
3	Soldabilidad	21,7	1	21,67	3	65,00	2	43,33
4	Protección	13,3	2	26,67	1	13,33	3	40,00
5	Estética	8,3	2	16,67	1	8,33	3	25,00
Suma		100	$\sum_{i=1}^n w_i v_i =$	205,00	$\sum_{i=1}^n w_i v_i =$	230,00	$\sum_{i=1}^n w_i v_i =$	165,00
Suma total de ponderados		600	0,186		0,208		0,149	

Tabla 9: Matriz de selección de sistema actuador

Si bien la diferencia en el resultado entre las tres familias no es tan marcada, se nota una ventaja del acero al carbono sobre las otras dos opciones por lo tanto queda este último seleccionado como material óptimo para la fabricación de la estructura. Dentro de los aceros al carbono existen varios tipos de aceros dependiendo de la cantidad de carbono y del número de aleantes que contenga.

Así por ejemplo la Norma ASTM A615 Grado 60 establece como límite máximo de fósforo de 0,060 %.

La norma ASTM A 36 establece valores mínimos siguientes:

- C = 0,26% máximo
- Si = 0,40% máximo
- P = 0,040% máximo
- S = 0,050 % máximo

Ilustración 41: Norma ASTM 036, límites

Composición química:

Para efectos de garantizar ciertas características de calidad (como la soldabilidad, la tenacidad, y otras), la norma ASTM establece valores máximos permisibles para ciertos elementos:

✓ Carbono	✓ Silicio	✓ Molibdeno
✓ Manganeso	✓ Cobre	✓ Aluminio
✓ Fósforo	✓ Níquel	✓ Vanadio
✓ Azufre	✓ Cromo	✓ Titanio

$$CE = \%C + \%Mn/6 + \%Cu/40 + \%Ni/20 + \%Cr/10 + \%Mo/50 + \%V/10$$

CE = 0.55 máximo

Ilustración 42: Norma ASTM 036, composicione

Si bien la estructura no tiene altos requerimientos el acero a seleccionar debe ser el correcto. La forma de adquirir el material es en forma de chapa que luego se podrá cortar y conformar para obtener la forma específica de la estructura. El tipo de acero más adecuado para el uso estructural es IRAM-IAS U500-42-F26 (ASTM A-36) en todos sus grados. La norma I.R.A.M. los clasifica según el uso al que están destinados.

La clasificación, designación y codificación de los aceros para construcciones mecánicas responde a lo establecido en la norma IRAM IAS U 500.600 y en la mayoría de los casos corresponde con la denominación de los aceros SAE.

ESTRUCTURA DEL CÓDIGO ASTM			
Está formado de la siguiente manera:			
ASTM	A 3 6 / A 3 6 M	- 9 6	a
Norma	Código (sistema Inglés y Sistema Métrico)	Año de adopción	Revisión en año
Ejemplos:			
ASTM A 6 / A 6 M	- 9 6 b	Requerimientos generales para planchas, perfiles y láminas de acero estructural laminados.	
	3° revisión en 1996		
ASTM A615/A615M	- 9 6 a	Barras de acero deformado y lisa para refuerzo de concreto armado	
	2° revisión año 1996		

Ilustración 43: Norma ASTM 036, estructura del código

La clasificación ASTM 036 es una norma internacional y el cual adquiere las mismas equivalencias IRAM-IAS U500-42-F26 de carácter nacional. Por lo cual la búsqueda del material está basada en esta última norma. Es importante tener en cuenta que el propio material no tiene la capacidad de protegerse contra los ataques externos, como si lo tiene el aluminio o el inoxidable, por lo tanto, se lo debe recubrir con diferentes capas de pinturas para lograr su protección y extender la vida útil de la estructura. Se propone utilizar poliuretánica de color acorde al ambiente de laboratorio.

Según diferentes estudios, la máxima carga de 3500 N deforma al implante aproximadamente 4 mm, por lo que la deformación máxima que deberá admitir la estructura no debe superar los 0,2 mm. Una chapa de espesor reducido, con el método de fabricación seleccionado, la soldadura de espesores pequeños se dificulta y trae consigo problemas de deformaciones posteriores al proceso. Es por eso que se decidió seleccionar el inmediato superior de chapa comercial el cual es ¼ de pulgada.

Por comodidad se aproximan los valores a 60 mm y a 100 mm, también se debe tener en cuenta que no será de altura constante, una por ahorro de material debido que la longitud varía con el cubo de la distancia y otra por estética (siempre superando los valores mínimos).

4.6 FABRICACIÓN DEL SISTEMA ESTRUCTURAL

Como vimos en capítulos anteriores se tomó como especificación a la estructura de soporte en C para ello se realizó un plano con las cotas de todas las medidas para que al producir el corte se realice de una forma precisa y sin dificultades.

Ilustración 44: Plano miniatura ensamblada de la estructura

El grosor de la lámina de hierro buscada para la realización del corte que se estableció es de 6.35 mm, equivalente a ¼ de pulgada.

Se buscaron diferentes presupuestos en tres casas de plegamiento y corte, ellas son:

- OXICORTES SOLUCIONES SA
- OXPANE
- CORTES DE PRECISIÓN

Debido a la rapidez, tipo de corte, post venta y costos que ofrecieron se decidió por la empresa Cortes de Precisión.

Con el presupuesto N.º 03665 y habiendo los planos en *Autocad* se procedió a la fabricación de las 5 partes de la estructura metálica a través de un corte por láser que nos permite un margen de error solamente de $\pm 0,1$ mm obteniendo las imágenes que se muestran a continuación.

Ilustración 45: De arriba abajo máquina de corte láser

Se obtuvieron cinco piezas de la chapa descrita a las medidas acotadas a través del corte laser que ejecuta la maquina las cuales se muestran a continuación.

Ilustración 46: Piezas del ensamble de la máquina

Una vez realizados los cortes y obtenidas las piezas se buscó una empresa que pueda realizar la unión de las partes a través de soldaduras de precisión haciendo un control minucioso del cordón de soldadura. La empresa elegida para realizar las dobladuras y soldaduras para dicho proyecto la realización del trabajo fue Nicsa Service SA. de la ciudad de La Plata.

La pieza correspondiente al frente de la estructura presenta un doblez a 90° pero el ángulo interno no es recto sino curvo por el cual a través de un balancín y de forma manual se procedió al doblado de la chapa haciendo un control minucioso de la curvatura que será hermanada con los dos perfiles laterales.

Ilustración 47: Soldadura y ensamblado inicial

A través del departamento de ingeniería de la Facultad de Ingeniería de La Plata es que se realizaron todos los controles de especificaciones y calidad de los materiales, para darle exactitud a las predicciones estimadas en el pre diseño de la estructura metálica, debido a esto es que se decide realizar una prueba de tracción de un a planchuela encargada a la empresa Cortes de Precisión de una superficie de 200 x 300 mm perteneciente a la misma chapa laminada que se utilizó para la fabricación de las partes estructurales, esto permite arrojar datos precisos del nivel de tenacidad y dureza que va a presentar toda la estructura y de esta manera dar una mejor eficiencia en la calidad de los ensayos que se pretender establecer con la máquina.

4.6.1 Ensayo de tracción

El ensayo de tracción de un material consiste en someter a una probeta normalizada a un esfuerzo axial de tracción creciente hasta que se produce la rotura de la misma. Este ensayo mide la resistencia de un material a una fuerza estática o aplicada lentamente. Las velocidades de deformación en un ensayo de tensión suelen ser muy pequeñas ($\dot{\epsilon} = 10^{-4}$ a 10^{-2} s⁻¹).

En un ensayo de tracción pueden determinarse diversas características de los materiales:

- Módulo de elasticidad o Módulo de Young: Es el resultado de dividir la tensión por la deformación unitaria, dentro de la región elástica de un diagrama esfuerzo-deformación.
- Coeficiente de Poisson: que cuantifica la razón entre el alargamiento longitudinal y el acortamiento de las longitudes transversales a la dirección de la fuerza.
- Límite de proporcionalidad: valor de la tensión por debajo de la cual el alargamiento es proporcional a la carga aplicada.
- Límite de fluencia o límite elástico aparente: valor de la tensión que soporta la probeta en el momento de producirse el fenómeno de la cedencia o fluencia.

Este fenómeno tiene lugar en la zona de transición entre las deformaciones elásticas y plásticas y se caracteriza por un rápido incremento de la deformación sin aumento apreciable de la carga aplicada.

- Límite elástico (límite elástico convencional o práctico): valor de la tensión a la que se produce un alargamiento prefijado de antemano (0,2%, 0,1%, etc.) en función del extensómetro empleado. Es la máxima tensión aplicable sin que se produzcan deformaciones permanentes en el material.
- Carga de rotura o resistencia a tracción: carga máxima resistida por la probeta dividida por la sección inicial de la probeta.
- Alargamiento de rotura: incremento de longitud que ha sufrido la probeta. Se mide entre dos puntos cuya posición está normalizada y se expresa en tanto por ciento.
- Longitud calibrada: es la longitud inicial de la parte de una probeta sobre la que se determina la deformación unitaria o el cambio de longitud y el alargamiento (este último se mide con un extensómetro).

Tipo de material	Límite elástico (MN/m ²)	Carga de rotura (MN/m ²)
Diamante	50.000	—
Alúmina	5.000	—
Carburo de titanio	4.000	—
Cobalto y aleaciones	180 - 2.000	500 - 2.500
Acero bajo contenido de carbono	500 - 1.960	680 - 2.400
Aleaciones de níquel	200 – 1600	400 - 2.000
Níquel	70	1.510
Titanio y aleaciones	180 - 1.320	300 - 1.400

Hierro dulce	220 - 1.030	400 - 1.200
Aleaciones de cobre	60 -- 960	250 - 1.000
Cobre	60	400
Aleaciones de aluminio	100 -- 627	300 - 700
Aluminio	40	200
Aleación de zinc	160 -- 421	200 - 500
Hierro	50	200
Aleaciones de magnesio	80 -- 300	125 - 380
GFRP	—	100 - 300
Oro	40	220
PMMA	60 -- 110	110
Nailon	49 -- 87	100
Poliestireno	34 -- 70	40 - 70
Plata	55	300
Maderas comunes (fibras paralelas)	—	35 - 55
PVC	45 -- 48	—
Polipropileno	19 -- 36	33 - 36
Maderas comunes (fibras perpendiculares)	—	4 - 10

Tabla 10: Rango elástico de distintos materiales

4.6.2 Ensayo de tracción de la estructura metálica

En este caso es realizada para dar comprobación de la resistencia del material con el que está hecha la estructura y que sin restarle importancia al resto de los elementos constitutivos es importante comprobar que la resistencia del metal es acorde a las

necesidades requeridas para el buen desempeño de las pruebas futuras. En este caso la máquina que se utilizó para el ensayo es la “United Test”.

Ilustración 48: Máquina de ensayo United Test

Este tipo de sistemas de prueba de modelo de piso son sistemas de prueba estáticos universales que realizan pruebas de tracción y compresión; y también realiza pruebas de cizallamiento, flexión, pelado, desgarró, cíclico y flexión. Esta serie está diseñada para brindar precisión, construida para ofrecer durabilidad y ofrece la flexibilidad para los requisitos cambiantes. Están diseñados con características estándar y opcionales que aumentan la eficiencia de las pruebas y mejoran la experiencia de las pruebas para el operador. Estos modelos son bastidores resistentes y de uso pesado que se utilizan comúnmente para pruebas de metales y aleaciones de alta resistencia, compuestos avanzados, estructuras aeroespaciales y automotrices, pernos, cierres, y aceros de placa. Los marcos están disponibles en capacidades de carga de 100, 200, 250, 300 kN; y varias variaciones están disponibles para adaptarse a los requisitos para viajes extendidos y espacio de prueba extra ancho.

A través de un ordenador se puede observar la tabla de valores que se van a ir modificando a medida que inicie la marcha la prueba de tracción.

Ilustración 49: Monitoreo a través de ordenadores

El programa lo que hace es adquirir los datos que le va mandando la celda de carga a medida que se desplaza el cabezal o cuando se le coloca el extensómetro que es un elemento de medición más preciso.

Ilustración 50: Extensómetro sobre cabezal móvil

La celda de carga le está informando al ordenador cuantos kilos está aplicando a la muestra.

Ilustración 51: Celdas de carga de la máquina de ensayo

La celda de carga es una estampilla de un metal que tiene una resistencia y que cuando varía o se encoge lo que hace es mandar una señal eléctrica que mide la resistencia que tiene ese elemento y eso está ya trazado con una medida predeterminada y que se transcribe a la unidad de medida que se necesite estudiar, la señal analógica que manda la celda se transcribe a digital para poder ser leída correctamente. Los resultados de dicha prueba son analizados en el capítulo 5 (Resultados)

La soldadura es otro punto importante a tener en cuenta por lo cual también se realizaron los análisis correspondientes que a continuación se detallan.

4.6.3 Cálculo de soldadura

Como se dijo en capítulos anteriores el mecanismo de armado de la máquina va a ser por medio de soldadura. Se pueden apreciar dos zonas donde se debería calcular la soldadura. En la primera, Zona I, la soldadura se encuentra solicitada principalmente

por tensiones de corte, las cuales tendrán un valor proporcional a la carga efectuada por el actuador.

Ilustración 52: Localización de zonas estudiadas

Ilustración 53: Sección soldada a filete

Las tensiones de corte son calculadas en los puntos A, como se muestra en la imagen siguiente, debido a que allí es donde se encuentra la soldadura.

Ilustración 54: Sección del perfil

Para la zona II, se calcula la fuerza de corte aproximada que está viendo el cordón de soldadura, suponiendo que la base del perfil tiende a desplazarse de las alas del mismo. Es por esto que se calcula la tensión normal que está viendo la base del perfil.

Como el espesor de la chapa a utilizar es delgada (6 mm), para este tipo de uniones a soldar, no se requiere ningún preparado de junta para la soldadura, por lo que la penetración del cordón se lleva a cabo por el propio electrodo. Como se recomienda en las normas AWS A5.1, inciso 7.1 “E6010 Classification”, la especificación AWS A5.1 se refiere a los electrodos para soldadura de aceros al carbono, trabaja con la siguiente designación para electrodos revestidos en donde se debe usar un electrodo celulósico para obtener grandes penetraciones en el material base. Es por eso que el proceso se debe hacer con electrodo E6010 de diámetro de alambre de 3,2 mm. Con la utilización del electrodo mencionado, se consigue un cordón de soldadura con un cateto mínimo de 5 mm, lo que corresponde a una garganta teórica de aproximadamente 3,5 mm. Al ser mucho mayor a lo calculado como mínimo, se verifica la integridad de la soldadura.

4.6.4 Verificación por análisis de elementos finitos

El método de los elementos finitos es una técnica numérica general para la resolución de problemas que involucran generalmente ecuaciones en derivadas parciales. Durante años se ha desarrollado y aplicado en diferentes campos de la industria, aunque tuvo un gran uso en el ámbito aeronáutico. El método está basado en la división del dominio continuo sobre el que se quiere estudiar el problema en varios subdominios en los que la función incógnita, que es la solución del problema, es suma de funciones de interpolación simples con coeficientes desconocidos. Así, el problema original con infinitos grados de libertad se transforman en un problema con un número finito de estos, es decir, la solución del problema sobre todo el dominio se aproxima a partir de un número finito de coeficientes desconocidos.

4.6.4.1 Mallado

La discretización del dominio en que tiene lugar el fenómeno bajo estudio es la primera, y tal vez, más importante fase del proceso, pues de ella dependen los recursos de memoria necesarios, la velocidad de generación de la solución y la exactitud de los resultados numéricos obtenidos. En ella, el dominio se divide en pequeños subdominios llamados elementos. La geometría de estos depende del número de divisiones sobre las que se está trabajando y de las características del problema^{91,80}. Para los problemas tridimensionales, se utilizan tetraedros, pentaedros y hexaedros. Los tetraedros son los elementos más simples y siempre se ajustan a geometrías arbitrarias. La principal dificultad que se tiene con el mallado de una pieza se encuentra en hacerlo con un bajo costo computacional (tiempo y recurso), una aceptable calidad de la malla, la posibilidad de controlar algunas características de esta y la capacidad de discretizar dominios con geometría compleja.

Para los siguientes análisis y por recomendación de los expertos en el tema es que se realiza la discretización con control de malla (opción del programa usado para reducir el tamaño de los elementos en lugares donde suelen encontrarse concentraciones de tensión), para obtener una representación más realista de lo que se encuentra viendo la estructura en los sectores más solicitados. La forma de la malla será tetraédrica

parabólica de medidas diversas dependiendo de las dimensiones de la pieza. Los resultados de dicha prueba son analizados en el capítulo 5 (Resultados)

4.7 DESARROLLO DEL SISTEMA DE ACTUACIÓN

El sistema de actuación está representado por el actuador neumático, la electroválvula y el filtro regulador.

4.7.1 Actuador neumático

El sistema neumático representa la parte fundamental de la máquina debido a que es el encargado de generar el movimiento del actuador y permite llevar a cabo el ensayo. Para garantizar la fiabilidad de un mando neumático, es necesario que el aire que alimenta el sistema tenga un nivel de calidad suficiente, principalmente en cuanto a presión correcta, aire seco y limpio. Los cilindros de doble efecto son los más empleados para este tipo de aplicación, el aire comprimido actúa en cualquiera de las dos cámaras, por lo tanto, el émbolo y el vástago del cilindro se pueden desplazar en cualquiera de las dos direcciones por efecto del fluido. Para que se pueda realizar trabajo, o sea el vástago se desplace en alguna dirección es preciso que una de las cámaras esté alimentada y la otra abierta a la atmósfera, es decir, en escape. Se debe tener en cuenta que en este tipo de cilindros la fuerza que realiza el vástago es levemente mayor en la carrera de avance que en la de retroceso debido a que el área efectiva para determinar la fuerza en la carrera de avance es mayor a la de retroceso ya que hay que restarle el área del vástago.

Ilustración 55: Electroválvula

Ilustración 56: Diagrama del sistema neumático, A actuador neumático, B válvula proporcional y C filtro regulador de presión con manómetro

Un sistema de accionamiento o actuador convierte energía en trabajo. El movimiento se controla mediante una unidad de control. El actuador reacciona a las señales de control que recibe el sistema de accionamiento. Además de los actuadores, existen otros elementos que se encargan de indicar el estado del sistema de control o de los actuadores. Por ejemplo, indicadores ópticos de accionamiento neumático.

Los actuadores neumáticos pueden clasificarse según dos grupos: actuadores que ejecutan movimientos lineales y actuadores que ejecutan movimientos giratorios.

- Movimiento recto (movimiento lineal)
 - Cilindro de simple efecto
 - Cilindro de doble efecto
- Movimiento giratorio (movimiento rotativo)
 - Motor neumático
 - Cilindro giratorio
 - Actuador giratorio o basculante

En los Actuadores lineales encontramos dos tipos fundamentales:

- Cilindro de simple efecto: sólo pueden efectuar trabajo en una dirección
- Cilindro de doble efecto: efectúan trabajo en ambas direcciones

Constructivamente hay diferentes formas de actuadores neumáticos, buscando la mejor indicación para la función que van a realizar, se puede decir que hay varios tipos de cilindros resaltando los más habituales los siguientes:

4.7.1.1 Cilindro de simple efecto de émbolo

El vástago puede estar replegado o extendido inicialmente, tienen un resorte de recuperación de posición, al suministrarle aire comprimido el émbolo modifica su posición y cuando se purga el aire, el muelle recupera la posición inicial del émbolo. Debido a la longitud del muelle se utilizan cilindros de simple efecto con carreras de hasta 100 mm.

Estos cilindros sólo pueden efectuar trabajo en una dirección, el que realiza el aire comprimido, mientras que el movimiento debido al muelle solamente sirve para recuperar la posición inicial, por ello es apropiado para tensar, expulsar, introducir, sujetar, etc.

4.7.1.2 Cilindro de doble efecto

Recibe aire comprimido por una cámara, purgándose el lado contrario, con lo que el vástago cambia de posición. Cuando el aire cambia de dirección y se intercambian las cámaras de llenado y de evacuación el vástago recupera la posición primitiva. La fuerza del émbolo es mayor en el avance que en el retroceso debido a la mayor sección sobre la que presiona el aire, ya que en la otra cámara se tiene que descontar la superficie del vástago⁹². Estos cilindros pueden desarrollar trabajo en las dos direcciones y además pueden presentar carreras significativamente mayores a las de los cilindros de simple efecto.

Ilustración 57: Diagrama de funcionamiento de cilindros

Algunos autores como Morales Martin, et al.⁹³ de la Universidad de Valencia predicen que las fuerzas máximas de masticación con dientes naturales sobre distintos materiales rondan entre valores de 50 Nw y 650 Nw aproximadamente, tal variación está dada también por el tipo de diente, sea incisivo, canino o molar. Por otra parte, en ensayos realizados en implantes sustitutos⁹⁴, los valores obtenidos alcanzan aproximadamente los 2000 N bajo condiciones de carga estática.

De esta manera, teniendo en cuenta valores obtenidos en estudios equivalentes y considerando la posibilidad de analizar materiales que puedan requerir cargas superiores a las obtenidas, se considera una fuerza máxima de diseño de 3500 N. Esto determina en este caso el tamaño del actuador requerido, en cuanto a la presión de trabajo, se considera 6 bares como valor de referencia, tomando estos datos a través de una marca muy reconocida de este tipo de actuadores como lo es FESTO.

Lo que lleva a seleccionar un diámetro comercialmente acorde de 100 mm. El cilindro seleccionado se encuentra basado en la norma ISO 21287.

Ilustración 58: Actuador neumático ADN-PPS

(Planos del cilindro en el Anexo del documento)

Una vez obtenido el diámetro, es posible calcular el consumo de aire para el ensayo de fatiga. Según diferentes estudios realizados, el desplazamiento máximo es de 2 mm. Para el caso en que se quiera ensayar con la frecuencia más alta permitida por la norma ISO 14801, siendo esta de 15 HZ queda definido que el cilindro debe trabajar 900

veces/min. El caudal determinado es de 20 l/min según cálculos establecidos, que es el caudal máximo requerido en la condición más desfavorable.

4.7.1.3 Descripción de obtención del actuador

La provisión de las partes de la máquina requiere de una larga búsqueda de proveedores que cumplan con los requerimientos establecidos de calidad, postventa y costos. En un principio la marca elegida para el actuador neumático y la electroválvula fue la marca alemana Festo. Lamentablemente no son muchos los proveedores que lo trabajan en nuestro país, son elementos que se hacen a pedido exclusivo y los costos superaban ampliamente los presupuestos con el cual se cuenta. Dentro de las empresas que proveen materiales neumáticos se encuentra la firma Coflex Sa, que no presentan la marca Festo, pero trabajan con cilindros compactos de la marca japonesa SMC y que presentan exactamente las mismas especificaciones requeridas para la parte neumática, también cuentan con una electroválvula de la misma marca, regulador y cableado necesario para el desarrollo del fluido neumático. El tiempo estimado de entrega por encargo es de 60 a 90 días por lo cual se realizó el pedido de las piezas para poder avanzar en otras áreas del armado.

Se realizó el siguiente pedido a la empresa Coflex S.A

- CILINDRO NEUMATICO COMPACTO ø 100 MM CARERRA 50 MM MARCA SMC - CÓDIGO C55B100-50M.
- CAM00720 - ELECTROVÁLVULA 5/3 VIAS, CONEXIÓN 1/4" G, BIESTABLE, CON BOBINA DE 24 VCC Y FICHAS CAMOZZI - CÓDIGO 374.011.02 4.
- CAM0279 - FILTRO REGULADOR MODULAR C/ MANOMETRO, CONEXIÓN 1/4" G CAMOZZI - CÓDIGO MC104.D00

Con el número de pedido N.º 00017553. El producto fue entregado a los 86 días después del pedido en perfectas condiciones de seguridad y embalaje.

4.7.1.4 Detectores Magnéticos

Los detectores para cilindros sirven para registrar la posición del émbolo en cilindros neumáticos lo cual en este caso es de suma importancia ya que no solo marca la posición del émbolo sino también nos permite contabilizar la cantidad de ciclos que realiza el vástago para mediciones posteriores. Los detectores se instalan directamente en el cilindro. A través de la pared de la carcasa, la cual está compuesta por materiales no magnetizables (por ejemplo, aluminio, latón o acero inoxidable), los equipos detectan los imanes anulares que se encuentran en el émbolo. Se pueden montar con todo tipo de cilindros: con ranura en T, ranura en C, lisos, con tirantes, lobulados o con ranura trapezoidal.

Ilustración 59: Actuador magnético

4.7.1.5 Montaje y fijación del detector

Cada actuador dispone de una fijación de montaje específica cuando se monta el detector magnético. La forma de montaje y fijación de montaje depende del tipo de

actuador y del diámetro interno del tubo. Un detector magnético detecta los campos magnéticos que provocan los imanes o las corrientes eléctricas. El principal es el llamado interruptor Reed; consiste en un par de láminas metálicas de materiales ferromagnéticos metidas en el interior de una cápsula que se atraen en presencia de un campo magnético, cerrando el circuito. Además, dado que los sensores de posición se montan siempre en el exterior de los cilindros neumáticos, es posible integrarlos en una instalación en cualquier momento. Incluso el sentido de montaje se puede elegir libremente.

Los sensores detectan directamente el imán del émbolo, por lo que no necesitan un encoder de posición independiente ni un sistema mecánico para su montaje en el vástago del émbolo del cilindro. Un LED actúa como asistente de ajuste y marca el punto de conmutación óptimo. Cuando el sensor se coloca en ese punto, el LED se ilumina de forma permanente durante el proceso de conmutación. Si el LED amarillo parpadea, la intensidad del campo magnético habrá cambiado. La posición del émbolo del cilindro se encuentra en la zona marginal superior o inferior del campo de detección. Dentro de todo el campo de detección, incluso en las zonas marginales, el sensor conmuta sin problemas y emite una señal de salida. Si el LED amarillo no se ilumina, el émbolo del cilindro se encuentra fuera del campo de detección del sensor. Esto significa que el campo magnético es demasiado débil para emitir una señal de salida segura y el sensor no conmuta. Las variantes especiales para altas temperaturas permiten el uso a temperaturas de hasta 100 °C. Esto significa que los sensores magnéticos para cilindros son capaces de proporcionar señales fiables incluso en entornos adversos, como la industria metalúrgica. Los sensores de posición detectan de forma directa y sin contacto la posición del émbolo en accionamientos neumáticos. A través de salidas analógicas o BIPOLAR, estos sensores proporcionan datos de forma continua para actuadores neumáticos de todo tipo, dando así respuesta a tareas tales como la supervisión de calidad y el control de procesos.

4.7.1.6 Válvula reguladora de presión del proyecto

El aire comprimido generado por el compresor está sujeto a oscilaciones. Las oscilaciones de la presión en las tuberías pueden incidir negativamente en el

funcionamiento de las válvulas, en la duración de los movimientos ejecutados por los cilindros y en la función reguladora de válvulas de estrangulación y válvulas de impulsos, esto podría ocasionar malas mediciones en los momentos que se produzcan los ensayos, es por ello que para que un sistema neumático funcione sin problemas, es necesario disponer de una presión de trabajo constante.

Para contar con una presión constante, se conectan reguladores de presión a la red. Estos reguladores, montados de modo centralizado, consiguen que la alimentación de aire comprimido (presión secundaria) sea constante, independientemente de las oscilaciones que la presión sufra en el circuito de control principal (presión primaria). El reductor de presión o regulador de presión que se encarga de mantener la presión de trabajo a un nivel constante. El nivel de presión siempre debería corresponder a la demanda de aire comprimido existente en el correspondiente sector de la instalación.

En la práctica se suele prever lo siguiente:

- 600 kPa (6 bar) en la parte funcional
- Desde 300 hasta 400 kPa (3 hasta 4 bar) en la parte de control.

Estos niveles han demostrado ser la solución más apropiada en términos económicos y técnicos, considerando la capacidad de generación de aire comprimido y el nivel de rendimiento de los componentes neumáticos. Una presión de funcionamiento más alta redundaría en un aprovechamiento poco eficiente de la energía y en un mayor nivel de desgaste. Una presión inferior tendría un grado de eficiencia menor, especialmente en la parte funcional del sistema. Como se mencionó al principio del capítulo, la calidad del aire es crucial para el buen funcionamiento y la vida útil del sistema. Es por eso que se propone la instalación de un filtro regulador de presión.

La calidad del aire que debe circular por el sistema la definirá el tipo de actuador a colocar, en este caso el fabricante del mismo propone una calidad de aire que debe llegar al cilindro según norma ISO 8573.1 lo que significa que la concentración de material particulado debe ser de 5 a 10 mg/m³ y por sugerencia de dicha norma se debe

usar un filtro de 40 micrones, con un punto de rocío menor a 3 °C y menos de 5 mg/m³ de aceite. Teniendo en cuenta estas características se precede a seleccionar un filtro regulador de la marca Camozzi, de 5 micrones en tamaño reducido para así ocupar un menor lugar en la máquina.

Ilustración 60: Filtro regulador LFR serie D, de la marca Camozzi

Los filtros-reguladores se suministran con conexiones de G1/4, G3/8 y G1/2. El transporte del fluido de trabajo quienes unen el circuito de aire de las diferentes partes se realizará por medio de tubos flexibles, los cuales deben tener la característica de flexibilidad y resistencia mecánica apropiada. Según catálogos de tubing, se propone la utilización de tubing de poliamida, los cuales tienen una alta resistencia térmica y mecánica, con radios de curvaturas pequeños sin estrangulamiento de la sección. Las medidas comerciales de diámetros externos son de 4 a 16 mm, aunque para esta aplicación se analizaran los diámetros de 4 a 8 mm. Otro punto a tener en cuenta es la sobre presión que se generará en los ductos debido a estas ondas de presión, como este valor no alcanza a 1 bar, sumándole la presión de trabajo de 6 bar se generaría una presión máxima de 7 bar que los conectores de las mangueras pueden resistirlo debido a que su presión máxima de diseñado es de 10 bar. La alimentación de aire comprimido

de alta calidad al sistema neumático depende en buena medida de la selección acertada del filtro de aire. Conociendo el caudal volumétrico de aire que ha de pasar durante la operación de la máquina, se pueden seleccionar los elementos auxiliares del sistema neumático, como el filtro regulador que desarrollamos anteriormente y la válvula proporcional

4.7.1.7 Descripción general de las válvulas neumáticas

Las válvulas neumáticas tienen como función principal dirigir y distribuir el aire comprimido dentro de un circuito neumático. Regulan el paso o lo frenan. Arman el camino que debe recorrer el fluido. Pero, al momento de comandarlas, las variables son muchas y es necesario conocerlas con más profundidad para obtener buenos resultados en el proceso⁹⁵.

Para clasificarlas, podemos nombrar 4 tipos diferentes de válvulas: las direccionales, las de bloqueo, las reguladoras y las secuenciales. Cada una tiene un funcionamiento particular que las diferencia entre sí. En este caso vamos a hablar de las válvulas direccionales o también llamadas distribuidoras, justamente porque su objetivo principal es ese, distribuir.

Estas válvulas cuentan con distinta cantidad de vías y de posiciones. La suma de las roscas corresponde a la cantidad de vías que posee. Las combinaciones más comunes son las siguientes:

- Válvulas 2/2 (2 vías y 2 posiciones): Actúan solamente como llave de paso. Una vía es la entrada y otra vía es la salida. Cuando está en posición abierta, las dos vías se conectan sin nada en el medio y el aire comprimido fluye con libertad. Al cerrarse, lógicamente se corta el paso. Estas válvulas pueden ser normal cerradas o normal abiertas, según cierren o habiliten el paso respectivamente en su posición de reposo. Lo más común es que sean normal cerradas.
- Válvulas 3/2 (3 vías y 2 posiciones): Normalmente son utilizadas para manejar cilindros simple efecto. Gracias a sus 3 vías, el flujo del aire puede ir en dos direcciones distintas y realizar el escape en su posición cerrada.

- Válvulas 4/2 (4 vías y 2 posiciones): Cuenta con la misma cantidad de posiciones que la anterior, pero al tener una vía más se las suele usar para manejar cilindros doble efecto. Con una posición mete el aire en el pistón y con la otra lo saca, haciendo que el vástago suba y baje según la ubicación del aire.
- Válvulas 4/3 (4 vías y 3 posiciones): Son similares a las dos posiciones, pero tienen una posición central adicional. Según esta posición central, estas válvulas pueden ser: centro abierto, centro cerrado o centro a presión. Un ejemplo muy común de este tipo de válvulas son las de activación mediante una palanca. Cuando la palanca está en su posición de reposo, la válvula queda en su posición central. Al moverse la palanca para adelante o para atrás, la válvula pasa a las otras posiciones, permitiendo (por ejemplo), realizar los movimientos de avance o retroceso de un cilindro.
- Válvulas 5/2 (5 vías y 2 posiciones): Es como la 4/2, aunque en este caso tiene dos escapes, uno para cada posición. El tener dos escapes ayuda a que se pueda manejar y regular mejor la velocidad.
- Una válvula de 5/3 vía tiene 5 conexiones y 3 posiciones. Con estas válvulas es posible detener cilindros de doble efecto en cualquier parte de la carrera. Si en las tomas de pilotaje no se recibe señal alguna, la válvula mantiene su posición central por efecto del muelle. En el caso de una válvula de 5/3 vías con centro cerrado, el vástago del cilindro se mantiene inmóvil.

Ilustración 61: Esquema de funcionamiento de una válvula de 5/3 vías

Además de tener en cuenta la cantidad de vías y de posiciones que tiene una válvula, existen diferentes tipos de accionamiento o mando. El tipo de accionamiento depende de las exigencias que plantee su aplicación⁹⁵.

A continuación, se describen los tipos de accionamiento más comunes

- **Accionamiento manual:** La característica principal de estas válvulas es que el operador decide cuando quiere que el aire fluya. No es la más utilizada, justamente porque el objetivo principal de la neumática es automatizar procesos y acotar el trabajo del ser humano. Las opciones para este tipo de accionamiento son mediante un pulsador, una palanca o un pedal. Si se utiliza un botón, con o sin retención, la válvula es de dos posiciones (una cuando está presionado y otra cuando no lo está). En cambio, si se quieren 3 posiciones, la opción más común es la de la palanca, que se puede mover para adelante o para atrás para sacarla del reposo.
- **Accionamiento mecánico:** En este tipo de accionamiento se produce alguna acción mecánica que activa la válvula al hacer contacto con algo. Se pueden crear muchas maneras para lograr esto, inclusive en algunos casos se puede hacer que cuando golpee de un lado cambie de posición y cuando choca del otro no. Un ejemplo bastante común de estas válvulas son las que tienen levas o rodillos para funcionar como un fin de carrera. El rodillo avanza hasta hacer tope con algo y entonces produce el cambio de posición en la válvula.
- **Accionamiento neumático:** Como bien lo dice su nombre, estas válvulas son dirigidas gracias a la neumática, o sea que necesitan del aire comprimido para ser comandadas. Si entra aire, trabaja de una manera y si sale de otra. Solamente con presión. Hay casos también en las cuales se acciona con dos entradas distintas, adquiriendo mejor comodidad de trabajo.
- **Accionamiento eléctrico:** Estas válvulas requieren un circuito eléctrico para activarlas (solenoides). La conmutación de las válvulas se obtiene por algún dispositivo eléctrico que haya mandado esa orden. Es importante saber qué voltaje y tipo de corriente necesitas en tu proceso, ya que no es lo mismo usar 12, 24, 110 o 220 voltios y tampoco es lo mismo utilizar corriente alterna que continua.

4.7.1.8 Electroválvula neumática del proyecto

Teniendo en cuenta todo lo antes mencionado y que se describió en función del requerimiento de cada una de las diferentes válvulas es que se eligió una electroválvula de 5/3 vías comandada por solenoides, haciendo así, más fácil la comunicación con el sistema de control. Es importante que sea capaz de proporcionarle aire al cilindro de forma que este logre efectuar una carga sinusoidal en el implante.

La principal limitación que tiene este tipo de válvula es el caudal de aire a utilizar, la presión del aire y la frecuencia de funcionamiento. Teniendo en cuenta que la presión del aire se encuentra limitada a 6 bar, se realiza un cálculo para establecer el caudal de aire requerido el cual arroja una cifra de 20 litros por minuto. La válvula seleccionada es de la marca Camozzi 5/3, que tiene un caudal máximo de 100 litros por minutos, lo cual supera ampliamente lo requerido.

Ilustración 62: Electroválvula neumática proporcional MPYE, de la marca Comuzzi

4.7.1.9 El aire comprimido

Como el método de acción de la maquina es a través de un actuador neumático es necesario algunas notas sobre el aire que abastece a la máquina.

La generación de aire comprimido empieza por el proceso de compresión. El aire comprimido fluye a través de una serie de elementos antes de llegar a la unidad consumidora. Del tipo de compresor y del lugar de su montaje depende, en mayor o menor medida, la cantidad de partículas de suciedad, de aceite y de agua que contiene el aire comprimido utilizado en un sistema neumático. Para la preparación de aire comprimido deberán utilizarse los siguientes componentes:

- Filtro de aspiración
- Compresor
- Acumulador de aire comprimido
- Secadores
- Filtro de aire comprimido con condensador de agua
- Reguladores de presión
- Lubricador (si es necesario)
- Salidas para el condensado

Consecuencias de la utilización de aire comprimido preparado de modo deficiente

El aire comprimido preparado de manera deficiente redundará en una mayor cantidad de fallos y, por lo tanto, reduce la duración de los sistemas neumáticos. El aire comprimido preparado de manera deficiente se pone de manifiesto de las siguientes maneras:

- Mayor desgaste de juntas y piezas móviles de válvulas y cilindros
- Válvulas contaminadas con aceite
- Silenciadores sucios
- Corrosión en tubos, válvulas, cilindros y en otros componentes
- Eliminación por lavado de la lubricación original de piezas móviles

4.7.2 Compresores

La elección del compresor depende de la presión de trabajo y de la cantidad de aire necesarios. Los compresores se distinguen según su tipo de construcción. El condensado, las partículas de suciedad y el excedente de aceite pueden provocar un desgaste prematuro de las partes móviles y de las juntas de los componentes neumáticos. De esta manera se pueden producir fugas, que permiten que dichas impurezas salgan al exterior. Si no se montan filtros de aire comprimido, esas fugas pueden contaminar y, por lo tanto, inutilizar los componentes de la máquina.

A pesar de que este producto no es parte de este proyecto es un elemento primordial a la hora de realizar los ensayos ya que el aire que consume una prueba de fatiga implica un consumo de aire continuo determinando en muchas ocasiones un par de meses para la conclusión y resultado de una prueba de fatiga.

4.7.3 Seguridad y mantenimiento

4.7.3.1 Seguridad

El aire comprimido se utiliza en aplicaciones muy diversas, como accionamiento de máquinas herramientas, actuadores de válvulas, maquinaria, etc., siendo la primera de las citadas, en su versión de máquinas portátiles, una de las más frecuentes.

Dado que su accionamiento es debido a un fluido a presión, su empleo da lugar a la aparición de riesgos específicos, que se van a ver incrementados si se hace un mal uso del mismo. El aire comprimido es una corriente de aire concentrada con presión y velocidad altas que puede causar lesiones graves al operador y a las personas que están cerca.

Como es sabido, los componentes principales de una instalación de aire comprimido son:

- Filtro: Tiene el objetivo de eliminar impurezas contenidas en el aire de aspiración. Aunque el filtro de admisión de aire no es generalmente un elemento

potencialmente peligroso (únicamente puede generar cierto nivel de ruido) es un elemento de gran importancia ya que aún el aire más limpio presenta elementos en suspensión. Si los mismos no son eliminados, pueden deteriorar rápidamente los órganos internos del compresor, por ejemplo, rayando los cilindros (con el consiguiente paso de aceite de lubricación al aire comprimido) o ser causa de depósitos, obturaciones etc., dando lugar a situaciones peligrosas. La mejor medida de seguridad es un mantenimiento adecuado que mantenga el filtro en unas condiciones de limpieza óptima. También es aconsejable la instalación de un medidor de caída de presión en el filtro que permita conocer su estado de limpieza.

- **Compresor:** Puede tratarse de un pequeño aparato portátil o de un gran equipo fijo. Todo compresor debe llevar adosada una placa de características en la cual deberá figurar la presión y temperatura de trabajo máximas. Independientemente del tamaño, estos presentan una serie de riesgos comunes, la mayoría relacionados con una eventual sobrepresión que pudiera dar lugar a una explosión, principalmente por las siguientes causas: bloqueo del aire de salida del compresor, fallo de los controles, mal funcionamiento del compresor, sobrecalentamiento, suciedad y/o humedad.
- **Acumulador:** El principal riesgo que presentan estos aparatos, al estar sometidos a presión interna, es el de explosión, que puede venir determinada por alguna de las siguientes causas: defectos de diseño, de construcción y montaje o de trabajo.
- **Secador:** Los sistemas de secado de aire emplean cámaras presurizadas e intercambiadores de calor, por lo que los riesgos que presentan son los de cualquier aparato a presión. Si el secador puede aislarse de la red, sus cámaras deben estar construidas para soportar la máxima presión que pueda ejercer el compresor, o bien deben ir dotados de una válvula reductora de presión y una válvula de seguridad para evitar que se exceda la presión de seguridad en las cámaras del secador.
- **Líneas de conducción:** Un mal diseño del sistema y el tamaño inadecuado puede ocasionar no disponer en los puntos de aplicación de un aire comprimido con las características que se requieren en el uso a que se destina, lo que ocasionará

un mal funcionamiento de los aparatos utilizados. El mal funcionamiento puede ocasionar a su vez, la adopción de prácticas inseguras por los usuarios para solucionar el problema, además de constituir un riesgo para el personal dedicado al mantenimiento. Los componentes no metálicos, empleados en filtros, trampas de vapor, separadores, engrasadores, etc., pueden perder sus características de resistencia debido a la acción de contaminantes presentes en el aire comprimido, con el consiguiente riesgo de ruptura.

4.7.3.2 Mantenimiento

Si bien el sistema neumático no requiere de elevado mantenimiento, como todo sistema requiere de algunas precauciones. Cuando se efectúen trabajos de mantenimiento o, en general, cuanto se utilicen sistemas neumáticos, deberá procederse con sumo cuidado al desconectar y volver a conectar las tuberías que conducen aire a presión. La energía de la presión contenida en los tubos flexibles y rígidos es liberada velozmente. La presión es tan grande, que las tuberías se mueven incontroladamente, poniendo en peligro a los operadores. Si el aire de escape contiene partículas de suciedad, puede dañarse la vista de las personas expuestas a dichas partículas. A pesar de que todos los sistemas de conducción de aire no están al alcance directo del operador es necesario evaluar diferentes medidas de mantenimiento programadas.

Por otro lado, los sistemas electrónicos que comandan la electroválvula también corren sus riesgos adicionales por cambios en la tensión, y a pesar de que el voltaje del movimiento de la maquina esta reducida a 24 vol. es necesario hacer un control programado para evaluar posibles fallas en el funcionamiento. La celda de carga es otro de los elementos primordiales que suelen tener correcciones de medición por lo que es necesario realizarle certificaciones de medición periódicas cada determinado tiempo estipulado.

4.7.3.3 Medioambiente

En cuanto a factores medioambientales, el análisis debe centrarse principalmente en el sistema neumático siendo este el sistema principal de la máquina. Los sistemas neumáticos pueden contaminar el medio ambiente de dos maneras:

Ruidos: Ocasionados por los escapes de aire. Estos se pueden reducir mediante la utilización de silenciadores para escape de aire. También se pueden reducir guiando el aire de escape de varias válvulas hacia un silenciador grande.

Nieblas de aceite: Se trata de nieblas ocasionadas por aceite en el compresor o por aceite agregado al aire en la unidad de mantenimiento. Esta niebla de aceite contamina al medio ambiente al descargarse el aire. El daño ocasionado al medio ambiente es tanto mayor, cuantos más motores neumáticos y cilindros de grandes dimensiones se utilice.

4.8 ESTUDIO Y DESARROLLO DEL SISTEMA DE CONTROL

4.8.1 Generación de onda

La electroválvula en este caso tiene como función controlar el movimiento del actuador permitiendo el paso de un porcentaje de caudal nominal de aire en función de la tensión que recibe. De esta manera, si se pretende que el cilindro trabaje generando una onda senoidal, se requiere que la tensión que reciba la electroválvula tenga la misma forma. Para esto, se necesita un dispositivo capaz de generar dicha onda. Uno de los planteos posibles para dicha función es la de un generador de onda. Este es un instrumento utilizado en la electrónica capaz de producir una señal senoidal, cuadrada o triangular, así como pulsos de anchura variable. Los modelos comerciales logran señales de baja distorsión y alta linealidad que varían desde 0.01 Hz hasta 300 KHz. El circuito ICL8038, por ejemplo, es un generador de funciones con el cual se pueden generar señales con gran exactitud.

4.8.2 Adquisición de datos

En el ensayo de fatiga existen dos variables de interés que se busca medir y controlar: la fuerza aplicada y el desplazamiento de la zona de aplicación de la carga. Por otra parte, la frecuencia de corte de los sensores debe ser por lo menos 10 veces superior a la máxima frecuencia a la cual se realizan los ensayos. Como parte del sistema de control, es necesario cubrir diferentes requerimientos tanto de hardware como software. Esto es de suma importancia debido a que es preciso hacer una lectura de los datos arrojados en cada prueba cíclica.

En cuanto al software, existe como alternativa la interface gráfica LabVIEW que es un entorno de programación gráfico que utiliza iconografía en lugar de texto para desarrollar diferentes aplicaciones. La interface tiene dos partes, la primera es conocida como panel frontal y muestra los resultados, gráficas y botones que sean utilizados en la aplicación. Mientras que la escritura del código se realiza de forma gráfica usando representaciones de funciones para controlar los diferentes objetos del panel frontal. Estas representaciones se plasman en la parte restante de la aplicación conocida como diagrama de bloques que representa el código fuente. A las aplicaciones creadas en LabVIEW se les denomina instrumentos virtuales, y cada uno de ellos cuenta con un panel frontal y un diagrama de bloques. El instrumento virtual es definido como una capa de software y hardware que se le agrega a una PC en tal forma que permite a los usuarios interactuar con la computadora como si estuviesen utilizando su propio instrumento electrónico con el objeto de cubrir sus necesidades particulares. Las necesidades, en este caso abarcan la medición, la gráfica y almacenamiento de datos correspondientes al desplazamiento y fuerza ejercidos sobre los sensores.

Para la parte de hardware es necesario un módulo acondicionador que reciba información analógica de la celda de carga y la envíe a la placa de adquisición de datos la cual se encarga de transformar la información en digital y esta es procesada por la interface gráfica. La adquisición de datos (DAQ) es el proceso de medir con una computadora un fenómeno eléctrico o físico como voltaje, corriente, temperatura, presión o sonido. Un sistema DAQ consiste de sensores, hardware de medidas DAQ y una computadora con software.

Este tipo de controlador es una opción muy viable para el proyecto. Comparados con los sistemas de medidas tradicionales, los sistemas DAQ basados en computadoras aprovechan la potencia del procesamiento, la productividad, la visualización y las habilidades de conectividad de las computadoras estándares en la industria proporcionando una solución de medidas más potente, flexible y rentable.

Para la construcción de un Sistema de Adquisición de Datos básico, se consideran los siguientes elementos:

- Sensores y transductores.
- Señales.
- Acondicionamiento de la señal.
- Convertidor Analógico-Digital (ADC o convertidor A/D).
- Hardware de adquisición de datos.
- Controladores y la aplicación de software.
- Circuitos Integrados Generadores de Ondas

Después de recorrer diferentes empresas dedicadas al desarrollo de tecnologías específicas, se llegó a la conclusión que para el desarrollo del sistema de control de la forma antes mencionada se requiere de un costo muy elevado para el alcance que se planteó en un principio para este proyecto y que deja por fuera la economización de todo el sistema de componentes que se postula para el desarrollo de la máquina. Una solución a este problema aparece a través de los recursos humanos que presenta la escuela Politécnica N° 1 de la localidad de Bosques, quien a través de parte de su plantel docente se ofrecieron a la fabricación, programación y calibración de cada uno de los componentes del sistema de control.

Las primeras reuniones tuvieron mucho de informaciones básicas para el entendimiento de la necesidad de la fabricación de la máquina y para ello el concepto de fatiga resurge como una breve explicación para luego entender cuál es la necesidad de la forma de movimiento que solicita el actuador para cumplir con la función requerida. Repasemos lo siguiente, el fenómeno de fatiga origina la rotura de materiales bajo carga dinámicas cíclicas, que son inferiores a las que producirían la rotura del

material en condiciones estáticas. Afecta principalmente a los metales y a sus aleaciones, pero está presente también en plásticos y cerámicos. Las cargas pueden ser de compresión, de tracción, de torsión o de flexión. Cuando los esfuerzos se repiten miles o millones de veces, la rotura ocurrirá a tensiones mucho menores a las que ocasionarían la rotura estática. Las fases del ensayo se clasifican de la siguiente manera:

Fase 1 (iniciación): Una o más grietas se desarrollan en el material. Pueden aparecer en cualquier lugar, pero por lo general lo hacen en alguna fuente de concentración de tensión.

Fase 2 (Propagación): Las grietas crecen, pero son finas y de detección difícil.

Fase 3 (Rotura): Las grietas siguen creciendo y deteriorando la pieza, hasta que la sección se reduce tanto que ya no pueden resistir el esfuerzo estático y la pieza se quiebra.

Se establece el límite de fatiga como el esfuerzo que permite infinitos ciclos de trabajo sin que la pieza se rompa.

Con todos estos datos se originan una serie de características que deben cumplir las máquinas de testeo con características similares. Como ya se vio en reiterados ejemplos anteriores una función importante es la de tomar como referencia las especificaciones de la norma 14801 la cual se utiliza para la medición de implantes endóseos.

Según la norma ISO 14801 las máquinas de testeo deben tener las siguientes características:

- Debe ser capaz de aplicar la carga especificada con un error no mayor a $\pm 5\%$ de la carga máxima.
- Debe ser capaz de aplicar la carga a la frecuencia especificada.
- Debe incluir instrumentación para monitorear los valores de carga máxima, mínima, frecuencia a la que se aplica la carga y detectar la falla del espécimen.
- Debe ser capaz de almacenar el número de ciclos de carga durante la prueba.

4.8.3 Frecuencia de carga y forma de onda

La prueba de fatiga se llevará a cabo con una carga unidireccional, dado que una dirección puede recorrerse en dos sentidos. La carga variará sinusoidalmente entre un pico nominal y un 10% de ese valor de 2 a 15 Hz.

Ilustración 63: Curva de frecuencia

4.8.4 Procedimiento

Para el procedimiento de medición se utiliza la norma ISO 1099 sobre fatiga de materiales. Se debe generar un diagrama de carga versus ciclos mediante la prueba de especímenes a series de carga hasta que se alcanza el límite inferior al cual por lo menos tres especímenes sobreviven y ninguno falla al número especificado de ciclos: 2 millones de ciclos a 2 Hz de frecuencia o 5 millones de ciclos a frecuencias entre 2 y 15 Hertz.

Un punto apropiado para comenzar es usando una carga del 80% del valor de rotura estática para la misma geometría.

Se deben utilizar por lo menos dos, aunque preferentemente tres, especímenes para fallar a por lo menos 4 cargas.

Carga	Ciclos	
L1	C1	L_n representa la carga de prueba
L2	C2	C_n es el número de ciclos en que se rompe el espécimen con la carga L_n

Tabla 11: Tabla de cargas

Debe medirse la distancia desde el centro a la sección de la falla crítica, por lo que se debe identificar el punto de falla crítica y la localización del inicio de la misma. Existen tres tipos de fallas

- Deformación debida la falta de rigidez
- Deformación permanente
- Fractura

Luego se debe dibujar la curva para mostrar la máxima carga a la cual el implante resiste 2 o 5 millones de ciclos a frecuencias de hasta 2 Hz. Por lo menos tres especímenes deberán alcanzar el número de ciclos especificados sin falla, se dice entonces que han superado el umbral de fatiga

Ilustración 64: Curva de resistencia de un implante

4.8.5 Sistema de Control

El sistema de control debe permitir la implementación de la norma anteriormente descrita. Cuenta de un controlador digital programable que mide la fuerza de la carga que se ejerce sobre el implante en cada ciclo de trabajo utilizando una galga extensiométrica con lo que puede regular los ciclos de apertura y cierre de una válvula neumática de 5 a 3 vías que varía la presión de aire en el cilindro, y por lo tanto la fuerza sobre de carga sobre el implante. La fuerza de la carga depende de la presión dentro del cilindro, que se regula mediante la frecuencia de trabajo de la válvula neumática de 5 a 3 vías y con la válvula reguladora de caudal.

Para 15 Hz se necesita un caudal mayor debido al ritmo de las conmutaciones de la válvula de 5 a 3 vías, mientras que, a frecuencias más bajas, como 2 Hz resulta necesario bajar el caudal para que no aumente en exceso la presión dentro del cilindro durante el tiempo de conmutación.

Ilustración 65: Diagrama de flujo del sistema de control

Para una frecuencia $f=15$ Hz, por ejemplo, el tiempo la señal de conmutación tiene la forma de una onda de pulsos de periodo $T=1/f=0,0667$ segundos o 66,7 ms. Si partimos de un ciclo de actividad del 50%, es decir la mitad del periodo en alto y la otra en bajo, resulta una señal como la siguiente:

Ilustración 66: Señal de caudal de trabajo

Señales como estas se aplican a la electroválvula para poder conseguir el desplazamiento del cilindro en un sentido o en el otro. El ancho del pulso varía según la necesidad de la carga y del sentido de desplazamiento.

Ilustración 67: Flujo de trabajo de la válvula

La cantidad de tiempo que se abre la válvula en un sentido o en otro depende del desplazamiento requerido del émbolo y del sentido en sí, dado que el volumen del cilindro del lado del émbolo es menor a la del otro lado.

4.8.6 Controlador

El controlador se basa en una placa Arduino Uno, dado que es adecuada para el desarrollo del prototipo del proyecto. Estas placas son de uso general para el desarrollo de proyectos, permiten trabajar con señales digitales (que varían solo entre dos valores) y con señales analógicas (que varían en el tiempo entre un rango continuo de valores). La placa cuenta con un microcontrolador ATMEGA328p, con 14 entradas y salidas digitales, 6 entradas analógicas que también pueden ser utilizadas como entradas y salidas digitales, que resulta adecuado para los requerimientos actuales del desarrollo.

Como se ve en la siguiente imagen, la placa cuenta con varios pines de conexión para entrada y salida de datos y, además, con una conexión USB que permite la programación del microcontrolador y una comunicación permanente con la computadora

Las placas Arduino se diferencian por los microcontroladores que poseen y por la cantidad de entradas y salidas que tienen disponibles, los modelos Uno, Nano y Mega son de los más utilizados en la actualidad por su bajo costo y versatilidad. En este caso utilizamos el UNO porque la cantidad de pines y la capacidad de procesamiento de su microcontrolador son las adecuadas para el proyecto.

Ilustración 68: Placa Arduino UNO

4.8.7 Interfaz de programación

La interfaz es el software que permite la escritura del código fuente del programa y la programación del microcontrolador, conjuntamente con un monitoreo básico del funcionamiento de la placa, para ello fue necesario realizar un montaje improvisado de todos los elementos y de esta manera ir testeando la respuesta de la máquina para corroborar los datos arrojados por el programa que trae por defecto el Arduino.

Ilustración 69: Entorno de desarrollo Arduino

En la figura anterior se observa el entorno de programación con uno de los programas de prueba que arrojó como resultado una señal como la siguientes:

Ilustración 70: Primeras señales de prueba

Esta señal se obtuvo usando el monitor serie de la interfaz Arduino, en el menú herramientas se encuentra la opción Serial Plotter. El software cargado en la placa envía los datos que mide de la celda de carga y los envía a través del puerto USB para que la interfaz lo grafique.

4.8.8 Drivers para la válvula

Los Drivers son circuitos que permiten proteger los pines de salida del Arduino aumentando la cantidad de corriente que pueden suministrar a otro dispositivo. Por ejemplo, si quiere controlar un motor de continua con un Arduino, los pines no pueden suministrar la energía necesaria para que el motor se mueva. Un Driver, toma la salida del Arduino como una señal y al mismo tiempo toma energía de una fuente externa.

En el circuito anterior el transistor oficia como una llave que abre o cierra el paso de la corriente eléctrica hacia el circuito externo. Cuando recibe una señal en la pata 3, llamada base, deja pasar corriente eléctrica entre las patas 2 y 1, llamadas colector y emisor respectivamente, proveniente de la fuente de 12 volts. Esta corriente permitirá el accionamiento de la Electroválvula neumática encendiendo al mismo tiempo el Led testigo.

Ilustración 71: Circuito eléctrico Arduino

4.8.9 Celda de Carga

Una celda de carga basada en una galga extensiométrica, es un sensor que varía su resistencia eléctrica cuando se deforma por un esfuerzo que se hace sobre ella. Para poder realizar la medición se utiliza un puente de Wheatstone y un amplificador de señal, que mide la variación de resistencia y emite una señal amplificada. El módulo HX711 además de amplificar la variación de señal también la digitaliza, es decir, la transforma en una serie de datos digitales.

En el siguiente diagrama se observa un puente de Wheatstone, las Resistencias R_1 , R_2 y R_3 son de valores conocidos, mientras que R_x representa la celda de carga conectada. La variación de R_x provoca una variación de señal eléctrica entre los puntos a y b que será amplificada para luego poder ser digitalizada.

Ilustración 72: Diagrama de puente de Wheatston

La digitalización consiste en asignar a un rango de valores conocido dentro de una curva determinada a una serie de números también conocida. Por ejemplo, para los Arduinos la variación de tensión debe ser entre 0 y 5V, pudiendo ser esa variación lineal o no. Esos valores se transforman en 1024 números distintos entre 0 y 1023. Es decir, una variación continua se transforma en 1024 números, por lo que cada uno equivale a 0,00488 Volts ($5/1024$). Esto representa una pérdida de información que luego se reconstruye mediante un algoritmo informático. El módulo HX711 mide la variación de la celda de carga y la digitaliza para enviar esos valores como una serie de datos a la Placa Arduino

Ilustración 73: Módulo HX711

4.8.10 Ejemplo de Código

Como ejemplo adjuntamos uno de los códigos desarrollados hasta el momento en las pruebas de diseño donde se observan distintas instrucciones que se escriben en una secuencia determinada para dar las órdenes a la placa Arduino. El lenguaje utilizado es C++

```
/*
  Arduino pin 6 -> HX711 CLK
  Arduino pin 5 -> HX711 DOUT
  Arduino pin 5V -> HX711 VCC
  Arduino pin GND -> HX711 GND
*/
#define abajo 11
#define arriba 10
#include "HX711.h"

void pulsos(int T);
HX711 circuit wiring
const int LOADCELL_DOUT_PIN = 5;
```

```

const int LOADCELL_SCK_PIN = 6;
HX711 scale;
HX711 scale (5, 6);
float calibration_factor = 48100; // this calibration factor is
adjusted according to my load cell
float units;
float galga;
float inicio;
float final;
int t;

void setup () {
  Serial.begin(57600);
  scale.set_scale();
  scale.tare(); //Reset the scale to 0
  long zero_factor = scale.read_average(); //Get a baseline
  reading
  pinMode(abajo,OUTPUT);
  pinMode(arriba,OUTPUT);
}

void loop() {
  scale.set_scale(calibration_factor); //Adjust to this
  calibration factor
  units = scale.get_units(), 1;

  if (units < 0)
  {
    units = 0.00;
  }
  galga = units * 0.5;
  Serial.print(galga);
  Serial.print(" kg");

  for(;;)
  {

```

```

    pulsos(250);
}
}
void pulsos(int T)
{
double milisegundos=millis();
    while (milisegundos-millis()<T)
    {
        units = scale.get_units(), 1;
        if (units < 0)
        {
            units = 0.00;
        }
        galga = units * 0.5;
        if(galga<3)
        {
            digitalWrite(abajo, HIGH);
            digitalWrite(arriba, LOW);
        }else{
            digitalWrite(abajo, LOW);
            digitalWrite(arriba, HIGH);
        }
        Serial.print(galga);
        Serial.println(" kg");
    }
}

```

4.8.11 Estado Actual del Desarrollo

La norma establece que la variación de carga debe ser senoidal, porque si bien se han podido conseguir ondas similares a frecuencias determinadas, debe ajustarse el código para conseguir dicha variación utilizando una válvula proporcional que regule el caudal de aire. Como el costo de la misma es de unos 1000 euros se optó por fabricar una con una válvula reguladora manual cuyo movimiento proporcional se consigue con un motor paso a paso. A su vez la entrada y salida de aire de la electroválvula es controlada

a través de una válvula de tipo manual que regula la presión que se le envía al circuito neumático y en el cual este nivel de aire determina la fuerza que ejerce el vástago del pistón.

Ilustración 74: Válvula reguladora manual

Los análisis realizados hasta el momento indican que deben utilizarse dos válvulas proporcionales: una para obtener el caudal determinado para la frecuencia y carga necesaria y otro para la variación senoidal que demanda la norma. El sentido de avance y retroceso seguirá siendo determinado por la apertura y cierre de la válvula de 5/3 vías. Esto permitirá trabajar con la máquina haciendo la mayoría de los ajustes desde la pantalla de mando, sin tener la necesidad de tediosos ajustes manuales.

Ilustración 75: Prueba de ciclaje sobre probeta de teflón

Ilustración 76: Imagen de conexiones provisionales

Ilustración 77: Placa Arduino y electroválvula

A la izquierda el Arduino, los vigías encendidos marcan la lectura del microprocesador en funcionamiento. A la derecha la electroválvula con conexiones de mangueras Tubing y reguladores de caudal de aire.

Ilustración 78: Imagen de la lectura del movimiento cíclico a 4 Hz de frecuencia

4.9 ESTUDIO Y DESARROLLO DE LA MORDAZA DE SUJECCIÓN

La explicación más simple de lo que es una mordaza podría ser que es una herramienta que mediante un mecanismo de tornillo roscado o tornillo sin fin o de otro tipo que permite sujetar por fricción una pieza presionándola en forma continua⁹⁶. Se utiliza en procesos de fabricación y reparación.

En varios tipos de máquinas herramienta de mecanizado, como fresadoras o taladradoras, vienen incorporadas, aunque también pueden ir fijas a un banco de trabajo (en este caso se denominan tornillo de banco). Existen mordazas de base fija o de base giratoria. Las mordazas de base giratoria pueden ir montadas sobre un plato circular graduado. Pueden ser de accionamiento manual, neumático o hidráulico. Las mordazas neumáticas e hidráulicas permiten automatizar la apertura y el cierre de las mismas, así como la presión que ejercen. Existen muchos tipos de mordazas⁹⁷, por lo general son muy robustas para garantizar que puedan trabajar en las condiciones más exigentes a su vez el tamaño y el peso varía de acuerdo al material del cual están fabricadas y de sus dimensiones, todos estos datos son de gran utilidad ya que determinan las especificaciones de diseño que se tuvieron en cuenta para la mordaza que presenta la máquina desarrollada.

4.9.1 Estudio de las partes de una mordaza

La boca: Se le conoce como boca porque puede abrir y cerrar y lo hará de acuerdo a las dimensiones de la pieza a trabajar. La boca contiene la mordaza de sujeción. Existe una boca fija y una boca móvil, esta última se desliza a través del eje roscado.

La base: Es la parte inferior plana que sirve de apoyo para toda la mordaza. Se monta sobre un banco o mesa de trabajo y mantiene la mordaza fija.

La manivela: Es la palanca que sirve para abrir o cerrar manualmente la boca que contienen la mordaza, de acuerdo a la dimensión de la pieza a trabajar.

Ilustración 79: Partes de una mordaza

La correcta sujeción de piezas de trabajo de cualquier material que deben cortarse, perforarse, limarse o mecanizarse de alguna manera requiere de herramientas manuales especiales para garantizar no sólo una operación precisa y de alta calidad, sino también la máxima comodidad y seguridad para el usuario. La apertura de las bocas puede producirse de dos maneras, lo que da a lugar a dos grandes grupos de morsas:

Las morsas de herrero o morsas de pie: se construyen de acero forjado y son muy resistentes. Proviene de las épocas en que se preparaban las herraduras para los caballos y se utilizan para sostener una pieza que debe golpearse con un martillo pesado, lo que las hace ideales para trabajos de herrería y forja. Se sujetan a un banco de trabajo robusto o de la pared, y la pata larga se asegura en una base sólida en el piso no son apropiadas para trabajos de ajuste mecánico porque sus mordazas no se conservan paralelas al abrirse y, por lo tanto, las piezas no quedan sujetas adecuadamente o se deforman si se aprieta demasiado.

Las morsas paralelas: son las más usadas porque las mordazas se mantienen siempre paralelas en cualquier apertura, sujetando piezas de diversos tamaños de forma adecuada a ese tamaño y sin necesidad de ejercer demasiada presión sobre ellas. Estas morsas se construyen de hierro colado o de acero fundido, este último más costoso, pero más resistente. Más abajo veremos las morsas paralelas en detalle.

4.9.1.1 Morsas Paralelas

En razón de su uso más difundido, las morsas paralelas presentan una gran variedad de modelos, e incluso algunas están destinadas a trabajos muy específicos, como las morsas para soldar en escuadra o las que se utilizan con máquinas determinadas, por ejemplo, tornos o taladros. A continuación, tipos más comunes de morsas paralelas.

Morsas de banco

Sin duda la clase de morsa más usada, también se conocen en algunos países como tornillo de banco o de bancada para maquinistas⁹⁸. Se emplean para sujetar objetos grandes y pesados, y la base se atornilla firmemente a un banco de trabajo. Dependiendo del fabricante, estas morsas se ofrecen en tres modelos, combinados o no. Estos son:

Morsas con base fija: las más comunes y económicas, disponibles en una gran variedad de tamaños.

Morsas con base giratoria: esta base permite desplazar la morsa en un ángulo de 180° para una óptima posición de trabajo.

Morsas con yunque: adosado a la boca fija (es decir, a la parte posterior) de la herramienta, el yunque es útil para realizar operaciones ligeras de martillado a fin de aplanar y/o dar la forma adecuada a la pieza.

Ilustración 80: Ejemplos de distintas morsas de banco

Morsas de mesa

Son morsas de banco ligeras y portátiles. Se montan a una mesa o banco de trabajo mediante una abrazadera ubicada en la parte inferior. Tienen mordazas estriadas para sujetar la pieza y algunos modelos incluyen una base giratoria. Se utilizan para sujetar materiales livianos o en áreas donde no se dispone de morsas más robustas.

Ilustración 81: Distintos tipos de morsas de mesa

Morsas para caños o tubos

Están especialmente diseñadas para sujetar piezas redondas y son manuales, portátiles y sumamente resistentes. Tienen mordazas en “V” que permiten ubicar la pieza y bloquearla en posición. Generalmente se montan en un banco de trabajo, aunque también se dispone de modelos para montar en trípode o en estantes. Se emplean para sujetar tubos de 1/8 pulgada a 8 pulgadas de diámetro que deben someterse a corte o roscado.

Las morsas para caños pueden ser de dos tipos:

Morsas a bisagra: están compuestas por una mordaza superior basculante y una inferior fija, ambas intercambiables y construidas en acero fundido endurecido. La horquilla, la base y la manivela son de fundición y el tornillo o eje es de acero.

Morsas a cadena: constan de dos mordazas fijas fresadas, intercambiables y construidas en fundición sobre las cuales se apoya el caño, que se sujeta firmemente mediante la cadena, construida en acero templado y revenido. La base es de fundición y la manivela es de acero fundido.

Ilustración 82: Morsas para caños

Morsas planas

También son de diseño especial para atornillarse a una taladradora, un torno o un banco de trabajo. La base puede ser fija o giratoria, y vienen de dos tamaños: uno con mordazas de 105 mm de ancho y 105 mm de apertura máxima, y el otro con mordazas de 150 mm de ancho y 180 mm de apertura máxima, aunque estas medidas varían según el fabricante. Se utilizan para sujetar trozos pequeños de madera o metal para el mecanizado u operaciones de perforación.

Ilustración 83: Morsa plana

Morsas combinadas

Como lo indica su nombre, combinan la función de morsa de banco con morsa para caños o tubos y pueden tener base fija o giratoria. Se atornillan a un banco o mesa de trabajo y se usan para sujetar objetos pesados, caños para el corte y roscado, y para dar forma a metales.

Ilustración 84: Morsas combinadas

4.9.2 Elección de la mordaza para el método de ensayo

Las mordazas constituyen un requisito básico para cada ensayo, y como requisito fundamental que funcionen a la perfección y así poder garantizar la seguridad del ensayo y la precisión de sus resultados. Por ello, es tan importante elegir las mordazas adecuadas para cada procedimiento de prueba. Una amplia variedad de mordazas existentes cubre un extenso campo de aplicaciones para ensayos de tracción, compresión, flexión, de cizallamiento por tracción y cíclicos⁹⁹.

De lo expuesto anteriormente nace la necesidad de disponer de un elemento que, con sencillas maniobras de amarre, permita proceder a la prueba de medición y así eliminar las desalineaciones que se pueden producir en caso de soltar la pieza y volver a amarrarla para cada operación. El proyecto también buscó desarrollar una mordaza de

sujeción para implantes dentales y de esta manera cumplir con el objetivo de conseguir mayores precisiones en las pruebas de medición de cada una de las piezas de estudio, haciendo de esta forma un método más efectivo y sencillo de los ensayos requeridos.

En relación al proyecto desarrollado, la mordaza a utilizar debe tener fundamentalmente los siguientes requerimientos:

- Agarre con posibilidad de inclinación de 0 a 45°, para realizar pruebas anguladas dentro de las diferentes normas.
- Precisión máxima en todas las posiciones; para que cada estudio pueda ser repetible y garantizar el ensayo.
- Agarre firme; ya que el material está expuesto a fuerzas, el sistema de agarre debe ser lo suficientemente consistente como para garantizar que las vibraciones producidas por el avance de la herramienta no modifiquen la posición inicial de la pieza.
- Facilidad de manejo; debe ser de las dimensiones y peso adecuados para que el operario pueda manejarlo sin ayuda de elementos externos
- Fácil instalación; debe poder ser utilizado cuando sea necesario, es decir, que su posición no sea fija de forma que se puedan acoplar y desacoplar a él fácilmente.
- Fácil mantenimiento; debe ser un mecanismo robusto pero lo suficientemente simple para no requerir grandes inversiones ni esfuerzos en mantenimiento.
- Económico; uno de los objetivos perseguidos como parte del planteo inicial es que el accesorio tenga un costo lo más ajustado posible, de forma que resulte, además de económico lo suficientemente fiable como para obtener buenos resultados.

El alcance de este proyecto también comprende el diseño de las piezas necesarias para llevarlo a cabo y la elección de los componentes para la fabricación de la mordaza.

4.9.3 Requisitos de diseño

En primer lugar, se tiene que delimitar con qué dimensiones y pesos se pretende trabajar. En los próximos párrafos se va a establecer las dimensiones máximas de pieza acabada, para posteriormente estudiar qué componentes disponen de las especificaciones necesarias para poder fabricarlas.

En varios trabajos industriales sobre este tema podemos observar que los materiales más empleados para la fabricación de piezas son: aluminio, hierro y acero inoxidable, teniendo en cuenta siempre que el material de elección debe poder ser mecanizable. El tipo de material empleado en la selección se caracteriza por lo siguiente:

- Fácil de mecanizar
- Excelente aspecto en la superficie mecanizada
- Bajo coeficiente de fricción que permita el deslizamiento
- Buena estabilidad dimensional
- Alta resistencia a la compresión.

4.9.4 Sistema de amarre

El elemento fundamental del dispositivo es el sistema de amarre. Se debe asegurar por un lado una sujeción sólida y resistente y por otro facilitar la operación en la mayor medida posible. Esto último implica que el dispositivo no tenga interferencia con el actuador neumático. Tomando los antecedentes de diferentes sistemas de sujeción antes mencionados, se ha mantenido el sistema de mordaza como sistema de amarre debido a su versatilidad a la hora de sujetar piezas de distintas geometrías y por la robustez de su agarre.

El paso siguiente es determinar las dimensiones. Esto depende fundamentalmente del tamaño de la estructura de soporte ya que se encuentran preestablecidos en el diseño de la estructura en cuatro puntos de fijación. No obstante, y adelantando cuestiones en fases más avanzadas del proyecto, también debe sujetarse a las condiciones

ergonómicas: es fundamental un dispositivo fácil de manejar, con dimensiones y pesos ajustados al mínimo.

Ejemplos de mordazas de sujeción para máquinas de ensayo:

Mordazas de tornillo La fuerza de sujeción se aplica manualmente o a través de un motor eléctrico en este tipo de mordazas y son utilizadas para ensayar con fuerzas pequeñas y probetas finas.

Ilustración 85: Mordaza de tornillo. Fuente: (ZWICKROELL, 2018)

Mordazas de Cuña. Están compuestas por una base maciza con muelas intercambiables, junto con una unidad de manejo para abrir y cerrarlas.

Ilustración 86: Mordaza de cuña. Fuente: (ZWICKROELL, 2018)

Mordazas de tornillo-cuña. Este tipo de mordaza combina las propiedades mecánicas de las mordazas que se detallaron anteriormente, la ventaja es que se puede realizar un apriete mayor gracias a su tornillo y se acomodan las probetas automáticamente debido a su geometría.

Ilustración 87: Mordaza de tornillo-cuña. Fuente: (ZWICKROELL, 2018)

Teniendo en cuenta las diferentes formas y elementos analizados para hacer una sujeción, la manera más efectiva de sujetar la probeta de ensayo es apretándola con dos mordazas, como se muestra en la ilustración 87, las cuales tienen muescas en donde se aloja la probeta y dos tornillos que hacen la sujeción. Esto permitió que un elemento cilíndrico pueda fijarse a paredes planas de forma efectiva, y pueda ser manipularlo fácilmente para el intercambio de dichas probetas, por esto se hizo un primer diseño en donde en la parte inferior de las mordazas se dispone de una pieza fija que le proporcionó a la mordaza el ángulo de 30° que la norma ISO 14801 propone para realizar los ensayos.

Cuando el material de los implantes es en base polimérica, los ensayos se deben realizar sumergidos en agua de calidad detallada por norma. Es por eso que se debe colocar un recipiente en donde se aloje el líquido de ensayo.

Ilustración 88: Primer diseño de fabricación

En el mercado existen innumerables diseños en cuanto a la forma de sujeción, pero este desarrollo permitió mirar un poco más hacia todos los trabajos de medición que se pueden realizar con diferentes ensayos, esto llevó a buscar que las pruebas no solo estén fijadas a la norma ISO 14801, que propone una inclinación fijada en 30° , sino que también el campo este abierto a otras alternativas de medición pudiendo poner la probeta a diferentes grados que permita por ejemplo hacer una prueba de compresión directa vertical en un solo ciclo.

Para esto se planteó que las bases de las mordazas estén integradas a un sistema de correderas semicirculares que permitan el desplazamiento horizontal de la mordaza en ángulos de 0 a 45° . El funcionamiento integral del dispositivo estará definido en un esquema de desarrollo para lograr entender mejor el despiece de cada parte integrante.

4.10 DISEÑO Y FABRICACIÓN DE LA MORDAZA BASCULANTE PARA IMPLANTES DENTALES

Con la ayuda del estudiante de Ingeniería el Sr Ignacio Matías Fernández Zapiola se comenzaron los esquemas iniciales del desarrollo. Las recomendaciones iniciales estaban relacionadas al tamaño de cada una de las partes, las cuales podrían ser modificadas si en los esquemas iniciales, bocetos y diseños por computadora indicaran algún error en la posición ideal para las respectivas pruebas. El material de Aluminio fue descartado por recomendación de matricerías expertas principalmente por el costo más elevado y segundo porque las propiedades del acero en general deberían de ser mucho más versátiles. La base de soporte de todo el sistema tiene que estar alineadas en cuatro puntos de fijación según plano de base de estructura. Específicamente hay dos medidas de las cuales había que tomar especial recaudo, una es la base que ya hemos nombrado y la otra es la altura final en donde se inserta el material de ensayo, teniendo en cuenta que en un punto de partida aéreo se calcula el recorrido que debería expresar de forma directa la forma de la corredera en un recorrido de 0 a 45°.

Ilustración 89: Diseño de corredera

Ilustración 91: Ranura media caña sobre la base de la mordaza

En páginas anteriores se mencionó que la forma definida de las mordazas de sujeción sea de dos cuadrantes internos, esto permite que las superficies planas de apoyo a 90° permitan un mejor sostén de la pieza, independientemente de su forma geométrica, aunque es de preferencia el aditamento de una probeta circular en la cual ira colocado el implante para la prueba de ensayo. Las mordazas están enfrentadas y sujetas al cilindro inferior. Una de ellas se encuentra de forma fija a través de dos tornillos pasantes de forma vertical de tipo Allen con la cabeza incluida en la matriz para darle una mejor terminación estética. La otra mitad de la mordaza se acerca y ajusta a través de dos tornillos horizontales que al activarlos permiten la apertura o el cierre entre ambas estructuras independientes.

Ilustración 92: Mordaza de fijación

La base regulable está posicionada inmediatamente sobre las correderas y es la que aloja sobre la misma la sección circular donde apoya receptor de acrílico con las respectivas mordazas individuales. Por último, las correderas: teniendo en cuenta determinados detalles previos de fabricación se las diseñó de forma separada ya que en el proceso de fabricación por recomendación de personal especializado sería muy compleja la realización de la ranura central. A través de esta ranura un plato se ajusta a la base que se desplaza para poder asegurar la fijación una vez establecida la graduación.

Ilustración 93: Correderas de la base de la mordaza

Sobre la vista frontal de la corredera presenta una marca graduada de cada una de las angulaciones para darle precisión al momento de establecer los grados de la prueba de ensayo.

Ilustración 94: Marcas de la corredera frontal

Establecido el diseño se hace un montaje de figuras para una mejor comprensión y recopilación de detalles.

Ilustración 95: Montaje sobre la estructura

Las medidas y especificaciones en sus respectivos planos de cada una de las partes se encuentran como anexo en este documento.

4.10.1 Características de los metales elegidos para la mordaza

Dentro de los materiales más utilizados en la manufactura de mordazas en base a las referencias bibliográficas, se encuentran en su gran mayoría los aceros al carbono como material de elección por las propiedades ya conocidas de todos los aceros, pero antes de comenzar con la fabricación de las mordazas se realizó un breve estudio de la calidad de los aceros según su contenido de minerales que modifican o cualifican sus propiedades.

Los aceros son aleaciones compuestos por Hierro-Carbono en mayor medida, más algunos elementos como impurezas que son residuales de los procesos de obtención del acero y se los clasifica por el porcentaje de carbono en:

1. Acero bajo carbono: Estos aceros tienen un porcentaje máximo de carbono de 0.25%C, lo que no permite ser tratados térmicamente debido a su incapacidad de formar martensita por lo tanto solo se endurecen por acritud⁹.
2. Acero medio carbono: Con porcentajes de carbono que van desde los 0.25%C a los 0.6% C ya permiten un tratamiento térmico de temple y revenido, llevando a la microestructura a la austenización. Este tipo de aceros poseen baja templabilidad por lo tanto se puede realizar el tratamiento térmico en piezas de sección delgada y con velocidades de temple muy rápidas⁹.
3. Aceros de alto carbono: Este tipo de aceros tienen un porcentaje en su aleación que corresponde a un 0.6%C hasta un 1.4%C y debido a este porcentaje de carbono son duros, resistentes y menos dúctiles que los demás aceros mencionados con anterioridad. Por lo regular se usan en condición de temple y revenido⁹.
4. Aceros aleados: Se denomina aceros aleados a aquellos aceros que presentan elementos aleantes que mejoran sus características mecánicas, no se debe confundir elementos de aleación con el manganeso (hasta 0.90%) y el silicio (hasta 0.30%) debido a que estos elementos se encuentran siempre presentes en los aceros pero con la única finalidad de servir como desoxidantes ya que actúan al combinarse con el oxígeno y con el azufre para reducir los efectos perjudiciales que estos últimos elementos causan sobre los aceros⁹.

5. Aceros especiales. Al mencionar aceros especiales se engloba una gran variedad de aceros, los cuales son usados para distintos fines como, por ejemplo: aceros para herramientas, baja aleación con alta resistencia, microaleados, aceros para cementación, fase dual, etc.¹⁰².

El acero 4140 (aceros cromo-molibdeno), es una familia de aceros microaleados (o en inglés, high-strength low-alloy (HSLA) steel) de alta resistencia y de baja aleación, según lo especificado por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE Internacional) ⁽¹⁰³⁾. Sus elementos aleación incluyen el cromo y molibdeno, (Cr [0,4-1,2 %], Mo [0,08-0,25 %])¹ y como resultado de estos materiales se refiere a menudo como acero CRMO o Chromoly (CrMo o CroMo). Tienen una fuerza excelente al cociente de peso, son fáciles de soldar y son considerablemente más fuerte y más duro que el estándar 1020 de acero. No es tan ligero como una aleación de aluminio, pero tiene la ventaja de una alta resistencia a la tracción y alta ductilidad. Es un acero de buena penetración de temple y con buenas características de estabilidad en caliente hasta 400 °C. Sin fragilidad de revenido, muy versátil y apto para esfuerzos de fatiga y torsión.

Una forma de mejorar la calidad del material es lo que se conoce como acero 4140 bonificado, esto es cuando el acero tiene un máximo de dureza y de resistencia, pero resulta muy frágil; por ello se realiza el revenido, calentando la pieza a temperaturas entre 550 y 650 °C y enfriándola después lentamente; variando la velocidad de enfriamiento se obtienen las distintas características deseadas. El tratamiento térmico se efectúa calentando la pieza por encima de la temperatura crítica en la que la estructura austenítica es estable y enfriando después muy rápidamente (sumergiéndola en agua y en aceite) a temperatura ambiente. En este punto el acero tiene un máximo de dureza y de resistencia, pero resulta muy frágil; por ello se realiza el revenido, calentando la pieza a temperaturas entre 550 y 650 °C y enfriándola después lentamente; variando la velocidad de enfriamiento se obtienen las distintas características deseadas. En función de las condiciones de empleo previstas, se pueden prescribir para un mismo acero distintos grados de bonificación; por ejemplo, si la pieza está sometida a choques, se obtiene la máxima tenacidad disminuyendo la dureza superficial y aumentando la resistencia mecánica de la parte interna. En el campo

automovilístico son bonificados la mayor parte de los componentes mecánicos de acero (por ejemplo, el cigüeñal, las bielas, los palieres, palancas de la dirección, etc.).

4.10.2 Frezado de las partes

El método de fabricación de todas las partes se eligió hacerlo a través del control numérico o control decimal numérico (CNC) es un sistema de automatización de máquinas herramienta que son operadas mediante comandos programados en un medio de almacenamiento, en comparación con el mando manual mediante volantes o palancas.

Ilustración 96: Máquina fresadora CNC

Las máquinas fresadora CNC son herramientas utilizadas en mayor medida para mecanizar. Las fresadoras CNC funcionan por arranque de viruta, mediante el movimiento de una herramienta de rotación con varios labios/cortes a la que se le denomina fresa. Como cada una de las piezas no se consiguen de forma industrial es necesario la fabricación a medida mediante planos. A través de un programa llamado SolidWorks, (es un software CAD diseño asistido por computadora) para modelado mecánico en 2D y 3D, este método permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos técnicos como otro tipo de información necesaria para la producción. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El proceso consiste en traspasar la idea mental del diseñador al sistema CAD, "construyendo virtualmente" la pieza o conjunto. Posteriormente todas las extracciones (planos y ficheros de intercambio) se realizan de manera bastante automatizada. Las empresas de matricaria mecánica se encuentran disponibles en un amplio sector de nuestro territorio y por consecuencia la oferta varía notablemente en cuanto a los costos de fabricación. Se hicieron los respectivos presupuestos y a través de los docentes de la Cátedra de ingeniería mecánica a cargo del Dr. Alfredo Gonzales quien junto a su equipo de profesionales participan hasta el cansancio con los detalles técnicos específicos y brindando todos sus conocimientos se logró hacer contacto con la empresa ID&TEC SRL a cargo de su titular el Ingeniero Pablo G. Mini Profesor en función de la Universidad Nacional de La Plata.

Después de algunas reuniones y recomendaciones de materiales en cuanto a ventajas y desventajas se comenzó con el mecanizado de cada una de las piezas.

Como se dijo anteriormente cada una de las partes se encuentra registrado con sus respectivos planos y cotas por lo cual, luego de tomar medidas y detalles del proyecto surgen estos tres materiales de elección:

1. Acero carbono, SAE 1045 (Planos 6, 9, y 12) y SAE 4140 (Planos 1, 2, 4, y 5)
2. Aluminio, Ergal 5083 (Planos 6, 9, y 12) y 6061 T651 (Planos 1, 2, 4, y 5)
3. Acero inoxidable, AISI 304 (todos los planos)

Ver Anexo: Planos.

Luego de evaluar los beneficios y desventajas de cada material en cuanto a los requerimientos iniciales del proyecto se elige como material de fabricación al Acero el cual, posteriormente de fabricada las piezas se puede hacer un tratamiento de endurecimiento de superficie con nitrurado y eventualmente también antioxidante (pavonado) que mejoraría tanto la estética como la función mecánica en el trabajo requerido.

La pieza de acero que va a ser la base semicircular esta soldada en dos piezas para que no sea tanto el mecanizado.

Ilustración 97: Pieza de acero de donde se freso la base semicircular

Esto es SAE 1030, es un material que cuando se suelda tiene un porcentaje alto de carbono y tiende a templar en el cordón de soldadura y a medida que se aleja del cordón la masa de la pieza tiende a absorber temperatura, por lo tanto, en ese sector al quedar templada tiende a ser frágil, eso trae dos problemas, la fragilidad propia de la soldadura y por otro lado al producir el fresado en la fabricación, tener diferencias de dureza e ir

sacando material, este se va deformando para un lado o para otro para compensar las tensiones.

Ilustración 98: Proceso de fresado mecánico

Por otro lado, el material que viene laminado como el que se utilizó para este proceso viene ya recocido de fábrica ya que este procedimiento se utiliza para eliminar las tensiones en el laminado. Esta pieza fue nuevamente recocida por seguridad, se hicieron los biselés de preparación y se procedió a la soldadura. Posteriormente se realizó un revenido para distensionar ahora la soldadura en un horno aproximadamente a 780° 1 hora x pulgada cuadrada de material. Y unas 24 horas de enfriamiento a temperatura ambiente.

Luego en la maquina se hizo un mecanizado primario buscando la escuadra de la pieza reubicando la pieza en cada faceta de mecanizado, al ser una pieza de precisión se le hace un desbaste general y en cada retoma se mide nuevamente ya que las piezas se hermanan en centésimas de diferencia para que el conjunto trabaje correctamente sin

interferencias y así evitar movimientos indeseados en los procesos con movimientos cíclicos para la función que cumplirá toda la mordaza.

Ilustración 99: Proceso de modelado de la base semicircular, partiendo de la pieza de la Ilustración 94

La base semicircular que desliza sobre la base es SAE 1045 que tiene un poco más de carbono, pero como no va soldada se mecanizo directamente.

Ilustración 100: La base deslizante construida en SAE 1045

El disco que apoya sobre la base semicircular y que presenta el o ring está fabricado en acero SAE 4140.

Ilustración 101: El disco de apoyo

Las dos mordazas, tanto la fija como la móvil, también en SAE 4140 que es un material con níquel y manganeso lo que le permite más propiedades de dureza, y muy buenas prestaciones mecánicas para la prestación de flexo torsión y de fatiga.

Ilustración 102: Mordaza móvil y mordaza fija en su conjunto

Por último, la corredera de ajuste está hecha en SAE 1045.

Ilustración 103: Corredera de ajuste

Ilustración 104: Mordaza ensamblada

Ensamblaje final de todas las piezas de la mordaza basculante. Las uniones entre partes de todas las piezas están amaradas con tornillos de tipo Allen que se detallan en planos.

4.10.3 Graduación numérica de la mordaza

Antes del tratamiento superficial, cabe aclarar que sobre unos de los laterales de la base semicircular lleva una graduación numérica que permite dar los grados en cada posición de la mordaza de fijación, por consiguiente determinar correctamente la angulación de cada una de las piezas que se necesiten estudiar, este método de grabado es una tarea difícil para los aficionados en el tema por lo tanto por recomendación del Dr Pablo Mini quien estuvo a cargo del maquinado de la mordaza fue que el trabajo fue direccionado hacia la empresa “Tecnos” a cargo del Sr Jorge Pasterman un amplio conocedor en grabados con diamante sobre todo tipo de superficies.

Ilustración 105: Utilización del comparómetro sobre la mordaza

Una vez hecho el contacto y ubicada la empresa junto a su titular Jorge se buscó primeramente lograr una posición adecuada en cuanto a la nivelación de la base semicircular, cabe recordar que es la que recibe el movimiento basculante. Para ello es que se utilizó un Comparometro, una herramienta que permite comparar dos puntos cualquiera sea sin importar la inclinación donde este apoyada.

Esto quiere decir que siempre va a buscar el plano horizontal, sin importar el nivel del suelo, de este modo sacando una vertical de este plano se consigue el grado 0.

Ilustración 106: Comparómetro hallando el grado 0

De ahí se parte según el radio de circunferencia de la semiluna a trazar las diferentes graduaciones a través de una plantilla de acrílico previamente diseñada para tal fin.

Por ultimo a través de un control numérico con punta diamantada se realiza el grabado de la superficie.

Ilustración 107: Proceso de grabado de la superficie de la semiluna

4.10.4 Tratamiento superficial de la mordaza

Posteriormente de la terminación de la pieza, el siguiente paso es el tratamiento superficial de todas las partes, después de analizar diferentes alternativas es que se decide cambiar el procedimiento de endurecimiento y pavonado como se había planteado en un principio. Los requerimientos y las prestaciones de la maquina llevo a tomar la decisión de llevar a todas las piezas a un tratamiento recubritivo que le

permitirá dar una presentación estética más adecuada sin perder las propiedades de cada una de las piezas.

El método de niquelado y cromado fue el que se postuló hacer a través de la empresa de cromados Los Primos, un establecimiento con una amplia trayectoria en la localidad de Berazategui a cargo del Sr. Luis Muñoz, quien junto a su personal y de una manera artesanal prestaron su calidad de trabajo a cada una de las partes de la mordaza. De esta forma las dos piezas de la base semicircular se hicieron con un niquelado de alto brillo, la base semicircular en Cromo, la base circular en niquelado esmerilado junto a la corredera de ajuste, y por último, las dos mordazas superiores en cobreado laqueado.

Ilustración 108: Niquelado y cromado de las pieza

De esta manera cada una de las piezas presenta una atracción estética particular sin perder la precisión de cada una de las piezas. Uno de las principales características de este tipo de acabados realizados de forma artesanal es que el operador calcula la cantidad de micrones que quedan adheridos en cada baño de inmersión por lo tanto

verifican el total hermanamiento de las partes para no variar la precisión de la pieza que reciba el tratamiento.

Ilustración 109: Tono amarillento sobre las piezas, típico del proceso de niquelado

En la imagen anterior se puede observar la pieza de la base corredera la cual presenta un tono amarillento clásico de los tratamientos de niquelado, y la cantidad de material del bañado y el perfecto corrimiento en su inmersión permitió no borrar la graduación numérica antes descripta.

Por encima de esta se encuentra la base circular, la cual presenta una ranura en toda su circunferencia para un o ‘ring de 117,07 de diámetro interno y 124,13 de diámetro externo, de esta forma la colocación de una cuba cilíndrica transparente de 125,50 de diámetro permite la visualización del elemento de estudio mientras se realizan las pruebas cíclicas, por encima de este se va a alojar el sistema de mordaza fija y móvil.

Ilustración 110: De arriba hacia abajo, ubicación de ambas mordazas en su posición final

Ilustración 111: Mordaza terminada con probeta de ensayo

4.11 DISEÑO Y FABRICACIÓN DEL COMPONENTE ELECTRÓNICO

Uno de los puntos de interés con más resonancia dentro del proyecto es la fabricación de los componentes electrónicos, esta parte es fundamental e innovadora ya que como la maquina es un prototipo inédito dentro de la amplia cantidad de máquinas similares en el mercado, es, en particular lo que permite la lectura y ejecución de los elementos mecánicos. A su vez está determinado por la compleja interacción de todos estos circuitos. El *software* que lee el comportamiento del pistón también es tarea de inventiva, por lo que los equipos de la escuela politécnica dieron un total ejemplo de conocimiento en el tema. De esta manera una vez ensamblados los componentes de la maquina en sus respectivos sitios de acción sobre la estructura, como se mostró en imágenes anteriores, se procede a la fabricación de cada una de las partes del sistema de plaquetas para el sistema de control, cabe recordar que al ser componentes innovadores no existe en el mercado de forma comercial. Para las funciones requeridas fue necesario la incorporación de personal calificado con el conocimiento necesario para la fabricación y caracterización especial de los componentes En este caso se muestra el diseño de la primera plaqueta electrónica, fabricada para tal fin.

Ilustración 112: Esquema de plaquetas y circuitos

MÓDULO HX711	
DT	Pin digital 12 de la placa Arduino
SCK	Pin digital 11 de la placa Arduino

SALIDAS OPTOACOPLADAS A TRANSISTORES MOSFET	
OUT 1	Pin digital 10 de la placa Arduino
OUT 2	Pin digital 9 de la placa Arduino

ENTRADAS OPTOACOPLADAS 24v	
I1	Pin A3 de la placa Arduino
I2	Pin A2 de la placa Arduino
I3	Pin A1 de la placa Arduino
I4	Pin A0 de la placa Arduino

LCD	
RS	RS
E	E
D4	D4
D5	D5
D6	D6
D7	D7

Tabla 12:Detalle de arriba abajo: Descripciones técnicas de plaquetas electrónicas

Ilustración 113: De arriba abajo: Fuente de alimentación; Esquemático

Ilustración 114: Fuente terminada

4.11.1 Controlador Electrónico: Placa Arduino UNO

El controlador está formado por tres placas:

1. Una placa Arduino Uno donde se encuentra montado el microcontrolador programable
2. Una placa de Potencia que permite adaptar las señales eléctricas provenientes de los sensores y enviada hacia la electroválvula
3. Una fuente de tensión, formada por un transformador de 220V a 24V y una placa que produce tensiones reguladas de 24, 12 y 9 volts

Las placas Arduino permiten programar microcontroladores de una manera sencilla para implementar aplicaciones electrónicas digitales con comunicación USB con una computadora. Las señales analógicas pueden ser transformadas en digitales convirtiéndolas en una serie de números. Por ejemplo, una que varía entre 0 y 5V de manera continua un conversor analógico digital de un Arduino Uno lo puede transformar en una serie de 1024 valores que van de 0 (cuando hay presente 0V a la entrada) a 1023 (cuando hay 5V de entrada) pasando de uno en uno por los valores intermedios. Esta placa posee cinco de esos conversores que se suelen usar para la lectura de sensores. También cuenta con 14 pines de entrada o salida puramente digitales, es decir manejan valores de 0 o 5V, solo dos valores sin ninguno intermedio. La programación se realiza por medio del puerto USB usando un programa que corre sobre una computadora llamado IDE Arduino, que también permite la escritura del programa en un lenguaje llamado C++.

Ilustración 115: Arduino Uno

4.11.2 Circuito de la Placa de Potencia

La placa de potencia permite adecuar las señales que proveen los sensores a los niveles de señal que usa el microcontrolador. Tanto la celda de carga como la electroválvula utilizan 24V para su funcionamiento, que simplemente destruirían el microcontrolador si se lo conectara directamente. En cambio, los circuitos de la placa de potencia actúan de intermediarios para acondicionar los valores de tensión según las necesidades de cada dispositivo. También de ocurrir algún desperfecto ocasionado por las conexiones externas, los componentes de la placa protegen a la placa Arduino de cualquier daño eventual.

Las siguientes figuras muestran el diseño de dicha placa, primero en forma esquemática donde se representan las conexiones de los componentes y luego en forma de placa de circuito impreso, donde las conexiones quedan representadas para el montaje finalidad.

Ilustración 116: Placa de circuito impreso (PCB)

4.12 PRIMER ENSAMBLAJE

Para comenzar con el ensamblaje era necesario la terminación de la mordaza antes mencionada, ya que es una pieza muy importante en el procedimiento de fabricación de este proyecto, de esta forma todos los elementos antes mencionados, están vinculados a la posición final que va a tener la pieza de estudio, para ello se comenzó con el posicionamiento de todos los elementos de movimiento del pistón, esto incluye , el pistón, la electroválvula, las válvulas reguladoras de presión y el filtro regulador con su respectivo manómetro.

Ilustración 117: Componentes en vista trasera

Ilustración 118: Posicionamiento de circuito neumático

Una vez finalizado con el circuito electrónico del sistema de accionamiento se completará la parte posterior de la maquina con todos los componentes.

Por el sector delantero la posición de la mordaza está determinada por la vertical que se proyecta del vástago del pistón en donde se encuentra enroscada la celda de carga.

Ilustración 119: Conexión superior e inferior de celda de carga

Por lo tanto, se fabricó la pieza que, al estar enroscada a la celda de carga permitirá el contacto con el elemento de estudio esto se denomina, el Extremo de Contacto.

El extremo de contacto tiene la función principal de transmitir las solicitaciones generadas por el actuador al implante. Esto lleva a la necesidad de fabricar un componente con una forma determinada para no generar esfuerzos innecesarios, pero también para que el equipo trabaje de manera correcta. Principalmente se requiere que la rugosidad de la pieza sea tal que no afecte al implante durante el ensayo, pero a su vez se requiere que tenga una buena resistencia superficial que permita ensayar implantes de diferentes materiales sin que se generen deformaciones superficiales o en el peor de los casos fisuras sobre la superficie de la pieza. El material elegido fue una varilla de acero inoxidable de 10 mm de diámetro el cual uno de los extremos es plano para continuar con las regulaciones de la norma 14801 y por el otro extremo se fabricó una rosca ad hoc para luego poder ser insertada en la rosca correspondiente de la celda de carga.

Ilustración 120: Roscado para la inserción de la pieza de contacto

De esta manera el posicionamiento vertical correcto permite dar con mayor precisión la posición final de la mordaza.

Ilustración 121: Posicionamiento final de la pieza de contacto

Una vez posicionado el extremo de contacto se fabricó la probeta correspondiente que llevará alojada en este caso el elemento de estudio que será un implante de titanio.

4.13 MATRIZ DE SOPORTE

El implante es colocado en un inserto de madera, emulando el hueso humano en donde se alojaría el implante dental. La madera elegida es de Incienso ya que en estudios existentes indican que tiene un módulo de elasticidad muy similar a la del hueso humano.

Módulo de Young en la madera Incienso¹⁰⁰

- Flexión - Módulo de rotura: 143,5 MPa
- Flexión - Módulo de elasticidad: 14,7 MPa
- Compresión - Módulo de rotura: 647 kg/cm²
- Compresión - Módulo de elasticidad: 141 MPa

Módulos de Young en hueso cortical¹⁰¹

- Compresión 14,7-34,3 GPa
- Tracción 11,4-29,2 GPa
- Flexión 9,8-15,7 GPa
- Torsión 3,1-3,7 GPa

Este inserto es de forma cilíndrica con un diámetro de 35 mm y una longitud de 60 mm, pudiendo en él, alojar los implantes más grandes que tienen una longitud de 18 mm.

Las medidas están desarrolladas desde una posición final de la mordaza teniendo en cuenta el recorrido que permite el vástago del actuador neumático, y aunque estas medidas pueden variar en tamaño y material, están determinadas de esta forma para poder seguir las instrucciones que sigue la norma.

Ilustración 122: Verificación de posición de matriz de soporte

La forma más efectiva de sujetar el inserto es apretándolo con dos mordazas, como se muestra en la imagen, las cuales tienen muescas en donde se aloja el inserto y a su vez dos tronillos que hacen de apretador de esta forma se consiguen que un elemento cilíndrico se fije a paredes planas de forma efectiva, siendo de fácil manipulación para el cambio de probetas.

Sin importar por ahora el tamaño del implante, la norma indica que deberá de estar colocada la plataforma del implante 3 mm sobre la base de la madera, y por sobre el implante un casquillo con sección semicircular para permitir el desplazamiento en el momento de la prueba cíclica, teniendo en cuenta que desde la base hasta el punto de contacto deberá tener 11 mm según norma, todo esto con una angulación de 30° entre la dirección de la fuerza y el implante.

Ilustración 123: Pruebas sobre tornillo y fresado del casquillo

Una vez tomado los parámetros de medición se enrosco un implante real con todos los requerimientos antes mencionados, pero antes de este procedimiento se labro un lecho a medida haciendo la conformación previa de la rosca debido a que la densidad de la madera se opone a la inserción del tornillo de forma directa.

Ilustración 124: Posicionamiento del implante y verificación de altura según norma ISO 14801

La altura según norma que debe presentar el casquillo en contacto con el punto de acoplamiento es de 11 mm como muestra la ilustración anterior. Por otro lado, la posición de la mordaza estaba determinada según agujeros ya preestablecidos en la planchuela correspondiente a la base de la estructura, la posición había sido calculada según planos, pero al ubicar la mordaza y centrarla con el extremo de contacto en la posición según el vástago del pistón (posición que no puede modificarse) es que se decidió correr la posición de los agujeros originales.

Ilustración 125: Agujeros iniciales según planos

Ilustración 126: Agujeros modificados

Cada uno de los agujeros pasantes fueron roscados para la fijación de tornillos tipo Allen de 10 x 25 de acero inoxidable.

Por último, se colocó el botón de PARE, el cual a modo de parada de emergencia es un elemento importante de seguridad en la utilización de la máquina. En las ilustraciones siguientes se pueden observar la posición final de la mordaza con todos los elementos necesarios para realizar la prueba correspondiente.

Ilustración 127: Posicionamiento final de toda la mordaza basculante y botón de pare

4.14 COBERTORES Y TRATAMIENTO SUPERFICIAL

4.14.1 Cobertores

Una vez realizadas los primeros ensayos de funcionamiento y antes de la calibración final, se procedió al desarme completo de toda la máquina para la fabricación de los cobertores, uno para el pistón y otro para todos los componentes neumáticos de la parte posterior de la estructura. El material de elección fue de hierro laminado para continuar con la misma línea de materiales de todo el proyecto.

Se realizó en primer lugar el cobertor del pistón formado por cuatro paneles que fueron unidos por soldadura con electrodos.

Ilustración 128: Tapa superior para el actuador neumático

El sector posterior de este cubículo tiene un extremo en voladura para el apoyo del panel posterior y el cual se une mediante tornillos de fijación de acero inoxidable.

El cobertor posterior presenta un trabajo más elaborado ya que dicho panel presenta una serie de instrumentos para la regulación del caudal de aire en cada uno de los ensayos, esto determino calibrar bien la posición para la realización de las perforaciones necesarias.

Ilustración 129: Tapa posterior

Ilustración 130: Vista trasera y posición del regulador y manómetro

Como se muestra arriba, el regulador de presión de entrada de aire es un aspecto fundamental para el buen funcionamiento del pistón, por ello se diseñó la forma que sea capaz de manejarse sin necesidad de retirar el cobertor posterior.

Ilustración 131: Vista frontal del cobertor del pistón neumático

4.14.2 Recubrimiento poliuretánico

Para darle la terminación a cada una de las partes de la estructura se eligió pintura a base de poliuretano. La característica más valiosa de las pinturas de poliuretano, aparte de un acabado sin fallos y brillantes, es la resistencia al agua y los químicos, incluyendo la gasolina. Esto lo hace ideal para fabricar modelos. Es alto en contenidos sólidos, lo que lo hace de secado lento, pero crea una película gruesa y duradera.

Para ello se procedió al desarme de todos los accesorios para luego realizar el tratamiento de acabado superficial con masillas poliuretánicas.

Ilustración 132: Masillado

Ilustración 133: Aplicación de imprimación

4.14.2.1 Código de color aplicado

- ✓ Código MMF 54615, EFT.54615
- ✓ Código Marca 40012930
- ✓ Descripción FIAT 325, VERDE GUINEA
- ✓ F420 CLEAR PU 290
- ✓ 320 AZUL ORGANICO 23.4
- ✓ 310 AMARILLO CROMO CLARO 9.3
- ✓ 318 NEGRO 2.7
- ✓ 321 AZUL NOCHE 4.1

Ilustración 134: Aplicación de pintura poliuretánica

Una vez realizado el tratamiento superficial de todos los componentes de la estructura se comienza con el ensamblaje final de cada uno de los componentes de la máquina. Como esto ya se había realizado con anterioridad, la posición final de cada una se realizará con la presión de ajuste correspondiente para cada tornillo.

Ilustración 135: Pintura de estructura terminada

Ilustración 136: Armado de todos los componentes

4.15 ENSAMBLAJE FINAL

4.15.1 Circuito electrónico

El paso siguiente como parte del ensamblaje final es el ordenamiento de los circuitos electrónicos antes mencionados para ello fue adquirido un gabinete para la colocación de los diferentes componentes que forman parte del sistema de control.

Ilustración 137: Fuente

En la imagen anterior se muestra LA FUENTE, esta toma la corriente alterna la reduce con el transformador y la transforma en distintos niveles de continua. Presenta diferentes reguladores que están adosadas al disipador que regulan para los diferentes componentes de la máquina. Estos transistores le otorgan a la máquina un nivel de protección contra corto circuitos debido a diferentes transistores quienes permiten que si existiera un corto-circuito, no se rompa la fuente.

Ilustración 138: Distribución de componentes electrónicos

La ubicación de cada una de las plaquetas como así del transformador fue elegida según se encuentre un mejor acceso para la revisión periódica y mantenimiento de los componentes.

Ilustración 139: Posicionamiento de todos los componentes en el gabinete

Cada una de las especificaciones de los componentes utilizados se encuentran mencionados en capítulos anteriores.

Ilustración 140: Modulo conversor

La imagen anterior muestra el modulo conversor de 24 bits en el cual entra la información de la celda de carga, convierte el valor analógico que presenta la celda en un valor digital para que pueda ser leído. Los auto acopladores para que desacople eléctricamente la entrada de corriente del resto del circuito, y también trabaja como protección para la entrada de la plaqueta Arduino, protegiendo los circuitos más importantes del microcontrolador ARDUINO. Entrada plug-in de 24 vol. y entradas digitales auxiliares para futuras conexiones.

Ilustración 141: Diagrama de bloques del circuito electrónico.

Se corrobora el posicionamiento correcto del gabinete completo buscando que forme parte de la ergonomía correcta para una mejor estética de la maquina en su conjunto.

Ilustración 142: Posicionamiento final del gabinete

4.16 CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO

La máquina cuenta con dos sensores: una celda de carga asociada al émbolo del pistón que permite medir la fuerza, que se ejerce sobre el implante, y con un sensor magnético de punto muerto superior en el cilindro que detecta cuando el émbolo del pistón se encuentra completamente arriba, una electroválvula que permite la carga y descarga del pistón, en un sentido o en otro. Para regular la presión de cada cámara del cilindro, posee dos válvulas manuales. Para registrar el funcionamiento y dar las ordenes de marcha y parada se desarrolló un software específico para la máquina que corre sobre una computadora con sistema operativo Windows. Sin embargo, para evaluar el funcionamiento del software que corre sobre el controlador Arduino se utilizó un software libre llamado LiveSerial, que permitió registrar los datos enviados por la celda de carga.

4.16.1 Transitorio de arranque sin posicionamiento inicial

El transitorio de arranque o encendido es el tiempo que transcurre entre el arranque de la máquina y el que llega a su estado permanente de trabajo. Por ejemplo, cuando se suministra corriente eléctrica a un motor, su eje o rotor comienza a girar cada vez más rápido hasta que llega a la velocidad de trabajo o de régimen. Estos transitorios son distintos para cada máquina, según la naturaleza de sus componentes y su forma de funcionamiento. En este caso, como el tiempo para el avance del pistón es mayor al de retroceso, el cilindro se carga con aire aumentando de forma exponencial la fuerza que realiza en cada ciclo hasta llegar a la de régimen, que se estabiliza en unos 3Kg (preestablecidos) después de 10 ciclos. Como la frecuencia de los pulsos es de 2 Hz, el transitorio dura 5 segundos.

Ilustración 143: Grafico de transitorio de arranque

Ilustración 144: Grafico de funcionamiento en estado permanente

En el siguiente gráfico, se observa el transitorio de arranque, el funcionamiento en estado permanente y el apagado que también sigue una ley exponencial.

4.16.2 Estado Permanente

Del estado permanente se pueden identificar tres características: la frecuencia de trabajo, la amplitud o valor máximo de la fuerza ejercida, y la forma de onda que representa la variación de la fuerza sobre el implante

4.16.3 Frecuencia de Trabajo

La cantidad de ciclos por segundo se estableció en 2Hz. Este valor depende de la frecuencia de conmutación de la electroválvula y del caudal de aire que se suministra al cilindro. El periodo de conmutación dado por el programa es de 295 ms, cuando teóricamente debería ser 500 ms. La diferencia se debe a las demoras introducidas por el pistón. El periodo de la señal medido con el software LiveSerial es de 2,12Hz, es decir 471ms. Las diferencias de tiempo se deben a las limitaciones del sistema de control para poder regular el caudal de aire y a los tiempos de respuesta de los dispositivos electromecánicos y neumáticos.

4.16.4 Amplitud o Valor Máximo de la Fuerza

La amplitud se reguló con las válvulas manuales, observando el registro gráfico en pantalla, para que sea de alrededor de 3kg (30 Nw). Este ajuste no es preciso, es decir, por lo menos en las pruebas iniciales, no se pudo lograr un error acotado y garantizado por la máquina debido a dos factores:

1. El ajuste de la fuerza que ejerce el pistón se hace regulando el caudal de aire en forma manual dado que el sistema carece de sensores y actuadores para poder hacerlo a lo largo del funcionamiento en forma continua.
2. La presión del compresor varía porque cae rápidamente, haciendo que este encienda muchas veces a intervalos cortos

De estos factores deviene una variación de la amplitud de manera aleatoria que no permiten fijarla con precisión en el valor deseado de 3Kg.

4.16.5 Ciclo de Funcionamiento

Para evaluar inicialmente la máquina se elaboró un software para el controlador que permitiera:

1. El posicionamiento automático sobre el implante, partiendo de una posición de reposo ubicada en el punto muerto superior.
2. Realizar doscientos ciclos de trabajo, abarcando el transitorio y el funcionamiento en estado permanente.
3. La ubicación automática en el punto muerto superior una vez finalizado el funcionamiento de la máquina.

Dada la orden de inicio, el émbolo baja hasta que se detecta el contacto contra el implante mediante el registro de un aumento significativo de la fuerza dado por la celda de carga. Luego se retira unos milímetros, descarga completamente el cilindro y comienza con los 200 ciclos. Cuando finaliza, vuelve a su posición original.

El siguiente gráfico registra todos estos pasos:

Ilustración 145: Ciclo de funcionamiento

- Primero se observa una zona de amplitud aproximadamente cero, que representa el tiempo que tarda en llegar el émbolo a su posición de trabajo. Como el aire se inyecta a intervalos cortos para que el desplazamiento sea lento, se provoca efectos de aceleración y desaceleración sobre la celda de carga, que se deforma levemente generando niveles de tensión muy pequeños, pero por encima de cero. Por eso la curva está por un poco por arriba del eje horizontal en lugar de estar directamente sobre él.
- Cuando se produce el contacto, se registra un pico breve pero intenso durante el tiempo que tarda el sistema en detectar el contacto y luego provocar el retroceso del émbolo, que queda sólo a unos milímetros del implante bajo prueba
- Luego se descarga el cilindro y se espera unos segundos antes de comenzar con los 200 ciclos establecidos en el ejemplo.
- Cuando termina, el émbolo vuelve a su posición original.

4.16.6 Interfaz con el operador

Para que la máquina sea fácil de operar, se desarrolló un software de interfaz que permita controlarla y recabar datos desde una computadora.

- Tiene control para iniciar y finalizar el proceso.
- Permite graficar los datos en pantalla a mientras funciona la máquina
- Permite grabar los datos de funcionamiento y exportarlos a formatos del tipo CVS o XLS para tabularlos en una planilla de cálculo
- Se conecta mediante el puerto USB

Ilustración 146: Panel gráfico de control

4.16.7 Código fuente del controlador

A continuación, se transcribe el código fuente en C++ utilizado para las experiencias de prueba que se cargó en el controlador de la máquina

```

1. //OUT1 = Pin 10 => Cilindro inferior
2. //OUT2 = Pin 9 => Cilindro superior #include "HX711.h"
3. #define LIVESERIAL_MILLIS (id, value) {unsigned long ms =
  millis(); Serial.print(id); Serial.print(':');
  Serial.print(value); Serial.print('@'); Serial.println(ms);}
4. #define OUT_I 10
5. #define OUT_S 9
6. #define DOUT 12
7. #define CLK 11 #define PMS A3
8.
9. HX711 celda_carga(DOUT, CLK);
10.
11. //***** *Declaración de
  Funciones***** void
  inicio(void);
12. void ciclo(void); void origen(void);
13.
14. //***** Declaración de
  Variables*****
15.
16. unsigned long temp1;
17. float calibration_factor = 48100; // this calibration factor
  is adjusted according to my load cell float units;
18. float celda; int x, fin=0;
19.
20. //***** Configuración del
  Microcontrolador*****
21.
22. void setup() { Serial.begin(115200); pinMode(OUT_I, OUTPUT);
  pinMode(OUT_S, OUTPUT); celda_carga.set_scale();
  celda_carga.tare(); pinMode(PMS, INPUT);
23.
24. long zero_factor = celda_carga.read_average();
25.
26. }
27.
28. //*****Bucle
  Principal*****
  ***** void loop() {
29.
30. celda_carga.set_scale(calibration_factor); //Adjust to this
  calibration factor units = celda_carga.get_units(), 1;
31. if (units < 0)
32. { units = 0.00;} celda = units * 0.5; if(!fin)
33. {
34. inicio();
35.
36. for(x=0;x<100;x++)
37. {
38.
39. ciclo();
40. }
41. fin=1;
42. }
43.
44. origen();
45.
46. }
47.

```

```

48.
49. //***** Posicionamiento del Piston en el
    punto de Trabajo***** void inicio(void)
50. {
51.   if(digitalRead(PMS))
52.   {
53.     while (celda< 0.05)
54.     {
55.       digitalWrite(OUT_S,HIGH); digitalWrite(OUT_I,LOW);
56.
57.
58.       units = celda_carga.get_units(), 1; if (units < 0)
59.       { units = 0.00;} celda = units * 0.5;
60.
61.       LIVESERIAL_MILLIS("Fuerza en Kg", celda);
62.     }
63.     digitalWrite(OUT_S,LOW);
64.
65.     temp1=millis(); while(millis()-temp1<1000)
66.     {digitalWrite(OUT_S,LOW); digitalWrite(OUT_I,LOW);
67.       units = celda_carga.get_units(), 1; if (units < 0)
68.       { units = 0.00;} celda = units * 0.5;
69.
70.       LIVESERIAL_MILLIS("Fuerza en Kg", celda);
71.     }
72.
73.     temp1=millis(); while(millis()-temp1<500)
74.     {
75.       digitalWrite(OUT_I,HIGH);
76.       units = celda_carga.get_units(), 1; if (units < 0)
77.       { units = 0.00;} celda = units * 0.5;
78.
79.       LIVESERIAL_MILLIS("Fuerza en Kg", celda);
80.     }
81.     digitalWrite(OUT_I,LOW); temp1=millis();
82.     while(millis()-temp1<3000)
83.     {
84.
85.
86.       units = celda_carga.get_units(), 1; if (units < 0)
87.       { units = 0.00;} celda = units * 0.5;
88.
89.       LIVESERIAL_MILLIS("Fuerza en Kg", celda);
90.     }
91.   }
92. }
93.
94.
95.
96. //***** Ciclo de Trabajo para las
    Pruebas ***** void
    ciclo(void)
97. {
98.   delay(100); digitalWrite(OUT_S,HIGH);
    digitalWrite(OUT_I,LOW); temp1=millis(); while(millis()-
    temp1<200)
99.   {
100.    units = celda_carga.get_units(), 1; if (units < 0)
101.    { units = 0.00;} celda = units * 0.5;

```

```

102. LIVESERIAL_MILLIS("Fuerza en Kg", celda);
103. }
104.
105. digitalWrite(OUT_S,LOW); digitalWrite(OUT_I,HIGH);
    temp1=millis(); while(millis()-temp1<2)
106. {
107. units = celda_carga.get_units(), 1; if (units < 0)
108. { units = 0.00;} celda = units * 0.5;
109.
110.
111. LIVESERIAL_MILLIS("Fuerza en Kg", celda);
112. }
113.
114. }
115.
116. //***** Posicionamiento del Pistón en
    el PuntoMuertoSuperior
117. *****
118.
119. void origen (void)
120. {
121. while(!digitalRead(PMS))
122. {
123. digitalWrite(OUT_S,LOW); digitalWrite(OUT_I,HIGH);
124. units = celda_carga.get_units(), 1; if (units < 0)
125. { units = 0.00;} celda = units * 0.5;
126. LIVESERIAL_MILLIS("Fuerza en Kg", celda);
127. }
128. digitalWrite(OUT_I,LOW);
129. }
130.

```

4.17 ENTORNO DE PRUEBAS

Para realizar el testeo de todos los componentes y antes de evaluar los resultados es preciso realizar varias pruebas de ensayo para calcular en base a referencias existentes, si los datos arrojados se acercan a experiencias antes realizadas por otros autores.

Como la maquina preferencialmente está diseñada para el ensayo de implantes dentales es necesario realizar pruebas cíclicas, tanto dinámicas como estáticas con materiales que se asemejen a los implantes dentales, los costos para realizar las pruebas necesarias sobre implantes serían muy altos para este proyecto por lo tanto se eligieron tornillos similares de alta dureza que se colocaron en los tacos de prueba con las mismas especificaciones de la norma 14801, que se tomó como referencia. La clase de resistencia de los tornillos según ISO 898-1 viene definida en tablas y está marcada en

la cabeza del tornillo convencionalmente. La resistencia a la tracción es la resistencia al estiramiento ocasionado por la fuerza de apriete que se produce al girarlo. En la cabeza de los tornillos también se especifica la dureza o el grado del tornillo, dependiendo del material utilizado y la aplicación que se le dará al tornillo, según las unidades métricas que se estén utilizando y la aplicación del tornillo así será su grado, en la Figura 114 se observa la equivalencia del grado en el sistema inglés, el sistema métrico y para los tornillos estructurales.

También existe el grado 12, sistema inglés y 12.9 sistema métrico, para la fabricación de estos tornillos se utilizan aceros súper aleados y se identifican con ocho líneas marcadas en la cabeza del tornillo, sistema inglés y con el número 12.9 en el sistema métrico. La clase de resistencia de los tornillos según ISO 898-1 viene definida en tablas y está marcada en la cabeza del tornillo convencionalmente. La resistencia a la tracción es la resistencia al estiramiento ocasionado por la fuerza de apriete que se produce al girarlo¹²¹.

Ilustración 147: Referencia de tornillos

Para ello fueron preparadas 20 muestras con tornillos tipo cabeza de tanque Allen de una pulgada y media de largo y 3 mm de diámetro, los tornillos presentan una dureza de 12.9 (los valores más altos en el mercado)

Ilustración 148: Tornillos para las pruebas

Cada uno de los tornillos fueron fijados en los correspondientes tacos de madera para la realización de las pruebas. La primera secuencia de pruebas es estática por lo que se le ejerce una presión continua hasta la fractura total o parcial del elemento de prueba.

Ilustración 149: Posicionamiento de tornillo en probeta

Una vez determinado el punto de fractura se repiten cada una de las pruebas en las diferentes muestras seleccionadas

Ilustración 150: Prueba de flexión y rotura

El programa está hecho para testear pruebas estáticas y dinámicas, esto quiere decir, un solo ciclo a presión preestablecida hasta la ruptura en el primer caso, o muchas repeticiones (dinámicas) en el segundo caso, y de esta manera con un valor de fuerza predeterminado y con la cantidad de repeticiones necesarias, producir un cambio estructural del material de estudio.

El programa inicialmente está regulado para que funcione en 2 Hz esto se debe a dos problemáticas que surgieron en el entorno de fabricación, por un lado, el Arduino UNO básicamente está preparado para manejar una velocidad de procesamiento de 2 Hz y por otro lado cada vez que se aumenta la frecuencia (Hz) se hace inmanejable por la falta de caudal de aire para la máquina, cuanto más velocidad presenta, más escape de aire tiene y por consecuencia más gasto de recurso.

En un principio, cuando recién se iniciaron las pruebas con los circuitos electrónicos fue posible hacer trabajar el pistón a 15 Hz (15 veces por segundo) pero luego en el proceso de afinación esa velocidad termino quitando recursos a todo el funcionamiento. Por ello fue que la frecuencia de 2 Hz fue la más conveniente para la afinación de toda

la máquina y que permitiera hacer pruebas prolongadas sin que emita fallos, por lo menos de forma inicial. La norma 14801 indica una frecuencia mínima de 2 Hz así que seguimos manteniendo las pruebas dentro de ese rango permitido.

Otro de los fallos que se presentaron con respecto al programa es que en algunas veces el programa entro en falla y la maquina siguió trabajando sin que sea testada y esto se debió a que el programa que presenta la maquina tiene que tener una orden de cierre para cortar el circuito de funcionamiento, por lo tanto, por más que se cierre el programa sigue funcionando, es necesario apagar la entrada de corriente a la fuente para que vuelva a reiniciarse.

4.17.1 Pantalla de ensayo de fatiga

Este grafico permite entender el proceso de funcionamiento en las pruebas cíclicas dinámicas.

Ilustración 151: Detalle de pantalla de Fatiga

En esta imagen se muestra la ventana del programa con los accesos directos para su funcionamiento:

- A. Tabla de gráficos (muestra en eje de coordenadas presión ejercida y tiempo transcurrido)
- B. Valor en Nw (muestra la fuerza que se está ejerciendo en el momento de ejecución)
- C. Rango de trabajo (permite manipular cuando corta automáticamente el funcionamiento)
- D. Plantilla de datos (muestreo para análisis de datos)
- E. Exportación de datos (en CVS o XLS)
- F. Área de conexión (permite identificar el puerto de enlace a la maquina)
- G. Tecla de inicio de grabación de datos
- H. Temporizador (selecciona cada cuanto milisegundo toma un dato)
- I. Tecla de calibración (permite un mejor detalle en grafico de fuerzas)
- J. Limpieza de plantilla y grafico (permite limpiar los datos sin reiniciar)
- K. Inicio de Proceso (inicio del ciclo y funcionamiento)
- L. Frecuencia y ciclos (permite preestablecer las veces por segundo y la cantidad de repeticiones)

4.17.2 Muestreo de ensayo de fatiga

En este gráfico se puede observar el momento que ejerce el primero contacto, el pistón una vez iniciado el proceso comienza a descender hasta que se le interpone al extremo de contacto el objeto de prueba, cuando el sensor de carga lee esta resistencia ejerce una presión determinada que en grafico lo muestra con un pico de presión , luego retrocede unos milímetros, se reinicia el proceso nuevamente y desde el punto de acoplamiento (punto cero) comienza la secuencia cíclica ejerciendo cada vez más presión hasta llegar a la fuerza requerida. La onda senoidal que muestra el grafico se hace ascendente hasta un horizonte continuo, oscilando la onda combinando fuerza de empuje y reacción.

Ilustración 152: Grafico en programa de fatiga

4.17.3 Pantalla de ensayo de rotura

Esta pantalla permite entender el funcionamiento de una prueba estática (un solo ciclo)

Ilustración 153: Pantalla de ensayo de Rotura

Los controles son casi iguales que la pantalla de fatiga con algunos cambios referidos al proceso que ejerce.

- A. Tecla de inicio y detención (permite iniciar y detener el proceso cuando fuese requerido)
- B. Fuerza (permite preestablecer que fuerza quiere ser aplicada en Nw)

4.17.4 Muestreo de ensayo de rotura

Ilustración 154: Grafico en programa de ensayo de rotura

En este grafico se puede observar diferentes picos de fuerza debido a que sobre la misma muestra fue probada a diferentes niveles de compresión, de esta manera se muestra el primer punto de contacto para el testeo del punto cero, luego la fuerza establecida en el pico máximo y el corte del proceso según lo que se indicó en la pantalla. Así se repite con la misma muestra las veces que sea requerido, mientras tanto todos los datos son grabados en una misma planilla para poder luego analizar los datos y transformarlo en una gráfica.

El primer ensayo realizado se realizó con un tornillo de 7 mm de diámetro para poder ejercer toda la presión que soporta la celda de carga. En este otro ejemplo se muestra la imagen de prueba de rotura en donde se indica según la curva S-N un material que soporta más de lo que la maquina mide ya que la presión se mantiene en el tiempo sin producirse la fractura.

Ilustración 155: Tornillo para pruebas

Ilustración 156: Grafico de coordenadas prueba de rotura

Dentro del entorno de pruebas surgió un inconveniente en la prueba de rotura por un exceso en la fuerza de compresión por lo que la maquina literalmente dejo de realizar las lecturas correspondientes. Luego de analizar las posibles fallas se llegó a la conclusión de que la celda de carga dejo de mandar información. Debido a esto se recurrió al establecimiento en el cual se adquirió dicho elemento la empresa A& L Integral para intentar realizarle pruebas de funcionamiento y así tomar una determinación más acertada. Se informó después de unos días que la celda de carga estaba rota por exceso de presión, debido a ello se adquirió otra celda de igual diseño, pero aumentando el tamaño de medición a 150 kg (contra 50 kg que presentaba la anterior), de esta manera se contempló un margen mayor de fuerza en las futuras pruebas dinámicas y estáticas.

Al cambiar el tamaño de la celda, la rosca correspondiente que acopla al vástago del pistón cambio de tamaño por lo que hubo que fabricarle un inserto ad hoc para acoplar firmemente ambos elementos. De la misma forma, por el otro extremo de la rosca se inserta el vástago o pieza de contacto que por el mismo motivo se fabricó una nueva pieza con las mismas características que la pieza anterior. Una vez hecho toda la

calibración correspondiente al hardware y Software de la maquina se siguieron realizando las pruebas de testeo correspondientes sin inconvenientes.

Ilustración 157: Realización de inserto para nueva celda de carga

4.18 FINALIZACIÓN DE ARMADO

Teniendo en cuenta que no surgieron ningún otro inconveniente en el entorno de pruebas se da por finalizado el proyecto de fabricación y ensamblaje realizando unas graficas sobre toda la estructura de la máquina para mejorar la terminación estética de todas sus partes como así también las indicaciones de elementos manuales de calibración buscando en un futuro seguir agregando componentes que puedan llevar a mejorar cada vez más el desempeño de este proyecto.

Ilustración 158: De arriba hacia abajo un muestreo de la Máquina de Fatiga terminada

5 RESULTADOS

En este capítulo se explicarán dos tipos de resultados, los cuantitativos de las muestras analizadas en esta tesis y los resultados de funcionamiento arrojados por la maquina

5.1 ANÁLISIS CUANTITATIVO

Como se estuvo analizando en los capítulos anteriores, lo que se trata de analizar es el comportamiento de la maquina ante diferentes pruebas, utilizando los mismos rangos de trabajo y elementos de estudio iguales para determinar si las cifras arrojadas por el testeo y recopilación de datos es similar en todos los casos y de esta manera poder dar veracidad a cada uno de los datos obtenidos.

5.1.1 Tabla de resultados de ensayos de tracción sobre probetas de chapa

La prueba de tracción de la estructura metálica se realizó a través un grupo de trabajo del departamento de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de La Plata en el cual arrojaron los siguientes datos.

El ensayo de tracción fue realizado de acuerdo a lo indicado en la Norma IRAM 755. Para ello se emplearon tres probetas tomadas de la chapa entregada y cortadas mediante chorro de agua de alta presión. En la Tabla 1 se indican los resultados obtenidos.

Perfil	Rp _{0.2} [MPa]	Rm [MPa]	A ₅₀ %
Probeta P1	317	388	36
Probeta P2	318	390	38
Probeta P3	311	378	40
Promedio	315.3	385.3	38

Tabla 13: Resultados de los ensayos de tracción sobre CHAPAS DE ACERO

BatchNo	/	SampleNo	/
Material	Acero	Specification	/
TestDate	08-Apr-19	Shape	planar
Area(mm^2)	75.36	Lo(mm)	50.0
Temperature	20.0	Operator	Rocio
Rp0.2(MPa)	317	Rm(MPa)	388

Ilustración 159: Curvas de tensión deformación sobre probetas de chapa de acero

5.1.1.1 Descripción de los resultados de tracción

Los resultados del ensayo de tracción obtenidos de las probetas correspondientes a la chapa de acero con la cual está fabricada la estructura entregada por el comitente, ver Tabla 1, han sido concluyentes resultando, en promedio, una resistencia a la fluencia de 315,3 MPa, una resistencia máxima de 385,3 MPa y un alargamiento de 38 %.

La probeta dio 378 mpa que es igual a **3800 kg/cm²**, lo cual podemos suponer que es sobradamente mucho más que el límite máximo de la máquina que es de 150 kg, justificando de esta manera la elección del material para la estructura.

5.1.2 Método matemático simplificado y dinámico mediante elementos finitos, mallado o discretizado

A la estructura general de la máquina se le realizan varios tipos de estudios, el primero y más simple, un ensayo estático aplicando en el sector del actuador neumático la fuerza de 3500 N con la cual fue diseñada, distribuida en forma proporcional entre los cuatro tornillos que lo sujetan. En cuanto al tipo de sujeción, se utiliza una sujeción fija representando un empotramiento en la parte inferior de la estructura. El discretizado se realiza con un tipo de malla sólida, dado que se modela la estructura como sólido. Se generaron 59541 nodos y 32638 elementos, con medidas de 20 mm en la mayoría de los lugares y de 3 mm en las zonas con control de malla (orificios y uniones soldadas). La carga se aplica en el área circundante de los tornillos de fijación del actuador neumático y una carga aproximada por tornillo uniforme de 875 N lo que corresponde a una carga total de 3500 N, con la cual fue calculada analíticamente la estructura. En cuanto a la sujeción, se adopta una geometría fija en la base inferior de la estructura restringiendo los 6 grados de libertad del sólido.

Ilustración 160: Mallado de la estructura

De la misma manera se observan las tensiones a las que se encuentran solicitados los nodos generados de la estructura (cada uno de los puntos donde concurren dos o más barras), se puede apreciar que la principal concentración de tensiones se tiene en las perforaciones de los tornillos de sujeción del actuador (rojo), que es lógico ya que por ese lugar se transmite la fuerza del actuador a la estructura. Luego, aunque con valores más reducidos, se aprecian concentraciones de tensiones en las uniones soldadas y especialmente en la zona curvada de la estructura.

Ilustración 161: Deformación de la estructura

5.1.2.1 Estado Tensional

Continuando con el análisis estático, como se muestra en las siguientes dos figuras, se comprueba el estado tensional de la base de la máquina, en conjunto con la estructura. De esta manera se puede observar que las máximas tensiones se producen en el alma central de la base (verde), tomando valores inferiores al límite elástico del material.

El mallado, en este caso, corresponde al descrito en el apartado anterior, utilizando el control de malla en las aristas de interés, generando un total de 310533 nodos y 183702 elementos tetraédricos.

Ilustración 162: Valores de tensión de Von Mises de la estructura

Ilustración 163: Valores de tensión de Von Mises de la base de la estructura

5.1.2.2 Grado de Oscilación

El siguiente ensayo, mostrado en la Figura 161, tiene que ver con la frecuencia de resonancia de la estructura (grado máximo de oscilación). En el modelo matemático, se calcularon por separado las frecuencias, solo por una cuestión de simplicidad matemática, pero con la utilización de elementos finitos se puede realizar el estudio para la estructura completa teniendo un valor más representativo. Del estudio de frecuencias se pueden obtener los modos de resonancia de menor energía, aunque el único modo que representa la excitación con la cual va a estar sometida la estructura, es el modo III, el cual tiene una frecuencia de 368 Hz. El modo I, tiene una excitación torsional en el eje “Z” con una frecuencia de 292 Hz y el modo II tiene una excitación asimétrica en el eje “X” con una frecuencia de 349 Hz.

Ilustración 164: Deformada del Modo III (368 Hz) de la estructura

En este caso se puede detectar una amplia diferencia entre los resultados obtenidos con el método matemático simplificado y con el estudio dinámico por medio de elementos finitos.

Aunque, en ambos casos, el valor de resonancia de la estructura en la dirección de interés es superior a la máxima excitación permitida del sistema.

5.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS EN PROBETAS DE ENSAYO

5.2.1 Resultados de fuerza de rotura

Para analizar el método de rotura se colocaron en los tacos de madera correspondiente a la maquina unos tornillos de tipo Allen de 3 mm de espesor para simular la medida aproximada estándar de un implante, se los eligió con cabeza redondeada para que tenga desplazamiento en el momento de la fuerza vertical ejercida por la máquina.

Se recopilaron los datos de 10 probetas ensayadas, y se los analizaron los siguientes datos:

MUESTRA	Valor Mínimo (Nw)	Valor Maximo (Nw)	Tiempo Seg
1	0	574	102
2	0	463	58
3	0	114	14
4	0	349	46
5	0	501	141
6	0	394	63
7	0	402	51
8	0	462	19
9	0	483	20
10	0	550	60

Tabla 14: Tabla de muestras para ensayo de rotura

Tabla 15: Valores promedio

Suma de Promedio de fuerza maxima	Suma de Mediana de fuerza maxima	Suma de Media de fuerza maxima
429,2	462,5	399,2762664

Ilustración 165: Tabla de valores mínimos y máximos de rotura

La figura 162 señala los valores (Mínimos y Máximos) de Fuerza para demostrar las diferentes fracturas. La flecha negra continua indica el mínimo valor obtenido, y la curva negra punteada, señala el valor máximo registrado.

Como se puede observar, la tabla 13 exhibe los resultados numéricos de 10 tornillos sometidos a diferentes Nw de fuerza. La línea negra indica los valores mínimos (partiendo siempre de cero), mientras que la línea roja demuestra los valores máximos, obtenidos con la misma fuerza. Para estos últimos, la línea presenta un marcado descenso en la muestra N^o 3, observándose valores bastante regulares en el resto.

Ilustración 166: Curvas de valores mínimos y máximos

En la ilustración anterior se puede observar las curvas que grafican los valores mínimos (línea negra) y los valores máximos (línea roja). Como señala la figura, los valores mínimos siempre han partido de cero, y los valores máximos si bien presentan ciertos valores irregulares, en general la mayoría de las muestras señalan valores similares. Los registros máximos indican que el material se ha fracturado, habiendo sido sometidos todos a una fuerza máxima hasta la rotura.

5.2.2 Resultados de la prueba de Fatiga

Las siguientes pruebas de fatiga son analizadas sobre 27 tornillos del mismo lote.

Ilustración 167: Valores de registro lineal

Tal como muestra la figura anterior en el registro lineal puede observarse que ambos valores de fatiga (Mínimo y Máximo), presentan curvas con muchas irregularidades, no siendo lineales. Esto se debe en principio, porque para poder medir dicha variable se necesitaría trabajar con 2 o 3 millones de ciclos, lo que implicaría un tiempo ilimitado para determinar con exactitud dicha variable (fatiga). La figura señala que la máquina nunca parte de cero para registrar la lectura de los valores mínimos, sino que son datos inconstantes. Sin embargo, la frecuencia siempre se mantuvo en 2 Hz (como fue programado). Esta prueba se realizó en 27 tornillos del mismo lote.

Muestra N	Valor Max. (Nw)	Valor Min. (Nw)	Cant. de Ciclos	Frecuencia (Hz)	Tiempo Seg
1	61	1	134	2	70
2	84	1	120	2	62
3	52	1	143	2	70
4	42	1	187	2	95
5	34	12	247	2	125
7	50	1	420	2	217
8	42	1	56	2	30
9	38	16	116	2	59
10	40	20	177	2	95
11	39	22	193	2	97
12	64	1	290	2	149
13	46	1	43	2	22
14	47	25	104	2	53
15	48	30	165	2	85
16	50	31	225	2	114
17	46	1	43	2	22
18	47	25	104	2	55
19	48	30	165	2	83
20	50	31	225	2	113
21	58	1	2053	2	1031
22	60	1	2109	2	1055
23	55	1	2165	2	1083
24	44	1	2221	2	1114
25	46	23	2281	2	1145
26	48	29	2342	2	1174
27	49	32	2403	2	1210

Tabla 16: Datos de pruebas de fatiga

Suma de Promedio valor maximo	Suma de Media Valor maximo	Suma de Mediana Valor maximo
49,53846154	48,68110776	48
Promedio Valor minimo	Media valor minimo	Mediana valor minimo
13,03846154	4,919034086	6,5
Promedio de ciclos	Media de ciclos	Mediana de ciclos
720,4230769	297,884854	190
Promedio de segundos	Media de segundos	Mediana de segundos
362,6153846	151,8473004	96

Tabla 17: Promedio, Media y Mediana de pruebas de fatiga

En cuanto a los promedios de fuerza máxima estuvo en unos 49 Nw y una mínima de 13 Nw, estos valores fueron satisfactorios en cuanto al funcionamiento teniendo en cuenta la cantidad de pruebas que se realizaron se logró mantener en casi todas las pruebas una fuerza constante y continua sobre las probetas.

La cantidad de ciclos como se comentó en apartados anteriores no fue tomada estrictamente como indicaba la norma debido al tiempo requerido para dichas pruebas de flexión (unos 6 millones de ciclos aproximadamente) y en el cual no se prescinde del caudal de aire para ejecutarlos, a pesar de ello se pudieron ejecutar todas las pruebas en tiempos elegidos aleatoriamente.

El tiempo transcurrido de promedio más allá de no ser un dato demasiado relevante estuvo en unos 362 segundos equivalente a unos 6 minutos por prueba.

Tabla 18: Valor Máximo de fatiga

Tabla 19: Valor Mínimo de fatiga

Tabla 20: Ciclos de prueba de fatiga

Tabla 21: Tiempo de prueba de fatiga en segundos

5.2.3 Resultados de Varianza

En este trabajo de tesis doctoral solamente se llevó a cabo la prueba de Varianza habiendo sido sometidos los datos a un análisis estadístico, los valores obtenidos fueron los siguientes:

Habiendo sido sometidos a un análisis estadístico mediante el test de varianza, las fuerzas de fractura, a partir de los valores los valores máximos registrados en la fig. 165 se obtuvo un resultado estadísticamente significativo de $p < 0.05$, mientras que para los datos registrados y analizados de la fig. 166 el resultado fue estadísticamente no significativo.

La fatiga como muestra la fig. 167 ofreció resultados estadísticamente significativos tanto para los valores mínimos (siendo $p < 0,02$), como para los valores máximos siendo de $p < 0,01$.

5.3 ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO

Cabe aclarar que las pruebas realizadas no tienen como fin caracterizar el comportamiento a la fatiga de los implantes dentales, sino evaluar el comportamiento de la máquina y su funcionamiento. Se realizaron numerosas pruebas exitosas en la máquina, las cuales se analizaron anteriormente y que se observan en el análisis estadístico, estas pruebas tenían como fin evaluar el comportamiento de la máquina según la carga aplicada y el tiempo de duración del ensayo.

5.3.1 Comportamiento de los componentes mecánicos

El comportamiento de los elementos mecánicos fue satisfactorio en la realización de las pruebas de funcionamiento. Las soldaduras, medios de sujeción de sus componentes y estructuras respondieron bien a los niveles de carga aplicados. En las primeras pruebas realizadas se buscó generar un esfuerzo bajo, esto con el fin de tener una duración larga del ensayo. Este ensayo duro algo más de 22 horas donde la máquina funcionó casi ininterrumpidamente, con esto se buscó evaluar el comportamiento de la máquina en largos tiempos de funcionamiento. Se presentó un inconveniente en el programa de fatiga en las primeras pruebas ya que los márgenes de acotamiento de las fuerzas ejercidas están regulados por el software que se fabricó para tal fin y al ser la neumática en algunos casos un tanto fluctuante en ciclos largos, la máquina se paraba de forma automática, impidiendo de esta manera periodos largos de funcionamiento. Para ello fue corregido de forma manual por el operador para evitar dichos inconvenientes. La máquina respondió de manera satisfactoria a las pruebas de altos niveles de esfuerzo, donde no se presentó inconveniente alguno.

5.3.2 Comportamiento de los componentes electrónicos

Es preciso hacer un control de la calibración de la celda de carga a través de las válvulas superior e inferior para que funcione correctamente, un problema que se presentó es que en las pruebas realizadas de larga duración la celda se descalibra, esto puede

deberse a variaciones de entrada de aire, como así el aumento de temperaturas en recamaras que cambien la presión antes establecida, por lo tanto, antes de cada prueba se debe verificar si la celda de carga esta calibrada, de lo contrario calibrarla.

La pantalla LCD, el Arduino y demás componentes no presentaron ningún problema.

El diseño desarrollado corresponde a la geometría de probeta enunciada en la normativa ISO 14801, por tal motivo es posible caracterizar el comportamiento de la curva S-N para implantes dentales endoosseos.

El sistema de apagado de la máquina, una vez la probeta falle, funciona correctamente, esto es importante porque da autonomía a la máquina y no es necesario que el realizador del ensayo se encuentre presente mientras este se realiza, siendo esto muy conveniente en los ensayos de larga duración.

El botón de PARE funciona correctamente, cortando la corriente de forma automática y deteniendo por completo el funcionamiento de la maquina independientemente del momento de la prueba.

Ilustración 168: Botón de PARE

Por otro lado, el sistema de sujeción de las probetas presenta un nivel de precisión optima permitiendo el desplazamiento del elemento de estudio a la mejor posición requerida por el operador pudiendo dar una inclinación de 30° como indica la norma. Como se muestra en las imágenes siguientes la realización de las pruebas están sometidas a una carga vertical con la posición prediseñada del casquillo en la angulación correcta para la norma.

Ilustración 169: Imagen de angulación del implante

6 DISCUSIÓN

6.1 ANÁLISIS DE FLEXIÓN Y RUPTURA PARA LA VERIFICACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO

Al no haberse hallado bibliografía con evidencia científica con respecto a las pruebas de esta Tesis Doctoral de flexión y ruptura en aceros duros (material seleccionado) trabajados en probetas con este tipo de maquinarias, no podrán ser comparados y discutidos con otros autores, los valores obtenidos mediante el test de Varianza. Sin embargo, cabe aclarar que, para poder comprobar el buen funcionamiento del aparato, fue necesario llevar a cabo las pruebas de flexión y ruptura, como análisis complementarios. Por ende, se sometieron a discusión los ítems que se mencionan a continuación.

.

6.1.1 Fallas y mejoras de la máquina de fatiga

Para evaluar el funcionamiento ante ensayos de carga con fuerzas de naturaleza estática y dinámica, se analizó el comportamiento mecánico y funcional en términos de resistencia y eficacia a nivel general. De esta manera, se pretendió predecir de forma preclínica, el comportamiento mecano eléctrico de todos los componentes del aparato diseñado, en condiciones de servicio. Con el objeto de disminuir o prevenir las fallas cuyas consecuencias clínicas pueden resultar costosas y catastróficas en ocasiones, este trabajo condujo a encontrar resultados prácticos con respuestas precisas y útiles para la toma de decisiones en implantoprótesis.

Tal como fuera explicado anteriormente, al no contar con referencias bibliográficas referidas a la aplicación de cargas para medir la flexión y ruptura en metales duros con maquinarias similares a la diseñada en este trabajo, se intentó comparar estudios realizados sobre implantes confeccionados con otros materiales alternativos, utilizando diferentes maquinarias que permiten medir en forma cíclica de esta propiedad.

Un estudio realizado por Gehrke y colaboradores en el año 2015 evaluó la resistencia mecánica en implantes de diferentes diseños de conexión y alturas de corona, aplicando carga estática compresiva en todas las muestras.

Para llevar a cabo este trabajo diseñaron una máquina desde el punto cero, que fue sometida a la aplicación de cargas cíclicas de fatiga y flexión en aplicando cargas estáticas y dinámicas. Tras la realización de los ensayos de fatiga, siguiendo las consideraciones establecidas por la Norma ISO 14801, aceptada como método válido para evaluar in vitro el comportamiento mecánico de los implantes ante cargas cíclicas en condiciones similares a las ocurridas in vivo, pudieron comprobar que la falla que marcaba tal maquinaria tenía lugar bajo la acción de fuerzas de menor magnitud en todos los casos ⁽¹¹⁴⁾

Otros investigadores tales como Gibbs CH y colaboradores en el año 1981 analizaron la fuerza oclusal media producida durante la masticación “in vivo”, en condiciones normales en 242 muestras, y la media de ciclos de masticación al día, en 1400 muestras. De esta manera, pudieron comprobar que la cantidad de 2×10^6 ciclos, equivaldrían a un período de tiempo aproximado de cuatro años en condiciones de servicio “in vivo” ⁽¹¹⁷⁾ Dichos valores, han coincidido con los reportados por Coray R y colaboradores en el año 2016 en estudios con meta-análisis:

Mogollón Fijón, Joaquín hacia el año 2012 en sus Tesis Doctoral realizada en la Universidad de San Francisco- Quito, sobre el diseño de una máquina de fatiga por flexión, también observó ciertos inconvenientes con el sistema de control. En dicho estudio se presentaron inconvenientes en el sistema mencionado, debido a que al sobrepasar los 9 herz (hz) que llegan al motor permitiendo que este pueda girar a 270 revoluciones por minuto (rpm), el encordado (PLC), envía demasiado los pulsos demasiado rápido y el Microprocesador no puede interpretarlo, por lo tanto las revoluciones por minuto no pueden ser contadas en forma adecuada¹²⁰. Como dicha maquinaria debía trabaja a gran velocidad, tuvieron que solucionar el problema considerando la velocidad fue calcular en rpm contando el tiempo y la velocidad a la que giraba el motor para poder ser aceptados los 9 Hz¹²⁰. Este inconveniente también se presentó en este trabajo de Tesis Doctoral, ya que, ya que la velocidad de procesamiento del microprocesador Arduino no puede superar los 4 Hz, por lo tanto,

se trabajó en un rango de 2 Hz. Es un dato a tener en cuenta ya que lo que se pretende es que la fuerza aplicada sea tomada correctamente por el sistema de adquisición de datos, tal es así que esto influye en los resultados de la vida a fatiga. Este comportamiento es característico de los fenómenos de fatiga, si bien los valores obtenidos, al ser comparados con los reportados por otros investigadores en los años 2014 y 2017 respectivamente^{107,108} indican que el implante tiene bajos ciclos de vida y no coinciden con los establecidos por las Normas ISO 14801. La cual indica que cada muestra ensayada a la carga máxima debe alcanzar el número de ciclos de 5×10^6 sin que aparezcan fallos.

Otro problema surge cuando se realizan las pruebas, en este proyecto surgió particularmente un inconveniente con la pieza de contacto, ya que el vástago principal que se encuentra entre la celda de carga y la muestra, al hacer pruebas de mayores esfuerzos, realizó un desplazamiento lateral de dicho vástago, el cual se torna incontrolable en momentos de mucha compresión. El mismo inconveniente surgió en un trabajo llevado a cabo por Patricia Pérez León en el año 2018 quien propuso como solución utilizar una pieza intermedia entre la célula de carga y el espécimen, basándose en un trabajo de un científico que tiempo antes ofreció una solución similar¹¹⁹. La misma consiste en una serie de rodamientos de acero impidiendo así el desplazamiento lateral del vástago principal¹¹⁹.

Como ya fuera explicado en el capítulo de Introducción, el estudio de la flexión y la fatiga es esencial por el tipo de fuerzas que tienen lugar en la cavidad oral y porque son las causantes de gran cantidad de complicaciones técnicas y/o mecánicas a medio o largo plazo^{104,105,106}.

De acuerdo a los resultados obtenidos por Celleri Alfonso y colab en el año 1914 quien pudo calcular la simulación del aparato de medición de fatiga y fuerza de diferentes clases de aceros en probeta, mediante el sistema Abaqus. Al aplicar la curva esfuerzo se logró una simulación más precisa. Con este sistema lograron detener el aparato cuando surgieran las primeras fallas que se presentaron en las probetas, evitando trabajar con sensores *switches* que al ser instalados en lugares comprometedores podrían ser afectados por la vibración o golpes. De esta manera, se fue mejorando también la estética de la máquina, desde el motor hasta el variador de frecuencia que

están sostenidos por una caja, la cual junto con los elementos electrónicos y cables que se encontraban cubiertos por una puerta. Esta permitió ofrecer un mantenimiento permanente al sistema de control y eléctrico. De esta manera pudo comprobar que el esfuerzo es perfectamente uniforme en la región plana triangular de la probeta. A medida que se acerca al empotramiento, los esfuerzos se reducen. El número de ciclos hasta la rotura oscila con un promedio 73915 con una desviación estándar de 2204. Sin embargo, en toda curva de S-N de fatiga el número de ciclos está en escala logarítmica, entonces el error relativo obtenido no es significativo. Para una mejor aproximación sería necesario realizar más ensayos. Para la deflexión de 9mm o esfuerzo 240 MPa, el error relativo es considerable porque es mayor al 20 %. Al ser el ensayo de mayor duración, existe mayor probabilidad de que ocurran errores experimentales. El aumento de esfuerzo no tiene influencia en la precisión de los datos, pero si el proceso experimental. Los ensayos de 13 y 9 mm son los que más tiempo necesitan en llegar a la fractura, por esta razón el operador no siempre está presente cuando ocurre la falla. Existen casos en que la probeta está completamente fracturada, pero no se llega a separar completamente y el circuito de 12 V no se abre por lo que el motor sigue corriendo. Este puede ser un factor de dispersión de datos en estos casos.

Otro investigador Vasquez Cortes, Alejandro en el año 2011 quien construyó una máquina de fatiga donde las amplitudes de frecuencia ocasionan distorsiones en los gráficos registrados, por lo que debe realizar un ajuste de la celda de carga antes de iniciar la prueba¹¹⁸. Las irregularidades obtenidas de ese trabajo son similares a lo observado en este trabajo de tesis doctoral, en el cual también fue necesario realizar el regule de la celda de carga antes de iniciar los ciclos, ya que podían existir cambios en la onda senoidal debido a las fluctuaciones de aire.

Según algunos investigadores la magnitud de carga es ascendente y paulatina desde cero (0), hasta alcanzar aquella que fuera capaz de producir el fallo del espécimen a una velocidad constante y uniforme de 0,05 milímetros por minuto (mm/m). De esta manera, la Norma ISO 6872 admite una velocidad de aplicación de carga entre 0,5 mm/m a 1,5 mm/m, quienes en sus investigaciones utilizaron una velocidad de 1 mm/m^{114,115,116}. Mientras que en otros estudios consultados se menciona que el límite recomendado por la Norma ISO anteriormente citada fuera de una velocidad de 2

mm/m. De esta forma la prueba podría detenerse en forma temprana, apenas surgieran los primeros fallos en los especímenes antes de completar la misma en su totalidad¹¹³.

Las pruebas de fatiga fueron un poco más complejas en esta tesis doctoral debido a la falta de caudal de aire requerido y el tiempo extenso que necesitan las mismas. A pesar de ello, la frecuencia de 2 Hz, así como la inclinación de las muestras, el conteo de ciclos y el rango de fuerza permitido de la máquina, son muy similares a las realizadas por otros autores con Máquinas de Fatiga de diferentes empresas internacionales^{106,117}, de esta manera se supone un comportamiento muy adecuado de todos los componentes para realizar dichas pruebas dinámicas.

6.1.2 Aplicación de las fuerzas estáticas compresivas

El vástago de la máquina que va unido a la celda de carga tiene una superficie de contacto plana y perpendicular a la dirección de aplicación de la carga de la máquina. La magnitud de la misma, haciendo referencia a la fuerza que la célula de carga ejerce sobre la muestra, fue expresada siempre en Newton como en la mayoría de estudios analizados de características similares^{113,114,110,111}. En otros en cambio, los resultados se expresan en MPa¹¹², referenciándose la carga por unidad de superficie recibida por el espécimen.

La magnitud de la carga es ascendente paulatinamente desde 0 hasta alcanzarse aquella capaz de producir el fallo del espécimen, a una velocidad constante y uniforme según diferentes autores de 0,5mm/min. En este sentido, la Norma ISO 6872 admite una velocidad de aplicación de carga entre 0,5 y 1,5mm/min.

Gehrke y cols (2015)., Zarone y cols. (2007), y Stona y cols. (2015) en sus respectivos estudios, utilizan una velocidad de 1mm/min. También existen otros estudios que se encuentran valores que superan el límite recomendado por la norma ISO, encontrándose una velocidad de 2mm/min. De esta manera, el ensayo podía detenerse de forma temprana, nada más detectarse los primeros signos de fallo en los especímenes, antes de completarse en su totalidad¹¹³.

La máquina construida carece de un sensor capaz de medir el desplazamiento del vástago, es una necesidad que a futuro se pretende incorporar, Aunque si está incorporado en la pantalla grafica el tiempo en milisegundos que tarda desde el punto cero de fuerza hasta que se produce la rotura. De esta manera al no medir el desplazamiento, no se acerca a lo que especifican algunas normas.

6.1.3 Beneficios de los sistemas informáticos utilizados

La comparación de los gráficos que muestra el programa que se fabricó en este trabajo de Tesis Doctoral demostró similitudes a los utilizados en otras máquinas que trabajaron con otro software tal como la aplicación informática Trapezium X Software de la máquina de ensayos universal Shimadzu R AG-X series (Kyoto- Japan), ideadas por ciertos investigadores^{109,110,114}. Para ello fue utilizada una célula de carga de 5000 N, que permitió generar una gráfica de desplazamiento de cada espécimen que permitió analizar el comportamiento mecánico de diferentes tipos de muestras.

La diferencia en los datos que se mencionan indican que las máquinas fabricadas presentan dos datos importantes: el nivel de carga y el desplazamiento, mientras que la máquina diseñada al no presentar un sensor que mida el arranque y parada del pistón no puede monitorear el desplazamiento, pero si puede calcular el tiempo que tarda en producirse el fallo contando en milisegundos el tiempo recorrido.

Existen investigaciones en las cuales se midió el módulo de elasticidad de tacos con implantes dentarios, a través de métodos similares. Uno de ellos usó “tacos” embutiendo el elemento de estudio en resina epóxica, la cual presenta un módulo de elasticidad de 12 GPa, cifra que se acerca a la que le corresponde al hueso humano (18 GPa), respetando lo indicado por la Norma ISO 14801. De esta manera, se limita la absorción de cargas por parte del hueso que tiene lugar “in vivo”, pudiendo evitar posibles modificaciones en el comportamiento mecánico del conjunto implante-hueso, ante la aplicación de cargas, mientras que otros autores, para realizar el mismo tipo de pruebas utilizan resinas rígidas o bloques metálicos^{111,112}.

7 CONCLUSIONES

1. La confección del diafragma de clasificación del sistema de sujeción, sistema de accionamiento y la matriz estructural de la máquina de fatiga diseñada permitirán establecer los requerimientos básicos para satisfacer las necesidades eléctrico-mecánicas para poder ser utilizada en prótesis e implantología Oral.
2. El costo-beneficio de la fabricación de la máquina de fatiga es favorable en relación a los que se hallan en el mercado nacional, y se ajustan al presupuesto propuesto en este trabajo de Tesis doctoral.
3. La utilización del programa informático de dibujo Solidworks® aplicado al sistema de sujeción, y el modelo de análisis de Von Moisés permiten verificar con fidelidad los planos del funcionamiento del aparato diseñado.
4. Los elementos constitutivos de la máquina propuesta, son de fácil acceso en el mercado nacional.
5. Se pudo obtener un diseño de largas cargas cíclicas que podrá ser aplicable para la medición de la fatiga y flexión a ruptura de materiales alternativos.
6. Otro de sus beneficios, es que el aparato puede ser trasladado fácilmente a diferentes lugares.
7. Se recomienda realizar controles periódicos del mencionado aparato, para ir corrigiendo los errores y mejorando su funcionamiento.
8. Los resultados obtenidos en múltiples ensayos de fatiga se acercan mucho a los preestablecidos por la norma ISO 14801, la cual se utilizó como referencia para la fabricación.
9. Por todo lo explicado en esta Tesis doctoral, se puede inferir que la máquina diseñada en este trabajo de Tesis doctoral, permitirá realizar la medición de fracturas por flexión y mediciones de fatiga en los diferentes materiales utilizados para la confección de implantes dentales.

8 BIBLIOGRAFÍA

- (1) Grané I, Feliu P. Fatiga en materiales compuestos: comportamiento y mecanismos de degradación. Anuari del Conflict Social 2013 Jan 1, 25-27
- (2) Nguyen O, Repetto EA, Ortiz M, Radovitzky RA. A cohesive model of fatigue crack growth. International Journal of Fracture 2001 Aug;110(4):351-369.
- (3) López DFA, Pereira RC, Castro YA, Sánchez H, Sabirov I. Desarrollo de un método de simulación física de zonas térmicamente afectadas en soldaduras de acero, para estudios de propagación de grietas por fatiga. Facultad de Ingeniería 2016;25(42):33-54.
- (4) Calvo JR, Vara JP, Martínez AM. Teorías de daño acumulativo en la fatiga. Técnica Industrial 2003; 248:30.
- (5) Channell DF. The harmony of theory and practice: The engineering science of WJM Rankine. Technology and Culture 1982;23(1):39-52.
- (6) Susmel L, Lazzarin P. A bi-parametric Wöhler curve for high cycle multiaxial fatigue assessment. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures 2002;25(1):63-78.
- (7) Ewing JA, Humfrey J. VI. The fracture of metals under repeated alternations of stress. Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical or Physical Character 1903;200(321-330):241-250.
- (8) Gough HJ, Hanson D. The behaviour of metals subjected to repeated stresses. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character 1923;104(727):538-565.
- (9) William D. Callister. Ciencia e Ingeniería de los Materiales William D. Callister. Department of Materials Science and Engineering The University of Utah.: Reverté; 1995. 50-180 (235-289)

- (10) Salazar A, Cano AJ, Rodríguez J. Efecto de la relación de esfuerzos en el crecimiento de grietas por fatiga en PETG. 2016 ;33:350-360.
- (11) Yepez O. Ensayo: Fatiga de materiales. 2017; Available at: <https://es.slideshare.net/OmarYepez7/fatiga-de-los-materiales>. Accessed jun, 2019.
- (12) Albert W.A.J, .Miner A. Geognosie Berg. Huttenkunde. ; 1938. 20-52
- (13) A. Wöhler. Test to determine the forces acting on railway carriage axles and the capacity of resistance of the axles.; 1871. 210-254
- (14) Irwin GR. Analysis of stresses and strains near the end of a crack traversing a plate. Journal of Applied Mechanics; 1957. 361-364.
- (15) Pearson S. Fatigue crack closure under cyclic tension. 1975; Available at: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0013794470900287>. Accessed Sept, 2019.
- (16) Kitagawa H., Takahashi S. Application of fracture mechanics to very small cracks. In Int Conf Mech Behaviour of Materials (ICM2) 1976. 50-65
- (17) Murakami Y, Aoki S. and Society of Materials Science. Stress intensity factor handbook. Pergamon Press, Oxford etc., 1, 2 repr with corrections edition 1990. 112-145
- (18) Tada H., Paris P.C.Irwin G. The Stress Analysis of Cracks Handbook. ASM International. Material Park 2000.210-212
- (19) Rooke D. P. Compendium of stress intensity factors. Her Majesty's Stationery Office, London 1976.180-186
- (20) Paris P. Erdogan F.A critical analysis of crack propagation laws. Journal of Basic Engineering 1963.200-230
- (21) Smith R. A.Miller K.J. Prediction of fatigue regimes in notched components. International Journal of Mechanical Sciences 1978.25-27

- (22) El Haddad M.H., Topper T.H., Smith K.N. Prediction of non-propagating cracks. Engineering Fracture Mechanics 1979.22-28
- (23) Tanaka K. Engineering formulae for fatigue strength reduction due to crack-like notches. International Journal of Fracture 1983.35-38
- (24) Tanaka K. Nakai Y. "Prediction of fatigue threshold of notched components." (1984): 192-199.
- (25) Tanaka K. Akiniwa Y. Resistance-curve method for predicting propagation threshold of short fatigue cracks at notches. Engineering Fracture Mechanics 1988.150
- (26) Tanaka K. Akinawa Y. Notch-geometry effect on propagation threshold of short fatigue cracks in notched components. Third international conference on Fatigue and Fatigue thresholds 1987.145-147
- (28) McEvily A.J. Minakawa K. On crack closure and the notch size effect in fatigue. Engineering Fracture Mechanics 1987.35-37
- (27) Brevis, W., Susmel, L. y Boxall, JB. Una metodología de fatiga de entalladura multiaxial para estimar la vida útil en servicio de las tuberías de agua de hierro fundido corroídas. En Key Engineering Materials (Vol. 577, 125-128
- (29) Gough, HJ. Aceros de ingeniería sometidos a esfuerzos cíclicos y estáticos combinados. Actas de la Institución de Ingenieros Mecánicos, 160 (1), 417-440. 1949.
- (30) Sonsino. CM Multiaxial fatigue of welded joints under in-phase and out-of-phase local strains and stresses. International Journal of Fatigue 1995.210 222
- (31) Sonsino, C. M. Multiaxial fatigue of welded joints under in-phase and out-of-phase local strains and stresses. International Journal of Fatigue 1995 17(1), 55-70.
- (32) Zenner, H., Simbürger, A. Liu, J. Sobre el límite de fatiga de los metales dúctiles bajo cargas multiaxiales complejas. Revista internacional de fatiga 22 (2), 137-145.

(33) Brown, M. W., Miller, K. J. A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions. Proceedings of the Institution of Mechanical engineers, 187(1), 745-755.

(34) Socie, D. F. "Multiaxial fatigue damage models." (1987): 293-298.

(35) Fatemi, A., Socie, D. F. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 11(3), 149-165.

(36) Findley, WN . Una teoría para el efecto de la tensión media sobre la fatiga de los metales bajo torsión y carga axial o flexión combinadas. Revista de ingeniería para la industria , 81 (4), 301-305.

(37) Matake, T. Una explicación sobre el límite de fatiga bajo estrés combinado. Boletín de JSME , 20 (1977) (141), 257-263.

(38) McDiarmid DL. A general criterion for high cycle multiaxial fatigue failure. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures 1991;14(4):429-453.

(39) McDiarmid, D. L. A shear stress based critical-plane criterion of multiaxial fatigue failure for design and life prediction. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1994 17(12), 1475-1484..

(40) Brown, M. W. Miller, K. J. (Eds.). Biaxial and Multiaxial Fatigue (EGF 3) (Vol. 3) 1989. Wiley-Blackwell. 20-25

(41) Dang-Van, K. Macro-micro approach in high-cycle multiaxial fatigue. In Advances in multiaxial fatigue. ASTM International. 1993. 112-116

(42) Fitzgerald RW. Mecánica de materiales. 16th ed.: Alfaomega; 1996. Vol 1 105-109

(43) Valero, A. M. Estudio del comportamiento electroquímico y corrosión galvánica de aleaciones biomédicas para implantes dentales y supraestructuras (Doctoral dissertation, Universitat de València).2016.220-2223

- (44) Tsai Y, Wang K, Woo J. Fatigue life and reliability evaluation for dental implants based on computer simulation and limited test data. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 2013 Mar;227(3):554-564.
- (45) Felli F, Pilone D, Scicutelli A. Fatigue behaviour of titanium dental endosseous implants. Frattura ed Integrità Strutturale 2016 Oct 1,5(18):14-22.
- (46) Cargas dinámicas y fatiga. 2019 Febrero; WI(05):11-21.
<http://ing.unne.edu.ar/pub/Capitulo11-A05.pdf>
- (47) Di Brico, M., & Mollerach, C. Máquina de ensayos de fatiga tipo Schenck..2015 105-110
- (48) Capella F. Instrumentos, máquinas y equipos para ensayo y análisis. 1996; Available at: <https://www.interempresas.net/Plastico/Articulos/4047-Instrumentos-maquinas-y-equipos-para-ensayo-y-analisis.html>. Accessed may, 2019.
- (49) Oviedo Corredor MA, Sierra Gonzales E. Propuesta de una máquina universal. Unidades Tecnológicas de Santander; 2016. 100-130
- (50) Júnior, MDOB y Alvarenga, SDD Construcción de un sistema de frenos para la máquina de prueba de impacto universal heckert 423/27. Exactos e ingeniería, 2018 8 (22).
- (51) Ramírez Cardona M. O. Tratamientos térmicos y análisis de ensayos de tensión, compresión y dureza según Norma ASTM aplicados al hierro fundido (Doctoral dissertation, Universidad de San Carlos de Guatemala). 2017, 120 155
- (52) Capella F. Instrumentos, máquinas y equipos para ensayo y análisis. 1996; Availableat:<https://www.interempresas.net/Plastico/Articulos/4047-Instrumentos-maquinas-y-equipos-para-ensayo-y-analisis.html>. Marzo 2019
- (53) Lee CK, Karl M, Kelly JR. Evaluation of test protocol variables for dental implant fatigue research. Dental Materials 2009;25(11):1419-1425.

(54) Gil J. Padrós A. Pedemonte E. Rico M. Giner L.. Mejora de retención de los tornillos y casquillos de fijación de implantes dentales mediante recubrimiento de oro. Estudios mecánicos, estáticos y a fatiga. Nexos: Sociedad, Ciencia, Literatura 2006 Dec 1,28(348): SS8.

(55) Camacho Morales, S. B., Córdova Méndez, E. A. Diseño y construcción de una máquina para realizar ensayos con cargas cíclicas en materiales utilizados en prótesis dentales (Bachelor's thesis, Quito, 2017.). 130-166

(56) Camacho Morales, S. B., & Córdova Méndez, E. A. (2017). Diseño y construcción de una máquina para realizar ensayos con cargas cíclicas en materiales utilizados en prótesis dentales (Bachelor's thesis, Quito, 2017.). 80-82

(57) Pazos L, Lebedev L, De Las Heras E, Parodi E (INTI-Mecánica), Svoboda H (FIUBA-CONICET). Desarrollo de Máquina de Ensayo de Fatiga para Implantes Dentales. 2009. Marzo 2018. Available at <https://www.slideserve.com/dallon/desarrollo-de-m-quina-de-ensayo-de-fatiga-para-implantes-dentales>

(58) Moreno Silvan, M. Influencia de la fatiga cíclica en las conexiones internas implante-pilar. Galimplant SL. 2017. 110-127

(59) Elsayed A, Wille S, Al-Akhali M, Kern M. Effect of fatigue loading on the fracture strength and failure mode of lithium disilicate and zirconia implant abutments. Clin Oral Implants Res 2018 January 01;29(1):20-27.

(60) Ivorra Server C. Estudio de predicción de vida a fatiga de implantes dentales de titanio y de sus principales tipos de conexiones implantoprotésicas.2017. 178-190

(61) Lemus Cruz L.M. Almagro Urrutia Z. León Castell A.C. Origen y evolución de los implantes dentales. Revista Habanera de Ciencias Médicas 2009;8(4):0.

(62) Panadero, R. A Fons Font, Peñarrocha Oltra, D Solá Ruíz, M F. Influence of fatigue on resistance and deformation of implant abutments used for provisional prosthetic restoration. Available at: <https://www.dtscience.com/influence-of-fatigue->

- (63) Misch, C.E. Treatment Planning: Force Factors Related to Patient Conditions. In Contemporary Implant Dentistry, 3rd ed.; Mosby: St. Louis, MO, USA, 2008; 105–116.
- (64) Brunette D.M.; Tengvall, P.; Textor, M.; Thomsen, P. Titanium in Medicine, 1st ed.; Springer: Berlin, Germany, 2001. 340–380
- (65) Branemark, R.; Branemark, P.I.; Rydevik, B.; Myers, R.R. Osseointegration in skeletal reconstruction and rehabilitation: A review. J. Rehabil. Res. Dev. 2001, 38, 175–188.
- (66) Guéhenneuc, L.L. Soueidan, A. Layrolle, P.; Amourig, Y. Surface treatments of titanium dental implants for rapid osseointegration. Dent. Mater. 2007, 23, 844–854. [CrossRef]
- (67) Wennerberg, A. Albrektsson, T. Effects of titanium surface topography on bone integration: A systematic review. Clin. Oral. Implant. Res. 2009, 20, 172–184.
- (68) Tonetti, M.S. Schmid, J. Pathogenesis of implant failures. Periodontol. 2000 1994, 4, 127–138.
- (69) Pjetursson, B.E. Thoma, D. Jung, R. Zwahlen, M. Zembic, A. A systematic review of the survival and complication rates of implant-supported fixed dental prostheses (FDPs) after a mean observation period of at least 5 years. Clin. Oral. Implant. Res. 2012, 23 (Suppl. 6), 22–38.
- (70) Berglund, T. Persson, L. Klingman A systematic review of the incidence of biological and technical complications in implant dentistry reported in prospective longitudinal studies of at least 5 years'. Clin. Periodontol. 2002, 29 (Suppl. 3), 197–212.
- (71) Bronski, J.B. Puleo, D.A. Nanci, A. Biomaterials and biomechanics of oral and maxillofacial implants: Current status and future developments. Int. J. Oral Maxillofac. Implant. 2000, 15, 15–46.

(72) Shemtov-Yona, K, D'Alene, L. Machtei, E. The effect of oral-like environment on dental implants 'fatigue performance. Clin. Oral Implant. Res. 2014, 25, e166–e170.

(73) Shemtov-Yona K, Rittel D, Levin L, Machete EE. Effect of dental implant diameter on fatigue performance. Part I: mechanical behavior. Clin Implant Dent Relate Res 2014 April 01;16(2):172-177.

(74) Morgan MJ, James DF, Pillar RM. Fracturas del componente de fijación de un implante osteointegrado. Int J Implants Orals Maxillofacial. 1993; 8: 409-414.

(75) Khraisat A, Stegaroiu R, Nomura S, Miyakawa O. Fatigue resistance of two implant/abutment joint designs. J Prosthet Dent 2002 December 01;88(6):604-610.

(76) Norton MR. Una evaluación in vitro de la resistencia de la unión de pilar cónico de 1 y 2 piezas en el diseño de implantes. Clin Oral Implants Res. 2000; 11: 458–464.

(77) Perriard J, Wescott WA, Mellal A, Scherrer SS, Bosis J, Belser UC. Resistencia a la fatiga de los conectores de pilar de implante ITI: una comparación del cono estándar con un novedoso diseño con clave interna. Clin Oral Implants Res. 2002; 13: 542-549.

(78) Gratton DG, Aquilino SA, Stanford CM. Micromotion and dynamic fatigue properties of the dental implant-abutment interface. J Prosthetic Dent 2001 January 01;85(1):47-52.

(79) Khaista A, Abu-Hammad O, Dar-Odeh N, Al-Kayed AM. Abutment screw loosening and bending resistance of external hexagon implant system after lateral cyclic loading. Clin Implants Dent Relat Res 2004;6(3):157-164.

(80) García Montealegre C.A. Desarrollo de un programa de elementos finitos basado en elementos tipo tetraedro para el análisis de dispositivos piezo-eléctricos Universidad Autónoma de Occidente; 2017. 128-155

(81) Ramírez I, Toro C, Díaz J. Diseño de un Control Regulador para un Sistema de Servo-Posicionamiento Neumático. RISTI-Revista Iberica de Sistemas e Tecnologías de Informatica 2018(29):72-88.

(82) Solé AC. Neumática e hidráulica.: Marcombo; 2012. 38-55

- (83) Artero ÓT. Arduino. Curso práctico de formación.: RC Libros; 2013.155-188
- (84) Badamasi, YA. El principio de funcionamiento de un Arduino. En 2014 XI Congreso Internacional de Electrónica, Computación y Computación (ICECCO) (págs. 1-4). IEEE.
- (85) Villarreal CR. Controladores Lógicos Programables. Mailxmail.com 2017;23.
- (86) Rocha Saldaña CE, Tayupanta Tigasi JD. Construcción de un controlador lógico programable básico, con interface usb utilizando el pic 18f4550 2016. 26
- (87) Christian G. Quintero MJ. Oñate López, HJ Sistemas de adquisición de datos. Instrumentación electrónica aplicada. 1ª ed.: Editorial Universidad del Norte; 2018. 30.
- (88) National Instruments. ¿Qué es Adquisición de Datos? 2019; Available at: <https://www.ni.com/data-acquisition/what-is/esa/>. Febrero 2019
- (89) Brotons PU. Construcción de estructuras metálicas Abril 2019 . <https://www.casadellibro.com/libros-ebooks/pascual-urban-brotons/132342>
- (90) Guerola, A. Análisis del proceso de fatiga en implantes dentales (Doctoral dissertation, Tesis doctoral. Universidad de Sevilla. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Fabricación, España).2014. 11
- (91) Díaz Morcillo AB. Método de mallado y algoritmos adaptativos de dos y tres dimensiones para la resolución de problemas electromagnéticos cerrados mediante el método de los elementos finitos. 2009 Mar 4,130-132
- (92) Cuenca ERC, Gualpa JDG. Posicionamiento lineal de un cilindro neumático Festo utilizando control predictivo. Opuntia Brava 2020;12(1):423-435.
- (93) Morales Martín I, Ferris Oñate JM, Atienza Vicente CM. Estudio mecánico de pilares dentales con base mecanizada en Tilita con titanio. Gaceta Dental 2013; 245:106-118.

- (94) Curiqueo A, Salamanca C, Borie E, Navarro P, Fuentes R. Evaluation of Functional Maximum Bite Force in Chilean Young Adults. 2015 Dec 1, 134-137
- (95) Clasificación de válvulas neumáticas direccionales. 2017; Agosto 2018 Available at: <http://www.intor.com.ar/clasificacion-de-valvulas-neumaticas-direccionales/>.
- (96) Avila Castro, B. (2000). Sistemas de sujeción y soporte mecánico (Doctoral dissertation, Universidad Autónoma de Nuevo León).2000. 180-189
- (97) Cely Cubides JJ. Diseño y Fabricación de dos Sistemas de Sujeción para el Centro de Mecanizado Leadwell v20-i. Bogota 2018. 23-35
- (98) William, Q. Gualotuña, R. Elaboración de una entenalla para fresadora. 2019. 22
- (99) Rodríguez Salgado R. Diseño y fabricación del Sistema de Sujeción de Probetas para la Máquina Torsional de ensayos a fatiga 2018. 230-238
- (100) Cámara de la madera. Incienso. Available at: http://cadamda.org.ar/portal/index.php?option=com_content&task=view&id=45&Itemid=3
- (101) Caeiro JR, González P, Guede D. Biomecánica y hueso: ensayos en los distintos niveles jerárquicos del hueso y técnicas alternativas para la determinación de la resistencia ósea. Revista de Osteoporosis y Metabolismo Mineral 2013 Jun 1,5(2):99-108.
- (102) Askeland DR, Phulé PP. Ciencia e ingeniería de los materiales.: Thomson; EE. UU 2004.544-564
- (103) Svoboda.H. Características del acero IRAM 4140. 2020 febrero:2-22. Available at: <http://materias.fi.uba.ar/6713/Caracteristicas%20del%20acero%20IRAM%204140.pdf>
- (104) Shemtov-Yona K, Rittel D. Fatigue failure of dental implants in simulated intraoral media. J Mech Behav Biomed Mater 2016; 62: 636-44.

- (105) Zhang Y, Sailer I, Lawn BR. Fatigue of dental ceramics. J Dent 2013; 41:
- (106) Coray R, Zeltner M, Özcan M. Fracture strength of implant abutments after fatigue testing: A systematic review and a meta-analysis. J Mech Behav Biomed Mater 2016; 62: 333-46.
- (107) Guerola A. Análisis del proceso de fatiga en implantes dentales. Tesis doctoral. Universidad de Sevilla. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Fabricación, España; 2014. 139-145
- (108) Ivorra C. Estudio de predicción de vida a fatiga de implantes dentales de titanio y de sus principales tipos de conexiones implantoprotésicas. Tesis doctoral. Madrid, España: Universidad Rey Juan Carlos. Facultad de Ciencias de la Salud; 2017. 110-118
- (109) Lee CK, Karl M, Kelly JR. Evaluation of test protocol variables for dental implant fatigue research. Dent Mater 2009; 25: 1419-25.
- (110) Ferreiroa A. Restauraciones totalmente cerámicas unitarias implantosoportadas cementadas sobre pilares de circonita o titanio: Análisis del comportamiento mecánico. Tesis Doctoral 2013. Universidad Complutense de Madrid. 120-134
- (111) Nogueira LB, Moura CD, Francischone CE, Valente VS, Alencar SM, Moura WL, Soares Martins GA. Fracture strength of implant-supported ceramic crowns with customized zirconia abutments: screw retained vs. cement retained. J Prosthodont 2016; 25: 49-53.
- (112) Torrado E, Ercoli C, Al Mardini M, Graser GN, Tallents RH, et al. A comparison of the porcelain fracture resistance of screw-retained and cement-retained implant-supported metal-ceramic crowns. J Prosthet Dent 2004; 91: 532-7.
- (113) Ferré Martínez J. Estudio in vitro sobre la resistencia a la fractura de coronas implantosoportadas unitarias de disilicato de litio cementadas y cementoatornilladas. Tesis Doctoral 2015. Universidad Internacional de Cataluña. 25-27

(114) Gehrke SA. Importance of crown height ratios in dental implants on the fracture strength of different connection designs: an in vitro study. Clin Implant Dent Relat Res 2015; 17: 790-7.

(115) Zarone F, Sorrentino R, Traini T, Di Iorio D, Caputi S. Fracture resistance of implant-supported screw-versus cement-retained porcelain fused to metal single crowns: SEM fractographic analysis. Dent Mater 2007; 23: 296-301.

(116) Stona D, Burnett LH Jr, Mota EG, Spohr AM. Fracture resistance of computeraided design and computer-aided manufacturing ceramic crowns cemented on solid abutments. J Am Dent Assoc 2015; 146: 501-7.

(117) Gibbs CH, Mahan PE, Lundeen HC, Brehman K, Waish EK, Holbrook WB. Occlusal forces during chewing and swallowing as measured by sound transmission. J Prosthet Dent 1981; 46: 443-9.

(118) Vázquez Cortes A. Continuación en construcción de una máquina de ensayos para fatiga de tensión Cíclica con amplitud constante; Bogotá 2011. 14-18

(119) Pérez León P. Análisis del comportamiento mecánico de dos implantes con diferente nivel y diseño de la conexión protésica, ante coronas atornilladas de distinta longitud. Estudio in vitro; 2018.35-39;150 175.

(120) Mogollón Jijón J. Diseño y Construcción de una Máquina de Ensayos de Fatiga por Flexión; 2012.64-81

(121) Ingeniería y mecánica Automotriz. ¿Qué es el Grado de dureza de los tornillos y cómo se clasifican? 2015; Available at: <https://www.ingenieriaymecanicaautomotriz.com/que-es-el-grado-de-dureza-de-los-tornillos-y-como-se-clasifican/> Sept 2020.

9 ANEXOS

9.1 DIAGRAMA TOPOLÓGICO

Ilustración 170: Diagrama topológico de los planos

pág. 256

9.2.2 Esquema en explosión

9.2.3 Estructura

9.2.4 Base de estructura

9.2.5 Chapa doblada del perfil de la estructura

9.2.6 Alma de la estructura

9.2.7 Mordaza Basculante

9.2.8 Base corredera

9.2.9 Base corredera sin marcas

9.2.10 Mordaza y corredera

9.2.11 Subconjunto 1: Cilindro y mordaza Fija

9.2.12 Subconjunto 2: Corredera y cilindro

9.2.13 Subconjunto 3: Mordaza fija y móvil

9.2.14 Mordaza fija

9.2.15 Mordaza móvil

9.2.16 Corredera

9.2.17 Accesorio fijación corredera

9.2.18 Cilindro para O 'ring

9.2.19 Tapa trasera

9.2.20 Tapa superior

9.2.21 Electrónica

9.2.2 Gabinete electrónica

9.2.23 Base gabinete

9.2.24 Tapa gabinete

9.2.25 Cilindro actuador

M: Vástago rosca macho

9.3 NORMA DESCRIPTIVA SOBRE ENSAYO DE FATIGA PARA LOS IMPLANTES DENTALES ENDOÓSEOS (ISO14801: 2003)

Esta norma europea ha sido aprobada por CEN el 5 de mayo de 2003.

Esta norma europea existe en tres versiones oficiales (inglés, francés, alemán). Una versión en otra lengua realizada bajo la responsabilidad de un miembro de CEN en su idioma nacional, y notificada a la Secretaría Central, tiene el mismo rango que las versiones oficiales.

Los miembros de CEN son los organismos nacionales de normalización de Austria, Bélgica, República Checa, Dinamarca, Finlandia, Francia, Alemania, Grecia, Hungría, Islandia, Irlanda, Italia, Luxemburgo, Malta, Países Bajos, Noruega, Portugal, Eslovaquia, España, Suecia, Suiza y Reino Unido.

La ISO (Organización Internacional de Normalización) es una federación mundial de organismos nacionales de normalización (organismos miembros de ISO). El trabajo de preparación de normas internacionales se llevó a cabo a través de comités técnicos de ISO. Cada organismo miembro interesado en una materia para la cual se ha establecido un comité técnico, tiene el derecho a estar representado en dicho comité. Las organizaciones internacionales, gubernamentales y no gubernamentales, en coordinación con ISO, también participan en el trabajo. ISO colabora estrechamente con la Comisión Electrotécnica Internacional (IEC) en todas las materias de normalización electrotécnica.

La tarea principal de los comités técnicos es preparar Normas Internacionales. Los Proyectos de Normas Internacionales adoptados por los comités técnicos son enviados a los organismos miembros para votación. La publicación como Norma Internacional requiere la aprobación por al menos el 75% de los organismos miembros con derecho a voto.

ISO 14801 fue preparada por el Comité Técnico ISO / TC 106, Odontología, Subcomité SC 8, implantes dentales.

9.3.1 Primer alcance

Esta norma especifica un método de ensayo de fatiga de los implantes dentales endoóseos de un solo poste del tipo transmucosos de esta manera es más útil para comparar los implantes dentales endoóseos de diferentes diseños o tamaños.

Mientras que simula la carga funcional de un cuerpo de implante dental intraóseo y sus componentes protésicos prefabricados en condiciones de "peor caso", esta norma no es aplicable para predecir el comportamiento in vivo de un implante dental intraóseo o prótesis.

9.3.2 Referencias normativas

Existen referencias que son indispensables para la aplicación de este documento. Para las referencias fechadas, sólo se aplica la edición citada. Para las referencias sin fecha se aplica la última edición del documento de referencia (incluyendo cualquier modificación).

ISO 1099, los materiales metálicos - método de fuerza axial controlada - pruebas de fatiga

ISO 1942-1, vocabulario Dental - Parte 1: Condiciones generales y clínicos

ISO 3696, agua para fines analíticos - Especificaciones y métodos de prueba

ISO 4965, axial fatiga de carga máquinas de ensayo de calibración - Fuerza dinámica técnica - Sensores de eje

ISO 7500-1, materiales metálicos - Verificación de máquinas de ensayo uniaxiales estáticos - Parte 1: Tensión / máquinas de ensayo de compresión - verificación y calibración del sistema de medición de fuerza.

9.3.3 Principios generales

El ensayo debe ser realizado sobre muestras que son representativos del dispositivo de acabado (es decir, componentes que se han sometido al mismo proceso de fabricación como el dispositivo que va a comercializarse). Si el fabricante tiene la intención para el implante dental intraóseo ser esterilizados por el médico antes de la cirugía, la

esterilización se llevará a cabo según lo especificado en las instrucciones del fabricante para el uso antes de la prueba. Si hay evidencia de que el método de esterilización especificado no tiene ningún efecto significativo sobre las propiedades que se prueba, la esterilización no es necesaria antes de la prueba.

9.3.4 Implantes dentales endoóseos de varias partes

Un implante dental intraóseo multi-parte se debe ensayar ensamblado de acuerdo con indicaciones del fabricante y ser utilizado en conjunción con componentes de otro fabricante deberá comprobarse como ensamblado de acuerdo con su funcionalidad recomendada por declaración del fabricante. Si un dispositivo multi-parte se monta por medio de uniones de tornillo, entonces estos deben apretarse al torque recomendado por el fabricante usando un dispositivo que proporcione aquel valor recomendado. La secuencia de apriete será la recomendada por el fabricante.

Si una parte del implante dental intraóseo está disponible en varias dimensiones y / o configuraciones, el fabricante debe llevar a cabo la prueba de la situación del peor caso dentro del uso recomendado. La elección del peor de los casos será justificada y documentada.

9.3.5 Método de ensayo

La máquina de ensayo debe tener las siguientes características:

- Ser capaz de aplicar la carga especificada con un error no superior al 5% a la carga máxima.
- Ser capaz de aplicar la carga a la frecuencia especificada; Incluye instrumentación para monitorizar los valores de máxima y cargas mínimas y la frecuencia de carga y para detectar fallo de la muestra
- Ser capaz de grabar el número de ciclos de carga durante la prueba.

9.3.6 Geometría de carga

La fuerza de carga (F, Véase la figura 1) de la máquina de ensayo se aplicará de tal manera que

ninguna restricción lateral ocurre, el centro de carga (punto C, la Figura 1), siendo la intersección del eje de carga (AB Line) con el eje del implante dental intraóseo (Línea DE), está bien definida.

NOTAS Estos requisitos se cumplen por la prueba de la configuración mostrada esquemáticamente en la Figura 1.

Figura 1 - Representación esquemática de la prueba

1 -dispositivo de carga

2 -nivel del hueso nominal

3- contrafuerte

4 -miembro de carga semiesférica

5 -cuerpo del implante dental

6 –porta muestras

Se permitirá movimiento transversal libre a la dirección de carga.

El implante dental intraóseo se deberá fijar de tal manera que hace que su eje este en 30 ° de ángulo con la dirección de carga de la máquina de ensayo (véase la Figura 1). El momento máximo de flexión en el implante se puede calcular como

$$M = 0,5 \cup F \cup l$$

Donde:

M es el momento de flexión;

F se aplica la fuerza de carga;

l es la distancia desde el plano de sujeción de centro de carga, C.

La fuerza de carga de la máquina de ensayo se aplicará a través de un miembro de carga semiesférica fijado, o colocado sobre el extremo libre del implante dental intraóseo. El centro de carga, que es el centro del hemisferio, éste será en el eje del implante dental intraóseo.

La fuerza de carga se aplicará al miembro de carga de superficie semiesférica por un plano normal a la dirección de carga de la máquina. El miembro que contiene la superficie plana aplica que la fuerza de carga al miembro de carga semiesférica deberá ser sin restricciones en la dirección transversal, a fin de no reducir la magnitud de la carga aplicada. Esto se logra por medio de una junta universal o un pasador en la unión del miembro de carga y la estructura de la máquina de prueba. La unión estará situado a menos 5 mm desde el miembro de carga semiesférica.

Para un implante dental intraóseo que carece de simetría de rotación alrededor del eje de carga protésica nominal, la geometría de carga deberá ser seleccionado para probar el peor de los casos compatible con el uso previsto del implante. La elección del peor de los casos será justificada y documentada.

Si el nivel del hueso nominal no se especifica en la instrucción de los fabricantes para su uso, se aplicará la situación peor de los casos.

El hueso de anclaje parte de la muestra se fija en un dispositivo de sujeción rígido. Si se utiliza un material aglomerante, tendrá un módulo de elasticidad mayor que 3 GPa. La geometría del dispositivo de sujeción deberá ser tal que se consigue la geometría de prueba especificado.

El dispositivo de sujeción deberá ser diseñado a fin de no deformar la muestra de ensayo.

El dispositivo deberá sujetar el espécimen a una distancia de 3.0 mm a 0,1 mm apicalmente desde el nivel del hueso nominal como se especifica en las instrucciones del fabricante para su uso (véase la Figura 1).

NOTA Para muchos implantes dentales endoóseos, se sabe que el hueso marginal se retraerá Después de la implantación de un nivel de estado estacionario. La distancia se elige a 3,0 mm disponible para peor de los casos con respecto a la retracción del hueso.

El extremo libre del implante dental intraóseo deberá estar provisto de un miembro de carga semiesférica para lograr una aplicación de carga como se especifica en. La superficie de este miembro de la interfaz con el implante dental intraóseo debe ser diseñado de tal manera que la carga se aplica al implante de la misma manera como se aplica la carga protésica. Las dimensiones del miembro de carga serán elegidos para definir una distancia = 11,0 mm a 0,1 mm desde el centro de la semiesfera al plano de apriete (ver Figura 1). En el caso de un largo implante dental intraóseo, por el cual = 11,0 mm no se puede lograr fácilmente, un valor mayor para l puede ser elegido. La elección será justificada y documentada.

9.3.7 Entorno de pruebas

Para los implantes dentales endoóseos que incluyen materiales en los que se ha informado o se espera que ocurra fatiga por corrosión, o para sistemas que incluye componentes poliméricos, la prueba se llevará a cabo en agua de grado 2 según la norma en función ISO 3696 en normal o solución salina en un medio fisiológico. El

fluido y la muestra de ensayo deberán mantenerse a $37^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ durante el ensayo. Para todos los otros sistemas, los ensayos pueden llevarse a cabo en aire a $20^{\circ} \pm 5^{\circ}\text{C}$. El entorno de ensayo debe ser reportado.

9.3.8 Frecuencia de carga y forma de onda

La prueba de fatiga se llevará a cabo con una carga unidireccional. La carga debe variar sinusoidalmente entre un valor de pico nominal y 10 % de este valor.

La frecuencia de carga deberá ser no más de 15 Hz. Pruebas en un medio líquido se llevará a cabo a frecuencias de menor o = a 2 Hz.

9.3.9 Procedimientos

Se aplicarán los principios generales para las pruebas de fatiga que se establecen en la norma ISO 1099.

Genere un diagrama de ciclo de carga probando muestras en una serie de cargas hasta alcanzar un límite inferior en el que al menos tres especímenes sobreviven y ninguno falla en el número especificado de ciclos (2×10^6 ciclos para pruebas realizadas a frecuencias ± 2 Hz, o 5×10^6 ciclos para pruebas realizadas a frecuencias menor a 2 Hz y menor a 15 Hz.). Una carga inicial adecuada es el 80% de la carga hasta el fallo en una prueba estática realizada con la misma geometría de prueba. Al menos dos, y preferiblemente tres, las muestras deben analizarse hasta el fallo en cada una de al menos cuatro cargas. Mida la distancia desde el centro de carga (Figura 1) hasta la sección de falla crítica.

Identifique el punto crítico de falla y la ubicación del inicio de la falla. La falla se define como aquel material que cede a la deformación permanente o fractura de cualquier componente. Dibuje la curva del ciclo de carga para mostrar la carga máxima a la que el sistema de implante dental endóseo resistirá 5×10^6 ciclos o para frecuencias ± 2 Hz, 2×10^6 ciclos. Al menos tres muestras alcanzarán el número especificado de ciclos con o sin fallas. Calcule el momento de flexión estático nominal, M, correspondiente a esta carga.

9.3.10 Informe de la prueba

En el informe de la prueba, lo siguiente se dirigió a:

a) identificación del implante dental intraóseo y sus componentes, en particular:

1. Tipo de cuerpo del implante dental intraóseo (por ejemplo, roscado, cónica, cilíndrica)
2. Tipo de pieza de unión (s) (por ejemplo, atornillada, cementado, forma cónica en forma, cilíndrica, cónica);
3. Fabricante (s);
4. El material (s) de las piezas ensayadas, incluyendo cualquier material (s) de recubrimiento y otros tratamientos de superficie;
5. Diámetro y la longitud del cuerpo del implante dental intraóseo;
6. Dimensiones geométricas de la parte (s) de conexión;

Descripción y dimensiones de las juntas entre el cuerpo del implante dental intraóseo y la parte (s) de conexión, y entre la parte (s) de conexión y la estructura de carga funcional.

b) uso del implante dental intraóseo previsto;

c) referencia a esta norma internacional;

d) en el caso de un implante dental intraóseo disponibles en varias dimensiones y / o configuraciones (véase 4.3), la razón de selección de muestras de ensayo; ISO 14801: 2003 (E)

e) en el caso de un implante dental intraóseo que carece de simetría de rotación, la justificación de la selección de la geometría de carga;

f) en el caso de $L \neq 11$ mm, la justificación de la elección del valor de L

g) Descripción de la muestra de la celebración de geometría y material, incluyendo el módulo de elasticidad de cualquier medio de incrustación

h) en el caso de un implante dental intraóseo multi-parte, las características de ensamblaje [conjunto que incluye el par (s) de cualquier tornillo de componente (s)]

i) Descripción del miembro de carga semiesférica, incluyendo su radio esférico, y la razón de su diseño

j) frecuencia de carga

k) pruebas de medio ambiente, incluido el medio (solución salina, agua o aire) y la temperatura

l) Los resultados de las pruebas dinámicas (véase el anexo A)

- diagrama de ciclo de carga,
- carga máxima soportable en 5 u 10⁶ ciclos o, para los análisis de frecuencia u 2 Hz, 2 u 10⁶ ciclos (límite de fatiga)
- tabulación de prueba de carga, el número de ciclos hasta el fallo o la terminación, y la descripción y la ubicación del punto de fallo críticos para cada espécimen de prueba,
- momento de flexión nominal soportable para la carga máxima.

9.3.11 Anexo A

(Informativo)

Diagrama de ciclo de carga

Las pruebas de fatiga de materiales o dispositivos se llevan a cabo en función del ciclo carga variable de amplitud predeterminado, y el número de ciclos de carga hasta que se registra fallo se produce. Las propiedades de fatiga del objeto de prueba se determinan por la prueba de un número de muestras a diferentes valores de amplitud de carga. Los resultados se resumen mediante la representación en un diagrama el número de ciclos de carga sufridas por cada muestra (en una escala logarítmica) y la amplitud de carga correspondiente (en una escala lineal). Esto produce el diagrama de ciclo de carga para el objeto de ensayo (véase el ejemplo en la figura A.1).

A partir del diagrama de ciclo de carga, el límite de fatiga del objeto puede ser determinada, siendo la carga máxima para la que la fatiga no se produce incluso en un número infinito de ciclos de carga (o en el número de ciclos, n_F , seleccionada para la terminación de cada prueba que no resulte en un fracaso). Cada punto representa los

resultados para una muestra del objeto de prueba, es la carga límite de fatiga, y n_F para esta prueba se define como 5×10^6 ciclos o, para la frecuencia menor a 2 Hz, 2×10^7 ciclos. Las flechas representan los especímenes que no fallan y se retiraron de la prueba al llegar.

Figure A.1 — Example of a load-cycle diagram for tests run until 5×10^6 cycles

Figura A.1 - Ejemplo de un diagrama de ciclo de carga para las pruebas de funcionar hasta 5×10^6 ciclos.

9.3.12 Referencias de la norma descriptiva

- [1] ISO 6892, los materiales metálicos - ensayo de tracción a temperatura ambiente
- [2] ISO 7206-4, Implantes para cirugía - cadera prótesis de articulación parcial y total
- Parte 4: Determinación de las propiedades de resistencia de derivaban componentes femorales
- [3] ISO 10451, sistemas de implantes dentales - Contenido del expediente técnico
- [4] ASTM E 466, Práctica estándar para la realización de amplitud constante de la fuerza axial controlada ensayos de fatiga de materiales metálicos

[5] ASTM E 468, Práctica estándar para la presentación de resultados de la prueba de fatiga de amplitud constante para los materiales metálicos

[6] Administración de Drogas y Salud Radiológica de la información necesaria para la presentación de notificación previa a la comercialización de implantes endoóseos de tipo tornillo, 12/09/1996 y Alimentos de EE.UU.

10 GALERÍA DE IMÁGENES