

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

FACULTAD DE INGENIERÍAS

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA ENCAPSULADORA
SEMIAUTOMÁTICA, PARA LOS LABORATORIOS DE
BIOTECNOLOGÍA DE LOS RECURSOS NATURALES DE LA
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA.**

AUTORES:

JORGE JONATHAN ASTUDILLO OCHOA

IVÁN FERNANDO ZAMBRANO RÚALES

DIRIGIDO POR:

ING. PATRICIO QUITIAQUEZ

Quito

DECLARACIÓN

Nosotros Astudillo Ochoa Jorge Jonathan y Zambrano Rúaies Iván Fernando, declaramos bajo juramento que el trabajo realizado es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentado y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos el derecho de propiedad intelectual correspondiente de este trabajo a la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Astudillo Ochoa Jorge Jonathan

Zambrano Rúaies Iván Fernando

CERTIFICACIÓN

Yo, Ing. Patricio Quitiaquez, certifico que el presente trabajo previo a la obtención del título de ingeniero mecánico fue desarrollado y elaborado en su totalidad por los señores Astudillo Ochoa Jorge Jonathan y Zambrano Rúaes Iván Fernando.

Los conceptos desarrollados, análisis realizados y las conclusiones del presente trabajo, son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Atentamente:

Ing. Patricio Quitiaquez
DIRECTOR DE TESIS

AGRADECIMIENTO

Dejamos constancia de nuestros sinceros agradecimientos a la Universidad Politécnica Salesiana, a los Catedráticos y Autoridades de la Carrera de Ingeniería Mecánica quienes con sus conocimientos y vocación de educadores contribuyeron a moldear nuestra vida profesional.

DEDICATORIA

El presente trabajo va dedicado principalmente a mis padres Jorge y Rosario que con su gran constancia, superación y esfuerzo han impregnado en mí los principios más fundamentales que son los valores, a mi hermano Byron que es una pieza fundamental en mi vida y sobre todo el eje principal en la familia, a mis tíos y tías que con su ejemplo influyeron en mi personalidad a todas las personas que de forma directa o indirecta ayudaron a la finalización de esta tesis y sobre todo en especial a ese ser tan maravilloso que nos da la vida todos los días de nuestra existencia Dios, gracias por todas tus bendiciones y éxitos en nuestras vidas.

Jonathan

Dedico este trabajo a mi querida madre Blanca Rúaless y a mi padre (†) que ya no está conmigo, ya que son para mí ejemplos dignos de superación y entrega, porque en gran parte gracias a ustedes, hoy puedo ver alcanzar uno de mis principales objetivos, fueron y serán siempre mi fortaleza en la vida, son la luz que guía mi camino, esto va por ustedes, por lo que valen y por lo que han hecho de mí. A mis hermanos de igual manera les agradezco por haberme apoyado en todo momento en el transcurso de esta etapa de mi vida, gracias de todo corazón por haber fomentado en mí el deseo de superación y el anhelo de triunfo en la vida.

Fernando

1. Tema

Diseño y Construcción de una Máquina Encapsuladora semiautomática, para los laboratorios de Biotecnología de los recursos naturales de la Universidad Politécnica Salesiana.

2. Planteamiento del problema

En nuestro país la Universidad Politécnica Salesiana es considerada como un referente en la formación de profesionales de calidad tanto en el campo académico como en el comportamiento humano, a nivel nacional e internacional, es así que para el sector del Centro de Investigación y Valoración de la Biodiversidad (CIVABI) específicamente en el campo Biotecnología del campus Girón – Quito, el mismo que, cuenta con varios avances tecnológicos, por este motivo el Centro de investigación ha visto la necesidad de ampliar sus laboratorios, implementando nuevos proyectos para el beneficio de los estudiantes y docentes del área de Biotecnología.

En función de estos datos se pretende realizar el diseño y construcción de una máquina encapsuladora semiautomática que realice el proceso de llenado y cierre 300 cápsulas, aportando al desarrollo teórico y práctico de la materia Tecnología Farmacéutica; considerando que este es un campo científico – tecnológico que se encuentra en auge.

3. Justificación

- Uno de los objetivos primordiales de las Universidades Ecuatorianas y particularmente de la Universidad Politécnica Salesiana se fundamenta en la Investigación Científica y Tecnológica, para estar acorde con las normas Legales de la Ley de Educación Superior, por este motivo, se prevé solventar el problema antes mencionado a través de la construcción de una Encapsuladora semiautomática para emplearse en los Laboratorios (CIVABI) Campus – Girón que se verá beneficiado mediante las prácticas de biotecnología , y cuyos resultados se verán reflejados con la verificación del sellado completo de las 300 Cápsulas.
- En la actualidad existen máquinas automáticas y semiautomáticas que realizan este proceso pero tienen un costo es muy elevado, es por eso que se necesita diseñar una máquina que cumpla los mismos requerimientos de una manera más simple, y con una inversión de menor costo.
- Esta máquina en comparación con las existentes en el mercado cumplirá con las normativas, estándares de calidad, salubridad y grado de vida, que se justifica por el material inoxidable, ya que las otras encapsuladoras en este caso las manuales se consideran como desechables por su costo – beneficio y el tiempo de vida útil.

4. Objetivo

4.1. Objetivo general:

- Diseñar y Construir una Máquina Encapsuladora Semiautomática, para realizar el sellado de 300 cápsulas número uno, según normas técnicas especificadas que será implementada en laboratorio de Biotecnología del Campus Girón - Quito.

4.2. Objetivos específicos:

- Realizar el análisis de las características técnicas de la encapsuladora para determinar los tipos de aditamentos a utilizar, así como las pérdidas que se puedan suscitar por los accesorios y carga, a través de la demostración de cálculos matemáticos.
- Analizar el método de relleno de las cápsulas óptimo para el funcionamiento del mecanismo.
- Aplicar los cálculos necesarios para el diseño y construcción de la encapsuladora semiautomática.
- Verificar e inspeccionar mediante un protocolo de pruebas.
- Seleccionar los mejores materiales adecuados para construcción.
- Realizar el manual de funcionamiento de la máquina.
- Realizar el manual de mantenimiento de la máquina.
- Reducir las pérdidas de producto mediante una correcta automatización de la encapsuladora.
- Verificar Costo – Beneficio analizando las bondades del sistema de producción y mejorando los estándares de calidad.

5. Hipótesis

Actualmente en el Ecuador no existen muchas empresas que se dediquen a la fabricación y venta de este tipo de maquinaria y las existentes en el mercado ecuatoriano tienen costos muy elevados ya que son importadas de otros países.

¿Será factible el diseño y construcción de una Máquina encapsuladora semiautomática para realizar proceso de llenado y cierre de 300 cápsulas?

¿El diseño del mecanismo podrá satisfacer las necesidades planteadas en el desarrollo del problema? , ¿Podrá cumplir con las normas, estándares necesarios requeridos en los procesos farmacéuticos?

6. Alcance

Mediante este proyecto de tesis se realizará el diseño y construcción de una encapsuladora semiautomática que realice el proceso de llenado y el cierre de 300 cápsulas logrando disminuir el tiempo de producción de las mismas, en relación a la producción manual y así obtener un ahorro de dinero y mano de obra.

Para el mejor desempeño del mecanismo planteado también se procederá a realizar el manual de operación de la máquina que serán muy útiles para los estudiantes, porque les ayudara a comprender el funcionamiento de la máquina, y el proceso a seguir cuando la misma este en operación.

En el mercado externo existen máquinas automáticas y semiautomáticas que realizan este proceso pero tienen un costo muy elevado, es por eso que se necesita diseñar un mecanismo que cumpla los mismos requerimientos de una manera más simple, con estándares de producción alta y con una inversión de bajo costo.

La construcción de esta máquina implica el análisis de los materiales y la materia prima apropiados para cumplir con las normas de salubridad y los estándares de calidad.

Mediante los planos de fabricación de la máquina encapsuladora, se diseñó el sistema semiautomático para el cierre de las 300 cápsulas el cual tendrá un margen de error aceptable y también la construcción de los elementos adicionales.

ABREVIATURAS

ASTM	American Society for Testing and Materials(Sociedad Americana de Pruebas y Materiales).
AGMA	American Gear Manufacturers Association (Asociación Americana de Fabricantes de engranajes)
F	Fuerza
ωp	Velocidad angular
D_p	Diámetro primitivo del Piñón
G	Módulo de rigidez
σ	Esfuerzo
K_a	Factor de superficie
K_m	Factor de distribución de carga
K_b	Factor de tamaño
K_v	Factor Dinámico
K_c	Factor de carga
K_d	Factor de temperatura
K_e	Factor de confiabilidad
f	Ancho del diente
M	Momento
T	Torque
Q	Carga
I	Inercia
A_t	Área transversal

ÍNDICE

DECLARACIÓN	I
CERTIFICACIÓN.....	II
AGRADECIMIENTO	III
DEDICATORIA.....	IV
1. Tema	V
2. Planteamiento del problema	V
3. Justificación.....	VI
4. Objetivo.....	VII
4.1. Objetivo general:.....	VII
4.2. Objetivos específicos:	VII
5. Hipótesis.....	VIII
6. Alcance	IX
ABREVIATURAS	X
ÍNDICE.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XVIII
ÍNDICE DE TABLAS	XX
CAPÍTULO I.....	1
1. MARCO TEÓRICO.....	1
1.1. Generalidades	1
1.2. La industria farmacéutica	1
1.3. La industria farmacéutica moderna	2
1.4. Cápsulas farmacéuticas	2
1.4.1. Concepto.....	2
1.4.1.1. Ventajas	3
1.4.1.2. Desventajas	3
1.4.2. Clasificación	4
1.5. Cápsulas Duras	4
1.5.1. Tamaños y Capacidades	4
1.5.2. Fabricación de cápsula de gelatina dura	6
1.5.3. Tipos de bloqueo para el sellado de cápsulas.....	7
1.6. Acero al carbono.....	8
1.6.1. Definición.....	8
1.6.2. Composición química del acero al carbono	8
1.6.3. Acero Aisi 10-10.....	8
1.6.3.1. Concepto.....	8
1.6.3.2. Descripción del acero Aisi 10-10	8
1.6.3.3. Propiedades mecánicas	9
1.7. Acero inoxidable	9
1.7.1. Concepto.....	9

1.7.2. Aceros inoxidables austeníticos	9
1.7.2.1. Aceros inoxidables austeníticos al cromo-níquel	10
1.7.3. Propiedades mecánicas	10
1.7.4. Aplicaciones del acero inoxidable.....	11
1.7.4.1. Características básicas	11
1.7.5. Clasificación de los aceros austeníticos	12
1.8. Soldadura en acero Aisi 10-10.....	13
1.9. Actuadores neumáticos.....	13
1.9.1. Actuadores lineales	13
1.9.1.1. Cilindros de simple efecto	14
1.9.1.2. Cilindros de doble efecto	14
1.10. Estudio de alternativas.....	15
1.10.1. Parámetros para el llenado	15
1.10.2. Problemas en el llenado	15
1.10.3. Máquinas encapsuladoras	16
1.10.3.1. Encapsuladora manual	16
1.10.3.2. Encapsuladora semiautomática	17
1.10.3.3. Encapsuladoras automáticas.....	18
1.10.4 Cuadro comparativo de las máquinas encapsuladoras	19
1.11. Teoría de mecanismos de movimientos	20
1.11.1. Resortes	20
1.11.1.1. Resortes de compresión	21
1.11.1.2. Factor de Bergstrasser.....	23
1.11.1.3. Tensión y deflexión para resortes helicoidales de compresión	23
1.11.1.4. Deflexión de resortes helicoidales	23
1.11.1.5. Longitudes del Resorte	24
1.11.1.6. Estabilidad	25
1.11.2. Ley de estática y diagrama del cuerpo libre	25
1.11.3. Diseño de Piñones y Cremallera	25
1.11.4. Cremallera impulsada por un Piñón	26
1.11.5. Velocidad de una cremallera.....	27
1.11.6. Torque para Engranaje y Cremallera	27
1.11.7. Esfuerzos y resistencias según la norma AGMA	28
1.11.7.1. Esfuerzo a la fatiga por flexión:	28
1.11.7.1.1. Velocidad de la línea de paso V_{tmax}	28
1.11.7.1.2. Factor Dinámico K_v	28
1.11.7.1.3. Factor de tamaño K_s	29
1.11.7.1.4. Esfuerzos a flexión AGMA.....	29
1.11.7.2. Resistencia a la fatiga por flexión:.....	30
1.11.7.2.1. Número de Ciclos N para la vida útil del Engranaje	30

1.11.7.2.2. Factor de Vida KL	30
1.11.7.2.3. Factor de Temperatura Kt	31
1.11.7.2.4. Factor de confiabilidad Kr.....	31
1.11.7.2.5. Resistencia a la fatiga por flexión.....	32
1.11.7.2.6. Resistencia corregida a la fatiga por flexión.....	32
1.11.7.3. Esfuerzo a la fatiga por contacto	33
1.11.7.3.1. Factor de geometría superficial (I).....	33
1.11.7.3.2. Factor de terminado Superficial (Cf)	33
1.11.7.3.3. Esfuerzo superficial	33
1.11.7.4 Resistencia a la fatiga por contacto	34
1.11.7.4.1. Factor de vida superficial (CL).....	34
1.11.7.4.2. Factor de Razón de Dureza (CH).....	35
1.11.7.4.3. Resistencia teórica a la fatiga por Contacto (Sfc´)	35
1.11.7.4.4. Resistencia a la fatiga por Contacto (Sfc)	35
1.11.7.5 Factor de Seguridad (N).....	36
1.11.8. Esfuerzos En La Flecha	36
1.11.8.1. Momentos Totales	37
1.11.8.2. Teoría del esfuerzo cortante máximo:.....	37
1.11.8.2.1. Esfuerzo por flexión	37
1.11.8.2.2. Esfuerzo por torsión.....	38
1.11.8.3. Criterio de Von Mises.....	38
1.11.8.4. Determinación del Diámetro del Eje Método Estático.	38
1.11.8.5. Determinación del Diámetro del Eje Método Cargas Dinámicas.	38
1.11.8.6. Resistencia a la fatiga	39
1.11.8.7. Principio de superposición	40
1.11.8.7.1. Para la restricción activa de inclinación del cojinete izquierdo.	40
1.11.8.7.2. Restricción activa del cojinete derecho	40
1.11.9 Cargas Distribuidas	41
1.11.9.1. Tensión Debida a la Flexión.....	41
1.11.9.2. Esfuerzo flector máximo:.....	42
1.11.9.3. Momento de Inercia.....	42
1.11.9.4. Factor de concentración de esfuerzos	43
1.11.10. Pernos	43
1.11.10.1. Pernos con cargas a tensión.....	43
1.11.10.2. Constante de Rigidez	45
1.11.10.3. Constante de Rigidez del perno	45
1.11.10.4. Módulo de Rigidez de los miembros de la junta atornillada	45
1.11.11. Sistema neumático.....	45
1.11.11.1. Cilindro neumático	45
1.11.11.2. Fuerza en los cilindros de doble efecto	46

1.11.11.3. Rendimiento	47
1.11.11.4. Capacidad del cilindro	47
1.11.11.5. Válvulas neumáticas	47
1.11.11.6. Válvulas neumática distribuidoras 5/2	48
1.11.11.7. Ecuaciones de Gases ideales	49
CAPÍTULO II	50
2 DISEÑO	50
2.1. Generalidades	50
2.2. Parámetros de Diseño.....	50
2.2.1. Parámetros dimensionales.....	50
2.2.2. Capacidad de Encapsulado	52
2.2.3. Partes constitutivas de la máquina.....	52
2.2.4. Mecanismo de movimiento.....	53
2.2.5. Diseño del conjunto de placas.....	53
2.2.6. Diseño de Pasadores y Pernos.....	53
2.2.7. Diseño de accionamiento neumático	54
2.3 Diseño del Mecanismo de Movimiento.....	54
2.3.1 Diseño de los Resortes.....	54
2.3.1.1 Antecedentes del diseño de resortes	54
2.3.1.2. Esfuerzo de Cedencia a la torsión del alambre.....	55
2.3.1.3. Carga estática correspondiente al esfuerzo de cedencia.....	55
2.3.1.3.1. Índice del resorte	55
2.3.1.3.2. Módulo del Resorte	56
2.3.1.3.3. Longitud sólida del resorte.....	56
2.3.1.3.4. Paso del resorte:	57
2.3.1.3.5. Verificación de pandeo	57
2.3.2. Diseño de Engranaje y Cremallera	58
2.3.2.1. Diseño geométrico del piñón	60
2.3.2.2. Diseño geométrico de la cremallera	63
2.3.2.3. Cinemática del piñón-cremallera.....	64
2.3.2.3.1. Cálculos de la Velocidad Angular del Piñón.....	64
2.3.2.4. Dinámica del piñón-cremallera:	65
2.3.2.4.1. Primer conjunto piñón-cremallera:	65
2.3.2.4.2. Segundo conjunto piñón-cremallera	66
2.3.2.5. Cálculo de esfuerzos y resistencias según la Norma AGMA	66
2.3.2.5.1. Factor J de geometría.....	66
2.3.2.5.2. Factor dinámico.....	66
2.3.2.5.3. Factor de distribución de carga.....	67
2.3.2.5.4. Factor de sobrecarga.....	67
2.3.2.5.5. Factor de tamaño	67

2.3.2.6. Esfuerzo a la flexión (1er tren de engranajes)	68
2.3.2.6.1. Para el Piñón 1	68
2.3.2.6.2. Para la Cremallera 1	68
2.3.2.7. Esfuerzo a la flexión (2do tren de engranajes)	68
2.3.2.7.1. Para el Piñón 2	68
2.3.2.7.2. Para la Cremallera 2	68
2.3.2.8. Resistencia a la fatiga por flexión:	69
2.3.2.8.1. Factor de vida	69
2.3.2.8.2. Factor de temperatura	69
2.3.2.8.3. Factor de confiabilidad	69
2.3.2.8.4. Resistencia teórica a la fatiga por flexión	70
2.3.2.8.5. Resistencia a la fatiga por flexión	70
2.3.2.9. Esfuerzo a la fatiga por contacto	71
2.3.2.9. 1. Factor de geometría superficial	71
2.3.2.9.2. Coeficiente elástico Cp	71
2.3.2.9. 3. Factor del terminado superficial	71
2.3.2.9.4. Esfuerzo superficial (1er tren de engranajes)	72
2.3.2.9.5. Esfuerzo superficial (2do tren de engranajes)	72
2.3.2.10. Resistencia a la fatiga por contacto.....	72
2.3.2.10.1. Factor de vida superficial	72
2.3.2.10.2. Factor de razón de dureza	72
2.3.2.10.3. Resistencia teórica a la fatiga por contacto.....	73
2.3.2.10.4. Resistencia a la fatiga por contacto.....	73
2.3.2.10.5. Factores de seguridad Contra Falla por flexión 1er engranaje piñón cremallera:	73
2.3.2.10.5.1. Piñón 1	73
2.3.2.10.5.2. Cremallera 1	74
2.3.2.10.5.3. Factores de seguridad Contra Falla Superficial 1:.....	74
2.3.2.10.6. Factores de seguridad Contra Falla por flexión 2do engranaje piñón cremallera:	74
2.3.2.10.6.1. Piñón 2	74
2.3.2.10.6.2. Cremallera 2	74
2.3.2.10.6.3. Factores de seguridad Contra Falla Superficial 2:.....	74
2.3.3. Diseño del Eje Principal	75
2.3.3.1. Diseño geométrico.....	75
2.3.3.2. Resolución como una viga simplemente apoyada.	75
2.3.3.2.1. Plano X-Y	76
2.3.3.2.2. Plano X-Z.....	77
2.3.3.2.3. Momentos Totales	78
2.3.3.2.4. Torque Máximo.....	78
2.3.3.3. Diseño del eje considerando cargas estáticas.	80
2.3.3.3.1. Diseño para el punto C.....	80

2.3.3.3.2. Diseño del eje considerando cargas dinámicas.....	83
2.3.3.4. Para satisfacer las restricciones geométricas se aplicas el principio de superposición.....	84
2.3.3.4.1. Cojinete Izquierdo.....	84
2.3.3.4.2. Para el cojinete derecho.....	85
2.4. Diseño del conjunto de Placas.....	86
2.4.1. Placa porta punzones huecos.....	86
2.4.1.1. Diseño geométrico.....	86
2.4.1.2. Diseño por resistencia y deflexión.....	88
2.4.1.3. Propiedades físicas.....	89
2.4.1.4. Cálculos de la placa porta punzones:.....	90
2.4.1.5. Esfuerzo flector máximo:.....	91
2.4.2. Placa 1.....	91
2.4.2.1. Diseño geométrico:.....	91
2.4.2.2. Propiedades físicas.....	92
2.4.2.3. Diseño por resistencia y deflexiones.....	94
2.4.2.3. 1. Momento máximo.....	96
2.4.2.3.2. Deflexión máxima.....	96
2.4.2.3.3. Esfuerzo flector máximo:.....	96
2.4.3. Placa 2.....	97
2.4.3.1. Diseño geométrico.....	97
2.4.3.2. Propiedades Físicas.....	98
2.4.3.3. Diseño por resistencia y deflexiones.....	99
2.4.4. Placas 3 y 4.....	99
2.4.4.1 Diseño Geométrico.....	99
2.4.4.2. Propiedades físicas.....	100
2.4.4.3. Diseño por resistencia y deflexiones.....	102
2.4.5. Placa 5.....	102
2.4.5.1. Diseño geométrico:.....	102
2.4.5.2. Propiedades físicas.....	103
2.4.5.3. Diseño por resistencia y deflexiones.....	104
2.4.5.3.1. Momento máximo.....	106
2.4.5.3.2. Deflexión Máxima:.....	106
2.4.5.3.2. Esfuerzo Flector Máximo:.....	106
2.5. Diseño de pasadores y Pernos.....	107
2.5.1. Pasador de la palanca de trabajo.....	107
2.5.1.1. Diseño geométrico.....	107
2.5.1.1.1. La fuerza de corte.....	108
2.5.1.1.2. Resistencia última por tracción en el Pasador.....	108
2.5.1.1.3. Esfuerzo cortante del pasador.....	109
2.5.1.1.4. Factor de seguridad:.....	109

CAPÍTULO III	117
3. COSTOS	117
3.1. Generalidades	117
3.2. Análisis de Precios Unitarios (APUs)	117
3.3. Rubros Nuevos.....	126
3.4. Costos de Elementos Normalizados	126
3.5. Costos Indirectos.....	127
3.5.1. Gastos Imprevistos	128
3.6. Costo Total de la Maquina Encapsuladora	128
7. Conclusiones	129
8. Recomendaciones	130
6. Bibliografía.....	131

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Tamaño de cápsulas fabricación de cápsula de gelatina dura.....	5
Figura 1.2. Etapas de proceso de fabricación de las cápsulas de gelatina dura.....	6
Figura 1.3. Etapas de proceso de fabricación de las cápsulas de gelatina dura.....	7
Figura 1.4. Tipos de sellado de las cápsulas de gelatina dura.....	7
Figura 1.5. Esquema cilindro de simple Efecto	14
Figura 1.6. Esquema cilindro de Doble Efecto	15
Figura 1.7. Encapsuladora Manual	16
Figura 1.8. Encapsuladoras Semiautomáticas.....	17
Figura 1.9. Encapsuladora Automática NJP 400	18
Figura 1.10. Tipos de resortes.	20
Figura 1.11. Aspecto de Resortes de compresión Helicoidales	21
Figura 1.12. Notación para Diámetros	22
Figura 1.13. Definición de términos de resortes	24
Figura 1.14. Representación de Cremallera y Engranaje.....	27
Figura 1.15. Factor de Vida.....	31
Figura 1.16. Resistencia a la fatiga por flexión	32
Figura 1.17. Factor de Vida superficial.....	34
Figura 1.18. Resistencia teórica a la fatiga.....	35
Figura 1.19. Eje simplemente apoyado con aplicación de una fuerza F, y un par de torsión M.	40
Figura 1.20. Distribución Típica de Tensión por Flexión en la sección Transversal de una Viga	42
Figura 1.21. Junta Atornillada con cargas a tensión.....	44
Figura 1.22. Partes constitutivas del cilindro.....	46
Figura 1.23. Cilindro de Doble efecto.....	46
Figura 1.24. Diagrama de la válvula de palanca.....	48
Figura 1.25. Diagrama de la válvula 5/2	48
Figura 1.26. Condiciones iniciales y finales	49
Figura 2.2. Encapsuladora semiautomática	53
Figura 2.3. Esquema general de la encapsuladora manual	54
Figura 2.4. Diagrama de cuerpo libre placa y resortes	58
Figura 2.5. Diagrama de cuerpo libre.....	58
Figura 2.6. Unión entre Cremallera y Piñón	64
Figura 2.7. Dinámica del piñón – cremallera.....	65
Figura 2.8. Diagrama de Cuerpo Libre	75
Figura 2.9. Detalle del eje con cargas en plano X- Y.....	76
Figura 2.10. Diagrama de corte y Momentos en el plano X-Y	76
Figura 2.11. Detalle de la flecha con cargas en el plano X- Z.....	77
Figura 2.12. Diagrama de esfuerzos y Momentos en el plano X-Z.....	77
Figura 2.13. Diagrama de Torques	79
Figura 2.14 Diagrama de cuerpo libre de Torques.....	79

Figura 2.15 Dimensión final de los diámetros del eje principal.....	85
Figura 2.16. Diagrama final del punzón.....	86
Figura 2.17. Diagrama placa base del punzón	87
Figura 2.18. Vista superior de la placa base del punzón	87
Figura 2.19. Diagrama de Cuerpo Libre Paca Porta punzones	88
Figura 2.20. Diagrama de Cuerpo Libre Paca Porta punzones	89
Figura 2.21. Vista lateral de la Placa Porta punzones	89
Figura 2.23. Características de la placa porta punzones.....	90
Figura 2.24. Vista en 3D de la placa porta punzones.....	90
Figura 2.25. Vista Superior de la Bancada.....	91
Figura 2.26. Vista Superior de la Placa 1	92
Figura 2.27. Vista lateral de la Placa 1.....	92
Figura 2.28. Características de la Placa 1.....	93
Figura 2.29. Vista en 3D de la Placa 1	93
Figura 2.30. Vista lateral de la Placa 1.....	94
Figura 2.31. Diagrama de Carga Placa 1.....	95
Figura 2.32. Vista en 3D de la Placa 2.....	97
Figura 2.33. Vista superior de la Placa 2.....	97
Figura 2.34. Vista lateral de la Placa 2.....	98
Figura 2.35. Características de la Placa 2.....	98
Figura 2.36. Vista en 3D la Placa 2.....	98
Figura 2.37. Vista superior de la Placa 3.....	99
Figura 2.38. Vista inferior de la Placa 4.....	100
Figura 2.39. Vista lateral de la Placa 3 y 4	100
Figura 2.40. Características de la Placa 3 y 4	101
Figura 2.41. Isométrico de Placa 3 y 4.....	101
Figura 2.42. Vista superior de la Placa 5.....	102
Figura 2.43. Vista lateral de la Placa 5.....	103
Figura 2.44. Características de la Placa 5.....	103
Figura 2.45. Vista en 3D de la Placa 5	103
Figura 2.46. Vista lateral de la Placa 5.....	104
Figura 2.47. Diagrama de Carga Placa 5.....	104
Figura 2.48. Resultado del diagrama de carga.....	104
Figura 2.49. Diagrama de Cuerpo Libre.....	107
Figura 2.50. Diagrama de las cargas	107

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Tamaños de cápsulas	5
Tabla 1.2. Propiedades mecánicas del Acero Aisi 10 -10	9
Tabla 1.3. Campos de Aplicación y Series de Acero Inoxidable	11
Tabla 1.4.- Cuadro Comparativo de Encapsuladoras	19
Tabla 2. 1. Características geométricas estandarizadas de las cápsulas.	51
Tabla 2. 2. Características peso y longitud de cápsulas vacías	51

CAPÍTULO I

1. MARCO TEÓRICO

1.1. Generalidades

En el capítulo 1 se detallan los conceptos y formulas a utilizar iniciando con una reseña de la industria farmacéutica y sus innovaciones en el mercado, la descripción de una cápsula en la que se define el tamaño a utilizar para el análisis se define como la número uno, adicional se detallan las características geométricas y capacidades que son muy importantes en el estudio.

Además se detalla con una breve explicación sobre el proceso de conformación de la cápsula dura como es un proceso en los cuales los factores saneamiento y salubridad están presentes durante todo el análisis se utiliza el material apropiado como es Inoxidable por sus propiedades que nos brinda, también se detalla conceptos de ingeniería para el estudio y cálculos a realizarse en el capítulo subsecuente.

1.2. La industria farmacéutica

La industria farmacéutica es un importante elemento de los sistemas de asistencia sanitaria de todo el mundo; está constituida por numerosas organizaciones públicas y privadas dedicadas al descubrimiento, desarrollo, fabricación y comercialización de medicamentos para la salud humana y animal¹

Algunas compañías farmacéuticas trabajan tanto en los mercados nacionales como en los multinacionales. En todo caso, sus actividades están sometidas a leyes, reglamentos y políticas aplicables al desarrollo y aprobación de fármacos, la fabricación y control de calidad, la comercialización y las ventas.

Por muy buenas razones, no existe otra industria donde se controle la calidad de los productos, materia prima y procesos con tanta meticulosidad como en la industria farmacéutica. Las mediciones, en cuanto a la exactitud y velocidad, deben cumplir con los más exigentes estándares de producción.

¹ <http://www.mailxmail.com/curso-farmacologia-normativa-aprobacion-farmacos>

1.3. La industria farmacéutica moderna

La industria farmacéutica avanza impulsada por los descubrimientos científicos y por la experiencia toxicológica y clínica. Existen diferencias fundamentales entre las grandes organizaciones dedicadas a un amplio espectro de actividades de descubrimiento y desarrollo de fármacos, fabricación y control de calidad, comercialización y ventas, y otras organizaciones más pequeñas que se centran en algún aspecto específico.²

Los modernos avances científicos y tecnológicos aceleran el descubrimiento y desarrollo de productos farmacéuticos innovadores dotados de mejor actividad terapéutica y menos efectos secundarios. En este sentido los biólogos moleculares, químicos y farmacéuticos mejoran los beneficios de los fármacos aumentando la actividad y la especificidad.

Aunque la mayor parte de las compañías farmacéuticas multinacionales participan en todas esas actividades, suelen especializarse en algún aspecto en función de diversos factores del mercado nacional. El descubrimiento y desarrollo de nuevos fármacos está en manos de organizaciones universitarias, públicas y privadas. En este sentido, la industria de la biotecnología se ha convertido en un sector fundamental de la investigación farmacéutica innovadora.

1.4. Cápsulas farmacéuticas

1.4.1. Concepto

Una cápsula es una forma farmacéutica sólida en la cual el principio activo ya sea sólido o líquido, se encuentra contenido en un micro recipiente comestible, de forma cilíndrica y redondeada en los extremos.³

El material con el cual se fabrican generalmente las cápsulas es gelatina y otros excipientes que la hacen más o menos rígida.

² <http://www.mailxmail.com/curso-farmacologia-normativa-aprobacion-farmacos>

³ R.F.E., REAL FARMACOPÉA ESPAÑOLA, Segunda edición. 2002, España, p. 580

El uso de cápsulas para la elaboración de productos farmacéuticos es de suma importancia en la actualidad debido a que son formas farmacéuticas sólidas que tienen ventajas importantes.

1.4.1.1. Ventajas

Las cápsulas aventajan a los comprimidos fundamentalmente en los aspectos siguientes:

- Son insípidas y permiten, por lo tanto enmascarar características organolépticas desagradables del principio activo como un sabor amargo o un olor malo.
- La composición de la formulación contenida dentro es sencilla, requieren relativamente pocos excipientes.
- Protegen el fármaco de agentes externos como el polvo, el aire o la luz (pero no de la humedad).
- Permiten administrar en una sola forma farmacéutica uno o más fármacos en la dosis exacta deseada.
- Son fáciles de deglutir, ya que se ablandan y vuelven resbaladizas al entrar en contacto con la saliva.
- Atractivas para el paciente.
- Fáciles de administrar y transportar.
- Dosificación exacta.
- Fáciles de identificar debido a la variedad de colores y formas.
- Estabilidad física, química y microbiológica.
- Permiten la administración simultánea de fármacos incompatibles.

1.4.1.2. Desventajas

Entre las principales desventajas de las cápsulas frente a los comprimidos cabe mencionar las siguientes:

- No pueden fraccionarse.
- Requieren unas condiciones de conservación especiales en cuanto a humedad y temperatura.
- La fabricación es más costosa.

- No pueden administrarse a personas inconscientes, bebés y ancianos.
- Difícil de dosificar (llenado depende de muchos factores).
- Se depende de proveedores únicos.

1.4.2. Clasificación

Cápsulas convencionales (desintegran y liberan el fármaco en menos de 45 minutos)

- Gelatina dura o rígida
- Gelatina blanda o flexible

Sistemas de liberación modificada

- Gránulos recubiertos
- Dispersiones gruesas

1.5. Cápsulas Duras

Las cápsulas de gelatina dura (rígidas) están constituidas por dos valvas cilíndricas, llamadas cuerpo o caja la más larga, que es en la que se aloja el fármaco y tapa, tapadera o cabeza es la que hace de cierre de la cápsula.

Las cápsulas de gelatina dura suelen contener productos en forma de polvo, con uno o varios principios activos, pero también pueden utilizarse otros rellenos, como micro gránulos, gránulos o comprimidos; la única exigencia es que no reaccionen con la gelatina o dañen la integridad de la cubierta capsular o involucro.⁴

Para asegurar el buen deslizamiento del polvo el material de relleno habitual, como se ha dicho, se suelen incorporar al principio activo diversas sustancias auxiliares: diluyentes, deslizantes, lubricantes, adsorbentes y humectantes.

1.5.1. Tamaños y Capacidades

Se utilizan ocho tamaños distintos de cápsula, numerados del 000 (el mayor) al 5 (el más pequeño).

⁴ http://www.medicaps.com/brochure_liquid.pdf

Para una mayor apreciación se determina mediante la siguiente tabla, en que se consideran los diferentes tamaños con sus características.

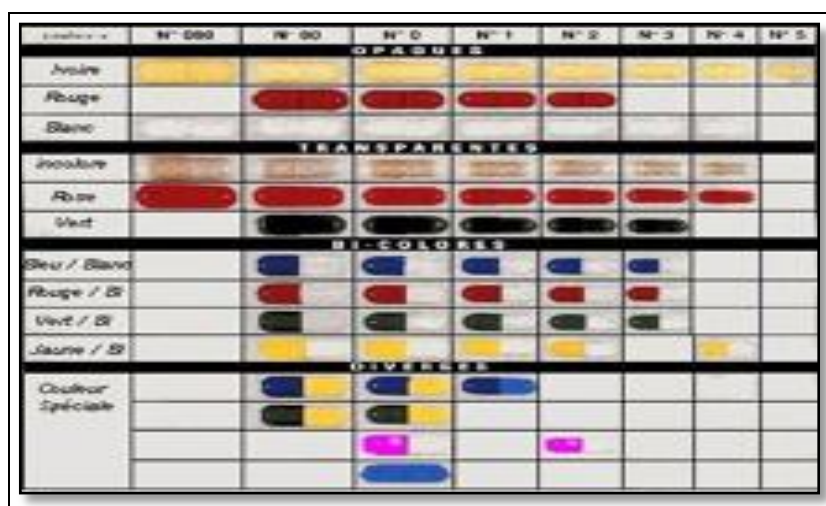
NÚMERO	TAMAÑO	VOLUMEN(ml)	MASA (mg)
000	28.0 mm		1 – 1.7 g
00	23.5 mm	0.95	570 – 1140
0	21.2 mm	0.60	400 – 816
1	19.2 mm	0.50	300 – 600
2	18.0 mm	0.37	222 – 444
3	16.0 mm	0.30	180 – 360
4	14.0 mm	0.21	126 – 252
5	10.5 mm		65 – 180

Fuente: Internet ⁵

Tabla 1.1. Tamaños de cápsulas

En veterinaria en años recientes se ha incrementado la disponibilidad de cápsulas de mayor capacidad, encontrando del numero 10, 11 y 12, en las que se puede dosificar desde un cuarto de onza hasta a una onza (28.35g).⁶

En la siguiente figura se detallan los colores estándar para los diferentes formatos de cápsulas.



Fuente: Internet ⁷

Figura 1.1. Tamaño de cápsulas fabricación de cápsula de gelatina dura

⁵ http://www.medicaps.com/brochure_liquid.pdf

⁶ http://www.medicaps.com/brochure_liquid.pdf

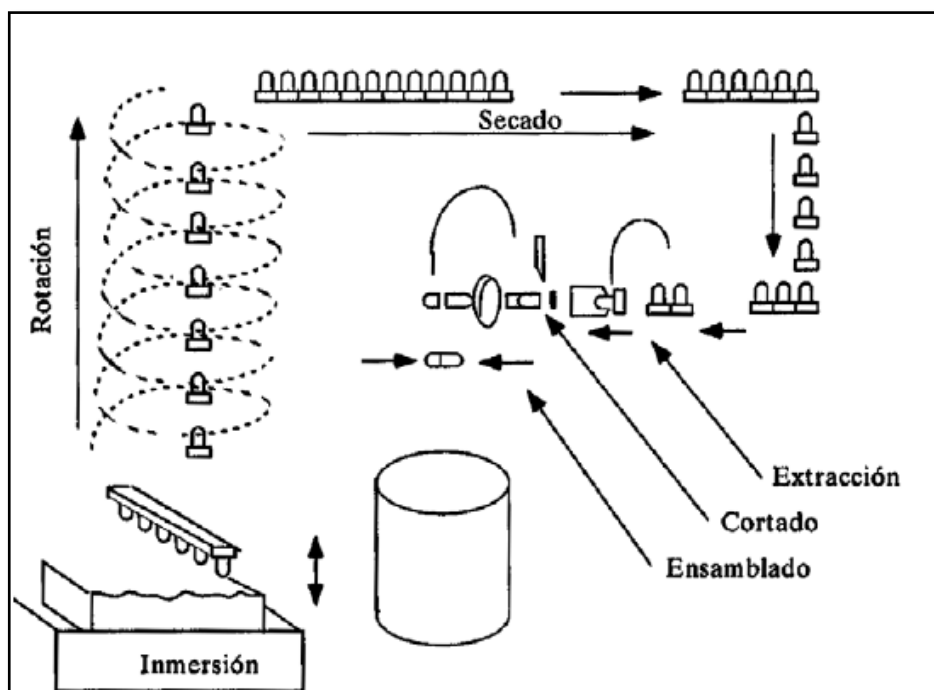
⁷ <http://www.tuinventas.com/attachments/article/356/Capsul%20duras.pdf>

1.5.2. Fabricación de cápsula de gelatina dura

La materia prima principal utilizada en la elaboración de las cápsulas, es gelatina disuelta en agua desmineralizada. Posibles sustancias auxiliares o coadyuvantes, según el uso previsto de las cápsulas, son los plastificantes, colorantes, conservadores, humectantes y materiales gastrorresistentes.

- Preparación de la solución concentrada de gelatina (30-40% en peso) en agua desmineralizada (60 -70° C)⁸
- Mezclado con colorantes y/o pacificantes (gran control de temperatura y viscosidad)
- Formación de las cápsulas por inmersión en la solución de gelatina, mantenida a temperatura constante (45 - 55° C), con punzones de acero inoxidable. Sobre la superficie de punzones o moldes, se forma una película por gelificación.
- Secado de la película en estufas de desecación.
- Extracción y ensamblado de los cuerpos y las tapas secos.

En la siguiente figura se detalla el proceso de la producción de la cápsula.



Fuente: Internet ⁹

Figura 1.2. Etapas de proceso de fabricación de las cápsulas de gelatina dura

⁸http://www.medtrad.org/panacea/IndiceGeneral/n13-14_tradyterm-navascues.pdf

⁹http://medtrad.org/panacea/IndiceGeneral/n13-14_tradyterm-avascues.pdf

En la siguiente figura se aprecia la distribución de las cápsulas



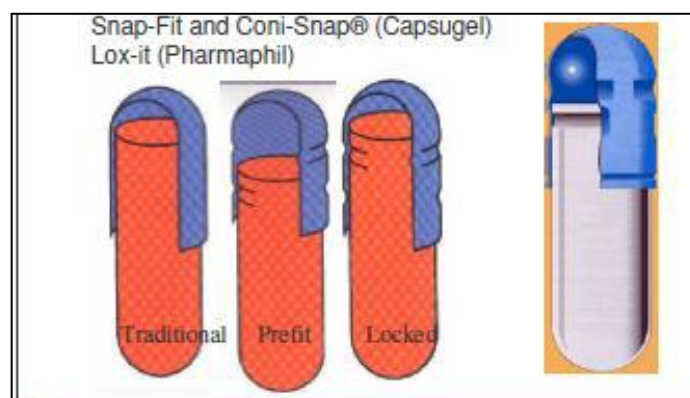
Fuente: Internet

Figura 1.3. Etapas de proceso de fabricación de las cápsulas de gelatina dura

1.5.3. Tipos de bloqueo para el sellado de cápsulas

Para que no se separen fácilmente el cuerpo y la tapa de las cápsulas se han ideado diversos sistemas de cierre, como es el sellado con una gota de gelatina o colocación de un precinto en la zona de contacto entre cuerpo y tapa.

En el siguiente gráfico se detalla el sistema de auto bloqueo como Snap-Fit, **Coni-Snapo**, Star-Lock que consisten en la formación de hendiduras y protuberancias complementarias en el cuerpo y la tapa de la cápsula¹⁰



Fuente: Internet¹¹

Figura 1.4. Tipos de sellado de las cápsulas de gelatina dura

¹⁰ <http://www.qualicaps.com>

¹¹ <http://www.qualicaps.com/>

1.6. Acero al carbono

1.6.1. Definición

El acero de construcción constituye una proporción importante de los aceros producidos en las plantas siderúrgicas. Con esa denominación se incluye a aquellos aceros en los que su propiedad fundamental es la resistencia a distintas solicitaciones (fuerzas tanto estáticas como dinámicas). De esta forma se los separa respecto a los aceros inoxidable, a los aceros para herramientas, y para otros usos.¹²

1.6.2. Composición química del acero al carbono

La composición química de los aceros al carbono es compleja, además del hierro y el carbono que generalmente no supera el 1%, hay en la aleación otros elementos necesarios para su producción, tales como silicio y manganeso, y hay otros que se consideran impurezas por la dificultad de excluirlos totalmente – azufre, fósforo, oxígeno, hidrógeno. El aumento del contenido de carbono en el acero eleva su resistencia a la tracción, incrementa el índice de fragilidad en frío y hace que disminuya la tenacidad y la ductilidad.

1.6.3. Acero Aisi 10-10

1.6.3.1. Concepto

El acero Aisi 10-10 es un acero estructural al carbono, utilizado en construcción de estructuras metálicas, puentes, torres de energía, torres para comunicación y edificaciones remachadas, y en nuestro caso para la construcción de la bancada atornillada en los exteriores.

1.6.3.2. Descripción del acero Aisi 10-10

Como la mayoría de los aceros, el Aisi 10-10 tiene una densidad de 7850 kg/m³ (0.28 lb/in³). El acero A36 en barras, planchas y perfiles estructurales con espesores menores de 8 pulg (203,2 mm) tiene un límite de fluencia mínimo de 250 MPa (36 ksi), y un límite de rotura mínimo de 410 MPa (58 ksi). Las planchas con espesores mayores de 8 pulg (203,2 mm) tienen un límite de fluencia mínimo de 220 MPa (32 ksi), y el mismo límite de rotura.¹³

¹² http://es.wikipedia.org/wiki/Acero_al_carbono

¹³ <http://es.scribd.com/doc/89693272/Acero>

1.6.3.3. Propiedades mecánicas

En la siguiente tabla se aprecia las propiedades mecánicas para el acero Aisi 10-10.

<i>Límite de fluencia mínimo</i>		<i>Resistencia a la Tracción</i>			
MPa	Psi	Psi		MPa	
		Min	Máx.	Min	Máx.
250	36000	58000	80000	400	550

Fuente: Dipac¹⁴

Tabla 1.2. Propiedades mecánicas del Acero Aisi 10 -10

1.7. Acero inoxidable

1.7.1. Concepto

El acero inoxidable es una aleación de hierro y carbono que contiene por definición un mínimo de 16 - 26% de cromo. Algunos tipos de acero inoxidable contienen además otros elementos aleantes. Los principales son el níquel y el molibdeno. Es un tipo de acero resistente a la corrosión, el cromo que contiene posee gran afinidad por el oxígeno y reacciona con él formando una capa pasiva dura que evita la corrosión del hierro contenido en la aleación. Sin embargo, esta película puede ser afectada por algunos ácidos dando lugar a un ataque y oxidación del hierro por mecanismos ínter granulares o picaduras generalizadas.¹⁵

1.7.2. Aceros inoxidables austeníticos

Los aceros inoxidables austeníticos tienen una estructura austenítica estable independiente de la temperatura, tienen una estructura centrada en las caras (CCC), se obtienen agregando níquel a la aleación, por lo que la estructura cristalina del material se transforma en austenita (γ) y de aquí adquieren el nombre. Son aceros que además de contener cromo en proporción de 16-26% contienen níquel en proporción de 6-22%, y contenidos en carbono muy bajo, inferior al 0,1 %, y que sólo pueden aumentarlo hasta el 0,25 % en casos de máximo contenido de cromo y níquel. Se incluyen en estas consideraciones aquellos aceros en los que la parte del níquel está ocupada por el manganeso, otro elemento austenizante.¹⁶

¹⁴ www.dipac.com.ec

¹⁵ GABRIELE DI CAPRIO, Aceros inoxidables, edición 1987

¹⁶ <http://www.inoxidable.com>

En la familia de los aceros inoxidables austeníticos se distinguen dos grupos: el de los austeníticos al cromo-níquel, por una parte, y al cromo-manganeso-níquel, por otra. El primer grupo es el más importante, dado que a él pertenecen la mayor parte de los aceros inoxidables comúnmente empleados, y está compuesto por aleaciones hierro-carbono-cromo-níquel con aporte ocasional de otros elementos, como el molibdeno, el titanio, el niobio, etc. El segundo grupo, por el contrario, es cuantitativamente más modesto y está formado por aleaciones de hierro-carbono-cromo-manganeso-níquel.

1.7.2.1. Aceros inoxidables austeníticos al cromo-níquel

Contienen cantidades de carbono comprendidas entre valores inferiores a 0,03, y magnitudes máximas del orden de 0,25%, cromo en cantidades de entre 16 y el 26 %, y níquel de entre el 6 y el 22%, los demás elementos aditivos permiten obtener determinadas características, como por ejemplo el molibdeno que se añade en cantidades de entre 1,5 a 6% para mejorar la resistencia a la corrosión por picaduras. En la clasificación AISI figuran como “serie 300”.¹⁷

1.7.3. Propiedades mecánicas

Estos aceros son los más utilizados por su amplia variedad de propiedades, buena resistencia a la tracción, tenacidad y ductilidad.¹⁸ Es el acero que mejor resistencia tiene a la corrosión, no se endurece por tratamiento térmico y se puede utilizar tanto a temperaturas criogénicas como a temperaturas elevadas dependiendo del tipo de acero elegido. Es un acero no magnético y tiene una excelente soldabilidad. Se le puede adicionar: molibdeno, tungsteno, silicio, cobre, titanio para mejorar sus propiedades.

¹⁷ DI CAPRIO, *Gabriele, Aceros inoxidables, edición 1987*, p.78

¹⁸ DI CAPRIO, *Gabriele, Aceros inoxidables, edición 1987*, p.79

1.7.4. Aplicaciones del acero inoxidable

En la siguiente tabla se visualizan las diferentes series de la clase 300 de inoxidable y sus aplicaciones.

CAMPOS	SERIES
Industria química y nuclear	304, 309, 310, 316, 321, 347
Industria alimentaria	301, 303, 304, 316, 321
Accesorios domésticos y electrodomésticos	304, 316, 321
Transportes	301, 302, 304, 305, 316, 321, 347
Transportes marítimos	309, 310
Transportes aéreos	302, 304, 316, 321, 347
Arquitectura y escultura	301, 302, 304, 316
Hospitalarias y quirúrgicas	304, 316

Fuente: Dipac¹⁹

Tabla 1.3. Campos de Aplicación y Series de Acero Inoxidable

1.7.4.1. Características básicas

- Excelente resistencia a la corrosión
- Endurecidos por trabajo en frío y no por tratamiento térmico
- Excelente soldabilidad
- Excelente factor de higiene y limpieza
- Formado sencillo y de fácil transformación
- Tienen la habilidad de ser funcionales en temperaturas extremas
- Son no magnéticos

¹⁹ <http://www.dipac.com.ec>

1.7.5. Clasificación de los aceros austeníticos

- **301.-** Menor resistencia a la corrosión en comparación con otros aceros de la serie 300. Puede ser fácilmente formado y ofrece buenas propiedades de soldabilidad. Utilizado en partes de aviones, adornos arquitectónicos, cajas de ferrocarril y de tráiler, cubiertas de rines, equipos para procesamiento de alimentos.
- **303.-** Especial para propósitos de maquinado, buena resistencia a la oxidación en ambientes de hasta 900° C. Se emplea para cortes pesados. Se usa para la fabricación de partes para bombas, bushings, partes maquinadas y flechas.
- **304.-** Todo propósito, tiene propiedades adecuadas para gran cantidad de aplicaciones. Se recomienda para construcciones ligeras soldadas que requieran buena resistencia a la corrosión. Tiene buen desempeño en temperaturas elevadas (800 a 900° C) y buenas propiedades mecánicas. Es recomendable cuando se requiera soldar altos espesores de material. Algunas aplicaciones son equipo químico de proceso, accesorios para aviones, remaches, equipo para hospitales, etc.²⁰
- **309.-** Poseen alta resistencia mecánica, tenacidad y excelente resistencia a la oxidación en temperaturas de hasta 1000° C. Calentadores de aire, equipo químico de proceso, partes de quemadores de turbinas de gas e intercambiadores de calor son algunas de las aplicaciones más comunes fabricadas con este tipo de acero.
- **310.-** Es frecuentemente usado en servicios de alta temperatura. Se utiliza para fabricar calentadores de aire, equipo para tratamiento térmico de aceros, equipo químico de procesos, etc.

²⁰www.acerosinoxidable.com/clasificacion

- **316.-** Resistente a la corrosión frente a diversos químicos agresivos, ácidos y atmósfera salina. Se utiliza para adornos arquitectónicos, equipo para el procesamiento de alimentos, farmacéutico, fotográfico, textil, etc.
- **321.-** Es similar al 304, pero contiene una adición de titanio equivalente a cinco veces el contenido de carbono. Las principales aplicaciones de este acero son recipientes a presión y almacenamiento, partes de motores de jet, equipo químico de proceso, etc.²¹

1.8. Soldadura en acero Aisi 10-10

Métodos de unión Las piezas hechas a partir de acero Aisi 1010 son fácilmente unidas mediante casi todos los procesos de soldadura. Los más comúnmente usados para el Aisi 1010 son los menos costosos y rápidos como la Soldadura por arco metálico protegido (SMAW, Shielded metal arcwelding). El acero es también comúnmente atornillado y remachado en las aplicaciones estructurales.²²

1.9. Actuadores neumáticos

El trabajo realizado por un actuador neumático puede ser lineal o rotativo. El movimiento lineal se obtiene por cilindros de émbolo (éstos también proporcionan movimiento rotativo con variedad de ángulos por medio de actuadores del tipo piñón-cremallera).²³ También encontramos actuadores neumáticos de rotación continua (motores neumáticos), movimientos combinados e incluso alguna transformación mecánica de movimiento que lo hace parecer de un tipo especial.

1.9.1. Actuadores lineales

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.

²¹ <http://www.acerosinoxidable.com/clasificacion>

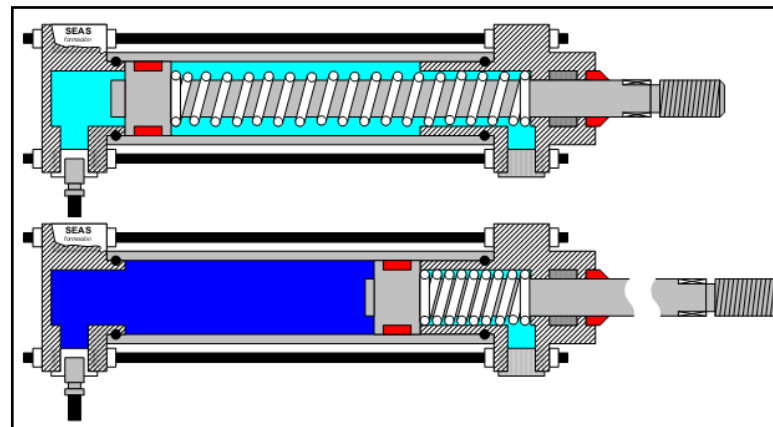
²² <http://es.scribd.com/doc/89693272/Acero-ASTM>

²³ http://fosva.seas.es/docs/t3_neumatica.pdf

1.9.1.1. Cilindros de simple efecto

Un cilindro de simple efecto desarrolla un trabajo sólo en un sentido. El émbolo se hace retornar por medio de un resorte interno o por algún otro medio externo como cargas, movimientos mecánicos, etc.

En la siguiente se observa un esquema del funcionamiento del cilindro de simple efecto.



Fuente: Internet²⁴

Figura 1.5. Esquema cilindro de simple Efecto

Los cilindros de simple efecto se utilizan para sujetar, marcar, expulsar, etc. Tienen un consumo de aire algo más bajo que un cilindro de doble efecto de igual tamaño. Sin embargo, hay una reducción de impulso debido a la fuerza contraria del resorte, así que puede ser necesario un diámetro interno más grande para conseguir una misma fuerza. También la adecuación del resorte tiene como consecuencia una longitud global más larga y una longitud de carrera limitada, debido a un espacio muerto.

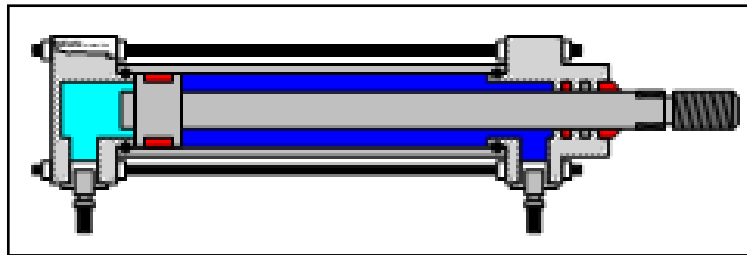
1.9.1.2. Cilindros de doble efecto

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.²⁵

²⁴http://fosva.seas.es/docs/t3_neumatica.pdf

²⁵<http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/neumatica/cilindrosNeumaticos.pdf>

En la siguiente imagen se visualiza un esquema del cilindro de doble efecto.



Fuente: Internet²⁶

Figura 1.6. Esquema cilindro de Doble Efecto

Sus componentes internos son prácticamente iguales a los de simple efecto, con pequeñas variaciones en su construcción.

Se dispone de una fuerza útil tanto en la ida como en el retorno.

Los cilindros de doble efecto se emplean especialmente en los casos en que el émbolo tiene que realizar una misión también al retornar a su posición inicial.

1.10. Estudio de alternativas

1.10.1. Parámetros para el llenado

- El llenado de la cápsula no es en masa, es a volumen.
- Determinar el volumen total de la formulación completa de la cápsula: principios activos y coadyuvantes.
- Transformar el peso a volumen, nos puede empezar a llenar una cápsula sino se sabe el volumen que se tiene.
- Decidir el tamaño de la cápsula a utilizar

1.10.2. Problemas en el llenado

- Tener un volumen de polvo superior al tamaño Compresión²⁷
- Tener un volumen igual
- Tener un volumen inferior: Diluyentes
- Homogenización de la preparación.

²⁶http://fosva.seas.es/docs/t3_neumatica.pdf

²⁷<http://pharmlabs.unc.edu/labs/capsules/gelatin.htm>

- Homogeneizar es la distribución uniforme del principio activo en el seno de la preparación.
- Si tomamos alícuotas, todas ellas deben tener la misma composición, habrá que ver si hay uniformidad de contenido, con lo que habrá buena dosificación.
- Llenado de cápsulas (deslizante)
- El llenado se realiza en las capsuladoras.

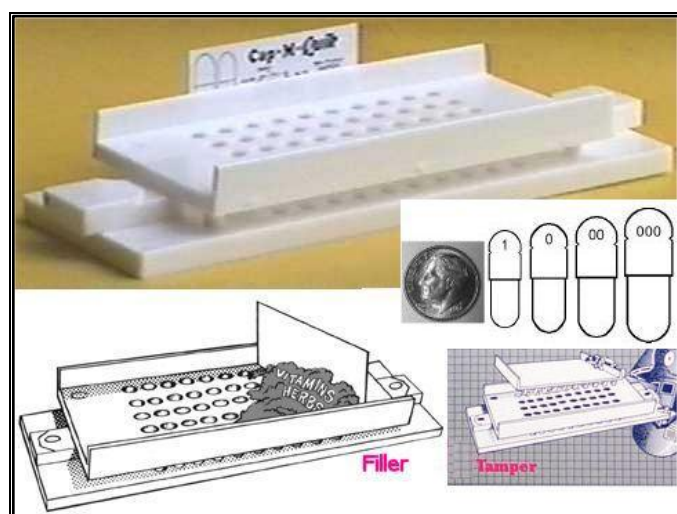
1.10.3. Máquinas encapsuladoras

- Fácil limpieza y mantenimiento
- Pueden llenar diferentes materiales como son polvos, micro gránulos, tabletas y combinaciones de estos.
- Control de peso preciso en el llenado.
- Cuentan con PLC (Programador Lógico Computarizado)
- Pueden ser usadas con diferentes tamaños de cápsulas.

1.10.3.1. Encapsuladora manual

Todo el proceso se hace con solamente la manipulación directa del operario, desde el destapado hasta el pulido²⁸.

En el gráfico a continuación se aprecia una encapsuladora manual totalmente básica.



Fuente: Internet²⁹

Figura 1.7. Encapsuladora Manual

²⁸ <http://www.qualicaps.com>

²⁹ <http://www.qualicaps.com/>

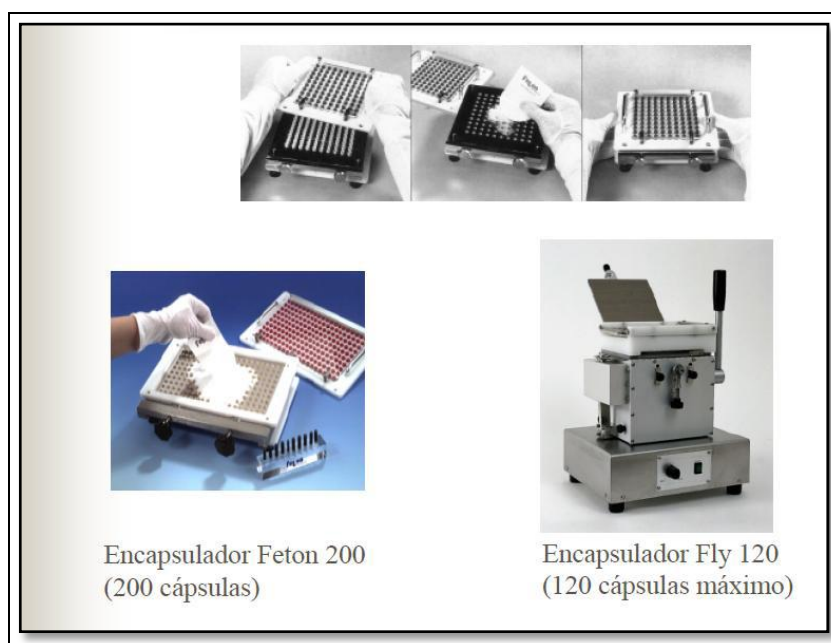
1.10.3.2. Encapsuladora semiautomática

El destapado se hace con ayuda de un sistema que permite el retiro de las tapas de todas las cápsulas al mismo tiempo. Esto se hace gracias a que la matriz en donde se colocan las cápsulas se separa en dos, quedando las tapas en una mitad y el cuerpo de las cápsulas en la otra.

Se procede al llenado de forma manual. Con una placa con pernos se asienta el granulado para asegurar el correcto llenado de las cápsulas. El tapado se hace de nuevo acoplando la otra mitad de la matriz.³⁰

Empleado durante la fase de desarrollo de la forma farmacéutica, en la preparación de materiales para estudios clínicos.

En el gráfico descrito a continuación se aprecian llenadoras que dosifican desde 50 hasta 200 cápsulas a la vez.



Fuente: Internet³¹

Figura 1.8. Encapsuladoras Semiautomáticas

³⁰<http://www.asemaq.com/>

³¹<http://www.asemaq.com/>

1.10.3.3. Encapsuladoras automáticas

Como su nombre lo indica, todos y cada uno de los procesos se llevan a cabo por diferentes sistemas.

Los cuatro métodos constan de cuatro pasos fundamentales cada uno:³²

- Destapado
- Llenado
- Tapado
- Pulido

Se destapa la cápsula, se llena por acción de la gravedad, se tapa, se pule o limpia. Solo que aquí se presenta el problema de que la mayoría de los polvos no permiten el llenado completo de la cápsula, ya que estos quedan en la parte alta del cuello de la misma, lo cual se evita empleando deslizantes para evitar la variación de la dosificación.³³

En la siguiente figura se detalla una encapsuladora completamente automática para procesos de producción altos.



Fuente: Internet³⁴

Figura 1.9. Encapsuladora Automática NJP 400

³²<http://docencia.izt.uam.mx>

³³ http://docencia.izt.uam.mx/ferm/uuecaa/material_adicional/presentaciones_pdf/Capsulas.pdf

³⁴ <http://docencia.izt.uam.mx/>

1.10.4 Cuadro comparativo de las máquinas encapsuladoras

En el siguiente cuadro se realiza un análisis entre las encapsuladoras con base a varios parámetros establecidos de un flujo de ideas

Cualidades	Encapsuladora Manual	Encapsuladora Semiautomática	Encapsuladora Automática
Bajo Costo	X	X	
Fácil manejo de la máquina	X	X	X
Vida útil		X	X
Dosificación puntual		X	X
Proceso de Producción Continua			X
Facilidad de limpieza	X	X	
Mantenimiento Sencillo	X	X	
Menor Espacio Físico	X	X	
Tiempo de Producción Menor			X
TOTAL	5	7	5

Fuente: Los autores

Tabla 1.4.- Cuadro Comparativo de Encapsuladoras

Mediante el análisis que se realizó en el cuadro anterior, en el cual se describen e identifican las principales características de los diferentes tipos de Máquinas encapsuladoras, el cuadro comparativo obtenido como resultado de este estudio de pre factibilidad nos indica que, de acuerdo a nuestros requerimientos de construcción de una máquina encapsuladora, la opción más conveniente es el diseño de la máquina semiautomática, ya que esta cumple con los parámetros necesarios para que el proyecto sea factible.

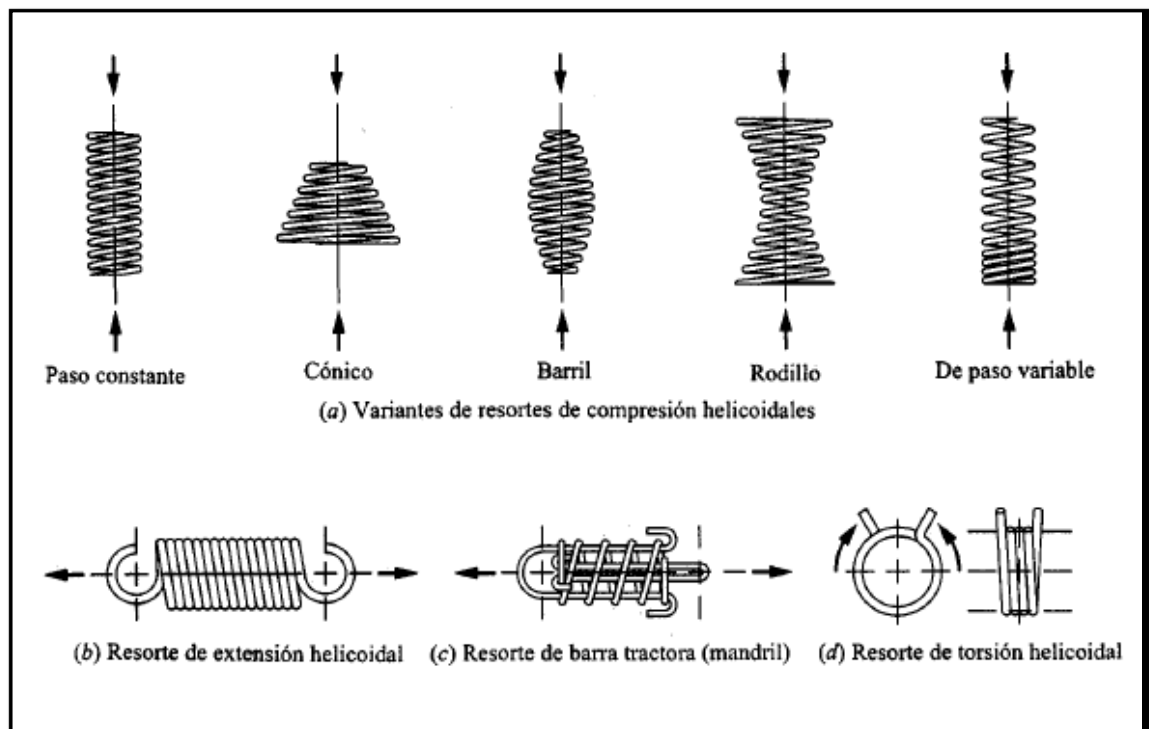
1.11. Teoría de mecanismos de movimientos

1.11.1. Resortes

Un resorte es un elemento activo que se utiliza para ejercer una fuerza o un torque y al mismo tiempo, almacenar energía. La fuerza puede ser de empuje o de tracción lineal, o puede ser radial, actuando en forma similar alrededor de un rollo de planos.³⁵

En general, los muelles se pueden clasificar como resortes de alambre, planos o con formas especiales, y existen variaciones dentro de estas divisiones.

Los resortes de alambre incluyen a los espirales helicoidales de alambre redondo o cuadrado, hechos para resistir carga de tensión, compresión y de torsión.



Fuente: Robert L. Mott,³⁶

Figura 1.10. Tipos de resortes.

³⁵SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed., p. 598.

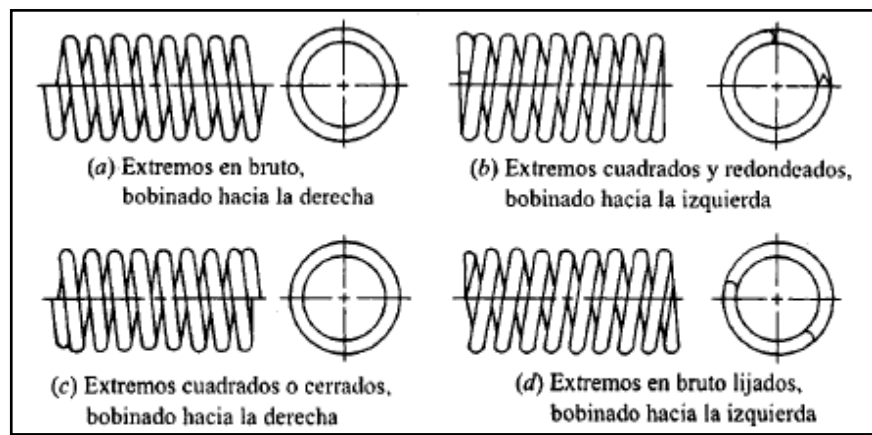
³⁶MOTT, Robert. L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 2da Ed., p. 206

1.11.1.1. Resortes de compresión³⁷

Los cuatro tipos de extremos que se suele utilizar en los muelles de compresión se ilustra en la figura siguiente, cada resorte tiene diferentes extremos sencillos cada uno de ellos tiene un helicoide continuo.

Un resorte con extremos simples a escuadra o cerrado se obtiene deformando los extremos hasta un ángulo de la hélice de cero grados.

En el siguiente grafico se visualiza los tipos de extremos que existen en los resortes.



Fuente: Robert L. Mott.³⁸

Figura 1.11. Aspecto de Resortes de compresión Helicoidales

Los materiales para resortes se pueden comparar examinando su resistencia a la tensión, que varía a tal grado con el tamaño del alambre, que no se pueden especificar hasta que se conoce el tamaño de este. Resulta que la gráfica de la resistencia a la tensión contra el diámetro del alambre es casi una línea recta para algunos materiales. Escribiendo la ecuación de la recta como:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (\text{Ec 1.1})^{39}$$

Proporciona un medio eficaz para evaluar las resistencias mínimas a la tensión, cuando se conoce la intersección de A con la pendiente m de la línea.

³⁷SHIGLEY, Diseño en ingeniería mecánica, 6ta Ed., p. 603.

³⁸MOTT, Robert. L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 2da Ed. p. 207.

³⁹SHIGLEY, Diseño en ingeniería mecánica, 6ta Ed., p. 606.

El esfuerzo de cedencia a la tensión está entre 60 y 90% de la resistencia a la tensión. Luego se emplea la teoría de la energía de distorsión para obtener el esfuerzo de cedencia a la torsión:

$$0.35S_{ut} \leq S_{sy} \leq 0.52S_{ut} \quad (\text{Ec. 1.2})^{40}$$

Índice del Resorte:

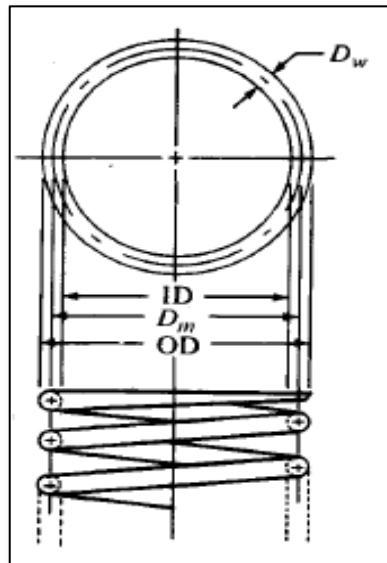
$$c = \frac{D}{d} \quad (\text{Ec. 1.3})^{41}$$

Donde:

OD= D= Diámetro Exterior

D_m= Diámetro Medio del Resorte

D_w= d= Diámetro del Alambre



Fuente: Robert L. Mott.⁴²

Figura 1.12. Notación para Diámetros

⁴⁰SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed., p. 606.

⁴¹SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed., p. 599.

⁴²MOTT, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 2da Ed., p. 210.

1.11.1.2. Factor de Bergstrasser

Factor de corrección de la curva y el cortante directo de Bergstrasser:

$$k_B = \frac{4c+2}{4c-3} \quad (\text{Ec.1.4})^{43}$$

1.11.1.3. Tensión y deflexión para resortes helicoidales de compresión⁴⁴

Conforme un resorte se comprime bajo una carga axial, el alambre se tuerce. Por consiguiente el esfuerzo que se desarrolla en el alambre es tensión por esfuerzo de corte por torsión.

El esfuerzo máximo en el alambre de un resorte se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$\mathcal{T} = K_b \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (\text{Ec. 1.5})^{45}$$

Donde:

\mathcal{T} = Torsión

k_b = Factor de bergstrasser

F = Fuerza

D = Diámetro exterior del resorte

d = Diámetro del resorte

1.11.1.4. Deflexión de resortes helicoidales

Las relación entre la deflexión de la fuerza se obtiene mediante el teorema de Castigliano.

La energía total de deformación para un resorte helicoidal está formada por una componente de torsión y una de cortante.⁴⁶

La razón de resorte es $k = \frac{F}{y}$

⁴³SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed., p. 599

⁴⁴SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed., p. 598-600

⁴⁵SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed., p. 600

⁴⁶SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed., p. 600

$$k = \frac{G*d^4}{8*Dm^3 *Na} \quad (\text{Ec. 1.6})^{47}$$

Donde:

G = Módulo de rigidez

d = Diámetro del resorte

Dm = Diámetro exterior del resorte

Na = Módulo del resorte

1.11.1.5. Longitudes del Resorte

Es importante comprender la relación entre la longitud del resorte y la fuerza que ejerce

Dónde:

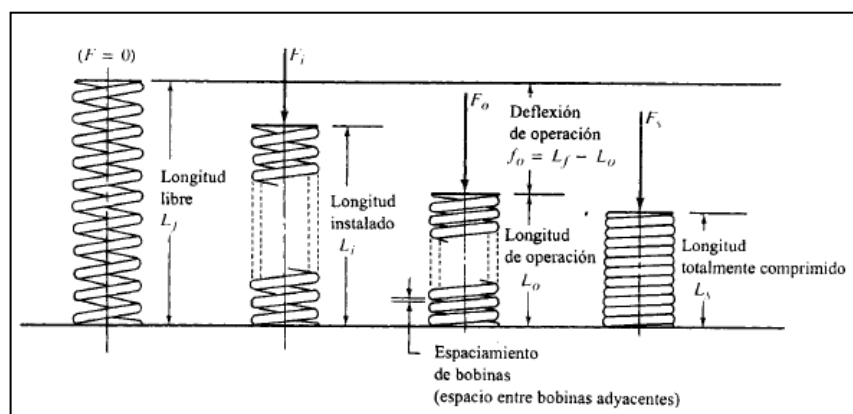
Lf =Longitud Libre

Ls =Longitud Comprimido

Lo =Longitud de Operación

Li =Longitud Instalada

En la siguiente figura se describe la nomenclatura utilizada en los resortes.



Fuente: Robert L. Mott.⁴⁸

Figura 1.13. Definición de términos de resortes

⁴⁷SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed., p. 600

⁴⁸NORTON, *Robert L. Diseño de Elementos de Máquinas*, 2da Ed., p. 210

1.11.1.6. Estabilidad

Los resortes de compresión helicoidales experimentan alabeo cuando la deflexión sea muy grande.

La relación de esbeltez efectiva está dada por la ecuación:

$$Lo < 2.63 \frac{Dm}{\alpha} \quad (\text{Ec. 1.7})^{49}$$

Para extremos a escuadra y esmerilados

$$Lo \leq 5.26D \quad (\text{Ec. 1.8})^{50}$$

1.11.2. Ley de estática y diagrama del cuerpo libre

Fórmula para el Cálculo de las cargas muertas (CM) del sistema diseñado.

$$CMt = \frac{[\sum_{j=1}^9 CM_j * Te_j]}{1000} \quad (\text{Ec1.9})^{51}$$

Donde

CMt = Carga Muerta total del sistema

CM= Carga Muerta de cada elemento

T = Total de elementos existentes de igual dimensión.

$$PT = CMt * g \quad (\text{Ec. 1.10})$$

Donde

PT = Peso total

g = gravedad

1.11.3. Diseño de Piñones y Cremallera

Una rueda dentada es un elemento mecánico que tiene por objetivo el transmitir un movimiento circular generado por un sistema de transmisión de energía (motor) a

⁴⁹SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed., p. 605.

⁵⁰SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed., p. 605.

⁵¹SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed., p. 605.

otro sistema, ya sea aumentando o disminuyendo tanto la velocidad como la fuerza iniciales, para transformar la energía inicial en trabajo.

Definiciones principales para diseño de engranajes:⁵²

Diámetro primitivo: $Dp = z * m$ (Ec. 1.11)

Donde z = número de dientes y m = modulo del piñón

Adendum: $a = m$ (Ec. 1.12)

Dedendum: $b = 1,25 * m$ (Ec. 1.13)

Diámetro exterior: $De = Dp + 2 * m$ (Ec. 1.14)

Diámetro de raíz: $Di = Dp - 2 * a$ (Ec. 1.15)

Diámetro de base: $Db = Dp * \cos \phi$ (Ec. 1.16)

Paso circular: $Pc = \pi * m$ (Ec. 1.17)

Profundidad de trabajo: $hk = 2 * a$ (Ec. 1.18)

Profundidad total del diente: $ht = a + b$ (Ec. 1.19)

Holgura: $holg = b - a$ (Ec. 1.20)

Espesor del diente: $t = \frac{Pc}{2}$ (Ec. 1.21)

1.11.4. Cremallera impulsada por un Piñón

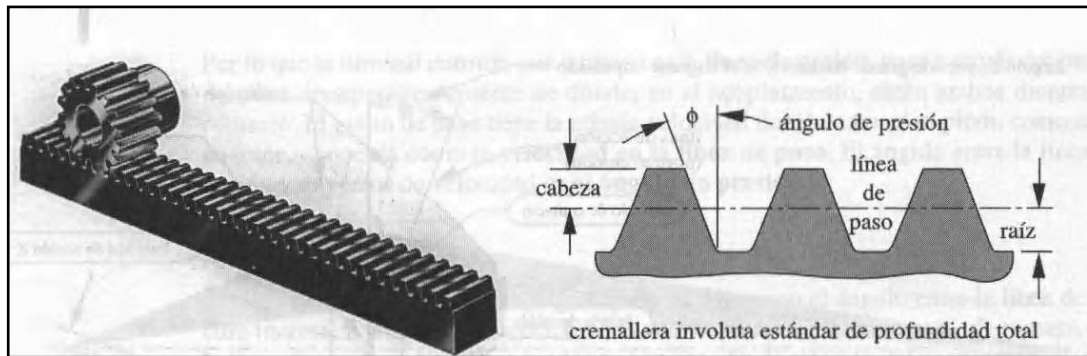
Si se incrementa sin límite el diámetro del círculo base de un engrane, su base se convertirá en una línea recta, una vez agrandado el mismo en base a un radio infinito la cuerda pivotaría en el infinito y generaría una involuta que sería una línea recta. Este engrane lineal se conoce como cremallera.

La aplicación más común del piñón y cremallera es la conversión de un movimiento rotatorio a lineal o viceversa. Es uno de los elementos más comunes para transferencia de movimiento y carga⁵³

⁵²NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 60.

⁵³NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 709.

En la siguiente figura se visualiza un esquema entre una cremallera y un eje recto en la que se aprecia algunos términos comúnmente utilizados.



Fuente: Robert L. Norton⁵⁴

Figura 1.14. Representación de Cremallera y Engranaje

1.11.5. Velocidad de una cremallera

La función de este accionamiento es producir un movimiento lineal de la cremallera, a partir del movimiento giratorio del piñón motriz.

La velocidad lineal de la cremallera V_r , debe ser la misma que la velocidad de la línea de paso del piñón V_p , por lo tanto se define por la siguiente ecuación:

$$V_p = V_t = R_p \cdot \omega_p \quad (\text{Ec. 1.22})$$

$$V_t = \left(\frac{D_p}{2}\right) \omega_p \quad (\text{Ec. 1.23})$$

Donde:

ω_p = Velocidad angular

D_p = Diámetro primitivo del Piñón

1.11.6. Torque para Engranaje y Cremallera

$$\text{Torque } (T) = F_t \frac{D_p}{2} \quad (\text{Ec1.24})$$

Donde:

F_t = Fuerza Tangencial

$$F_r = F_t \tan \phi \quad (\text{Ec. 1.24.1})$$

⁵⁴NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas, 4ta Ed.*, Figura11-6, p. 710

1.11.7. Esfuerzos y resistencias según la norma AGMA

Para los cálculos a continuación utilizamos la norma Asociación Americana de Fabricantes de engranajes

1.11.7.1. Esfuerzo a la fatiga por flexión:

Los factores A y B se definen de la forma:

$$B = 0,25 (12 - Qv)^{\frac{2}{3}} \quad (\text{Ec. 1.25})^{55}$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (\text{Ec1.26})$$

Donde:

A y B = Valores de la Forma.

Qv = Número de Calificación de la exactitud de la transmisión o índice de calidad

1.11.7.1.1. Velocidad de la línea de paso Vtmax.

Los valores de Vt para cada curva se determinan a partir de

$$Vt_{max} = \frac{[A+(Qv-3)^2]}{200} \quad (\text{Ec1.27})^{56}$$

Donde:

Vt_{max} = Velocidad de la línea de paso.

1.11.7.1.2. Factor Dinámico Kv

Toma en consideración cargas por vibración generadas internamente por impacto de dientes contra diente inducidos por acoplamientos no conjugados de los dientes del engrane.

En ausencia de datos de prueba que definan el nivel de error de transmisión que debe emplearse en un diseño de engranajes en particular por lo cual se deberá estimar el factor dinámico.⁵⁷

⁵⁵NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas, 4ta Ed.*, p. 739

⁵⁶NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas, 4ta Ed.*, p. 739

⁵⁷NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas, 4ta Ed.*, p. 739

1.11.7.1.3. Factor de tamaño K_s

Puede aplicarse de la misma manera que el factor de tamaño descrito con anterioridad para carga general a la fatiga. Los especímenes de prueba para generar datos de resistencia a la fatiga son relativamente pequeños (de un diámetro de alrededor de 0.3 pulg o 12.5 mm).⁵⁸

En el caso de que la pieza que se esté diseñando sea mayor a esta cifra, llega a resultar más débil de lo que indican los datos de prueba. El factor K_1 permite una modificación del esfuerzo en el diente para tomar en consideración esta situación. Sin embargo, gran parte de los datos de resistencia de engranes disponible se ha generado a partir de pruebas de dientes de engrane reales, y por lo tanto representan mejor la realidad que los datos generales de esfuerzo. AGMA (Asociación Americana de Fabricantes de engranajes) todavía no ha establecido normas para factores de tamaño, y recomienda que K_s se defina con un valor de 1, a menos que el diseñador desee elevar su valor para tomar en consideración situaciones particulares, como por ejemplo dientes muy grandes. Un valor de 1.25 a 1.5 en dichos casos sería una hipótesis conservadora.

1.11.7.1.4. Esfuerzos a flexión AGMA

De acuerdo con Asociación Americana de Fabricantes de engranajes el esfuerzo de flexión se determina:

$$\sigma_{bp} = \frac{Ft1 * Ka * Km * Ks}{f * mp * Jp * kv} \quad \text{Ec. 1.28)}^{59}$$

Ft = Carga en engranajes rectos

Ka = Factor de aplicación

Km = Factor de distribución de carga

Ks = Factor de tamaño

Kv = Factor dinámico

J = factor geométrico de resistencia a la flexión.

f = espesor del diente o ancho de la cara del diente

⁵⁸NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 740-741

⁵⁹NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 735

1.11.7.2. Resistencia a la fatiga por flexión:

1.11.7.2.1. Número de Ciclos N para la vida útil del Engranaje

En esta ecuación se obtiene el número de ciclos, con un dato primordial que es la frecuencia de uso o las horas días que se utiliza

$$N_{\text{ciclos}} = \omega p * \left(\frac{\text{horas de operacion}}{\text{turno-año}} \right) * 60 \quad (\text{Ec1.29})^{60}$$

ωp = Velocidad angular

1.11.7.2.2. Factor de Vida KL

Este factor hace relación el tiempo de uso en ciclos los datos de prueba están preparados para una vida útil de 1E7 ciclos un ciclo de vida más breve o más largo requerirá la modificación de la resistencia a la fatiga a flexión, en base a la razón S-N del Material.

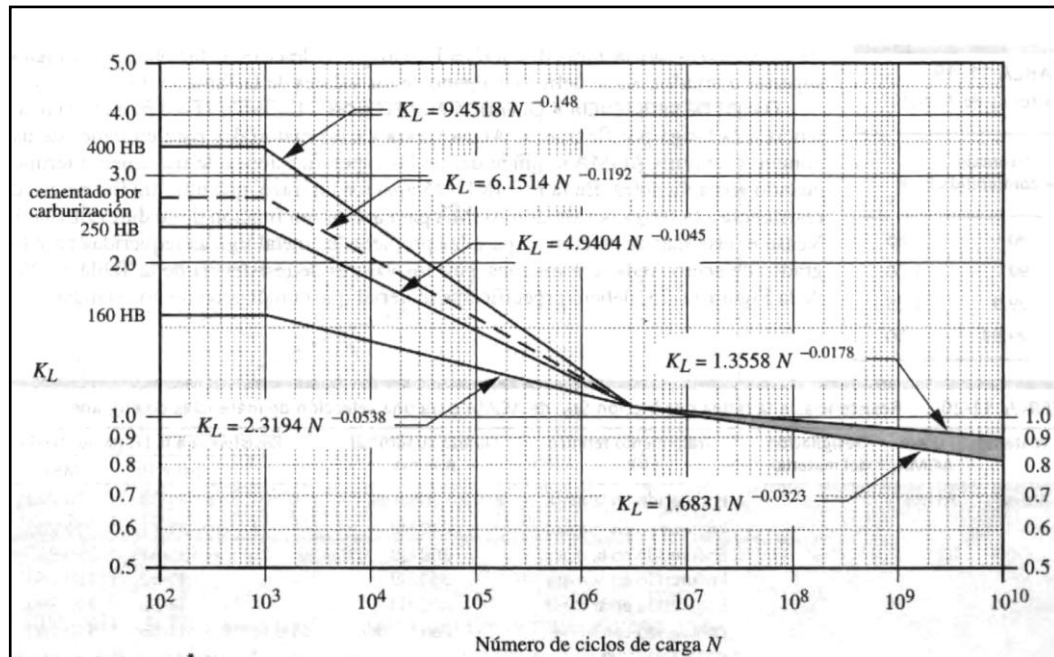
En la figura 1.15 aparecen también ecuaciones ajustadas a las curvas, correspondientes a las líneas S-N. Se aplican estas ecuaciones para calcular el factor.

$$KL = 2,3194 N_{\text{ciclos}}^{-0,0538} \quad (\text{Ec1.30})^{61}$$

⁶⁰ NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p 756.

⁶¹ NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 750-751.

En la siguiente figura se detalla el factor de vida con relación al número de ciclos de carga



Fuente: Robert L. Norton⁶²

Figura 1.15. Factor de Vida

1.11.7.2.3. Factor de Temperatura K_t

La temperatura del lubricante es una medida razonable de la temperatura del engrane. Para acero con temperaturas de aceite de hasta aproximadamente 250°F, K_t puede ser igual a 1.⁶³

1.11.7.2.4. Factor de confiabilidad K_r

Los datos de resistencia Asociación Americana de Fabricantes de engranajes AGMA, se basan en una probabilidad estática de 1 falla cada 100 muestras (es decir una confiabilidad del 99%) si esto es satisfactorio, $K_r = 1$.⁶⁴

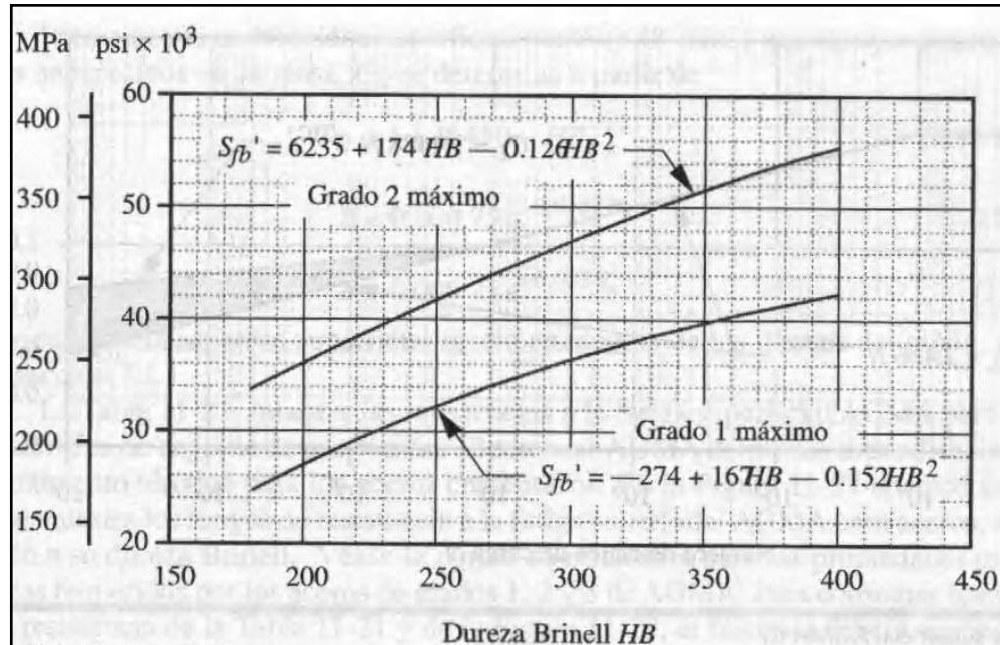
⁶²NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, Figura 11-24, p. 751

⁶³NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 751

⁶⁴NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 751

1.11.7.2.5. Resistencia a la fatiga por flexión

Es un valor teórico que se determina mediante tablas y gráficos para obtener un número real con el que podamos trabajar; Por lo tanto se describe en la siguiente figura.



Fuente: Robert L. Norton⁶⁵

Figura 1.16. Resistencia a la fatiga por flexión

$$S_{fb}' = -274 + 167HB - 0,152 HB^2 \quad (\text{Ec. 1.31})^{66}$$

1.11.7.2.6. Resistencia corregida a la fatiga por flexión

Es un factor de seguridad que protege contra la falla por fatiga por flexión y superficiales son en efecto, resistencias a la fatiga parcialmente corregidas.

$$S_{fb} = \frac{KL * S_{fb}'}{Kt * Kr} \quad (\text{Ec. 1.32})^{67}$$

Donde:

S_{fb} = Resistencia corregida

S_{fb}' = Resistencia a la fatiga a flexión

KL = Factor de vida

Kt = Factor de temperatura

⁶⁵NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed. Fig. 11.25, p. 753

⁶⁶NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 753

⁶⁷NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 753

1.11.7.3. Esfuerzo a la fatiga por contacto

1.11.7.3.1. Factor de geometría superficial (I)

Este factor toma en consideración los radios de curvatura de los dientes del engrane y el ángulo de presión, define una ecuación para I:

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho p} + \frac{1}{\rho g}\right) D_p} \quad (\text{Ec1.33})^{68}$$

Donde

ρp y ρg = radios de curvatura respectivamente de los dientes del piñón y del engrane.

$$\rho p = \sqrt{\left(\frac{D_p}{2} + m\right)^2 - \left(\frac{D_p}{2} * \cos \phi\right)^2} - \pi * m * \cos \phi \quad (\text{Ec. 1.34})^{69}$$

$$\rho g = \text{Dist} * \sin \phi - \rho p \quad (\text{Ec. 1.35})^{70}$$

Dist = Distancia entre centros del piñón y cremallera

1.11.7.3.2. Factor de terminado Superficial (Cf)

Se aplica para tomar en consideración acabados superficiales normalmente ásperos en los dientes de engrane. AGMA todavía no ha establecido normas para factores de acabado superficial y recomienda que C_f se defina igual a 1 para aquellos engranes que se fabriquen mediante métodos convencionales.⁷¹

1.11.7.3.3. Esfuerzo superficial

Los dientes de engrane acoplados sufren una combinación de rodamientos y deslizamiento en su interfaz para lo cual determinamos de la siguiente manera.

$$\sigma_c = C_P * \sqrt{\frac{F t_1 * K_a * K_m * K_s * C_f}{f * I * D_p * K_v}} \quad (\text{Ec1.36})^{72}$$

⁶⁸ NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 744.

⁶⁹ NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 744.

⁷⁰ NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 744.

⁷¹ NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 744.

⁷² NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 744.

Donde:

C_p = Coeficiente elástico

F_t = Carga en engranajes rectos

K_a = Factor de aplicación

K_m = Factor de distribución de carga

K_s = Factor de tamaño

C_f = Factor de terminado superficial

f = Ancho del diente

I = Factor geométrico superficial

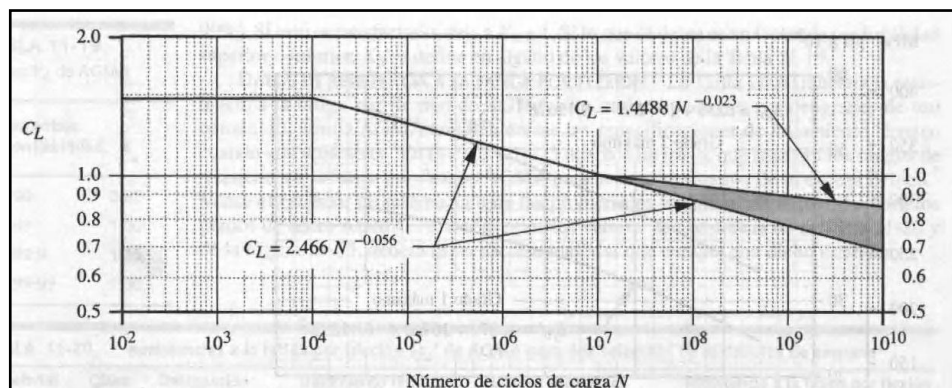
D_p = Diámetro Primitivo

K_v = Factor Dinámico

1.11.7.4 Resistencia a la fatiga por contacto

1.11.7.4.1 Factor de vida superficial (CL)

Los datos que se expresan a continuación son muestra curvas para la resistencia a la fatiga superficial en los aceros. En la figura aparecen también ecuaciones ajustadas a las curvas, esto se describe así.



Fuente: Robert L. Norton⁷³

Figura 1.17. Factor de Vida superficial

$$CL = 2.4466.N_{ciclos}^{-0.056} \quad (\text{Ec. 1.37})^{74}$$

⁷³NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., Fig. 11.26, p. 754.

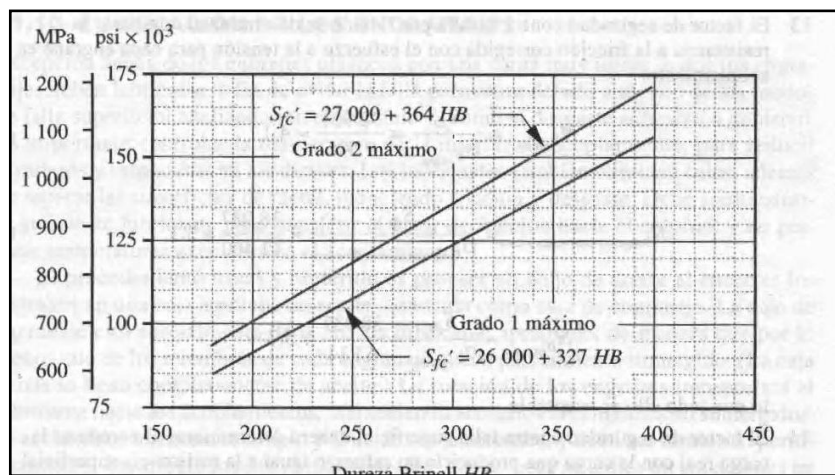
1.11.7.4.2. Factor de Razón de Dureza (CH)

Este factor es función de la razón del engranaje y de la dureza relativa del piñón y del engrane, depende de la dureza relativa de los dientes del piñón o del engrane.

$$\text{Si } \frac{HB_p}{HB_g} \leq 1.2 \text{ entonces } A = 0 \quad (\text{Ec. 1.38})^{75}$$

1.11.7.4.3. Resistencia teórica a la fatiga por Contacto (Sfc')

A partir de las curvas de la figura es posible efectuar una estimación de la resistencia a la fatiga por contacto esto se describe en la figura a continua



Fuente: Robert L. Norton⁷⁶

Figura 1.18. Resistencia teórica a la fatiga

$$SfC' = 26000 + 327 HB \quad (\text{Ec1.39})^{77}$$

1.11.7.4.4. Resistencia a la fatiga por Contacto (SfC)

Con los datos obtenidos con anterioridad se obtiene el valor real de la resistencia a la fatiga por contacto

$$SfC = \frac{CH \cdot CL \cdot SfC'}{Kt \cdot Kr} \quad (\text{Ec1.40})^{78}$$

⁷⁴NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 754

⁷⁵NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 754

⁷⁶NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., Fig. 11.27. p. 754.

⁷⁷NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 757

⁷⁸NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Ed., p. 757

1.11.7.5 Factor de Seguridad (N)

El factor de seguridad contra la falla por flexión se determina al comparar la resistencia a la fricción corregida con el esfuerzo a la tensión para cada engrane en acoplamiento ⁷⁹

$$Nb_p = \frac{Sfb}{\sigma b_{\text{piñon}}} \quad (\text{Ec1.41})$$

$$Nb_c = \frac{Sfb}{\sigma b_{\text{cremallera}}} \quad (\text{Ec. 1.42})$$

Nb_p = Factor Seguridad Piñón

Nb_c =Factor Seguridad Cremallera

El factor de seguridad contra falla superficial deberá determinarse al comparar la carga real con la carga que producirá un esfuerzo igual a la resistencia superficial corregida del material. ⁸⁰

$$Nc_p = \left(\frac{Sfc}{\sigma c_{\text{piñon}}} \right)^2 \quad (\text{Ec1.43})$$

$$Nc_c = \left(\frac{Sfc}{\sigma c_{\text{cremallera}}} \right)^2 \quad (\text{Ec. 1.44})$$

Nc_p =Factor Seguridad Piñón

Nc_c =Factor Seguridad Cremallera

1.11.8. Esfuerzos En La Flecha

Las ecuaciones siguientes tendrán que ser calculadas para una diversidad de puntos y deberán también considerarse sus efectos multiaxiales combinados; primero debemos encontrar los esfuerzos aplicados en todos los puntos de interés. Los esfuerzos alternantes y de flexión medios aparecen en la superficie exterior, y se determinan a partir de:

$$\sigma_a = Kf \frac{Ma.C}{I} \quad \sigma_m = Kfm \frac{Mm.C}{I} \quad (\text{Ec. 1.45})^{81}$$

⁷⁹ SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed., p. 758

⁸⁰ SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed., p. 758

⁸¹ NORTON, *Robert L. Diseño de Elementos de Máquinas*, 1era Ed., p. 569.

Donde K_f y K_{fm} son los factores de concentración de esfuerzos a la fatiga por flexión para los componentes alternante y medio, respectivamente.

Dado que una flecha típica tiene una sección transversal redonda sólida podemos sustituir en lugar de c y de I :

$$C = r = \frac{d}{2} \quad (\text{Ec. 1.46})$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (\text{Ec. 1.47})$$

Lo que nos da

$$\sigma_a = K_f \frac{32Ma}{\pi \cdot d^3} \quad \sigma_m = K_{fm} \frac{32Mm}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{Ec. 1.48})$$

Donde d es diámetro local de la flecha, en la sección de interés.

$$\sigma_a = \frac{32 Mtc}{\pi \cdot d^3} \quad \sigma_c = \frac{32 Mtc}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{Ec. 1.49})$$

Los esfuerzos cortantes alternantes y torsionales se determinan a partir de:

$$\tau_a = K_{fs} \frac{Tar}{J} \quad (\text{Ec. 1.50})$$

1.11.8.1. Momentos Totales

Se combinan los planos ortogonales como vectores para obtener los momentos totales

$$Mr = \sqrt{Mxy^2 + Mxz^2} \quad (\text{Ec. 1.51})^{82}$$

1.11.8.2. Teoría del esfuerzo cortante máximo:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} \quad (\text{Ec. 1.52})$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad (\text{Ec. 1.53})$$

1.11.8.2.1. Esfuerzo por flexión

$$\sigma = \frac{32 M}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{Ec. 1.54})$$

⁸²SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed. p. 744.

1.11.8.2. Esfuerzo por torsión

$$\tau = \frac{16 T}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{Ec. 1.55})$$

1.11.8.3. Criterio de Von Mises

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{cm}^2 + 3 \tau_{cm}^2} \quad (\text{Ec. 1.56})$$

1.11.8.4. Determinación del Diámetro del Eje Método Estático.

$$d = \left| \frac{32xn}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right|^{1/3} \quad (\text{Ec. 1.57})$$

Donde:

d= diámetro a determinar

n= factor de seguridad

Sy = esfuerzo de cedencia

M = momento máximo

T= torque máximo

1.11.8.5. Determinación del Diámetro del Eje Método Cargas Dinámicas.

$$d = \left| \frac{32xn}{\pi} \left(\frac{T^2}{S_y} + \frac{M^2}{S_e} \right)^{1/2} \right|^{1/3} \quad (\text{Ec. 1.58})$$

Donde:

d= diámetro a determinar

n= factor de seguridad

Sy = resistencia a la fluencia

Se = esfuerzo equivalente

M = momento máximo

T= torque máximo

1.11.8.6. Resistencia a la fatiga

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga, se utilizará las siguientes ecuaciones:

$$Se' = 0,5 * Su \quad (\text{Ec. 1.59})$$

$$Se = Se' * Ka * Kb * Kc * Kd * Ke \quad (\text{Ec. 1.60})^{83}$$

Donde:

Su = Resistencia ultima a la tensión

Se' = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

- Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Ka = Factor de superficie

$$Ka = a * Su^b \quad (\text{Ec. 1.61})$$

Kb = Factor de tamaño

$$Kb = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} \quad (\text{Ec. 1.62})$$

Kc = Factor de carga

Kd = Factor de temperatura

Ke = Factor de confiabilidad

$$\frac{D}{d} \quad (\text{Ec. 1.63})$$

$$\frac{r}{d} \quad (\text{Ec. 1.64})$$

Kt = en Anexos 3.23

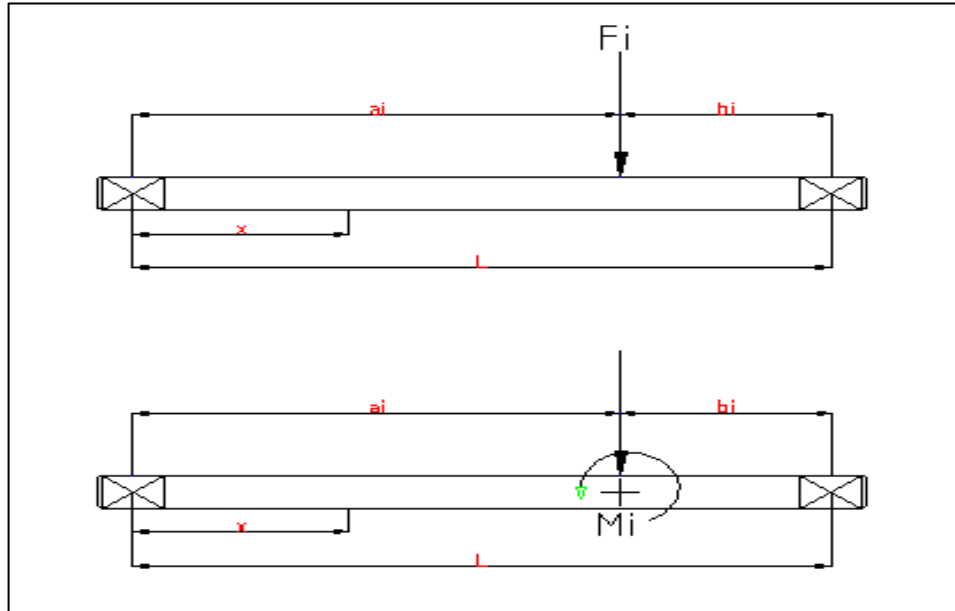
q = en Anexos 3.24

$$Ke = \frac{1}{Kf} \quad (\text{Ec. 1.65})$$

⁸³SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 8ta Ed. p. 274, 279.

1.11.8.7. Principio de superposición

La figura indicada representa la perspectiva de un eje de diámetro uniforme que satisfaga todas las restricciones de distorsión.



Fuente: Shigley.

Figura 1.19. Eje simplemente apoyado con aplicación de una fuerza \$F\$, y un par de torsión \$M\$.

1.11.8.7.1. Para la restricción activa de inclinación del cojinete izquierdo.

$$d = \left| \frac{32n}{3\pi E l \Sigma \Theta} \left\{ [\Sigma F_i b_i (b_i^2 - l^2) + \Sigma M_i (3a_i^2 - 6a_i \cdot l + 2l^2)]_H^2 + [\Sigma F_i b_i (b_i^2 - l^2) + \Sigma M_i (3a_i^2 - 6a_i \cdot l + 2l^2)]_V^2 \right\}^{1/2} \right|^{1/4} \quad (\text{Ec. 1.66})^{84}$$

1.11.8.7.2. Restricción activa del cojinete derecho

$$d = \left| \frac{32n}{3\pi E l \Sigma \Theta} \left\{ [\Sigma F_i a_i (a_i^2 - l^2) + \Sigma M_i (3a_i^2 + l^2)]_H^2 + [\Sigma F_i a_i (l^2 - a_i^2) + \Sigma M_i (3a_i^2 + l^2)]_V^2 \right\}^{1/2} \right|^{1/4} \quad (\text{Ec. 1.67})$$

⁸⁴SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed. P. 1122

Donde:

F_i = Fuerzas que se aplican en el eje

$\Sigma\theta$ = valor absoluto de la inclinación permisible en el cojinete

l = longitud tomada de centro a centro de los cojinetes

a_i y b_i = longitud de lado izquierdo y derecho respectivamente

E = Módulo de elasticidad

n = Factor de Seguridad

1.11.9 Cargas Distribuidas

En el diseño de las placas se realiza los cálculos a través de una carga distribuida y se lo transforma a una carga puntual mediante la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{Pt}{Lt} \quad (\text{Ec1.68})$$

Dónde:

Pt = Fuerza total

Lt = Longitud total

1.11.9.1. Tensión Debida a la Flexión

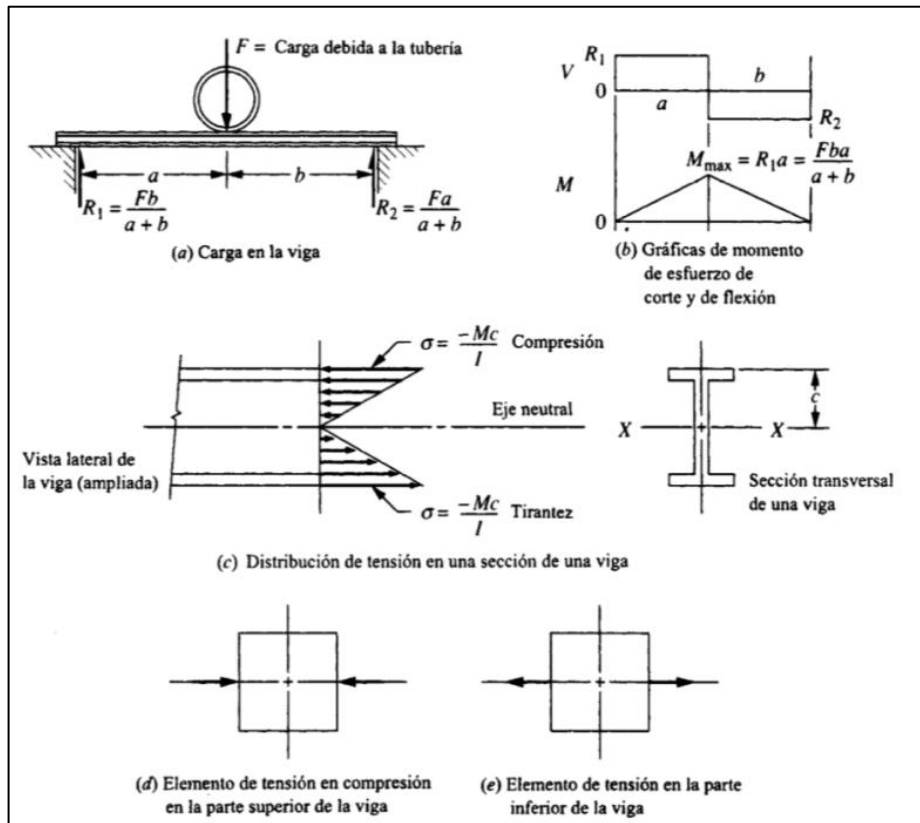
Una viga es una pieza que soporta cargas transversales a su eje. Tales cargas provocan momentos de flexión en la viga, lo que da por resultado el desarrollo de tensiones por flexión.⁸⁵

Las tensiones por flexión son tensiones normales, ya sea por tracción o de compresión.

La tensión máxima por flexión en la sección transversal de una viga se genera en la sección más lejana al eje neutral de la sección. En este punto, de la fórmula de flexión se obtiene la tensión:

⁸⁵NORTON, Robert L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, 1era Ed, p.79

Donde M es la magnitud del momento de flexión en la sección; I es el momento de inercia de la sección transversal de la viga. La magnitud de la tensión por flexión varía en forma lineal dentro de la sección transversal a partir de un valor de cero en el eje neutral, hasta la tensión máxima por compresión en el otro lado



Fuente: Robert L. Mott

Figura 1.20. Distribución Típica de Tensión por Flexión en la sección Transversal de una Viga

1.11.9.2. Esfuerzo flector máximo:

$$\sigma_{bmax} = \frac{M_{max} \cdot y}{I_y} \quad (\text{Ec. 1.69})$$

1.11.9.3. Momento de Inercia

El momento de inercia refleja la distribución de masa de un cuerpo o de un sistema de partículas en rotación, respecto a un eje de giro. El momento de inercia sólo depende de la geometría del cuerpo y de la posición del eje de giro; pero no depende de las fuerzas que intervienen en el movimiento.

$$I = P * \frac{At}{M} \quad (\text{Ec. 1.70})$$

Donde

$P =$ Momento Principal de inercia

$M =$ Peso

$A_t =$ Área transversal

1.11.9.4. Factor de concentración de esfuerzos

Para continuar los cálculos se determina los valores utilizados en la tabla A -15-2.

$$\frac{d}{w} = \text{valor remplazado en tabla anexo 3.25} \quad (\text{Ec. 1.71})^{86}$$

$$\frac{d}{h} = \text{valor remplazado en tabla anexo 3.25} \quad (\text{Ec. 1.72})$$

$$\delta_{max} = \frac{-Q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I_y} \quad (\text{Ec. 1.73})^{87}$$

1.11.10. Pernos

El perno es una pieza metálica larga de gran importancia cuya sección longitudinal y transversal es constante cilíndrica, normalmente hecha de acero o hierro. Está relacionada con el tornillo pero tiene un extremo de cabeza redonda, una parte lisa, y otro extremo roscado para la chaveta, tuerca, o remache, y generalmente se usa para sujetar piezas en una estructura rígida o flexible.

1.11.10.1. Pernos con cargas a tensión.

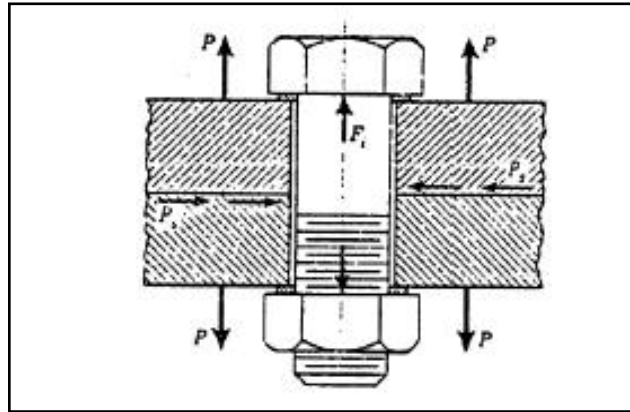
El análisis de la tensión en juntas atornilladas se realiza cuando el perno tiene una fuerza de pretensión o precarga y se aplica una carga. Ver (fig. 1.21)

Esta carga P se reparte entre el perno y las placas unidas respectivamente; dicho reparto depende de la relación entre las rigideces de ambos elementos para este caso son del mismo material siempre que se mantenga el contacto. A continuación se definen las variables.⁸⁸

⁸⁶SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed. APÉNDICE A-15-2

⁸⁷SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed. APÉNDICE A-9-16

⁸⁸SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed. Ec. 8.36, p. 485-488



Fuente: SHIGLEY⁸⁹

Figura 1.21. Junta Atornillada con cargas a tensión

$$\frac{F_i}{A_t} + \frac{C \cdot n \cdot F}{Z_b \cdot A_t} = S_y \quad (\text{Ec. 1.74})$$

Donde:

F_i = Fuerza de pretensión

A_t = Área del esfuerzo a tensión (mm²)

C = Constante de Rigidez

n = Factor de seguridad

F = Carga Externa

Z_b = Número de pernos

S_y = Resistencia a la Fluencia del perno

$$F_i = K_p \cdot S_p \cdot A_t \quad (\text{Ec. 1.75})$$

K_p = Factor de Montaje

S_p = Resistencia a Prueba

A_t = Área del esfuerzo a Tensión

El factor de Montaje se considera como 0.75 para conexiones no permanentes, este valor asegura que el esfuerzo es de compresión.

⁸⁹SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed., p. 469

Valor de la resistencia de prueba depende del grado métrico del perno, en un inicio de los cálculos se utilizará un grado métrico de 4.6 que es el menor de acuerdo a tablas.

- $S_p = 225$ Mpa Mínimo de elasticidad
- $S_y = 240$ Mpa Límite elástico mínimo

1.11.10.2. Constante de Rigidez

$$C = \left(\frac{kb}{km+Kb} \right) \quad (\text{Ec 1.76})^{90}$$

Donde:

Kb = Constante de Rigidez del perno

Km = Módulo de Rigidez de los miembros de la junta atornillada.

1.11.10.3. Constante de Rigidez del perno

$$Km = \left(\frac{0.577 * \pi * E * D}{2 \ln \left[5 \left(\frac{(0.577 * l) + (0.5 * D)}{(0.577 * l) + (2.5 * D)} \right) \right]} \right) \quad (\text{Ec. 1.77})^{91}$$

Donde:

E = Módulo de elasticidad

1.11.10.4. Módulo de Rigidez de los miembros de la junta atornillada

$$Kb = \left(\frac{A * E}{l} \right)$$

$$Kb = \left(\frac{\pi * E * D^2}{4 l} \right) \quad (\text{Ec. 1.78})^{92}$$

1.11.11. Sistema neumático

1.11.11.1. Cilindro neumático

Uno de los parámetros que permite seleccionar un cilindro es el diámetro, recorrido y la fuerza en base al trabajo a realizar.⁹³ Para el funcionamiento de la máquina se utilizara un cilindro de doble efecto para controlar la salida y el retroceso en el

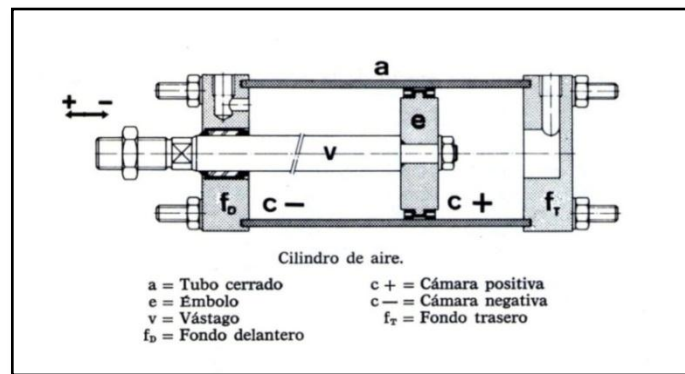
⁹⁰SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed. p. 479.

⁹¹SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed. Ec. 8.22, p. 472.

⁹²SHIGLEY, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Ed. Ec. 8.16, p. 469.

⁹³www.rsmation.com/pdfs/pdf_dv.pdf

cilindro el cual se detalla en la siguiente figura:



Fuente: Internet

Figura 1.22. Partes constitutivas del cilindro

1.11.11.2. Fuerza en los cilindros de doble efecto⁹⁴

La amortiguación neumática regulable permite cargas mayores y velocidades de operación más altas. Gracias a ello el cilindro es apropiado para tareas más exigentes. Los cilindros se fabrican en los diámetros 16, 20 y 25 mm, con carreras de entre 50 y 500 mm



Fuente: Internet

Figura 1.23. Cilindro de Doble efecto

La fuerza en los cilindros de doble efecto se determina de siguiente manera:

$$P = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 1.79})$$

$$F = P * A$$

$$F = P * \frac{\pi * D^2}{4} \quad (\text{Ec. 1.80})$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * F}{P * \pi}} \quad (\text{Ec. 1.81})$$

Donde:

⁹⁴<http://www.euskalnet.net/j.m.f.b./neumatica.htm>

P = Presión de trabajo
F = Fuerza de trabajo
D = Diámetro del cilindro.

Se tiene que considerar que la fuerza de retorno es la mayor a la salida por motivos de peso; el cálculo se basa en la consideración de los diferentes pesos existentes en el sistema.

1.11.11.3. Rendimiento

Con la siguiente fórmula se determina el rendimiento con el cual va trabajar el cilindro.

$$\% \text{ rendimiento} = \frac{\text{Fuerza necesaria}}{\text{Fuerza del sistema}} * 100\% \quad (\text{Ec. 1.82})^{95}$$

1.11.11.4. Capacidad del cilindro

Con la fórmula anterior invertida se determina el factor de seguridad que nos da el cilindro.

$$\text{Factor de Seguridad} = \frac{\text{Fuerza del sistema}}{\text{Fuerza necesaria}} \quad (\text{Ec. 1.83})^{96}$$

1.11.11.5. Válvulas neumáticas

Las válvulas neumáticas tienen una gran importancia dentro del mundo de la neumática. Cuyos componentes son importantes dentro de un sistema neumático, que determinan el camino que ha de tomar la corriente de aire hacia los otros elementos integrantes, desde la fuente de presión.

En la siguiente imagen se puede visualizar los diferentes mandos neumáticos.

⁹⁵www.festo.com

⁹⁶www.festo.com

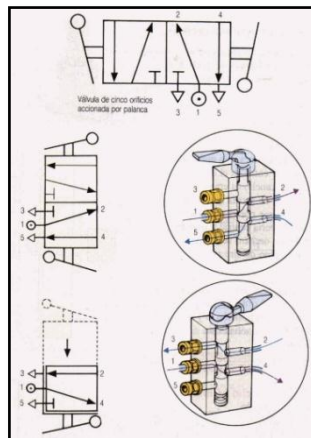


Fuente: Unitech– mandos neumáticos

Figura 1.24. Diagrama de la válvula de palanca

1.11.11.6. Válvulas neumática distribuidoras 5/2

Una válvula bi-estable no tiene una posición referencial y permanece en cualquier posición hasta que se activa una de las dos señales de impulso.



Fuente: Internet⁹⁷

Figura 1.25. Diagrama de la válvula 5/2

$$Q = \frac{V}{t} \tag{Ec. 1.84}$$

Donde:

V = Volumen

t = Tiempo

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} * L \tag{Ec. 1.85}$$

⁹⁷<http://www.euskalnet.net/j.m.f.b./neumatica.htm>

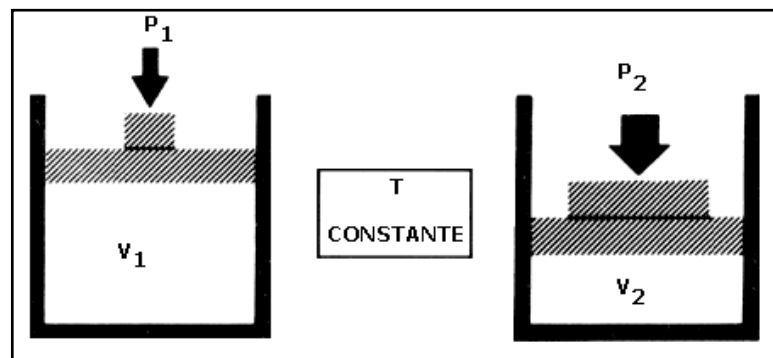
Donde:

D = Diámetro

L = Longitud o carrera

1.11.11.7. Ecuaciones de Gases ideales

La Ley general de los gases ideales surge como resultado del conocimiento obtenido de la Ley de Boyle, la Ley de Charles y la Ley de Avogadro. Se determina mediante la siguiente figura:



Fuente: Internet⁹⁸

Figura 1.26. Condiciones iniciales y finales

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2} \quad (\text{Ec. 1.86})$$

Donde:

P = Presión

V = Volumen

T = Temperatura

⁹⁸<http://www.gobiernodecanarias.org/educacion>

CAPÍTULO II

2 DISEÑO

2.1. Generalidades

Para el diseño de la máquina es importante primero tomar en cuenta algunos parámetros que serán la base para el cálculo o selección de los distintos elementos constitutivos de la máquina encapsuladora.

En este capítulo se describe todo el proceso de diseño de la máquina encapsuladora, los cuales están divididos en tres secciones partiendo por el principal que es el mecanismo de movimiento donde se encuentran los resortes, cremallera, engranajes y eje de potencia, estos elementos son diseñados bajo cálculos estáticos y bajo el principio de esfuerzos permisibles, teniendo como datos iniciales la fuerza o carga que soportan dichos elementos.

La segunda parte corresponde a las placas que se analizan de forma estática, mediante esfuerzos permisibles y esfuerzos cortantes.

En la tercera parte se realizan los cálculos que pertenecen al sistema neumático de la máquina encapsuladora mediante catálogos para válvulas y también para los cilindros de doble efecto.

2.2. Parámetros de Diseño

2.2.1. Parámetros dimensionales

Dentro de los parámetros dimensionales hay que tomar en cuenta que la máquina tiene que encapsular cápsulas de tamaño uno (1), cuyas características geométricas se describe en la tabla 2.1, que indica los tamaños de cada tipo de cápsula.

NÚMERO	TAMAÑO	DIÁMETRO
000	28.0 mm	9.9 mm
00	23.5 mm	8.5 mm
0	22.35 mm	7.7 mm
1	20.02 mm	6.9 mm
2	18.34 mm	6.4 mm
3	16.46 mm	5.8 mm
4	14.94 mm	5.3 mm

Fuente: Laboratorio de la Universidad Central

Tabla 2. 1. Características geométricas estandarizadas de las cápsulas.

Para este proyecto se trabajará con la cápsula de gelatina dura de **Formato #1**.

Se detalla a continuación las características técnicas de la cápsula formato #1. Cuyos valores se toman de la tabla (**Tabla 2.2**)

- Peso medio: 78 mg
- Largo de la base: 16.7 mm
- Largo de la tapa: 10.0 mm
- Largo de la cápsula ensamblada: 20.02 mm
- Diámetro máximo exterior: 6.90 mm

La tabla 2.2 muestra el peso y longitud de los diferentes tamaños de capsulas, la que nos sirve como dato para realizar la restricción de diseño de las placas.

PESO Y LONGITUD DE CAPSULAS VACÍAS				
Tamaño Cápsula	Peso Medio (mg)	Largo de la Base (mm)	Largo de la Tapa (mm)	Largo de la Cápsula ensamblada (mm)
0	102 (86 -106)	18,7	11,2	22,35
1	78 (69 -85)	16,7	10	20,02
2	65 (58 -68)	15,2	9,2	18,34
3	52 (44 -54)	13,6	8,2	16,46
4	42 (36 -44)	12,3	7,5	14,94
5	28 (24 -30)	9,5	5,5	11,8

Fuente: Laboratorio de la Universidad Central

Tabla 2. 2. Características peso y longitud de cápsulas vacías

La característica geométrica constituye una limitante muy importante en las dimensiones generales de la máquina.

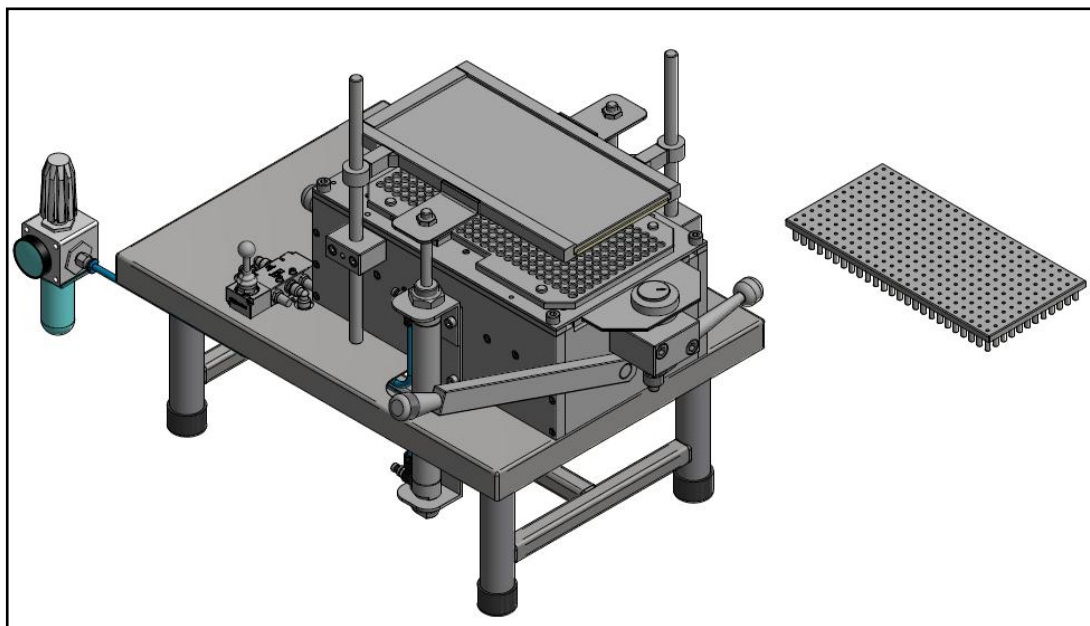
2.2.2. Capacidad de Encapsulado

La capacidad de encapsulado de la máquina constituye un parámetro impuesto por el productores y diseñadores de esta tesis, las mismas que se han establecido con un número de 300 cápsulas por ciclo de operación.

2.2.3. Partes constitutivas de la máquina

Antes de entrar en el diseño de la máquina, es necesario hacer un breve análisis de las partes fundamentales por las que debe estar compuesta la máquina. Para esto, se presenta en la Fig. 2.1 y Fig. 2.2 un esquema general de las partes principales necesarias para el funcionamiento eficaz de la máquina.

En la figura 2.1. Se indica la encapsuladora en plano 3D



Fuente: Los autores

Figura 2.1. Esquema general de la encapsuladora semiautomática vista isométrica

La figura 2.2. Se muestra la máquina encapsuladora completamente armada



Fuente: Los Autores

Figura 2.2. Encapsuladora semiautomática

A continuación se describen los elementos que serán analizados de acuerdo a su funcionamiento y accionamiento

2.2.4. Mecanismo de movimiento

- Resorte
- Piñón y Cremallera
- Flecha o eje de potencia

2.2.5. Diseño del conjunto de placas

- Placa porta punzones
- Conjunto de placa N° 1
- Conjunto de placa N° 2
- Conjunto de placa N° 3 y N° 4
- Conjunto de placa N° 5

2.2.6. Diseño de Pasadores y Pernos

- Diseño de pasadores
- Diseño de pernos

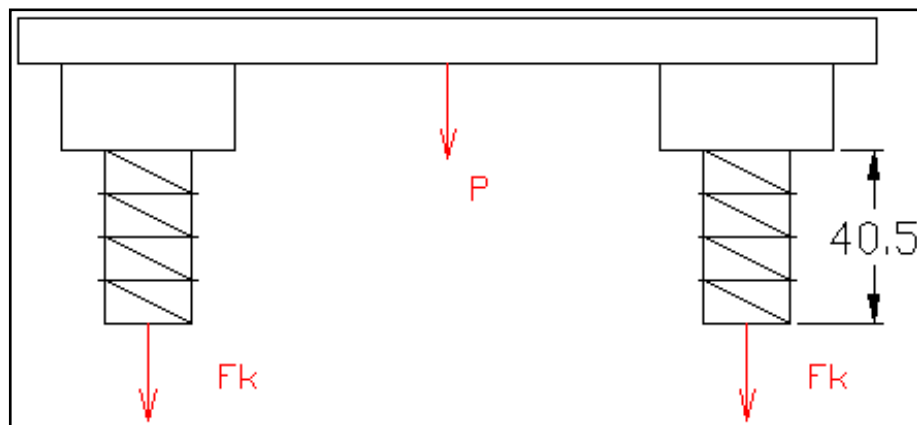
2.2.7. Diseño de accionamiento neumático

- Accionamiento Neumático

2.3 Diseño del Mecanismo de Movimiento

2.3.1 Diseño de los Resortes

La figura 2.3. indica el diagrama del cuerpo libre de la placa que soporta el peso y de la carga que reciben los resortes.



Fuente: Los Autores

Figura 2.3. Esquema general de la encapsuladora manual

2.3.1.1 Antecedentes del diseño de resortes

Según la geometría de los elementos Prediseñados en Solid Word, los resortes alcanzan la máxima longitud cuando la placa porta punzones huecos está en su punto más bajo. Entonces se deben diseñar los resortes con una longitud mayor a 40.5mm.

Datos de pre diseño del resorte:

- Longitud libre del resorte: $l_0 = 54\text{mm}$
- Material: Alambre templado en aceite ASTM 229 con un diámetro de: $d = 2\text{mm}$. (Ver Anexo 3.1)
- El resorte se diseña para compresión.
- El diámetro exterior del resorte va a ser: $D = 26\text{mm}$
- Los extremos están a escuadra y esmerilados y tiene un total de: 10 vueltas

2.3.1.2. Esfuerzo de Cedencia a la torsión del alambre

Para empezar a realizar los cálculos de esfuerzo de cedencia, se tomarán como datos iniciales las constantes A y n de resortes valores que se toman del anexo 3.2.

$$A = 1855 \text{ Mpa} - \text{mm}^n: n = 0,187 \quad (\text{Ver Anexo 3.2})$$

Se procede al cálculo de la resistencia mínima a la tensión según la ecuación 1.1.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (\text{Ec. 1.1})$$

$$S_{ut} = \frac{1855}{2^{0.187}}$$

$$S_{ut} = 1.629 \times 10^3 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 0,5 * S_{ut} \quad (\text{Ec. 1.2})$$

$$S_{sy} = 0,5 * 1.629 \times 10^3$$

$$S_{sy} = 814,744 \text{ Mpa}$$

2.3.1.3. Carga estática correspondiente al esfuerzo de cedencia

2.3.1.3.1. Índice del resorte

Para determinar la carga estática encontramos el factor C que es el índice del resorte el cual se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$c = \frac{D}{d} \quad (\text{Ec. 1.3})$$

$$c = \frac{26}{2}$$

$$c = 13 \text{ mm}$$

Factor de corrección de la curva y el cortante directo de Bergstrasser:

$$k_b = \frac{4c+2}{4c-3} \quad (\text{Ec. 1.4})$$

$$k_b = \frac{4(13) + 2}{4(12) - 3}$$

$$K_b = 1.10$$

Mediante el esfuerzo de cedencia a la torsión en lugar del esfuerzo cortante, y resolviendo para F_s , se tiene:

$$F_s = \frac{\pi * d^3 * Ssy}{8 * k_B * D} \quad (\text{Ec. 1.5})$$

$$F_s = \frac{\pi * 2^3 * 814,744}{8 * 1,11 * 26}$$

$$F_s = 89.331 \text{ N}$$

2.3.1.3.2. Módulo del Resorte

El cálculo del módulo del resorte se desarrolla mediante el desarrollo de las ecuaciones indicadas a continuación.

Los datos de las espiras totales se toman del anexo 3.3

$$N_a = N_t - 2 \quad (\text{Ver Anexo 3.3})$$

$$N_a = 10 - 2$$

$$N_a = 8 \text{ vueltas}$$

Módulo de rigidez se toma del anexo 3.4.

$$G1 = 77,2 * 1000 \quad (\text{Ver Anexo 3.4})$$

$$G1 = 7,72 * 10^4 \text{ Mpa}$$

Se determina la razón del resorte mediante la ecuación.

$$k = \frac{G1 * d^4}{8 * D m^3 * N_a} \quad (\text{Ec. 1.6})$$

$$k = \frac{7,72 * 10^4 * 2^4}{8 * 26^3 * 8}$$

$$k = 1,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

2.3.1.3.3. Longitud sólida del resorte

La fórmula para calcular la longitud sólida del resorte se obtiene del anexo 3.3.

$$L_s = d * (N_t) \quad (\text{Ver Anexos 3.3})$$

$$L_s = 2 * (10)$$

$$L_s = 20 \text{ mm}$$

2.3.1.3.4. Paso del resorte:

El cálculo del paso del resorte se desarrolla según la ecuación tomada del anexo 3.3 en donde:

$$p = \frac{L_0 - 2 * d}{Na} \quad (\text{Ver Anexos 3.3})$$

$$p = \frac{54 - 2 * 2}{8}$$

$$p = 6.25 \text{ mm}$$

2.3.1.3.5. Verificación de pandeo

Se procede al cálculo del pandeo. Se aplica la ecuación 1.8, de la cual se tiene como dato la constante α que se toma del anexo 3.5.

$$\alpha = 0,5 \quad (\text{Ver Anexo 3.5})$$

Se calcula la longitud libre del resorte expresada por la ecuación.

$$L_0 = 2,63 \frac{Dm}{\alpha} \quad (\text{Ec. 1.7})$$

$$L_0 = 2,63 \frac{26}{0,5}$$

$$L_0 = 136.76 \text{ mm}$$

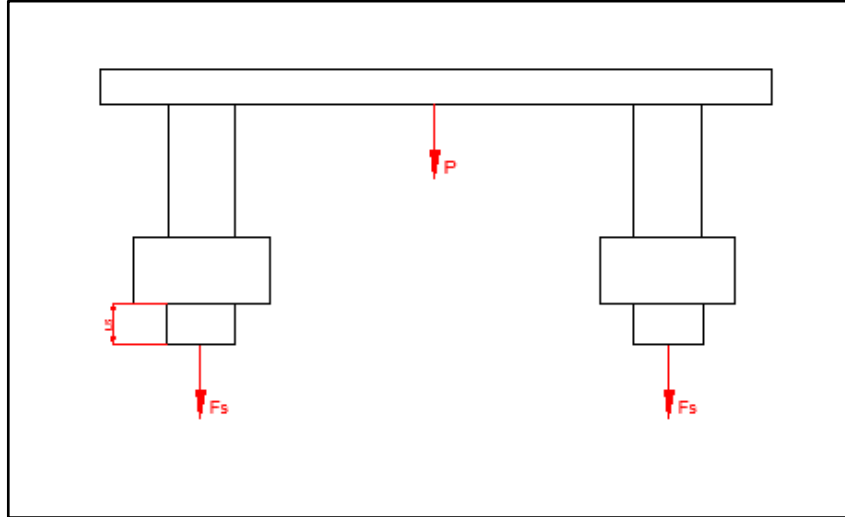
Mediante la condición de estabilidad representada en la ecuación, se tiene:

$$L_0 < L_0' \quad (\text{Ec. 1.8})$$

$$54 < 136.76 \quad \text{No es posible que exista pandeo}$$

2.3.2. Diseño de Engranaje y Cremallera

La figura 2.4 muestra la fuerza máxima que ejercerá cada resorte cuando estén completamente comprimidos.

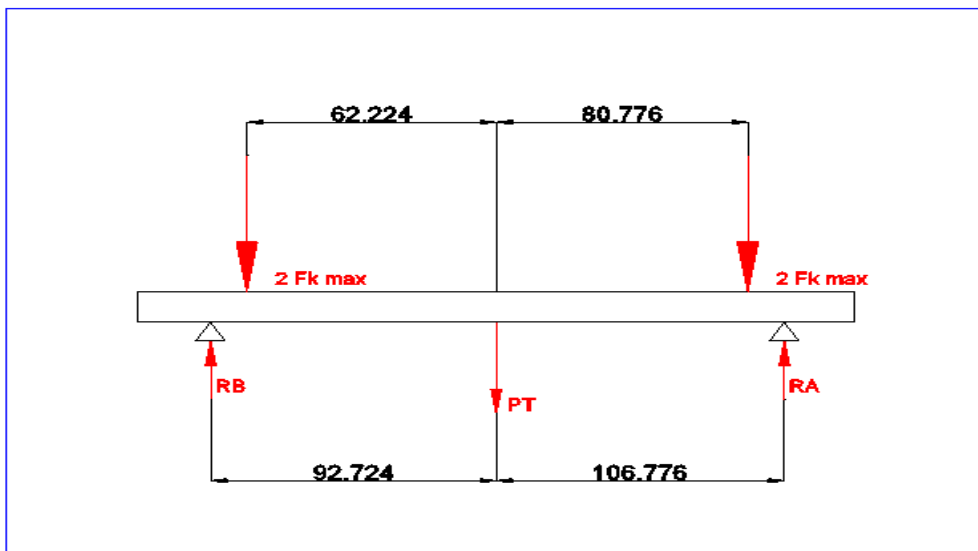


Fuente: Los autores

Figura 2.4. Diagrama de cuerpo libre placa y resortes

Además, en este punto, se podrá simular a toda la masa P como una viga, las fuerzas de los 4 resortes como fuerzas puntuales, y a los contactos de los piñones con las cremalleras como apoyos simples. Las distancias fueron tomadas con ayuda de un programa computacional.

La grafica 2.5 indica el diagrama del cuerpo libre de la placa porta punzones donde se indican las fuerzas que actúan sobre las mismas.



Fuente: Los autores

Figura 2.5. Diagrama de cuerpo libre

Datos obtenidos mediante el diseño del resorte

$$L_o = 54 \text{ mm}$$

$$L_s = 20 \text{ mm}$$

$$k = 1.1 \frac{N}{\text{mm}}$$

Entonces:

$$y = L_o - L_s \quad (\text{Ec. 1.8.1})$$

$$y = 54 - 20$$

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

La fuerza máxima ejercida en toda la placa está dada por la ecuación.

$$F_k \text{ max} = k * y \quad (\text{Ec. 1.8.2})$$

$$F_k \text{ max} = 1.1 * 34$$

$$F_k \text{ max} = 37.4 \text{ N}$$

El peso total PT estará conformado por las siguientes cargas muertas:

1. Placa porta punzones huecos: $CM1 = 2839,29 \text{ gr}$
2. Punzón hueco: $CM2 = 1,7 \text{ gr}$
3. Eje amortiguador: $CM3 = 16,31 \text{ gr}$
4. Placa móvil: $CM4 = 307,98 \text{ gr}$
5. Mango de desplazamiento: $CM5 = 24,18 \text{ gr}$
6. Esfera de desplazamiento: $CM6 = 9,33 \text{ gr}$
7. Cremallera: $CM7 = 413,17 \text{ gr}$
8. Pernos y tornillos: $CM8 = 22,91 \text{ gr}$
9. Soporte de resorte: $CM9 = 12,03 \text{ gr}$

Las cargas indicadas se encontraron con ayuda del programa SOLIDWORKS, Herramienta propiedades físicas.

El cálculo de la masa total se realiza mediante la ecuación.

$$CM = \frac{\sum_{i=1}^n [CM_{i=1} x Te_{i=1} + CM_{i=2} x Te_{i=2} + \dots + CM_{i=9} x Te_{i=9}]}{1000} \quad (\text{Ec. 1.9})$$

$$CM = \frac{[2839,29 + (300 * 1,7) + (4 * 16,31) + 307,98 + 24,18 + 9,33 + (2 * 413,17) + 22,91 + (4 * 12,03)]}{1000}$$

$$CM = 4,653 \text{ Kg}$$

Donde el peso total se obtiene aplicando la ecuación.

$$PT = CM * 9,81 \quad (\text{Ec. 1.10})$$

$$PT = 4,653 * 9,81$$

$$PT = 45,65 \text{ N}$$

Mediante el diagrama de Cuerpo Libre indicado en la figura 2.5 se procede al cálculo de las reacciones.

$$RB = \frac{(173,5 * 2 * Fk \text{ max}) + (PT * 92,724) + (30,5 * 2 * Fk \text{ max})}{199,5}$$

$$RB = \frac{(173,5 * 2 * 37,4) + (45,65 * 92,724) + (30,5 * 2 * 37,4)}{199,5}$$

$$RB = 97,7 \text{ N}$$

$$RA = PT + 4 * Fk \text{ max} - RB$$

$$RA = 45,65 + 4 * 37,4 - 97,7$$

$$RA = 97,55 \text{ N}$$

2.3.2.1. Diseño geométrico del piñón

Para evitar interferencia se elige el número mínimo de dientes del piñón igual a 12 con un ángulo de presión 25°. (Ver Anexo 3.6)

$$\phi = 25 \frac{2\pi}{360}$$

$$\phi = 0,436 \text{ rad}$$

Datos:

$$z_p = 15 \text{ dientes}$$

Se selecciona $z = 15$ como dato para no obtener un piñón demasiado pequeño.

El tamaño de los dientes depende del módulo. (Ver Anexo 3.7)

Los pasos diametrales menores a 20 se consideran gruesos, mientras que los mayores o iguales a 20, finos.

Se elige un módulo de 2.5, equivalente a paso diametral fino.

$$m_p = 2,5 \frac{mm}{diente}$$

Diámetro primitivo se obtiene con la ecuación 1.12.

$$D_p = z_p * m_p \quad (\text{Ec. 1.11})$$

$$D_p = 15 * 2,5$$

$$D_p = 37.5 \text{ mm}$$

Para determinar el Addendum del piñón se aplica la ecuación 1.12:

$$a = m_p \quad (\text{Ec. 1.12})$$

$$a = 2,5 \text{ mm}$$

Dedendum:

$$b = 1,25 * m_p \quad (\text{Ec. 1.13})$$

$$b = 1,25 * 2,5$$

$$b = 3,125 \text{ mm}$$

Diámetro exterior:

$$D_e = D_p + 2 * a \quad (\text{Ec. 1.14})$$

$$D_e = 37.5 + 2 * 2,5$$

$$D_e = 42,5 \text{ mm}$$

Diámetro de raíz:

$$D_i = D_p - 2 * b \quad (\text{Ec. 1.15})$$

$$D_i = 37,5 - 2 * 3,125$$

$$D_i = 31,25 \text{ mm}$$

Diámetro de base:

$$D_B = D_p * \cos \emptyset \quad (\text{Ec. 1.16})$$

$$D_B = 37,5 * \cos 0,436$$

$$D_B = 33,99 \text{ mm}$$

Paso circular:

$$P_C = \pi * m \quad (\text{Ec. 1.17})$$

$$P_C = \pi * 2,5$$

$$P_C = 7,85 \text{ mm}$$

Profundidad de trabajo:

$$h_k = 2 * a \quad (\text{Ec. 1.18})$$

$$h_k = 2 * 2,5$$

$$h_k = 5 \text{ mm}$$

Profundidad total del diente:

$$h_t = a + b \quad (\text{Ec. 1.19})$$

$$h_t = 2,5 + 3,125$$

$$h_t = 5,625 \text{ mm}$$

Holgura:

$$\text{holg} = b - a \quad (\text{Ec. 1.20})$$

$$\text{holg} = 3,125 - 2,5$$

$$\text{holg} = 0,625 \text{ mm}$$

Espesor del diente:

$$t = \frac{P_C}{2} \quad (\text{Ec. 1.21})$$

$$t = \frac{7,85}{2}$$

$$t = 3,925 \text{ mm}$$

El ancho del diente: Teóricamente se encuentra entre 8mm y 12mm. Si se usa el mínimo, sería 22mm. Sin embargo no es necesario un valor tan alto, ya que la potencia de trabajo es baja.

Por lo cual se selecciona el siguiente valor:

$$f = 15 \text{ mm}$$

Diámetro del cubo: $D_c = 30 \text{ mm}$

Longitud del cubo: $L_c = 15 \text{ mm}$

2.3.2.2. Diseño geométrico de la cremallera

Como dato inicial, el módulo de la cremallera es igual al de engranaje calculado.

$$m_c = 2,5 \frac{\text{mm}}{\text{diente}}$$

Selecciona el mismo ángulo de presión, Addendum, Dedendum, y ancho del diente del piñón.

Debido a la altura que se desea desplazar linealmente, la cremallera tendrá un número de aproximadamente 6 dientes por toda su altura que es 49.5mm, así:

$$z_c = 6,5 \text{ dientes}$$

Se requiere de una longitud libre de tallado de dientes, dado al diseño de los resortes y a la altura máxima de desplazamiento, y para no desgastar la herramienta de corte. Será de 15.5mm

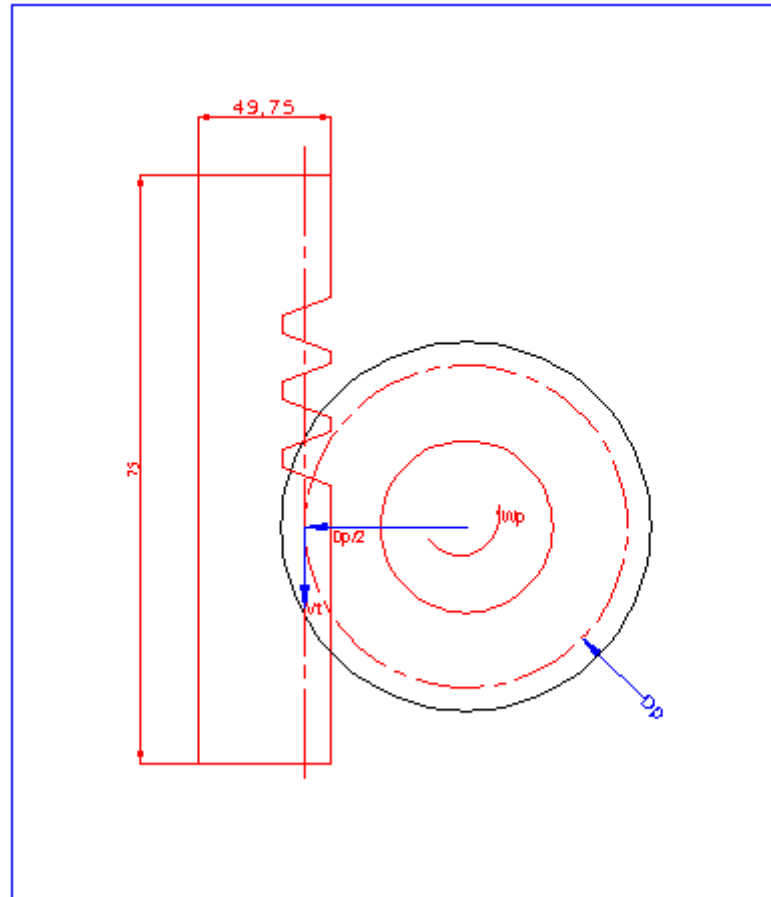
Incluyendo la parte tallada y la no tallada, se tiene una longitud total de:

$$L_{\text{cremallera}} = 75 \text{ mm}$$

Por causa de la ubicación de los pernos que sujetan la cremallera a la placa porta punzones huecos, la cremallera tendrá una altura total de 49.75mm.

2.3.2.3. Cinemática del piñón-cremallera

La figura 2.6, indica la velocidad que se genera con el mecanismo piñón – cremallera.



Fuente: Los Autores

Figura 2.6. Unión entre Cremallera y Piñón

2.3.2.3.1. Cálculos de la Velocidad Angular del Piñón.

Datos:

Se requiere de una velocidad promedio de 10 mm/s para subir la placa porta punzones huecos.

$$V_t = 10 \frac{mm}{s}$$

Con este dato se calcula la velocidad angular que se genera entre el piñón y la cremallera que esta expresada por la ecuación 1.23.

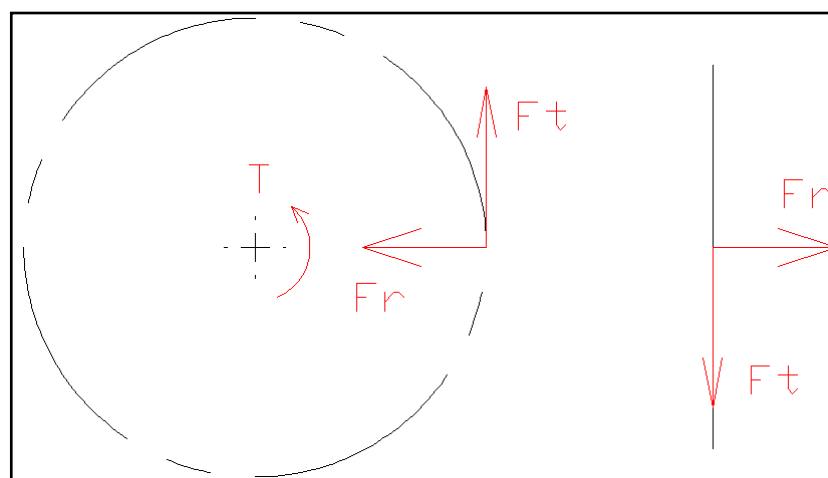
$$\omega_p = \frac{v_t}{\frac{D_p}{2}} \quad (\text{Ec. 1.22})$$

$$\omega_p = \frac{10}{\frac{37.5}{2}}$$

$$\omega_p = 0,533 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

2.3.2.4. Dinámica del piñón-cremallera:

La figura 2.7 representa las fuerzas tangenciales y centrípetas que se generan en el engranaje y la cremallera.



Fuente: Los autores

Figura 2.7. Dinámica del piñón – cremallera

2.3.2.4.1. Primer conjunto piñón-cremallera:

Como dato inicial se tiene la fuerza tangencial uno que es igual a la reacción A.

$$F_{t1} = RA$$

$$F_{t1} = 97.55$$

El torque que se genera en el piñón se obtiene aplicando la ecuación 1.24.

$$\text{Torque}_1 = F_{t1} \frac{D_p}{2} \quad (\text{Ec. 1.24})$$

$$\text{Torque}_1 = 97.55 \left(\frac{37.5}{2} \right)$$

$$\text{Torque}_1 = 1.83 \times 10^3 \text{ Nmm}$$

Luego de que se obtuvo el torque, se determinará la fuerza resultante que se expresa en la ecuación 1.24.1.

$$F_{r1} = F_{t1} * \tan \phi \quad (\text{Ec. 1.24.1})$$

$$F_{r1} = 97.55 * \tan 0,436$$

$$F_{r1} = 45,488 \text{ N}$$

2.3.2.4.2. Segundo conjunto piñón-cremallera

Los cálculos del segundo conjunto son similares a los realizados anteriormente.

$$F_{t2} = RB$$

$$F_{t2} = 97.7 \text{ N} \quad (\text{Ec. 1.24})$$

$$\text{Torque}_2 = 97.7 \frac{37.5}{2}$$

$$\text{Torque}_2 = 1.83 \times 10^3 \text{ Nmm}$$

$$F_{r2} = F_{t2} * \tan \phi \quad (\text{Ec. 1.24.1})$$

$$F_{r2} = 97.7 * \tan 0,436$$

$$F_{r2} = 45.558 \text{ N}$$

2.3.2.5. Cálculo de esfuerzos y resistencias según la Norma AGMA

2.3.2.5.1. Factor J de geometría

Los factores de geometría de la cremallera y piñón fueron tomados del anexo 3.8.

$$J_p = 0,36 \text{ (piñon)} \quad J_{cr} = 0,545 \text{ (cremallera)} \quad (\text{Ver Anexo 3.8}).$$

2.3.2.5.2. Factor dinámico

Para determinar el factor dinámico primero se procederá a calcular las variables necesarias para la resolución de la misma, se encuentran detalladas a continuación.

$$Q_v = 6 \text{ Fabricación por fresado} \quad (\text{Ver Anexo 3.9}).$$

$$B = 0,25 (12 - Qv)^{\frac{2}{3}} \quad (\text{Ec. 1.25})$$

$$B = 0,25 (12 - 6)^{\frac{2}{3}}$$

$$B = 0,825$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (\text{Ec. 1.26})$$

$$A = 50 + 56(1 - 0,825)$$

$$A = 59,773$$

Los valores de velocidad de paso, Vt se determinan a partir de la ecuación 1.27.

$$Vt_{max} = \frac{[A+(Qv-3)^2]}{200} \quad (\text{Ec. 1.27})$$

$$Vt_{max} = \frac{[59,773 + (6 - 3)^2]}{200}$$

$$Vt_{max} = 19,702 \frac{m}{s}$$

El factor dinámico K_v se determina mediante el anexo 3.10.

$$K_v = 0,55 \quad (\text{Ver Anexo 3.10})$$

2.3.2.5.3. Factor de distribución de carga

$$K_m = 1,6 \quad (\text{Ver Anexo 3.11})$$

2.3.2.5.4. Factor de sobrecarga

$$K_a = 1 \quad \text{Fuente de energía uniforme, carga de la máquina impulsada uniforme.}$$

(Ver Anexo 3.12)

2.3.2.5.5. Factor de tamaño

$$K_s = 1$$

2.3.2.6. Esfuerzo a la flexión (1er tren de engranajes).

2.3.2.6.1. Para el Piñón 1

$$\sigma_{b_{p1}} = \frac{Ft1 * Ka * Km * Ks}{f * m_p * J_p * kv} \quad (\text{Ec. 1.28})$$

$$\sigma_{b_{p1}} = \frac{97,55 * 1 * 1,6 * 1}{15 * 2,5 * 0,36 * 0,55}$$

$$\sigma_{b_{p1}} = 21.021 \text{ Mpa}$$

2.3.2.6.2. Para la Cremallera 1

$$\sigma_{b_{cr1}} = \frac{Ft1 * Ka * Km * Ks}{f * m * J_{cr} * kv} \quad (\text{Ec. 1.28})$$

$$\sigma_{b_{cr1}} = \frac{97,55 * 1 * 1,6 * 1}{15 * 2,5 * 0,545 * 0,55}$$

$$\sigma_{b_{cr1}} = 13,885 \text{ Mpa}$$

2.3.2.7. Esfuerzo a la flexión (2do tren de engranajes).

2.3.2.7.1. Para el Piñón 2

Se realiza el cálculo del esfuerzo a flexión del piñón dos mediante la ecuación 1.28.

$$\sigma_{b_{p2}} = \frac{Ft2 * Ka * Km * Ks}{f * m_p * J_p * kv} \quad (\text{Ec. 1.28})$$

$$\sigma_{b_{p2}} = \frac{97,7 * 1 * 1,6 * 1}{15 * 2,5 * 0,36 * 0,55}$$

$$\sigma_{b_{p2}} = 21,053 \text{ Mpa}$$

2.3.2.7.2. Para la Cremallera 2

Se realiza el cálculo del esfuerzo a flexión de la cremallera dos aplicando la ecuación

$$\sigma_{b_{cr2}} = \frac{Ft2 * Ka * Km * Ks}{f * m * J_{cr} * kv} \quad (\text{Ec. 1.28})$$

$$\sigma_{b_{cr2}} = \frac{97,7 * 1 * 1,6 * 1}{15 * 2,5 * 0,545 * 0,55}$$

$$\sigma_{b_{cr2}} = 13.906 \text{ Mpa}$$

2.3.2.8. Resistencia a la fatiga por flexión:

Primero se realizará el cálculo de número de ciclos estimando como dato un valor de 5000 horas de trabajo, y con esto determinar el factor de vida de la máquina.

Datos:

La máquina se diseñará para 5000 horas de trabajo.

$$N_{ciclos} = \omega_p * 5000 * 60 \quad (\text{Ec. 1.29})$$

$$N_{ciclos} = \frac{0,533 * 5000 * 60 * 60}{2\pi}$$

$$N_{ciclos} = 1,526 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

2.3.2.8.1. Factor de vida

Se realiza el cálculo de factor de vida mediante la ecuación 1.31

$$K_l = 2,3194 N_{ciclos}^{-0,0538} \quad (\text{Ec. 1.30})$$

$$K_l = 2,3194 (1,526 \times 10^6)^{-0,0538}$$

$$K_l = 1,078$$

Curva de aceros de dureza 160HB (Ver Anexos 3.13)

2.3.2.8.2. Factor de temperatura

Se toma el factor de temperatura ambiente, que indica $k_t = 1$.

$$K_t = 1$$

2.3.2.8.3. Factor de confiabilidad

Para determinar el factor de confiabilidad se utiliza el anexo 3.14.

$$K_R = 1 \quad (\text{Ver Anexo 3.14})$$

2.3.2.8.4. Resistencia teórica a la fatiga por flexión

Para determinar la resistencia teórica a la fatiga por flexión se parte de datos tomados del anexo 3.13 y 3.15.

Curva de aceros de dureza 160HB.

$$HB = 180. \quad (\text{Ver Anexo 3.13})$$

Acero AGMA A1-A5, endurecido en la masa, dureza superficial de 180 HB, Grado 1. (Ver Anexo 3.15)

Aplicando la ecuación 1.32, de la resistencia teórica a la fatiga se tiene.

$$Sfb' = -274 + 167HB - 0,152 HB^2 \quad (\text{Ec. 1.31})$$

(Ver Anexo 3.16)

$$Sfb' = -274 + 167 * 180 - 0,152 * 180^2$$

$$Sfb' = 2.486 \times 10^4 \text{ psi}$$

$$Sfb' = Sfb' \frac{6,894757}{1000}$$

$$Sfb' = 2.486 \times 10^4 \frac{6,894757}{1000}$$

$$Sfb' = 171,412 \text{ Mpa}$$

2.3.2.8.5. Resistencia a la fatiga por flexión

Para culminar se determina la resistencia a la fatiga por flexión, que se encuentra representada en la ecuación 1.32.

$$Sfb = \frac{KL * Sfb'}{Kt * Kr} \quad (\text{Ec. 1.32})$$

$$Sfb = \frac{1,078 * 171,412}{1 * 1}$$

$$Sfb = 184.782 \text{ Mpa}$$

2.3.2.9. Esfuerzo a la fatiga por contacto

2.3.2.9. 1. Factor de geometría superficial

Para determinar el factor de geometría superficial se determinan los radios de curvatura del piñón y la cremallera que están expresados en la ecuación 1.34.

$Dist = 67,625 \text{ mm}$ Distancia entre la base de la cremallera y el centro del piñón.

$$\rho_p = \sqrt{\left(\frac{Dp}{2} + mp\right)^2 - \left(\frac{Dp}{2} * \cos \phi\right)^2} - \pi * mp * \cos \phi \quad (\text{Ec. 1.34})$$

$$\rho_p = \sqrt{\left(\frac{37,5}{2} + 2,5\right)^2 - \left(\frac{37,5}{2} * \cos 0,436\right)^2} - \pi * 2,5 * \cos 0,436$$

$$\rho_p = 5,636 \text{ mm}$$

$$\rho_g = Dist * \sin \phi - \rho_p \quad (\text{Ec. 1.35})$$

$$\rho_g = 67,625 * \sin 0,436 - 5,636$$

$$\rho_g = 22,923 \text{ mm}$$

El cálculo del factor de geometría I está establecido por la ecuación 1.33.

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right) Dp} \quad (\text{Ec. 1.33})$$

$$I = \frac{\cos 0,436}{\left(\frac{1}{5,636} + \frac{1}{22,923}\right) 37,5}$$

$$I = 0,109$$

2.3.2.9.2. Coeficiente elástico C_p

El coeficiente elástico se toma del anexo 3.17.

$$C_p = 191 \text{ Mpa}^{0,5} \quad \text{Combinación acero piñón, acero cremallera. (Ver Anexo 3.17)}$$

2.3.2.9. 3. Factor del terminado superficial

El valor del factor de terminado superficial se determina:

$$C_f = 1$$

2.3.2.9.4. Esfuerzo superficial (1er tren de engranajes)

Se calcula el esfuerzo superficial que se genera en el tren de engranajes uno, se determina por la ecuación 1.36.

$$\sigma_{c1} = C_p * \sqrt{\frac{Ft1 * Ka * Km * Ks * Cf}{f * I * Dp * Kv}} \quad (\text{Ec. 1.36})$$
$$\sigma_{c1} = 191 \text{ Mpa} \sqrt{\frac{97.55 * 1 * 1,6 * 1 * 1}{15 * 0,109 * 37,5 * 0,55}}$$

2.3.2.9.5. Esfuerzo superficial (2do tren de engranajes)

Mediante la ecuación 1.36 se obtiene el esfuerzo superficial que se genera en el tren de engranajes número dos, se determina por la ecuación:

$$\sigma_{c2} = C_p * \sqrt{\frac{Ft2 * Ka * Km * Ks * Cf}{f * I * Dp * Kv}} \quad (\text{Ec. 1.36})$$
$$\sigma_{c2} = 191 \text{ Mpa}^{0,5} * \sqrt{\frac{97.7 * 1 * 1,6 * 1 * 1}{15 * 0.109 * 37,5 * 0,55}}$$
$$\sigma_{c2} = 410.22 \text{ Mpa}$$

2.3.2.10. Resistencia a la fatiga por contacto

2.3.2.10.1. Factor de vida superficial

Se recalcula el factor de vida superficial pero considerando que es resistencia a la fatiga por contacto.

$$CL = 2,4466 * N_{ciclos}^{-0,056} \quad (\text{Ec. 1.37})$$
$$CL = 2,4466 * 1,526 * 10^6^{-0,056}$$
$$CL = 1,102$$

2.3.2.10.2. Factor de razón de dureza

Se utiliza el mismo material para el piñón y la cremallera: $HB_p = HB$ $HB_{cr} = HB$

$$\frac{HB_p}{HB_{cr}} = 1$$

$$1 < 1,2 \text{ Entonces } A=0 \quad (\text{Ec. 1.38})$$

$CH = 1$ Con la fórmula para piñones endurecidos en su masa que trabajan con engranes endurecidos en su masa.

2.3.2.10.3. Resistencia teórica a la fatiga por contacto

Se determina la resistencia teórica que se deduce a partir de la ecuación:

$$Sfc' = 26000 + 327 * HB \quad (\text{Ec. 1.39})$$

$$Sfc' = 26000 + 327 * 180$$

$$Sfc' = 8,486 \times 10^4 \text{ psi}$$

$$Sfc' = Sfc' \frac{6,894757}{1000}$$

$$Sfc' = 8,486 \times 10^4 \frac{6,894757}{1000}$$

$$Sfc' = 585,089 \text{ Mpa} \quad (\text{Ver Anexo 3.16})$$

2.3.2.10.4. Resistencia a la fatiga por contacto

$$Sfc = \frac{CH * CL * Sfc'}{Kt * Kr} \quad (\text{Ec. 1.40})$$

$$Sfc = \frac{1 * 1,102 * 585,089}{1 * 1}$$

$$Sfc = 645 \text{ Mpa}$$

2.3.2.10.5. Factores de seguridad Contra Falla por flexión 1er engranaje piñón cremallera:

2.3.2.10.5.1. Piñón 1

$$FS_{P1} = \frac{Sfb}{\sigma_{bp}} \quad (\text{Ec. 1.41})$$

$$FS_{P1} = \frac{184,782}{21,021}$$

$$FS_{P1} = 8,79 \text{ Piñón}$$

2.3.2.10.5.2. Cremallera 1

$$FS_{CR1} = \frac{Sfb}{\sigma_{bcr1}} \quad (\text{Ec. 1.42})$$

$$FS_{CR1} = \frac{184,782}{13,885}$$

$$FS_{CR1} = 13,3 \text{ Cremallera}$$

2.3.2.10.5.3. Factores de seguridad Contra Falla Superficial 1:

$$FS_{C1} = \frac{Sfc}{\sigma_{c1}} \quad (\text{Ec. 1.41})$$

$$FS_{C1} = \frac{645}{410.12}$$

$$FS_{C1} = 1.572 \text{ Piñón y cremallera}$$

2.3.2.10.6. Factores de seguridad Contra Falla por flexión 2do engranaje piñón cremallera:

El factor de seguridad contra falla por flexión se calcula de manera independiente para el piñón y cremallera que se determinan mediante las ecuaciones 1.41 y 1.42 respectivamente.

2.3.2.10.6.1. Piñón 2

$$FSb_{P2} = \frac{Sfb}{\sigma_{bp}} \quad (\text{Ec. 1.41})$$

$$FSb_{P2} = \frac{184,782}{21,053}$$

$$FSb_{P2} = 8,776 \text{ Piñón}$$

2.3.2.10.6.2. Cremallera 2

$$FS_{CR2} = \frac{Sfb}{\sigma_{bcr2}} \quad (\text{Ec. 1.42})$$

$$FS_{CR2} = \frac{184,782}{13.,906}$$

$$FS_{CR2} = 13,287 \text{ Cremallera}$$

2.3.2.10.6.3. Factores de seguridad Contra Falla Superficial 2:

Se determina el factor de seguridad contra falla superficial del segundo conjunto de engranaje cremallera mediante la ecuación 1.44.

$$FSC_2 = \left(\frac{sf_c}{\sigma_{c2}} \right)^2 \quad (\text{Ec. 1.44})$$

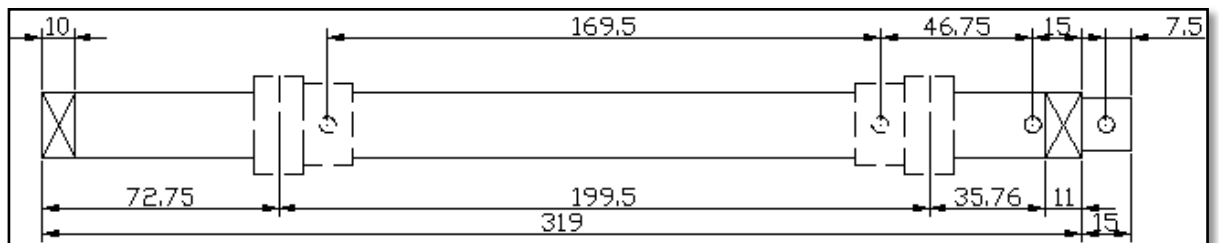
$$FSC_2 = \left(\frac{645}{410.22} \right)^2$$

$$FSC_2 = 1.571 \text{ Piñón y cremallera}$$

2.3.3. Diseño del Eje Principal

2.3.3.1. Diseño geométrico

Para el diseño del eje se selecciona un acero inoxidable AISI 304 con un límite de fluencia $S_y = 207 \text{ Mpa}$.



En la figura 2.8. Se detalla un esquema grafico del eje, en el que se visualizan todas dimensiones y elementos que interfieren en el mismo.

Fuente: Los autores

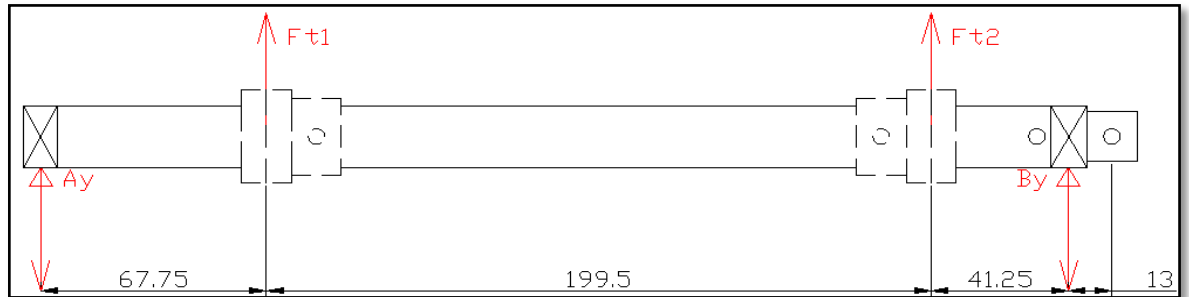
Figura 2.8. Diagrama de Cuerpo Libre

2.3.3.2. Resolución como una viga simplemente apoyada.

Para el diseño del eje se partirá realizando los Diagramas del Cuerpo libre en los diferentes planos.

2.3.3.2.1. Plano X-Y

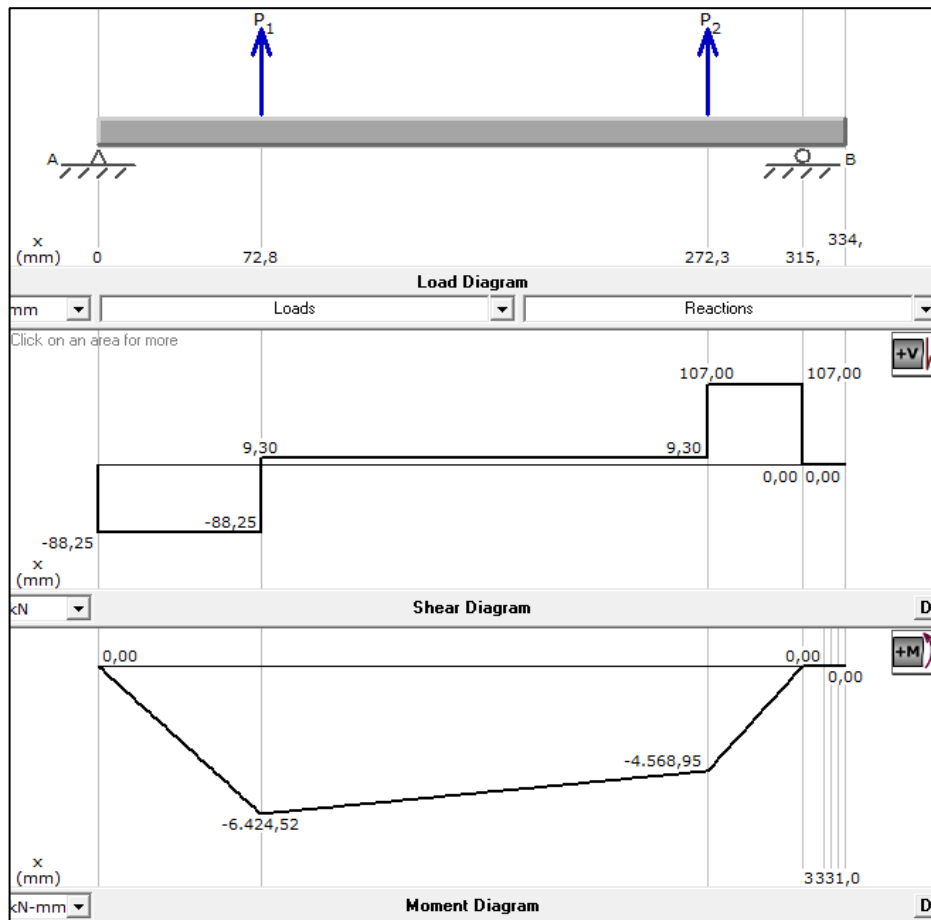
Se realiza un diagrama de cuerpo libre en el plano X-Y indicado en la figura 2.9. El cual sirve posteriormente para la obtención de la gráfica de momentos.



Fuente: Los autores

Figura 2.9. Detalle del eje con cargas en plano X- Y

La gráfica 2.10 representa los diagramas de cortante y los momentos que se generan en el plano XY.



Fuente: Los Autores

Figura 2.10. Diagrama de corte y Momentos en el plano X-Y

Se obtienen los siguientes momentos en los puntos analizados:

Sección C:

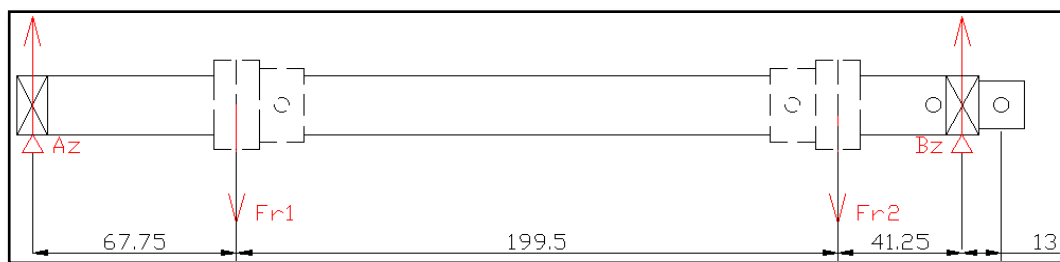
$$M_{cxy} = 6424,52 \text{ N mm}$$

Sección D:

$$M_{dxy} = 4568,95 \text{ N mm}$$

2.3.3.2.2. Plano X-Z

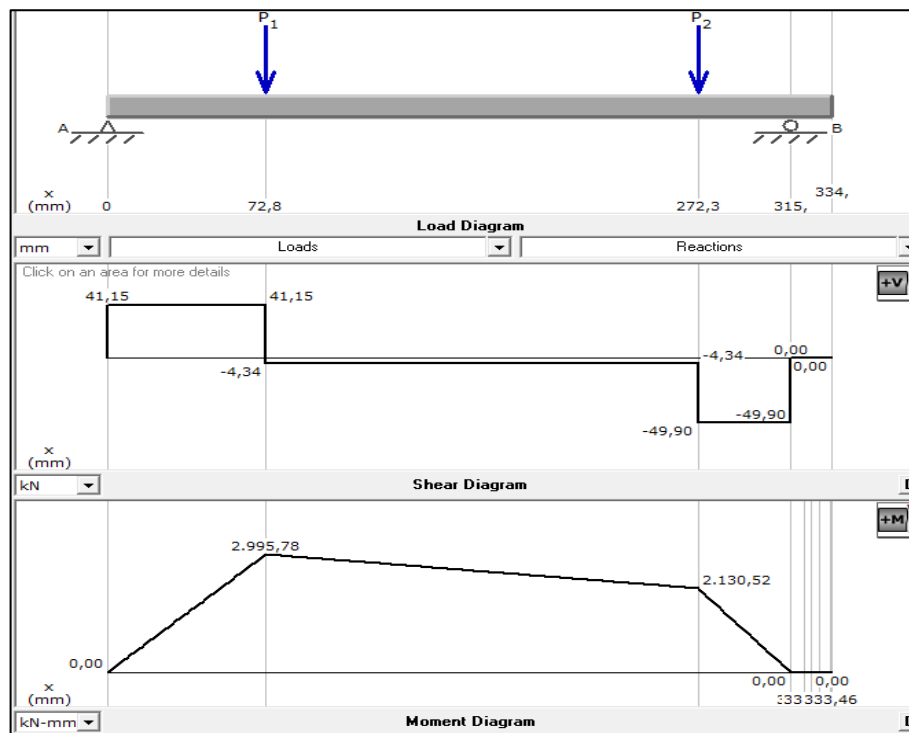
Se realiza un diagrama de cuerpo libre en el plano X-Z representado en la figura 2.11. El cual sirve posteriormente para la obtención de la gráfica de momentos.



Fuente: Los Autores

Figura 2.11. Detalle de la flecha con cargas en el plano X- Z

La grafica 2.12 representa los diagramas de cortante y los momentos que se generan en el plano XZ.



Fuente: Los Autores

Figura 2.12. Diagrama de esfuerzos y Momentos en el plano X-Z

Se obtienen los siguientes momentos en el plano XZ:

Sección C:

$$M_{cxz} = 2995,78 \text{ N mm}$$

Sección D:

$$M_{dxz} = 2130,52 \text{ N mm}$$

2.3.3.2.3. Momentos Totales

Se realiza una sumatoria de momentos para verificar cual es el punto más crítico en el diseño del eje.

Sección C:

$$M_{rc} = \sqrt{M_{cxy}^2 + M_{cxz}^2} \quad (\text{Ec. 1.51})$$

$$M_{rc} = \sqrt{6424,52^2 + 2995,78^2}$$

$$M_{rc} = 7088,66 \text{ N - mm}$$

Sección D:

$$M_{rd} = \sqrt{M_{dxy}^2 + M_{dxz}^2} \quad (\text{Ec. 1.51})$$

$$M_{rd} = \sqrt{4568,95^2 + 2130,52^2}$$

$$M_{rd} = 5041,27 \text{ N - mm}$$

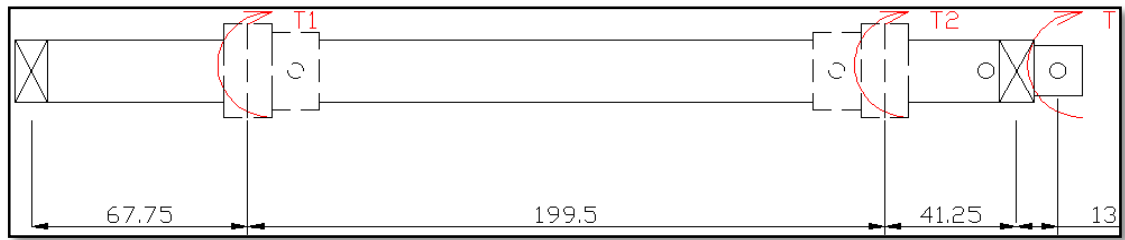
Conclusión: la sección C, es la crítica

2.3.3.2.4. Torque Máximo

Se determina el torque máximo que se genera en el eje

$$T = F * d \quad (\text{Ec. 1.24})$$

La figura 2.13. Describe el diagrama de cuerpo libre de torques existentes en el eje que se generan por acción de cada piñón.



Fuente: Los Autores

Figura 2.13. Diagrama de Torques

Se empleará una palanca de 250 mm de largo la cual ejecuta los movimientos del eje, usando las fuerzas tangenciales obtenidas en el diseño de los engranajes, y usando el radio primitivo de los piñones R_p , se tiene como dato:

$$Ft1 = 97,55 \text{ N}$$

Dividiendo el diámetro primitivo para 2 se obtiene la distancia exacta para la obtención del Torque

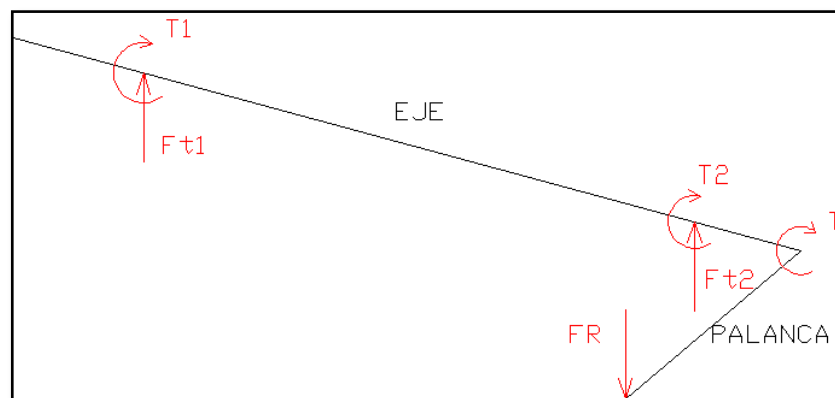
$$R_p = \frac{D_p}{2} \quad (\text{Ec. 1.12})$$

$$R_p = \frac{37.5}{2}$$

$$R_p = 18.75 \text{ mm}$$

$$Ft2 = 97,7 \text{ N}$$

Como se puede visualizar en la figura 2.14. Se indica torques y fuerzas tangenciales que ejerce el bloque.



Fuente: Los Autores

Figura 2.14 Diagrama de cuerpo libre de Torques

Se determina el torque producido por cada uno de los engranajes.

$$T1 = Ft_1 * Rp$$

$$T1 = 97,55 * 18.75$$

$$T1 = 1829.06 \text{ N} - \text{mm}$$

$$T2 = Ft2 * Rp$$

$$T2 = 97,7 * 18.75$$

$$T2 = 1831.88 \text{ N} - \text{mm}$$

Se realiza una sumatoria de torques para determinar el torque total con el que se necesita diseñar el eje.

$$FR = \frac{T1 + T2}{250}$$

$$FR = \frac{1829.06 + 1831.88}{250}$$

$$FR = 14.643 \text{ N}$$

$$Torq = FR * 250$$

$$Torq = 14.64 * 250$$

$$Torq = 3660.94 \text{ N} - \text{mm}$$

2.3.3.3. Diseño del eje considerando cargas estáticas.

2.3.3.3.1. Diseño para el punto C.

El análisis del punto C, indica que en este tramo se presenta el mayor momento y aplicando la variación de esfuerzos se tiene:

$$Mrc = 7088,66 \text{ N} - \text{mm}$$

$$Torq = 3660.94 \text{ N} - \text{mm}$$

$$d = \left| \frac{32x_n}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right|^{1/3} \quad (\text{Ec. 1.57})$$

$$d = \left| \frac{32x_3}{\pi 270} (7088.66^2 + 3660.94^2)^{1/2} \right|^{1/3}$$

$$d = \left| \frac{32x_3}{\pi 270} (7978.19) \right|^{1/3}$$

$$d = |902.95|^{1/3}$$

$$d = 9.66 \text{ mm}$$

$$S_y = 270 \text{ Mpa}$$

$$S_u = 568 \text{ Mpa}$$

2.3.3.3.1.2. Limite a la Fatiga S_e

Se calcula el límite a la fatiga en una viga giratoria

$$S_e' = 0,5 * S_u \quad (\text{Ec. 1.59})$$

$$S_e' = 0,5 * 568$$

$$S_e' = 284 \text{ MPa}$$

Se determina el valor de todos los factores de la ecuación S_e .

- **Factor de superficie K_a (Ver Anexo 3.19)**

$$a = 4,45$$

$$b = -0,265$$

$$K_a = a * S_u^b \quad (\text{Ec 1. 61})$$

$$K_a = 4,45 * 568^{-0,265}$$

$$K_a = 0.8288$$

- **Factor de tamaño (Ver Anexo 3.20)**

$$Kb = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} \quad (\text{Ec 1.62})$$

$$Kb = \left(\frac{22}{7.62}\right)^{-0.107}$$

$$Kb = 0.892$$

- **Factor de carga (Ver Anexo 3.21)**

$$Kc = 1$$

- **Factor de temperatura (Ver Anexo 3.22)**

$$Kd = 1 \quad \text{Se trabaja a temperatura ambiente.}$$

El valor del factor de temperatura se determina si $T \leq 450^\circ\text{C}$

- **Factor de concentración de esfuerzos (Ver Anexos 3.23)**

$$\frac{D}{d} = \frac{22}{16} \quad (\text{Ec 1.63})$$

$$\frac{D}{d} = 1.375$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{16} \quad (\text{Ec 1.64})$$

$$\frac{r}{d} = 0.0625$$

$$Kt = 2.1$$

- **Sensibilidad de la ranura (Ver Anexo 3.24)**

$$q = 0.7$$

$$Kf = 1 + q(kt - 1)$$

$$Kf = 1 + 0.7(2.1 - 1)$$

$$Kf = 1.77$$

Por lo tanto:

$$K_e = \frac{1}{K_f} \quad (\text{Ec 1.65})$$

$$K_e = \frac{1}{1.77}$$

$$K_e = 0.5649$$

Una vez obtenidos cada uno de estos factores, se reemplaza en la ecuación 1.52 de la siguiente manera:

$$S_e = S_e' * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e \quad (\text{Ec 1.60})$$

$$S_e = 284 * 0.8288 * 0.892 * 1 * 1 * 0.5649$$

$$S_e = 118,6$$

2.3.3.2. Diseño del eje considerando cargas dinámicas.

Datos del material a utilizar:

Acero inoxidable AISI 304 bajo la acción de cargas de fatiga, la resistencia a la fatiga será:

$$d = \left| \frac{32xn}{\pi} \left(\frac{T^2}{S_y} + \frac{M^2}{S_e} \right)^{1/2} \right|^{1/3} \quad (\text{Ec. 1.58})$$

$$d = \left| \frac{32x1,5}{\pi} \left(\frac{3660.94^2}{270} + \frac{7088.66^2}{118,6} \right)^{1/2} \right|^{1/3}$$

$$d = \left| \frac{32x1,5}{\pi} \left(\frac{3660.94^2}{270} + \frac{7088.66^2}{118,6} \right)^{1/2} \right|^{1/3}$$

$$d = \left| \frac{32x1,5}{\pi} (61.288) \right|^{1/3}$$

$$d = 12,33 \text{ mm}$$

2.3.3.4. Para satisfacer las restricciones geométricas se aplicas el principio de superposición.

2.3.3.4.1. Cojinete Izquierdo.

$$d = \left| \frac{32n}{3\pi E l \Sigma \theta} \{ [\Sigma F_i b_i (b_i^2 - l^2) + \Sigma M_i (3a_i^2 - 6a_i \cdot l + 2l^2)] \}_H^2 + \right. \\ \left. [\Sigma F_i b_i (b_i^2 - l^2) + \Sigma M_i (3a_i^2 - 6a_i \cdot l + 2l^2)]_V^2 \right|^{1/4} \quad \text{Ec. 1.66}$$

Datos

$$n = 1.5.$$

$$E = 190 \text{ GPa.} \quad (\text{Ver Anexo 3.27})$$

$$S_y = 270 \text{ MPa.}$$

$$S_{ut} = 568 \text{ MPa.}$$

$\theta = 0.0005$ es la inclinación relativa permisible de dos engranes rectos

Para el cojinete izquierdo

$$d = \left| \frac{32 \times 1.5}{3\pi \times 190 \times 10^9 \times 0.3085 \times 0.0005} \{ [\Sigma F_{i1} b_i (b_i^2 - l^2) + F_{i2} b_i (b_i^2 - l^2)] \}_H^2 + \right. \\ \left. [\Sigma F_{i1} b_i (b_i^2 - l^2) + F_{i2} b_i (b_i^2 - l^2)]_V^2 \right|^{1/4}$$

$$d = \left| \frac{32 \times 1.5}{3\pi \times 190 \times 10^9 \times 0.3085 \times 0.0005} \{ [45,558 \times 41,25 (41,25^2 - 308,5^2) + \right. \\ 45,488 \times 240,75 (240,75^2 - 308,5^2)] \}_H^2 + \left. [97,7 \times 41,25 (41,25^2 - 308,5^2) + 97,55 \times 240,75 (240,75^2 - 308,5^2)]_V^2 \right|^{1/4}$$

$$d = \left| \frac{32 \times 1.5}{3\pi \times 190 \times 10^9 \times 0.3085 \times 0.0005} \{ [(-0,1756) + (-0,41)] \}_H^2 + \left. [(-0,376) + (-0,874)] \right]_V^2 \right|^{1/4}$$

$$d = \left| \frac{32 \times 1.5}{3\pi \times 190 \times 10^9 \times 0.3085 \times 0.0005} \{ 0.343 + 1.5625 \}_V^2 \right|^{1/4}$$

$$d = \left| \frac{32 \times 1.5}{3\pi \times 190 \times 10^9 \times 0.3085 \times 0.0005} \times 1.38 \right|^{1/4}$$

$$d = 0,022 \text{ m}$$

2.3.3.4.2. Para el cojinete derecho

$$d = \left| \frac{32n}{3\pi E l \sum \theta} \{ [\sum F_i 1 \ a_i (l^2 - a_i^2) + F_i 2 \ a_i 2 (l^2 - a_i 2^2)] \frac{2}{H} + \right. \\ \left. [\sum F_i 1 \ a_i (l^2 - a_i^2) + F_i 2 \ a_i (l^2 - a_i 2^2)] \frac{1}{V} \}^{\frac{1}{2}} \right|^{\frac{1}{4}}$$

(Ec. 1.67)

$$d = \left| \frac{32 \times 1.5}{3\pi \times 190 \times 10^9 \times 0.3085 \times 0.0005} \{ [\sum 45,558 \times 267,25 (308,5^2 - 267,25^2) + \right. \\ \left. 45,488 \times 67,75 (308,5^2 - 67,75^2)] \frac{2}{H} + [(97.7 \times 267,25 (308,5^2 - \right. \\ \left. 267,25^2) + 97.55 \times 67,75 (308,5^2 - 67,75^2)] \frac{1}{V} \}^{\frac{1}{2}} \right|^{\frac{1}{4}}$$

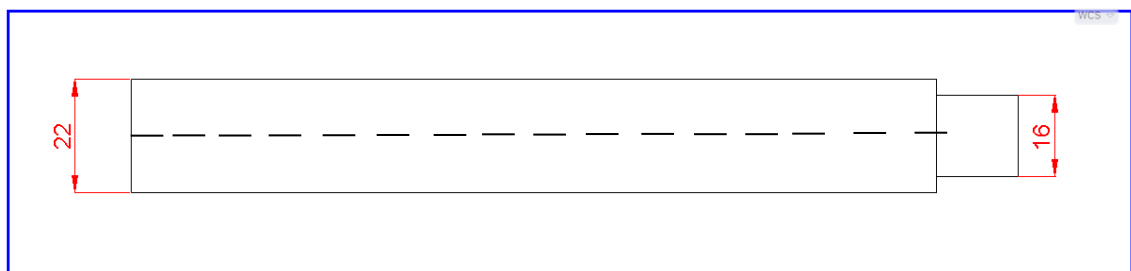
$$d = \left| \frac{32 \times 1.5}{3\pi \times 190 \times 10^9 \times 0.3085 \times 0.0005} \{ [0,28 + 0,279] \frac{2}{H} + [0,598 + 0,62] \frac{1}{V} \}^{\frac{1}{2}} \right|^{\frac{1}{4}}$$

$$d = \left| \frac{32 \times 1.5}{3\pi \times 190 \times 10^9 \times 0.3085 \times 0.0005} \{ 0,31 + 1,48 \}^{\frac{1}{2}} \right|^{\frac{1}{4}}$$

$$d = \left| \frac{32 \times 1.5}{3\pi \times 190 \times 10^9 \times 0.3085 \times 0.0005} (1,337) \right|^{\frac{1}{4}}$$

$$d = 0,0204.$$

Con esta restricción se selecciona un diámetro 22 mm para realizar el maquinado del eje principal.



Fuente: Los Autores

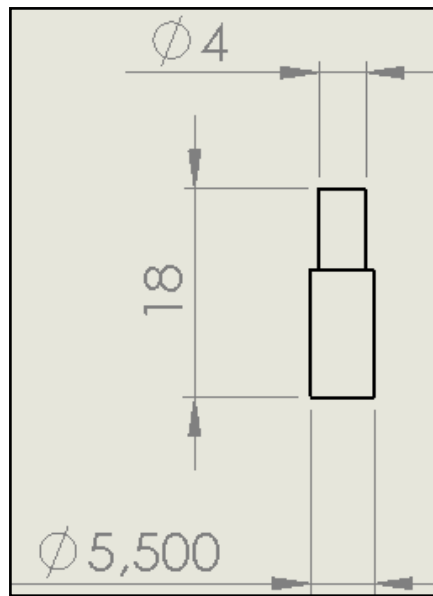
Figura 2.15 Dimensión final de los diámetros del eje principal

2.4. Diseño del conjunto de Placas

2.4.1. Placa porta punzones huecos

2.4.1.1. Diseño geométrico

La figura 2.16. representa el esquema del dimensionamiento del punzón hueco.



Fuente: Los Autores

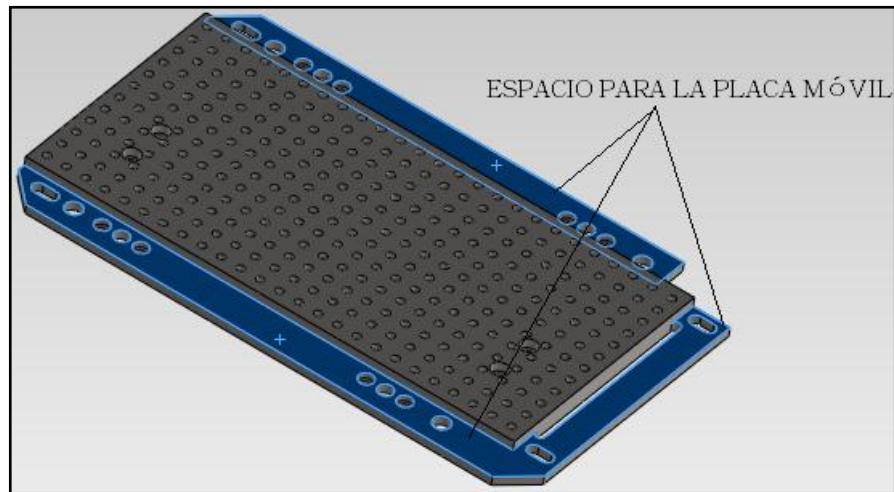
Figura 2.16. Diagrama final del punzón

Como se aprecia en la figura 2.16, el diseño del punzón está diseñado de tal manera que tiene una arista provocada por la diferencia de diámetros, esta arista sirve de tope con la placa para lograr alturas uniformes de todos los punzones instalados. Además se observa que el diámetro del agujero en la placa porta punzones debe ser de 4mm perforado por toda la sección.

Los punzones huecos tienen la función de alojar, en su abertura, la base del cuerpo de las cápsulas a sellar, mediante el diseño de este punzón no se daña la forma redondeada de los extremos de las cápsulas.

Lógicamente los agujeros de esta pieza deben coincidir con los agujeros de las placas agujereadas, por lo tanto la distancia entre centros como restricción de diseño, de manera horizontal y vertical, es de 10.5mm.

Esta placa debe alojar a la placa móvil, para lo cual se necesita de un espacio alrededor de los agujeros, así como se indica en la figura 2.17:

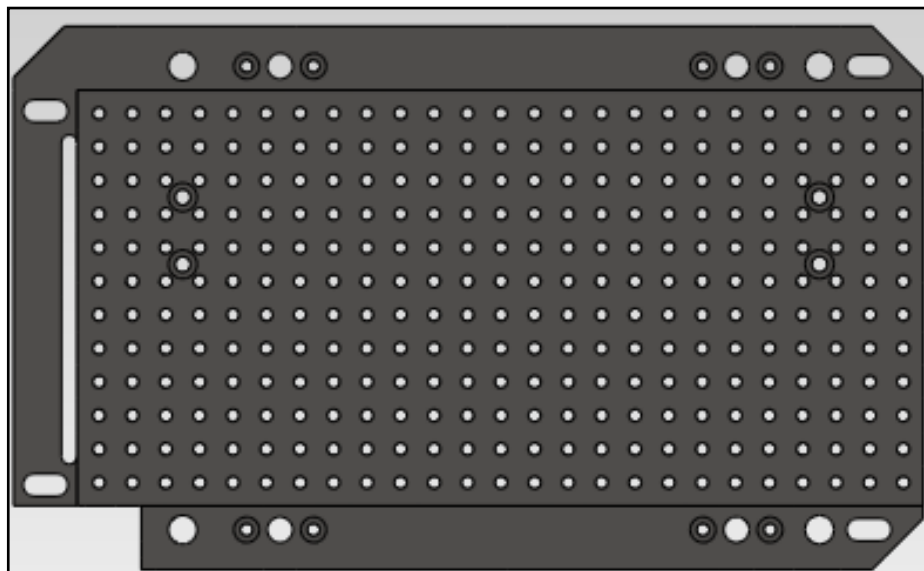


Fuente: Los Autores

Figura 2.17. Diagrama placa base del punzón

Las medidas de las aberturas, profundidades, dimensiones y ubicaciones de los agujeros para alojar pasadores, ejes y pernos, son especificadas en planos.

La vista superior de la placa porta punzones huecos se encuentra representada en la figura 2.18.



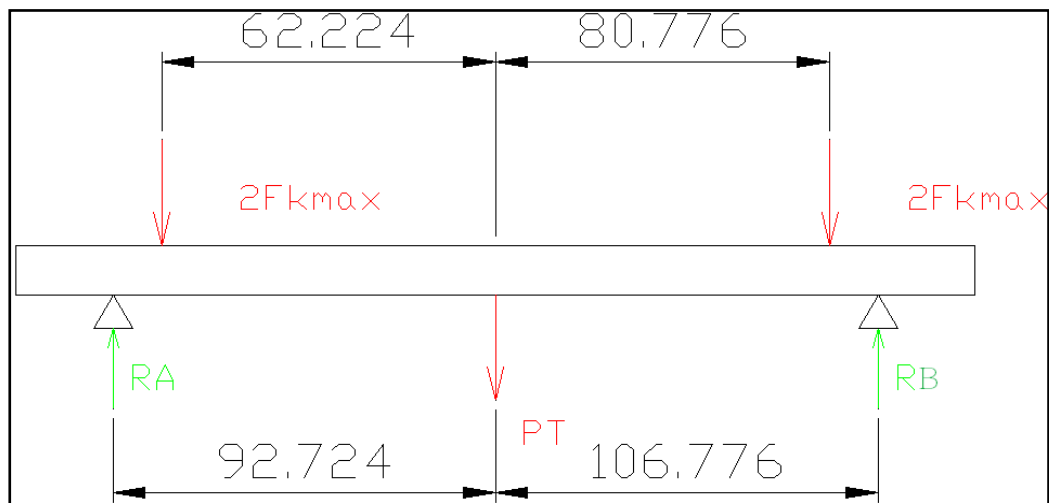
Fuente: Los Autores

Figura 2.18. Vista superior de la placa base del punzón

2.4.1.2. Diseño por resistencia y deflexión.

Como se apreció en el diseño de los engranajes, se tomó todas las cargas ajustadas a esta placa más su propio peso. Se determinó una carga total P_T . Las fuerzas máximas de los resortes se tomaron como cargas puntuales, y los contactos de las cremalleras con los engranes rectos se tomaron como apoyos simples. Usaremos esta misma aproximación para el cálculo de los esfuerzos y deflexiones posibles en esta placa.

El diagrama del cuerpo libre de la placa porta punzones se indica en la gráfica 2.19.



Fuente: Los Autores

Figura 2.19. Diagrama de Cuerpo Libre Placa Porta punzones

$$P_t = 45,65 \text{ N}$$

$$F_k \text{ max} = 37.3 \text{ N}$$

$$\text{Longitud Total } L_t = 285 \text{ mm}$$

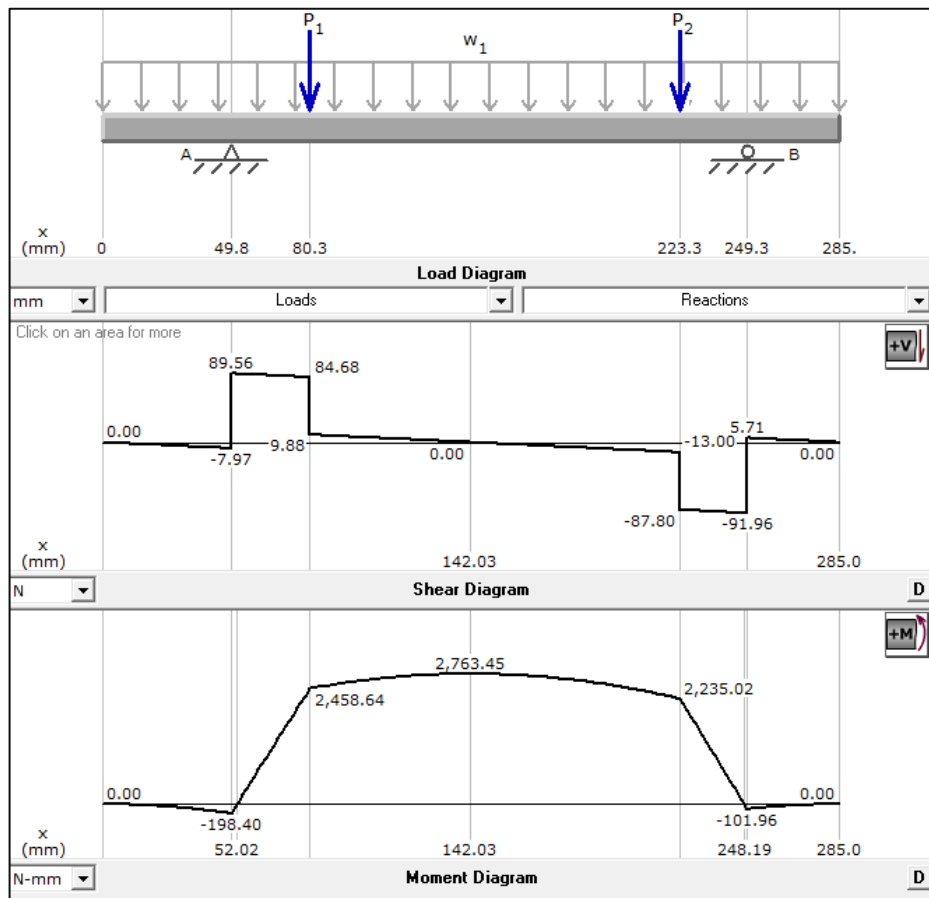
Carga distribuida

$$Q = \frac{P_t}{L_t} \quad (\text{Ec. 1.68})$$

$$Q = \frac{45,65}{285}$$

$$Q = 0,16 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

La figura 2.20 indica los diagramas de corte y momento de la placa.



Fuente: Los Autores

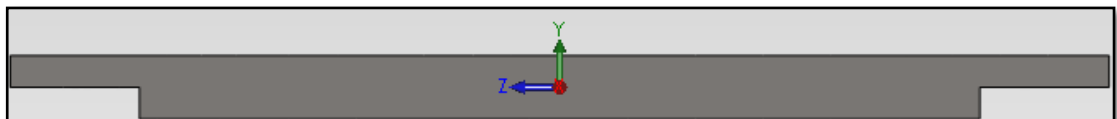
Figura 2.20. Diagrama de Cuerpo Libre Paca Porta punzones

De donde:

$$\text{Momento máximo} = 2763,45 \text{ N} - \text{mm}$$

Se puede observar que el momento máximo se da en la coordenada 138.22 mm. En este punto ocurre el mayor esfuerzo de flexión.

2.4.1.3. Propiedades físicas



Fuente: Los Autores

Figura 2.21. Vista lateral de la Placa Porta punzones

- **Área transversal:**

$$A_t = 1500 \text{ mm}^2$$

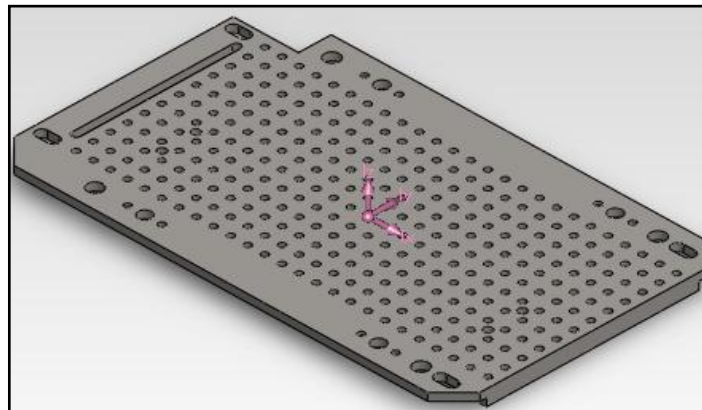
Los datos indicados en la figura 2.23. Son tomados como datos de pre diseño para la placa.

Masa	2839.29 gramos
Volumen	361232.89 milímetros Cúbicos
Área de Superficie	134592.75 Milímetros cuadrados
Centro de masa	Milímetros
X	5.54
Y	0.4
Z	0.6

Fuente: Los Autores⁹⁹

Figura 2.23. Características de la placa porta punzones

Mediante el grafico 2.24 se representa el diseño isométrico final de la placa porta punzones huecos



Fuente: Los Autores

Figura 2.24. Vista en 3D de la placa porta punzones

2.4.1.4. Cálculos de la placa porta punzones:

$$M = 2839,29 \text{ gr}$$

$$Py = 17521827,54 \text{ gr} - \text{mm}^2$$

Cálculo de la inercia

$$Iy = Py * \frac{At}{M} \quad (\text{Ec 1. 69})$$

$$Iy = 17521827,54 * \frac{1500}{3495,55}$$

$$Iy = 9,257 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

⁹⁹ Datos Tomados del Programa Solid Word

$$y = 4,6 \text{ mm}$$

2.4.1.5. Esfuerzo flector máximo:

$$\sigma_{bmax} = \frac{M_{max} * y}{I_y} \quad (\text{Ec 1.73})$$

$$\sigma_{bmax} = \frac{3495,55 * 4,6}{9,257 * 10^6}$$

$$\sigma_{bmax} = 1,737 * 10^{-3} \text{ Mpa}$$

2.4.2. Placa 1

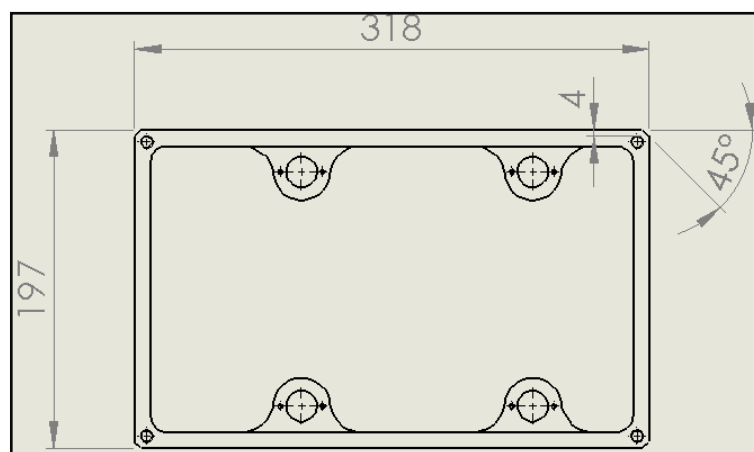
2.4.2.1. Diseño geométrico:

Como ya se especificó antes, se requiere de una producción de 300 cápsulas por pasada, entonces se debe, tener 300 agujeros en cada placa.

Según lo planteado, las cápsulas N° 1 tienen un diámetro exterior de 6.9mm. Para eliminar el apriete de la cápsula, los agujeros de la placa tendrán un diámetro igual a 7mm.

La separación entre los agujeros de las cápsulas, de manera horizontal y vertical, será de 10.5mm

Las dimensiones exteriores, en vista superior de la bancada están indicadas en la figura 2.25.

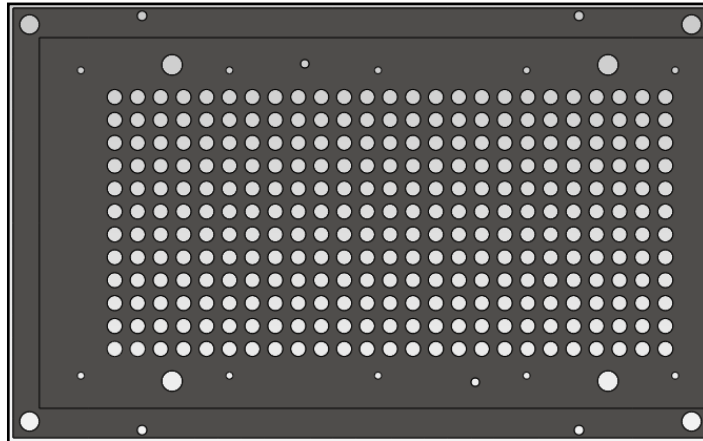


Fuente: Los Autores

Figura 2.25. Vista Superior de la Bancada

La placa 1 va a tener las mismas dimensiones exteriores mostradas para dar uniformidad a la apariencia, y poder ajustar la placa con pernos a la bancada, como se indica en los planos.

Esta placa debe alojar a las placas 3 y 4, entonces su diseño debe tener una abertura desde el centro de la siguiente forma como se indica en la figura 2.25:



Fuente: Los Autores

Figura 2.26. Vista Superior de la Placa 1

Las medidas de la abertura, la profundidad, las dimensiones y ubicaciones de los agujeros para alojar pasadores y pernos, son especificadas en planos.

2.4.2.2. Propiedades físicas

En la figura 2.27 se puede visualizar parte lateral de la placa 1, de la cual tomará el área transversal como dato.



Fuente: Los Autores

Figura 2.27. Vista lateral de la Placa 1

Área transversal:

$$At = 499,59 \text{ mm}^2$$

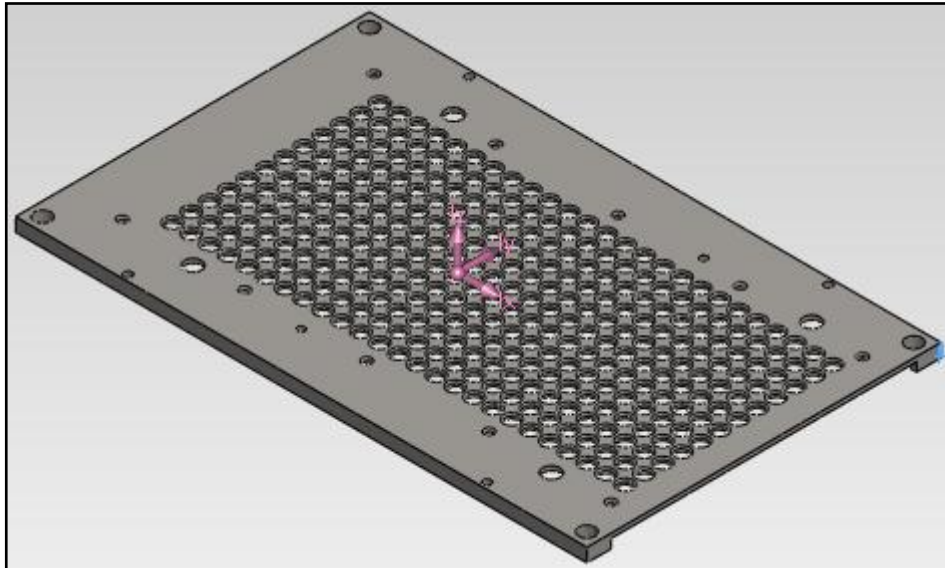
Los datos indicados en la figura 2.28 son tomados como datos de pre diseño para la placa uno.

Masa	1366.29 gramos
Volumen	173828.02 Milímetros Cúbicos
Área de superficie	126425.5 Milímetros cuadrados
Centro de Masa	Milímetros
X	-11.57
Y	5.12
Z	0,0
Ejes principales de inercia.	Momentos principales de inercia Gramos* Milímetros cuadrados
$I_x = (1, 0, 0)$	$P_x = 6487777.82$
$I_y = (0, 0, -1)$	$P_y = 12946290.14$
$I_z = (0, 1, 0)$	$P_z = 19423625.23$

Fuente: Los Autores

Figura 2.28. Características de la Placa 1

Mediante el gráfico 2.29 se representa el diseño isométrico final de la placa de agujeros uno.



Fuente: Los Autores

Figura 2.29. Vista en 3D de la Placa 1

Datos:

$$M = 1366,29 \text{ gr}$$

$$Py = 12946290,14 \text{ gr} - \text{mm}^2$$

- Cálculo de la Inercia

$$Iy = Py * \frac{At}{M} \quad (\text{Ec 1. 70})$$

$$Iy = 12946290,14 * \frac{499,59}{1366,29}$$

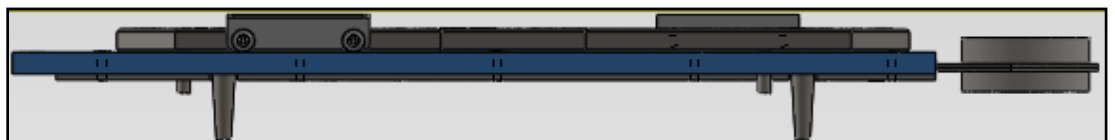
$$Iy = 4,734 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

2.4.2.3. Diseño por resistencia y deflexiones.

Se simula a la placa como una viga empotrada a ambos extremos, dado a que la misma está ajustada con pernos a la bancada en los extremos.

Se debe considerar que las cargas son: el peso de la misma placa más el peso de las otras placas que se ajustan a la placa 1; Es decir, pesos de la placa 1, 2, 3, 4 y 5. La viga simulada con los empotramientos y la carga total distribuida es:

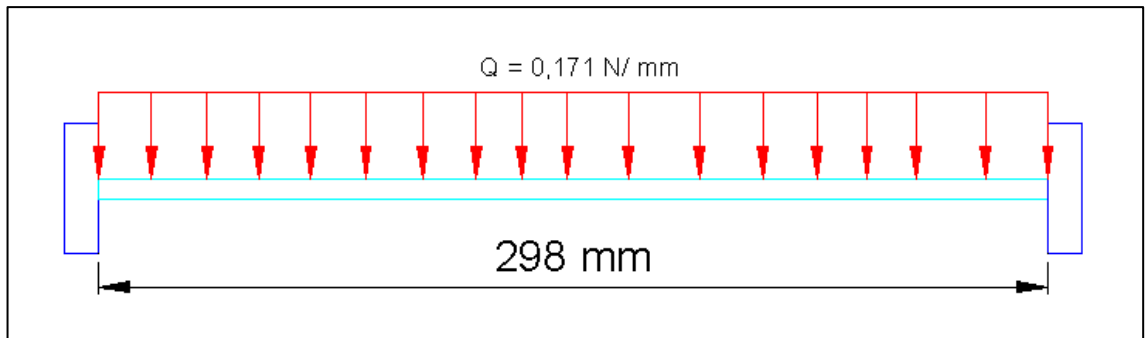
La figura 2.30. Indica el conjunto de elementos que conforman la carga que se ejerce sobre la placa uno.



Fuente: Los Autores

Figura 2.30. Vista lateral de la Placa 1

El diagrama del cuerpo libre de la placa uno está representado en la figura 2.31.



Fuente: Los Autores

Figura 2.31. Diagrama de Carga Placa 1

Datos:

$$Carga = 5188,26 \text{ gr}$$

$$L = 298 \text{ mm}$$

$$Q = \frac{Carga}{1000} * \frac{9,81}{L} \quad (\text{Ec 1. 68})$$

$$Q = \frac{5188,26}{1000} * \frac{9,81}{298}$$

$$Q = 0,171 \frac{N}{mm}$$

$$y = 5 \text{ mm}$$

Acero inoxidable AISI 304:

$$E = 187500 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 207 \text{ Mpa}$$

$$S_u = 517 \text{ Mpa}$$

Datos de Pre diseño.

$$d = 7 \text{ mm}$$

$$w = 10,5 \text{ mm}$$

$$h = 2,5 \text{ mm}$$

$$\frac{d}{w} = 0,667 \text{ mm} \quad (\text{Ec 1.71})$$

$$\frac{d}{h} = 2,8 \text{ mm} \quad (\text{Ec 1.72})$$

$kt = 1,2$ Pero son 12 agujeros, entonces

$$Kt = 1,2 * kt \quad (\text{Ver Anexo 3.23})$$

$$Kt = 1,2 * 12$$

$$Kt = 14,4$$

2.4.2.3.1. Momento máximo

$$Mmax = \frac{Q*L^2}{12} \quad (\text{Ver Anexo 3.26})$$

$$Mmax = \frac{0,171 * 298^2}{12}$$

$$Mmax = 1,264 \times 10^3 \text{ N} - \text{mm}$$

2.4.2.3.2. Deflexión máxima

$$\delta max = \frac{-Q*L^4}{384*E*Iy} \quad (\text{Ver Anexo 3.26})$$

$$\delta max = \frac{-0,171 * 298^4}{384 * 190 \times 10^9 * 4,734 \times 10^6}$$

$$\delta max = -3,952 \times 10^{-6} \text{ mm}$$

2.4.2.3.3. Esfuerzo flector máximo:

$$\sigma bmax = \frac{Kt*Mmax*y}{Iy} \quad (\text{Ec. 1.73})$$

$$\sigma bmax = \frac{14,4 * 1,264 \times 10^3 * 5}{4,734 \times 10^6}$$

$$\sigma bmax = 0,0192 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

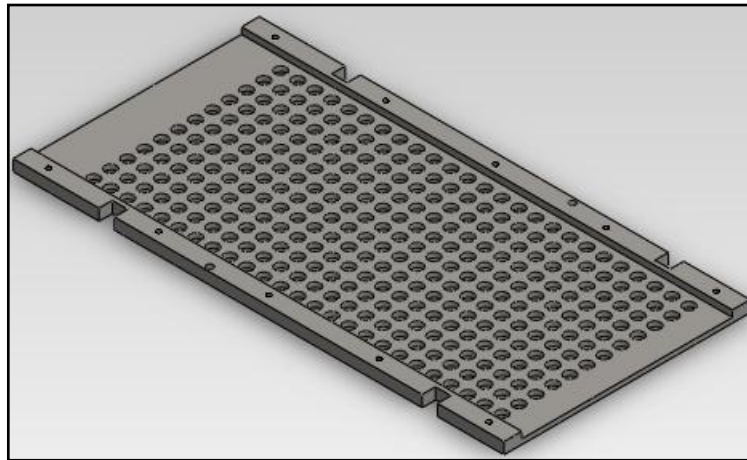
La deflexión máxima también es insignificante.

2.4.3. Placa 2

2.4.3.1. Diseño geométrico

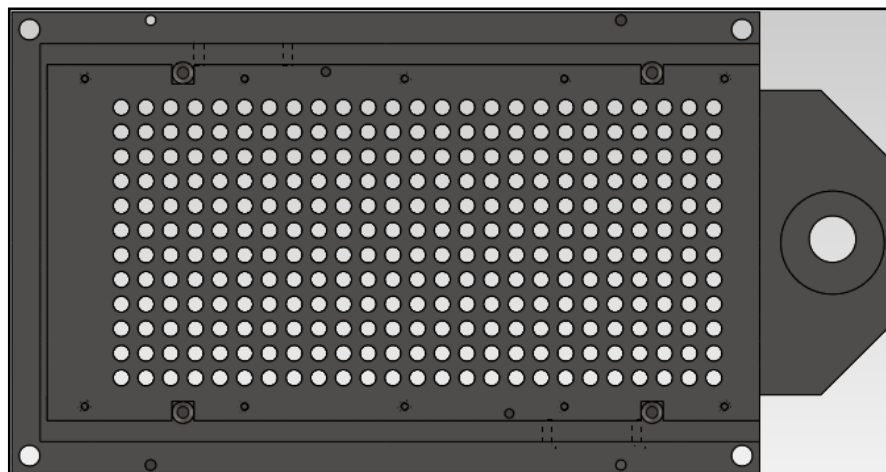
Los agujeros para las cápsulas tienen que alinearse con la placa 1, entonces sus diámetros y distancias entre centros son iguales a la placa 1.

Su geometría externa tiene que estar adecuada para sujetarse a la placa 1 y servir como sostén de las placas 3 y 4, cuyo esquema está representado en la figura 2.32.



Fuente: Los Autores

Figura 2.32. Vista en 3D de la Placa 2

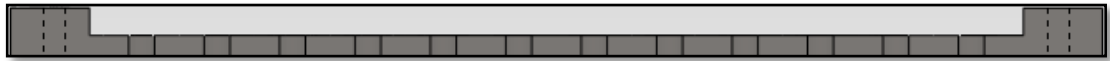


Fuente: Los Autores

Figura 2.33. Vista superior de la Placa 2

Las medidas de la abertura, la profundidad, las dimensiones y ubicaciones de los agujeros para alojar pasadores y pernos, son especificadas en planos.

2.4.3.2. Propiedades Físicas



Fuente: Los Autores

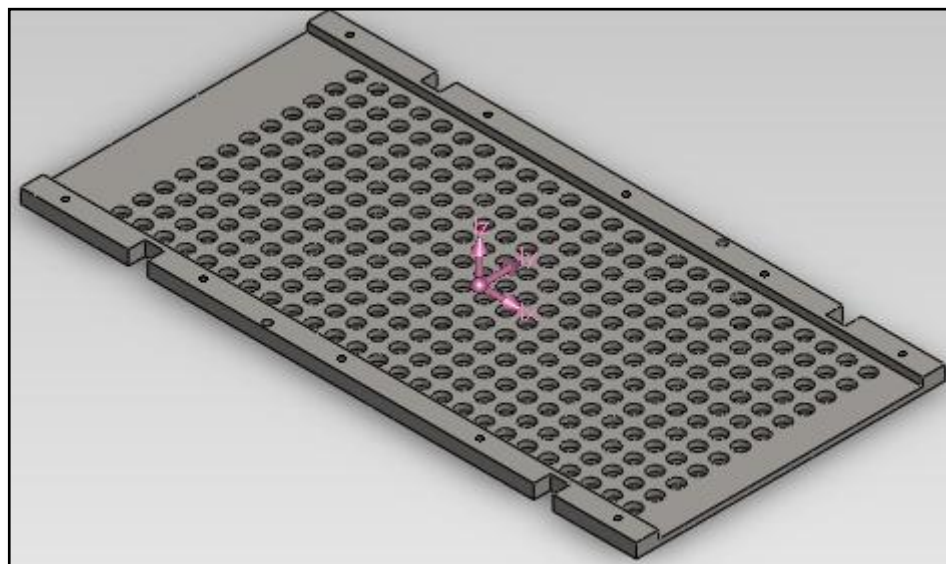
Figura 2.34. Vista lateral de la Placa 2

Área transversal $A_t = 414,16 \text{ mm}^2$

Masa	1002.01 gramos
Volumen	127481.09 Milímetros Cúbicos
Área de superficie	96979.6 Milímetros cuadrados
Centro de Masa	Milímetros
X	5.76
Y	2.19
Z	0
Ejes principales de inercia.	Momentos principales de inercia Gramos* Milímetros cuadrados
$I_x = (1, 0, 0)$	$P_x = 2669175.95$
$I_y = (0, 0, -1)$	$P_y = 8141028.64$
$I_z = (0, 1, 0)$	$P_z = 10804588.17$

Fuente: Los Autores

Figura 2.35. Características de la Placa 2



Fuente: Los Autores

Figura 2.36. Vista en 3D la Placa 2

Datos:

$$M = 1002,01 \text{ gr}$$

$$Py = 8141028,64 \text{ gr} - \text{mm}^2$$

Cálculo de la Inercia:

$$Iy = Py * \frac{At}{M} \quad (\text{Ec 1.70})$$

$$Iy = 8141028,64 * \frac{414,16}{1002,01}$$

$$Iy = 3,365 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

2.4.3.3. Diseño por resistencia y deflexiones

La placa no está sometida a ninguna carga a más de la de sí misma, y no tiene condiciones de frontera que puedan ser simuladas.

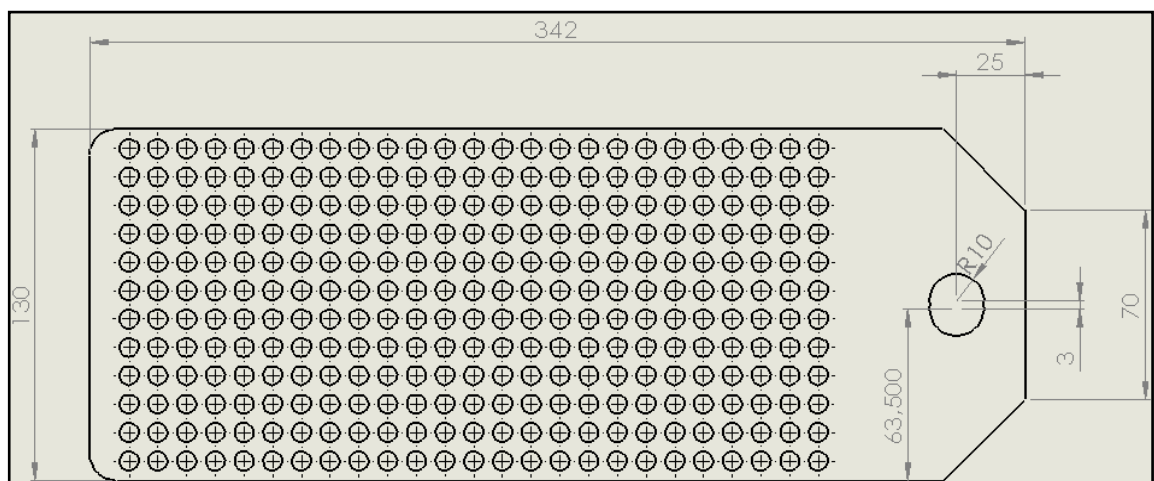
2.4.4. Placas 3 y 4

2.4.4.1 Diseño Geométrico

Los agujeros para las cápsulas tienen que alinearse con la placa 1 y 2, entonces sus diámetros y distancias entre centros son iguales a la placa 1 y 2.

La geometría externa tiene que estar adecuada para deslizarse entre las placas 1 y 2.

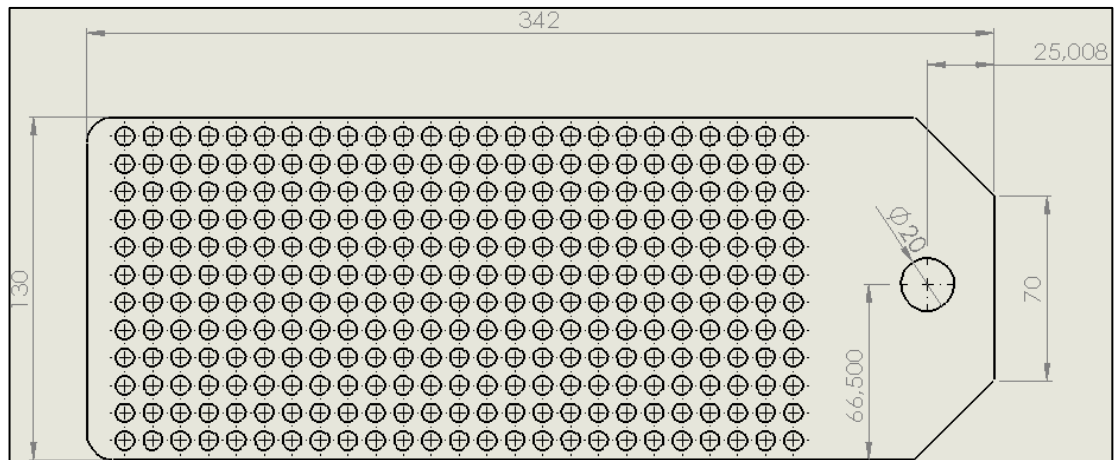
Las dimensiones de la Placa 3 se encuentran representadas en la figura 2.37.



Fuente: Los Autores

Figura 2.37. Vista superior de la Placa 3

Al igual que la placa 3, la placa 4 debe tener similares dimensiones para cumplir con un correcto funcionamiento, y se encuentran representadas en la figura 2.38.



Fuente: Los Autores

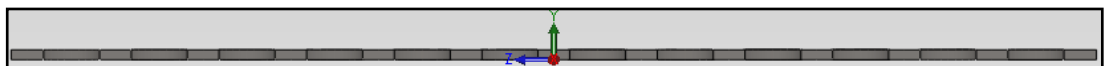
Figura 2.38. Vista inferior de la Placa 4

La geometría del agujero para el eje excéntrico debe estar adecuado para que este entre.

El espesor de las dos placas es de 1.28 mm, dado a que su medida real comercial está en pulgadas y además, esto logra un deslizamiento libre y no forzado entre las otras placas.

Las medidas faltantes se detallan en los planos.

2.4.4.2. Propiedades físicas



Fuente: Los Autores

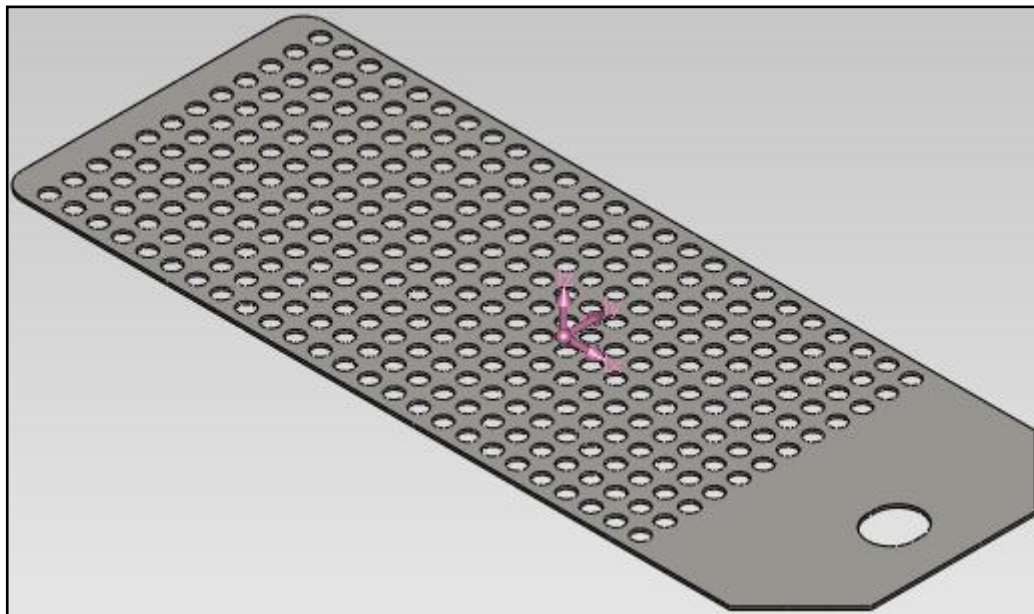
Figura 2.39. Vista lateral de la Placa 3 y 4

Área transversal: $A_t = 64,87 \text{ mm}^2$

Masa	317.9 gramos
Volumen	40445.18 Milímetros Cúbicos
Área de superficie	72880.67 Milímetros cuadrados
Centro de Masa	Milímetros
X	5.06
Y	0.64
Z	0
Ejes principales de inercia.	Momentos principales de inercia Gramos* Milímetros cuadrados
Ix = (1, 0 ,0)	Px = 447360.32
Iy = (0, 0 ,-1)	Py = 3249687.65
Iz = (0, 1 ,0)	Pz = 3696961.17

Fuente: Los Autores

Figura 2.40. Características de la Placa 3 y 4



Fuente: Los Autores

Figura 2.41. Isométrico de Placa 3 y 4

Datos:

$$M = 317,9 \text{ gr}$$

$$Py = 3249687,65 \text{ gr} - \text{mm}^2$$

Cálculo de la Inercia

$$Iy = Py * \frac{At}{M} \quad (\text{Ec 1.70})$$

$$Iy = 3249687,65 * \frac{64,87}{317,9}$$

$$Iy = 6,631 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

2.4.4.3. Diseño por resistencia y deflexiones.

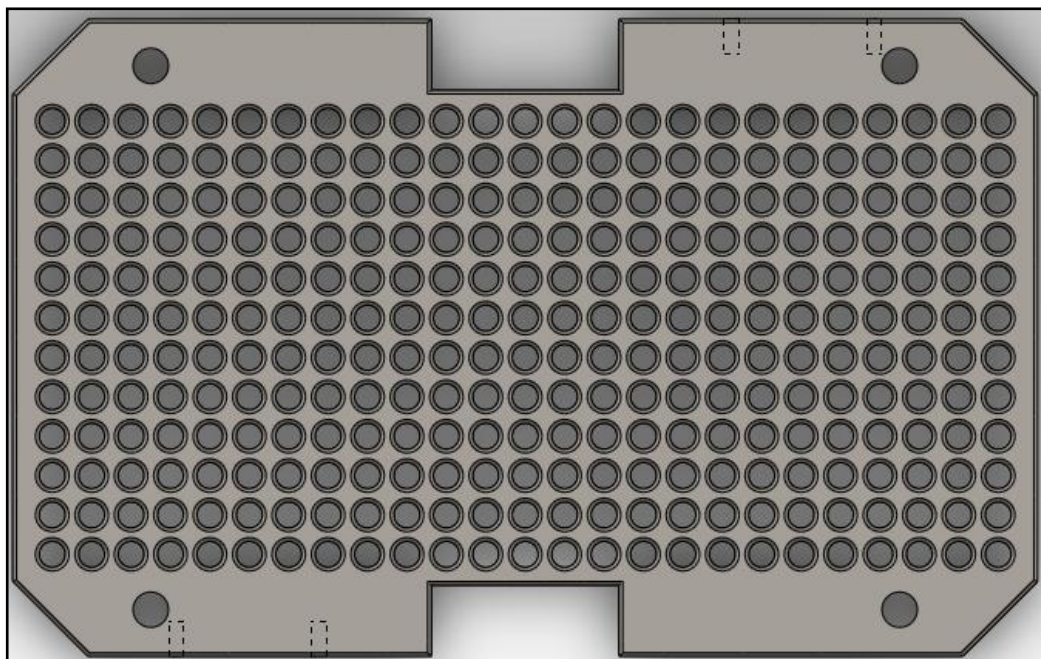
La placa no está sometida a ninguna carga, a más de la de sí misma, y no tiene condiciones de frontera que puedan ser simuladas.

Se descarta el uso de lubricantes entre las placas por que el movimiento de desplazamiento es de apenas 1.3 mm, con el giro de la excéntrica.

2.4.5. Placa 5

2.4.5.1. Diseño geométrico:

Los agujeros para las cápsulas tienen que alinearse con la placa 1, entonces sus diámetros y distancias entre centros son iguales a la placa 1.

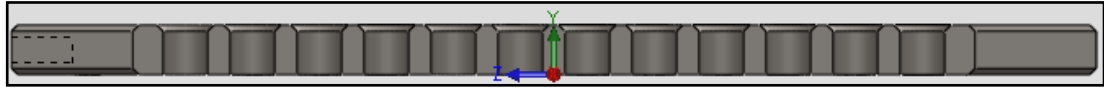


Fuente: Los Autores

Figura 2.42. Vista superior de la Placa 5

Las medidas de profundidad, dimensiones y ubicaciones de los agujeros, para alojar pasadores y pernos son especificadas en planos.

2.4.5.2. Propiedades físicas



Fuente: Los Autores

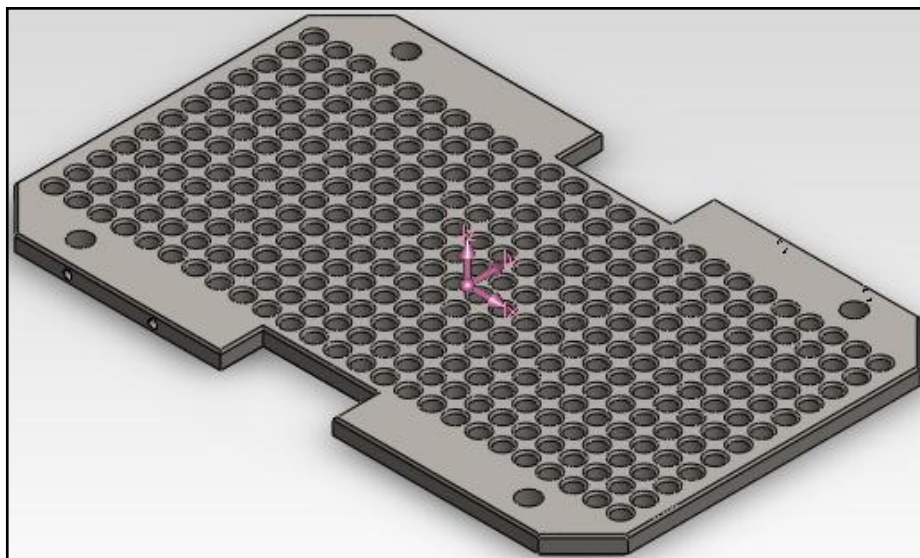
Figura 2.43. Vista lateral de la Placa 5

Área transversal $A_t = 370 \text{ mm}^2$.

Masa	1963.04 gramos
Volumen	250069.23 Milímetros Cúbicos
Área de superficie	120788.91 Milímetros cuadrados
Centro de Masa	Milímetros
X	0
Y	3.95
Z	0
Ejes principales de inercia.	Momentos principales de inercia Gramos* Milímetros cuadrados
$I_x = (1, 0, 0)$	$P_x = 4893222.93$
$I_y = (0, 0, -1)$	$P_y = 12653828.86$
$I_z = (0, 1, 0)$	$P_z = 17526680.73$

Fuente: Los Autores

Figura 2.44. Características de la Placa 5



Fuente: Los Autores

Figura 2.45. Vista en 3D de la Placa 5

Datos:

$$M = 1963.04 \text{ gr}$$

$$Py = 12653828.86 \text{ gr} - \text{mm}^2$$

Cálculo de la Inercia:

$$Iy = Py * \frac{At}{M} \quad (\text{Ec 1.70})$$

$$Iy = 12653828.86 * \frac{370}{1963.04}$$

$$Iy = 2,385 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

2.4.5.3. Diseño por resistencia y deflexiones.

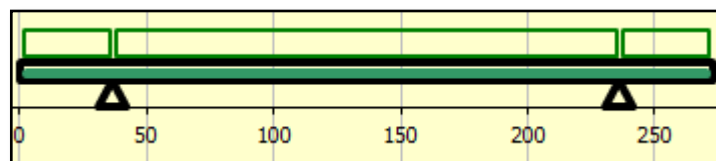
Se considera a la placa como una viga simplemente apoyada, dado que la misma se puede asentar sobre sus pasadores cónicos.

Debemos considerar que la carga es el peso de la misma placa.



Fuente: Los Autores

Figura 2.46. Vista lateral de la Placa 5



Fuente: Los Autores

Figura 2.47. Diagrama de Carga Placa 5

Length of beam field	L	36,8	199,500	36,8
Continuous loading	Q	0,071	0,071	0,071
Field begining co-ordinates			36,8	236,3

Fuente: Los Autores

Figura 2.48. Resultado del diagrama de carga

El momento máximo se producirá en el centro de la viga:

$$x = \frac{199,5}{2}$$

$$x = 99,75 \text{ mm}$$

$L = 273 \text{ mm}$ Dato de prediseño.

$$Q = \frac{M}{1000} * \frac{9,81}{L} \quad (\text{Ec 1. 68})$$

$$Q = \frac{1963.04}{1000} * \frac{9,81}{273}$$

$$Q = 0,071 \frac{N}{mm}$$

$$y = 4 \text{ mm}$$

Acero inoxidable AISI 304:

$$E = 187500 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 207 \text{ Mpa}$$

$$S_u = 517 \text{ Mpa}$$

Datos de Pre diseño.

$$d = 7 \text{ mm}$$

$$w = 10,5 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$\frac{d}{w} = 0,667 \text{ mm} \quad (\text{Ec 1. 71})$$

$$\frac{d}{h} = 0,875 \text{ mm} \quad (\text{Ec 1. 72})$$

$kt = 1,6$ Pero son 12 agujeros, entonces

$$Kt = 1,2 * kt \quad (\text{Ver Anexo 3.23})$$

$$Kt = 1,6 * 12$$

$$Kt = 19,2$$

2.4.5.3.1. Momento máximo

$$Mmax = \frac{Q*(199,5-x)}{2} \quad (\text{Ver Anexo 3.28})$$

$$Mmax = \frac{0,071 * (199,5 - 99,75)}{2}$$

$$Mmax = 350,939 \text{ N} - \text{mm}$$

2.4.5.3.2. Deflexión Máxima:

$$\delta max = \frac{-5Q*(199,5)^4}{384*E*Iy} \quad (\text{Ver Anexo 3.28})$$

$$\delta max = \frac{(-5 * 0,071) * 199,5^4}{384 * E * 2,385 \times 10^6}$$

$$\delta max = -3,253 \times 10^{-6} \text{ mm}$$

2.4.5.3.2. Esfuerzo Flector Máximo:

$$\sigma bmax = \frac{Kt*Mmax*y}{Iy} \quad (\text{Ver Anexo 3.28})$$

$$\sigma bmax = \frac{19,2 * 350,939 * 4}{2,385 \times 10^6}$$

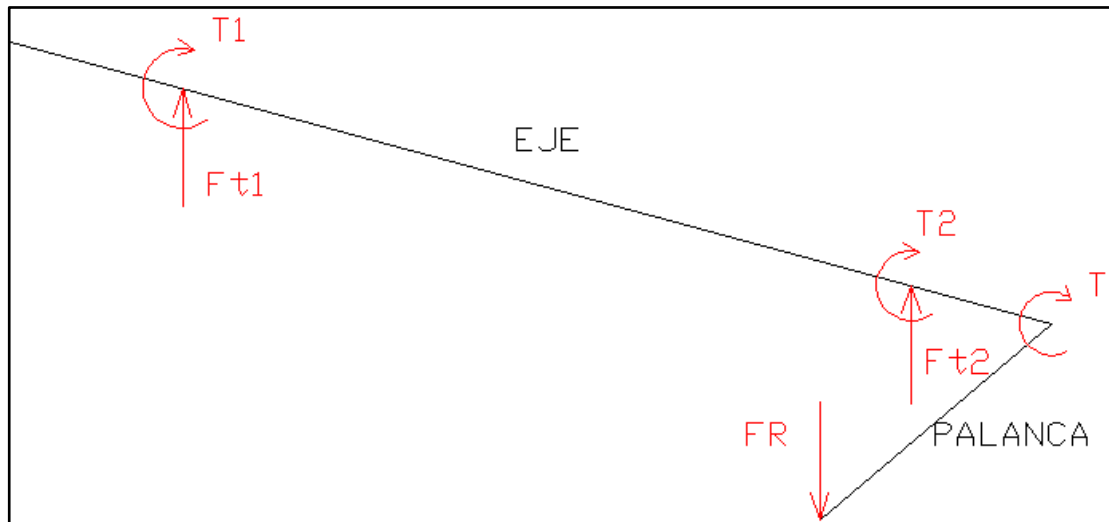
$$\sigma bmax = 0,011 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

La deflexión máxima también es insignificante.

2.5. Diseño de pasadores y Pernos

2.5.1. Pasador de la palanca de trabajo

2.5.1.1. Diseño geométrico

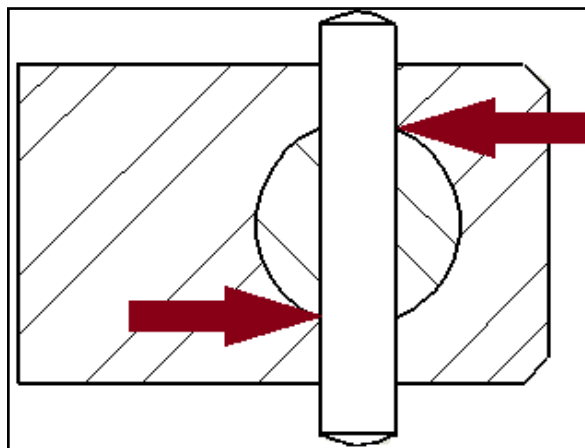


Fuente: Los Autores

Figura 2.49. Diagrama de Cuerpo Libre

Según el cálculo en el diseño del eje principal:

$$T = 5088 \text{ N} - \text{mm}$$



Fuente: Los Autores

Figura 2.50. Diagrama de las cargas

El diámetro menor de esta sección de la flecha es de:

$$d = 16 \text{ mm}$$

2.5.1.1.1. La fuerza de corte

La fuerza de corte que se ejerce en el pasador se calcula mediante la ecuación 1.24

$$F = \frac{T}{\frac{d}{2}} \quad (\text{Ec 1.24})$$

$$F = \frac{5088}{\frac{16}{2}}$$

$$F = 636 \text{ N}$$

Datos del Material del pasador:

Acero AISI 1006 HR:

$$S_y = 170 \text{ Mpa}$$

$$S_u = 300 \text{ Mpa}$$

2.5.1.1.2. Resistencia ultima por tracción en el Pasador

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia última por tracción

$$S_{su} = 0,82 * S_u$$

$$S_{su} = 0,82 * 300$$

$$S_{su} = 246 \text{ Mpa}$$

El diámetro mínimo del pasador será:

$$d = 6 \text{ mm}$$

2.5.1.1.3. Esfuerzo cortante del pasador

El esfuerzo cortante del pasador está dado por la ecuación

$$\tau = \frac{f}{\frac{\pi * Dp^2}{4}} \quad (\text{Ec 1.55})$$

$$\tau = \frac{636}{\frac{\pi * 41,25^2}{4}}$$

$$\tau = 22,494 \text{ Mpa}$$

2.5.1.1.4. Factor de seguridad:

El factor de seguridad de pasador se determina mediante la ecuación

$$FS = \frac{Ssu}{\tau} \quad (\text{Ec 1.52})$$

$$FS = \frac{246}{22,494}$$

$$FS = 10,936$$

2.6 Pernos

2.6.1. Cálculo de los pernos de la Bancada a Tensión

Se determinan los pesos que se incluyen para el cálculo de los pernos

- Peso de la bancada = 5200 gr
- Peso de la placa Superior = 1366.29 gr
- Peso de la placa 2 = 1002.01gr

Peso Total = 7568.30 gr

$$\text{Peso Total} = \frac{7568.30 * 9.81}{10000}$$

$$\text{Peso Total} = 74.245 \text{ N}$$

Para el cálculo inicial se utiliza:

$$F_i = K_p * S_p * A_t \quad (\text{Ec 1.75})$$

$$F_i = 0.75 * 225 * A_t$$

$$F_i = 168.750 A_t \text{ Mpa}$$

Cuando se da la unión de placas, la carga se distribuye casi en 50% entre el perno y los materiales este valor depende de cada uno, el primer cálculo se asume con valor de la constante de rigidez 0.4

$$C = 0.4$$

El factor de seguridad se puede estimar un valor de 2 ya que en el funcionamiento no está en riesgo la vida humana.

$$\frac{F_i}{A_t} + \frac{C * n * F}{Z_b * A_t} = S_y \quad (\text{Ec 1.74})$$

$$\frac{168.750x 10^6 * A_t}{A_t} + \frac{0.4 * 2 * 74.245}{1 * A_t} = 240 x 10^6$$

$$168.750x 10^6 + \frac{59.396}{1 * A_t} = 240 x 10^6$$

$$\frac{59.396}{1 * A_t} = 71.25 x 10^6$$

$$A_t = 8.3336 10^{-7} \frac{m^2}{1} * \frac{1000}{1} mm^2$$

$$A_t = 0.8336 mm^2$$

En tablas buscamos un valor similar para el diseño por lo tanto se asume los pernos M 1.6 * 15 mm con una área $A_t = 1.27 mm^2$, ya que son los más se asimila a nuestro cálculo.

2.6.1.2. Cálculo de Constante de Rigidez del perno Factor de seguridad

$$Km1 = \left(\frac{0.577 * \pi * E * D}{2 \text{ Ln} \left[5 \left(\frac{(0.577 * l) + (0.5 * D)}{(0.577 * l) + (2.5 * D)} \right) \right] \right)} \quad (\text{Ec. 1.77})$$

$$Km1 = \left(\frac{0.577 * \pi * 207 \times 10^9 * 1.6 \times 10^{-3}}{2 \text{ Ln} \left[5 \left(\frac{(0.577 * 1.5 \times 10^{-2}) + (0.5 * 1.6 \times 10^{-3})}{(0.577 * 1.5 \times 10^{-2}) + (2.5 * 1.6 \times 10^{-3})} \right) \right] \right)}$$

$$Km1 = 2.2777 \times 10^8 \text{ N/m}$$

$$Kmt = \frac{1}{km1} + \frac{1}{km2}$$

$$Kmt = \frac{1}{2.2777 \times 10^8} + \frac{1}{2.2777 \times 10^8}$$

$$Kmt = 1.1388 \times 10^8 \text{ N/m}$$

2.6.1.3. Cálculo de Módulo de Rigidez de los miembros de la junta atornillada.

$$Kb = \left(\frac{\pi * E * D^2}{4 l} \right) \quad (\text{Ec. 1.78})$$

$$Kb = \left(\frac{\pi * 207 \times 10^9 \text{ N/m}^2 * (1.6 \times 10^{-3} \text{ m})^2}{4 * 1.5 \times 10^{-2} \text{ m}} \right)$$

$$Kb = 2.774 \times 10^7 \text{ N/m}$$

2.6.1.4. Cálculo de Constante de Rigidez

$$C = \left(\frac{kb}{km + Kb} \right) \quad (\text{Ec. 1.76})$$

$$C = \left(\frac{2.774 \times 10^7}{1.1388 \times 10^8 + 2.774 \times 10^7} \right)$$

$$C = 0.196$$

$$\frac{Fi}{At} + \frac{C*n*F}{Zb*At} = Sy \quad (\text{Ec 1.74})$$

$$\frac{168.75 \times 10^6 * A\#}{A\#} + \frac{0.196 * n * 74.245}{1 * 1.27 \times 10^{-6}} = 240 \times 10^6$$

$$\frac{14.552 * n}{1 * 1.27 \times 10^{-6}} = 71.25 \times 10^6$$

$$n = 6.22$$

Conclusión:

El factor de seguridad es elevado ya que la carga aplicada es muy baja para el perno, además por motivos de construcción y operación, se aumentan los pernos a un total de 12, exclusivamente para sujeción de la bancada.

Adicionalmente se ocupan pernos M 4* 15, ya que se encuentran comercial y localmente y son los más pequeños.

2.7. Cálculos del diseño del sistema neumático

Datos:

- Peso de la riel de deslizamiento y placa porta punzones $P = 5 \text{ Kgf}$
- Presión del sistema = $P = 6 \text{ Kgf/cm}^2$

2.7.1. Cálculo de la Fuerza

$$F = 5 \text{ Kgf} * 9.81$$

$$F = 49.05 \text{ N}$$

2.7.1.1. Cálculo de la Presión

$$P = 6 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} * \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} * \frac{100^2 \text{ cm}^2}{1 \text{ m}^2}$$

$$P = 588600 \text{ N/m}^2$$

2.7.2. Cálculo del Diámetro

$$D = \sqrt{\frac{4*F}{P*\pi}} \quad (\text{Ec 1.81})$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 49.05}{588600 * \pi}}$$

$$D = 0.0103 \text{ m} \cong 10.30 \text{ mm}$$

2.7.3. Selección de diámetro

De acuerdo con la siguientes tabla de diámetros para cilindros de doble efecto.
(Ver Anexo 3.29)

- $D = 16 \text{ mm}$ valor muy elevado en costos
- $D = 20 \text{ mm}$ valor bajo en costos
- $D = 25 \text{ mm}$ valor bajo en costos

Se utiliza un diámetro de 25 mm para el cálculo inverso.

$$F = P * \frac{\pi * D^2}{4} \quad (\text{Ec 1.80})$$

$$F = 588600 * \frac{\pi * 0.025^2}{4}$$

$$F = 288.928 \text{ N}$$

2.7.4. Cálculo de la Fuerza Total

Por diseño y estabilidad del equipo se debe instalar 2 cilindros para evitar inclinaciones en el proceso de sellado.

$$F \text{ total} = 288.928 * 2$$

$$F \text{ total} = 577.85 \text{ N}$$

2.7.5. Cálculo de Rendimiento

$$\% \text{ rendimiento} = \frac{\text{Fuerza necesaria}}{\text{Fuerza del sistema}} * 100\% \quad (\text{Ec 1.82})$$

$$\% \text{ rendimiento} = \frac{49.05}{577.85} * 100\%$$

$$\% \text{ rendimiento} = 8.48 \%$$

2.7.6. Capacidad del cilindro

$$\text{Factor de Seguridad} = \frac{\text{Fuerza del sistema}}{\text{Fuerza necesaria}} \quad (\text{Ec 1.83})$$

$$\text{Factor de Seguridad} = \frac{577.85}{49.05}$$

$$\text{Factor de Seguridad} = 11.78 \%$$

Se encuentra diseñado con el diámetro de 25mm por la longitud de 150 mm en la cual es posible trabajar en el sellado de las cápsulas. (Ver anexo 3.29)

2.7. Cálculo de válvula

Para el dimensionamiento de la válvula se procede a trabajar con 2 cilindros D 25 mm x 150 mm de carrera.

2.7.1. Cálculo del volumen 2

Datos en condiciones de trabajo:

- $L = 150 \text{ mm}$
- $t \text{ subida} = 2 \text{ seg} \cong 0.03 \text{ min}$
- $t \text{ bajada} = 3 \text{ seg} \cong 0.05 \text{ min}$

$$V2 = \frac{\pi * D^2}{4} * L \quad (\text{Ec 1.85})$$

$$V2 = \frac{\pi * 25^2}{4} * 150$$

$$V2 = 73631.07 \text{ mm}^3$$

$$V2 = 73631.07 \text{ mm}^3 * \frac{\text{m}^3}{1000^3 \text{ mm}^3} * \frac{1000 \text{ dm}^3}{\text{m}^3}$$

$$V2 = 0.0736 \text{ dm}^3 \cong 0.073 \text{ litros}$$

2.7.2. Condiciones de Aire Libre

Datos en condiciones de aire libre o en condiciones normales:

$$T^{\circ} = 20^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 1 \text{ atm abs}$$

$$P_1 = 1 \text{ atm abs} \cong 1 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_1 = 1 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} * \frac{9.81 \text{ N}}{1\text{kgf}} * \frac{100^2 \text{ cm}^2}{1 \text{ m}^2}$$

$$P_1 = 98100 \text{ N/m}^2$$

2.7.3. Cálculo de la Presión 2

$$P_2 = 6 \text{ Kg/cm}^2 + P_{\text{atm}}$$

$$P_2 = 6 \text{ Kg/cm}^2 + 1 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_2 = 7 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_2 = 7 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} * \frac{9.81 \text{ N}}{1\text{kgf}} * \frac{100^2 \text{ cm}^2}{1 \text{ m}^2}$$

$$P_2 = 686700 \text{ N/m}^2$$

2.7.4. Cálculo del volumen 1

Por lo que se encuentran a temperaturas iguales

$$\frac{P_1 * V_1}{T_1} = \frac{P_2 * V_2}{T_2} \quad (\text{Ec 1.86})$$

$$V_1 = \frac{P_2 * V_2}{P_1}$$

$$V_1 = \frac{686700 * 0.073 \text{ litros}}{98100}$$

$$V_1 = 0.511 \text{ litros}$$

$$V1 = 0.511 \text{ litros} * 2 \text{ cilindros}$$

$$V1 = 1.022 \text{ litros}$$

$$Q = \frac{V}{t} \quad (\text{Ec 1.84})$$

$$Q = \frac{1.022 \text{ litros}}{0.05 \text{ min}}$$

$$Q = 20.44 \frac{\text{litros}}{\text{min}}$$

Con este caudal se verifica en tablas que se encuentra en nuestro rango de aplicación y se determina que por costos la válvula más económica es

- MVSC – 220 (Ver Anexo 3.30)
- Válvula 5/2* 1/4

2.7.5. Cálculos de Diámetro de la manguera

Cuando se determina el tipo de válvula incluye en el catálogo el tipo de ingreso que es de 1/8 para lo cual el tipo de manguera es la # 8.

CAPÍTULO III

3. COSTOS

3.1. Generalidades

En el presente capítulo se realizará un análisis de todos los costos que intervienen en la construcción de la máquina encapsuladora semiautomática, los cuales se encuentran divididos en costos directos e indirectos, adicional se evalúa el costo de la hora máquina, tomando en cuenta que es una máquina de alta precisión y que algunos de los elementos de esta máquina fueron elaborados con procesos de CNC (control numérico computarizado) por lo que existe una variación de precios en lo que a mano de obra y mecanizado se refiere.

Por facilidad y tener un detalle exacto, de cada elemento de la máquina, se realiza un análisis de precios unitarios de cada elemento de la máquina encapsuladora.

3.2. Análisis de Precios Unitarios (APUs)

REFERENCIA: CONSTRUCCIÓN MAQUINA ENCAPSULADORA				
RUBRO: 1	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN DEL EJE DE POTENCIA			6 de Julio del 2012
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO AISI 304	ø25.4 mm x 360mm	1	12,91	12,91

PROCESO DE MECANIZADO	HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
TORNEADO DESBASTE	7	8	56
TORNEADO ACABADO	2	8	16
TALADRADO	1,5	7	10,5
		TOTAL MECA.	82,5
		COSTO TOTAL	95,41

RUBRO: 2	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN SOPORTE EJE EXCÉNTRICO			13 de Julio del 2012
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO AISI 304	ø88.9mmX 37mm	1	17,03	17,03

PROCESO DE MECANIZADO		HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
LIMADORA		7	9	63
FRESADO DESBASTE		5	12	60
FRESADO ACABADO		2	12	24
TALADRADO		1	7	7
			TOTAL MECA.	154
Observaciones: Se cambió de Pieza cilíndrica a cuadrada			COSTO TOTAL	171,03

RUBRO: 3	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN TIMÓN DEL EJE EXCÉNTRICO			09 de agosto del 2012
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO AISI 304	ø35mmX 170mm	1	11,65	11,65

PROCESO DE MECANIZADO		HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
TORNEADO DESBASTE		6,5	8	52
TORNEADO ACABADO Y ROSCADO		3	8	24
FRESADO		2,5	12	30
TALADRADO		1	7	7
			TOTAL MECA.	113
			COSTO TOTAL	124,65

RUBRO: 4	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN PALANCA DE APRIETE			24 de agosto del 2012
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO AISI 304	ø25.4mmX 340mm	1	12,19	12,19

PROCESO DE MECANIZADO		HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
LIMADORA		6,5	9	58,5
FRESADO DESBASTE		2	12	24
FRESADO ACABADO		2	12	24
			TOTAL MECA.	106,5
			COSTO TOTAL	118,69

RUBRO: 5		COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN BOCÍN		07 de septiembre del 2012	
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL	
ACERO AISI 304	ø28.5mmX 10mm	1	0,45	0,45	
PROCESO DE MECANIZADO					
		HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL	
TORNEADO DESBASTE		1,2	8	9,6	
TORNEADO ACABADO		0,4	8	3,2	
TALADRADO		0,3	7	2,1	
				TOTAL MECA.	14,9
				COSTO TOTAL	15,35

RUBRO: 6		COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN EJE AMORTIGUADOR		21 de septiembre del 2012	
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL	
ACERO AISI 304	ø31,8mmX 80mm	4	4,48	17,92	
PROCESO DE MECANIZADO					
		HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL	
TORNEADO		16	8	128	
FRESADO		7	12	84	
TALADRADO		5	7	35	
				TOTAL MECA.	247
Observaciones: El valor corresponde a las 4 pieza que se fabricaron				COSTO TOTAL	264,92

RUBRO: 7		COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN SOPORTE PARA RESORTES		12 de octubre del 2012	
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL	
ACERO AISI 304	ø28.5mmX 10mm	4	0,45	1,8	
PROCESO DE MECANIZADO					
		HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL	
TORNEADO DESBASTE		5,5	8	44	
TORNEADO ACABADO		2	8	16	
FRESADO Y TALADRADO		4	12	48	
				TOTAL MECA.	108
Observaciones: El valor corresponde a las 4 pieza que se fabricaron				COSTO TOTAL	109,8

RUBRO: 8	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN DEL EJE EXCÉNTRICO		26 de octubre del 2012	
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO AISI 304	ø35mmX 120mm	1	10,85	10,85

PROCESO DE MECANIZADO		HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
TORNEADO DESBASTE		4	8	32
TORNEADO ACABADO		2	8	16
FRESADO		4	12	48
			TOTAL MECA.	96
			COSTO TOTAL	106,85

RUBRO: 9	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN MANGO DE PALANCA DE APRIETE		09 de noviembre del 2012	
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO AISI 304	ø28,5mmX 58mm	1	3,12	3,12

PROCESO DE MECANIZADO		HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
TORNEADO DESBASTE		2	8	16
TORNEADO ACABADO		1	8	8
TALADRADO		0,5	7	3,5
			TOTAL MECA.	27,5
			COSTO TOTAL	30,62

RUBRO: 10	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN EJE DE PLACA MÓVIL		16 de noviembre del 2012	
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO ASTM A36	ø10mmX 75mm	1	2,33	2,33

PROCESO DE MECANIZADO		HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
TORNEADO		4	8	32
FRESADO		3	12	36
TALADRADO		1	7	7
			TOTAL MECA.	75
			COSTO TOTAL	77,33

RUBRO: 11	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN PERNO MOLETEADO			30 de noviembre del 2012
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO ASTM A36	ø15mmX 40mm	4	1,8	7,2

PROCESO DE MECANIZADO	HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
TORNEADO DESBASTE Y ROSCADO	6	8	48
TORNEADO ACABADO	3	8	24
		TOTAL MECA.	72
		COSTO TOTAL	79,2

RUBRO: 12	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN ANILLO EXCÉNTRICO SUPERIOR 1			14 de diciembre 2012
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO AISI 304	Ø44MMx10mm	1	0,48	0,48

PROCESO DE MECANIZADO	HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
LIMADO	2	9	18
TORNEADO DESBASTE	1	8	8
TORNEADO ACABADO	0,5	8	4
FRESADO Y TALADRADO	2,5	12	30
		TOTAL MECA.	60
		COSTO TOTAL	60,48

RUBRO: 13	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN ANILLO EXCÉNTRICO SUPERIOR 2			21 de diciembre del 2012
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO AISI 304	Ø44MMx15mm	1	0,55	0,55

PROCESO DE MECANIZADO	HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
LIMADO	2	9	18
TORNEADO DESBASTE	2	8	16
TORNEADO ACABADO	0,5	8	4
FRESADO Y TALADRADO	2	12	24
		TOTAL MECA.	62
		COSTO TOTAL	62,55

RUBRO: 14	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN ANILLO EXCÉNTRICO INFERIOR			11 de Enero del 2013
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO AISI 304	Ø44MMx15mm	1	0,55	0,55

PROCESO DE MECANIZADO	HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
LIMADO	1	9	9
TORNEADO DESBASTE	2	8	16
TORNEADO ACABADO	0,5	8	4
FRESADO Y TALADRADO	2,2	12	26,4
		TOTAL MECA.	55,4
		COSTO TOTAL	55,95

RUBRO: 15	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN TORNILLO DE TOPE DEL EJE DE POTENCIA			19 de enero del 2013
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO ASTM A36	Ø10MMx150mm	1	4,66	4,66

PROCESO DE MECANIZADO	HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
TORNEADO DESBASTE Y ROSCADO	5	8	40
TORNEADO ACABADO	1	8	8
		TOTAL MECA.	48
		COSTO TOTAL	52,66

RUBRO: 16	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN MANGO DE ESFERA DE DESPLAZAMIENTO			1 de febrero del 2013
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO AISI 304	ø25,4mmX 30mm	2	1,08	2,16

PROCESO DE MECANIZADO	HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
TORNEADO DESBASTE	3	8	24
TORNEADO ACABADO	1	8	8
TALADRADO Y ROSCADO	1,5	7	10,5
		TOTAL MECA.	42,5
		COSTO TOTAL	44,66

RUBRO: 17	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN PLACA 1 CON AGUJEROS			27-mar-13
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO AISI 304	320X200X8	1	45,35	45,35

PROCESO DE MECANIZADO		HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
FRESADO		17,5	12	210
TALADRADO		6	7	42
LIMPIEZA Y MOVILIZACIÓN		1	2,65	2,65
			TOTAL MECA.	254,65
			COSTO TOTAL	300

RUBRO: 18	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN BANCADA			26-mar-13
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ASTM A36	500*240*10	4	15	60

PROCESO DE MECANIZADO		HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
FRESADO		16,5	12	198
TALADRADO		6	7	42
			TOTAL MECA.	240
			COSTO TOTAL	300

RUBRO: 19	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN PLACA PORTA PUNZONES HUECOS			26-mar-13
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO AISI 304	270X130X8	1	41,2	41,2

PROCESO DE MECANIZADO		HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
FRESADO		14,5	12	174
TALADRADO		9	7	63
MOVILIZACIÓN		1	1,8	1,8
			TOTAL MECA.	238,8
			COSTO TOTAL	280

RUBRO: 20	COSTOS DE COMPRA Y PALANCA DE TRABAJO			27-mar-13
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO AISI 304	272X26X16	1	18	18

PROCESO DE MECANIZADO	HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
FRESADO	5,5	12	66
TORNEADO	2	8	16
		TOTAL MECA.	82
Observaciones: Se cambió de Pieza cilíndrica a cuadrada			COSTO TOTAL
			100

RUBRO: 21	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN PLACA TIPO C			27-mar-13
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ACERO AISI 304	320X200X8	1	11,5	11,5

PROCESO DE MECANIZADO	HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
FRESADO	6,5	12	78
TALADRADO	1,5	7	10,5
		TOTAL MECA.	88,5
			COSTO TOTAL
			100

RUBRO: 22	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN ENGRANAJES			27-mar-13
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
ASTM A36	44X32	2	2	4

PROCESO DE MECANIZADO	HORAS	COSTO HORA MECANIZADO	COSTO TOTAL
FRESADO	8	12	96
TORNEADO	2,5	8	20
		TOTAL MECA.	116
			COSTO TOTAL
			120

RUBRO: 23	COSTOS DE COMPRA Y FABRICACIÓN EQUIPO NEUMÁTICO			13-abr-13	
DESCRIPCIÓN	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO U	OBSERVACIONES	COSTO TOTAL
Micro Cilindro	25mm x 150mm carrera	2	95,8	a fabricar bajo pedido	191,6
Regulador de velocidad	6mm x 1/8"	4	9		36
Soportería para montaje de cilindros	25mm mínimo	4	3,32		13,28
Conector T	6mm	2	2,87		5,74
válvula 5 -2	1/4"	1	60,9	Mando de palanca bioestable	60,9
Conector Codo	6mm x 1/4"	3	2,14		6,42
Silenciador de Bronce	1/8"	2	1,52		3,04
Neplo Bronce	1/4 NPT	1	1,12	Niquelado	1,12
Regulador de presión	1/4 "	1	58,4	Presión máx. 10 Bar	58,4
Tubo de Poliuretano	6mm x 4mm	5	0,76		3,8
Horquilla c / rotula	M10 x 1,25	2	21,28	Para el vástago	42,56
			TOTAL DE EQUIPOS		422,86
MATERIAL	DIMENSIONES BRUTAS	CANT	COSTO UNIDAD		COSTO TOTAL
Acero inoxidable 304	Varias	3	50,26		150,78
Acero de transmisión A-36	Varias	2	18,95		37,9
Bronce Grafitado	25 x 150mm	4	12,63		50,52
					239,2
PROCESO DE MECANIZADO		HORAS	COSTO HORA MECANIZADO		COSTO TOTAL
LIMADORA		15	12		180
FRESADO DESBASTE		16,5	13		214,5
FRESADO CNC ACABADO		17	15		255
TORNEADO DESBASTE		18,5	12		222
TORNEADO CNC ACABADO		13,5	15		202,5
TORNEADO ROSCADO		12	12		144
TALADRADO		10	8,5		85
TOTAL MECANIZADO					1303
COSTO TOTAL					1965,06

Con el método utilizado en este capítulo, se incluyen dentro de las tablas los costos de mecanizado y mano de obra por hora de trabajo.

COSTO TOTAL DE LOS RUBROS	4779,21
----------------------------------	----------------

3.3. Rubros Nuevos

Son elementos mecánicos y procesos que se presentaron de forma improvisada, o que no fueron planificados en el pre diseño de la Máquina Encapsuladora.

Compra de Rubros Nuevos	COSTO TOTAL	Fecha
Placa de acero	2,9	19/04/2013
Eje de acero plata	14,49	20/04/2013
Barra cuadrada	0,9	24/04/2013
Mesa de apoyo	89,6	24/04/2013
Tolva	55	15/05/2013
Placa de Inox 304 con 300 perforaciones	224	24/04/2013
Orientador de Cápsulas	1450	12/05/2013
Cromado y erosión de placas	338,24	18/05/2013
TOTAL	\$ 2175,16	

3.4. Costos de Elementos Normalizados

Son elementos de libre comercialización en el mercado y no necesitan ser modificados.

Compra de Elementos Normalizados	COSTO TOTAL	Fecha
Equipos de Ferretería (pernos)	2,6	16/04/2013
Equipos de Ferretería (pernos)	5,25	16/04/2013
Pasadores varios tipos	6,35	16/04/2013
Equipos de Ferretería (electrodo inoxidable)	1,85	18/04/2013
Caucho químico Para sellado	53,6	24/04/2013
Equipos de Ferretería (pernos)	1,02	24/04/2013
Equipos de Ferretería (cromado)	75	28/04/2013
Resortes de la palanca	8,96	03/05/2013
Capsulas formato 1	100,8	02/06/2013
Equipos de Ferretería (prisioneros)	1,1	25/04/2013
Compresor 1hp marca Truper	197,32	07/06/2013
TOTAL	\$ 453,85	

3.5. Costos Indirectos

Los costos indirectos comprenden todos los gastos que no son ni materiales directos ni mano de obra directa, como en nuestro caso son los materiales fungibles que se utilizan en la máquina, como por ejemplo: electrodos, material de Aporte, lija, Discos de corte, Transporte, etc.

Compra de Elementos Indirectos	COSTO TOTAL	Fecha
1 silicón transparente	3,32	17/05/2013
Equipos de Ferrería (disco y cepillos)	8,6	25/04/2013
Disco laminado	3,94	18/05/2013
Equipo para Limpiar la máquina	50,84	07/06/2013
Cemento de contacto	1,2	09/06/2013
Loctite	7	09/06/2013
Herramientas para Mantenimiento	65	03/05/2013
Lija	5,44	08/06/2013
Cromado de bancada	168	10/06/2013
Platina Aluminio Negro	13,44	12/06/2013
TOTAL	\$ 326,78	

3.5.1. Gastos Imprevistos

Son los costos de movilización de personas y transporte de materiales pagos servicios profesionales. Se estima \$175 dólares de gastos aproximadamente.

3.6. Costo Total de la Maquina Encapsuladora

Total de Rubros	\$ 4779,21
Rubros Nuevos	\$ 2175,16
Elementos Normalizados	\$ 453,85
Elementos Indirectos	\$ 326,78
Gastos Imprevistos	\$ 175
Costo Total	\$ 7910

7. Conclusiones

- Mediante el presente proyecto se logró la construcción y operación de la máquina encapsuladora semiautomática con una capacidad de sellado relleno de 300 cápsulas por proceso, de tipo 1.
- El procedimiento de sellado y relleno de las 300 cápsulas tiene una eficiencia del 98%, este valor se debe a los subprocesos de producción.
- La máquina cumple con las Normas de BPM (Buenas Prácticas de Manufactura), en especial todas las partes constitutivas que se encuentran en contacto directo con el proceso de sellado y relleno. Las mismas fueron construidas con acero inoxidable 304.
- La implementación del orientador de cápsulas ha sido realizada por parte de los autores y el director de este proyecto, el cual reduce considerablemente el tiempo posicionamiento de las cápsulas, ya que el tiempo de colocación de forma manual se realiza en un tiempo estimado de 30 a 35 min.
- Con la implementación del orientador de cápsulas este tiempo se reduce a cinco minutos, logrando con esto que la maquina sea más eficiente con respecto a un lote de producción.
- La implementación y el uso de esta máquina se realiza de manera práctica, para que sea utilizada de forma sencilla por los estudiantes o encargados de laboratorio de la UPS.
- Esta máquina se la realizo exclusivamente para que los estudiantes de Biotecnología puedan realizar sus prácticas, y adquieran mayor conocimiento aplicando lo teórico con lo práctico para elaborar capsulas farmacéuticas.
- La producción sería más eficiente y elevada si la encapsuladora tuviera un sistema totalmente automatizado.

8. Recomendaciones

- Los autores recomiendan el uso adecuado de la máquina encapsuladora según el manual, ya que es un elemento de alta precisión y calibración.
- Realizar una constante limpieza de toda la máquina para evitar contaminación, así se puede garantizar el cumplimiento de la norma BPM (Buenas Prácticas de Manufactura).
- Para el uso de este equipo se recomienda utilizar los implementos adecuados de salud e higiene, como son: guantes, mascarillas, gorro y bata blanca con el propósito de evitar cualquier tipo de contaminación.
- La infraestructura debe ser adecuada para el trabajo de sellado, con el fin de evitar el ingreso de contaminantes externos, además de mantener el espacio físico funcional para lograr una buena producción.

6. Bibliografía

- SHIGLEY J. E.; Diseño en ingeniería mecánica; Mc. Graw Hill; Cuarta Edición; México; 1989.
- NORTON ROBERT; Diseño de máquinas; Segunda edición; Barcelona; España; 1950.
- ROBERT L. MOTT; Mecánica de fluidos Aplicada; Ed. Pearson; Cuarta Edición; México.
- JUAN MARÍN; Diseño de Máquinas; Segunda Edición.
- RICHARD G. BUDYNAS & J. KEITH NISBETT; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; 8va Edición.
- EUGENE A. AVALLONE; Marks manual del ingeniero mecánico; Tomo 1; Mc. Graw Hill; México; 1995.
- PYTEL-SINGER, Resistencia de los materiales, Cuarta edición.
- JOSÉ ROLDAN; Prontuario de mecánica industrial aplicada; Editorial Paraninfo.
- CALERO ROQUE; Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros; Primera edición; España; 1999.
- IVÁN BOHMAN; Catálogo de aceros de Iván Bohman.
- American Gear Manufacturer Association.
- FESTO; Catálogo de neumática de FESTO A.G. & C.O. Cilindros normalizados.
- INEN; Código de Dibujo Técnico-Mecánico; Quito-Ecuador; 1981.

DIRECCIONES ELECTRÓNICAS

<http://es.wikipedia.org/wiki/Emulsión>

http://www.egipto.com/egipto_para_nino/introduccion.html

<http://www.textoscientificos.com/emulsiones>

<http://www.amvediciones.com/tpfmd.htm>

http://es.wikipedia.org/wiki/Fuerzas_de_van_der_Waals

<http://www.fassco.de/spanish/html/schnittwinkel.html>

<http://es.wikipedia.org/wiki/aluminio>

<http://www.dichtomatik.mx/index.html>

http://es.wikipedia.org/wiki/Velocidad_de_transmisión

http://www.festo.com/cms/es_es/index.htm

<http://www.varvel.com>