



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA EL CORTE DE LÁMINAS
DE ALUMINIO PARA LA ELABORACIÓN DE OLLAS.**

Tutor

Prof: José Gutiérrez

Autores

NOVOA JULIO

RODRÍGUEZ ALEJANDRO

Bárbula, Noviembre de 2011



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA EL CORTE DE LÁMINAS
DE ALUMINIO PARA LA ELABORACIÓN DE OLLAS.**

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE
UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO

Autores

NOVOA JULIO
RODRÍGUEZ ALEJANDRO

Bárbula, Noviembre de 2011



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del jurado designado para evaluar el trabajo especial de grado titulado “***Diseño un sistema automatizado para el corte de láminas de aluminio para la elaboración de ollas***”, realizado por los bachilleres: **Novoa Becerra Julio Cesar**, cedula de identidad: **V-19.197.482** y **Rodríguez Guerra Alejandro Antonio**, cedula de identidad: **V-19.218.309**, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo.

Prof. José Gutiérrez

Presidente del Jurado

Prof. Napoleón González

Miembro del Jurado

Prof. Luis Escalona

Miembro del Jurado

Bárbula, Noviembre de 2011

AGRADECIMIENTOS

Un agradecimiento especial a nuestro tutor académico, el profesor José Gutiérrez quien con sus conocimientos y sus sabios consejos impartidos nos guiaron a culminar exitosamente esta meta.

A la universidad de Carabobo por brindarnos la oportunidad de estudiar y crecer profesional y personalmente.

A nuestro jurado, los profesores: Napoleón González y Luis Escalona, por sus tutorías, colaboración y apoyo brindado durante el desarrollo del presente trabajo.

A aquellos profesores que nos ayudaron desinteresadamente en la realización de este trabajo, profesores: Edwin Peña y Víctor carrera.

Al personal de la empresa ALUMIFENIX, a los señores Adolfo y Armando Espinoza.

A nuestros compañeros y amigos por su apoyo, aliento y valiosa ayuda durante toda la carrera, ¡gracias!

Y en general a todas aquellas personas que de una u otra manera colaboraron en la realización de este trabajo de grado y que también colaboraron en el transcurso de la carrera.

Julio César Novoa Becerra y Alejandro Antonio Rodríguez Guerra.

DEDICATORIA

A mi mamá y a mi papá, por ser unas personas ejemplares, por brindarme todo su amor a lo largo de toda mi vida, aconsejarme en todo momento y en especial por apoyarme en todas mis decisiones, sin ellos no estuviera aquí, soy la persona que soy gracias a ustedes!

A mis hermanas, por ser mis amigas, por ayudarme en todo y en cada momento, gracias por sus deseos y su apoyo, las quiero!

A mi novia, quien en los momentos difíciles ha sabido ayudarme haciendo que todo sea más llevadero, tú ayuda, cariño y apoyo ha sido una gran motivación.

A mi sobrino Robert Andrés quien fue el principal desestresante cada día cuando regresaba a casa.

A toda mi familia, gracias por su apoyo y ayuda en toda la carrera. Gracias a todos.

A todos mis amigos y compañeros, los de la universidad por vivir estos años de stress y felicidad juntos, los del colegio por todos los años de amistad, y a los que he tenido la dicha de conocer a lo largo de mi vida por estar siempre ahí conmigo.

Julio César Novoa Becerra

DEDICATORIA

A Dios nuestro creador, por ser quien con su mano bendita guía nuestros pasos y me lleva por el buen camino, gracias Dios por tu ayuda para así poder cumplir con esta meta.

A mis padres y especialmente a mis abuelos por ser unos seres ejemplares, por brindarme todo su amor por todo este tiempo, aconsejarme siempre y por apoyarme en todas mis decisiones y en los momentos decisivos.

A mis hermanas, hermanos, tíos, tías y primos por su gran apoyo en todo momento.

A toda mi familia, por su apoyo incondicional durante toda la carrera.

A todos aquellos que me apoyaron desde mucho antes de iniciar la carrera y por que siguiera estudiando y fuese mejorando profesionalmente y que lamentablemente no están aquí entre nosotros para poder ver este gran logro, a ellos también va dedicada esta tesis:

- A mi bisabuela Otilia Monsalve de Aponte.
- A la profesora Bethzaida Planchez de Rojas.
- Y al profesor: Ing. Hidalgo Reyes Negrete.

Alejandro Antonio Rodríguez Guerra.



RESUMEN

En este trabajo de grado se presenta el diseño de un sistema de corte de láminas de aluminio automatizado para la fabricación de ollas y utensilios de cocina en la cooperativa AlumiFenix, haciendo que este proceso sea más ergonómico y seguro para el operario, para su diseño se sugirió reutilizar algunos componentes del sistema de corte actual a fin de disminuir los costos por concepto de inversión inicial, haciendo que para la empresa sea más factible construir dicho dispositivo siguiendo el diseño que aquí se plantea.

El sistema de corte de láminas automatizado resultante, limita las labores del operario a alimentar a la máquina con láminas cuadradas (provenientes del área de corte con cizallas de la fabrica), y su posterior recolección, previendo que se deben realizar inspecciones para constatar el correcto funcionamiento del sistema.

El sistema de procesamiento de desechos trabaja de manera simultánea con el proceso de corte. Los desechos provenientes del sistema de corte caerán sobre el sistema de procesamiento de desechos directamente, evitando que el operario deba interactuar con los desechos sin ser procesados, tarea que actualmente representa condiciones inseguras ya que estos desechos presentan aristas cortantes o punzantes.



Índice General

	RESUMEN	VII
	ÍNDICE GENERAL	VIII
	ÍNDICE DE FIGURAS	XIII
	ÍNDICE DE TABLAS	XII
	ÍNDICE DE GRÁFICAS	XIV
	INTRODUCCIÓN	1
	CAPÍTULO I: EL PROBLEMA	3
1.1	SITUACIÓN PROBLEMÁTICA	3
1.2	OBJETIVOS	5
1.2.1	Objetivo General	5
1.2.2	Objetivos Específicos	5
1.3	ALCANCES	6
1.4	ANTECEDENTES	6
	CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO.	10
2.1	BASES TEÓRICAS	10
2.1.1	Corte de Láminas	10
2.1.2	Soldadura	23
2.1.3	Automatización	28
2.1.4	Sistemas de Transmisión de Potencia	31



ÍNDICE GENERAL



2.1.4.1	Tipos de elementos para la Transmisión de Potencia	32
2.1.4.2	Soportes	35
2.1.5	Selección de Motores	38
2.1.6	Generador de Vacío	44
2.1.7	Sensores	45
2.2	DEFINICIÓN DE CONCEPTOS BÁSICOS	45
	CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO.	47
3.1	NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN	47
3.2	DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN	48
3.3	RECURSOS A UTILIZAR	48
3.3.1	Recursos Humanos	48
3.3.2	Recursos Materiales	49
3.3.3	Recursos Institucionales	49
3.3.4	Plan de Trabajo	49
	CAPÍTULO IV: DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN.	50
4.1	ANÁLISIS DEL SISTEMA ACTUAL	50
4.2	POSIBLES SOLUCIONES	51
4.2.1	Posible Solución N°1	52
4.2.2	Posible Solución N°2	54
4.2.3	Posible Solución N°3	57
4.3	SELECCIÓN DE LA MEJOR SOLUCIÓN	61
4.4	DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA A DISEÑAR	63
4.4.1	SISTEMA MECÁNICO	65



ÍNDICE GENERAL



	Discos de corte	66
	Engranajes	67
	Correas y Poleas	68
	Ejes	70
	Chavetas	71
	Chumaceras	72
	Cadenas y catarinas	73
	Motor	75
	Unión entre guías lineales y la mesa de corte.	75
4.4.2	SISTEMA NEUMÁTICO	76
	Justificación de la técnica de control a utilizar:	76
	Componentes del sistema neumático	77
	Ventosas	78
	Generador de vacío	79
	Actuadores neumáticos	80
	Sensores	82
	Servomotor	85
	Válvulas	86
4.4.2.1	Memoria descriptiva	87
	Listado de entradas y salidas del sistema de control	93
4.4.2.2	Selección del controlador lógico programable	94
	Esquema de control	95
	Diagrama en escalera del sistema automatizado	96
4.4.3	SISTEMA DE PROCESAMIENTO DE DESECHOS	98
4.5	ESTUDIO DE FACTIBILIDAD ECONÓMICA	102
	CAPÍTULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.	107



ÍNDICE GENERAL



5.1	CONCLUSIONES	107
5.2	RECOMENDACIONES	108
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	109
	APÉNDICES	112
	APÉNDICE A: Determinación del Área de Corte	113
	APÉNDICE B: Sistema Mecánico	117
	<u>Apéndice B-1.</u> Discos de Corte	117
	<u>Apéndice B-2.</u> Engranajes	120
	<u>Apéndice B-3.</u> Poleas y correas	127
	<u>Apéndice B-4.</u> Ejes	139
	<u>Apéndice B-5.</u> Chavetas	173
	<u>Apéndice B-6.</u> Rodamientos y chumaceras	194
	<u>Apéndice B-7.</u> Cadenas y catarinas	198
	<u>Apéndice B-8.</u> Motor	201
	<u>Apéndice B-9.</u> Unión entre guías lineales y la mesa de corte.	203
	APÉNDICE C: Sistema Neumático	212
	<u>Apéndice C-1.</u> Ventosas	212
	<u>Apéndice C-2.</u> Generador de vacío	221
	<u>Apéndice C-3.</u> Actuadores neumáticos	225



ÍNDICE GENERAL



<u>Apéndice C-4. Sensores</u>	242
<u>Apéndice C-5. Servomotor</u>	245
<u>Apéndice C-6. Válvulas</u>	261
<u>Apéndice C-7. Accesorios</u>	271
 PLANOS	 276
ANEXOS	283
COTIZACIONES	313



Índice de Figuras

Figura 1.1.	Máquina cortadora de Aluminio.	5
Figura 2.1.	Cizalla Manual.	10
Figura 2.2.	Tijera manual para cortar chapas.	12
Figura 2.3.	Tijera de calar.	12
Figura 2.4.	Cizalla para cortar curvas.	13
Figura 2.5.	Cizalla de palanca.	14
Figura 2.6.	Cizalla de rodillos cortantes.	15
Figura 2.7.	Juego de filos ajustado correctamente.	16
Figura 2.8.	Efecto en el caso de un juego de filos muy grande, la chapa se dobla.	16
Figura 2.9.	Sujetador bien ajustado.	17
Figura 2.10.	Cizalla con cuchillas de cizallamiento paralelas.	17
Figura 2.11.	Cizalla con cuchilla superior de cizallamiento inclinada.	18
Figura 2.12.	Entalladura.	19
Figura 2.13.	Corte.	20
Figura 2.14.	Rasgado.	20
Figura 2.15.	Imagen cizallada de una superficie dividida.	21
Figura 2.16.	Entrecorte para doblados posteriores.	21
Figura 2.17.	Corte.	22
Figura 2.18.	Calado.	22
Figura 2.19.	Punzonado.	23
Figura 2.20.	Cordón de Soldadura a Tope con prolongación de T ó en L.	26
Figura 2.21.	Cordón de soldadura en ángulo G.	27
Figura 2.22.	Partes principales de un sistema automatizado.	29
Figura 2.23.	Cojinete de fricción de bronce.	36
Figura 2.24.	Colocación de un cojinete de fricción.	36
Figura 2.25.	Lubricación de un cojinete de fricción.	37



ÍNDICE DE FIGURAS



Figura 2.26.	Esquema de un rodamiento de rodillos.	37
Figura 2.27.	Distintos tamaños de motores.	43
Figura 2.28.	Partes constitutivas de un generador de vacío.	45
Figura 4.1.	Máquina cortadora de Aluminio empleada actualmente.	51
Figura 4.2.	Representación de la Solución N°1.	52
Figura 4.3.	Desperdicio de la troqueladora circular sugerida en la Solución N°1.	53
Figura 4.4.	Representación de la Solución N°2.	55
Figura 4.5.	Procesamiento de desechos planteado en la Solución N°2.	56
Figura 4.6.	Representación de la Solución N°3 Vista isométrica (Superior) Vista de detalle del sistema de corte (Inferior).	58
Figura 4.7.	Procesamiento de desechos planteado en la Solución N°3.	60
Figura 4.8.	Discos de corte ubicados en su posición de operación.	67
Figura 4.9.	Engranajes ubicados en su posición de operación.	68
Figura 4.10.	Correa superior ubicada en su posición de operación.	69
Figura 4.11.	Ejes ubicados en su posición de operación.	70
Figura 4.12.	Chumaceras delanteras (Izquierda), y traseras (Derecha), ubicados en su posición de operación.	73
Figura 4.13.	Sistemas de centrado (superior, medio e inferior) de cadenas en su posición de operación.	74
Figura 4.14.	Ventosas en su posición de operación.	78
Figura 4.15.	Generadores de vacío en su posición de operación.	79
Figura 4.16.	Actuadores neumáticos en su posición de operación (Cilindro N°1 parte superior a la izquierda, Cilindro N°2 parte superior en el centro, Cilindro N°3 parte superior a la derecha, Actuador giratorio, parte inferior.	81
Figura 4.17.	Sensor de presión (Izquierda) y sensor magnético (Derecha) en su posición de operación.	83
Figura 4.18.	Motor neumático en su posición de operación.	85
Figura 4.19.	Válvulas 5/2 vías monoestable.	86
Figura 4.20.	Válvulas 3/2 vías monoestable.	87



ÍNDICE DE FIGURAS



Figura 4.21.	Vástago del cilindro 1 toca la primera lámina.	88
Figura 4.22.	Ventosas tocan la lámina.	89
Figura 4.23.	La lámina sube junto con el cilindro 1 y el 2.	89
Figura 4.24.	Actuador giratorio sujeta a la lámina por debajo.	90
Figura 4.25.	El Cilindro 2 se retrae llevando a las ventosas a un nivel más alto del plano en que se encuentra la lámina.	90
Figura 4.26.	Bandeja que se inclina para sujetar al disco obtenido una vez que el actuador giratorio se retraiga.	91
Figura 4.27.	Lámina entra en contacto con la bandeja de recolección mientras el actuador giratorio se retrae.	92
Figura 4.28.	Extensión del vástago del cilindro 3 y posición inicial del mismo.	92
Figura 4.29.	PLC. Fuente: SIEMENS.	94
Figura 4.30.	Esquema de control lógico.	95
Figura 4.31.	Diagrama de programación en escalera. (1/2)	96
Figura 4.32.	Diagrama de programación en escalera. (2/2)	97
Figura 4.33.	Diagrama de conexión entre HMI- PLC-Servomotor.	98
Figura 4.34.	Desecho proveniente del proceso de corte.	98
Figura 4.35.	Desecho proveniente del proceso de corte (señalado en color rojo).	99
Figura 4.36.	Trituradora de ejes.	102
Figura 4.37.	Distintos materiales cortados con el triturador ofrecida por Harden Industries Ltd.	102
Figura A-1.	Disco de corte.	113
Figura A-2.	Calculo de variable Y.	114
Figura A-3.	Calculo de variable H.	114
Figura A-4.	Calculo final del área.	116
FiguraB-1.1.	Software empleado para el análisis de los discos de corte.	117
Figura B-1.2.	Resultado del estudio a través del Método de Elemento Finitos ($\sigma_{max} = 31,5 MPa$).	118
Figura B-1.3.	Resultado del estudio a través del Método de Elemento Finitos ($\delta_{max} = 0,00174mm$).	118



ÍNDICE DE FIGURAS



Figura B-4.1.	Sistema de cargas para el eje inferior en el π_{xy} .	139
Figura B-4.2.	Sistema de cargas para el eje inferior en el π_{xz} .	142
Figura B-4.3.	Sistema de cargas para el eje superior en el π_{xy} .	159
Figura B-4.4.	Sistema de cargas para el eje superior en el π_{xz} .	162
Figura B-5.1.	Fuerzas sobre la chaveta.	174
Figura B-6.1.	Chumacera seleccionada para el apoyo delantero (Diámetro 3 de los ejes).	196
Figura B-6.2.	Chumacera seleccionada para el apoyo trasero (Diámetro 5 de los ejes).	197
Figura B-9.1.	Viga en voladizo sometida a flexión.	203
Figura B-9.2.	Arco de soldadura.	204
Figura C-1.1.	Diagrama de cuerpo libre de una lámina de aluminio.	212
Figura C-1.2.	Imagen de ventosa con accesorios.	219
Figura C-1.3.	Imagen de la ventosa.	219
Figura C-3.1.	Elementos a levantar por el Cilindro N°1.	225
Figura C-3.2.	Elementos a levantar por el Cilindro N°2.	229
Figura C-3.3.	Diagrama de cuerpo libre de la bandeja de recolección de discos.	233
Figura C-3.4.	Diferentes posiciones de operación del brazo extensible.	237
Figura C-3.5.	Diagrama de cuerpo libre del brazo extensible.	238
Figura C-7.1.	Imagen del pulsador de parada de emergencia.	271
Figura C-7.2.	Imagen del pulsador de inicio.	271
Figura C-7.3.	Imagen del MICRO-PLC SIMATIC S7-200.	272
Figura C-7.4.	TD 200	273



Índice de Tablas

Tabla 2.1.	Materiales y espesores para el cizallado.	11
Tabla 2.2.	Parámetros para el dimensionamiento del cordón de Soldadura.	26
Tabla 3.1.	Cronograma de Actividades.	49
Tabla 4.1.	Características físicas y mecánicas del Aluminio H14.	51
Tabla 4.2.	Criterios considerados para la selección de la mejor solución.	61
Tabla 4.3.	Evaluación de las soluciones según los diferentes criterios.	62
Tabla 4.4.	Ponderación obtenida de cada solución.	62
Tabla 4.5.	Características generales del motor seleccionado.	75
Tabla 4.6.	Listado de entradas y salidas del sistema de control.	93
Tabla 4.7.	Datos técnicos de la trituradora de ejes.	101
Tabla 4.8.	Ingresos del periodo 2006-2010.	102
Tabla 4.9.	Ingresos proyectados del periodo 2012-2016.	103
Tabla 4.10.	Ingresos proyectados del área de corte para el periodo 2012-2016.	103
Tabla 4.11.	Costos Operaciones del año 2012.	104
Tabla 4.12.	Costos Operaciones para los demás años del periodo de estudio.	105
Tabla 4.13.	Flujos monetarios de cada año del periodo de estudio.	106
Tabla B-2.1.	Resistencia a la Flexión para un Acero AISI A1-A5. (Fuente: Robert Norton).	123
Tabla B-2.2.	Resistencia a la Fatiga Superficial para un Acero AISI A1-A5. (Fuente: Robert Norton).	125
Tabla B-3.1.	Factor de Servicio de la correa.	127
Tabla B-3.2.	Diámetros recomendados para poleas chicas.	129
Tabla B-3.3.	Longitud primitiva estándar de correas sección A.	131
Tabla B-3.4.	Factor de corrección por arco de contacto.	133



ÍNDICE DE TABLAS



Tabla B-3.5.	Factor de corrección de longitud para correas tipo A.	134
Tabla B-3.6.	Factor de corrección de diámetro primitivo de polea chica.	134
Tabla B-3.7.	Potencia transmisible para correas de sección A.	135
Tabla B-4.1	Factor de concentración de esfuerzos para ejes sometidos a flexión.	149
Tabla B-4.2	Factor de concentración de esfuerzos para ejes sometidos a torsión.	151
Tabla B-4.3	Factor de concentración de esfuerzos para ejes sometidos a flexión.	153
Tabla B-4.4	Factor de concentración de esfuerzos para ejes sometidos a torsión.	154
Tabla B-5.1.	Chavetas paralelas a partir del diámetro del eje.	173
Tabla B-8.1.	Características generales del motor seleccionado.	202
Tabla C-1.1.	Tabla de las fuerzas y energía del cilindro neumático N°1.	214
Tabla C-1.2.	Peso y masa del cilindro neumático N°1.	215
Tabla C-3.1.	Cargas manejadas por el actuador neumático DNC-32-1000.	228
Tabla C-3.2.	Cargas manejadas por el actuador neumático DZF-25-15-A-P-A-ZR.	232
Tabla C-3.3.	Tabla de las fuerzas del cilindro neumático DNC-32-125-P.	236
Tabla C-5.1.	Componentes del sistema de centrado superior	246
Tabla C-5.2.	Componentes del sistema de centrado medio	246
Tabla C-5.3.	Coeficientes de roce acero-acero.	247
Tabla C-5.4.	Coeficientes de roce acero-acero.	248
Tabla C-6.1.	Caudales de aire del actuador giratorio.	268
Tabla C-6.2.	Caudal de aire del generador de vacío.	269



Índice de Gráficas

Gráfica B-3.1.	Selección de Correas.	128
Gráfica B-4.1.	Diagrama de corte para el eje inferior en el π_{xy} .	141
Gráfica B-4.2.	Diagrama de momento para el eje inferior en el π_{xy} .	141
Gráfica B-4.3.	Diagrama de corte para el eje inferior en el π_{xz} .	143
Gráfica B-4.4.	Diagrama de momento para el eje inferior en el π_{xz} .	144
Gráfica B-4.5.	Diagrama de par torsor en el eje inferior.	144
Gráfica B-4.6.	Factor de sensibilidad de la muesca para los aceros para un $r = 0,03$ pulg.	148
Gráfica B-4.7.	Factor de sensibilidad de la muesca para los aceros para un $r = 0,17$ pulg.	152
Gráfica B-4.8.	Diagrama de corte para el eje superior en el π_{xy} .	161
Gráfica B-4.9.	Diagrama de momento para el eje superior en el π_{xy} .	161
Gráfica B-4.10.	Diagrama de corte para el eje superior en el π_{xz} .	163
Gráfica B-4.11.	Diagrama de momento para el eje superior en el π_{xz} .	164
Gráfica B-4.12.	Diagrama de par torsor en el eje superior.	164
Gráfica B-4.13.	Diagrama de corte para el eje inferior en el π_{xy} .	168
Gráfica B-4.14.	Diagrama de momento para el eje inferior en el π_{xy} .	168
Gráfica B-4.15.	Diagrama de corte para el eje inferior en el π_{xz} .	169
Gráfica B-4.16.	Diagrama de momento para el eje inferior en el π_{xz} .	169
Gráfica B-4.17.	Diagrama de corte para el eje superior en el π_{xy} .	170
Gráfica B-4.18.	Diagrama de momento para el eje superior en el π_{xy} .	171
Gráfica B-4.19.	Diagrama de corte para el eje superior en el π_{xz} .	171



ÍNDICE DE GRÁFICAS



Gráfica B-4.20.	Diagrama de momento para el eje superior en el π_{xz} .	172
Gráfica B-7.1.	Gráfico de selección de cadenas.	198
Gráfica C-2.1.	Vacio Δ_p en función de la presión de funcionamiento.	222
Gráfica C-2.2.	Consumo de aire q_n en función de la presión de funcionamiento.	223
Gráfica C-6.1.	Nomograma para determinar consumo específico de aire de un actuador neumático.	262
Gráfica C-6.2.	Nomograma para determinar consumo específico de aire del cilindro 1.	264
Gráfica C-6.3.	Nomograma para determinar consumo específico de aire del cilindro N°2.	265
Gráfica C-6.4.	Nomograma para determinar consumo específico de aire del cilindro N°3.	267



INTRODUCCIÓN

La realización de este trabajo especial de grado tiene como finalidad diseñar un sistema de corte de láminas de aluminio automatizado para la fabricación de ollas y utensilios de cocina en la cooperativa AlumiFenix, con la finalidad de mejorar las condiciones ergonómicas en ese puesto de trabajo y disminuir la intervención del operario durante el proceso.

El actual sistema de corte presenta problemas relacionados con la puesta a punto de la máquina y el accionamiento que es completamente manual produciendo condiciones disergonómicas en ese puesto de trabajo, las cantidades de desechos que se generan del proceso de corte traen consigo retrasos en la producción y condiciones de riesgo a cortaduras ya que el operario debe manipular manualmente estos desechos cuyos bordes son filosos y punzantes.

El trabajo de grado está constituido por cinco capítulos:

En el capítulo I se describe el planteamiento del problema, los objetivos, el alcance del proyecto y los antecedentes que sirven de información para el correcto desarrollo del proyecto.



INTRODUCCIÓN



En el capítulo II se exponen con detalle los elementos, materiales y equipos necesarios para la realización del proyecto y las bases teóricas que lo respaldan.

En el capítulo III se presenta la metodología utilizada y las fases necesarias para el desarrollo del proyecto.

El capítulo IV engloba la solución del problema, se generan las soluciones necesarias que satisfagan cada uno de los objetivos específicos planteados en el capítulo I, describiendo su funcionamiento, elementos mecánicos, eléctricos y de control seleccionados y por último se realiza el estudio económico para verificar la factibilidad del proyecto.



CAPÍTULO 1

El Problema

1.1 Situación problemática

La empresa Alumifenix se encuentra en la ciudad de Maracay, Estado Aragua, en ella se procesa el aluminio proveniente de Alcasa para la producción de utensilios de cocina como ollas y tapas.

En esta empresa el proceso de producción inicia con el desbobinado de la materia prima en unas mesas de 15 metros de longitud, las cuales tienen un tela de protección, que evita que el aluminio se raye al entrar en contacto con las mismas.

El proceso de producción de manera general, se realiza en diferentes etapas. Inicialmente las láminas son cortadas de forma cuadrada de dimensiones entre 15 cm y 84 cm y espesores de 0.5 mm a 3 mm, a través de cizallas manuales con la finalidad de poder manipular y dimensionar el material para posteriores procesos.

Luego en el proceso de corte de estas, se toman las láminas cuadradas obtenidas anteriormente y con la ayuda de un operario se cortan de manera manual hasta obtener discos de aluminio de diferentes diámetros, los cuales dependerán de la producción de ollas que se requiera. Una vez cortados los discos se llevan a los diferentes tornos donde a través de un proceso de repujado se obtienen las ollas con las dimensiones y características deseadas.

Posteriormente en el proceso de fabricación de las ollas, se perforan en la parte superior dos (2) juegos de entre 4 y 8 agujeros mediante una punzonadora, la cantidad



CAPÍTULO 1



de agujeros dependerá de las dimensiones de la olla y en estos se fijarán las asas mediante pernos.

Así que para mayores detalles en la etapa de corte de disco, a continuación se describe paso a paso como son cortadas las láminas en forma de discos:

- El operario toma la lámina de aluminio y traza líneas entre los extremos opuestos de cada arista es decir, traza las diagonales de la lámina para así ubicar con facilidad el centro de la lámina cuadrada.
- Una vez ubicado el centro de la lámina se procede a sujetarla en ese punto con una prensa de manera que esta pueda rotar sobre su eje.
- El operador coloca uno de los bordes de la lámina en contacto con los discos de corte cuyo funcionamiento se basa en 2 discos que giran en sentidos opuestos que van acoplados a los extremos de 2 ejes que son paralelos entre sí, dichos discos deben tener una holgura adecuada entre ellos, para así realizar un buen corte del material sin dejar rebaba ni crear esfuerzos superiores a los necesarios.
- El sistema mecánico es accionado por el operario de manera manual al hacer girar una manivela que se encuentra en el extremo libre de uno de los ejes.
- Así que la fuerza que genera el operario es transmitida al otro eje mediante un par de engranes de igual tamaño, que se encuentran acoplados uno en cada eje.
- El proceso de corte de estos discos se inicia cuando el operario rota la lámina iniciando el corte, el mismo movimiento rotacional de los discos hace que estos se alimenten y que la lámina siga rotando sobre el eje de la prensa, logrando al cabo de un tiempo la obtención del disco con las dimensiones requeridas, el disco obtenido pasa entonces al siguiente proceso.
- El resto de material que ha sido cortado, posteriormente es apilado, compactado y vendido como chatarra.
- Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.



Figura 1.1. Máquina cortadora de Aluminio.

Los tiempos de producción de los discos es alto ya que el sistema de corte empleado actualmente es poco práctico y no es ergonómico, al ser este proceso completamente manual y repetitivo el operario designado a realizarlo experimenta molestias físicas finalizadas las jornadas laborales

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar un sistema automatizado para el corte de láminas de aluminio para la elaboración de ollas.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Recabar y analizar la bibliografía correspondiente a las técnicas de corte de aluminio y especificaciones técnicas de operación.
- Diseñar el sistema mecánico de soporte de las láminas y de recolección de desechos



- Diseñar el sistema de corte con discos.
- Diseñar el sistema automatizado del proceso.
- Realizar un estudio de factibilidad económica.
- Sólo se hará el diseño del sistema automatizado para el corte de láminas.

1.3 Alcance

- Sólo se hará el diseño del sistema automatizado para el corte de láminas.

1.4 Antecedentes

Säfsten, et al (2007), trata sobre la creciente necesidad que existe actualmente de automatizar la mayoría de los procesos de manufactura existentes, esto debido a la creciente competencia global dada la existencia de países con bajos costes de fabricación competitivos. Los sistemas automatizados de producción son a menudo considerados como altamente eficientes, lo que podría mejorar la competitividad de las empresas de fabricación. En este trabajo se discute entre las diferentes alternativas que plantean otros autores cuyas investigaciones radican en la implantación de metodologías de automatización dentro de las empresas manufactureras como solución a los problemas de producción y competitividad de las mismas. También trata sobre los diferentes niveles de automatización y como estos dependerán del área donde se vayan a aplicar, ya que por ejemplo, las industrias de procesos tienen altos grados de automatización mientras que las industrias manufactureras tienen niveles de automatización más bajos. En este trabajo se profundiza en las posibilidades de perfeccionamiento de la fabricación mediante la implementación de estrategias o técnicas de procesos, con el apoyo del dominio de la ingeniería de factores humanos con el fin de mejorar la influencia de la automatización en la competitividad de fabricación.



Sirkka, Jämsä (2007): establecen que la principal necesidad que justifica la implementación de sistemas automatizados, se basan en el desarrollo mundial y las tendencias económicas. Además resaltan la importancia de la automatización en la industria de procesos en los últimos años, ya que se ha convertido en una fuerza en la industria química completa, el aceite, el gas y las industrias de la biotecnología. Sistemas innovadores, instrumentos que ahora controlan procesos complejos, garantizan la fiabilidad del proceso y la seguridad, y proporcionan una base para las estrategias de mantenimiento avanzado. Señalan a los procesos automatizados como solución a las presiones incesantes de costos en las industrias química y en las bioindustrias. Las empresas tienen que adoptar un enfoque holístico a las cuestiones de calidad, costo y tiempo, y la ingeniería de automatización desempeñará un papel central para lograr estos objetivos. El control del proceso asegura que los activos de la planta operen permanentemente en el rango previsiblemente más rentable, lo que lleva a una mayor producción de productos compatibles, rendimiento, fiabilidad y calidad usando menos energía. Esta tecnología ayudará a aumentar la productividad, mejorar la calidad y acelerar la modificación del sistema y actividad de adaptación diseñadas para aumentar la flexibilidad. En este trabajo se trata de las tendencias de la industria que están dando forma a las necesidades actuales de automatización, así como las tendencias futuras en el proceso automatización, se presentan y discuten.

Li. (2004): determinó métodos para realizar cortes a láminas de materiales metálicos y no metálicos, como por ejemplo el aluminio y el plástico. El autor establece que para lograr este objetivo se deben reducir las rebabas y las astillas del borde de la lámina de metal cortado, para hacerlo posible realizó estudios para determinar el ángulo adecuado o más óptimo entre las dos cuchillas con las que se realiza el corte a las láminas de material. Como resultado de su trabajo se espera que al ser implementado, se obtengan cortes con bordes suaves, planos, es decir sin ondulaciones en la zona de corte, libre de escombros y de rebabas, en la mayoría de los casos, la rebaba alta es una indicación de bordes de pobre calidad y es a menudo



inaceptable para los clientes de uso final, tales como la industria automotriz, aeroespacial y de envases rígidos, ya que las laminas de alta rebabas son problemáticas en sus procesos de fabricación. En general, el recorte de borde y las operaciones de corte en fleje incorporan cuchillos de tipo de disco o cuchillos de tipo de bloque. Los de tipo disco se usan comúnmente en recorte de borde y en las operaciones de corte en fleje.

Stevenson (2005): ideó una máquina capaz de cortar material como cartón corrugado solo en una parte del perímetro del disco de corte. El diseño se basa en 2 discos donde el que está en la posición inferior cuenta con una canal y el disco superior tiene un filo de 300° que se acopla a la canal del disco inferior y genera el corte, el filo del disco superior no es completo, es decir, no se encuentra sobre todo el borde del disco sino en una parte de él, al girar los discos cortan en material en la interface filo-canal, dejando el material sin cortar cuando la sección sin filo del disco superior se perfila sobre la canal del disco inferior. Se toma en cuenta esta presentación, ya que se refiere al corte de láminas a través de discos, solo que en este caso el autor hace alusión a que el corte es longitudinal, y además es seccionado, es decir no corta la lámina completamente, pero en si lo que interesa es la disposición de los discos de corte, y a su vez comprende que a partir de la alimentación de la lamina al rodillo se acciona es sistema de corte, igual que nuestra maquina. Con esta invención se obtiene mayor confiabilidad que los dispositivos conocidos actualmente, adicionalmente pueden trabajar a altas velocidades sin problemas y es de fabricación económica.

Perini (2006): diseñó una máquina capaz de cortar productos alargados, en particular, rollos alargados de papel, por ejemplo pañuelos de papel y similares, para producir rollos pequeños destinados al embalaje y venta. Para lograrlo dispuso sobre un par de ejes, dos cuchillas afiladas las cuales rotan sobre los mismos y a su vez estos se encuentran rotando simultáneamente sobre la estructura en la cual están soportados los ejes, al hacer avanzar el rollo alargado de papel, el próximo par de cuchillas estén



rotando para generar el siguiente corte sobre el rollo alargado de papel hasta terminar de seccionar en partes más pequeñas el rollo alargado inicial. La ventaja de este método es que permite realizar cortes más limpios y rápidos respecto a los métodos de corte tradicionales.

Sieredziski (2010): ideó un método para el montaje y desmontaje de discos de corte, el cual consiste en un cuchillo de disco que gira, para cortar el envoltorio de papel de cigarrillos, el disco cuenta con una abertura de montaje de la cuchilla en un eje y con una pluralidad de dientes de corte, ubicado alrededor de la circunferencia del disco, en donde la abertura de montaje en el disco de la cuchilla se conecta con el borde de corte del disco en un punto donde el borde de la cuchilla es discontinua. Dicho proceso se hace con la finalidad de reciclar el tabaco de los cigarrillos que han sido dañados o se rechaza desde el proceso de producción estándar sustancial y defectuosa, los discos están diseñados para el corte o perforación de la cubierta de papel de los cigarrillos. En el caso de corte de los cigarrillos sin filtro, la cubierta de papel se corta a lo largo de toda la longitud de un cigarrillo. En el caso de los cigarrillos con filtro, la cubierta de papel sólo se debe cortar a lo largo de la porción de tabaco, mientras que la parte cubierta del filtro de papel de envolver el filtro debe permanecer intacta. En los dispositivos utilizados para el reciclaje del tabaco actualmente, los cuchillos con forma de disco se montan en un eje de corte, en el que existe una gran cantidad de cuchillos dispuestos en secuencia uno junto al otro. El proceso de reciclaje del tabaco por medio de este método se realiza de manera más rápida al ser un proceso completamente automatizado y adicionalmente se logra recuperar el filtro de los cigarrillos rechazados en el proceso de control de calidad.

CAPÍTULO 2

Marco Teórico

2.1 Bases Teóricas.

2.1.1 Corte de Láminas.

Cizallado

El cizallado es la separación sin arranque de viruta de láminas y perfiles. Los cortes se pueden elaborar en forma lineal o curva en cualquier longitud. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

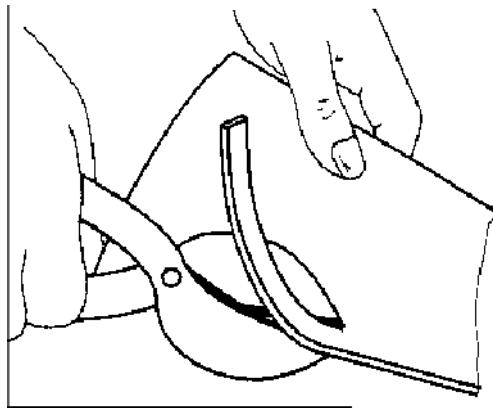


Figura 2.1. Cizalla Manual. Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

Ventajas de proceso de Cizallado:

- El material no se mecaniza por arranque de virutas
- Los trazados se pueden mantener exactamente
- Las superficies separadas requieren solamente poco trabajo de afinamiento



- El proceso de cizallamiento se desarrolla rápidamente.
- La realización del corte se puede hacer de forma lineal o curva.

Las técnicas de trabajo especiales del cizallamiento son: entrecortar, cortar, calar y punzonar.

Herramientas y máquinas:

Existen diferentes tipos de cizallas para el manejo manual o mecánico. La elección de la cizalla es determinada principalmente a través del espesor de la chapa y de la forma del corte.

- Tijera manual para cortar chapas.

Esta se emplea para cortes cortos en chapas delgadas, ya sea de forma lineal o curva. Espesor máximo de la chapa para diferentes materiales mostradas en la siguiente tabla:

Tabla 2.1. Materiales y espesores para el cizallado.

Material	Espesor (mm)
Acero	0,7
Latón	0,8
Cobre	1,0
Aluminio	1,0 – 2,5

Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.



Figura 2.2. Tijera manual para cortar chapas. Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

- Tijera de calar

Esta se emplea para el calado de chapas delgadas en forma curva. Las cuchillas encurvadas de un lado no son apropiadas para cortes lineales. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.



Figura 2.3. Tijera de calar. Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

- Cizalla para cortar curvas

Esta es apropiada para cortes en forma curva y circulares en chapas delgadas y de espesor medio hasta 4 mm. La chapa se puede girar en cualquier sentido durante el corte. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

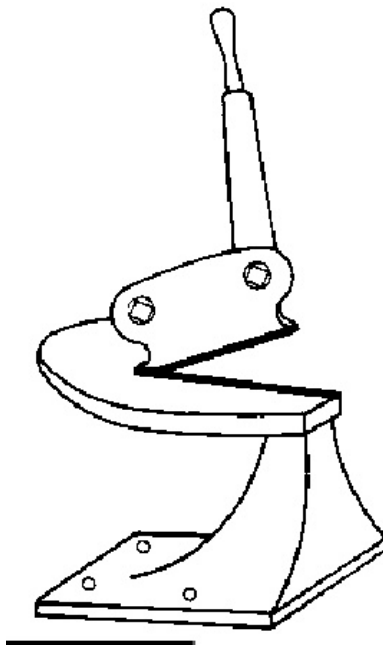


Figura 2.4. Cizalla para cortar curvas. Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

- Cizalla de palanca

Esta se emplea para cortes curvos y lineales de chapas de espesor medio y para el corte de perfiles. La cuchilla de cizallamiento superior está apoyada de forma girable, se mueve a través de una transmisión por palanca contra la cuchilla de cizallamiento inferior. La palanca se puede fijar con el fin de evitar heridas en caso de que se caiga.

Para el corte de perfiles se tienen guías de perfiles sobre la cuchilla de cizallamiento superior con cuchillas adicionales. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

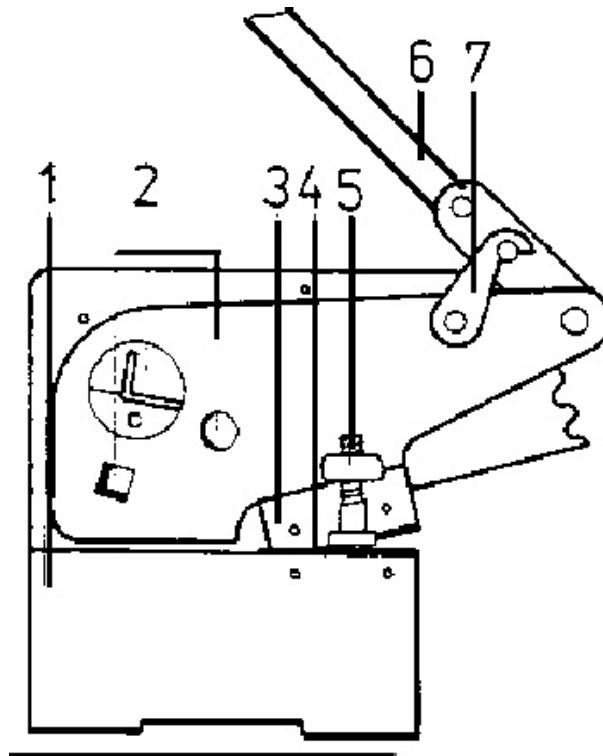


Figura 2.5. Cizalla de palanca - 1 armazón, 2 guías para las cuchillas de perfiles, 3 cuchilla superior de cizallamiento, 4 cuchilla inferior de cizallamiento, 5 sujetador regulable, 6 palancas, dispositivo de fijación para la palanca. Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

- Cizalla de rodillos cortantes

Esta se emplea para cortes curvos largos en chapas delgadas y gruesas. La cizalla de rodillos cortantes tiene cuchillas de cizallamiento en forma de ruedas que se mueven en sentido de giro contrario entre sí. La cuchilla de cizallamiento superior se puede mover hacia arriba y hacia abajo, con el fin de ajustarla al espesor de la chapa.

En las chapas gruesas también son necesarios varios pasos antes de que esté completamente separada la chapa.

Las cizallas de rodillos cortantes pueden ser manejadas manualmente o por la fuerza de una máquina. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

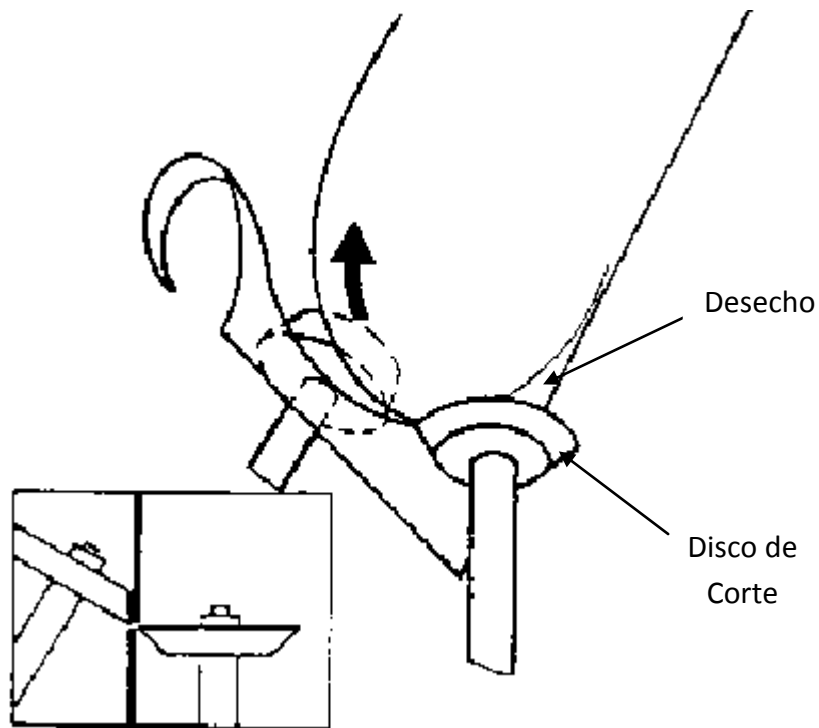


Figura 2.6. Cizalla de rodillos cortantes. Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

Estructura general de las cizallas

Los filos de las cuchillas de cizallamiento tienen un gran ángulo de filo (aprox. 80°), de tal forma que sean suficientemente estables durante el procedimiento de cizallamiento.

Ángulos libres de 2 - 3° impiden el rozamiento entre las mordazas de cizallamiento y el material. Con el fin de que los filos no se rocen entre si y se desafilen, se debe ajustar un juego de filos en la cizalla de acuerdo al material que se va a cortar:

$$\text{Juego de filos} = 0,05 \text{ hasta } 0,1 \times \text{espesor de la chapa}$$

Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

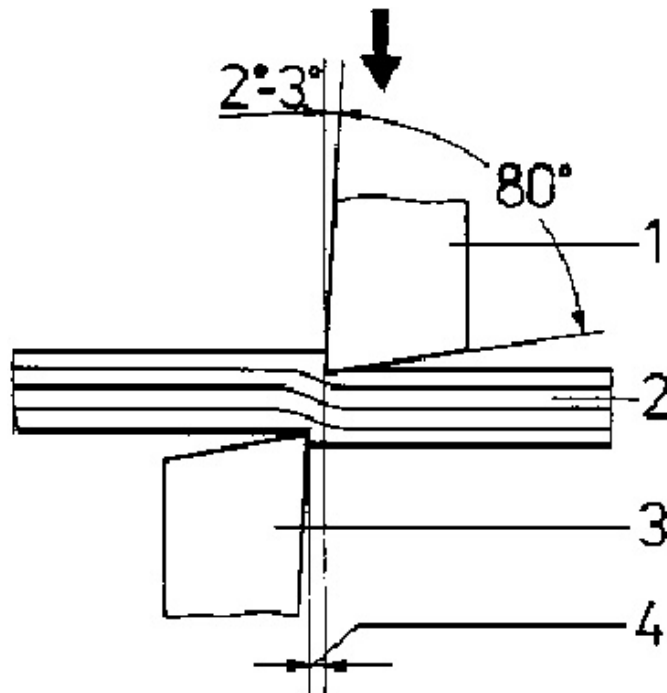


Figura 2.7. Juego de filos ajustado correctamente - 1 cuchilla superior de cizallamiento, 2 chapa, 3 cuchilla inferior de cizallamiento, 4 juego de filos. Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

Un juego de filos demasiado grande conlleva a superficies de corte irregulares y a la formación fuerte de rebaba, las chapas delgadas se pueden hasta llegar a doblar. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

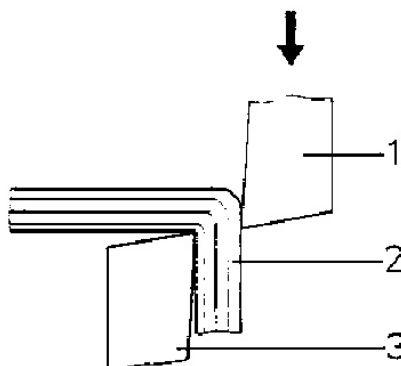


Figura 2.8 Efecto en el caso de un juego de filos muy grande, la chapa se dobla - 1 cuchilla superior de cizallamiento, 2 chapa, 3 cuchilla inferior de cizallamiento. Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

Pero el juego de filos origina también un volcamiento fácil de las chapas, lo cual se puede compensar en las cizallas de palanca y en las cizallas mecánicas a través de un sujetador regulable. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

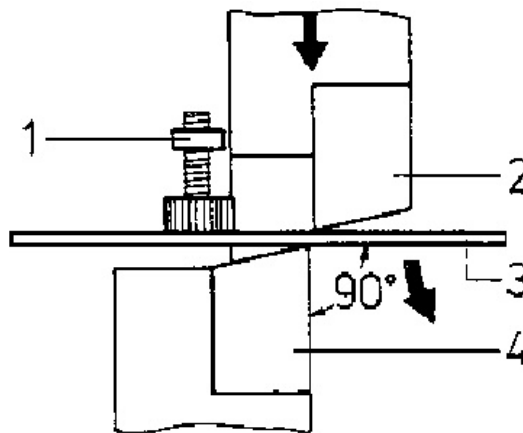


Figura 2.9 Sujetador bien ajustado - 1 sujetador, 2 cuchilla superior de cizallamiento, 3 chapa, 4 cuchilla inferior de cizallamiento. Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

En las cizallas con cuchillas de cizallamiento instaladas paralelamente se cizalla el material de una vez sobre todo el borde de corte. Para esto es necesaria una fuerza de corte muy grande. Con el fin de mantener baja la fuerza de corte, se ajusta la cuchilla de cizallamiento superior inclinada en la mayoría de las cizallas. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

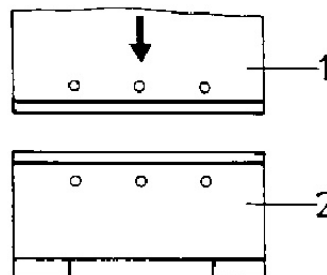


Figura 2.10 Cizalla con cuchillas de cizallamiento paralelas - 1 cuchilla superior de cizallamiento, 2 cuchilla inferior de cizallamiento. Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

A causa del efecto de la palanca es apropiado cuando la pieza se empuja lo más adentro posible en la boca de la cizalla, ya que así se puede aplicar una fuerza de corte grande. Pero al mismo tiempo actúa una fuerza de empuje que empuja hacia fuera la pieza de la boca. El procedimiento de corte se lleva a cabo solamente cuando el rozamiento de la pieza sobre los filos es igual de grande a la fuerza de empuje.

Las cuchillas de cizallamiento forman luego un ángulo de abertura de 15° aproximadamente.

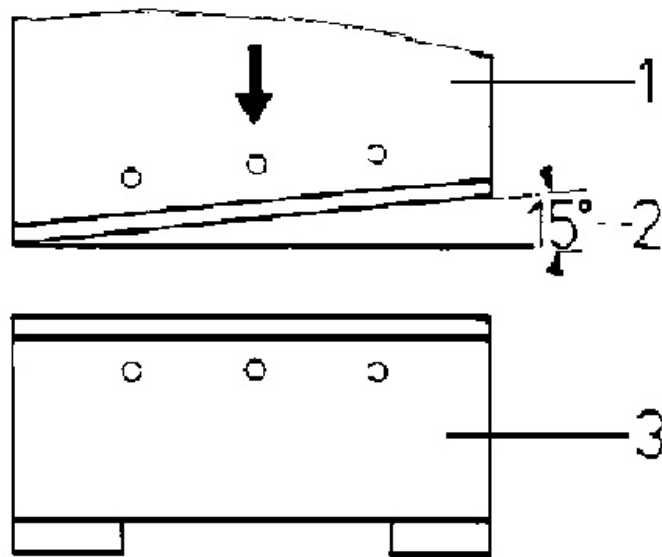


Figura 2.11. Cizalla con cuchilla superior de cizallamiento inclinada. 1 cuchilla superior de cizallamiento, 2 ángulos de inclinación, 3 cuchilla inferior de cizallamiento.

Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

Con el fin de garantizar este ángulo de abertura también en cortes largos, se diseñan las cuchillas superiores de estas cizallas en forma de arco.

Descripción del funcionamiento del proceso de cizallado

En el cizallado se mueven dos cuchillos de cizallamiento de forma encunada cruzándose bastante cerca entre ellas. La pieza que se tiende entre las dos cuchillas de

cizallamiento se separa a través de las cuchillas de cizallamiento con el efecto de fuerza continuo. El proceso de cizallamiento se desarrolla en tres etapas:

1. Entallar

Cuando se sientan los filos se encoge un tanto el material bajo el efecto de fuerza. Tan pronto como pasa su límite de elasticidad, los filos entallan el material. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

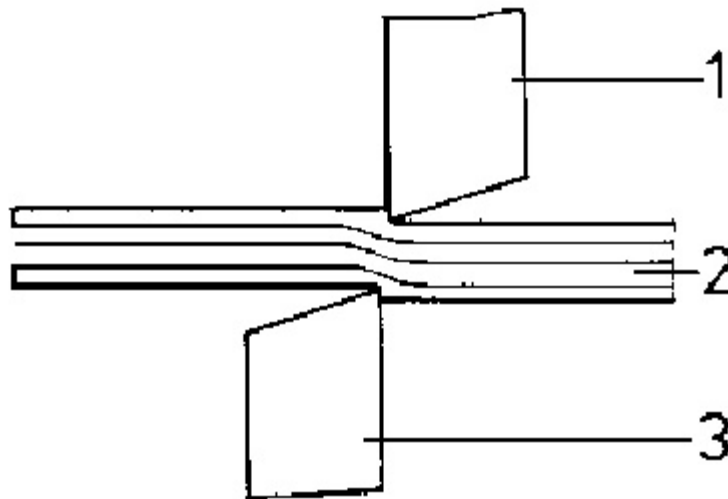


Figura 2.12. Entalladura - 1 cuchilla superior de cizallamiento, 2 chapa entallada, 3 cuchilla inferior de cizallamiento. Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

2. Corte.

Mediante la penetración mas profunda sobrepasan las cuchillas de cizallamiento la resistencia interior de la estructura del metal y entrecortan la pieza. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

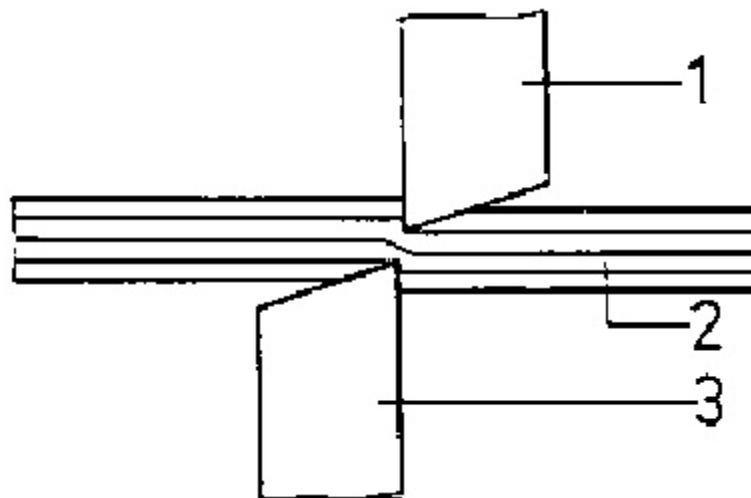


Figura 2.13. Corte - 1 cuchilla superior de cizallamiento, 2 chapa cortada, 3 cuchilla inferior de cizallamiento. Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

3. Desgarre.

Las cuchillas de cizallamiento aplastan el material entre los dos filos, ante esto se fortalece el material. Como ahora los filos no pueden penetrar más, desgarran el material restante con el efecto de fuerza posterior. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

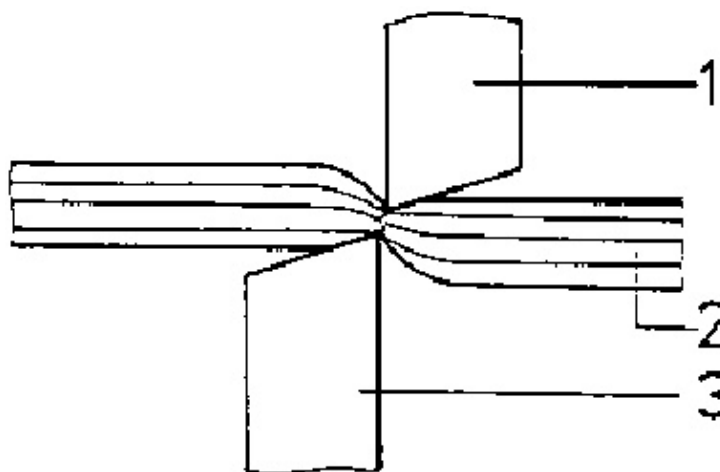


Figura 2.14. Rasgado - 1 cuchilla superior de cizallamiento, 2 chapa rasgada, 3 cuchilla inferior de cizallamiento. Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

En las superficies de separación de chapas gruesas se pueden reconocer estas etapas. Como se muestra en la siguiente figura.

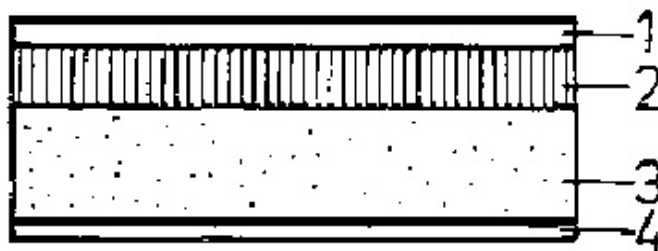


Figura 2.15. Imagen cizallada de una superficie dividida - 1 entallamiento superior, 2 superficie cortada lisa, 3 superficie áspera cortada, 4 entallamiento inferior.

Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

Técnicas de trabajo del cizallado

Las diferentes técnicas de trabajo del cizallado se diferencian entre sí, a través del tipo de guiado del corte.

1. Entrecorte.

Se realiza un corte que penetra en parte solamente en el material. A través de esto el material no se separa completamente, El entrecorte se realiza generalmente como preparativo para los procedimientos de doblado posteriormente. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

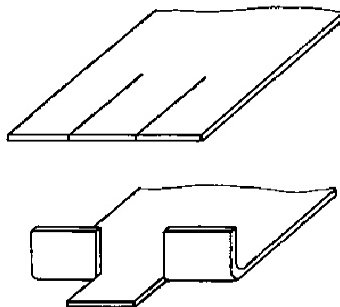


Figura 2.16. Entrecorte para doblados posteriores. Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

2. Cortar.

Se realiza un corte, el cual pasa completamente, a través del material y lo separa. El material cortado, fuertemente doblado es material de desperdicio. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

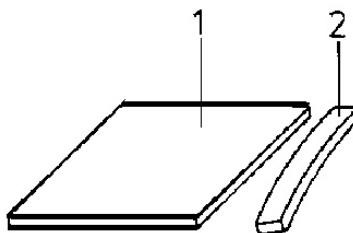


Figura 2.17. Corte - 1 Pieza de trabajo, 2 Desperdicios.
Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

3. Calar.

Se lleva a cabo una separación total del material a lo largo de una línea cerrada. El material calado es la pieza de trabajo, el resto es desperdicio. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

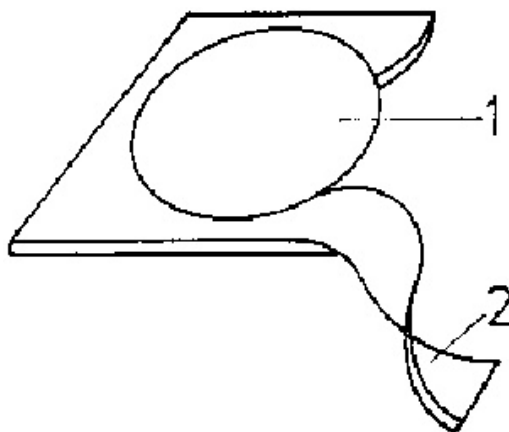


Figura 2.18. Calado - 1 Pieza de trabajo, 2 Desperdicio.
Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

4. Punzonado

Se lleva a cabo una separación total del material a lo largo de una línea cerrada en sí. El material calado es desperdicio, el material al rededor es la pieza de trabajo. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

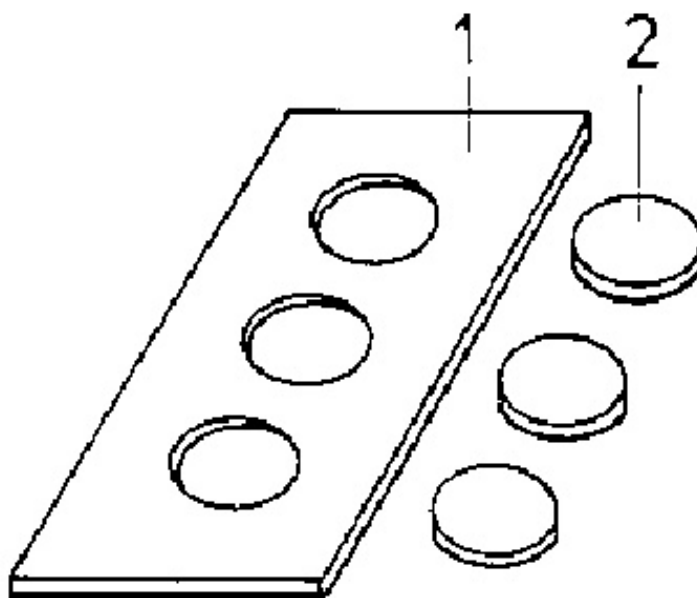


Figura 2.19. Punzonado - 1 pieza de trabajo, 2 desperdicios.
Fuente: <http://es.scribd.com/cizallado-granallado-rechazado>.

2.1.2 Soldadura.

La Unión entre las Piezas que forman una estructura metálica, puede efectuarse mediante soldadura o con tornillería.

Para los trabajos realizados en taller, el medio de unión más usado y económico es la soldadura.

Para los trabajos de montaje en obra se utilizan de igual modo la soldadura o las uniones atornilladas.



También debemos considerar los medios de unión entre la cimentación y la estructura mediante los pernos de anclaje y los pernos conectadores para la unión entre acero y hormigón en el caso de estructuras mixtas.

La unión entre piezas por soldadura presenta las siguientes ventajas:

- El tiempo de preparación es menor que en el caso de las uniones atornilladas.
- Las uniones prácticamente no se deforman y son estancas.
- Las uniones son más sencillas y tiene mejor apariencia.

A pesar de todo esto, emplear soldaduras requiere de precauciones a la hora de su ejecución en obra; llevarlas a cabo exige personal cualificado, los encargados de realizar estos trabajos deben llevar protección y deben cuidarse las soldaduras a la intemperie sobre todo en tiempos inclementes; toda su ejecución requiere de control de calidad.

Métodos

La soldadura más usada es la de fusión con electrodo fusible. Este método consiste en la unión de dos piezas mediante la utilización de un cordón de metal fundido que proviene del electrodo. Para no permitir que el baño de fusión se oxide en contacto con el aire, se lo protege con una envoltura gaseosa.

El tipo de protección determina distintos tipos de soldadura, a saber:

- Soldadura Manual



Se realiza con electrodo revestido SMAW (del inglés: Shielded Metal arc Welding); es la fusión del revestimiento la que crea la protección. Para soldaduras de acceso dificultoso o soldaduras de obra.

- Soldadura Semi-Automática.

Esta soldadura está protegida bajo atmósfera de gas inerte, incluida de manera independiente, GMAW (del inglés: Gas Metal arc Welding).

- Soldadura Automática.

Se realiza bajo un polvo fundente o flux, o también llamado arco sumergido; SAW (del inglés: Submerged Arc Welding).

- Otros Sistemas de Unión por Soldadura
 - Soldadura por Resistencia Eléctrica (pernos conectadores).
 - Soldadura con Plasma.
 - Por Láser o Ultrasonido.

Tipos de Uniones

Existen diferentes formas de disponer las **uniones por soldaduras**, las más usuales son:

- Soldadura a Tope, tal como se muestra a continuación en la siguiente figura.

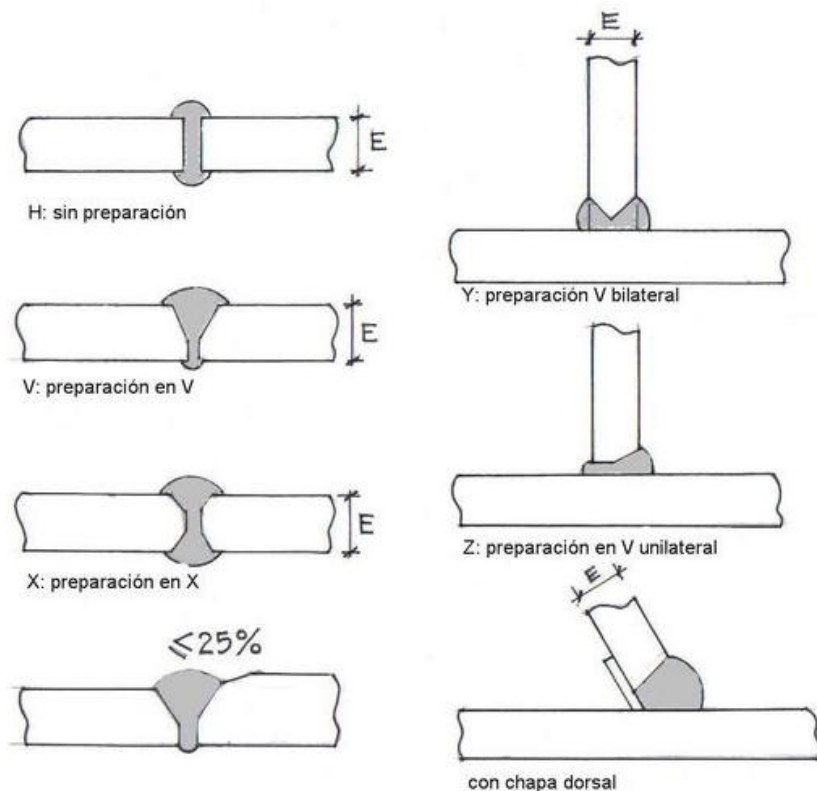


Figura 2.20. Cordón de Soldadura a Tope con prolongación de T ó en L.
Fuente: construmatica.com/construpedia/Uniones_por_Soldadura (2010).

Los bordes se preparan según los tipos H, V, X, Y, Z, indicados en los gráficos; se determinan en cada caso según su espesor y por la posición de los elementos a unir según la tabla siguiente:

Tabla 2.2. Parámetros para el dimensionamiento del cordón de Soldadura.

Espesor mm	En Prolongación Horizontal	En Prolongación Vertical	en T ó L
5	H	H	---
5 - 10	H	V	Z
10 - 15	V	V	Z
12 - 50	V	V	Y
20 - 40	X	X	Y

Fuente: construmatica.com/construpedia/Uniones_por_Soldadura (2010).

En caso de unir dos piezas de distinta sección dispuestas en prolongación, la que posee mayor sección se adelgaza con una pendiente no superior al 25% hasta conseguir el espesor de la pieza más delgada en la zona de contacto. La soldadura debe ser continua a todo lo largo de la unión y con completa penetración.

En uniones de fuerza, debe realizarse por ambas caras el cordón de soldadura.

En caso de no ser posible el acceso por la cara posterior, la soldadura se realiza por medio de chapa dorsal.

El cordón de soldadura a tope no necesita dimensionarse.

- Soldadura en Ángulo, tal como se muestra a continuación en la siguiente figura.

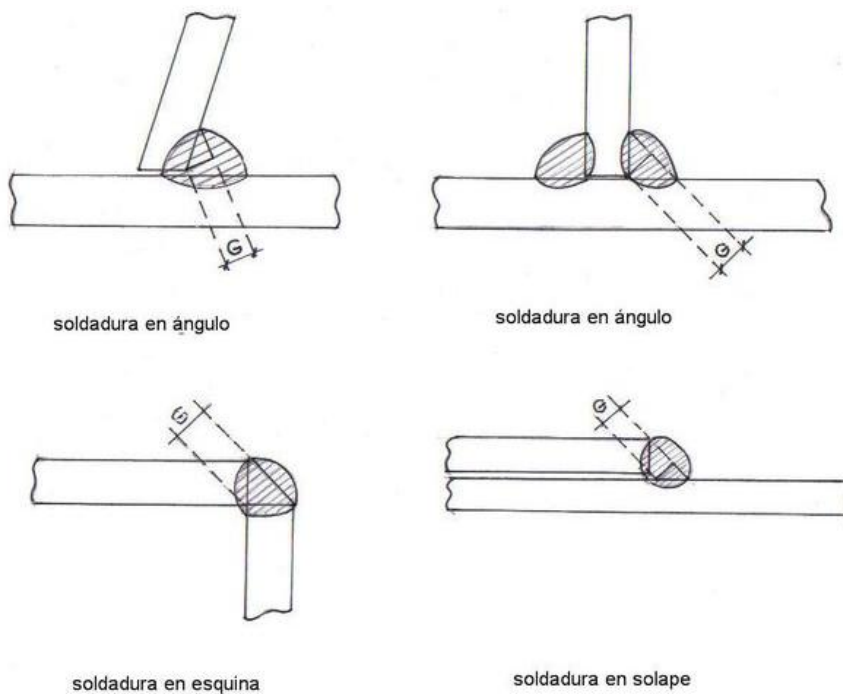


Figura 2.21. Cordón de soldadura en ángulo G .

Fuente: construmatica.com/construpedia/Uniones_por_Soldadura (2010).



Se realiza con cordón continuo de espesor de garganta **G**, siendo G la altura del máximo triángulo isósceles inscrito en la sección transversal de la soldadura (ver gráfico).

Si la longitud del cordón no supera los 500 mm, para su ejecución se comienza por un extremo siguiendo hasta el otro.

Cuando la longitud se encuentra entre 500 mm y 1.000 mm, la soldadura se ejecuta en dos tramos, iniciándola en el centro.

Cuando la longitud supera los 1.000 mm, la soldadura se ejecuta por cordones parciales, terminando el tramo donde comienza el anterior.

Las esquinas de chapas donde coinciden los puntos de cruce de cordones, debe recortarse para evitar el cruce.

Nunca se ejecuta una soldadura a lo largo de otra ya realizada.

Se deberá indicar en los planos del proyecto el tipo de soldadura y sus medidas (longitud y espesor de garganta G).

2.1.3 Automatización

La automatización es un sistema donde se transfieren tareas de producción, realizadas habitualmente por operadores humanos a un conjunto de elementos tecnológicos.

Un sistema automatizado consta de dos partes principales:

- Parte de comando.
- Parte operativa.

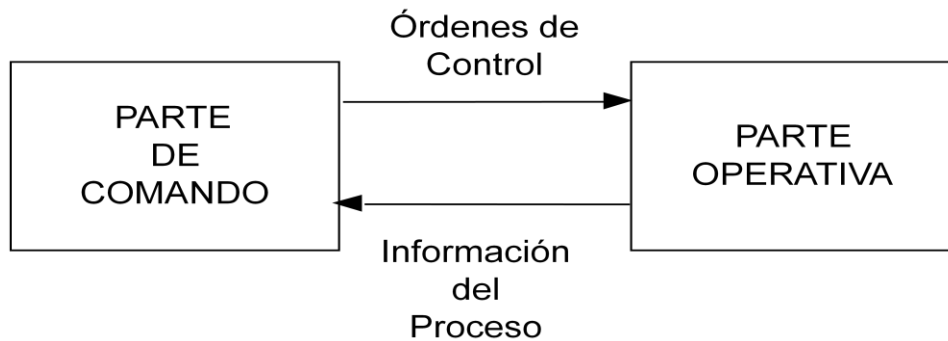


Figura 2.22. Partes principales de un sistema automatizado.

Fuente: <http://www.grupo-maser.com>.

- **Parte Operativa:**

Es la parte que actúa directamente sobre la máquina. Son los elementos que hacen que la máquina se mueva y realice la operación deseada. Los elementos que forman la parte operativa son los accionadores de las máquinas como motores, cilindros, compresores y los captadores como fotodiodos, finales de carrera.

- **Parte de Comando:**

Suele ser un autómata programable (tecnología programada), aunque hasta hace poco se utilizaban relés electromagnéticos, tarjetas electrónicas o módulos lógicos neumáticos (tecnología cableada). En un sistema de fabricación automatizado el autómata programable está en el centro del sistema. Este debe ser capaz de comunicarse con todos los constituyentes de sistema automatizado.

Objetivos de la automatización

- Mejorar la productividad de la empresa, reduciendo los costes de la producción y mejorando la calidad de la misma.
- Mejorar las condiciones de trabajo del personal, suprimiendo los trabajos penosos e incrementando la seguridad.
- Realizar las operaciones imposibles de controlar intelectual o manualmente.



- Mejorar la disponibilidad de los productos, pudiendo proveer las cantidades necesarias en el momento preciso.
- Simplificar el mantenimiento de forma que el operario no requiera grandes conocimientos para la manipulación del proceso productivo.
- Integrar la gestión y producción.

Ventajas de los Sistemas Automatizados.

La automatización de un proceso frente al control manual del mismo proceso, brinda ciertas ventajas y beneficios de orden económico, social, y tecnológico, pudiéndose resaltar las siguientes:

- Se asegura una mejora en la calidad del trabajo del operador y en el desarrollo del proceso, esta dependerá de la eficiencia del sistema implementado.
- Se obtiene una reducción de costos, puesto que se racionaliza el trabajo, se reduce el tiempo y dinero dedicado al mantenimiento.
- Existe una reducción en los tiempos de procesamiento de información.
- Flexibilidad para adaptarse a nuevos productos y disminución de la contaminación y daño ambiental.
- Racionalización y reducción de costos por consumo de energía y uso eficiente de la materia prima.
- Aumento en la seguridad de las instalaciones y la protección a los trabajadores.
- Aumento de la productividad.
- Mejor calidad del producto.
- Estabilización de las características del producto dentro de requerimientos de los clientes.
- Reducción de costos por reprocesamiento de productos.
- Aumento de la seguridad laboral.
- Dignificación del trabajo humano.
- Posibilita de realización de actividades difíciles para el hombre.



- Flexibilidad de producción.
- Integración.

Desventajas de los Sistemas Automatizados

- Gran capital
- Decremento severo en la flexibilidad
- Incremento en la dependencia del mantenimiento y reparación.
- Resistencia al cambio.
- Inversión inicial elevada.
- Dependencia tecnológica.
- Obsolescencia.
- Escasez de recurso humano especializado.
- Limitaciones de las máquinas automatizadas frente al operador humano.
- Imposibilidad de automatizar debido a la ausencia de detectores adecuados para la aplicación.

2.1.4 Sistema de Transmisión de Potencia

Se denomina transmisión mecánica al mecanismo encargado de transmitir potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina. Son parte fundamental de los elementos u órganos de una máquina, muchas veces clasificados como uno de los dos subgrupos fundamentales de estos elementos de transmisión y elementos de sujeción.

En la gran mayoría de los casos, estas transmisiones se realizan a través de elementos rotantes, ya que la transmisión de energía por rotación ocupa menos espacio que aquella por traslación.



Una transmisión mecánica es una forma de intercambiar energía mecánica distinta a las transmisiones neumáticas o hidráulicas, ya que para ejercer su función emplea el movimiento de cuerpos sólidos, como lo son los engranajes y las correas de transmisión.

Típicamente, la transmisión cambia la velocidad de rotación de un eje de entrada, lo que resulta en una velocidad de salida diferente. En la vida diaria se asocian habitualmente las transmisiones con los automóviles. Sin embargo, las transmisiones se emplean en una gran variedad de aplicaciones, algunas de ellas estacionarias. Las transmisiones primitivas comprenden, por ejemplo, reductores y engranajes en ángulo recto en molinos de viento o agua y máquinas de vapor, especialmente para tareas de bombeo, molienda o elevación.

En general, las transmisiones reducen una rotación inadecuada, de alta velocidad y bajo par motor, del eje de salida del impulsor primario a una velocidad más baja con par de giro más alto, o a la inversa.

2.1.4.1 Tipos de elementos para la Transmisión de Potencia.

Transmisión por correa

Los sistemas de transmisión por correa se emplean para transmitir la potencia y el movimiento, proporcionados por un elemento motor, entre dos ejes que se encuentran alejados uno del otro. Para ello se monta sobre cada uno de los ejes una polea y se enlazan ambas mediante una correa cerrada.

Existen diferentes tipos de correas para llevar a cabo la transmisión del movimiento. Estas correas se clasifican según la forma de su sección transversal, y pueden ser planas, redondas o trapeciales.



CAPÍTULO 2



Las correas planas y las redondas cada vez se utilizan menos. Se podría decir que las correas planas están prácticamente en desuso, mientras que las trapeziales son las más utilizadas.

La mayor utilización de las correas trapezoidales se debe a que presentan considerables ventajas sobre los otros tipos de correas. Las correas trapezoidales, al tener su sección en forma de cuña tienden a clavarse en la acanaladura de la periferia de la polea en la que van colocadas, evitando que la correa se salga de dicha acanaladura.

Además ejercen mayor presión sobre la polea, y así se evitan los resbalamientos de la correa sobre la polea, lo que produciría pérdidas de velocidad fuerza.

Con las correas trapeziales se consigue una transmisión de movimiento más silenciosa y se reduce el riesgo de accidentes por rotura de correa, pues se fabrican de una sola pieza sin juntas ni uniones.

La transmisión por correa se emplea principalmente para transmitir movimiento entre ejes paralelos. Aunque también es posible transmitir movimiento entre ejes que no estén paralelos, se necesitarían disposiciones complicadas de poleas y correas para conseguir llevarlo a cabo. Además, este tipo de disposiciones suele conllevar pérdidas de velocidad y la posibilidad de que las correas se salgan de las poleas.

El principal inconveniente del sistema de transmisión por correa es que siempre existen pérdidas de velocidad por el resbalamiento de las correas, sobre todo en el momento de la puesta en marcha o del arranque de la máquina.



Para evitar las pérdidas de velocidad por resbalamiento entre la polea y la correa se utilizan correas dentadas montadas sobre poleas que, a su vez, también incorporan dientes tallados en su periferia. De esta manera, aumenta la sujeción entre la polea y la correa.

Si queremos evitar que las correas se salgan de las poleas, es necesario que las correas se mantengan tensadas. Para ello se emplean rodillos tensores, que ejercen sobre las correas la presión necesaria para mantenerlas en tensión.

Transmisión por cadena

Los sistemas de transmisión por cadena se emplean para transmitir movimiento entre dos ejes que se encuentran alejados entre sí.

Para transmitir el movimiento entre dos ejes mediante una cadena, se montan unas ruedas dentadas sobre ambos ejes y se enlazan con una cadena que encaje en los dientes de las ruedas; de manera que, al girar una de ellas, arrastra a la otra.

Las cadenas están formadas por eslabones, una serie de elementos metálicos iguales y unidos entre sí.

Existen diferentes cadenas en función del tipo de eslabón de que están compuestas: cadenas de rodillos y cadenas articuladas.

- Las cadenas de rodillos están formadas por eslabones de chapa de acero unidos mediante ejes que llevan un rodillo giratorio. Éstos encajan perfectamente en los dientes de la rueda. Las cadenas de rodillos se emplean como medio de tracción en las bicicletas y otros mecanismos.



- Las cadenas articuladas están compuestas por eslabones especiales que encajan perfectamente en los dientes de la rueda, proporcionando un funcionamiento uniforme y silencioso (cadenas silenciosas).

La transmisión por cadena tiene la ventaja frente a la transmisión por correa o ruedas de fricción, de poder transmitir potencias mayores, puesto que la cadena va engarzada en los dientes de la rueda. Además, no existe el riesgo de perder velocidad por el resbalamiento de la cadena sobre rueda, porque los eslabones de la cadena quedan enganchados con los dientes de la rueda. Para evitar que la cadena se salga de las ruedas dentadas que arrastra es preciso mantener la tensión de la cadena mediante ruedas tensoras dentadas.

2.1.4.2 Soportes

Los árboles de transmisión y los ejes giratorios necesitan puntos de apoyo para mantenerse en su posición y evitar, así, los desplazamientos en su rotación.

Se llaman cojinetes los elementos en que se apoyan los árboles y los ejes de transmisión.

Existen dos tipos de cojinetes:

- Cojinetes de fricción
- Rodamientos.

Los cojinetes de fricción deben su nombre a que el eje o árbol en el que se apoyan fricciona o roza continuamente al girar. Pueden ser cilíndricos o cónicos. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

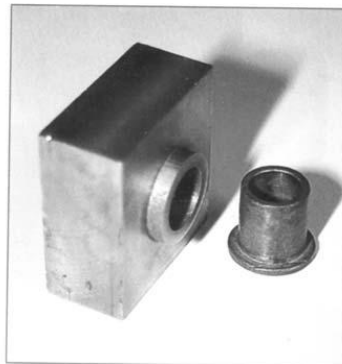


Figura 2.23. Cojinete de fricción de bronce.

Fuente: Dpto. Tecnología IES Sierra de la Virgen (ILLUECA).

Los cojinetes cilíndricos se conocen también por el nombre de casquillos y constan de una sola pieza o de dos piezas iguales. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

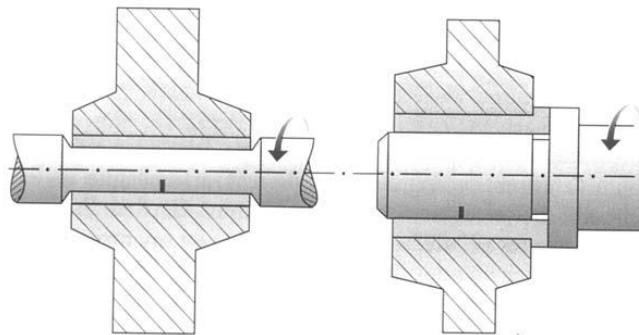


Figura 2.24. Colocación de un cojinete de fricción.

Fuente: Dpto. Tecnología IES Sierra de la Virgen (ILLUECA).

Se fabrican con materiales muy resistentes al desgaste por rozamiento, como el bronce y otros metales antifricción. Estos cojinetes necesitan ser engrasados o lubricados. El engrasado o lubricación consiste en introducir un fluido entre los elementos que rozan para reducir el rozamiento de las piezas en contacto. De esta manera, en el caso de los árboles de transmisión el engrase facilita el giro del árbol o eje y al mismo tiempo reduce su desgaste. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

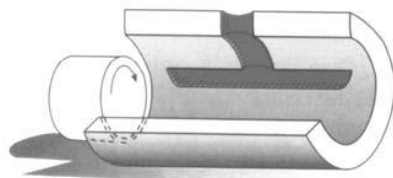


Figura 2.25. Lubricación de un cojinete de fricción.
Fuente: Dpto. Tecnología IES Sierra de la Virgen (ILLUECA).

Para facilitar el engrase, los cojinetes de fricción incorporan unas ranuras que pueden tener distintas formas y que sirven para que el aceite (lubrificante) se reparta de forma homogénea por toda la superficie de contacto del cojinete.

Los rodamientos son soportes formados por dos aros o anillos concéntricos, entre los que se intercalan bolas o rodillos. Un ejemplo de esto se muestra en la siguiente figura.

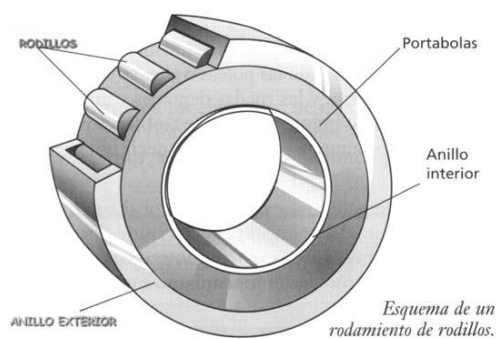


Figura 2.26. Esquema de un rodamiento de rodillos.
Fuente: Dpto. Tecnología IES Sierra de la Virgen (ILLUECA).

El anillo interior va ajustado en el eje o árbol de transmisión; y el anillo exterior, en el elemento de soporte. Con este dispositivo se elimina el rozamiento por fricción y se convierte en un movimiento rodadura ya que al girar el árbol o eje, éste arrastra el anillo interior haciéndole rodar sobre las bolas o los rodillos situados entre



los dos anillos. De esta manera se reducen las pérdidas de velocidad provocadas por el rozamiento.

Las bolas y los rodillos no deben tocarse entre sí, ya que si lo hiciesen aumentaría el rozamiento. Para evitar que entren en contacto se separan mediante una jaula metálica llamada portabolas o portarodillos. Cuando los rodillos son muy finos reciben el nombre de agujas (rodamiento de agujas).

2.1.5 Selección de Motores.

Al momento de utilizar un motor, es de vital importancia escoger uno adecuado para el trabajo a realizarse, esto dependerá en mucho de lo que el diseñador de la planta decida, pero también tendrán mucho que ver algunas características intrínsecas del motor, estas serán explicadas a continuación.

- Tipo de sistema con el que cuenta la empresa.

En casi todas las empresas industriales poseen sistemas trifásicos, normalmente utilizados para la conexión de los motores eléctricos, también existen ciertas áreas en las cuales tenemos únicamente sistemas monofásicos.

- Voltaje dentro de las instalaciones de la empresa.

Debemos de tomar en cuenta el nivel del voltaje con el que se trabaja en la empresa para poder solicitar uno de las características exactas. Y de esta manera que la potencia del motor al momento de realizar su trabajo sea la correcta, para no esforzar la máquina y sus componentes internos.



- Frecuencia.

La frecuencia se considera especialmente para poder obtener un valor correcto en la velocidad del motor. La frecuencia en el Ecuador es de 60 Hz. Cabe recalcar que los sistemas electrónicos ocasionan ciertos desbalances en la frecuencia por lo que se recomienda que los ramales de los motores sean independientes a los de las computadoras y otros equipos electrónicos de este tipo, causantes de este problema.

- Condiciones del ambiente de trabajo del motor.

El ambiente donde el motor va a ser ubicado debe estar especificado en los criterios tomando en cuenta la altura sobre el nivel del mar al cual se encontrará, esto se aplica para alturas mayores a los 1.000 m sobre el nivel del mar, temperatura de su entorno o ambiente donde va a estar ubicado el motor, de esto dependerá la clase NEMA con el que contará el motor. Por norma, todos los motores están diseñados para operar en un ambiente con temperatura no superior a 40 °C y en una altura no superior a 1.000 metros sobre el nivel del mar. La instalación en cualquier ambiente por encima de estas condiciones hará que el motor deba ser operado a una carga menor de la nominal.

Cortamente, esto sucede porque las propiedades refrigerantes disminuyen la vida útil de un motor está principalmente en su devanado. Si la refrigeración es insuficiente, el devanado se debilita y sufre daños severos. Generalmente, los motores jaula de ardilla están refrigerados mediante aire. A mayor altitud sobre el nivel del mar, el aire toma una densidad mayor y a una misma velocidad, se tendrá menor flujo de aire. En cuanto a la temperatura ambiente, es necesario garantizar que el motor no tendrá una elevación de temperatura tal que lo haga tener un calentamiento por encima de su límite térmico (definido por su clase de aislamiento).



- Carga a mover por el motor.

Se debe realizar un correcto dimensionamiento de la carga que el motor va a mover para poder solicitar uno con la potencia necesaria para dicho trabajo. En el caso de una sobrecarga en el motor se debe considerar la temperatura que va a llegar a soportar los conductores en especial si estos se encuentran dentro de canaletas con un agrupamiento determinado.

La carga es la que define la potencia y velocidad del motor. En la gran mayoría de aplicaciones, el motor jaula de ardilla puede atender cualquier carga en su eje, pero es conveniente hacer un estudio detallado de cuál será el momento de inercia, la curva Par-Velocidad de la carga. Estos puntos nos ayudan a definir cómo será el comportamiento dinámico del motor con su máquina de trabajo y cuáles serán los tiempos de arranque. Es ideal conocer las condiciones de la carga durante la especificación del motor, pues el comportamiento varía, dependiendo de ésta. Máquinas como bombas y ventiladores tienen un comportamiento específico diferente de molinos, trituradoras y diferente de bandas transportadoras o de máquinas herramientas o elevadores. En todas estas máquinas, los torques de arranque son diferentes y con toda seguridad, los ciclos de trabajo varían de una instalación a otra.

- Tipo de arranque del motor.

Deberemos tomar en cuenta el tipo de arranque que seleccionaremos para el motor considerando que los diferentes arranques poseen una disminución en el torque de arranque y repercutirá en la potencia de arranque.

Uno de los momentos más críticos para el motor, la red y la carga, es el arranque.



Por sus características propias, el motor jaula de ardilla consume durante el arranque una corriente que puede oscilar entre 5 y 8 veces la corriente nominal. El arranque es el periodo en el que el motor hace la transición desde su estado de reposo hasta su velocidad de régimen.

Para la red, la mejor condición de arranque es aquella en que este tiempo de transición es el mínimo posible y la corriente consumida es la mínima posible. Para el motor, la mejor condición de arranque es la que garantiza el menor calentamiento. Para la carga, la mejor condición es aquella que garantiza los menores desgastes mecánicos. En general, el tipo de arranque de cada aplicación debe ser analizado adecuadamente para lograr el mejor equilibrio entre las tres partes mencionadas previamente. Las características de curva de carga y momento de inercia tanto de motor como de carga, deberían ser consideradas en este análisis. Junto con criterios técnicos se considerarán criterios económicos

- Velocidad de trabajo del motor

La velocidad dependerá de las necesidades de la empresa y del trabajo que el motor realizará. En el caso de estar en una cadena de trabajo deberá ser considerado en igual proporción con los otros ya instalados o diseñados, en caso de ser toda una instalación nueva.

- Potencia y eficiencia del motor

En cortas palabras, un motor eléctrico es una máquina que transforma potencia eléctrica tomada de la red en potencia energía mecánica en el eje.

La potencia eléctrica obedece a la siguiente relación:



$$P = \sqrt{3} * V * I * \cos \theta \quad \text{ecuación 2.1}$$

Donde:

P: Potencia en kW.

V: Voltaje o tensión en voltios.

I: corriente en amperios.

$\cos \theta$: Factor de potencia.

La potencia mecánica obedece a la siguiente relación:

$$P = \frac{T * n}{9.550} \quad \text{ecuación 2.2}$$

Donde:

P: Potencia en kW.

T: torque en Nm. El torque es la capacidad del motor de hacer girar cargas.

n: velocidad en rpm.

Al seleccionar un motor, lo primero que se debe considerar es cuál es la velocidad de rotación y cuál será el torque requerido del motor. Estos datos normalmente deben ser suministrados por el proyectista mecánico. La potencia del motor será entonces una consecuencia de los dos factores anteriores.

La capacidad de sobrecarga del motor será un factor a considerar, pues el ciclo de carga puede exigir al motor que en ciertos momentos suministre mayor potencia de

su potencia nominal (o normal). Esta capacidad es conocida como Factor de Servicio (FS).

Toda máquina consume más potencia de la que entrega, por lo que es importante que consideremos el término de eficiencia. La potencia que el motor consume y no convierte en potencia de salida son pérdidas. La eficiencia o rendimiento es una medida de qué tanto desperdicia una máquina.

La eficiencia se calcula según la siguiente relación:

$$\eta = \frac{P_s}{P_e} \quad \text{ecuación 2.3}$$

Donde:

Ps: es la potencia de salida, en este caso potencia en el eje.

Pe: es la potencia de entrada, en este caso potencia eléctrica.

De esta forma, entre mayor eficiencia, menor desperdicio y consecuentemente menores costos de operación. Contrariamente, entre menor eficiencia, mayor desperdicio y mayores costos. En un solo motor, tal vez no sea notorio, pero para una industria que tenga 100 ó 200 motores, o más, la eficiencia es un punto muy importante a considerar. Un ejemplo de estos motores, se muestra en la siguiente figura.



Figura 2.27. Distintos tamaños de motores.

Fuente: <http://www.scribd.com/criterios-de-selección-de-motores-y-aplicaciones>.



2.1.6 Generador de Vacío.

Los generadores de vacío encontrados con mayor frecuencia en la industria, en sistemas de fijación y movimiento de cargas, son elementos neumáticos que, se utilizan por efecto Venturi, emplean una punta del inyector de aire comprimido capaz de producir vacío.

El aire comprimido, fluye a gran velocidad por el inyector, provoca un vacío parcial en el orificio lateral que, conectado a la atmósfera, hará que el aire atmosférico penetre por él en dirección a la masa de aire que fluye por el inyector. Partiendo de ese principio, si una ventosa flexible fuera montada en el pörtico de vacío parcial A, al aproximarla a un cuerpo cualquiera, de superficie lisa, la presión atmosférica, actuando en el lado de la ventosa, hará que la misma se prenda por succión a la superficie del cuerpo.

Se considera que entre la ventosa y la superficie del cuerpo hay un vacío parcial cuya presión es menor que la de la atmósfera, la ventosa permanecerá presa a la superficie del cuerpo por la acción de la presión atmosférica, en cuanto hay vacío, o sea, durante el tiempo en que fuera mantenido el flujo de aire comprimido de P hacia R.

Existen muchos tipos de elementos generadores neumáticos de vacío. Sin embargo, sus características constructivas varían de acuerdo con los diferentes fabricantes, todos funcionan básicamente dentro del mismo principio de Venturi.

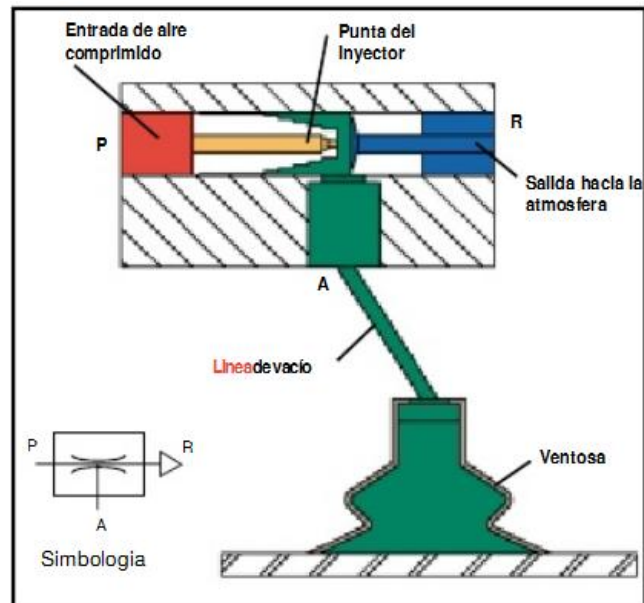


Figura 2.28. Partes constitutivas de un generador de vacío.

Fuente: Parker Hannifin Corporation. Tecnología Neumática Industrial (2003).

2.1.7 Sensores.

Un sensor es un dispositivo capaz de detectar magnitudes físicas o químicas, llamadas variables de instrumentación, y transformarlas en variables eléctricas. En este caso las variables de instrumentación pueden ser por ejemplo: distancia, aceleración, inclinación, desplazamiento, presión, fuerza, torsión, entre otras. Los sensores ayudan no solo a medir con mayor exactitud las magnitudes, sino a poder operar con dichas medidas. Pero no se puede hablar de los sensores sin sus acondicionadores de señal, ya normalmente los sensores ofrecen una variación de señal muy pequeña y es muy importante equilibrar las características del sensor con las del circuito que le permite medir, acondicionar, procesar y actuar con dichas medidas.

2.2 Definición de conceptos básicos:

- Calar: Atravesar con un instrumento un cuerpo de lado a lado.



CAPÍTULO 2



- Chapa: se denomina chapa a una lámina delgada de metal que se utiliza para las construcciones mecánicas tales como carrocerías de automóviles, cisternas de camiones, etc.
- Cimentación: Se denomina cimentación al conjunto de elementos estructurales cuya misión es transmitir las cargas de la pieza al anclaje o unión.
- Encurvado: que está doblado o torcido en forma de curva.
- Entallamiento: Corte hecho en el extremo de una pieza para ensamblarla a otra.
- Fotodiodo: es un dispositivo que conduce una cantidad de corriente eléctrica proporcional a la cantidad de luz que lo incide (lo ilumina).



CAPÍTULO 3

Marco Metodológico

En este capítulo se describe la secuencia de las actividades programadas para realizar el diseño de un sistema automatizado para el corte de láminas de aluminio para la elaboración de ollas, señalando el tipo de estudio a realizar y la metodología a emplear para llevar a cabo este diseño. Inicialmente se presenta el nivel de la investigación, en donde se clasifica el proyecto planteado. Seguidamente, se presenta el diseño de la investigación con las actividades a realizar y por último se presentan los recursos a utilizar, todo esto servirá para lograr el objetivo de automatizar el sistema.

3.1 Nivel de la investigación.

Según los objetivos planteados en este proyecto, se puede catalogar como una investigación de campo, de carácter **aplicativo**, ya que se plantea resolver problemas concernientes a la situación práctica presentada, mediante el establecimiento de soluciones que enmarquen a la innovación técnica, artesanal e industrial, así como también la científica, en la puesta a punto de la máquina con los cortes de láminas de dimensiones distintas, además de resolver el problema de los desperdicios de aluminio generados por la máquina, y con los resultados que se esperan obtener, se podrá satisfacer los requerimientos exigidos. Fuente: “Clasificación de la investigación”. Zorrilla (1993).



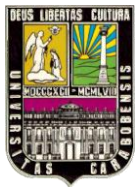
3.2 Diseño de la investigación.

1. Realización de un estudio completo del proceso de corte, para esto se efectuaran entrevistas con el personal de la empresa, para así hacer un diagnostico de la situación actual de la línea de corte de laminas de aluminio para la producción de ollas.
2. Recopilación de la información, por medio de una investigación bibliográfica, de campo y de operaciones, que permita tener conocimiento del tema, lo cual es necesario para llevar a cabo la solución del problema.
3. Análisis de la información recabada, con el propósito de determinar los parámetros y las variables involucradas en el proceso de corte de láminas de aluminio.
4. Proposición de posibles soluciones para la automatización del sistema de corte y seleccionar la que mejor se ajuste al proceso productivo actual, para esta selección se utilizara un criterio de ponderación de soluciones.
5. Presentación del diseño el sistema y posterior selección de todos los dispositivos y equipos necesarios, para que el sistema opere con un máximo rendimiento.
6. Estudio de la factibilidad económica, con la realización de un informe detallado de los costos para poder determinar la inversión inicial y los costos operacionales y así hacer una relación de beneficios-costos verificando la rentabilidad del proyecto.

3.3 Recursos a utilizar.

3.3.1 Recursos Humanos.

Abarcan la asesoría de personas expertas en diferentes campos de la ingeniería, en la automatización industrial, entre otras. Se puede citar al tutor académico, tutor industrial, proveedores en general, personal de la empresa Alumifenix, entre otros.



3.3.2 Recursos Materiales.

Catálogos de equipos, textos especializados de automatización industrial, diseño en ingeniería, equipos computacionales, programas de diseño asistido por computadoras, impresoras, entre otros.

3.3.3 Recursos Institucionales.

Se puede indicar a la empresa Alumifenix y la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo.

3.4 Plan de Trabajo.

Tabla 3.1. Cronograma de Actividades.

N°	ACTIVIDAD	SEMESTRE LECTIVO	
		I	II
1	Recopilación de información relacionada con los procesos de corte de aluminio y automatización de líneas de procesos.	X	
2	Planteamiento de soluciones a la problemática planteada.	X	
3	Diseño mecánico de los elementos que constituyen el sistema de soporte de las láminas.	X	
4	Diseño mecánico de los elementos que constituyen el sistema de los discos de corte de las láminas de aluminio.		X
5	Diseño mecánico de los elementos que constituyen el sistema mecánico de recolección de desechos.		X
6	Realización del sistema automatizado del proceso seleccionado como solución a la problemática.		X
7	Factibilidad económica de la propuesta planteada.		X
8	Elaboración de monografía.		X

Fuente: Novoa y Rodríguez (2011)

CAPÍTULO 4

Desarrollo

4.1 Análisis del Sistema Actual

Uno de los pasos iniciales que se debe tomar en cuenta para realizar el análisis del sistema a desarrollar, es identificar las propiedades del material a cortar, el cual es aluminio 1100-H14, que es proporcionado por la empresa venezolana ALCASA, por lo tanto las propiedades físicas y mecánicas de esta aleación se indican en la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Características físicas y mecánicas del Aluminio H14.

<u>Material: Aluminio 1100 H14</u>			
<u>Propiedades Físicas</u>	Sist métrico	Sist ingles	Observaciones
• Densidad	2,71 g/cc	0,0979 lb/in ³	
<u>Propiedades Mecánicas</u>	Sist métrico	Sist ingles	Observaciones
• Dureza, Brinell	32	32	Carga de 500 g y diámetro de bola 10mm
• Resistencia última a la tracción.	124 MPa	18.000psi	Hojas y placas
• Resistencia a la fluencia.	95 MPa	13.800psi	Hojas y placas
• Alargamiento de ruptura	20%	20%	Temperatura de 24°C, Hojas y placas

• Modulo de elasticidad	de	68,9 GPa	10.000Kpsi
• Relación de Poisson		0,330	0,330
• Resistencia al corte		75,8MPa	11.000psi

Fuente: matweb.com (2011).

Actualmente la empresa AlumiFenix corta las láminas de aluminio usando un método poco práctico, disergonómico y cuya calibración (reajuste en la máquina para cortar un diámetro a otro), toma tiempo y es poco exacto. Una muestra de cómo el operario aplica el método de calibración actual se muestra en la Figura 4.1.



Figura 4.1. Máquina cortadora de Aluminio empleada actualmente.

4.2 Posibles Soluciones

Dada la problemática planteada en el Capítulo 1, surgen posibles soluciones a dicho problema, aquí se plantean tres (3) de ellas, las cuales posteriormente serán estudiadas con el fin de obtener la mejor y así desarrollarla como solución definitiva del problema.

4.2.1 Posible Solución N°1

Se dispondrá de una serie de troqueladores para diferentes diámetros de discos, de manera que cuando la lámina cuadrada de aluminio pase por la troqueladora, se obtengan los discos, un esquema de esta solución se señala en la Figura 4.2.

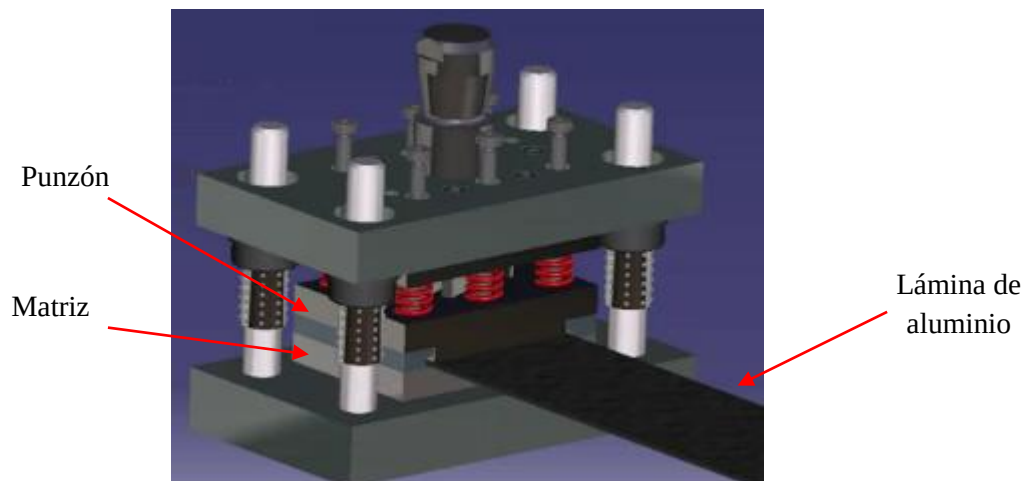


Figura 4.2. Representación de la Solución N°1.

Se toma la bobina de aluminio, se desenrolla lentamente de forma que alimente constantemente a una cizalladora, para que luego cada lámina de aluminio cortada ingrese a la troqueladora en donde mediante el uso de una matriz se punzona a la placa entrante para obtener círculos del diámetro requerido. El procedimiento es el mismo sin importar la dimensión del diámetro.

Este método ofrece entre sus ventajas:

- Es completamente ergonómico, ya que el operario no realiza esfuerzos físicos.
- Tiene gran precisión en el corte, es decir se obtienen las dimensiones deseadas del disco.
- Tiene alto porcentaje de utilización de la materia prima, ya que se puede configurar la disposición de los punzones a fin de obtener menores cantidades de desperdicio comparado con el método actual.

Como desventajas se tienen:

- Alto costo de inversión inicial.
- Alto consumo de recursos (energía eléctrica).
- Mantenimiento más complejo que el sistema actual, lo cual amerita la contratación de personal calificado para realizar esta labor.
- Ocupa una gran cantidad de espacio comparado con el sistema actual.

Al hacer uso de una máquina troqueladora, el desecho resultante está contenido en una única pieza la cual puede ser apilada una sobre otra a medida que se vaya procesando la materia prima. (Ver Figura 4.3).



Figura 4.3. Desperdicio de la troqueladora circular sugerida en la Solución N°1.

Este método de procesamiento de desechos ofrece entre sus ventajas:

- El desecho conserva las dimensiones iniciales de la lámina (largo y ancho) esto conlleva a un fácil almacenamiento ya que solo debe apilarse una lámina de desecho sobre otra.

Como desventajas se tienen:

- El operario debe manipular este desecho empleando guantes obligatoriamente, para evitar posibles riesgos como cortaduras.



- A medida de que aumente las dimensiones del disco requerido, el manejo del desecho resultante en una sola pieza se torna engorroso por los vacíos de área en el interior de la lámina.

4.2.2 Posible Solución N°2

Esta solución se basa en un sistema de corte de láminas automatizado cuyo diseño parte del sistema implementado actualmente.

Se dispone de un sistema dispensador de láminas en el que se pueden colocar un conjunto de cuadros de igual dimensión, este dispensador puede ajustarse a diferentes tamaños de cuadrados.

El cilindro N°1 puede extenderse en dirección vertical, en su extremo posee una ventosa la cual es la encargada de sujetar y separar a la lámina que se encuentre al fondo de todo el conjunto dispuesto en el dispensador y al retraerse el cilindro se encargará de colocar la placa sobre unas correas transportadoras ubicadas en los laterales del cilindro N°1. Las correas transportadoras trasladan el cuadrado en línea recta una distancia determinada (dependerá del diámetro del disco a cortar) e inmediatamente el cilindro N°2 se acciona y eleva el cuadrado hacia los discos de corte, momento en el cual el disco será cortado. Un esquema de esta solución se señala en la Figura 4.4

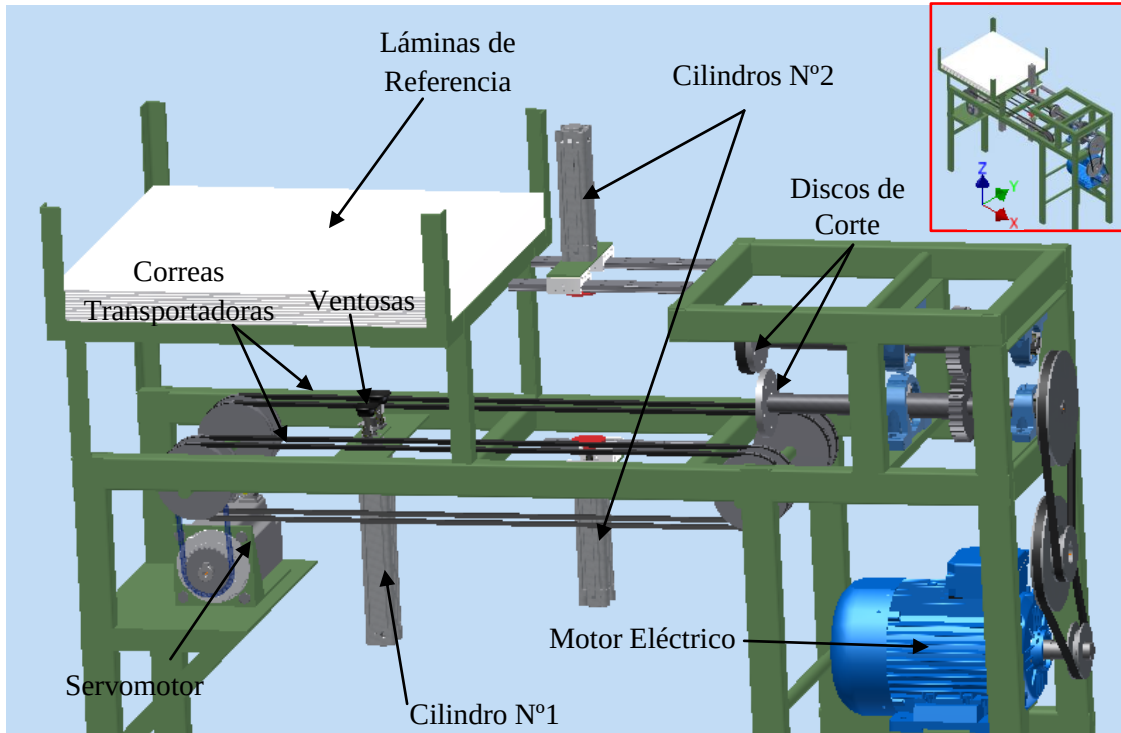


Figura 4.4. Representación de la Solución N°2.

Este método ofrece entre sus ventajas:

- Un mismo dispositivo puede emplearse para cortar distintos diámetros de disco.
- Tiene un alto grado de automatización.
- Tiene poco consumo de recursos.

Como desventajas se tienen:

- Requiere un suministro constante de aire comprimido.
- Cada corte requiere una calibración distinta que debe ser muy precisa.

Al hacer uso de este sistema se puede implementar un sistema de procesamiento de desechos basado en una hélice enrollada sobre un eje o tornillo sin fin sobre el cual caerán los desechos cortados y serán trasladados hasta un compartimiento cerrado, a medida que el tornillo sin fin traslade material de desecho hacia esa cámara estos se irán compactando progresivamente hasta que el operario

encargado de supervisar el proceso abra el compartimiento y retire los desechos compactados resultante en un solo volumen de desecho.

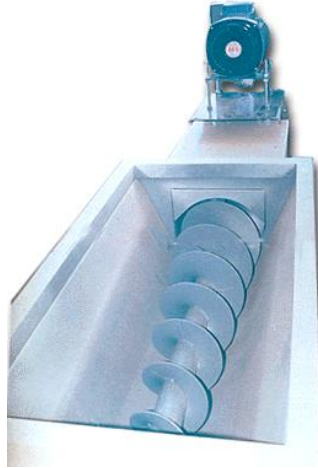


Figura 4.5. Procesamiento de desechos planteado en la Solución N°2. Fuente: Direct Industry.

Este método de procesamiento de desechos ofrece entre sus ventajas:

- Es un sistema continuo que serviría incluso para procesar los desechos de varias máquinas de corte (en caso de existir).
- Es un sistema compacto que no requiere una gran extensión de área para operar comparado con el sistema actual.
- Su funcionamiento puede realizarse en conjunto con el funcionamiento del sistema de corte, es decir, pueden funcionar en paralelo lo que evitaría una posible acumulación de desechos.

Como desventajas se tienen:

- Requiere de un proceso previo de trituración de desechos, que deshaga los trozos grandes de material, en trozos pequeños.
- Requiere supervisión constante por parte del operario para retirar el material compactado.
- Requiere de una potencia de operación alta para poder compactar el material de desecho.



- Es un sistema más costoso comparado con el sistema de la idea anterior.

4.2.3 Posible Solución N°3

Es una solución enfocada en un sistema automatizado de corte de láminas adaptable a diferentes diámetros, es más ergonómico que el método de corte actual ya que la energía necesaria para realizar el corte de los discos es proporcionada por un motor eléctrico.

El operario debe calibrar la máquina para un diámetro específico posteriormente colocará una cantidad determinada de cuadrados sobre un dispositivo de centrado, será entonces cuando pondrá en marcha el sistema oprimiendo un pulsador.

El cilindro N°1 se extenderá hasta que las ventosas entren en contacto con la primera lámina de las previamente colocadas por el operario en el sistema de centrado, al tocarlas, el cilindro N°2 se extenderá y una vez la lámina esté sujeta por las ventosas el cilindro N°1 se retraerá posicionando la lámina a la altura de corte, es decir, la altura a la cual los discos se solapan entre sí, un actuador giratorio hará que se extienda un brazo de soporte que sujete a la lámina por la parte inferior ejerciendo presión contra el soporte superior en ese momento las ventosas dejarán de ejercer vacío y se desplazaran una distancia en dirección ascendente gracias a la acción del cilindro N°2 al retraerse, el eje superior contará en su extremo con un disco de fricción que estará acoplado al disco de corte superior, de forma tal que este pueda hacer rotar a la lámina una vez que la misma entre en contacto, provocando que las aristas cortantes de los discos generen al cabo de pocos segundos el producto con las dimensiones deseadas. Un esquema de funcionamiento se señala en la Figura 4.6

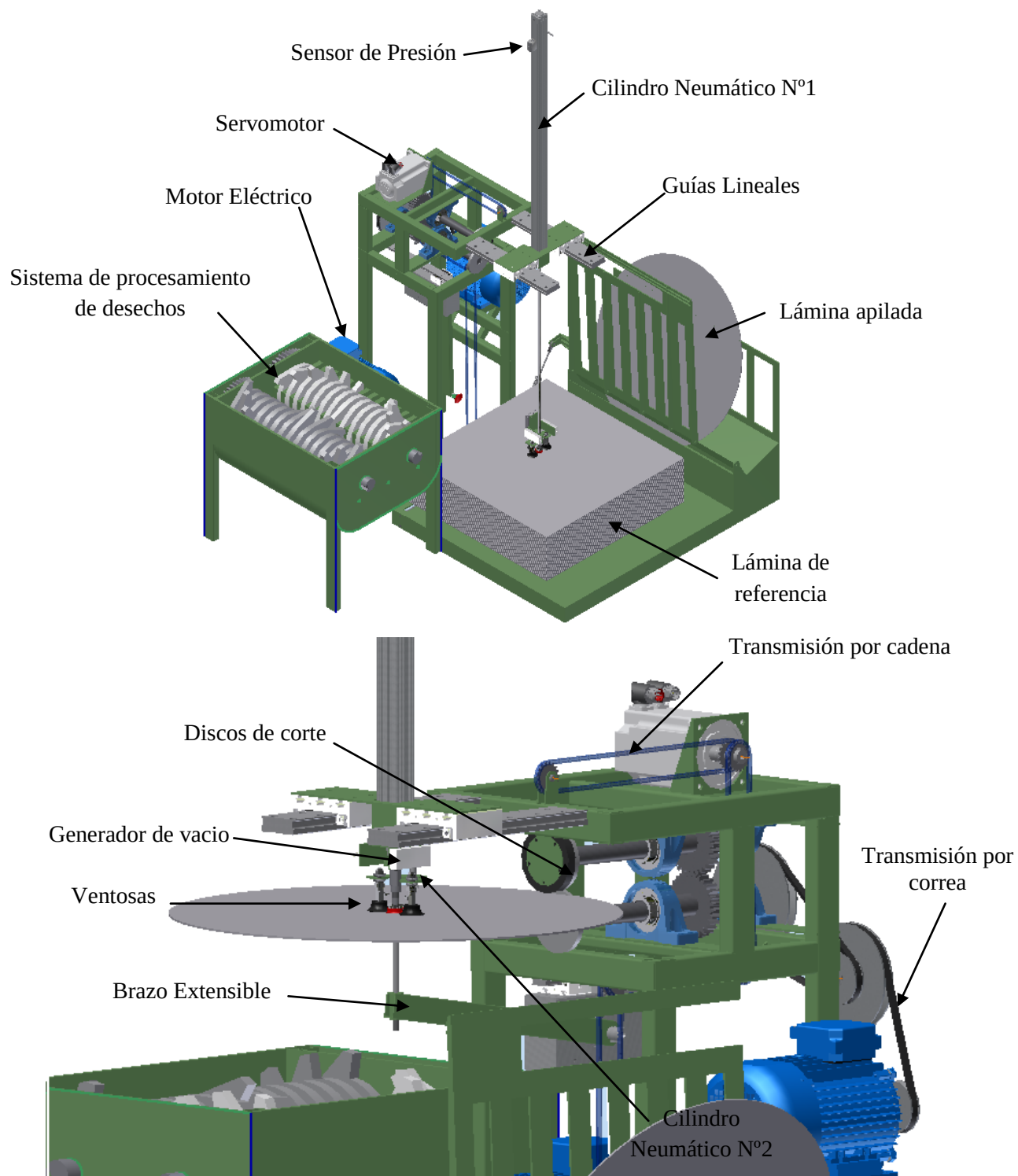


Figura 4.6. Representación de la Solución N°3 Vista isométrica (Superior)
Vista de detalle del sistema de corte (Inferior).



Este método ofrece entre sus ventajas:

- Es un sistema altamente automatizado que solo requiere de la intervención humana para el suministro de materia prima.
- Un mismo dispositivo puede adaptarse para cortar distintos diámetros de disco.

Como desventajas se tienen:

- Tiene un alto costo de inversión inicial.
- Requiere un suministro constante de aire comprimido.

Con la implementación de este sistema, se puede acoplar un sistema adicional encargado del procesamiento de desechos, el cual consiste en 2 ejes que poseen quince (15) discos, cada disco posee a su vez dos (2) especies de “garras”, las cuales permitirán a los discos tener un mayor agarre contra la superficie a triturar que no es más que los desechos obtenidos en el proceso de corte de los discos de aluminio, una vez sean triturados, los desechos resultantes caerán en un compartimiento ubicado en la parte inferior de este sistema, a medida que se trituraren los desechos se va a ir llenando progresivamente ese compartimiento hasta que el operario encargado de supervisar el proceso, abra el compartimiento y retire los desechos para llevarlos a la zona de compactación. Un esquema de las partes se señala en la Figura 4.7

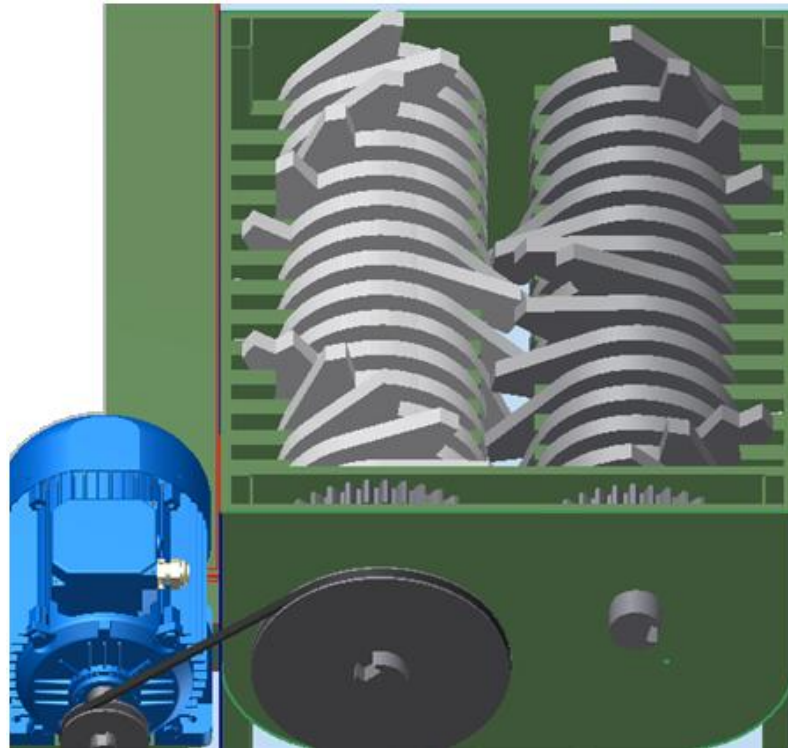


Figura 4.7. Procesamiento de desechos planteado en la Solución N°3.

Este método de procesamiento de desechos ofrece entre sus ventajas:

- Es un sistema que se adapta a cualquier tipo de desecho proveniente del proceso de corte de discos de aluminio.
- Posee un espacio reducido si se compara con los sistemas de procesamiento de desechos anteriores.
- Posee poco volumen ocupado por el material de desecho resultante.
- Su funcionamiento puede realizarse en conjunto con el funcionamiento del sistema de corte, es decir, pueden funcionar en paralelo lo que evitaría una posible acumulación de desechos.

Como desventajas se tienen:

- Es un sistema cuya inversión inicial es alta.
- Requiere supervisión constante por parte del operario para retirar el material compactado.

- Requiere de una potencia de operación alta para poder triturar el material de desecho.

4.3 Selección de la mejor solución

Para seleccionar la mejor solución se establecerán unos criterios que servirán para comparar entre si las distintas soluciones, a estos criterios (en base a su importancia) se les asignarán ponderaciones numéricas, con el fin de obtener un resultado final cuantitativo que oriente la selección a una solución final.

Entre los criterios que se considerarán se tienen:

- Costo de inversión inicial.
- Mantenimiento del equipo.
- Consumo de recursos energéticos.
- Espacio ocupado por el equipo.
- Adaptabilidad a distintos diámetros de corte.
- Seguridad de operación para el operario.
- Tiempo de calibración o puesta a punto del equipo.

A estos criterios como se mencionó anteriormente se les debe asignar un valor numérico (ponderación) que represente su importancia, a continuación se presenta una tabla comparativa de los distintos criterios:

Tabla 4.2. Criterios considerados para la selección de la mejor solución.

Criterio	Ponderación
Costo de Inversión Inicial	7
Mantenimiento del equipo	6
Adaptabilidad a distintos diámetros de corte	5
Tiempo de calibración o puesta a punto del equipo	4
Seguridad de operación para el operario	3
Espacio ocupado por el equipo	2

Consumo de recursos energéticos	1
---------------------------------	---

Fuente: Novoa y Rodríguez (2011)

Habiendo establecido una jerarquía entre los criterios, se evalúa cada solución individualmente con ayuda de los criterios, asignando un valor de diez (10) si la solución cumple exitosamente con el criterio y de cero (0) en el caso contrario.

Tabla 4.3. Evaluación de las soluciones según los diferentes criterios.

Criterio	Sol. 1	Sol. 2	Sol. 3
Costo de Inversión Inicial	2	6	5
Mantenimiento del equipo	4	7	7
Adaptabilidad a distintos diámetros de corte	2	8	9
Tiempo de calibración o puesta a punto del equipo	6	7	9
Seguridad de operación para el operario	8	8	8
Espacio ocupado por el equipo	3	5	7
Consumo de recursos energéticos	3	7	6

Fuente: Novoa y Rodríguez (2011)

Ahora se procede a sumar los productos de multiplicar la ponderación de cada criterio con la puntuación que haya obtenido cada solución.

Tabla 4.4. Ponderación obtenida de cada solución.

Criterio	Sol. 1	Sol. 2	Sol. 3
Costo de Inversión Inicial	2x7	5x7	4x7
Mantenimiento del equipo	6x6	7x6	7x6
Adaptabilidad a distintos diámetros de corte	2x5	7x5	8x5
Tiempo de calibración o puesta a punto del equipo	10x4	6x4	8x4
Seguridad de operación para el operario	8x3	8x3	8x3
Espacio ocupado por el equipo	3x2	5x2	7x2



Consumo de recursos energéticos	3x1	7x1	6x1
<u>Total Obtenido</u>	133	177	186

Fuente: Novoa y Rodríguez (2011)

Como se puede observar, la solución N° 3, fue la que tuvo más aceptación de los criterios establecidos, es por ello que se seleccionará como la mejor solución.

4.4 Descripción del sistema a Diseñar

El sistema que se diseñará puede desglosarse en tres (3) sistemas característicos, que se describen a continuación:

- Sistema mecánico.
- Sistema neumático.
- Sistema de procesamiento de desechos.

Antes de poder diseñar o seleccionar cualquiera de los elementos que conforman los sistemas antes mencionados se debe conocer qué tipo de exigencias tendrán una vez puestos en funcionamiento, para ello se requiere determinar las fuerzas que actúan sobre estos, lo que implica determinar inicialmente la potencia que se necesita para cortar láminas de aluminio 1100 H14 de 3 mm de espesor, siendo esta la condición crítica de operación de la máquina.

Se parte de la premisa:

$$\tau = \frac{F_{Radial}}{A_{corte}} \quad \text{ecuación 4.1}$$

Donde:

τ : esfuerzo a corte del aluminio 1100 H14 [MPa]



CAPÍTULO 4



F: fuerza de corte [N]

A_{corte} : área de corte [m^2]

De esas variables se conoce el esfuerzo, y mediante operaciones matemáticas se determinará el área de corte para así obtener la fuerza y poder realizar el diseño o selección de los demás componentes del sistema. El procedimiento utilizado para la determinación de este área puede consultarse en el Apéndice A.

Tomando el área de corte calculada en el apéndice A, se determina la fuerza de corte como:

$$F_{\text{Radial}} = \tau \times A_{\text{corte}} \quad \text{ecuación 4.2}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 4.2, la misma queda de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} F_{\text{Radial}} &= 75,8 \times 10^6 \text{Pa} \times 2,87 \times 10^{-6} \text{m}^2 \\ F &= 217,81 \text{ N} \end{aligned}$$

Cabe destacar que esa fuerza calculada es de tipo radial, para determinar la fuerza que genera el consumo de potencia, se parte de la premisa:

$$F_{\text{Tangencial}} = \mu \times F_{\text{Radial}} \quad \text{ecuación 4.3}$$

Donde:

$F_{\text{Tangencial}}$: Fuerza de roce en la dirección tangencial del disco.

μ : Coeficiente de roce estático en la interface Acero-Aluminio 1100 H14.



Tomando el coeficiente de roce del aluminio sobre el acero de la siguiente tabla, se tiene:

Tabla 4.5 Coeficientes de roce Aluminio-Acero.

Superficies en contacto	μ_s	μ_k
Aluminio sobre Acero	0,61	0,47

Fuente: Serway R. A.. Física. Editorial McGraw-Hill. (1992)

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 4.3, la misma queda de la siguiente forma:

$$F_{Tangencial} = 0,61 \times 217,81 \text{ N}$$

$$F_{Tangencial} = 132,87 \text{ N}$$

Definiendo una velocidad de corte de material constante $V = 2,0 \text{ m/s}$ se tiene una potencia de accionamiento del motor de:

$$P = F_{Tangencial} \times V \quad \text{ecuación 4.4}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 4.4, la misma queda de la siguiente forma:

$$P = 132,87 \text{ N} \times 2,0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P = 254,74 \text{ W}$$

O bien

$$P = 0,36 \text{ HP}$$

4.4.1 Sistema Mecánico

El sistema mecánico es el encargado de proveer y transmitir la potencia proveniente de un motor eléctrico a los discos de corte, dicho sistema está compuesto por una serie de elementos que serán diseñados o seleccionados individualmente



considerando las cargas o variables de operación que puedan exigir a cada uno de estos, entre estos elementos se tienen:

- Discos de corte
- Engranajes
- Correas y Poleas
- Ejes
- Chavetas
- Chumaceras
- Cadenas y catarinas
- Motor
- Unión entre guías lineales y la mesa de corte.

Discos de corte: el material de los discos de corte debe ser lo suficientemente resistente para poder cortar el aluminio 1100 H14 sin que el filo del disco se desgaste rápidamente, esto con la finalidad de que no se deban hacer labores de reafilado en lapsos de tiempo cortos. Dado que el esfuerzo último del aluminio es bajo, hay muchos materiales con los cuales se pueden fabricar discos capaces de cortar aluminio, se seleccionará un material como el acero AISI 1045 ya que se trata de un material resistente y comercial en el país.

El diámetro mínimo de estos discos se ve influenciado por las dimensiones que comercialmente tienen las chumaceras, ya que ambos elementos van acoplados al mismo eje y por ende, si las chumaceras seleccionadas son muy pequeñas, el diámetro de los discos también lo será y para poder realizar el corte de las láminas de aluminio a una velocidad aceptable ($V=2,0\text{m/s}$), se requerirá de altas velocidades de giro de los ejes lo cual repercutirá en las características del sistema de transmisión de potencia del motor a los ejes. Por otra parte, el ancho de los discos puede considerarse como una

variable libre, ya que no presenta restricciones geométricas ligadas al resto de los elementos del conjunto de corte, sin embargo, en busca del ahorro de material se buscara tener un espesor de disco mínimo tal que garantice el correcto funcionamiento de estos evitando que los mismos se doblen o que fallen por cualquier otra circunstancia. Se parte de un diámetro $D = 10\text{ cm}$ y un espesor $e = 1\text{ cm}$, ya que son las dimensiones que tienen los discos que operan actualmente, en caso de verificarse su correcto funcionamiento, se dejarán dichas dimensiones para no incurrir en gastos de fabricación de los otros discos con nuevas dimensiones. Los cálculos correspondientes al diseño de estos elementos se encuentran en el Apéndice B-1.

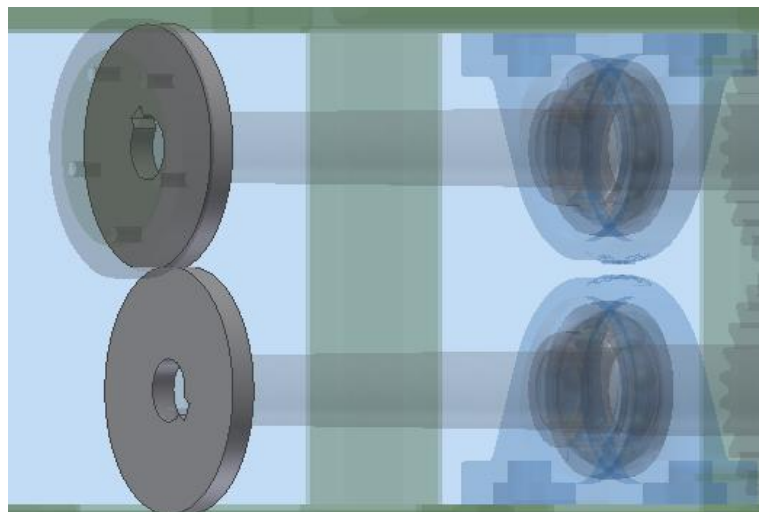


Figura 4.8. Discos de corte ubicados en su posición de operación.

Engranajes: los engranajes deben diseñarse considerando los criterios de desgaste y de flexión ofrecidos por la norma AGMA 2001-B88, ambos engranajes existen en la máquina de corte actual, por lo tanto los cálculos serán orientados a validar condiciones seguras de operación para estos elementos ya existentes. Los cálculos correspondientes al diseño de estos elementos se encuentran en el Apéndice B-2.

Como resultado de estos cálculos, los engranajes que se obtuvieron, cumplen los siguientes parámetros:

- Numero de dientes: $Z = 30$
- Ancho de cara: $F = 0.8 \text{ pulg}$
- Paso diametral: $P_d = 8 \text{ pulg}^{-1}$
- Angulo de presión: $\varphi = 20^\circ$
- Diámetro de paso: $D = 3,75 \text{ pulg}$

La geometría de estos engranajes se puede observar en la siguiente imagen que representa la figura 4.9:

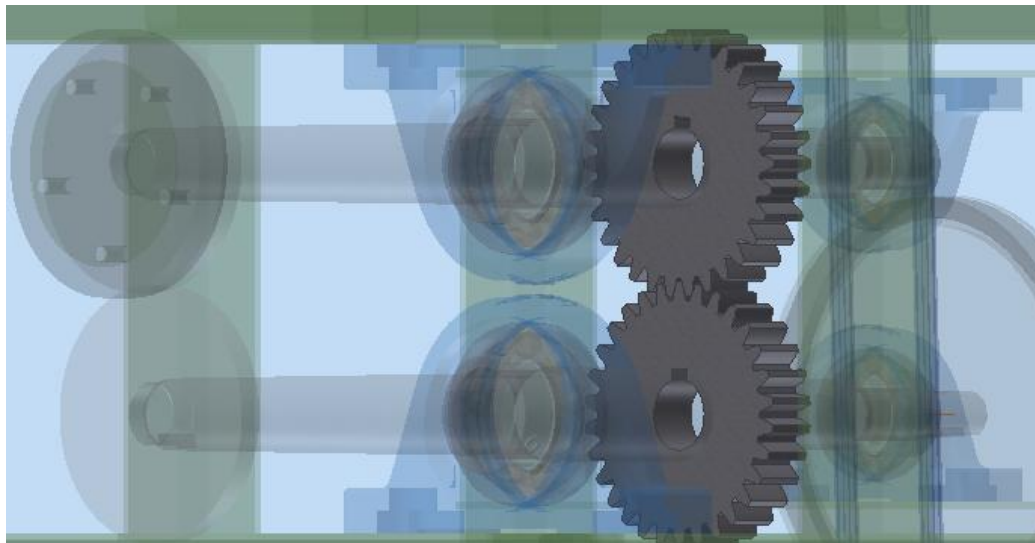


Figura 4.9. Engranajes ubicados en su posición de operación.

Correas y Poleas: dada la poca potencia que se requiere transmitir, se emplearan correas en lugar de cadenas. La utilización de las correas trapezoidales se debe a que presentan considerables ventajas sobre los otros tipos de correas. Las correas trapezoidales, al tener su sección en forma de cuña tienden a incrustarse en la

acanaladura de la periferia de la polea en la que van colocadas, evitando que la correa se salga de dicha acanaladura.

Se utilizarán 2 pares de poleas iguales que puestas en operación reducirán la velocidad de giro del motor de seleccionado de 1750 RPM a aproximadamente 382 RPM, que son los RPM necesarios para realizar el corte de la lamina cuadrada para la obtención del disco de aluminio (Relación de transmisión total: 4,6; Relación de transmisión unitaria: 2,14). Los cálculos correspondientes al diseño de estos elementos se encuentran en el Apéndice B-3.

Como resultado de estos cálculos, las correas y poleas que se obtuvieron, cumplen los siguientes parámetros:

- Correa = tipo A-31
- Número de correas = 1
- Diámetro de polea chica = 75 mm $\approx 3''$
- Diámetro de polea grande = 163,07 mm $\approx 6 \frac{7}{16}''$

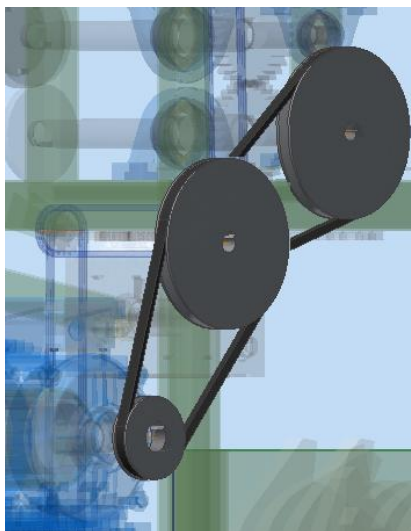


Figura 4.10. Correa superior ubicada en su posición de operación.

Ejes: los ejes son elementos que sirven de apoyo a los discos de corte y a través de los cuales se transmitirá la potencia proveniente del motor para realizar el corte. La empresa AlumiFenix cuenta con ejes de diámetro constante de 35 mm y longitud de 80 cm, al dimensionar los ejes se consideraran los cambios de sección para garantizar una fácil instalación y reemplazo de elementos tales como: chumaceras, engranajes y poleas, se estudiarán también los concentradores de esfuerzos, producto de la colocación de los chaveteros y de los cambios de sección transversal antes citados. Los cálculos correspondientes al diseño de estos elementos se encuentran en el Apéndice B-4

La geometría de estos ejes se puede observar en la siguiente imagen que representa la figura 4.11:

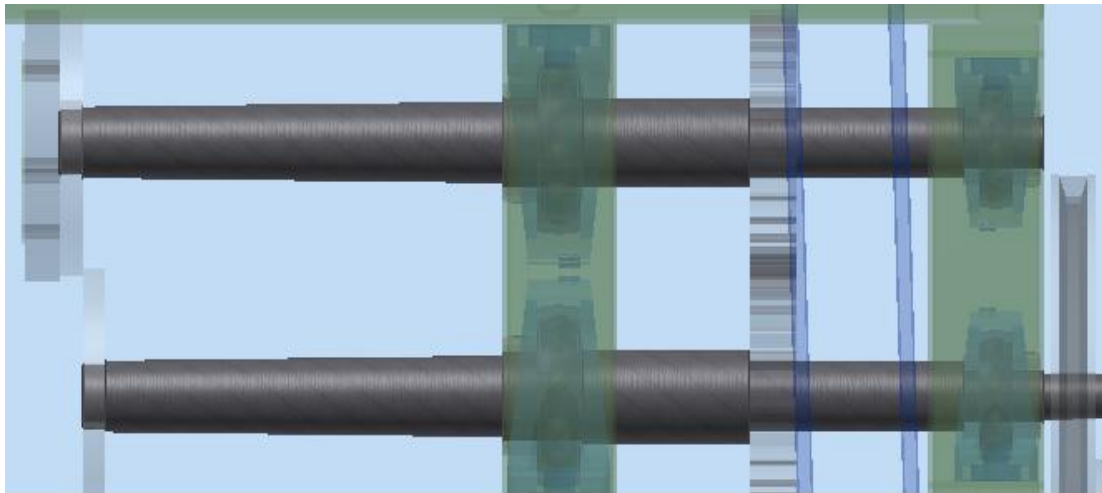


Figura 4.11. Ejes ubicados en su posición de operación.

Como resultado de estos cálculos, los diámetros de los ejes que se obtuvieron, son los siguientes:

Eje inferior:

$$D_1 = 14,2 \text{ mm}$$

$$D_2 = 28 - 32 \text{ mm}$$



CAPÍTULO 4



$$D_3 = 34,925 \text{ mm}$$

$$D_4 = 37 \text{ mm}$$

$$D_5 = 23,4 \text{ mm}$$

$$D_6 = 20,637 \text{ mm}$$

$$D_7 = 18 \text{ mm}$$

Eje superior:

$$D_1 = 14,2 \text{ mm}$$

$$D_2 = 28 - 32 \text{ mm}$$

$$D_3 = 34,925 \text{ mm}$$

$$D_4 = 35 \text{ mm}$$

$$D_5 = 26,1 \text{ mm}$$

$$D_6 = 20,637 \text{ mm}$$

Chavetas: las chavetas o cuñas se usan en el ensamble de partes de maquinas para asegurarlas contra su movimiento relativo, por lo general rotatorio, como es el caso entre flechas, cigüeñales, volantes, etc. Aun cuando los engranajes, las poleas, etc., están montados con un ajuste de interferencia, es aconsejable usar una cuña diseñada para transmitir el momento torsionante total. Cuando las fuerzas relativas no son grandes, se emplea una cuña redonda, una cuña de silleta o una cuña plana. Para trabajo pesado son más adecuadas las cuñas rectangulares. En este caso se diseñaron para ajustar los elementos de maquinas involucrados en este sistema con los ejes, como es el caso de las poleas, los engranajes y los discos de corte. El procedimiento seguido para la selección de estos elementos se encuentra en el Apéndice B-5.

Como resultado de estos cálculos, las dimensiones de las chavetas que se obtuvieron, son las siguientes:

Para los diámetros D_1 y D_5 de ambos ejes, corresponde una sección de chaveta de:



CAPÍTULO 4



$$b = 4 \text{ mm}$$

$$h = 7 \text{ mm}$$

Para el diámetro D_1 , de ambos ejes, la longitud de chaveta que se tomó fue de $L = 11 \text{ mm}$.

Para el diámetro D_5 , del eje inferior, la longitud de chaveta que se tomó fue de $L = 13 \text{ mm}$.

Para el diámetro D_5 , del eje superior, la longitud de chaveta que se tomó fue de $L = 5,5 \text{ mm}$.

Y para el diámetro D_7 del eje inferior, corresponde una sección de chaveta de:

$$b = 4 \text{ mm}$$

$$h = 4 \text{ mm}$$

Y la longitud de chaveta de $L = 16 \text{ mm}$.

Hay que recordar además que todas las chavetas fueron hechas en CA220 Bronce comercial recocido en tiras.

Chumaceras: el sistema de corte dispondrá de cuatro (04) de estos elementos los cuales serán colocados de la siguiente forma: un par en cada eje. Para la selección de estos elementos se consideraran las cargas a los cuales serán sometidos, su velocidad de rotación (una vez puesto en marcha el sistema), los rodamientos deben ser cerrados a fin de evitar contaminación de agentes externos que puedan afectar su correcto funcionamiento, un ciclo de vida superior a 20.000 horas de labor para garantizar un periodo entre recambio amplio ya que para reemplazarlos se necesitaría

desensamblar el sistema de corte alojado en los ejes. Para su selección se empleó el programa de selección de chumaceras de la SKF disponible en internet. El procedimiento seguido para la selección de estos elementos se encuentra en el Apéndice B-6.

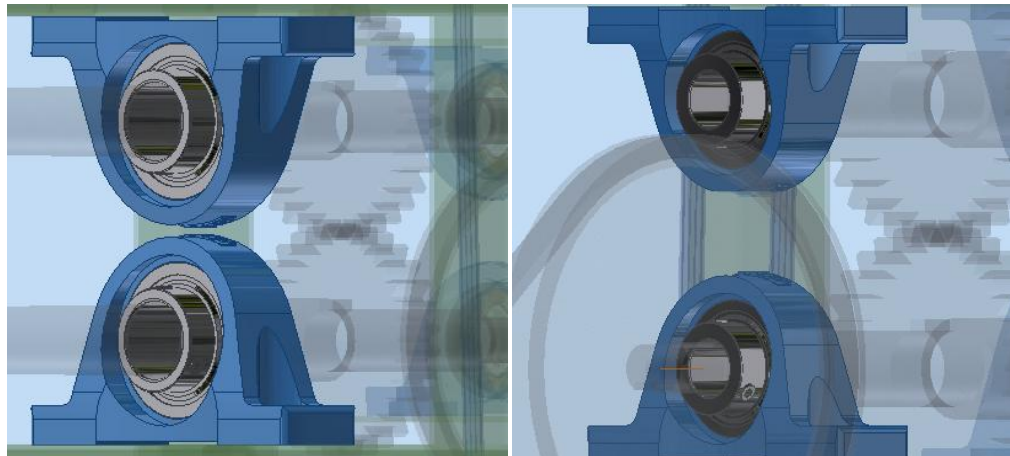


Figura 4.12. Chumaceras delanteras (Izquierda), y traseras (Derecha), ubicados en su posición de operación.

Como resultado de esta selección, se tienen las siguientes chumaceras:

Para la sección correspondiente al diámetro 3.

- El rodamiento resultante es el siguiente: YAT 207-106
- El soporte o chumacera es: SYH 507 U

Para la sección correspondiente al diámetro 6.

- El rodamiento resultante es el siguiente: YAR 205-013-2F
- El soporte o chumacera es: SYH 505 U

Cadenas y catarinas: las cadenas servirán como elementos de transmisión de movimiento del servomotor a los distintos sistemas de centrado (superior, medio e inferior) la principal virtud que poseen las cadenas respecto a otros sistemas de transmisión de movimiento es que son bastante precisas y esa es una característica

primordial que requiere los sistemas de centrado de esta máquina. Se seleccionarán cadenas simples ya que las exigencias de operación a la cual estarán sometidas es baja. Las catarinas por su parte deben servir para acoplarse a la cadena que se seleccione, adicionalmente se estimarán con un número de dientes mayor o igual a 19, esto con la intención de evitar el “efecto poligonal” que sufriría la cadena en caso de tener menor cantidad de dientes. El procedimiento seguido para la selección de este elemento se encuentra en el Apéndice B-7

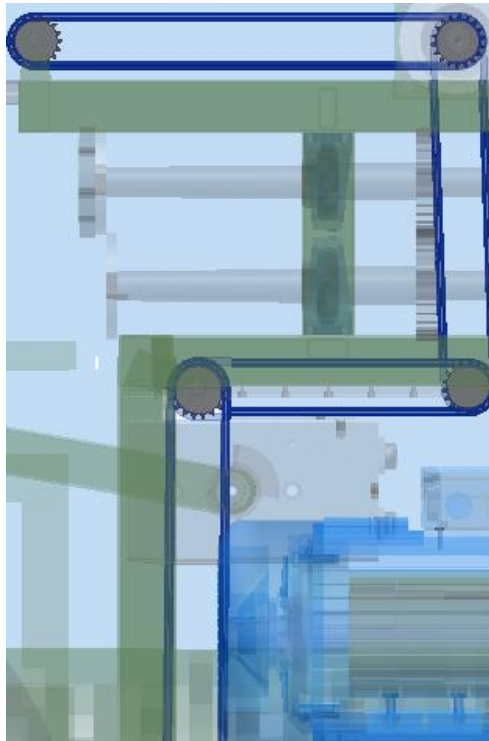


Figura 4.13. Sistemas de centrado (superior, medio e inferior) de cadenas en su posición de operación.

Como resultado de estos cálculos, las cadenas y catarinas que se obtuvieron, cumplen los siguientes parámetros:

- Cadena sencilla #35
- Paso = 3/8 pulgadas
- Diámetro de Catarina = 2,04" $\approx$ 2" $\approx$ 50,8 mm
- Número de dientes: 17
- Potencia máxima que puede transmitir: 3 HP

- Longitud de la cadena = 44,25 pulg = 112,395 cm
- Distancia entre centros = 18,75 pulg = 47,625 cm
- Número de cadenas a usar: 4 (de un solo ramal C/U)
- Número de catarinas a usar: 11

Motor: se seleccionará un motor capaz de suplir la energía mecánica necesaria para la puesta en marcha del sistema de corte adecuadamente, es decir, suplir la potencia para que los discos puedan cortar las láminas de aluminio en su condición crítica que es cuando estas alcanzan los 3 mm de espesor. El procedimiento seguido para la selección de este elemento se encuentra en el Apéndice B-8.

Tabla 4.5: Características generales del motor seleccionado.

kW/Hp	RPM	IEC Frame	Voltaje	Eficiencia de Operación máxima	BALDOR • RELIANCE Metric IEC Frame Motors, Three Phase, 60 Hz, 230/460 Volts
0,75/1,00	3600	D80	230/460	75.5	
	<u>1800</u>	<u>D80</u>	<u>230/460</u>	<u>76</u>	

Unión entre guías lineales y la mesa de corte: se estudiará la unión soldada entre las guías lineales necesarias para el sistema de centrado superior y la mesa de corte a modo de verificar si con las fuerzas que se apliquen sobre ese sistema el mismo no falle. El procedimiento seguido para la verificación de la unión de este elemento con la mesa de corte, se encuentra en el Apéndice B-9.



4.4.2 Sistema Neumático

El sistema neumático es el encargado de alimentar al sistema mecánico y de posicionar a la máquina cada vez que se requiera cortar láminas de aluminio de distintas dimensiones. A diferencia del sistema mecánico, los elementos que conforman este sistema no serán diseñados sino que serán seleccionados del fabricante FESTO, porque esta compañía facilita a cualquier usuario, un programa de computación para la selección de dispositivos neumáticos y ofrece además una interfaz de fácil manejo para la selección de los mismos a través de su catalogo virtual.

Justificación de la técnica de control a utilizar:

A continuación se establece una comparación entre la lógica cableada y la lógica programable, para así determinar cuál de las 2 técnicas es la que se va a emplear para el sistema de control del dispositivo.

- Lógica cableada: la técnica de lógica cableada usada para el control de máquinas genera pérdidas cuando las líneas neumáticas son demasiado largas esto se traduce en posibles problemas en la sincronización del proceso, debido a esto muchas veces se debe reiniciar la máquina, lo que genera pérdida de tiempo en el ciclo de trabajo. Adicionalmente no es posible monitorear el proceso en la línea ya que no se posee un software con el cual verificar la productividad y el funcionamiento del sistema de control. Por medio de la técnica de control basada en lógica cableada se dificulta la detección de fallas que ocurren, ya que para identificarlas es necesario realizar pruebas pilotos (ensayo y error) e ir verificando elemento por elemento hasta constatar el o los elementos que presenten la falla. En relación al costo, esta técnica requiere gastos de mantenimiento elevados, debido a que los elementos involucrados en



el sistema (relees de control, cables, temporizadores, entre otros) por encontrarse en contacto directo con los elementos móviles de la maquina, pueden presentar daños irreparables.

- Lógica programable: Por medio de la aplicación del controlador lógico programable se reducen los tiempos de respuesta de los elementos con respecto a la lógica cableada. El sistema basado en lógica programable permite el monitoreo del proceso en línea, debido al software y el hardware. El sistema de control lógico programable (PLC) es económicamente más rentable ya que él posee los elementos procesadores de señales (relés, temporizadores, contadores, entre otros) de forma interna. El controlador lógico programable a diferencia del sistema de control basado en lógica cableada, permite introducir modificaciones al sistema de control sin necesidad de intercambiar las conexiones de los elementos actuadores del sistema, ya que solo modifica el programa.

Conviene utilizar lógica programable ya que en la empresa AlumiFenix se cortan discos de aluminio de diferentes diámetros, todos ellos podrían fácilmente programarse con ayuda del software que poseen los PLC's para así garantizar una mayor precisión en el posicionamiento de los sistemas de centrado (superior, medio e inferior), ya que de no garantizar esta precisión estaría en riesgo el correcto funcionamiento de la máquina en cuestión.

Componentes del sistema neumático:

El sistema neumático está conformado por los siguientes elementos:

- Ventosas.
- Generador de vacío.

- Actuadores neumáticos.
- Sensores.
- Motor neumático.
- Válvulas y demás accesorios.
- Controlador Lógico Programable.

Ventosas: se seleccionarán en base a la fuerza que deben generar para crear el vacío necesario y quedar adherida a la superficie de trabajo, que en la condición de operación crítica será la superficie de la lámina de mayores dimensiones (mayor peso), se hace de esta manera para garantizar que la ventosa será capaz de sostener cualquier lámina de dimensiones inferiores (menor peso). El procedimiento seguido para la selección de este tipo elementos, se encuentra en el Apéndice C-1.

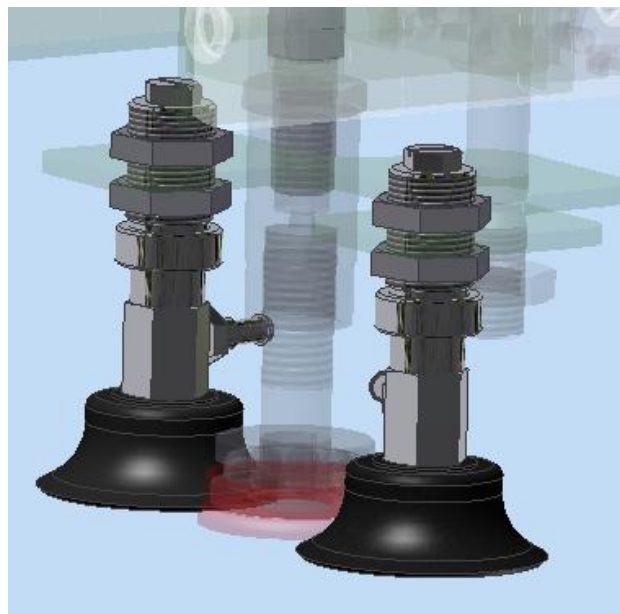


Figura 4.14. Ventosas en su posición de operación.

La ventosa que se selecciono fue la siguiente:

ESG-40-SNA-HD-PK:1.

Como resultado de esta selección, la ventosa posee las siguientes características:

- Diámetro de la ventosa 40 mm.
- Volumen de la ventosa: $1,566 \text{ cm}^3$.
- Diámetro útil de la ventosa: 26,5 mm.
- Fuerza de separación con vacío de 70%: 69,6 N.
- Construcción: redondo, estándar.
- Fluido: Aire atmosférico.
- Cantidad de unidades: 2.

Generador de vacío: Es el dispositivo necesario para satisfacer las exigencias o demandas de tipo neumáticas por parte de las ventosas para su funcionamiento, condición de operación que garantizará el levantamiento de las distintas láminas de aluminio en el proceso. El procedimiento seguido para la selección de los elementos de este tipo, involucrados en este sistema, se encuentra en el Apéndice C-2.

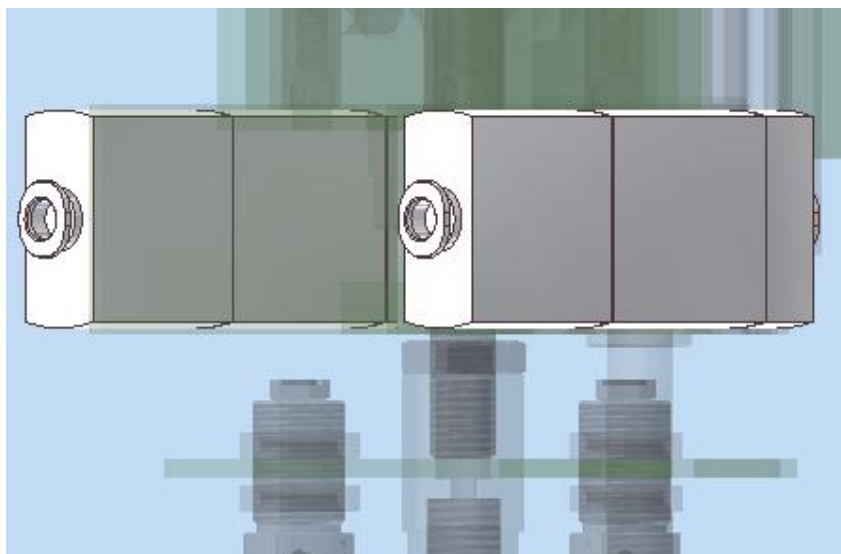


Figura 4.15. Generadores de vacío en su posición de operación.



El generador de vacío que se seleccionó fue el siguiente:

VN-07-M-I3-PQ2-VQ2-A

Como resultado de esta selección, el generador de vacío posee las siguientes características:

- Diámetro nominal de la tobera Laval de 0,7 mm
- $\Delta p = -0,80 \text{ bar}$.
- El consumo de aire del generador de vacío es $q_n = 24,5 \text{ l/min}$ por cada generador de vacío

Actuadores neumáticos: Los actuadores neumáticos se encuentran entre los dispositivos más usados para manejar aparatos mecatrónicos, ya que son mecanismos que convierten la energía del aire comprimido en trabajo mecánico y aunque en esencia son idénticos a los actuadores hidráulicos, el rango de compresión es mayor en este caso.

Por lo general, los actuadores neumáticos se emplean cuando lo que se necesita son simples posicionamientos, aunque en este caso, se emplearán estos dispositivos para el levantamiento de cargas variadas, no muy elevadas.

El procedimiento seguido para la selección de este tipo de elementos, se encuentra en el Apéndice C-3.

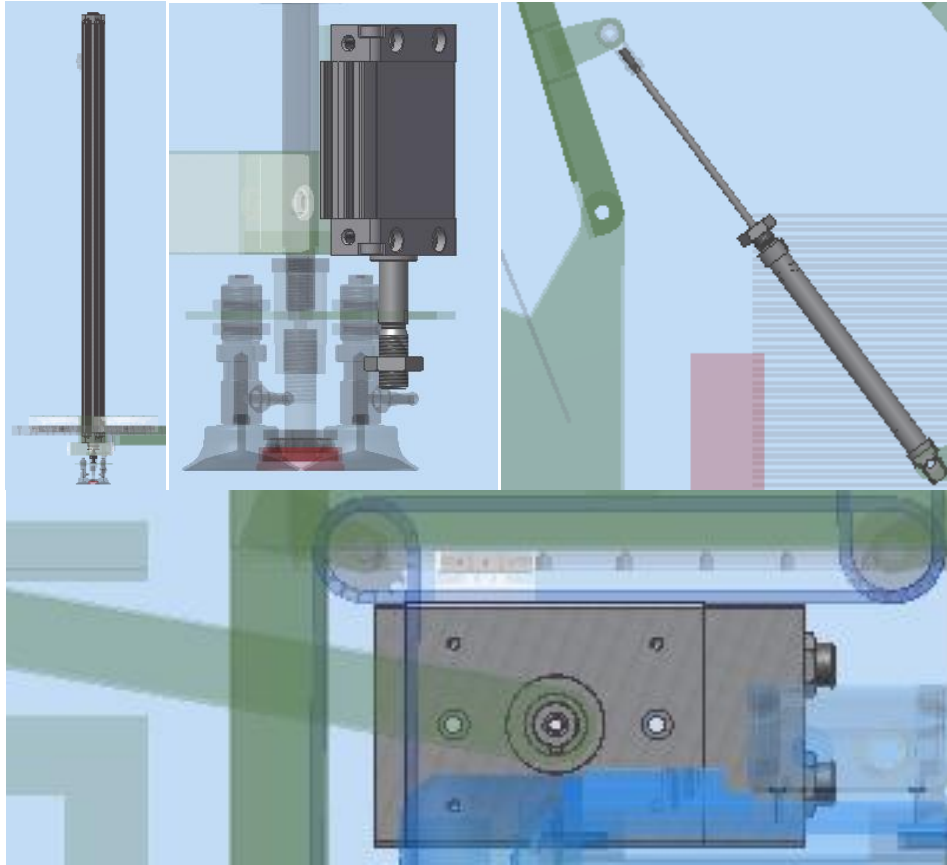


Figura 4.16. Actuadores neumáticos en su posición de operación (Cilindro N°1 parte superior a la izquierda, Cilindro N°2 parte superior en el centro, Cilindro N°3 parte superior a la derecha, Actuador giratorio, parte inferior).

Como resultado de esta selección, se obtuvieron los siguientes actuadores neumáticos con sus respectivas características:

Para el cilindro 1:

DNC-32-1000-P

- Carrera: 1000 mm
- Diametro del embolo: 32 mm
- Fuerza teórica con 6 bar en avance: 483 N
- Fuerza teórica con 6 bar en retroceso: 415 N



Para el cilindro 2:

DZF-25-15-A-P-A-ZR

- Carrera: 1000 mm
- Diametro del embolo: 25 mm diámetro equivalente.
- Fuerza teórica con 6 bar, avance 295 N.
- Fuerza teórica con 6 bar, retroceso 247 N.

Para el cilindro 3:

DNC-32-125-P

- Carrera: 125 mm
- Diametro del embolo: 32 mm
- Fuerza teórica con 6 bar en avance: 483 N
- Fuerza teórica con 6 bar en retroceso: 415 N

Para el actuador giratorio:

DRQD-40-90-PPVJ-A-AL-ZW

- Angulo de giro: 90°.
- Diametro del embolo: 40 mm.
- Momento de giro teórico con 6 bar: 32,2 N.m
- Construcción: Actuador giratorio con doble émbolo y accionamiento mediante piñón y cremallera
- Amortiguación: Ajustable, amortiguadores neumáticos
- Fluido: Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar

Sensores: servirán para detectar posiciones a través de variables que estos captarán, enviando señales a un sistema de PLC que a través de la programación hecha, coordine acciones secuenciales para lograr el fin último de cortar las láminas de

aluminio. El procedimiento seguido para la selección de los elementos de este tipo, se encuentra en el Apéndice C-4.

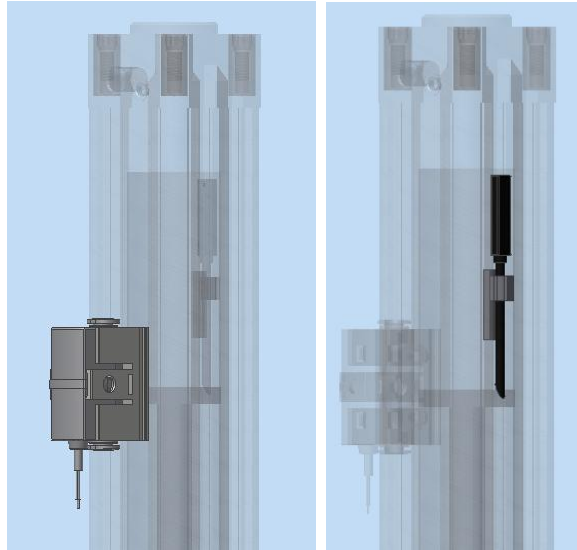


Figura 4.17. Sensor de presión (Izquierda) y sensor magnético (Derecha) en su posición de operación.

Como resultado de esta selección, se obtuvieron los siguientes sensores con sus respectivas características:

Sensores Inductivos:

SIED-M12NB-ZS-K-L

Cuyos parámetros son los siguientes:

- Distancia de conmutación segura: 3,24 mm
- Distancia de conmutación nominal: 4 mm
- Frecuencia máxima: 900 Hz DC
- Salida digital: Bifilar, sin contacto
- Tensión de funcionamiento: 20 - 320 V DC
- Temperatura de funcionamiento: -25 - 85 °C



- Cantidad: 1 unidad

Sensores Magnéticos:

SME-8-S-LED-24

Cuyos parámetros son los siguientes:

- Longitud del cable: 0,3 m
- Potencia de conmutación máxima: 10 W
- Salida digital: Cable con conector M8x1/3 contactos
- Tensión de funcionamiento: 12 - 30 VDC
- Temperatura de funcionamiento: -5 - 70 °C
- Cantidad: 3 unidades

Sensores de Presión:

SDE5-D10-FP-Q6-P-K

Cuyos parámetros son los siguientes:

- Margen de medición de presión: 0-10 bar
- Corriente máxima de salida: 100 mA
- Salida digital: PNP
- Margen de tensión de funcionamiento: 15- 30 V
- Temperatura de funcionamiento: 0 – 50 °C

- Longitud del cable: 2,5 m
- Cantidad: 1 unidad

Servomotor: es el encargado de proporcionar la energía mecánica necesaria para calibrar los sistemas de centrado (superior, medio e inferior), de una dimensión de lámina a otra con gran precisión. El procedimiento seguido para la selección de este elemento, se encuentra en el Apéndice C-5.

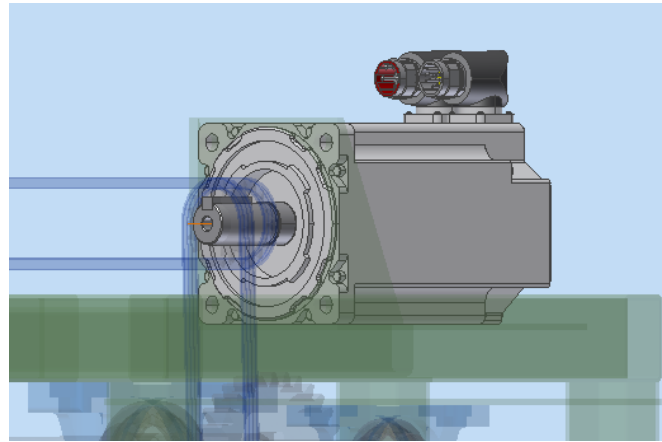


Figura 4.18. Servomotor en su posición de operación.

El servomotor que se selecciono fue el siguiente:

EMMS-AS-70-M-RSB

Como resultado de esta selección, se obtuvo el siguiente servomotor con sus parámetros:

- Velocidad de giro nominal: $V = 4.100 \text{ RPM}$
- Momento de giro nominal: $M = 2,29 \text{ N.m}$
- Momento de giro pico o máximo: $M = 7,75 \text{ N.m}$
- Potencia nominal: $P = 1.061 \text{ W}$

Válvulas y demás accesorios: El procedimiento seguido para la selección de los elementos de este tipo, se encuentra en el Apéndice C-6.

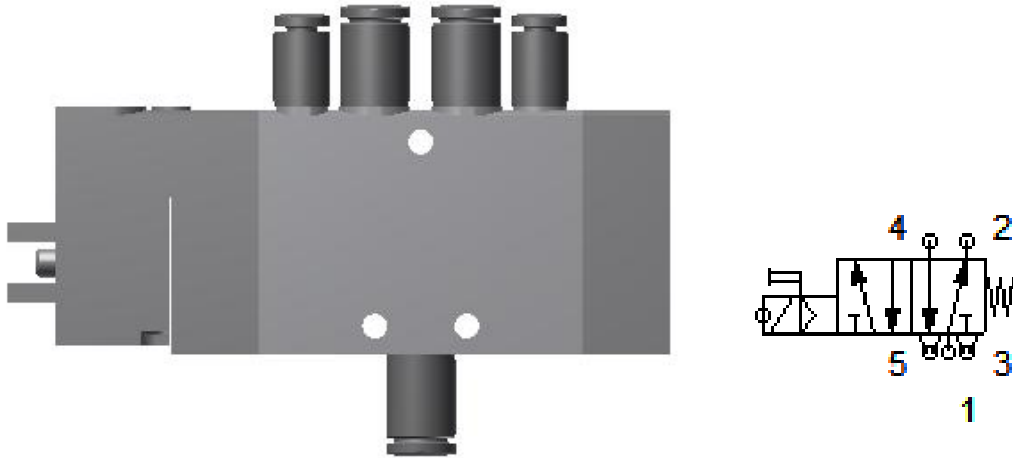


Figura 4.19. Válvulas 5/2 vías monoestable. Fuente: FESTO.

La válvula 5/2 vías monoestables que se seleccionó fue:

CPE10-M1BH-5JS-QS-6

Como la válvula que se selecciono es la misma para todos los cilindros y también para el actuador giratorio, dicha válvula posee las siguientes características:

- Caudal nominal normal: 320 L/min
- Conexión neumática: QS-6.
- Tipo de accionamiento: eléctrico.
- Función de las válvulas: 5/2 monoestable.
- Cantidad: 4 unidades.

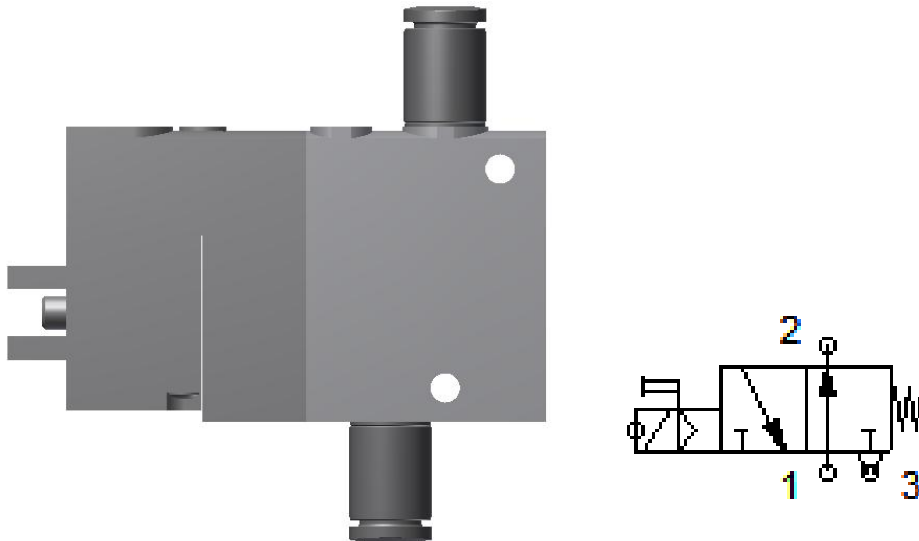


Figura 4.20. Válvulas 3/2 vías monoestable. Fuente: FESTO.

La válvula 3/2 vías monoestables que se selecciono para las ventosas fue:

CPE10-M1BH-3GL-QS-6

Esta válvula posee las siguientes características:

- Caudal nominal normal: 300 l/min.
- Conexión neumática: QS-6.
- Tipo de accionamiento: eléctrico.
- Función de las válvulas: 3/2 cerrada monoestable.
- Cantidad: 1 unidad.

4.4.2.1. Memoria descriptiva:

El sistema deberá cumplir con tres (3) condiciones necesarias para el inicio o arranque del mismo, esas condiciones son:

- Deben haber láminas cuadradas para cortar.
- El operario debe asignar información referente a las dimensiones al sistema a través de una interfaz HMI.
- Iniciar el programa del PLC, accionando el pulsador de arranque (Start).

Una vez se cumplan esas condiciones el cilindro N°1 se extenderá hasta hacer contacto con la primera lámina de las que el operador ha colocado para cortar, tal como lo aparece en la siguiente imagen.

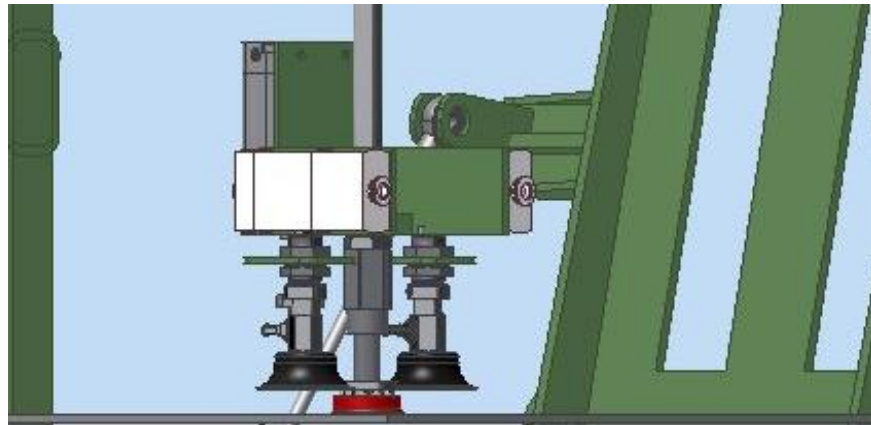


Figura 4.21. Vástago del cilindro 1 toca la primera lámina.

En ese momento un sensor de presión ubicado en la toma de alimentación del avance de este cilindro, detectará cuando la presión se incremente en la cámara de avance dentro del cilindro, producto del contacto del vástago con la lámina que no le permitirá extender completamente su carrera, por lo tanto, el sensor al detectar dicha situación enviará una señal para activar un tiempo de temporización “A”(T37) y simultáneamente una señal que permitirá el avance del cilindro N°2, para que este cilindro extienda su vástago, al cual se encuentran acopladas las ventosas, para que estas hagan contacto con la lámina.

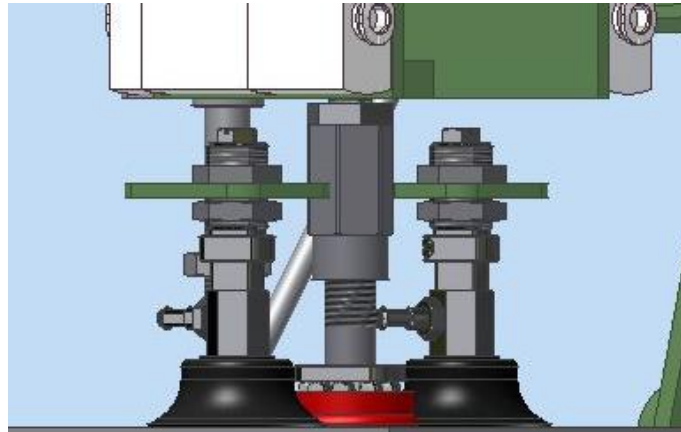


Figura 4.22. Ventosas tocan la lámina.

Luego al transcurrir el tiempo de temporización “A” se activa la succión de las ventosas y a su vez se activa otro tiempo de temporización “B” (T33), que al transcurrir su tiempo generará una señal que hará que retorne el cilindro N°1 haciendo que la lámina quede a la altura de corte requerida.

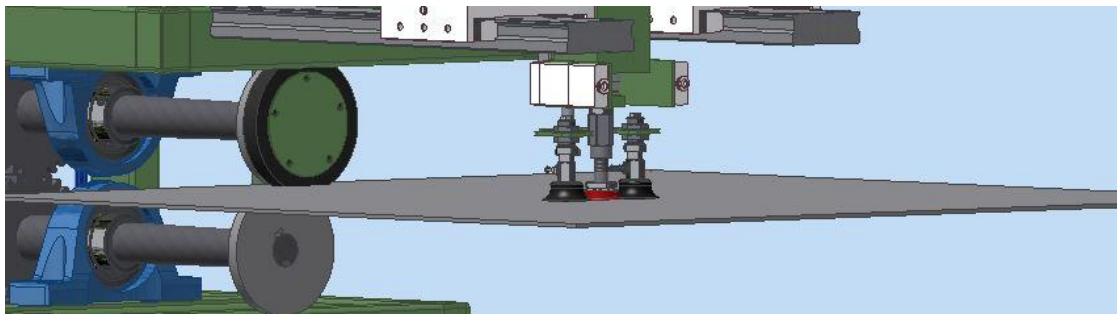


Figura 4.23. La lámina sube junto con el cilindro 1 y el 2.

Cuando el cilindro 1 tiene su vástago retraído, un sensor magnético ubicado en el extremo de la cámara del cilindro N°1 enviará una señal al controlador lógico programable, que a su vez activará al actuador giratorio que esta acoplado a un brazo extensible, lo cual permitirá que el brazo rote 90° desde su posición inicial hasta su posición final (ver Figura C-3.4), es decir, desde su posición inicial vertical hasta su posición final horizontal.

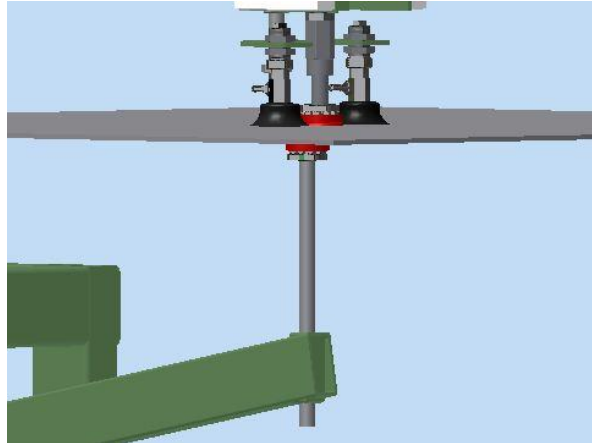


Figura 4.24. Actuator giratorio sujeta a la lámina por debajo.

Cuando el actuador giratorio complete su giro de 90° desencadenará una serie de acciones que se describen a continuación:

- a) Se activará un sensor de tipo magnético que se encuentra en el actuador giratorio:
 - Enviará una señal al controlador lógico programable que a su vez provocará que las ventosas dejen de ejercer el vacío contra la lámina y hace que el vástago del cilindro N°2 se retraiga haciendo que las ventosas se eleven una altura controlada con respecto al nivel donde se encuentra la lámina (altura coincidente con la posición de corte), esto para no entorpecer la rotación de la lámina mientras esta se está cortando.

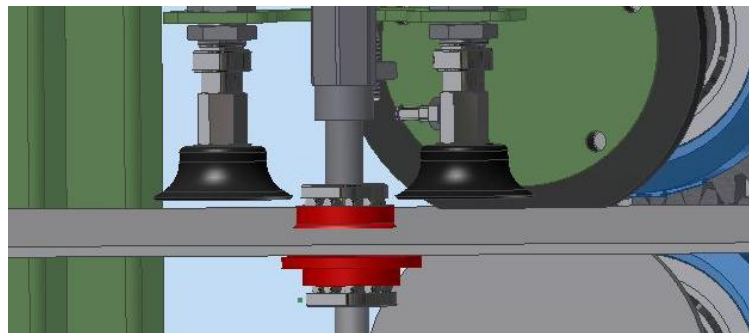


Figura 4.25. El Cilindro 2 se retrae llevando a las ventosas a un nivel más alto del plano en que se encuentra la lámina.

- Al mismo tiempo se retrae el cilindro N°3 haciendo que la bandeja de recolección quede en posición de recibir al disco que será cortado.

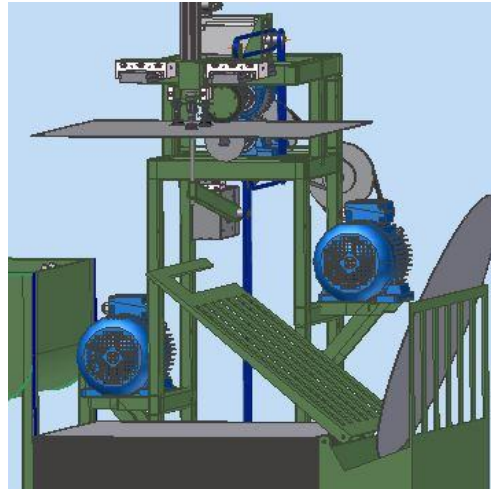


Figura 4.26. Bandeja que se inclina para sujetar al disco obtenido una vez que el actuador giratorio se retraiga.

Una vez hecho esto la lámina queda soportada en su centro solamente por 2 apoyos, el primero proporcionado por el vástago del cilindro N°1 y el segundo del apoyo es brindado por el brazo extensible, dichos apoyos están dispuestos de esa forma para que la lámina rote alrededor de su propio centro.

- b) Se activará un temporizador “C” (T38-T41), que controlará que el actuador giratorio regrese a su posición inicial si y solo si ha transcurrido el tiempo suficiente para que se haya cortado la lámina, dicho tiempo cabe destacar que es variable y depende de las dimensiones de la lámina, esto con el fin de optimizar el aprovechamiento del tiempo. Cuando el brazo ha descendiendo una cierta distancia el mismo va llevando hacia abajo a la lámina que sostenía, hasta un punto en donde la lámina hace contacto con la bandeja de recolección a medida que el brazo sigue su trayectoria de rotación a través de una abertura que posee la bandeja de recolección. En esta bandeja la lámina se deslizará para luego ser dispuesta en un aparejo cuyo fin no es más que servir de almacenador de los discos cortados.

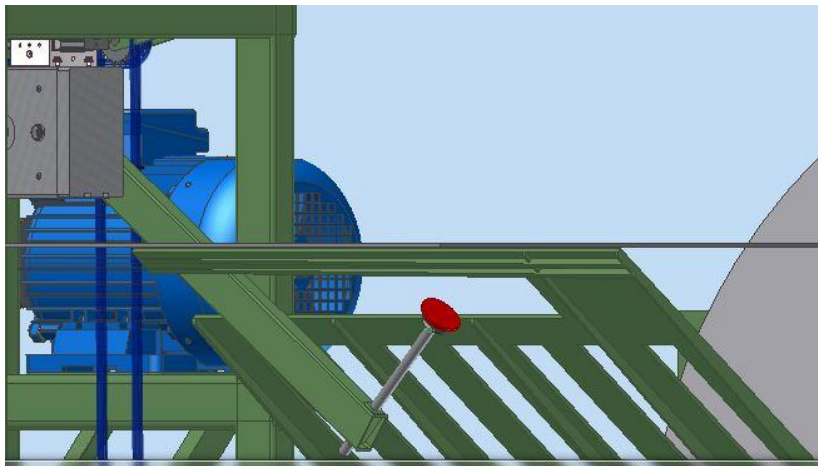


Figura 4.27. Lámina entra en contacto con la bandeja de recolección mientras el actuador giratorio se retrae.

Cuando el actuador giratorio regrese a su posición inicial activará un sensor magnético que enviará una señal al controlador lógico programable que a su vez activará al cilindro N°3 para que extienda su vástago y posicione a la lámina cortada en el dispositivo de recolección y al mismo tiempo activará un tiempo de temporización (T42) que al cumplirse dará inicio al siguiente ciclo de la operación de corte.

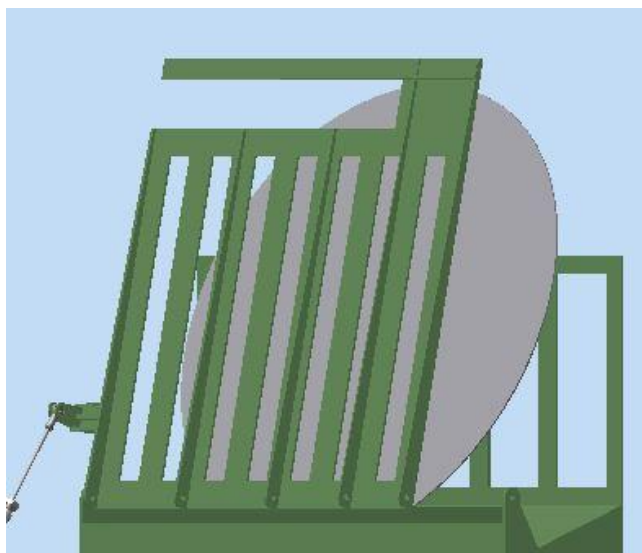


Figura 4.28. Extensión del vástago del cilindro 3 y posición inicial del mismo.



Estos ciclos se repetirán de manera continua y constante hasta que el sensor que detecta láminas dispuestas para cortar, detecte material y una vez deje de hacerlo se dará por terminado el proceso de corte de láminas.

Opcionalmente, se cuenta con un sistema de parada de emergencia que podrá utilizarse en caso que se presente algún problema con el funcionamiento normal de la máquina.

Listado de señales de entrada y salida del sistema de control

En la Tabla 4.6 se indican cuales son las entradas, salidas, funciones que realizan estas y la simbología (empleada en el diagrama de escalera), involucrada en el sistema de control seleccionado.

Tabla 4.6. Listado de entradas y salidas del sistema de control.

Elemento	Función	Símbolo	Dirección
Pulsador 1	Arranque del sistema.	Start	I0.0
Pulsador 2	Parada del sistema.	Sto_p	I0.1
Sensor inductivo	Detecta si hay láminas.	S1	I0.2
Sensor de presión	Se activa cuando el vástago del cilindro 1 hace contacto con la lámina.	S2	I0.3
Sensor magnético N°1	Se activa cuando el embolo del cilindro se retrae completamente luego de hacer contacto con la lámina.	S3	I0.4
Sensor magnético N°2	Detecta cuando el actuador giratorio se extiende.	S4	I0.5
Sensor magnético N°3	Detecta cuando el actuador giratorio se retrae.	S5	I0.6
Electroválvula N°1	Avance del cilindro N°1.	Y1	Q0.0
Electroválvula N°2	Avance del cilindro N° 2.	Y2	Q0.1
Generador de vacío	Accionar vacío.	Y5	Q0.2
Electroválvula N°3	Avance actuador giratorio.	Y3	Q0.3

Electroválvula N°4 Lámpara LED	Retracción del cilindro N° 3.	Y4	Q0.4
	Indica cuando entra en funcionamiento el sistema de corte.	Lamp	Q0.5

Fuente: Novoa y Rodríguez (2011)

Teniendo en cuenta la cantidad de entradas y salidas que se requieren, se seleccionará un controlador lógico programable (PLC) que satisfaga los requerimientos antes mencionados. Adicionalmente, deberá contar con una entrada para recibir los datos suministrados por el operario a través de una pantalla (HMI), y ser compatible con los controladores propios del servomotor.

4.4.2.2 Selección del controlador lógico programable

Controlador Lógico Programable: el PLC que se seleccionará ira en función al número de señales de entrada y salida que requiera el sistema, los cuales aparecen señalados en la tabla 4.6 y básicamente facilitará la gestión de la puesta a punto de los sistemas de centrado (superior, medio e inferior), de la máquina para las diferentes dimensiones de lámina, comprendidas entre los 300-840 mm de longitud de arista. El procedimiento seguido para la selección de este elemento, se encuentra en el Apéndice C-7.



Figura 4.29. PLC. Fuente: SIEMENS.

Esquema de control

En el siguiente esquema se muestra el montaje que permitirá desarrollar la metodología de operación descrita en la memoria descriptiva.

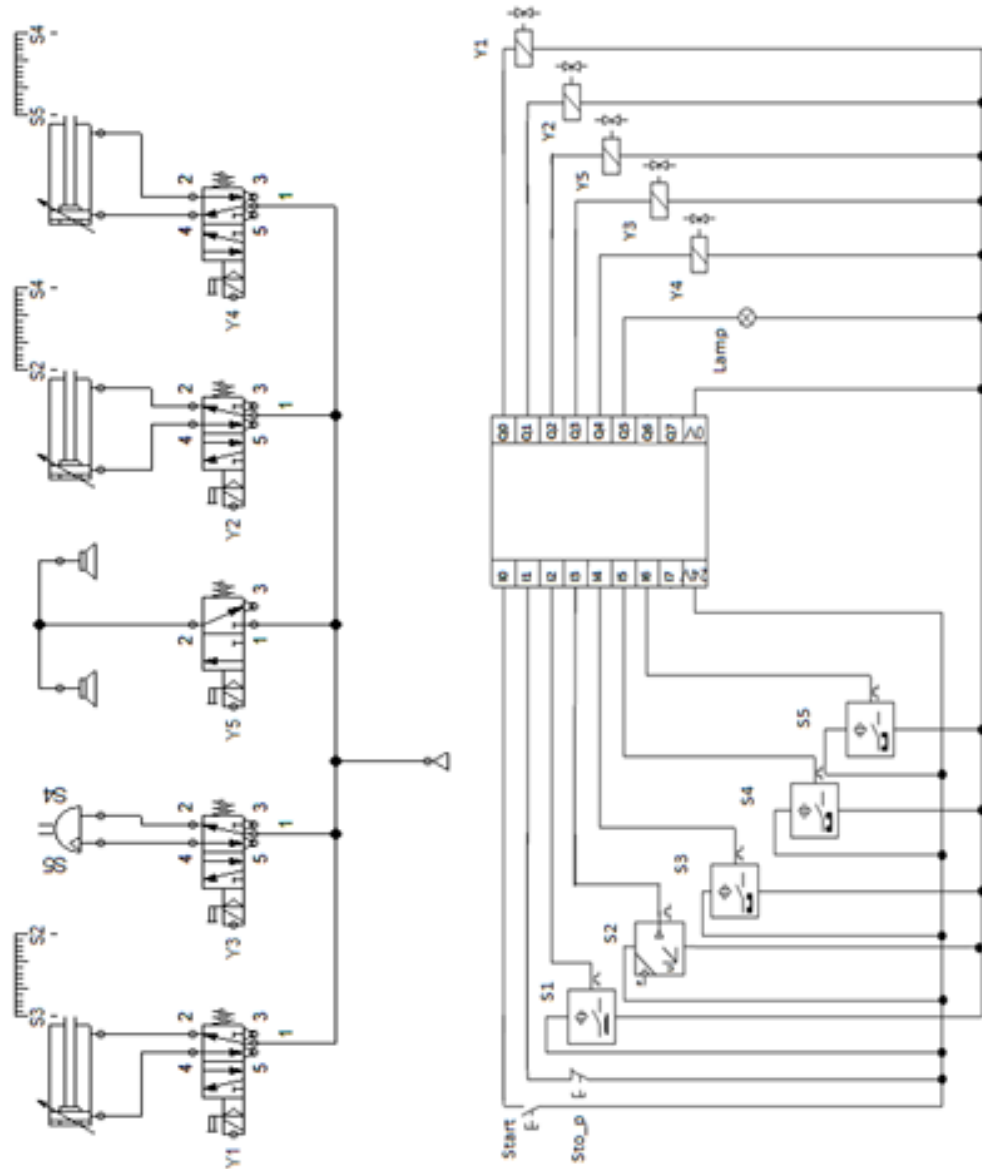


Figura 4.30. Esquema de control lógico.

Diagrama en escalera del sistema de automatización

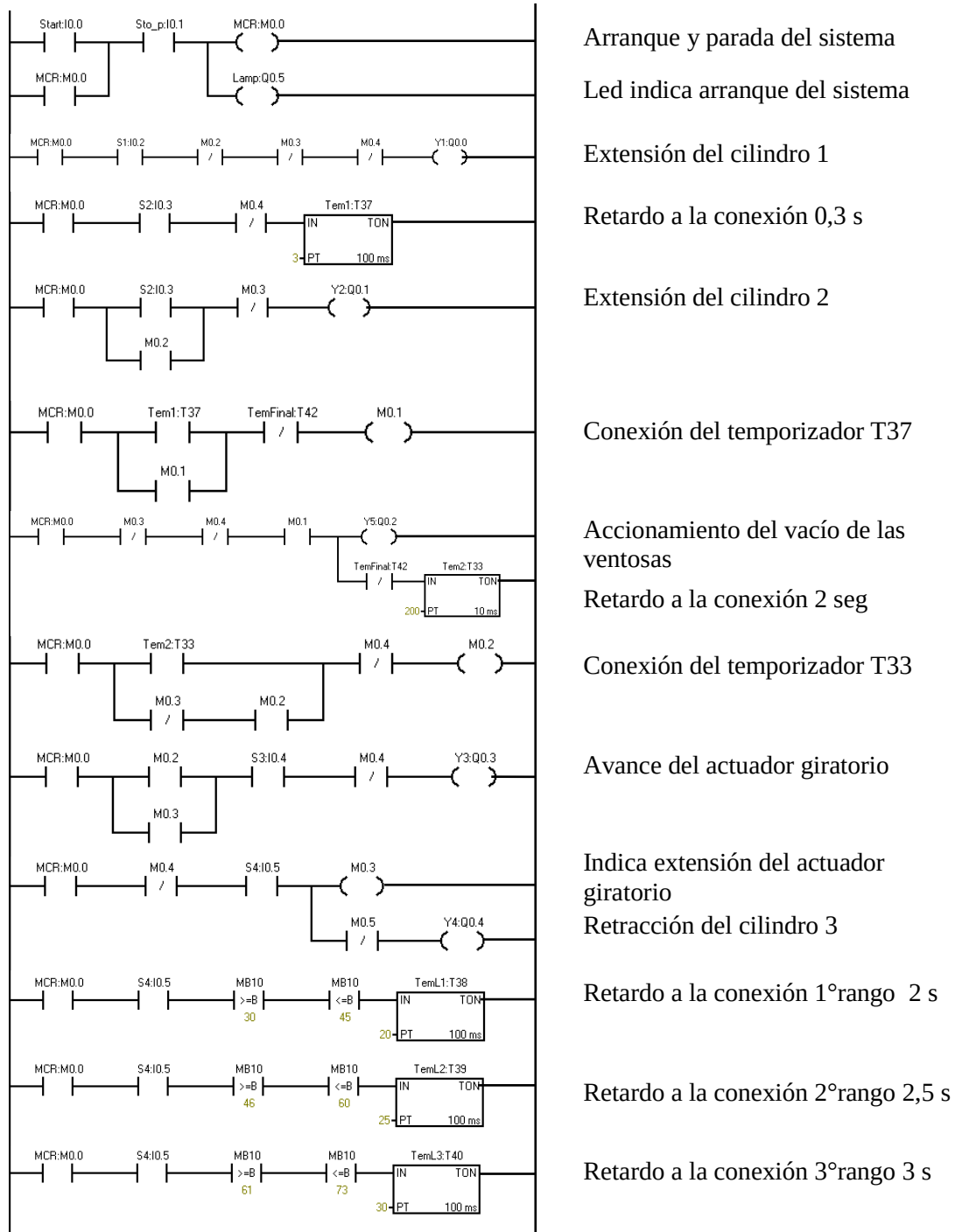


Figura 4.31. Diagrama de programación en escalera. (1/2)

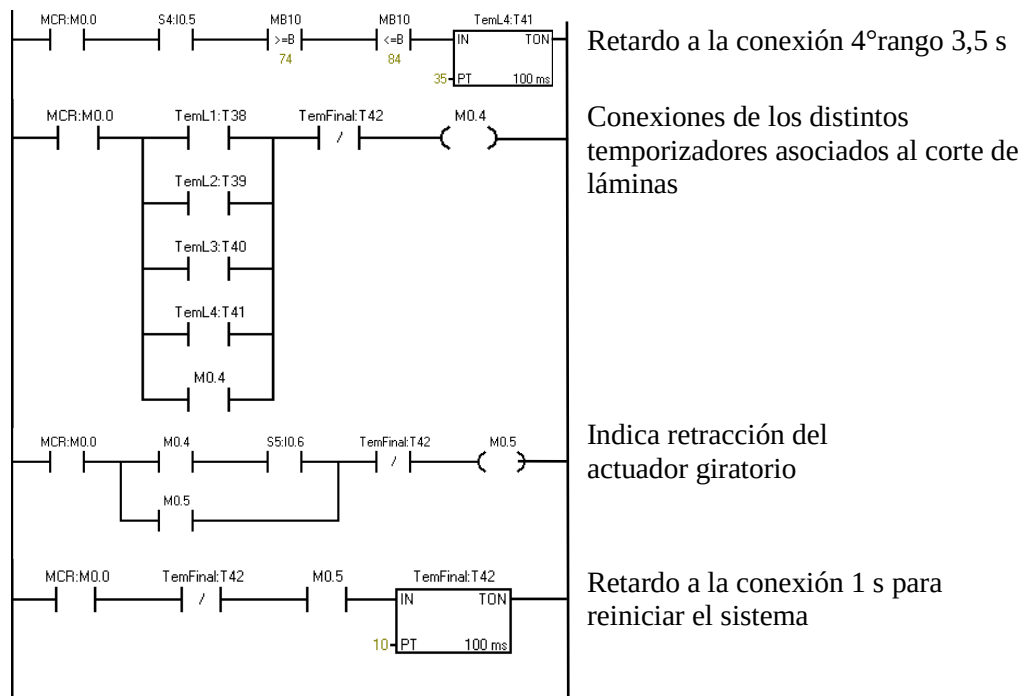


Figura 4.32. Diagrama de programación en escalera. (2/2)

En los diagramas anteriores no se contempla la conexión del servomotor y del HMI con el resto de los elementos, sin embargo a la hora de seleccionar estos elementos se tomó en consideración la compatibilidad entre sus conexiones y lenguaje de comunicación para que de esta manera no se presenten problemas en una fase de instalación de estos dispositivos.

La conexión entre el PLC y la HMI se hace a través de una señal digital usando un puerto serial RS 485, puerto que se encuentra en ambos dispositivos, el lenguaje de comunicación que permite la compatibilidad de ambos elementos es de tipo Profibus DP.

La conexión entre el PLC y el controlador del servomotor es a través de una señal digital usando un puerto serial RS 485 (segundo puerto que se anexará a través de un módulo al PLC), dicho puerto serial se encuentra en ambos dispositivos, el protocolo que permite la compatibilidad de ambos elementos es Profibus DP.

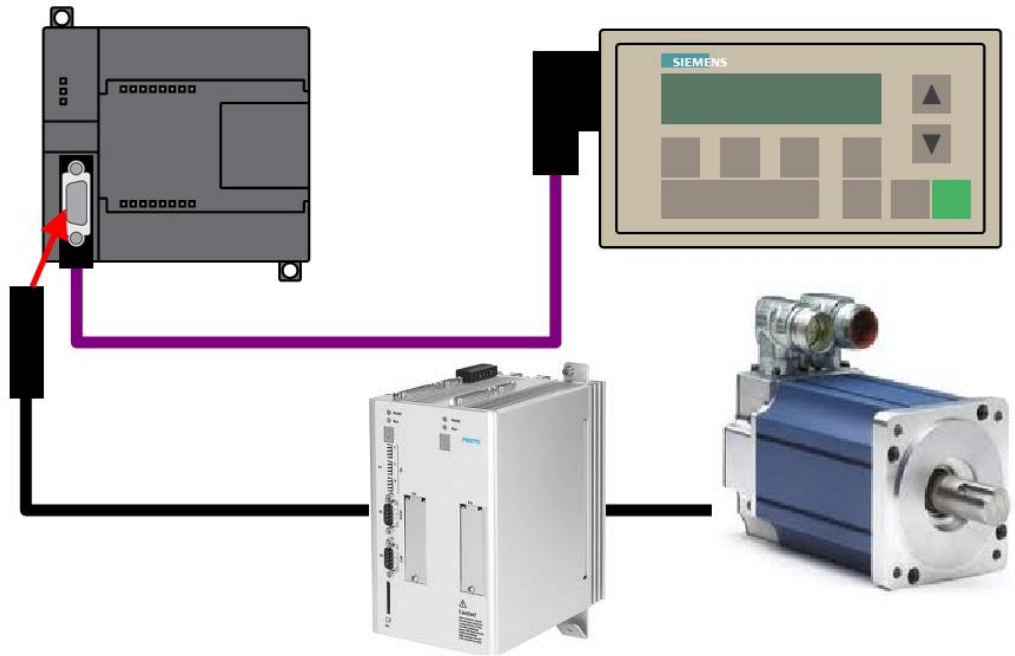


Figura 4.33. Diagrama de conexión entre HMI- PLC-Servomotor.

4.4.3 Sistema de procesamiento de desechos

El sistema de procesamiento de desechos como su nombre lo indica es el encargado de recibir el material de desecho proveniente del proceso de corte y procesarlo para reducir el volumen que estos desechos ocupan actualmente.

Una muestra del volumen que el desecho ocupa actualmente, se puede visualizar en la siguiente imagen de la figura 4.34.



Figura 4.34. Desecho proveniente del proceso de corte.

Dicho sistema de procesamiento de desechos será seleccionado en función al volumen de desechos que se generará en el proceso de corte, el cual será estimado en función a la cantidad de láminas de dimensiones: 840x840x3mm (condición crítica de operación), que puedan cortarse en una (1) hora.

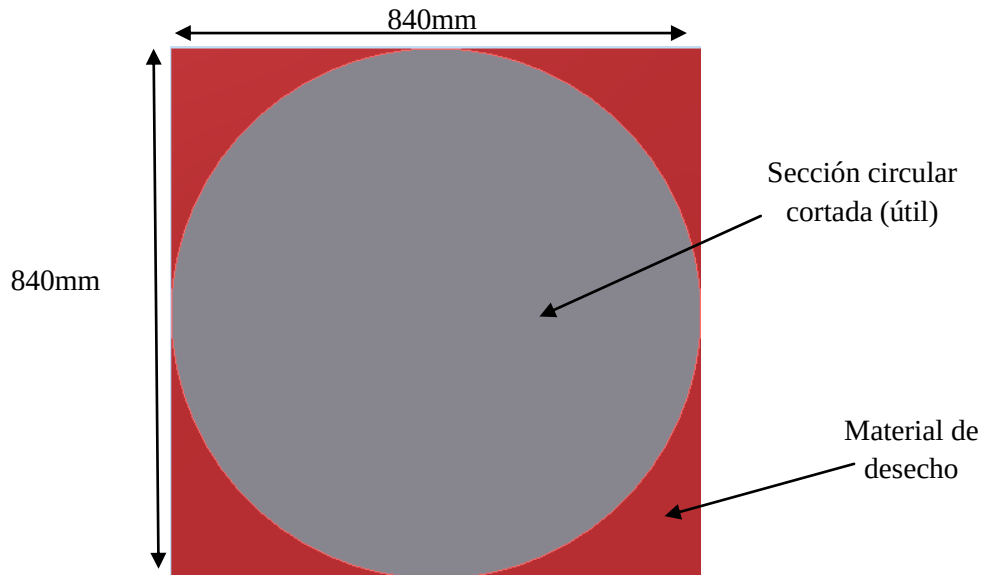


Figura 4.35. Desecho proveniente del proceso de corte (señalado en color rojo).

El área correspondiente al material de desecho puede calcularse como:

$$A_{desecho} = L \times L - \frac{\pi}{4} \times D^2 \quad \text{ecuación 4.5}$$

Donde:

L: longitud de arista del cuadrado de aluminio [mm]

D: diámetro del disco una vez cortado [mm]

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 4.5, la misma queda de la siguiente forma:

$$A_{desecho} = 840mm \times 840mm - \frac{\pi}{4} \times 840mm^2$$



CAPÍTULO 4



$$A_{desecho} = 151.423,055 \text{ mm}^2$$

Al multiplicar esa área por el espesor de la lámina se obtiene el volumen de desecho producto de cortar una (1) de estas láminas.

$$V_{desecho} = 454.269,16 \text{ mm}^3$$

La densidad del Aluminio H14 es de 2,71 gr/cc3 tal como lo refleja la Tabla 4.1, conociendo la densidad y el volumen se desecho puede determinarse la masa de desecho que genera cortar 1 disco un cuadrado, a continuación se presenta dicho cálculo.

$$\rho_{\text{Aluminio H14}} = \frac{\text{masa}}{\text{volumen}} \quad \text{ecuación 4.6}$$

Donde:

$$\rho_{\text{Aluminio H14}} = \text{Densidad del aluminio H14.} \left[\frac{\text{g}}{\text{mm}^3} \right]$$

$$\text{masa} = \text{masa del desecho.} [\text{g}]$$

$$\text{volumen} = \text{volumen de desecho} [\text{mm}^3]$$

Despejando las variables de masa de la ecuación anterior, la misma queda:

$$\text{masa} = \rho_{\text{Aluminio H14}} \times \text{volumen}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación anterior, queda:

$$\begin{aligned} \text{masa} &= 2,71 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} \times \frac{1 \text{ cm}^3}{1000 \text{ mm}^3} \times 454.269,16 \times \text{mm}^3 \\ \text{masa} &= 1.231,060 \text{ gr} = 1.231 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Si se estima que la máquina cortará en promedio 4 de estas láminas por minuto, al cabo de una hora ininterrumpida de operación la masa de desecho será de:

$$m_{desecho/hora} = m_{desecho} \frac{Kg}{unid} \times 4 \frac{unid}{min} \times 60 \frac{min}{h}$$

$$m_{desecho/hora} = 1,231 \frac{Kg}{unid} \times 4 \frac{unid}{min} \times 60 \frac{min}{h}$$

$$m_{desecho/hora} = 295 \frac{Kg}{h}$$

El fabricante de maquinas trituradoras: Harden Industries Ltd. ofrece una serie de modelos de trituradores de metal donde, en función a la capacidad de procesamiento se puede escoger un equipo en específico, el modelo TS308, es el ideal, ya que procesaría satisfactoriamente la cantidad de masa de desecho calculada anteriormente.

Tabla 4.7. Datos técnicos de la trituradora de ejes.

Modelo	<u>TS308</u>	TS515	TS530	TS550	TS680	TS6120	TS6150
• Potencia (KW)	<u>7,5</u>	11,0	22,0	37,0	2*30	2*45	2*75
• Largo de la apertura de alimentación (mm)	<u>324</u>	488	845	1050	900	1.200	1.500
• Ancho de la apertura de alimentación (mm)	<u>300</u>	500	500	500	650	650	650
• Distancia entre eje (mm)	<u>130</u>	200	200	200	300	300	300
• Espesor de los discos (mm)	<u>15/30</u>	15-30	30/50	30/50	30/50	30/50	30/50
• Diámetro de los discos (mm)	<u>170</u>	270	270	270	345	345	345
• Velocidad de rotación (RPM)	<u>26/24</u>	22/20	22/20	22/20	22/20	20/18	20/18
• Peso de la máquina (Kg)	<u>525</u>	1.500	2.300	3.000	3.500	5.800	6.500
• Capacidad (metal) kg/h	<u>220-380</u>	500-1.500	1.500-3.000	2.500-4.500	3.500-4.000	4.500-5.000	5.000-6.000

Fuente: Harden Industries Ltd.

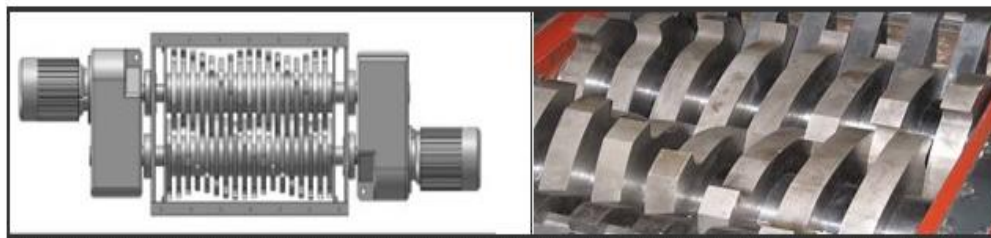


Figura 4.36. Trituradora de ejes. Fuente: Harden Industries Ltd.



Figura 4.37. Distintos materiales cortados con el triturador ofrecida por Harden Industries Ltd.

4.5 Estudio de Factibilidad Económica

El criterio empleado para este estudio está basado en el Valor Actual (VA), tomando en consideración los flujos monetarios del periodo 2006-2010 para así proyectarlos hacia el periodo 2012-2016, periodo durante el cual se estudiará la rentabilidad de implementar la solución planteada en este trabajo de grado.

Tabla 4.8. Ingresos del periodo 2006-2010.

Año	2006	2007	2008	2009	2010
Ingresos totales (BsF)	376.500	435.750	486.200	531.350	611.584

Fuente: Novoa y Rodríguez (2011)

Tabla 4.9. Ingresos proyectados del periodo 2012-2016.

Año	2012	2013	2014	2015	2016
Ingresos totales (BsF)	721.500	782.586	837.362	892.724	970.086

Fuente: Novoa y Rodríguez (2011)

Adicionalmente, se asignará un porcentaje del 8% (previo acuerdo con representantes de la Cooperativa AlumiFenix) de los ingresos al proceso de corte para poder tener información suficiente para aplicar el criterio de Valor Actual, ya que de considerar los ingresos totales, habría que considerar también los costos operativos de las distintas áreas de la empresa (corte en cizalla, repujado, perforado, pulido, entre otras áreas), tarea que no está contemplada en los alcances de este trabajo.

Tabla 4.10. Ingresos proyectados del área de corte para el periodo 2012-2016.

Año	2012	2013	2014	2015	2016
Ingresos área de corte	57.720	62.606	66.988	71.418	77.806

Fuente: Novoa y Rodríguez (2011)

Teniendo los ingresos correspondientes al área de corte, es necesario conocer los gastos operativos (anuales) de la misma, los cuales se explican a continuación:

- Mano de obra: operario que no necesita un grado de instrucción especial ni capacitación especializada.
- Costo de facturación eléctrica: producto de alimentar los dos (2) motores eléctricos y el resto de equipos que intervienen en el normal funcionamiento de la máquina.
- Repuestos y mantenimiento preventivo: entre los repuestos se pueden nombrar cambios de las correas, de las cadenas de rodillo, algún rodamiento, como parte

del mantenimiento esta la lubricación de los rodamientos, verificación de tensión de las correas, de las cadenas e inspecciones generales de la máquina.

Se determinó que para el año 2012, los gastos operativos correspondientes a la hipotética implementación del nuevo sistema de corte serían:

Tabla 4.11. Costos Operaciones del año 2012.

Gasto bajo concepto de:	Monto anual (BsF)
• Mano de obra	18.576
• Costo de facturación eléctrica	1.800
• Repuestos y mantenimiento	3500
Total	23.876

Fuente: Novoa y Rodríguez (2011)

Para poder estimar los costos operaciones de los siguientes 5 años, se debe considerar el impacto de la creciente inflación, que para efectos de cálculo se promediará en un 20% (se estimó en función a valores de inflación acumulada en años anteriores en la República Bolivariana de Venezuela), y la tasa mínima de rendimiento impuesta por la empresa AlumiFenix que por tratarse de una cooperativa con principios socialistas establece una tasa mínima de rendimiento de 5%, lo cual es una tasa baja comparada con otros patrones económicos.

Producto de consideraciones anteriores se tiene una tasa de interés combinada del 26%, el cálculo pertinente a la obtención de este valor de interés se muestra a continuación:

$$i_c = [i + f + i \times f] \times 100\% \quad \text{ecuacion 4.7}$$

Donde:

i_c : tasa de interes combinada (%)

i : tasa de interes mínimo de rendimiento

f : inflación

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 4.7, la misma queda de la siguiente forma:

$$i_c = [0,05 + 0,20 + 0,05 \times 0,2] \times 100\%$$
$$i_c = 26\%$$

Se considera que los costos operacionales no variarán en función a nuevas actividades sino que variarán solo por concepto del interés combinado, con esto los costos operacionales para el periodo del 2012-2016 quedan:

Tabla 4.12. Costos Operaciones para los demás años del periodo de estudio.

Año	2012	2013	2014	2015	2016
Costo Operacional (BsF)	23.876	30.083	37.905	47.760	60.178

Fuente: Novoa y Rodríguez (2011)

Para determinar la inversión inicial del proyecto debe considerarse el costo que tendrá cada una de las partes que compondrá el nuevo sistema, sin incluir el costo de aquellos elementos que se vayan a tomar directamente del dispositivo actual y hayan aprobado exitosamente el estudio de falla correspondiente (engranajes, discos de corte, entre otros). A continuación se muestra el valor total, correspondiente a la inversión inicial del proyecto

Inversión inicial: 78.500,00 BsF.

La ultima variable a considerar es el valor residual del equipo, este valor residual es bastante complejo de determinar ya que se debería considerar la sumatoria de depreciación de cada uno de los elementos del sistema, ya que cada elemento tiene un valor inicial, una vida útil y producto de esto, una depreciación que no necesariamente será la misma (BsF/año) si se comparan estos elementos entre sí. Con la finalidad de simplificar estos cálculos se considerará teóricamente el Valor Residual del sistema en un 5% de la inversión inicial.



Valor residual: 6.280,00 BsF

Se estiman los flujos monetarios del periodo 2012-2016 los cuales se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 4.13. Flujos monetarios de cada año del periodo de estudio.

Año	2012	2013	2014	2015	2016
Flujos Monetarios (BsF)	33.850	32.523	29.083	23.660	23.962

Fuente: Novoa y Rodríguez (2011)

El valor actual vendrá dado como:

$$VA = \sum_{t=0}^n Ft \times (1+i)^{-n} \quad \text{ecuación 4.8}$$

Desarrollando la ecuación anterior, queda:

$$VA = -78500 + F_1 \times \left(\frac{P}{S_{25\%,1}} \right) + F_2 \times \left(\frac{P}{S_{25\%,2}} \right) + F_3 \times \left(\frac{P}{S_{25\%,3}} \right) + \\ F_4 \times \left(\frac{P}{S_{25\%,4}} \right) + F_5 \times \left(\frac{P}{S_{25\%,5}} \right)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 4.8, la misma queda de la siguiente forma:

$$VA = -78500 + [(33.850) \times (0,8)] + [(32.523) \times (0,64)] + [(29.083) \times (0,512)] \\ + [23.660 \times (0,4096)] + [23.962 \times (0,32768)] \\ VA = 1.827,89$$

El proyecto de ser construido este año y previendo que las proyecciones consideradas para los años siguientes se mantengan sin una variación importante, se paga en 5 años.



CAPÍTULO 5

Conclusiones y Recomendaciones

5.1 Conclusiones

- Con la implementación de los dispositivos de centrado, tomados en cuenta en este diseño, se pudiese obtener una mayor precisión en el corte.
- El sistema le permitirá al operario ejercer un mayor control sobre lo que sucede durante el proceso de corte ya que contará con una interfaz de comunicación entre el operario y la máquina y esto además le brinda una fácil adaptabilidad ante cualquier cambio de diámetro.
- Con la implementación de este sistema de corte el operario solo se limitará a la alimentación de láminas a la máquina, a su activación y a verificar su correcto funcionamiento.
- Con la implementación del sistema de trituración de desechos, se reduce el tiempo empleado por los operarios en el manejo de material (desperdicio), limitándolo solo a vaciar el contenedor una vez este se llene y se elimina cualquier riesgo potencial de cortadura ya que el operario no tendrá la necesidad de estar en contacto directo con los desechos de aluminio cortados.



- El proyecto planteado se puede considerar económicamente factible, ya que con los actuales ingresos se observa que se puede pagar en el periodo de estudio estipulado.

- Aunque el proyecto es económicamente factible, lo deseado es establecer una mejora en la ergonomía para el operador que se desenvuelve en ese puesto de trabajo, llegar a prescindir de él totalmente, ya que se reducirá su esfuerzo a solo la alimentación de láminas a la máquina.

5.2 Recomendaciones:

- Desarrollar un programa de entrenamiento y capacitación para el personal que labora en el área de corte de láminas, con respecto a la utilización del sistema diseñado.

- Desarrollar un programa de mantenimiento, que permita extender la vida útil del sistema y obtener un funcionamiento eficiente del mismo.

- Como el paso previo al corte de discos, consiste en cizallar una larga lámina de aluminio en pequeñas láminas cuadradas, dicho paso se realiza manualmente, por lo que se recomienda realizar este paso de forma automatizada, para mejorar las condiciones de trabajo en esa área.



Referencias Bibliográficas

Libros consultados

Ming Li. (2004). *Apparatus and Method for cutting sheet material*. International Publication Date 23 September 2004 (23.09.2004)

Norton, R. L. 1999. “Diseño de Máquinas” Primera edición. México. Editorial Prentice Hall

Perini Fabio (2006). *Cutting machine to cut rolls or logs of web material and relative method*. International Publication Date 30 November 2006 (30.11.2006).

Säfssten, K, et al (2007). *The content and process of automation strategies*. Int. J. Production Economics 110 (2007) 25–38

Shigley, J. 1985. “Diseño de elementos de Máquinas” Novena edición. México Editorial McGraw-Hill

Sieredziski Marek (2010). *Rotating disc knife, a method of mounting a rotating disc knife and a method of dismounting a rotating disc knife*. Date of publication: 17-07-2010 Bulletin 2010/28.

Singer, F. 1980. “Resistencia de Materiales”. Tercera edición. México. Editorial Harla.



Sirkka-Liisa, Jämsä-Jounela (2007). *Future trends in process automation*. Annual Reviews in Control 31 (2007) 211–220

Stevenson Mickael (2005). *Machine for slitting plane packaging blanks*. International Publication Date 6 January 2005 (06.01.2005)

Trabajos de Grado consultados

Alcala, J. Hornebo, A. 2008. “Rediseño de las máquinas de impresión de gaveras en una industria cervecera” Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica. Valencia Estado Carabobo

Garcia, A. Hidalgo, A. 2008. “Diseño de un sistema automatizado de extracción, corte y compactación de desperdicio generado en un proceso de troquelado de aluminio” Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica. Valencia Estado Carabobo

Rojas, J. Mahla, I 2003 “Diseño de un sistema robótico cartesiano para aplicaciones industriales” Facultad de Ingeniería, U.T.A. Chile.

Páginas web consultadas

FESTO C.A de Venezuela (2011). Disponible en Internet a través de:
<http://www.festo.com.ve>

Harden Machinery Ltd. (2011). Disponible en internet a través de:
www.hardenmachinery.com/



Products: Baldor Electric Company, a leader in energy efficient(2011). Disponible en internet a través de: www.baldor.com/products/

Schaeffler Technologies (FAG) (2011). Disponible en Internet a través de: <http://www.fag.com/>

SKF Group (2011). Disponible en Internet a través de: <http://www.skf.com/>



APÉNDICES

Apéndice A

Determinación del Área de Corte

Determinación del área: se parte de discos con un diámetro= 10 cm y un espesor= 1 cm ya que son las dimensiones que tienen los discos que operan actualmente, por lo tanto: se considera un radio de disco de $r = 50 \text{ mm}$ y se sabe que existe un solapamiento entre bordes de disco de aproximadamente 1,5 mm, a continuación se presentan una serie de cálculos trigonométricos y figuras cuya finalidad es la de facilitar el procedimiento seguido para determinar el área en cuestión, cabe destacar que en las figuras las dimensiones señaladas no están a escala 1:1, sino en escalas de ampliación, ya que de otra manera no podrían ser apreciadas en muchas de estas figuras.

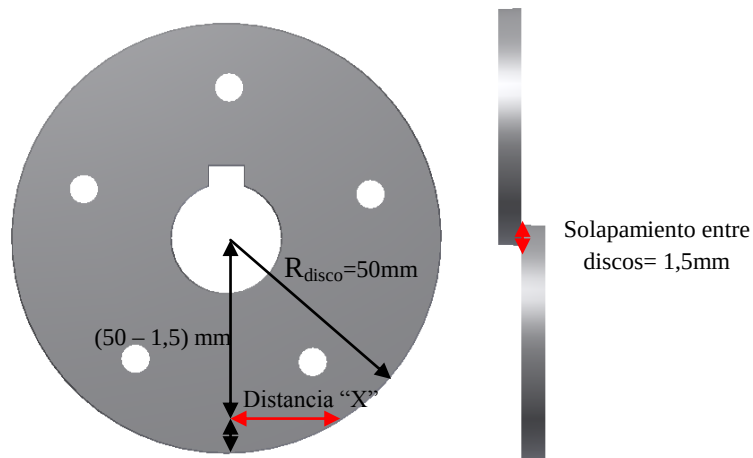


Figura A-1. Disco de corte.

$$X = \sqrt{R_{\text{disco}}^2 - (R_{\text{disco}} - \text{Solapamiento})^2} \quad \text{ecuación (A - 1.1)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación A-1.1, la misma queda de la siguiente forma:

$$X = \sqrt{50^2 - \left(50 - \frac{3}{2}\right)^2}$$

$$X = 12,155mm$$

Conociendo el valor de X se calcula un valor “Y” que se muestra en la siguiente figura:

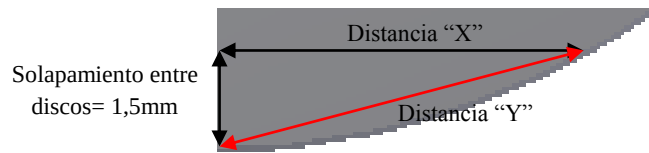


Figura A-2. Calculo de variable Y.

$$Y = \sqrt{X^2 + \text{Solapamiento}^2} \quad \text{ecuación (A - 1.2)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación A-1.2, la misma queda de la siguiente forma:

$$Y = \sqrt{12,155^2 + 1,5^2}$$

$$Y = 12,247mm$$

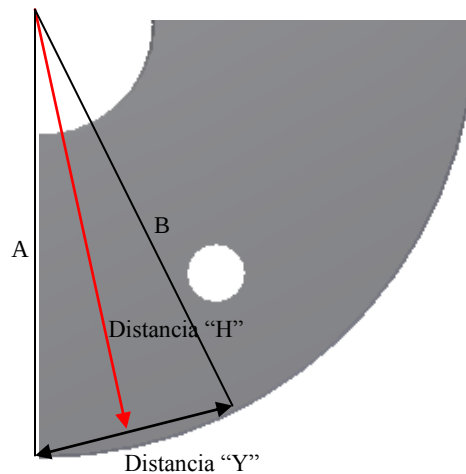


Figura A-3. Calculo de variable H.



$$H = \sqrt{R_{disco}^2 - \left(\frac{Y}{2}\right)^2} \quad \text{ecuación A - 1.3}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación A-1.3, la misma queda de la siguiente forma:

$$H = \sqrt{50^2 - \left(\frac{12,247}{2}\right)^2}$$

$$H = 49,623mm$$

Y el ángulo entre las líneas de referencia “A” y “B” viene dado por:

$$\alpha = 2 \times \arcsen\left(\frac{\frac{Y}{2}}{50}\right) \quad \text{ecuación (A - 1.4)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación A-1.4, la misma queda de la siguiente forma:

$$\alpha = 2 \times \arcsen\left(\frac{\frac{12,247}{2}}{50}\right)$$

$$\alpha = 14,07^\circ$$

Teniendo esos parámetros definidos el área de corte se puede determinar como la resta de un sector triangular que se aloja dentro de un sector circular, dicha condición se representa en la siguiente figura:

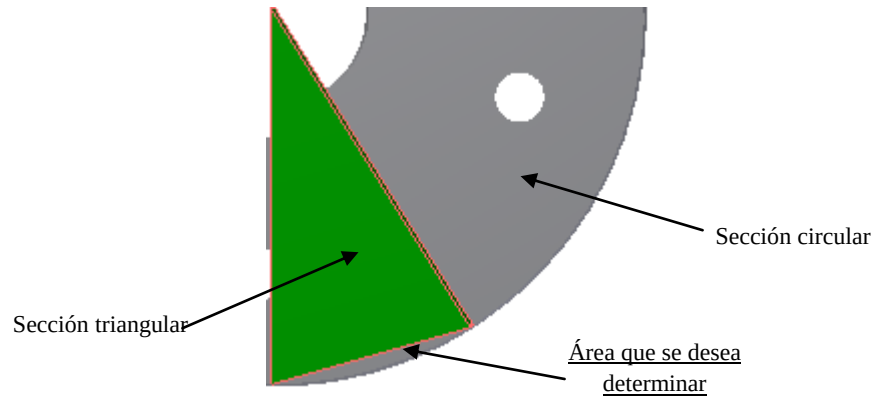


Figura A-4. Cálculo final del área.

Y su cálculo viene expresado por la siguiente expresión matemática:

$$A_{corte} = \left[\left[\frac{\alpha}{2} \times R_{disco}^2 \right] - \left[2 \times \frac{1}{2} \times H \times \frac{Y}{2} \right] \right] \text{ ecuación (A - 1.5)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación A-1.5, la misma queda de la siguiente forma:

$$A_{corte} = \left[\left[\frac{0,078 \times \pi}{2} \times 50^2 \right] - \left[2 \times \frac{1}{2} \times 49,623 \times \frac{12,247}{2} \right] \right]$$

$$A_{corte} = 306,74 \text{ mm}^2 - 303,86 \text{ mm}^2$$

$$A_{corte} = 2,87 \text{ mm}^2$$

Apéndice B

Sistema Mecánico

Apéndice B-1. Discos de Corte

Los discos de corte poseen una geometría que analizándola por métodos convencionales sería complicado, además que es probable que se arrojen errores al tratar de aproximar la geometría del disco a alguna conocida con la intención de simplificar los cálculos, por esta razón se analizará empleando alguna herramienta computacional especializada en el análisis a través de elementos finitos, en este caso Visual Nastran 4D™ 2002.



Figura B-1.1. Software empleado para el análisis de los discos de corte.

El estado de cargas que tiene estos discos de corte viene dado por una carga distribuida en una sección de la arista circular del disco, sin embargo, como no se conoce el patrón de distribución de carga en esta sección de arista se aproximará hacia una condición más adversa, toda la carga concentrada en un punto, si bajo esa condición el análisis infiere que el disco no fallará, entonces tampoco lo hará con la distribución de cargas en una sección de la arista.

Se conoce el material de los discos de corte y el tipo de restricción de movimiento que tiene, al hacer el mallado y determinar el patrón de convergencia del estudio (aproximadamente 6.500 elementos y 10.800 nodos), se tiene que las cargas por Von-Misses son:

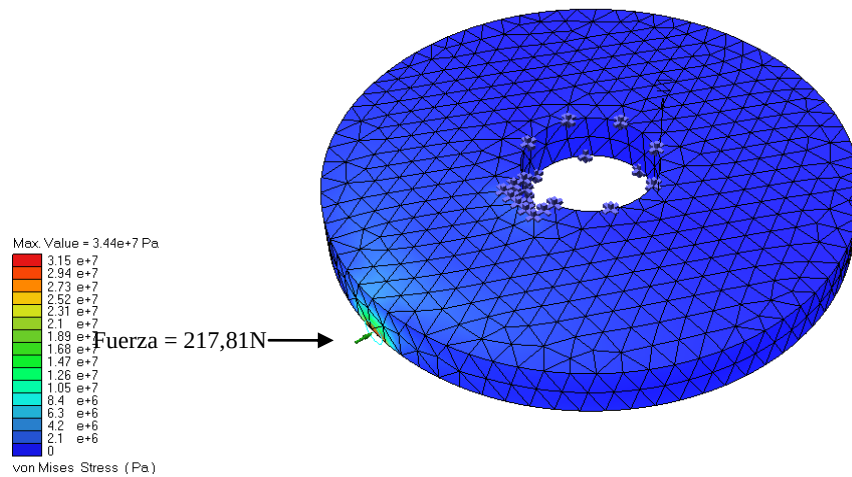


Figura B-1.2. Resultado del estudio a través del Método de Elemento Finitos ($\sigma_{max} = 31,5 \text{ MPa}$).

Los desplazamientos por su parte, como era de esperarse estuvieron por el orden de los micrones, en la siguiente figura puede constatarse el valor máximo que este obtuvo

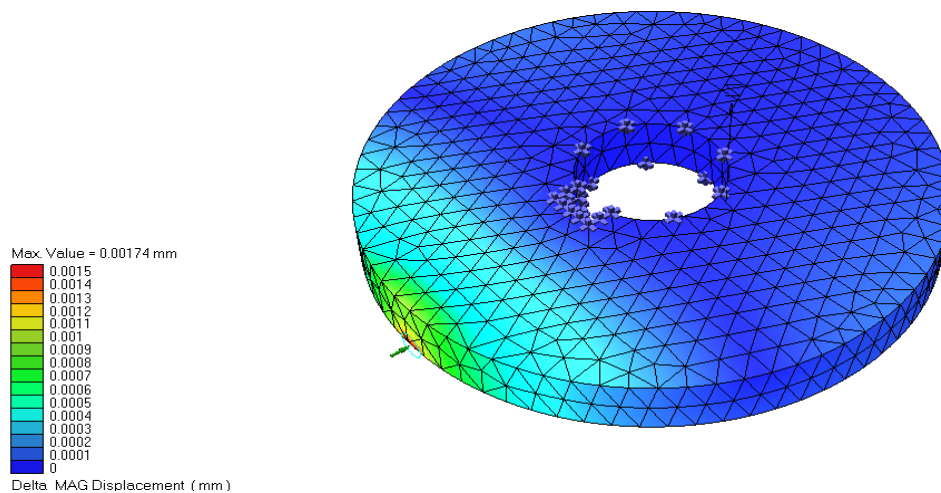


Figura B-1.3. Resultado del estudio a través del Método de Elemento Finitos ($\delta_{max} = 0,00174 \text{ mm}$).



Si se compara el esfuerzo máximo alcanzado con el esfuerzo de fluencia del material, se observa que este es bastante más elevado, por lo que se puede determinar que el elemento en cuestión no fallará, a continuación se determina el factor de seguridad de estos discos de corte.

$$N = \frac{S_y}{\sigma_d} \quad \text{ecuación (B - 1.1)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-1.1, la misma queda de la siguiente forma:

$$N = \frac{531 \text{ MPa}}{31,5 \text{ MPa}}$$

$$N = 16,85$$

Sin embargo, a pesar de que el factor de seguridad indica que el elemento no fallará, hay que tener en cuenta que el aluminio (material a cortar) es un elemento altamente abrasivo por lo que periódicamente deberá reafilarse la herramienta



Apéndice B-2. Engranajes

Se parte de los engranajes que utiliza actualmente la máquina de corte, cuyas características son:

- Numero de dientes: $Z = 30$
- Ancho de cara: $F = 0.8 \text{ pulg}$
- Paso diametral: $P_d = 8 \text{ pulg}^{-1}$
- Angulo de presión: $\varphi = 20^\circ$

Se sabe además que:

$$P_d = \frac{Z}{D_p} \quad \text{ecuación (B - 2.01)}$$

Donde:

D_p : diámetro de paso

$$D_p = 3,75 \text{ in}$$

Diseño a Flexión

$$T_p = \frac{P}{\omega} \quad \text{ecuación (B - 2.02)}$$

Donde:

T_p = par torsor del piñón. [lb – in]

P = potencia a transmitir. [HP]

ω = velocidad angular. [RPM]

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-2.02, la misma queda de la siguiente forma:

$$T_p = \frac{0,72 \times 6.600 \frac{\text{in} - \text{lb}}{\text{seg}} \frac{\text{HP}}{\text{HP}}}{382 \text{ RPM} \times \frac{2\pi \frac{\text{rad}}{\text{seg}}}{60 \text{ seg RPM}}}$$

$$T_p = 118,79 \text{ lb} - \text{in}$$



$$W_t = \frac{T_p}{\frac{D_p}{2}} \quad \text{ecuación (B - 2.03)}$$

Donde:

W_t = fuerza tangencial en los dientes del engranaje

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-2.03, la misma queda de la siguiente forma:

$$W_t = \frac{118,79 \text{ lb} - \text{in}}{\frac{3,75 \text{ in}}{2}}$$
$$W_t = 63,35 \text{ lb}$$

$$W_r = W_t \times \operatorname{tg} \varphi \quad \text{ecuación (B - 2.04)}$$

Donde:

W_r = Fuerza radial en los dientes del engranaje

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-2.04, la misma queda de la siguiente forma:

$$W_r = 63,35 \times \operatorname{tg} 20^\circ$$
$$W_r = 23,05 \text{ lb}$$

Por medio de la siguiente ecuación se determinara el esfuerzo a flexión al cual estará sometido el engranaje:

$$\sigma_b = \frac{W_t \times P_d \times K_a \times K_m}{F \times J \times K_v} \times K_s \times K_b \times K_i \quad \text{ecuación (B - 2.05)}$$

σ_b : esfuerzo a flexión



K_a : factor de aplicación de la carga = 1,00. Ya que la carga es constante.

K_m : factor de distribución de la carga = 1,60. Depende del ancho de cara del diente y el autor Robert L. Norton, sugiere ese valor para el ancho de cara de nuestro engranaje.

J : factor geométrico de resistencia a flexión = 0,36. Depende del punto de aplicación de la carga sobre el diente, según la norma AGMA 908-B89 para la nuestra configuración corresponde el valor determinado.

K_v : factor dinámico = 0,80. Este factor toma en consideración las cargas por vibración generadas internamente por impactos de dientes contra dientes.

K_s : factor de tamaño = 1,00. Según el capítulo 6 de la norma AGMA se recomienda un valor unitario a menos que el diseñador desee elevar su valor para considerar situaciones particulares.

K_b : factor de espesor de aro = 1,00. Por ser un engranaje hecho a partir de un disco sólido corresponde el valor antes citado.

K_i : factor de engrane intermedio o loco = 1,00. Al no ser un engranaje “loco” o intermedio se toma un valor unitario.

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-2.05, la misma queda de la siguiente forma:

$$\sigma_b = \frac{63,35 \times 8 \text{ pulg}^{-1} \times 1 \times 1,6}{0,8 \text{ pulg} \times 0,36 \times 0,80} \times 1 \times 1 \times 1$$

$$\sigma_b = 3.519,44 \text{ psi}$$

Se conoce que los engranajes de la empresa a Alumifenix son de un acero AISI-1010, por lo tanto, las propiedades mecánicas de este material se indican a continuación en la tabla B-2.1.

Tabla B-2.1. Resistencia a la Flexión para un Acero AISI A1-A5.

Material	Clase AGMA	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la flexión psi x10 ³	MPa
Acero	A1-A5	Endurecido en la masa	240 HB	31-41	210-280

Fuente: Robert L. Norton

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T \times K_R} \times S_{fb}' \quad \text{ecuación (B - 2.06)}$$

S_{fb} : resistencia a la fatiga a flexión corregida

S_{fb}' : resistencia a la fatiga a flexión

K_L : factor de vida = 1,00. Se diseñó con un ciclo de vida estimado de 10⁶ ciclos

K_T : factor de temperatura = 1,00. El entorno o las condiciones de operación no rebasan los 250°F

K_R : factor de confiabilidad = 0,85. Para un porcentaje de confiabilidad de 90%, dada la aplicación no se requiere factores de confiabilidad tan alto.

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-2.6, la misma queda de la siguiente forma:

$$S_{fb} = \frac{1}{1 \times 0,85} \times 31.000 \text{ psi}$$

$$S_{fb} = 36.470,58 \text{ psi}$$

Por último se verifica el factor de seguridad por flexión, en este caso, según la Norma BDS 17108-89, desarrollada en Bulgaria, se recomienda un valor mínimo del coeficiente de seguridad para esfuerzo de flexión de: $S_{min} = 1,7$; por lo tanto:

$$\sigma_b \times N \leq S_{fb} \quad \text{ecuación (B - 2.07)}$$

Despejando el valor del factor de seguridad de la ecuación anterior, queda:

$$\sigma_b \times N = S_{fb}$$



$$N = \frac{S_{fb}}{\sigma_b}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-2.07, la misma queda de la siguiente forma:

$$N = \frac{36.470,58 \text{ psi}}{3.519,44 \text{ psi}}$$

$$N = 10,36$$

El factor de seguridad indica que el elemento está sobrediseñado, ya que supera con creces las condiciones de operación requeridas por el sistema y por lo tanto el elemento no fallará a flexión.

Se procede ahora a verificar el funcionamiento del engrane bajo el criterio de desgaste o picadura.

Diseño a Desgaste

$$\sigma_c = C_p \sqrt[2]{\frac{W_t \times C_a \times C_m \times C_s \times C_f}{F \times I \times d \times C_v}} \quad \text{ecuación (B - 2.08)}$$

C_p : Coeficiente elástico = 2300. Considerando interface acero – acero entre los dientes de los engranes.

C_f : Factor de terminado superficial = 1. Se recomienda un valor unitario, para aquellos engranajes que se fabriquen mediante métodos convencionales.

I: factor de geometría superficial = 0,082. Toma en consideración los radios de curvatura de los dientes del engrane y el ángulo de presión, para nuestra configuración el factor fue el indicado.

Los factores C_a , C_m , C_s y C_v son iguales, respectivamente, a K_a , K_m , K_s y K_v , según fueron definidos para la ecuación de esfuerzos a flexión.

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-2.08, la misma queda de la siguiente forma:

$$\sigma_c = 2300 \sqrt{\frac{63,35 \text{ lb} \times 1 \times 1,6 \times 1 \times 1}{0,8 \times 0,082 \times 3,75 \times 0,80}}$$

$$\sigma_c = 52.197,36 \text{ psi}$$

Tabla B-2.2. Resistencia a la Fatiga Superficial para un Acero AISI A1-A5.

Material	Clase AGMA	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la flexión psi x10 ³	MPa
Acero	A1-A5	Endurecido en la masa	240 HB	105-115	720-790

Fuente: Robert Norton

$$S_{fc} = \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R} \times S_{fc}' \quad \text{ecuación (B - 2.09)}$$

S_{fc} : Resistencia a la fatiga superficial corregida

S_{fc}' : Resistencia a la fatiga superficial

C_L : Factor de vida = 1,00. Tiene la misma finalidad que K_L pero hace referencia a un diagrama S-N distinto.

C_H : Factor de razón de dureza = 1,00. Este factor es relativo a la resistencia contra la picadura.

Los factores C_T y C_R son idénticos, respectivamente a K_T y K_R .

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-2.09, la misma queda de la siguiente forma:



$$S_{fc} = \frac{1,00 \times 1,00}{1,00 \times 0,85} \times 105.000 \text{ psi}$$

$$S_{fc} = 123.529,41 \text{ psi}$$

Por último se verifica el factor de seguridad por picadura, en este caso según la Norma BDS 17108-89, desarrollada en Bulgaria, se recomienda un valor mínimo del coeficiente de seguridad por picadura de: $S_{Hmin} = 1,3$; por lo tanto:

$$\sigma_c \times N \leq S_{fc} \quad \text{ecuacion (B - 2.10)}$$

$$\sigma_c \times N = S_{fc}$$

Despejando el valor del factor de seguridad de la ecuación anterior, queda:

$$N = \frac{S_{fc}}{\sigma_c} \quad \text{ecuacion (B - 2.11)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-2.11, la misma queda de la siguiente forma:

$$N = \frac{123.529,41 \text{ psi}}{52.197,36 \text{ psi}}$$

$$N = 2,36$$

El factor de seguridad indica que el elemento está sobrediseñado, ya que supera las condiciones de operación requeridas por el sistema y por lo tanto el elemento no fallará a desgaste o picadura.



Apéndice B-3. Poleas y correas

Cálculo de la correa:

Potencia del motor:

Max = 1,00 HP

Min = 0,72 HP

RPM del motor: 1.750

RPM del eje: 380

Rt = 4,60

Se busca la potencia proyectada, para ello se necesita el factor de servicio, el cual se obtiene de la Tabla B-3.1 de la guía de selección de correas, para luego multiplicarlo por la potencia que transmitirá el motor.

Tabla B-3.1. Factor de Servicio de la correa.

<u>Máquina a Impulsar</u>	Máquina Motriz					
	Motor eléctrico sincrónico,. Motor de combustión interna multicilindro. Turbinas			Motor eléctrico de alto par. Motor de combustión interna monocilindro		
	8h/ día	16h/ día	24h/ día	8h/ día	16h/ día	24h/ día
• Carga ligera Agitadores líquidos. Bombas centrifugas. Transportadores de banda. Ventiladores. Máquinas herramientas de corte continuo.	<u>1,0</u>	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
• Carga normal Bombas y compresores de 3 o más cilindros. Transportadores de cadena. Fresadoras.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
• Carga pesada Bombas y compresores de 1 o 2 cilindros. Elevadores de cangilones. Cepilladoras y mortajadoras	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
• Carga muy pesada Mecanismos de elevación de grúas. Prensas. cizallas	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Fuente: Guía de selección de correas

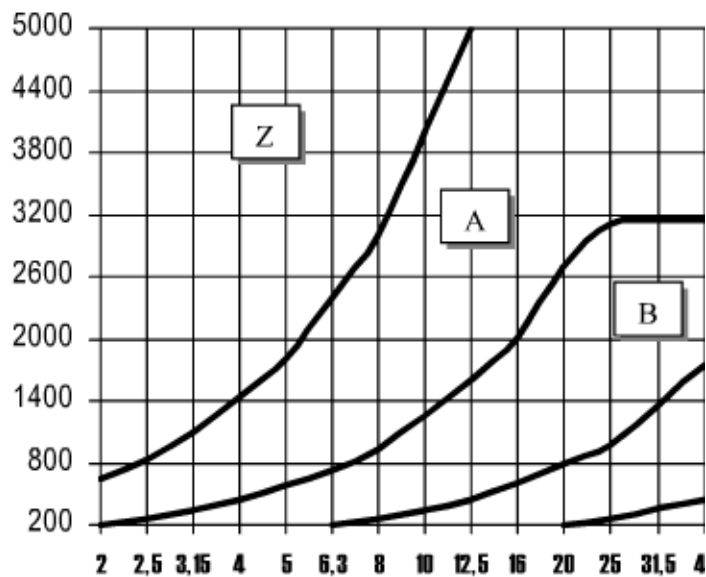
$$F.S. = 1,0$$

$$HP_{Proy} = HP_{Trans} \times FS \quad \text{ecuación (B - 3.01)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-3.01, la misma queda de la siguiente forma:

$$HP_{Proy} = 0,72 \text{ H.P.} \times 1,0 = 0,72 \cong 1 \text{ H.P.}$$

Con el $HP_{proy} = 1 \text{ H.P.}$ y $RPM = 1.750$, se ubica que tipo de correa es la adecuada, empleando la Gráfica N° B-3.1 de la guía de selección de correas, con los datos anteriormente mencionados, se obtiene:



Gráfica B-3.1. Selección de Correas.

Tipo de correa seleccionada: Tipo A

Luego para este tipo de correa el rango de diámetros primitivos recomendados para poleas chicas, según la Tabla B-3.2. De la guía de selección de correas, es el siguiente:

**Tabla B-3.2.** Diámetros recomendados para poleas chicas.

Sección	Mínimo diámetro primitivo recomendado (mm)	Máximo diámetro primitivo recomendado (mm)
A	75	112

Fuente: Guía de selección de correas

Se tomó el diámetro mínimo para garantizar (una vez se compruebe la relación de tensiones) que para valores de diámetro mayores no habrá problema.

Diámetro = 75 mm $\approx$ 3"

Para encontrar la velocidad lineal de la correa, se procede según la fórmula siguiente:

$$\text{Velocidad de la correa } \left(\frac{\text{m}}{\text{seg}} \right) = \pi \times \frac{A}{60} \times \frac{B}{1.000} \quad \text{ecuación (B - 3.02)}$$

Donde:

A: RPM de la polea pequeña

B: Diámetro primitivo de la polea pequeña [mm]

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-3.02, la misma queda de la siguiente forma:

$$Vt = \pi \times \frac{RPM}{60} \times \frac{D}{1.000} = \pi \times \frac{1750}{60} \times \frac{76,2}{1.000} = 6,982 \approx 7 \text{ m/seg}$$

Como la relación de transmisión entre el motor y el eje es de 4,60, se necesita establecer un tren de poleas, por lo tanto la relación de transmisión queda de la siguiente forma:



APÉNDICE B



$$RT_t = RT_1 \times RT_2 = 4,60$$

$$RT_1 = RT_2$$

$$RT_1 = \sqrt{4,6} = 2,14$$

$$RT_1 = \frac{D_2}{D_1} = 2,14$$

$$D_2 = 2,14 \times D_1$$

$$D_2 = 2,14 \times 76,2 \text{ mm}$$

$$D_2 = 163,07 \text{ mm}$$

Con el diámetro de la polea impulsada, luego se busca la distancia entre centros, entre los diferentes métodos para hacerlo, los más sugeridos son:

$$C = D_2 \quad \text{ecuación (B - 3.03)}$$

Ó

$$C = \frac{D_2 + (3 \times D_1)}{2} \quad \text{ecuación (B - 3.04)}$$

A partir de estas formulas, se selecciona la que arroje el valor más grande, sustituyendo los valores correspondientes en cada una, por lo cual resulta:

$$C = \frac{163,07 + (3 \times 76,2)}{2} = 195,84 \text{ mm}$$

Luego con esta distancia entre centros, se calcula la longitud aproximada de la correa, para usos prácticos, a partir de la siguiente fórmula:

$$L = 2 \times C + [1,57 \times (D_1 + D_2)] + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \times C} \quad \text{ecuación (B - 3.05)}$$



Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-3.05, la misma queda de la siguiente forma:

$$L = 2 \times 195,84 + [1,57 \times (76,2 + 163,07)] + \frac{(163,07 - 76,2)^2}{4 \times 195,84}$$
$$L = 777 \text{ mm}$$

Luego esta longitud resultante se ubica en la Tabla B-3.3 de longitudes primitivas estándar de correas, en la guía de selección de correas, lo cual muestra que la longitud que se ha obtenido por medio de cálculos $L = 777 \text{ mm}$, se encuentra entre los dos (2) valores señalados en la siguiente tabla:

Tabla B-3.3. Longitud primitiva estándar de correas sección A.

Longitud de Correa (mm)	Modelo
695	A-26
825	A-31

Fuente: Guía de selección de correas

Por lo tanto la longitud de la correa que se requiere se lleva o aproxima a la de mayor longitud, la de la correa A – 31, de 825 mm de longitud.

Esta nueva longitud se utiliza en la ecuación anterior para buscar la verdadera distancia entre centros (C) para dicha longitud.

$$825\text{mm} = 2 \times C + [1,57 \times (76,2 + 163,07)] + \frac{(163,07 - 76,2)^2}{4 \times C}$$
$$825 - [1,57 \times (76,2 + 163,07)] = 2 \times C + \frac{(163,07 - 76,2)^2}{4 \times C}$$
$$449,35 = \frac{8C^2 + 7.546,40}{4 \times C}$$
$$449,35 \times (4 \times C) = 8C^2 + 7.546,40$$



$$1.797,40 \times C = 8C^2 + 7.546,40$$

$$8C^2 - 1.797,40 \times C + 7.546,40 = 0$$

$$C = 220,40 \text{ mm}$$

Para conseguir el número de correas necesarias en la aplicación, se hace a través de la siguiente ecuación:

$$\# \text{ correas} = \frac{HP_{\text{Proy}}}{HP_{\text{Corr}}} \quad \text{ecuación (B - 3.06)}$$

Para hallar los H.P. corregidos que se requieren en la ecuación B-3.06, se emplea la siguiente ecuación:

$$HP_{\text{Corr}} = HP_{\text{Tabulado}} \times (Fc_1) \times (Fc_2) \quad \text{ecuación (B - 3.07)}$$

Donde:

F_{C1} = factor de corrección por arco de contacto

F_{C2} = factor de corrección de longitud

Para encontrar el factor de corrección por arco de contacto, se procede de la siguiente forma:

Se determina primero la diferencia entre el diámetro primitivo de la polea grande y de la polea pequeña y luego esta diferencia se divide entre la distancia entre centros:

$$\frac{D - d}{C} \quad \text{ecuación (B - 3.08)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-3.08, la misma queda de la siguiente forma:



$$\frac{D - d}{C} = \frac{163,07\text{mm} - 76,2\text{mm}}{220,40\text{mm}}$$

$$\frac{D - d}{C} = 0,394$$

Con este valor se obtiene de la Tabla B-3.4 de la guía de selección de correas, el factor “G”, para la transmisión de correa, ya sea para correa con perfil V-V o V- Plana, nuestro caso, se halla en este factor para correas con perfil V-V.

Tabla B-3.4. Factor de corrección por arco de contacto.

$\frac{D - d}{C}$	Factor “G” correa V-V
0,30	0,96
0,394	X=0,9412
0,40	0,94

Fuente: Guía de selección de correas

Se observa que el valor 0,394 se encuentra entre 0,30 y 0,40, es por ello que se interpola entre esos valores para así hallar el factor “G”, el cual da como resultado: 0,9412.

Por lo tanto:

$$F_{C1} = 0,9412$$

Para encontrar el factor de corrección de longitud de la correa, se procede de la siguiente manera:

Conociendo el modelo de la correa tipo A, se ubica está en la Tabla N° B-3.5 de la guía de selección de correas, y se obtiene este factor.

Tabla B-3.5. Factor de corrección de longitud para correas tipo A

Número de Correa	Factor de corrección de longitud
A-26	0,81
A-31	0,84
A-35	0,87

Fuente: Guía de selección de correas

Para el modelo de la correa A-31, el factor corresponde a 0,84. Por lo tanto:

$$F_{C2} = 0,84$$

Para determinar las H.P. tabuladas, se ubica en la Tabla N° B-3.6 de la guía de selección de correas, el valor de la relación de transmisión, para multiplicar por el diámetro primitivo de la polea chica, el resultado obtenido, es el diámetro equivalente.

Tabla B-3.6. Factor de corrección de diámetro primitivo de polea chica.

Si la relación de velocidad de su transmisión está entre:	Multiplique el diámetro primitivo de la polea chica por:
1,563 y 1,814	1,12
1,815 y 2,948	1,13
2,949 en adelante	1,14

Fuente: Guía de selección de correas

Como la relación de transmisión que se posee es de 2,14, el factor por el que corresponde multiplicar el diámetro primitivo de la polea chica, según indica tabla B-3.6 es de 1,13.

Para hallar el diámetro equivalente, se emplea la siguiente ecuación:

$$D_{equivalente} = D_{Polea\ chica} \times factor \quad \text{ecuación (B - 3.09)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-3.09, se obtiene



como diámetro equivalente:

$$D_{equivalente} = 76,2 \times 1,13$$

$$D_{equivalente} = 86,106 \text{ mm}$$

Luego, con la velocidad lineal de la correa (que se obtuvo anteriormente), y el valor de diámetro equivalente, se busca en la tabla Tabla B-3.7 correspondiente a la sección de correa elegida, los caballos de fuerza tabulados

Para una velocidad lineal de la correa de 7 m/s, se presenta lo siguiente:

Tabla B-3.7. Potencia transmisible para correas de sección A.

Velocidad lineal	Diámetro equivalente		
7	85 mm	86,106 mm	90 mm
	1,36	X=1,388	1,49

Fuente: Guía de selección de correas

$$HP_{Tabulado} = 1,388$$

A continuación se sustituyen estos valores en la ecuación B-3.07, lo cual da como resultado:

$$HP_{Corr} = 1,388 \times 0,9412 \times 0,84$$

$$HP_{Corr} = 1,09$$

Una vez obtenido este valor, el mismo se sustituye en la ecuación B-3.06:

$$\# \text{ correas} = \frac{HP_{Proy}}{HP_{Corr}}$$

Lo cual da como resultado:



$$\# \text{ correas} = \frac{0,72}{1,09}$$

$$\# \text{ correas} = 0,66 \cong 1$$

Al interpretar el resultado anterior se concluye que solo se necesita 1 correa para transmitir los 0,72 H.P. del motor al eje, cabe recordar que al inicio de los cálculos se aproximó la potencia de 0,72 H.P. a 1 H.P. y si para 1 H.P. basta con tener sólo una correa, para 0,72 H.P. también bastará.

Ahora se procede a calcular las fuerzas implicadas en la interacción de nuestras poleas.

$$(T_1 - T_2) \times \left(\frac{D}{2}\right) = \frac{63.000 \times (H.P.)}{N(RPM)} [lb - in] \text{ ecuación (B - 3.10)}$$

Muchos trabajos prácticos en transmisiones por correas y transportadores de banda se han basado en la dependencia analítica, establecida por Euler (en 1775), entre las tensiones del hilo flexible inextensible e imponderable que se desliza por un cilindro fijo. Esta relación es mostrada en la siguiente ecuación.

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{f \times \alpha} \text{ ecuacion (B - 3.11)}$$

Donde:

f: coeficiente de fricción entre el hilo y la superficie del cilindro. El grado de la aproximación de Euler, depende de la autenticidad de los valores del coeficiente de fricción. La experiencia ha establecido que depende de los materiales de polea y correa, de la temperatura, de la presión específica, de la velocidad del movimiento deslizante y del ángulo de la ranura en la polea.

α : ángulo de contacto entre cilindro e hilo (polea y correa).



El coeficiente de fricción para una interface aluminio-caucho para una condición estática es de: 0,65 (Según el fabricante 3M).

El ángulo de contacto se determina empleando la siguiente ecuación:

$$\alpha = 180^\circ - 2 \times \text{sen}^{-1} \left(\frac{d_2 - d_1}{2 \times C} \right) \quad \text{ecuacion (B - 3.12)}$$

Donde:

d_2 = diámetro de la polea grande [mm]

d_1 = diámetro de la polea pequeña [mm]

C: distancia entre centros [mm]

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-3.12, la misma queda de la siguiente forma:

$$\alpha = 180^\circ - 2 \times \text{sen}^{-1} \left(\frac{163,07 - 76,2}{2 \times 220,40} \right)$$

$$\alpha = 157,26^\circ$$

Conociendo estas variables se procede a determinar la relación de tensiones de la correa, sustituyendo los valores respectivos en la ecuación B-3.11, lo cual queda de la siguiente forma:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{0,65 \times 2,74}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = 5,93 \cong 6$$

$$T_1 = 6 \times T_2$$

Luego se sustituyen los valores respectivos en la ecuación B-3.10:

$$(6 \times T_2 - T_2) \times \left(\frac{D}{2} \right) = \frac{63.000 \times (HP)}{N(RPM)}$$



APÉNDICE B



$$(5 \times T_2) \times \left(\frac{3}{2}\right) = \frac{63.000 \times (0,72)}{817,75}$$

$$(5 \times T_2) = 36,98$$

$$T_2 = \frac{36,98}{5}$$

$$T_2 = 7,40 \text{ lb} - \text{in}$$

$$T_1 = 5 \times 7,40$$

$$T_1 = 37,00 \text{ lb} - \text{in}$$

Apéndice B-4. Ejes

Eje inferior:

Sistema de cargas del Plano X-Y:

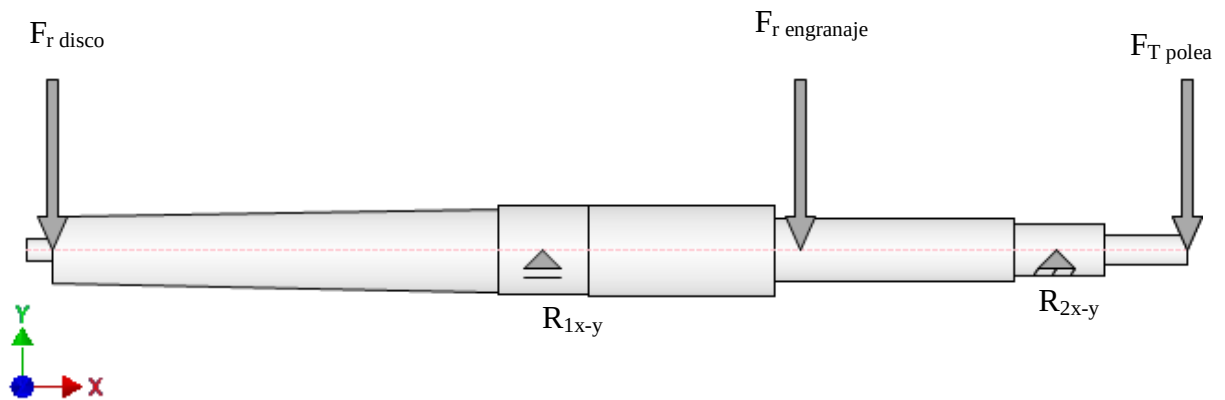


Figura B-4.1 Sistema de cargas para el eje inferior en el π_{xy} .

Datos:

$$Fr \text{ disco} = 217,81 \text{ N}$$

$$Fr \text{ engranaje} = 102,52 \text{ N}$$

$$F \text{ total de la polea} = T_1 + T_2 = 164,57 + 32,91 = 197,48 \text{ N}$$

Haciendo una sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_Y = 0$$

$$-Fr \text{ disco} + R_1 - Fr \text{ engranaje} + R_2 - F \text{ total de la polea} = 0$$



$$R_1 + R_2 = F_r \text{ disco} + F_r \text{ engranaje} + F \text{ total de la polea}$$

$$R_1 + R_2 = 217,81 + 102,52 + 197,49$$

$$R_1 + R_2 = 517,82 \text{ N}$$

Se realiza un balance de momentos en el punto en donde se encuentra la reacción R1:

$$+\circlearrowleft \sum M_{R1} = 0$$

$$F_r \text{ disco} \times 0,26 - F_r \text{ engranaje} \times 0,10 + R_2 \times 0,20 - F \text{ total de la polea} \times 0,25 = 0$$

$$(217,81 \times 0,19) - (102,52 \times 0,10) + (R_2 \times 0,20) - (197,49 \times 0,25) = 0$$

$$R_2 = \frac{18,24}{0,20}$$

$$R_2 = 91,20 \text{ N}$$

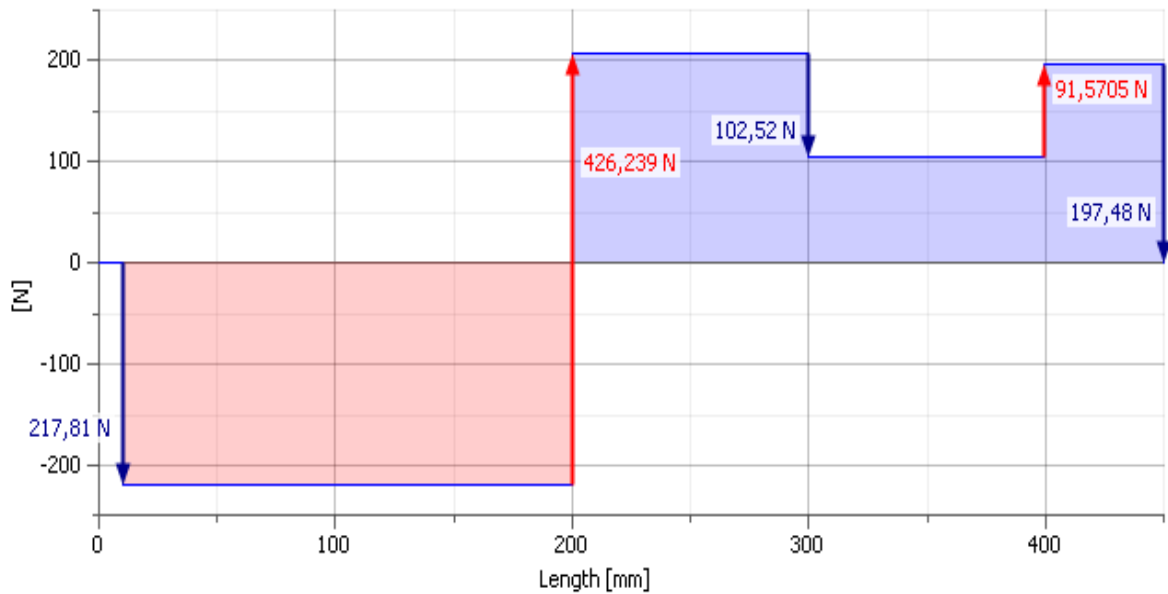
$$R_1 + R_2 = 517,82 \text{ N}$$

$$R_1 = 517,82 - R_2$$

$$R_1 = 517,82 - 91,20$$

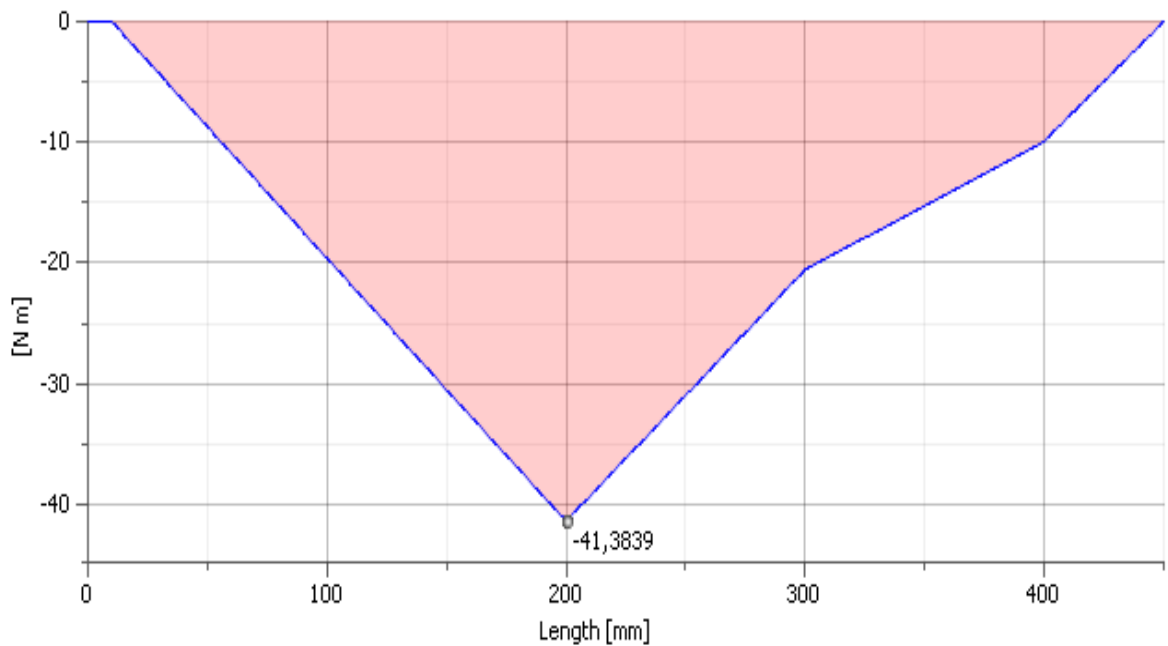
$$R_1 = 426,62 \text{ N}$$

Diagrama de corte en el plano X-Y



Gráfica B-4.1. Diagrama de corte para el eje inferior en el π_{xy} .

Diagrama de momento en el plano X-Y



Gráfica B-4.2. Diagrama de momento para el eje inferior en el π_{xy} .

Sistema de cargas del Plano X-Z

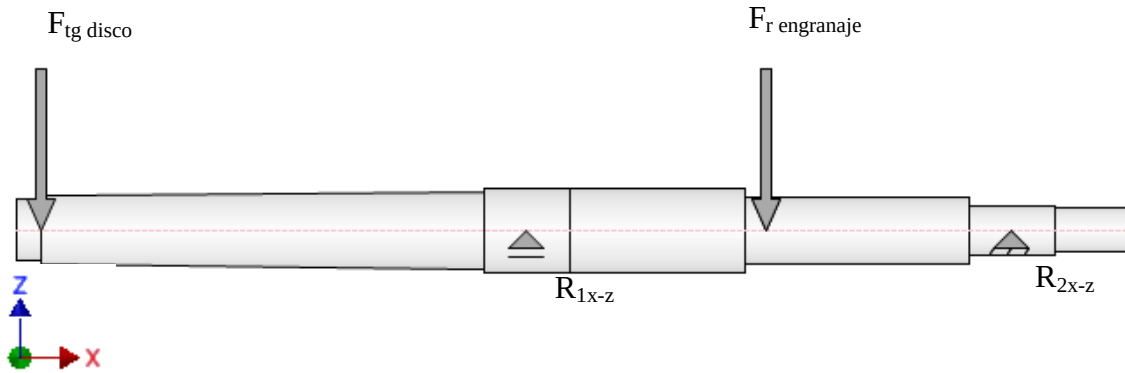


Figura B-4.2 Sistema de cargas para el eje inferior en el π_{xz} .

Datos:

$$F_{tg \text{ disco}} = 132,87 \text{ N}$$

$$F_{tg \text{ engranaje}} = 281,78 \text{ N}$$

Haciendo una sumatoria de fuerzas en el eje Z:

$$\sum F_Z = 0$$

$$-F_{tg \text{ disco}} + R_1 - F_{tg \text{ engranaje}} + R_2 = 0$$

$$R_1 + R_2 = F_{tg \text{ disco}} + F_{tg \text{ engranaje}}$$

$$R_1 + R_2 = 132,87 + 281,78$$

$$R_1 + R_2 = 414,65 \text{ N}$$

Se realiza un balance de momentos en el punto en donde se encuentra la reacción R1:

$$+\circlearrowleft \sum M_{R1} = 0$$

$$F_{tg} \text{ disco} \times 0,26 - F_{tg} \text{ engranaje} \times 0,10 + R_2 \times 0,20 = 0$$

$$(132,87 \times 0,19) - (281,78 \times 0,10) + (R_2 \times 0,20) = 0$$

$$R_2 = \frac{2,933}{0,2}$$

$$R_2 = 14,66 \text{ N}$$

$$R_1 + R_2 = 414,65 \text{ N}$$

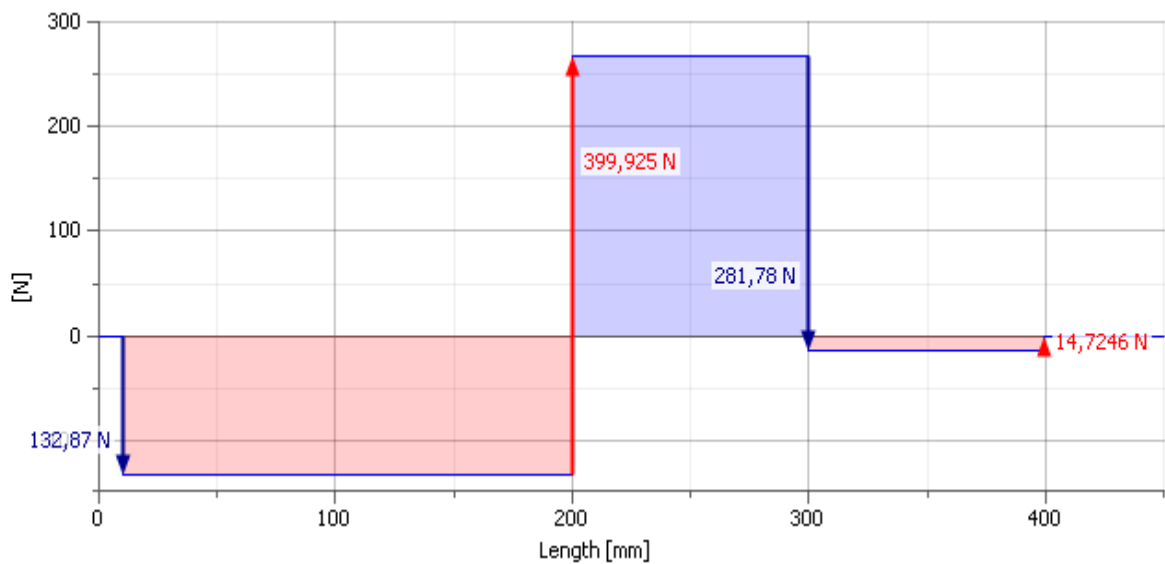
$$R_1 = 414,65 - 14,66$$

$$R_1 = 399,99 \text{ N} \approx 400 \text{ N}$$

Por lo tanto:

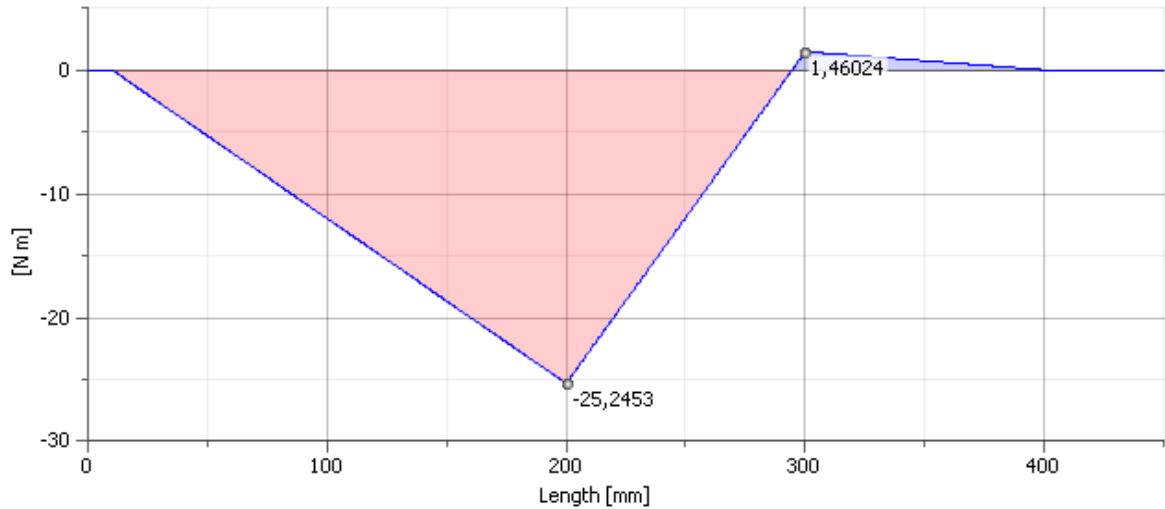
$$R_1 = 400 \text{ N}$$

Diagrama de corte en el plano X-Z



Gráfica B-4.3. Diagrama de corte para el eje inferior en el π_{xz} .

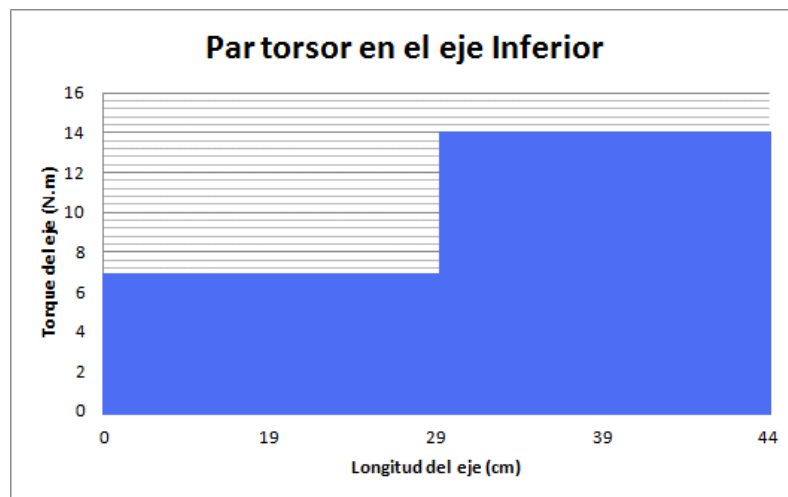
Diagrama de momento en el plano X-Z



Gráfica B-4.4. Diagrama de momento para el eje inferior en el π_{xz} .

A continuación se muestra el diagrama de par torsor aplicado sobre el eje inferior

Diagrama de par torsor en el eje inferior:



Gráfica B-4.5. Diagrama de par torsor en el eje inferior.



Como en este caso el eje está sometido a esfuerzos repetidos en una dirección, se debe tomar en cuenta lo siguiente:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

Como $\sigma_{min} = 0$, las ecuaciones anteriores quedan de la siguiente forma:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2}$$

Por lo tanto:

$$\sigma_a = \sigma_m$$

Ahora se procede a calcular los distintos diámetros del eje inferior, tomando en cuenta que se están diseñando para torsión y flexión repetidas, para ello se aplica la siguiente fórmula:

$$D_1 = \left\{ \frac{32 \times N}{\pi} \times \left[\frac{\sqrt{(K_f \times M_a)^2 + \frac{3}{4} \times (K_{fs} \times T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(K_{fm} \times M_m)^2 + \frac{3}{4} \times (K_{fsm} \times T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

ecuación (B – 4.01)

Donde:

D=diámetro del eje en el punto en estudio [mm].

N= Factor de seguridad.

K_f = factor de concentración de esfuerzos a flexión.

K_{fs} = factor de concentración de esfuerzos a torsión.

K_{fm} = factor de concentración de esfuerzo medio a flexión.

K_{fsm} = factor de concentración de esfuerzo medio a torsión.



M= momento en un punto dado [N.m]

$$M_a = M_m = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \quad \text{ecuación (B - 4.02)}$$

Sf= limite de fatiga [MPa].

Sut= resistencia máxima a la tensión del material [MPa].

T_a = torque alternante en el punto de estudio [N.m].

T_m = torque medio en el punto de estudio [N.m].

En este caso del diseño de ejes a flexión y torsión repetidos se debe aclarar que:

$$T_a = T_m$$

Se asume que los ejes serán fabricados con un AISI 1020 Laminado en Caliente, cuyas propiedades mecánicas son las siguientes:

AISI 1020 Laminado en Caliente:

- Sy: 207 MPa.
- Sut: 379 MPa.

A continuación se procede a calcular los factores de concentración de esfuerzos K_f, K_{fs}, K_{fm} y K_{fsm}, pero antes hay que aclarar que en este caso de diseño de ejes a flexión y torsión repetidos se debe tomar en cuenta lo siguiente:

$$K_f = K_{fm}$$

$$K_{fs} = K_{fsm}$$



Por lo tanto, para calcular el factor K_f para la flexión, se utiliza la siguiente ecuación:

$$K_f = 1 + q \times (K_t - 1) \quad \text{ecuación (B - 4.03)}$$

Y para calcular el factor K_{fs} para la torsión, se utiliza la siguiente ecuación:

$$K_{fs} = 1 + q \times (K_{ts} - 1) \quad \text{ecuación (B - 4.04)}$$

Para calcular estos concentradores de esfuerzos se tomarán en cuenta las condiciones en donde estarán dentro del eje, es decir, calcular estos factores para cuando se trate de un diámetro en donde ira acoplado un cojinete o un engrane, ya que para esas condiciones el factor variará, por lo tanto se calculará un factor de concentración de esfuerzos para flexión y para torsión cuando se trate de rodamientos o cojinetes y un factor de concentración de esfuerzos para flexión y para torsión cuando se trate de engranajes o poleas.

Factor de concentración de esfuerzos para flexión y torsión cuando se trate de rodamientos o cojinetes:

$$\frac{r}{d} = 0,03$$

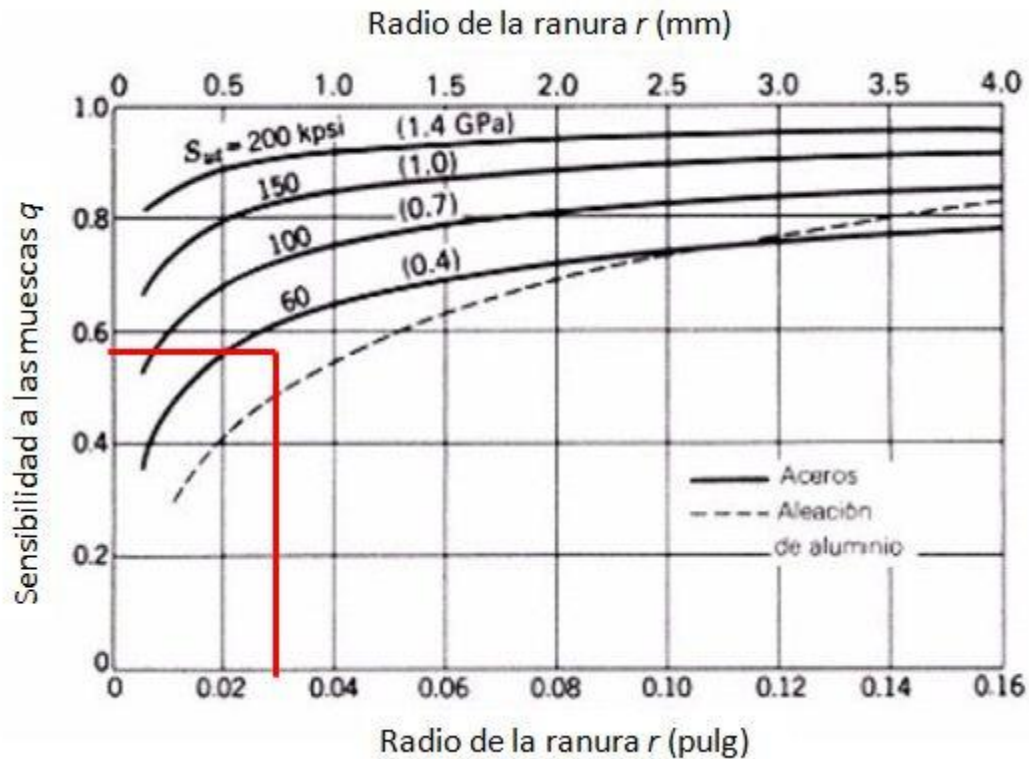
$$\frac{D}{d} = 1,50$$

$$r_{muesca} = 0,03 \text{ pulg} = 0,0762 \text{ cm}$$

Por lo tanto el radio de la muesca para cuando se trate de rodamientos o cojinetes es:

$$r_{muesca} = 0,762 \text{ mm}$$

Para calcular cualquiera de los factores de concentración de esfuerzos, primero se debe hallar la sensibilidad de la muesca q , lo que se hace a partir de la resistencia máxima a la tensión del material S_{ut} y los diferentes radios de muesca, interceptando dichos valores en la gráfica B-4.6.



Gráfica B-4.6. Factor de sensibilidad de la muesca para los aceros para un $r = 0,03 \text{ pulg.}$

De aquí resulta que la sensibilidad de la muesca q , es:

$$q = 0,59$$

Ahora se debe calcular el factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con un filete de hombro a flexión, lo que se hace a partir de la siguiente



ecuación:

$$K_t = A \times \left(\frac{r}{d}\right)^b \quad \text{ecuación (B - 4.05)}$$

Donde:

$A = \text{area}$

$b = \text{exponente}$

$r = \text{radio de la muesca sometida a esfuerzo.}$

$d = \text{diámetro}$

La variable independiente de la ecuación anterior, que viene dada por la expresión $\left(\frac{r}{d}\right)$, es dato mencionado al inicio del cálculo de este factor de concentración de esfuerzos:

$$\frac{r}{d} = 0,03$$

El valor de la variable A y el exponente b, se obtienen de la siguiente tabla, tomada del libro de Diseño de Maquinas de Robert L. Norton.

Tabla B-4.1: Factor de concentración de esfuerzos para ejes sometidos a flexión.

$\frac{D}{d}$	A	b
1,50	0,93836	-0,25759

Fuente: Robert L. Norton

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-4.05, la misma queda de la siguiente forma:

$$K_t = 0,93836 \times (0,03)^{-0,25759}$$

$$K_t = 2,3155$$



Por lo tanto, para calcular el factor K_f para la flexión se sustituyen los valores correspondientes en la ecuación B-4.03, la misma queda de la siguiente forma:

$$K_f = 1 + 0,59 \times (2,3155 - 1)$$

$$K_f = 1,776145$$

Ahora se debe calcular el factor geométrico de concentración de esfuerzos K_{ts} para el mismo eje con un filete de hombro a torsión, lo cual se hace a partir de la siguiente ecuación:

$$K_{ts} = A \times \left(\frac{r}{d}\right)^b \quad \text{ecuación (B - 4.06)}$$

Donde:

$A = \text{area}$

$b = \text{exponente}$

$r = \text{radio de la muesca sometida a esfuerzo.}$

$d = \text{diámetro}$

La variable independiente de la ecuación anterior, que viene dada por la expresión $\left(\frac{r}{d}\right)$, es dato mencionado al inicio del cálculo de este factor de concentración de esfuerzos:

$$\frac{r}{d} = 0,03$$

El valor de la variable A y el exponente b, se obtienen de la siguiente tabla, tomada del libro de Diseño de Maquinas de Robert L. Norton.

**Tabla B-4.2:** Factor de concentración de esfuerzos para ejes sometidos a torsión.

$\frac{D}{d}$	A	b
1,50	0,85260	-0,23339

Fuente: Robert L. Norton

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-4.06, la misma queda de la siguiente forma:

$$K_{ts} = 0,85260 \times (0,03)^{-0,23339}$$

$$K_{ts} = 1,9313$$

Por lo tanto, para calcular el factor K_{fs} para la torsión se sustituyen los valores correspondientes en la ecuación B-4.04, la misma queda de la siguiente forma:

$$K_{fs} = 1 + 0,59 \times (1,9313 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,5494$$

Finalmente los factores de concentración de esfuerzos para flexión y torsión cuando se trate de cojinetes y rodamientos son:

$$K_f = K_{fm} = 1,776145$$

$$K_{fs} = K_{fsm} = 1,5494$$

Factor de concentración de esfuerzos para flexión y torsión cuando se trate de engranajes y poleas:

$$\frac{r}{d} = 0,17$$

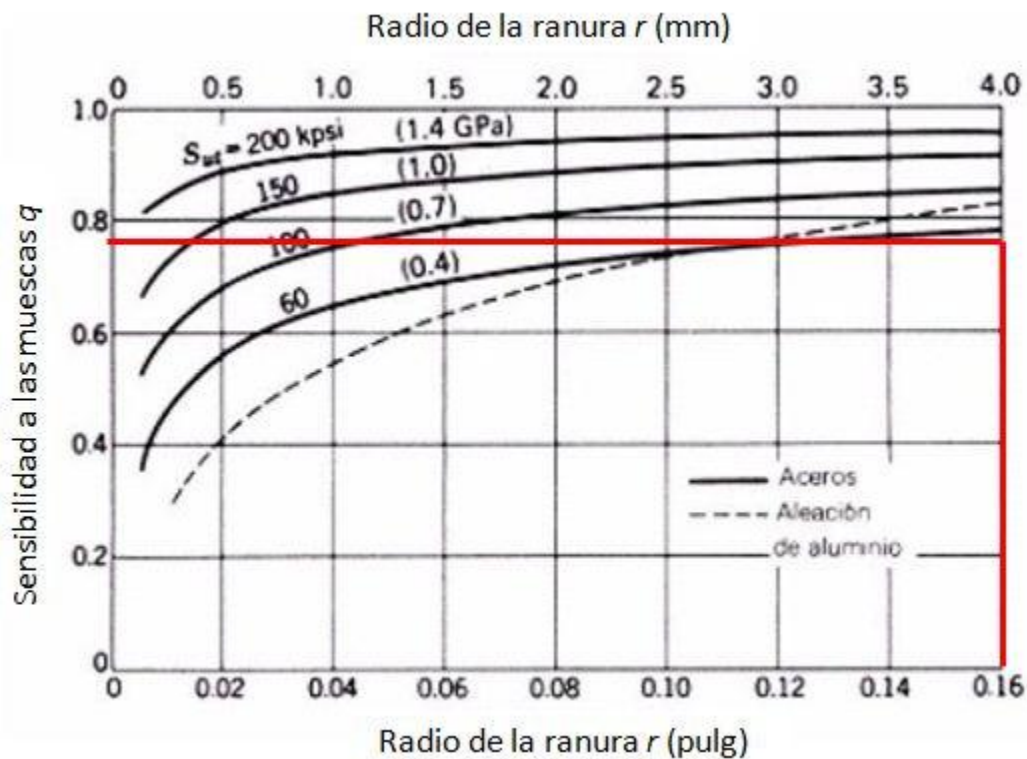
$$\frac{D}{d} = 1,50$$

$$r_{muesca} = 0,17 \text{ pulg} = 0,4318 \text{ cm}$$

Por lo tanto el radio de la muesca para cuando se trate de rodamientos o cojinetes es:

$$r_{muesca} = 4,318 \text{ mm}$$

Para calcular cualquiera de los factores de concentración de esfuerzos, primero se debe hallar la sensibilidad de la muesca q , lo que se hace a partir de la resistencia máxima a la tensión del material S_{ut} y los diferentes radios de muesca, interceptando dichos valores en la Gráfica B-4.7.



Gráfica B-4.7. Factor de sensibilidad de la muesca para los aceros para un $r = 0,17 \text{ pulg.}$

De aquí resulta que la sensibilidad de la muesca q , es:

$$q = 0,78$$

Ahora se debe calcular el factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con un filete de hombro a flexión, lo que se hace a partir de la ecuación B-4.05

La variable independiente de la ecuación anterior, que viene dada por la expresión $\left(\frac{r}{d}\right)$, es dato mencionado al inicio del cálculo de este factor de concentración de esfuerzos:

$$\frac{r}{d} = 0,17$$

El valor de la variable A y el exponente b, se obtienen de la siguiente tabla, tomada del libro de Diseño de Maquinas de Robert L. Norton.

Tabla B-4.3: Factor de concentración de esfuerzos para ejes sometidos a flexión.

$\frac{D}{d}$	A	b
1,50	0,93836	-0,25759

Fuente: Robert L. Norton

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-4.05, la misma queda de la siguiente forma:

$$K_t = 0,93836 \times (0,17)^{-0,25759}$$

$$K_t = 1,48114$$

Por lo tanto, para calcular el factor K_f para la flexión se sustituyen los valores correspondientes en la ecuación B-4.03, la misma queda de la siguiente forma:

$$K_f = 1 + 0,78 \times (1,48114 - 1)$$

$$K_f = 1,3753$$



Ahora se debe calcular el factor geométrico de concentración de esfuerzos K_{ts} para el mismo eje con un filete de hombro a torsión, lo cual se hace a partir de la ecuación B-4.06:

La variable independiente de la ecuación anterior, que viene dada por la expresión $\left(\frac{r}{d}\right)$, es dato mencionado al inicio del cálculo de este factor de concentración de esfuerzos:

$$\frac{r}{d} = 0,17$$

El valor de la variable A y el exponente b, se obtienen de la siguiente tabla, tomada del libro de Diseño de Maquinas de Robert L. Norton.

Tabla B-4.4: Factor de concentración de esfuerzos para ejes sometidos a torsión.

$\frac{D}{d}$	A	b
1,50	0,85260	-0,23339

Fuente: Robert L. Norton

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-4.06, la misma queda de la siguiente forma:

$$K_{ts} = 0,85260 \times (0,17)^{-0,23339}$$

$$K_{ts} = 1,2893$$

Por lo tanto, para calcular el factor K_{fs} para la torsión se sustituyen los valores correspondientes en la ecuación B-4.04, la misma queda de la siguiente forma:

$$K_{fs} = 1 + 0,78 \times (1,2893 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,225654$$



Finalmente los factores de concentración de esfuerzos para flexión y torsión cuando se trate de engranajes y poleas son:

$$K_f = K_{fm} = 1,3753$$

$$K_{fs} = K_{fsm} = 1,225654$$

Antes de continuar, se deben determinar los valores de las variables más influyentes en la falla de una pieza por fatiga, es por eso que se consideran los factores introducidos por Marín y que obedecen a la diferencia entre las dimensiones y las condiciones de trabajo de la pieza real, y aquellas de la probeta de ensayo de Moore. El límite de fatiga real para un acero, para X ciclos de vida finita, vienen determinados por la expresión:

$$S_f = S'_f \prod_{i=1}^n C_i \text{ ecuación (B - 4.07)}$$

S'_f = límite de resistencia a la fatiga.

$$S'_f = 0,5 S_u \quad \text{ecuación (B - 4.08)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-4.08, la misma queda de la siguiente forma:

$$S'_f = 0,5 \times 379 = 189,5 \text{ MPa}$$

Para la obtención del S_f de la ecuación B-4.07, se calculan los factores de corrección de Marín, los cuales podemos particularizar así:

- Para $i=1$, $C_1 = C_s = \text{factor de correccion por acabado superficial.} \rightarrow C_s = A \times (S_{ut})^b$
- Para $i=2$, $C_2 = C_d = \text{factor de correccion por dimension de la pieza.}$



- Para $i=3$, $C_3 = C_{cf}$ = *factor de corrección de confiabilidad funcional*.
- Para $i=4$, $C_4 = C_t$ = *factor de corrección por temperatura de trabajo*.
- Para $i=5$, $C_5 = C_a$ = *factor de corrección por carga axial*.
- Para $i=6$, $C_6 = C_c$ = *factor de corrección por carga de corte*.

En este caso, dichos factores poseen los siguientes valores respectivamente:

- Factor de corrección por acabado superficial (C_s): para nuestro caso se selecciono que la pieza tuviese un acabado superficial rectificado, por lo tanto, los factores A y b son los siguientes:

$$A = 1,58$$

$$b = -0,085$$

$$C_1 = C_s = 1,58 \times (379)^{-0,085} = 0,9538$$

- Factor de corrección por dimensión de la pieza (C_d):

$$C_2 = C_d = 0,85$$

Porque las medidas de la sección transversal de la pieza estarán entre un rango de:

$$12,5mm < d < 50mm.$$

- Factor de corrección de confiabilidad funcional (C_{cf}): suponemos que queremos 99% de confiabilidad, por lo tanto este factor es de:

$$C_3 = C_{cf} = 0,83$$

- Factor de corrección por temperatura de trabajo (C_t): como se espera que la pieza trabaje a una temperatura cercana a la temperatura del ambiente, este factor tiene un valor de:

$$C_4 = C_t = 1$$



- Factor de corrección por carga axial (C_a): como en este sistema no existen fuerzas axiales, este factor tendrá un valor de:

$$C_5 = C_a = 1$$

- Factor de corrección por carga de corte (C_c): como en la pieza está presente un sistema de carga que introduce tensiones de carga variables, el valor de este factor es:

$$C_6 = C_c = 0,6$$

Ahora se sustituyen los valores de los factores determinados anteriormente en la ecuación B-4.07, esto para buscar el valor del límite a la fatiga del material de la pieza (S_f).

$$S_f = 189,5 \text{ MPa} \times 0,95 \times 0,85 \times 0,83 \times 1 \times 1 \times 0,6$$

$$S_f = 76,50 \text{ MPa}$$

En cuanto al factor de seguridad, se tomo un valor de $N= 2,5$, ya que no se espera que el eje tenga choque ni impacto inusual, además de que se está diseñando un elemento de maquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño, según Robert L. Mott.

Diámetro 1. Como este punto, no está sometido a momentos de ningún tipo, los factores dentro de la raíz que incluyen los momentos, se hacen cero, por lo tanto:

$$D_1 = \left\{ \frac{32 \times 2,5}{\pi} \times \left[\frac{\sqrt{\frac{3}{4} \times (1,2256 \times 6,75)^2}}{76,5 \times 10^6} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} \times (1,2256 \times 6,75)^2}}{379 \times 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D_1 = 0,01420 \text{ m}$$



$$D_1 = 1,42 \text{ cm}$$

Diámetro 3: En este punto, hay momento flector distinto de cero en los 2 planos, por lo tanto, el momento en este punto viene dado por:

$$M = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \rightarrow M = \sqrt{(41,38)^2 + (25,24)^2} = 48,47 \text{ Nm}$$

$$D_3 = \left\{ \frac{32 \times 2,5}{\pi} \times \left[\frac{\sqrt{(1,7761 \times 48,47)^2 + \left[\frac{3}{4} \times (1,5494 \times 6,75)^2\right]}}{76,5 \times 10^6} + \frac{\sqrt{(1,7761 \times 48,47)^2 + \left[\frac{3}{4} \times (1,5494 \times 6,75)^2\right]}}{379 \times 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D_3 = 0,03260 \text{ m}$$

$$D_3 = 3,25951 \text{ cm}$$

Diámetro 5: En este punto, hay momento flector distinto de cero en los 2 planos, por lo tanto, el momento en este punto viene dado por:

$$M = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \rightarrow M = \sqrt{(20,50)^2 + (1,46)^2} = 20,55 \text{ Nm}$$

$$D_5 = \left\{ \frac{32 \times 2,5}{\pi} \times \left[\frac{\sqrt{(1,3753 \times 20,55)^2 + \left[\frac{3}{4} \times (1,2256 \times 13,98)^2\right]}}{76,5 \times 10^6} + \frac{\sqrt{(1,3753 \times 20,55)^2 + \left[\frac{3}{4} \times (1,2256 \times 13,98)^2\right]}}{379 \times 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D_5 = 0,02337 \text{ m}$$

$$D_5 = 2,33741 \text{ cm}$$

Diámetro 6: En este punto, hay momento flector distinto de cero en los 2 planos, por lo tanto, el momento en este punto viene dado por:

$$M = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \rightarrow M = \sqrt{(9,87)^2 + (0)^2} = 9,87 \text{ Nm}$$

$$D_6 = \left\{ \frac{32 \times 2,5}{\pi} \times \left[\frac{\sqrt{(1,7761 \times 9,87)^2 + \left[\frac{3}{4} \times (1,5494 \times 13,98)^2\right]}}{76,5 \times 10^6} + \frac{\sqrt{(1,7761 \times 9,87)^2 + \left[\frac{3}{4} \times (1,5494 \times 13,98)^2\right]}}{379 \times 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D_6 = 0,2174 \text{ m}$$

$$D_6 = 2,17376 \text{ cm}$$

Diámetro 7: en este punto solo hay una fuerza cortante y un par torsional, por lo tanto, el diámetro sería:

$$D_7 = \left\{ \frac{32 \times 2,5}{\pi} \times \left[\frac{\sqrt{\frac{3}{4} \times (1,2256 \times 13,98)^2}}{76,5 \times 10^6} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} \times (1,2256 \times 13,98)^2}}{379 \times 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D_7 = 0,01811 \text{ m}$$

$$D_7 = 1,81067 \text{ cm}$$

Eje superior:

Sistema de cargas del Plano X-Y:

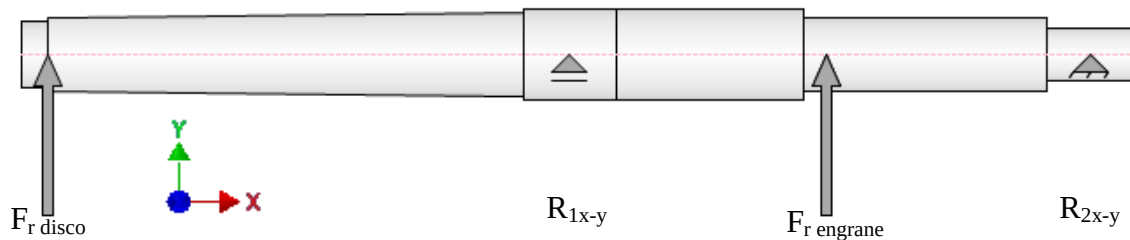


Figura B-4.3 Sistema de cargas para el eje superior en el π_{xy} .

Datos:

$$F_r \text{ disco} = 217,81 \text{ N}$$



$$F_r \text{ engrane} = 102,52 \text{ N}$$

Aplicando sumatorias de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_Y = 0$$

$$F_r \text{ disco} + R_1 + F_r \text{ engrane} + R_2 = 0$$

$$R_1 + R_2 = -(F_r \text{ disco} + F_r \text{ engrane})$$

$$R_1 + R_2 = -(217,81 + 102,52)$$

$$R_1 + R_2 = -320,336 \text{ N}$$

Aplicando momento en el punto en donde se encuentra la reacción R1:

$$+\circlearrowleft \sum M_{R1} = 0$$

$$-F_r \text{ disco} \times 0,27 + F_r \text{ engrane} \times 0,10 + R_2 \times 0,20 = 0$$

$$-(217,81 \times 0,20) + (102,52 \times 0,10) + (R_2 \times 0,20) = 0$$

$$R_2 = \frac{33,31}{0,20}$$

$$R_2 = 166,55 \text{ N}$$

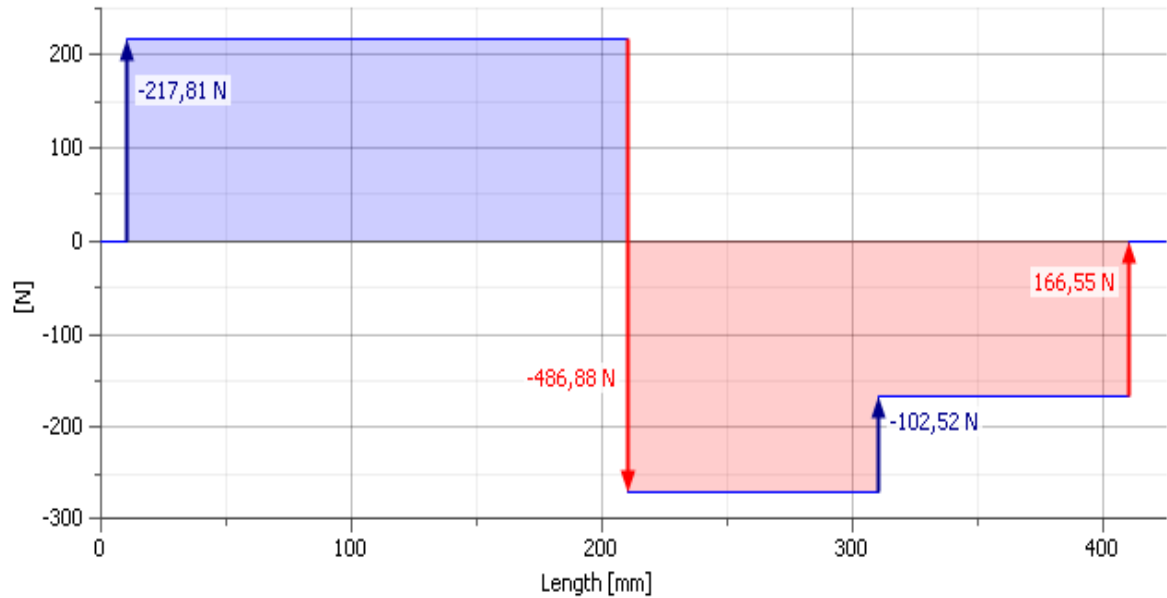
$$R_1 + R_2 = -320,33 \text{ N}$$

$$R_1 = -320,33 - R_2$$

$$R_1 = -320,33 - 166,55$$

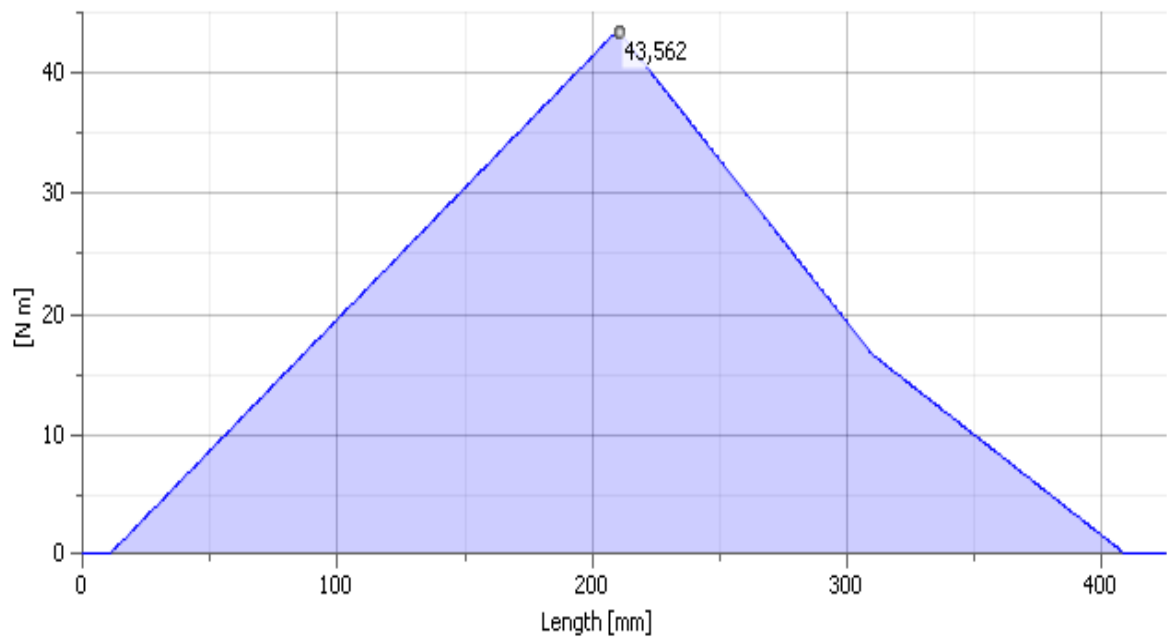
$$R_1 = -486,88 \text{ N}$$

Diagrama de corte en el plano X-Y



Gráfica B-4.8. Diagrama de corte para el eje superior en el π_{xy} .

Diagrama de momento en el plano X-Y



Gráfica B-4.9. Diagrama de momento para el eje superior en el π_{xy} .

Sistema de cargas del Plano X-Z:

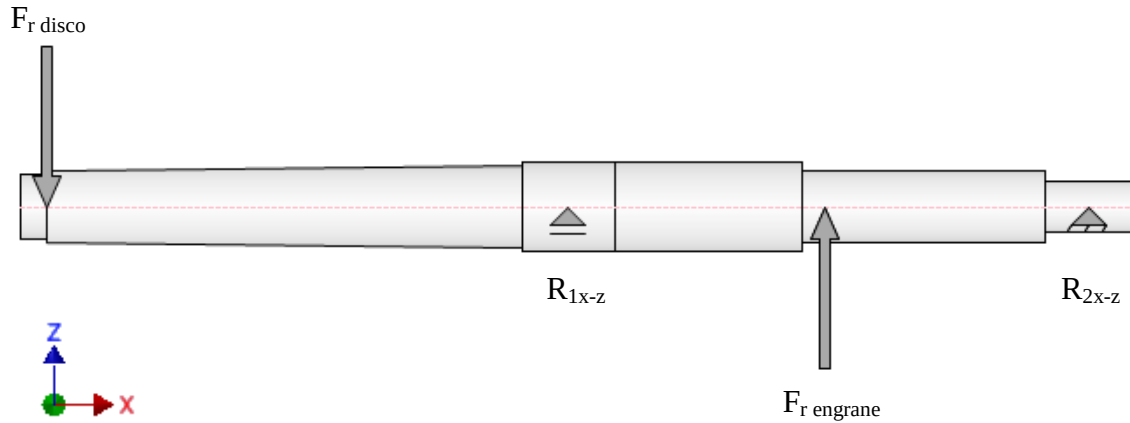


Figura B-4.4 Sistema de cargas para el eje superior en el π_{xz} .

Datos:

$$F_{tg} \text{ disco} = 132,87 \text{ N}$$

$$F_{tg} \text{ engrane} = 281,78 \text{ N}$$

Aplicando sumatorias de fuerzas en el eje Z:

$$\sum F_Z = 0$$

$$-F_{tg} \text{ disco} + R_1 + F_{tg} \text{ engrane} + R_2 = 0$$

$$R_1 + R_2 = F_{tg} \text{ disco} - F_{tg} \text{ engrane}$$

$$R_1 + R_2 = 132,87 - 281,78$$

$$R_1 + R_2 = -148,91 \text{ N}$$

Aplicando momento en el punto en donde se encuentra la reacción R1:

$$+\circlearrowleft \sum M_{R1} = 0$$

$$F_{tg} \text{ disco} \times 0,27 + F_{tg} \text{ engrane} \times 0,10 + R_2 \times 0,20 = 0$$

$$(132,87 \times 0,20) + (281,78 \times 0,10) + (R_2 \times 0,20) = 0$$

$$R_2 = -\frac{54,75}{0,20}$$

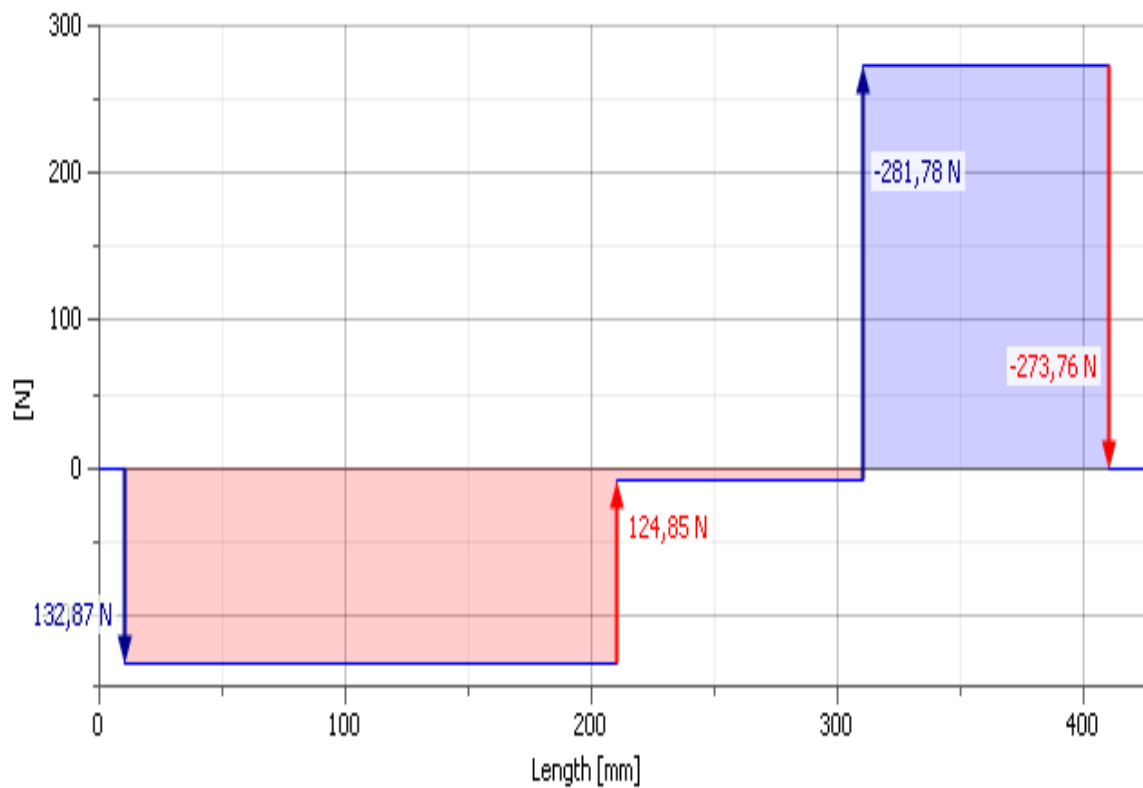
$$R_2 = -273,76 \text{ N}$$

$$R_1 + R_2 = -148,91 \text{ N}$$

$$R_1 = -148,91 - (-273,76)$$

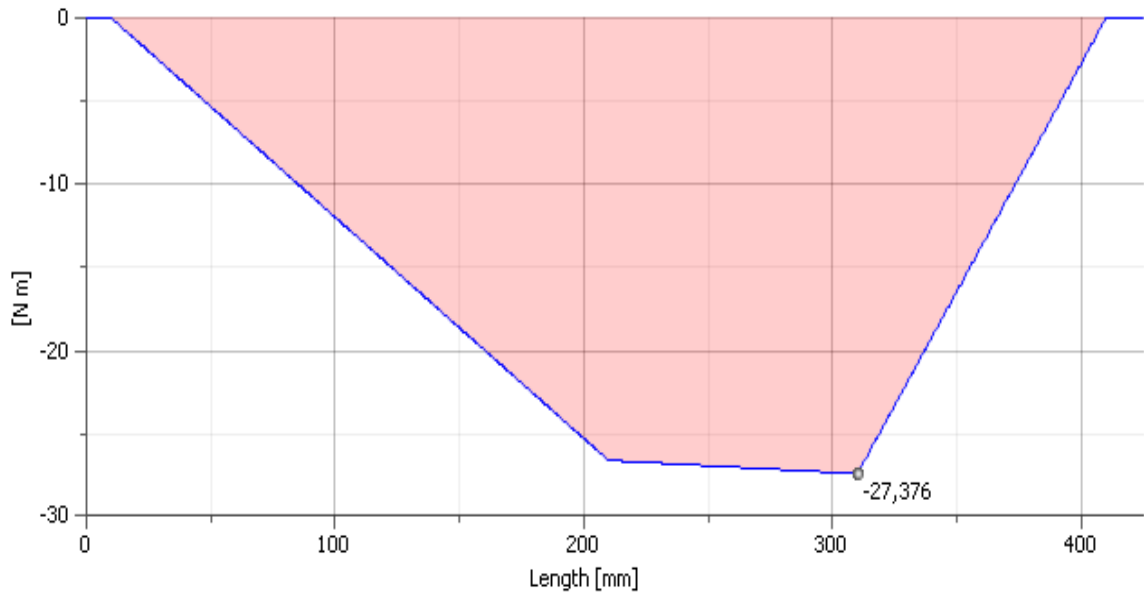
$$R_1 = 124,85 \text{ N}$$

Diagrama de corte en el corte X-Z



Gráfica B-4.10. Diagrama de corte para el eje superior en el πxz .

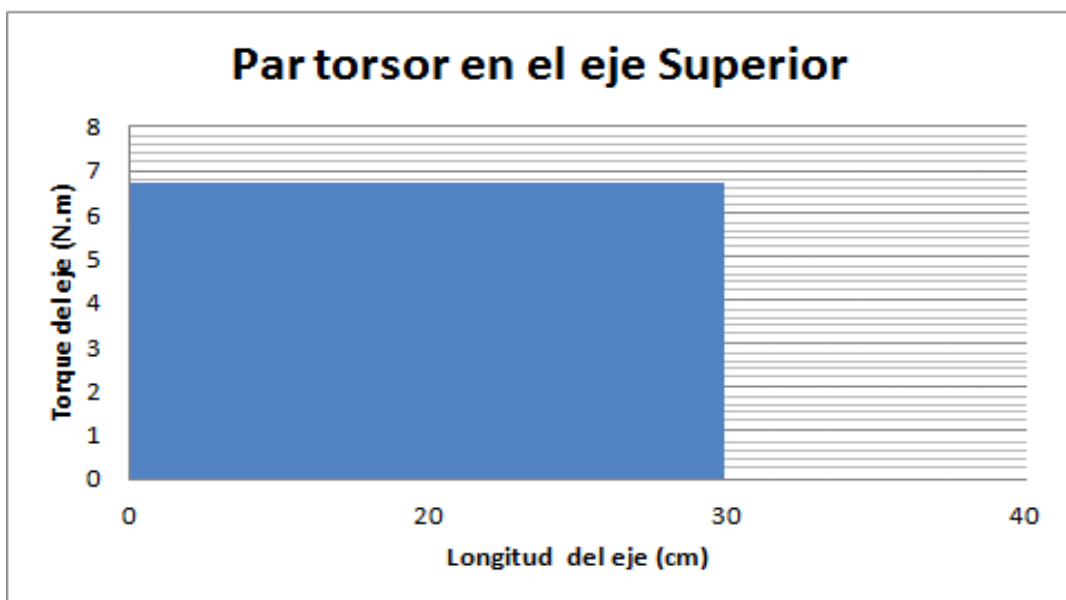
Diagrama de momento en el eje X-Z



Gráfica B-4.11. Diagrama de momento para el eje superior en el π_{xz} .

A continuación se muestra el diagrama de par torsor aplicado sobre el eje inferior

Diagrama de par torsor en el eje inferior:



Gráfica B-4.12. Diagrama de par torsor en el eje superior.



Al igual que el eje inferior, este eje también está sometido a flexión y torsión repetidos, por lo tanto se toman en cuenta los factores calculados para el eje inferior.

Para este eje se tomo como material de fabricación el mismo del eje anterior, es decir, un acero AISI 1020 Laminado en Caliente, por lo tanto, se mantiene el mismo valor de límite a la fatiga, el cual es:

$$S_f = 76,50 \text{ MPa}$$

De igual manera el factor de seguridad el cual también se mantiene en 2,5, como en el eje inferior, por las mismas razones especificadas anteriormente.

Diámetro 1. Como este punto, no está sometido a momentos de ningún tipo, el primer factor dentro de la raíz se hace cero, por lo tanto

$$D_1 = \left\{ \frac{32 \times 2,5}{\pi} \times \left[\frac{\sqrt{\frac{3}{4} \times (1,2256 \times 6,75)^2}}{76,5 \times 10^6} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} \times (1,2256 \times 6,75)^2}}{379 \times 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D_1 = 0,01420 \text{ m}$$

$$D_1 = 1,42 \text{ cm}$$

Diámetro 3: En este punto, hay momento flector distinto de cero en los 2 planos, por lo tanto, el momento en este punto viene dado por:

$$M = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \rightarrow M = \sqrt{(43,56)^2 + (26,57)^2} = 51,02 \text{ Nm}$$



$$D_3 = \left\{ \frac{32 \times 2,5}{\pi} \times \left[\frac{\sqrt{(1,7761 \times 51,02)^2 + \left[\frac{3}{4} \times (1,5494 \times 6,75)^2\right]}}{76,5 \times 10^6} + \frac{\sqrt{(1,7761 \times 51,02)^2 + \left[\frac{3}{4} \times (1,5494 \times 6,75)^2\right]}}{379 \times 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D_3 = 0,03315 \text{ m}$$

$$D_3 = 3,31511 \text{ cm}$$

Diámetro 5: En este punto, hay momento flector distinto de cero en los 2 planos, por lo tanto, el momento en este punto viene dado por:

$$M = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \rightarrow M = \sqrt{(16,65)^2 + (27,37)^2} = 32,03 \text{ Nm}$$

$$D_5 = \left\{ \frac{32 \times 2,5}{\pi} \times \left[\frac{\sqrt{(1,3753 \times 32,03)^2 + \left[\frac{3}{4} \times (1,2256 \times 6,75)^2\right]}}{76,5 \times 10^6} + \frac{\sqrt{(1,3753 \times 32,03)^2 + \left[\frac{3}{4} \times (1,2256 \times 6,75)^2\right]}}{379 \times 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D_5 = 0,02614 \text{ m}$$

$$D_5 = 2,61367 \text{ cm}$$

Diámetro 6: En este punto, solo hay una fuerza cortante únicamente, no hay momento torsionales ni flexionantes, por lo tanto, para calcular el diámetro en este punto se procede con la siguiente fórmula:

$$D = \sqrt{\frac{2,94 \times K_t \times V \times N}{S_f}} \quad \text{ecuación (B - 4.09)}$$

Donde:

K_t = factor de concentracion de esfuerzos

V = fuerza cortante $\rightarrow V = \sqrt{(V_{xy})^2 + (V_{xz})^2}$

N = factor de seguridad



$S_f = \text{Limite de fatiga real}$

El valor de la fuerza cortante vendría siendo:

$$V = \sqrt{(166,55)^2 + (273,76)^2}$$
$$V = 320,44 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$D_6 = \sqrt{\frac{2,94 \times 2,5 \times 320,44 \times 2,5}{76,50 \times 10^6}}$$
$$D_6 = 0,87 \text{ cm}$$

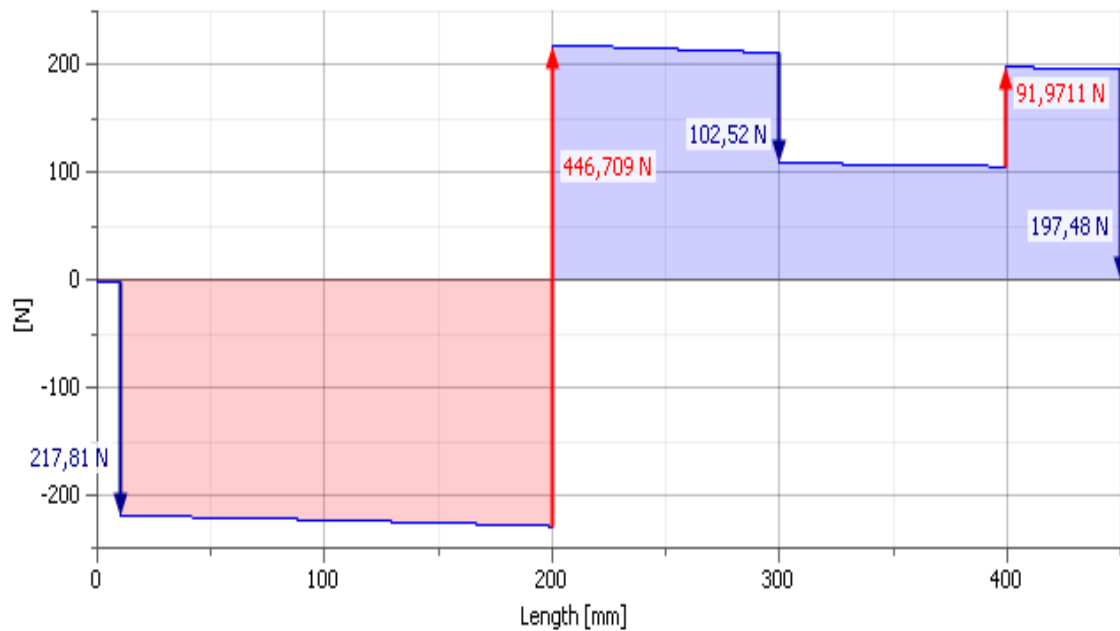
Los diámetros calculados anteriormente sirven solo de referencia, ya que el eje posee masa y por lo tanto peso, el cual no fue considerado por los modelos matemáticos empleados, en algunas secciones del eje se observará que los diámetros son superiores a los estimados esto debido a que los rodamientos de las chumaceras vienen estandarizados y en caso de no coincidir con el diámetro del eje la solución es incrementar estos para obtener el ajuste que se requiera.

Los cálculos realizados anteriormente, representan lo que se habla en el párrafo anterior, por lo cual se han verificado las dimensiones de estos ejes a través del software de diseño Autodesk Inventor 2011, a continuación se presentan los diagramas de corte y momento ofrecidos por el software en donde sí se considera el peso propio del eje (dicho eje se dimensionó con los diámetros calculados por el método convencional).

Eje inferior:

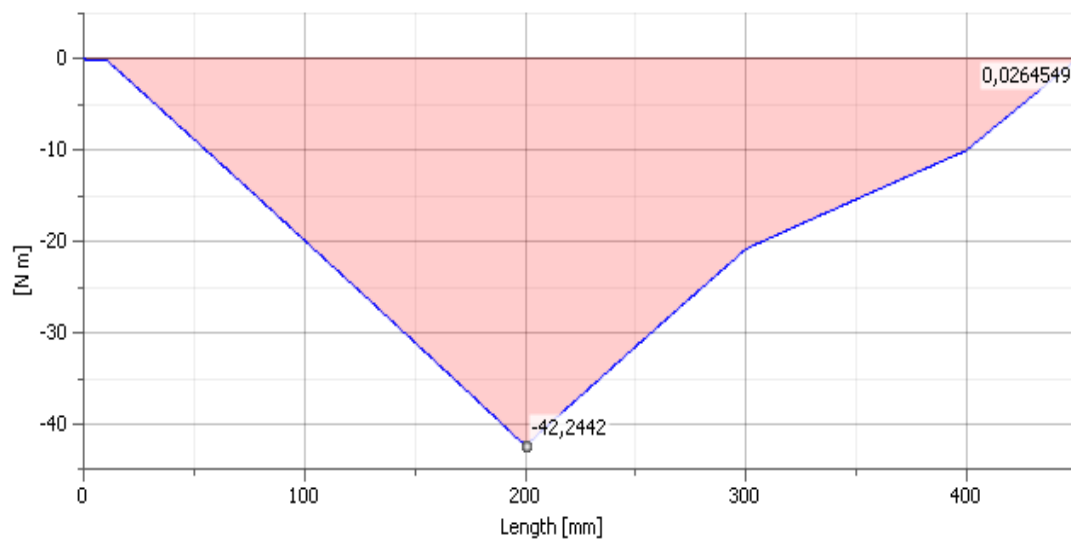
Sistema de cargas plano X-Y:

Diagrama de corte en el plano X-Y



Gráfica B-4.13. Diagrama de corte para el eje inferior en el π_{xy} .

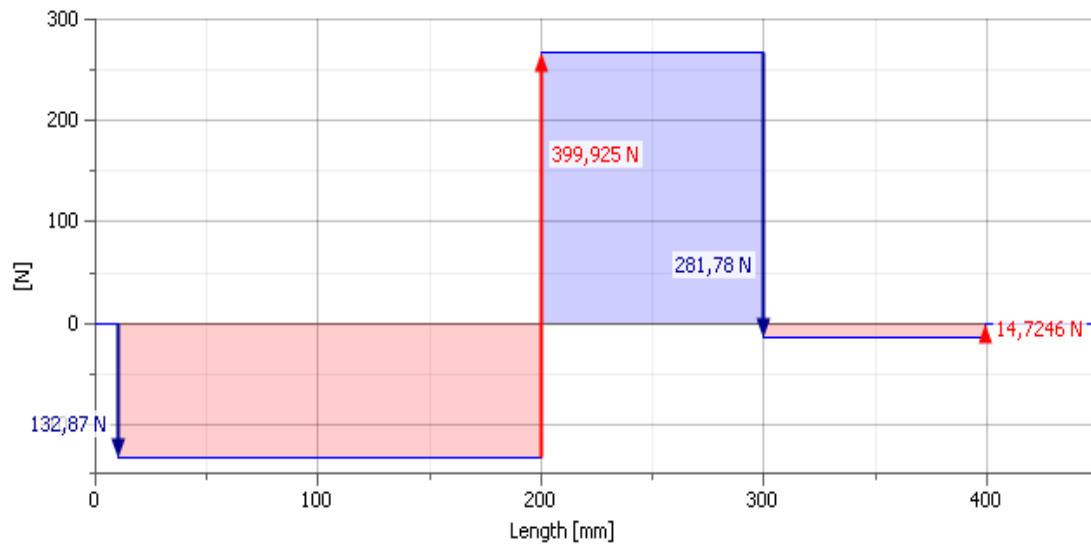
Diagrama de momento en el plano X-Y



Gráfica B-4.14. Diagrama de momento para el eje inferior en el π_{xy} .

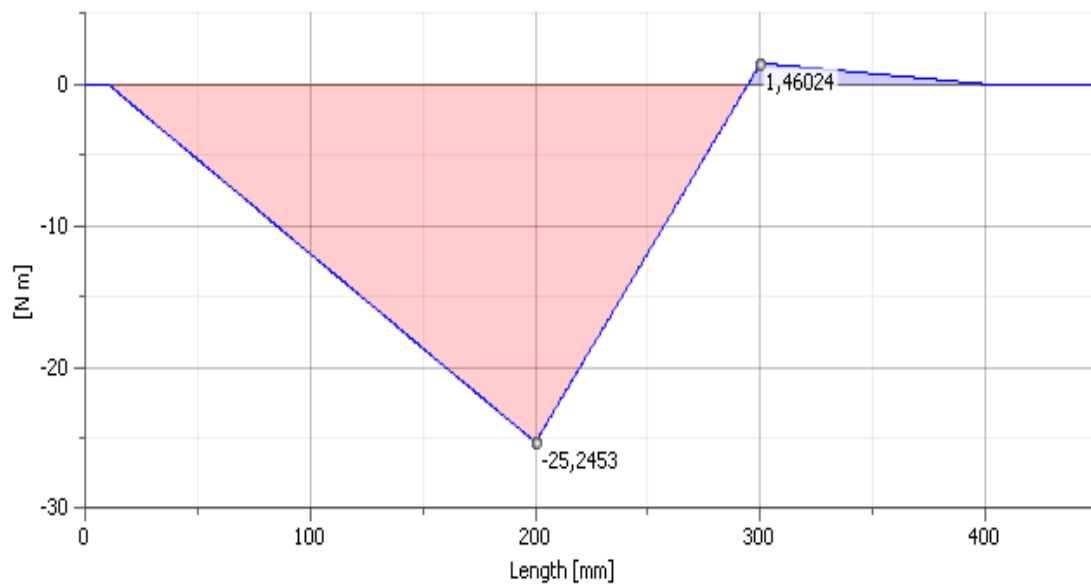
Sistema de cargas plano X-Z:

Diagrama de corte en el plano X-Z



Gráfica B-4.15. Diagrama de corte para el eje inferior en el π_{xz} .

Diagrama de momento en el plano X-Z



Gráfica B-4.16. Diagrama de momento para el eje inferior en el π_{xz} .

Considerando estos nuevos estados de carga, se repite el procedimiento anterior de cálculo de diámetros y finalmente se obtienen para el eje inferior las siguientes dimensiones:

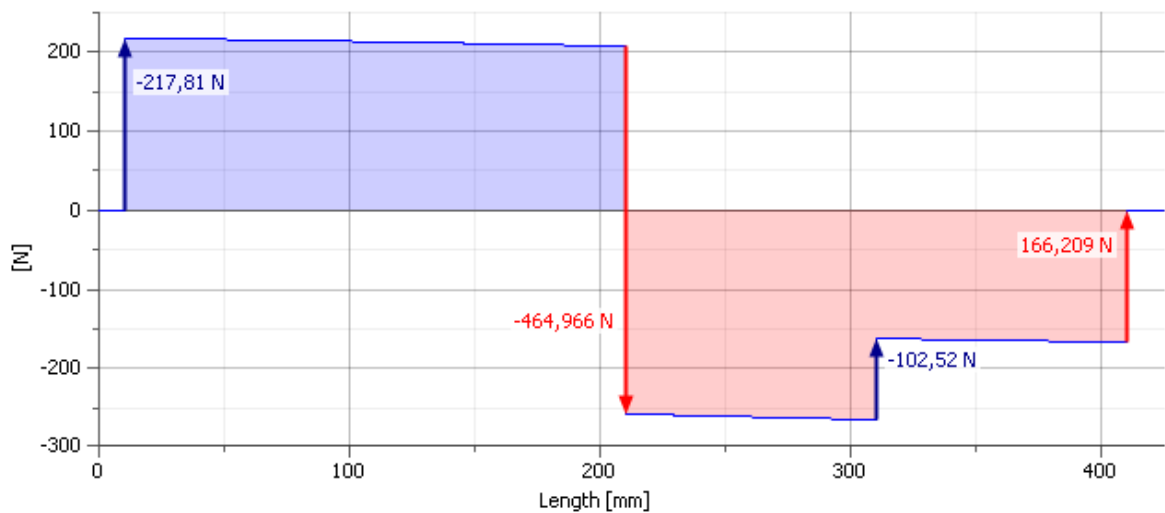
Eje inferior:

$$\begin{aligned} D_1 &= 14,2 \text{ mm} \\ D_2 &= 28 - 32 \text{ mm} \\ D_3 &= 34,925 \text{ mm} \\ D_4 &= 37 \text{ mm} \\ D_5 &= 23,4 \text{ mm} \\ D_6 &= 20,637 \text{ mm} \\ D_7 &= 18 \text{ mm} \end{aligned}$$

Eje superior:

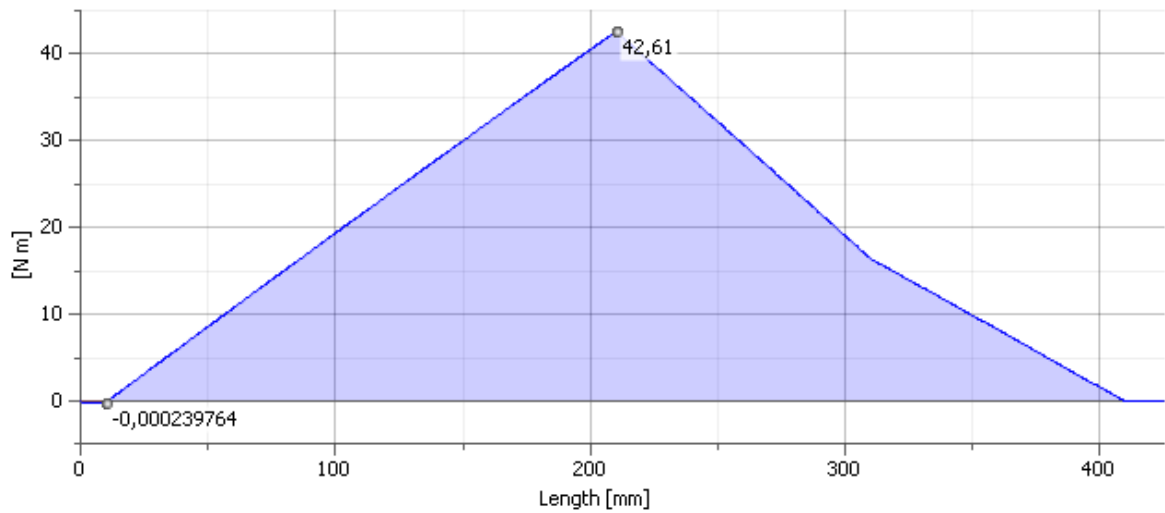
Sistema de cargas plano X-Y:

Diagrama de corte en el plano X-Y



Gráfica B-4.17. Diagrama de corte para el eje superior en el π_{xy} .

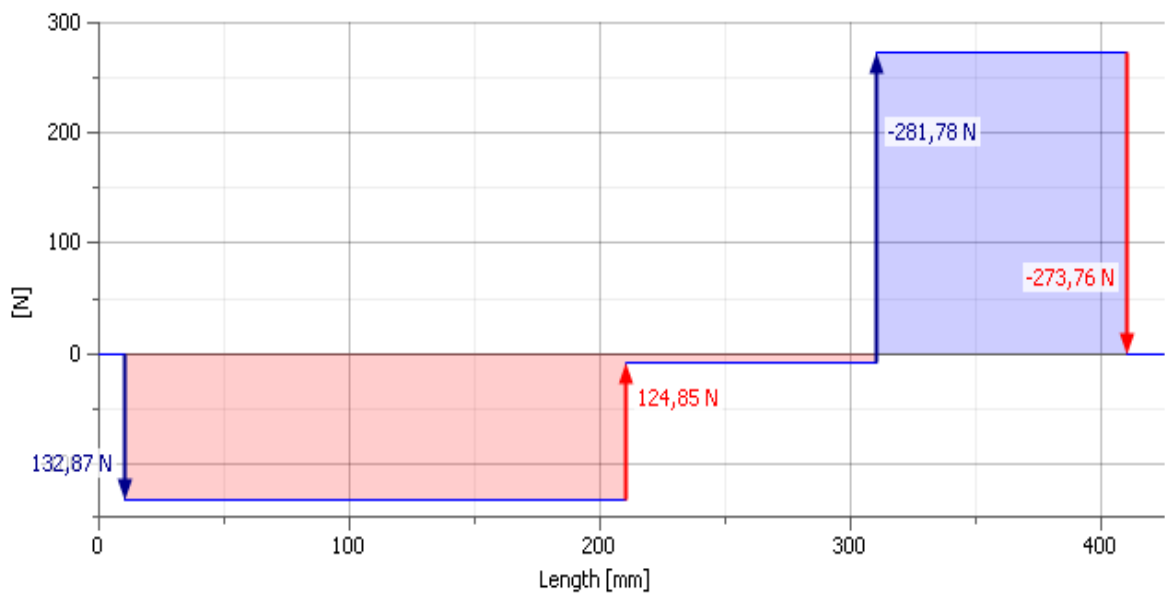
Diagrama de momento en el plano X-Y



Gráfica B-4.18. Diagrama de momento para el eje superior en el π_{xy} .

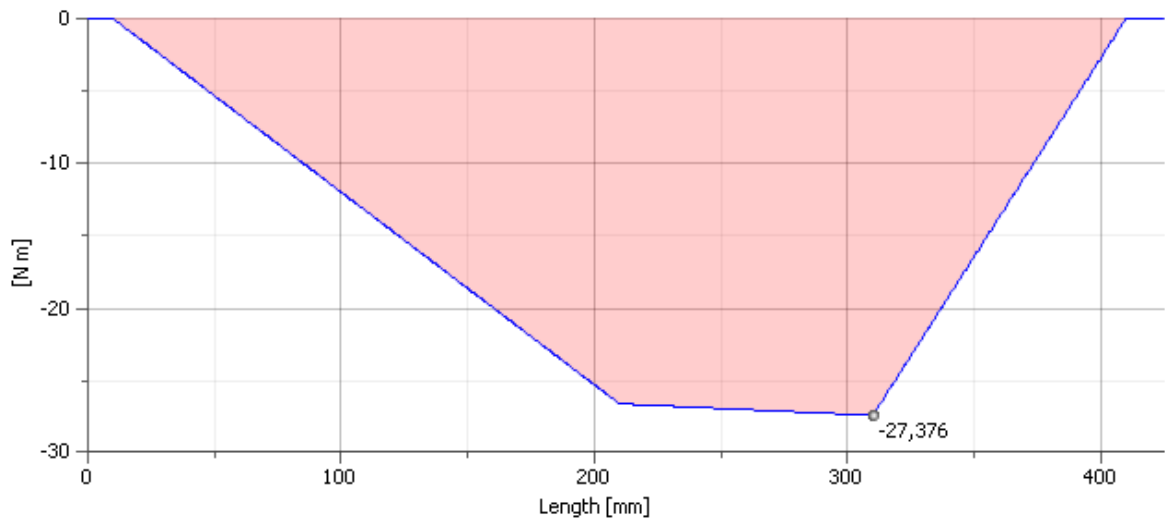
Sistema de cargas plano X-Z:

Diagrama de corte en el plano X-Z



Gráfica B-4.19. Diagrama de corte para el eje superior en el π_{xz} .

Diagrama de momento en el plano X-Z



Gráfica B-4.20. Diagrama de momento para el eje superior en el π_{xz} .

De igual modo para el eje superior se tiene:

Eje superior:

$$D_1 = 14,2 \text{ mm}$$

$$D_2 = 28 - 32 \text{ mm}$$

$$D_3 = 34,925 \text{ mm}$$

$$D_4 = 35 \text{ mm}$$

$$D_5 = 26,1 \text{ mm}$$

$$D_6 = 20,637 \text{ mm}$$

Apéndice B-5. Chavetas

La chaveta y su correspondientes chaveteros, se diseñan normalmente una vez que es conocido el diámetro del eje determinado. Entonces con el diámetro del eje como guía, el tamaño de la chaveta se selección en las tablas de la norma correspondiente en función de la forma de la chaveta.

Como ya se determinaron los diámetros del eje en donde van a ir acopladas estas chavetas, los cuales son:

Eje inferior:

$$D_1 = 14,2 \text{ mm}$$

$$D_5 = 23,4 \text{ mm}$$

$$D_7 = 18 \text{ mm}$$

Eje superior:

$$D_1 = 14,2 \text{ mm}$$

$$D_5 = 26,1 \text{ mm}$$

Según la tabla siguiente se seleccionaran las dimensiones de las chavetas, a partir de los diámetros de las secciones de eje en donde van a ir calzadas las mismas:

Tabla B-5.1 Chavetas paralelas a partir del diámetro del eje

Eje Grupo de diámetros D [mm]	Sección de la chaveta b x h [mm] x [mm]
Más de 17 hasta 22	4 x 4
Más de 22 hasta 30	4 x 7

Fuente: www.cadersa.es (2011)

Como se tienen 2 diámetros de secciones del eje que se encuentran dentro del rango de $22 < d < 30 \text{ mm}$, se toma la sección de chaveta recomendada según este rango, la cual es:

$$b \times h = 4 \times 7$$

Lo cual quiere decir que:

$$b = 4 \text{ mm}$$

$$h = 7 \text{ mm}$$

Y como también se tiene otro diámetro de sección del eje que entra en el rango de $17 < d < 22 \text{ mm}$, se toma la sección de chaveta recomendada según este rango, la cual es:

$$b \times h = 4 \times 4$$

Lo cual quiere decir que:

$$b = 4 \text{ mm}$$

$$h = 4 \text{ mm}$$

Donde:

$b = \text{ancho de la chaveta [mm]}$

$h = \text{altura de la chaveta [mm]}$

Ahora con las secciones de chavetas ya definidas para cada diámetro involucrado, se calculan las fuerzas que actúan sobre estas chavetas para así poder analizar los modos de fallas de las mismas:

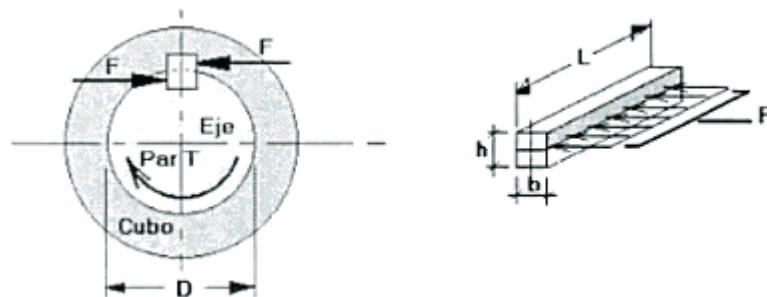


Figura B-5.1. Fuerzas sobre la chaveta.



Hay 2 modos de fallo potencial en chavetas que transmiten potencia:

- Cortadura sobre la sección transversal de la chaveta correspondiente a la altura de unión eje-cubo.
- Aplastamiento por compresión entre la superficie de asiento entre chaveta y eje o cubo.

Se asume que las chavetas serán fabricadas con un Bronce comercial recocido en tiras, cuyas propiedades mecánicas son las siguientes:

CA220 Bronce comercial recocido en tiras:

- Sy: 69 MPa.
- Su: 255 MPa.

Para ambos ejes se tienen los siguientes diámetros y longitudes de algunas secciones en las cuales van calzadas las chavetas:

$$D_1 = 14,2 \text{ mm y } L = 11 \text{ mm}$$

$$D_{5 \text{ inferior}} = 27,7 \text{ mm y } L = 13 \text{ mm}$$

$$D_{5 \text{ superior}} = 26,1 \text{ mm y } L = 5,5 \text{ mm}$$

$$D_7 = 18 \text{ mm y } L = 16 \text{ mm}$$

En cuanto al diámetro D_7 , el mismo pertenece al eje inferior, en donde va a ir calzada una chaveta, es por eso que se le hace mención entre los diámetros señalados anteriormente y en cuanto al diámetro D_1 el mismo coincide en ambos ejes en cuanto a posición y dimensión y cuanto al diámetro D_5 , el par torsor aplicado en el eje inferior varía con respecto al del eje superior y eso provoca que las dimensiones de las chavetas ubicadas en ese punto varíen una con respecto a la otra, según el eje en donde se encuentren.

**Chavetas de la sección correspondiente al diámetro 1:**

Para el diámetro $D_1 = 14,2 \text{ mm}$ que es en donde van calzados los discos de corte en ambos ejes, el par torsor que se aplica allí es el siguiente:

$$T_1 = 6,75 \text{ N.m}$$

Por lo tanto los modos de fallas que pueden aparecer en esta sección de eje para la chaveta correspondiente son:

- Cortadura:

La fuerza de cortadura que deberemos considerar será:

$$F = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right)} \quad \text{ecuación (B - 5.1)}$$

Donde:

$T = \text{par transmitido [N.m]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.1, la misma queda de la siguiente forma:

$$F = \frac{6,75 \text{ N.m}}{\left(\frac{0,0142 \text{ m}}{2}\right)}$$

$$F = 950,704 \text{ N}$$

La tensión de cortadura resultante será,

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right) \times (b \times L)} = \frac{2 \times T}{D \times b \times L} \quad \text{ecuación (B - 5.2)}$$



Donde:

$L = \text{longitud de la chaveta [m]}$

$b = \text{ancho de la chaveta [m]}$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.2, la misma queda de la siguiente forma:

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{2 \times 6,75 \text{ N.m}}{0,0142\text{m} \times 0,004\text{m} \times 0,011\text{m}}$$

$$\tau = 21606914,21 \text{ Pa}$$

$$\tau = 21,607 \text{ MPa}$$

Como tension de cortadura de diseño podemos adoptar (según Robert L. Mott):

$$\tau_d = 0,5 \times \frac{S_y}{N} \quad \text{ecuación (B - 5.3)}$$

Donde:

$S_y = \text{tension de fluencia [MPa]}$

$N = \text{coeficiente de seguridad, debe funcionar entre 1,15 y 1,7.}$

Igualando la tension de cortadura resultante con la tension de cortadura de diseño, se procede a buscar el factor de seguridad que va a poseer la chaveta:

$$\tau = \tau_d$$

Despejando a N de la ecuacion B-5.3, se obtiene:

$$N = \frac{0,5 \times S_y}{\tau_d} \quad \text{ecuación (B - 5.4)}$$



Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.4, la misma queda de la siguiente forma:

$$N = \frac{0,5 \times 69 MPa}{21,607 MPa}$$

$$N = 1,59$$

Finalmente se observa como el factor de seguridad que resulta de tomar la sección y la longitud de chavetas ya aplicadas, el mismo se encuentra en el rango recomendado por las distintas bibliografías consultadas, que es entre 1,15 y 1,7, lo que significa que la chaveta no fallará por tensión cortante, lo cual garantiza que funcionará correctamente en la aplicación pautada para ella.

- Aplastamiento:

El esfuerzo de compresión y las áreas de la chaveta sometida a este esfuerzo son las mismas en la parte alojada en el eje y en la parte alojada en el cubo del elemento de unión, $L \times \left(\frac{h}{2}\right)$.

La compresión debida al estado de carga será:

$$\sigma = \frac{F}{A_t} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right) \times L \times \left(\frac{h}{2}\right)} = \frac{4 \times T}{D \times L \times h} \quad \text{ecuación (B - 5.5)}$$

Donde:

$T = \text{par transmitido [N.m]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$



$L = \text{longitud de la chaveta [m]}$

$h = \text{altura de la chaveta [m]}$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.5, la misma queda de la siguiente forma:

$$\sigma = \frac{F}{A_t} = \frac{4 \times 6,75 \text{ N.m}}{0,0142\text{m} \times 0,011\text{m} \times 0,007\text{m}}$$

$$\sigma = 24693616,24 \text{ Pa}$$

$$\sigma = 24,69 \text{ MPa}$$

Como el modo de fallo se produce sobre la superficie con menor resistencia a la fluencia por la compresion del material, se define el esfuerzo de diseño para compresion como sigue:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad \text{ecuación (B - 5.6)}$$

Igualando el esfuerzo de compresion al esfuerzo de diseño para compresion, podemos obtener el valor del factor de seguridad de la chaveta para este modo de fallo:

$$\sigma = \sigma_d$$

Despejando a N de la ecuacion B-5.6, se obtiene:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_d} \quad \text{ecuación (B - 5.7)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.7, la misma queda de la siguiente forma:



$$N = \frac{69}{24,69}$$

$$N = 2,79$$

Finalmente se observa como el factor de seguridad que resulta de tomar la seccion y la longitud de chavetas ya aplicadas, el mismo se encuentra en un rango aceptable al recomendado por las distintas bibliografias consultadas, es decir, entre 2 y 5, por lo tanto la chaveta no fallará por compresion, lo cual garantiza que funcionará correctamente en la aplicación pautada para ella.

Chavetas de la seccion correspondiente al diametro 5 (eje inferior):

En el caso del diametro $D_5 = 23,4 \text{ mm}$, que es en donde van calzados los engranajes en ambos ejes, resulta que para el eje inferior el par torsor que se le aplica es de:

$$T_{5 \text{ inferior}} = 13,98 \approx 14 \text{ Nm}$$

Por lo tanto los modos de fallas que pueden aparecer en esta seccion de eje para la chaveta correspondiente son:

- Cortadura:

La fuerza de cortadura que deberemos considerar sera,

$$F = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right)} \quad \text{ecuación (B - 5.1)}$$

Donde:

$T = \text{par transmitido [N.m]}$

$D = \text{diametro del eje [m]}$



Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.1, la misma queda de la siguiente forma:

$$F = \frac{13,98}{\left(\frac{0,0234}{2}\right)}$$

$$F = 1194,871 \text{ N}$$

La tension de cortadura resultante será:

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right) \times (b \times L)} = \frac{2 \times T}{D \times b \times L} \quad \text{ecuación (B - 5.2)}$$

Donde:

L = longitud de la chaveta [m]

b = ancho de la chaveta [m]

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.2, la misma queda de la siguiente forma:

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{2 \times 13,98 \text{ N.m}}{0,0234\text{m} \times 0,004\text{m} \times 0,013\text{m}}$$

$$\tau = 22978303,75 \text{ Pa}$$

$$\tau = 22,978 \text{ MPa}$$

Como tension de cortadura de diseño podemos adoptar (según Robert L. Mott):

$$\tau_d = 0,5 \times \frac{S_y}{N} \quad \text{ecuación (B - 5.3)}$$



Donde:

$S_y = \text{tension de fluencia [MPa]}$

$N = \text{coeficiente de seguridad, debe funcionar entre 1,15 y 1,7.}$

Igualando la tension de cortadura resultante con la tension de cortadura de diseño, se procede a buscar el factor de seguridad que va a poseer la chaveta:

$$\tau = \tau_d$$

Despejando a N de la ecuacion B-5.3, se obtiene:

$$N = \frac{0,5 \times S_y}{\tau_d} \quad \text{ecuación (B – 5.4)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.4, la misma queda de la siguiente forma:

$$N = \frac{0,5 \times 69 \text{ MPa}}{22,978 \text{ MPa}}$$

$$N = 1,50$$

Finalmente se observa como el factor de seguridad que resulta de tomar la seccion y la longitud de chavetas ya aplicadas, el mismo se encuentra en el rango recomendado por las distintas bibliografias consultadas, qu es entre 1,15 y 1,7, lo que significa que la chaveta no fallara por tension cortante, lo cual garantiza que funcionará correctamente en la aplicación pautada para ella.

- Aplastamiento:

El esfuerzo de compresion y las areas de la chaveta sometida a este esfuerzo son las mismas en la parte alojada en el eje y en la parte alojada en el cubo del elemento de union, $L \times \left(\frac{h}{2}\right)$.



La compresión debida al estado de carga será,

$$\sigma = \frac{F}{A_t} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right) \times L \times \left(\frac{h}{2}\right)} = \frac{4 \times T}{D \times L \times h} \quad \text{ecuación (B - 5.5)}$$

Donde:

$T = \text{par transmitido [N.m]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

$L = \text{longitud de la chaveta [m]}$

$h = \text{altura de la chaveta [m]}$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.5, la misma queda de la siguiente forma:

$$\sigma = \frac{F}{A_t} = \frac{4 \times 13,98}{0,0234 \times 0,013 \times 0,007}$$

$$\sigma = 26260918,57 \text{ Pa}$$

$$\sigma = 26,26 \text{ MPa}$$

Como el modo de fallo se produce sobre la superficie con menor resistencia a la fluencia por la compresión del material, se define el esfuerzo de diseño para compresión como sigue:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad \text{ecuación (B - 5.6)}$$

Donde:

$S_y = \text{esfuerzo de fluencia [MPa]}$

$N = \text{coeficiente de seguridad, se recomienda un coeficiente de 2 a 5}$



Igualando el esfuerzo de compresión al esfuerzo de diseño para compresión, podemos obtener el valor del factor de seguridad de la chaveta para este modo de fallo:

$$\sigma = \sigma_d$$

Despejando a N de la ecuación B-5.6, se obtiene:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_d} \quad \text{ecuación (B - 5.7)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.7, la misma queda de la siguiente forma:

$$N = \frac{69 \text{ MPa}}{26,26 \text{ MPa}}$$

$$N = 2,63$$

Finalmente se observa como el factor de seguridad que resulta de tomar la sección y la longitud de chavetas ya aplicadas, el mismo se encuentra en un rango aceptable al recomendado por las distintas bibliografías consultadas, es decir, entre 2 y 5, por lo tanto la chaveta no fallará por compresión, lo cual garantiza que funcionará correctamente en la aplicación pautada para ella.

Chavetas de la sección correspondiente al diámetro 5 (eje superior):

Para el diámetro $D_5 = 26,1 \text{ mm}$, del eje superior que es en donde va calzado el otro engranaje igual al que va en el eje inferior y que va acoplado a este, resulta que el par torsor que se le aplica es de:

$$T_{5 \text{ superior}} = 6,75 \text{ N.m}$$



Por lo tanto los modos de fallas que pueden aparecer en esta sección de eje para la chaveta correspondiente son:

Cortadura:

La fuerza de cortadura que deberemos considerar será,

$$F = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right)} \quad \text{ecuación (B - 5.1)}$$

Donde:

$T = \text{par transmitido [N.m]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.1, la misma queda de la siguiente forma:

$$F = \frac{6,75 \text{ N.m}}{\left(\frac{0,0261 \text{ m}}{2}\right)}$$

$$F = 517,241 \text{ N}$$

La tensión de cortadura resultante será:

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right) \times (b \times L)} = \frac{2 \times T}{D \times b \times L} \quad \text{ecuación (B - 5.2)}$$

Donde:

$L = \text{longitud de la chaveta [m]}$

$b = \text{ancho de la chaveta [m]}$



Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.2, la misma queda de la siguiente forma:

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{2 \times 6,75 \text{ N.m}}{0,0261\text{m} \times 0,004\text{m} \times 0,0055\text{m}}$$

$$\tau = 23510971,79 \text{ Pa}$$

$$\tau = 23,51 \text{ MPa}$$

Como tension de cortadura de diseño podemos adoptar:

$$\tau_d = 0,5 \times \frac{S_y}{N} \quad \text{ecuación (B - 5.3)}$$

Donde:

$S_y = \text{tension de fluencia [MPa]}$

$N = \text{coeficiente de seguridad, debe funcionar entre 1,15 y 1,7.}$

Igualando la tension de cortadura resultante con la tension de cortadura de diseño, se procede a buscar el factor de seguridad que va a poseer la chaveta:

$$\tau = \tau_d$$

Despejando a N de la ecuacion B-5.3, se obtiene:

$$N = \frac{0,5 \times S_y}{\tau_d} \quad \text{ecuación (B - 5.4)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.4, la misma queda de la siguiente forma:

$$N = \frac{0,5 \times 69 \text{ MPa}}{23,51 \text{ MPa}}$$



$$N = 1,4674$$

Finalmente se observa como el factor de seguridad que resulta de tomar la seccion y la longitud de chavetas ya aplicadas, el mismo se encuentra en el rango recomendado por las distintas bibliografias consultadas, qu es entre 1,15 y 1,7, lo que significa que la chaveta no fallara por tension cortante, lo cual garantiza que funcionará correctamente en la aplicación pautada para ella.

- Aplastamiento:

El esfuerzo de compresion y las areas de la chaveta sometida a este esfuerzo son las mismas en la parte alojada en el eje y en la parte alojada en el cubo del elemento de union, $L \times \left(\frac{h}{2}\right)$.

La compresion debida al estado de carga sera,

$$\sigma = \frac{F}{A_t} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right) \times L \times \left(\frac{h}{2}\right)} = \frac{4 \times T}{D \times L \times h} \quad \text{ecuación (B - 5.5)}$$

Donde:

$T = \text{par transmitido [N.m]}$

$D = \text{diametro del eje [m]}$

$L = \text{longitud de la chaveta [m]}$

$h = \text{altura de la chaveta [m]}$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.5, la misma queda de la siguiente forma:

$$\sigma = \frac{F}{A_t} = \frac{4 \times 6,75 \text{ N.m}}{0.0261\text{m} \times 0.0055\text{m} \times 0.007\text{m}}$$



$$\sigma = 26869682,04 \text{ Pa}$$

$$\sigma = 26,86 \text{ MPa}$$

Como el modo de fallo se produce sobre la superficie con menor resistencia a la fluencia por la compresión del material, se define el esfuerzo de diseño para compresión como sigue:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad \text{ecuación (B - 5.6)}$$

Donde:

S_y = *esfuerzo de fluencia [MPa]*

N = *coeficiente de seguridad, se recomienda un coeficiente de 2 a 5*

Igualando el esfuerzo de compresión al esfuerzo de diseño para compresión, podemos obtener el valor del factor de seguridad de la chaveta para este modo de fallo:

$$\sigma = \sigma_d$$

Despejando a N de la ecuación B-5.6, se obtiene:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_d} \quad \text{ecuación (B - 5.7)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.7, la misma queda de la siguiente forma:

$$N = \frac{69 \text{ MPa}}{26,86 \text{ MPa}}$$

$$N = 1,28$$



Finalmente se observa como el factor de seguridad que resulta de tomar la seccion y la longitud de chavetas ya aplicadas, el mismo se encuentra en un rango aceptable al recomendado por las distintas bibliografias consultadas, es decir, entre 2 y 5, por lo tanto la chaveta no fallará por compresion, lo cual garantiza que funcionará correctamente en la aplicación pautaada para ella.

Chavetas de la seccion correpondiente al diametro 7 (eje inferior):

Para el diametro $D_7 = 18\text{ mm}$, que es en donde va acoplada la polea que le trasmite la potencia a todo el sistema de corte, el para torsor que se aplica alli es el siguiente:

$$T_{7\text{ polea}} = 13,98 \approx 14\text{ Nm}$$

Por lo tanto los modos de fallas que pueden aparecer en esta seccion de eje para la chaveta correspondiente son:

- Cortadura:

La fuerza de cortadura que deberemos considerar sera,

$$F = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right)} \quad \text{ecuación (B - 5.1)}$$

Donde:

$T = \text{par transmitido [N.m]}$

$D = \text{diametro del eje [m]}$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.1, la misma queda de la siguiente forma:



$$F = \frac{13,98 N \cdot m}{\left(\frac{0,018 m}{2}\right)}$$

$$F = 1553,33 N$$

La tensión de cortadura resultante será,

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right) \times (b \times L)} = \frac{2 \times T}{D \times b \times L} \quad \text{ecuación (B - 5.2)}$$

Donde:

L = longitud de la chaveta [m]

b = ancho de la chaveta [m]

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.2, la misma queda de la siguiente forma:

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{2 \times 13,98 N \cdot m}{0,018 m \times 0,004 m \times 0,016 m}$$

$$\tau = 24270833,33 Pa$$

$$\tau = 24,27 MPa$$

Como tensión de cortadura de diseño podemos adoptar:

$$\tau_d = 0,5 \times \frac{S_y}{N} \quad \text{ecuación (B - 5.3)}$$

Donde:

S_y = tensión de fluencia [MPa]

N = coeficiente de seguridad, debe funcionar entre 1,15 y 1,7.



Igualando la tensión de cortadura resultante con la tensión de cortadura de diseño, se procede a buscar el factor de seguridad que va a poseer la chaveta:

$$\tau = \tau_d$$

Despejando a N de la ecuación B-5.3, se obtiene:

$$N = \frac{0,5 \times S_y}{\tau_d} \quad \text{ecuación (B - 5.4)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.4, la misma queda de la siguiente forma:

$$N = \frac{0,5 \times 69 \text{ MPa}}{24,27 \text{ MPa}}$$

$$N = 1,42$$

Finalmente se observa como el factor de seguridad que resulta de tomar la sección y la longitud de chavetas ya aplicadas, el mismo se encuentra en el rango recomendado por las distintas bibliografías consultadas, que es entre 1,15 y 1,7, lo que significa que la chaveta no fallara por tensión cortante, lo cual garantiza que funcionará correctamente en la aplicación pautada para ella.

- Aplastamiento:

El esfuerzo de compresión y las áreas de la chaveta sometida a este esfuerzo son las mismas en la parte alojada en el eje y en la parte alojada en el cubo del elemento de unión, $L \times \left(\frac{h}{2}\right)$.

La compresión debida al estado de carga será,



$$\sigma = \frac{F}{A_t} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right) \times L \times \left(\frac{h}{2}\right)} = \frac{4 \times T}{D \times L \times h} \quad \text{ecuación (B - 5.5)}$$

Donde:

T = par transmitido [MPa]

D = diametro del eje [m]

L = longitud de la chaveta [m]

h = altura de la chaveta [m]

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.5, la misma queda de la siguiente forma:

$$\sigma = \frac{F}{A_t} = \frac{4 \times 13,98 \text{ N.m}}{0.018\text{m} \times 0.016\text{m} \times 0.004\text{m}}$$

$$\sigma = 48541666,67 \text{ Pa}$$

$$\sigma = 48,54 \text{ MPa}$$

Como el modo de fallo se produce sobre la superficie con menor resistencia a la fluencia por la compresion del material, se define el esfuerzo de diseño para compresion como sigue:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad \text{ecuación (B - 5.6)}$$

Donde:

S_y = esfuerzo de fluencia [MPa]

N = coeficiente de seguridad, se recomienda un coeficiente de 2 a 5



Igualando el esfuerzo de compresión al esfuerzo de diseño para compresión, podemos obtener el valor del factor de seguridad de la chaveta para este modo de fallo:

$$\sigma = \sigma_d$$

Despejando a N de la ecuación B-5.6, se obtiene:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_d} \quad \text{ecuación (B - 5.7)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-5.7, la misma queda de la siguiente forma:

$$N = \frac{69 \text{ MPa}}{48,54 \text{ MPa}}$$

$$N = 1,42$$

Finalmente se observa como el factor de seguridad que resulta de tomar la sección y la longitud de chavetas ya aplicadas, el mismo se encuentra en un rango aceptable al recomendado por las distintas bibliografías consultadas, es decir, entre 2 y 5, por lo tanto la chaveta no fallará por compresión, lo cual garantiza que funcionará correctamente en la aplicación pautada para ella.



Apéndice B-6. Rodamientos y chumaceras

En apéndices anteriores se determinaron las dimensiones de los diámetros de las distintas secciones de los ejes, a partir de esa información se procede a seleccionar las chumaceras, considerando además: los diámetros en donde van a ir ubicados estos elementos, la carga a los cuales van a estar sometidos, la velocidad de giro y la distancia entre centros de los ejes.

En el eje inferior:

Para el diámetro $D_3 = 34,925 \text{ mm}$, se corresponde con uno de los lugares en donde va ubicado un rodamiento con su chumacera, por lo tanto, se procede ahora a seleccionar dicho elemento.

Para una carga R_1 , compuesta por dos reacciones, R_{1x-y} y R_{1x-z} , resulta de la siguiente forma:

$$R_{1 \text{ inferior}} = \sqrt{(R_{1x-y})^2 + (R_{1x-z})^2} \rightarrow R_1 = \sqrt{(426,63)^2 + (400)^2} = 584,82 \text{ N}$$

Para el diámetro $D_6 = 20,637 \text{ mm}$, se corresponde a uno de los lugares en donde va ubicado un rodamiento con su chumacera, por lo tanto, se procede ahora a seleccionar dicho elemento.

Para una carga R_2 , compuesta por dos reacciones, R_{2x-y} y R_{2x-z} , resulta de la siguiente forma:

$$R_{2 \text{ inferior}} = \sqrt{(R_{2x-y})^2 + (R_{2x-z})^2} \rightarrow R_2 = \sqrt{(91,2)^2 + (14,66)^2} = 92,37 \text{ N}$$

En el eje superior:

Para el diámetro $D_3 = 34,925 \text{ mm}$, se corresponde con uno de los lugares en donde va ubicado un rodamiento con su chumacera, por lo tanto, se procede ahora a seleccionar dicho elemento.

Para una carga R_1 , compuesta por dos reacciones, R_{1x-y} y R_{1x-z} , resulta de la siguiente forma:

$$R_{1 \text{ superior}} = \sqrt{(R_{1x-y})^2 + (R_{1x-z})^2} \rightarrow R_1 = \sqrt{(486,88)^2 + (124,85)^2} = 502,63 \text{ N}$$

Para el diámetro $D_6 = 20,637 \text{ mm}$, se corresponde a uno de los lugares en donde va ubicado un rodamiento con su chumacera, por lo tanto, se procede ahora a seleccionar dicho elemento.

Para una carga R_2 , compuesta por dos reacciones, R_{2x-y} y R_{2x-z} , queda así:

$$R_{2 \text{ superior}} = \sqrt{(R_{2x-y})^2 + (R_{2x-z})^2} \rightarrow R_2 = \sqrt{(166,55)^2 + (273,76)^2} = 320,44 \text{ N}$$

Selección de rodamientos y chumaceras:

Para D_3 .

Como en ambos ejes, se encuentra el mismo diámetro $D_3 = 34,925 \text{ mm}$, se toma la reacción R_1 mas grande entre los 2 ejes para este punto, y con esa fuerza poder seleccionar el rodamiento y la chumacera correspondiente, en este caso sería $R_1 = 584,82 \text{ N}$, para la cual se selecciona el siguiente rodamiento con su chumacera:

Datos:

$$D_3 = 34,925 \text{ mm}$$

$$R_1 = 584,82 \text{ N}$$

El rodamiento resultante es el siguiente:

- YAT 207-106

Y el soporte o chumacera es:

- SYH 507 U

Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, prisionero, rodamientos en pulgadas										
Dimensiones					Capacidades de carga		Velocidad	Masa	Designaciones	
d	A	H	H ₁	L	C	C ₀	límite con eje de tolerancia h6		Unidad de rodamiento	Rodamiento
mm					kN		rpm	kg	-	
34,925	45	91,5	46,05	160	25,5	15,3	5300	1,5	SYH 1.3/8 RM	YAT 207-106

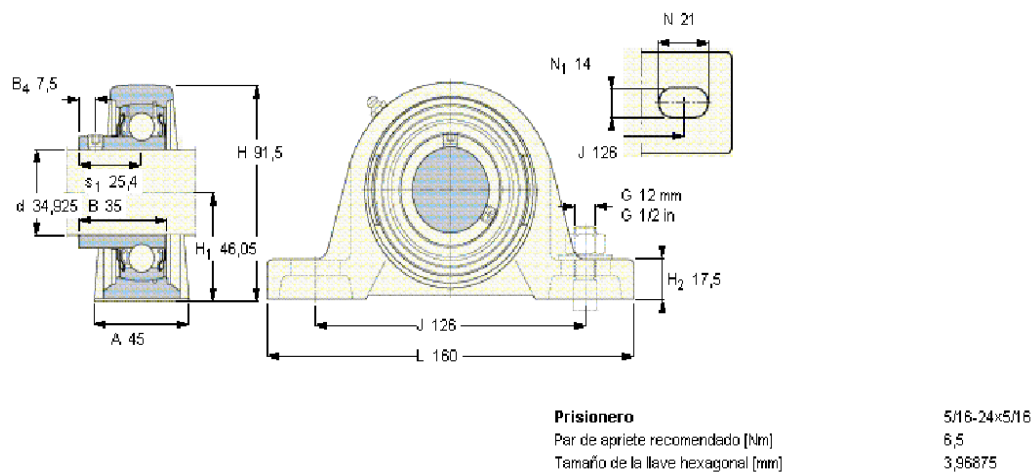


Figura B-6.1. Chumacera seleccionada para el apoyo delantero (Diámetro 3 de los ejes).

Para D_6 .

Igualmente como en ambos ejes, se encuentra el mismo diámetro $D_6 = 20,637 \text{ mm}$, se toma la reacción R_2 más grande entre los 2 ejes para este punto, y con esa fuerza poder seleccionar el rodamiento y la chumacera correspondiente, en este caso sería $R_2 = 320,44 \text{ N}$, para la cual se selecciona el siguiente rodamiento con su chumacera:

Datos:

$$D_6 = 20,637 \text{ mm}$$

$$R_2 = 320,44 \text{ N}$$

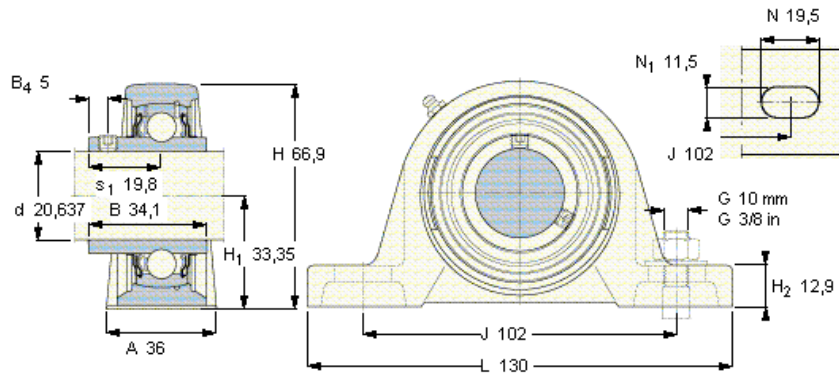
El rodamiento resultante es el siguiente:

- YAR 205-013-2F

Y el soporte o chumacera es:

- SYH 505 U

Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, prisionero, rodamientos en pulgadas											
Dimensiones					Capacidades de carga		Velocidad	Masa	Designaciones		
d	A	H	H ₁	L	C	C ₀	límite con eje de tolerancia h6		Unidad de rodamiento	Soporte	Rodamiento
mm					kN		rpm	kg	-		
20,637	36	66,9	33,35	130	14	7,8	7000	0,82	SYH 13/16 TF	SYH 505 U	YAR 205-013-2F



Prisionero

Par de apriete recomendado [Nm]

Tamaño de la llave hexagonal [mm]

1/4-28x1/4

4

3,175

Figura B-6.2. Chumacera seleccionada para el apoyo trasero (Diámetro 5 de los ejes).

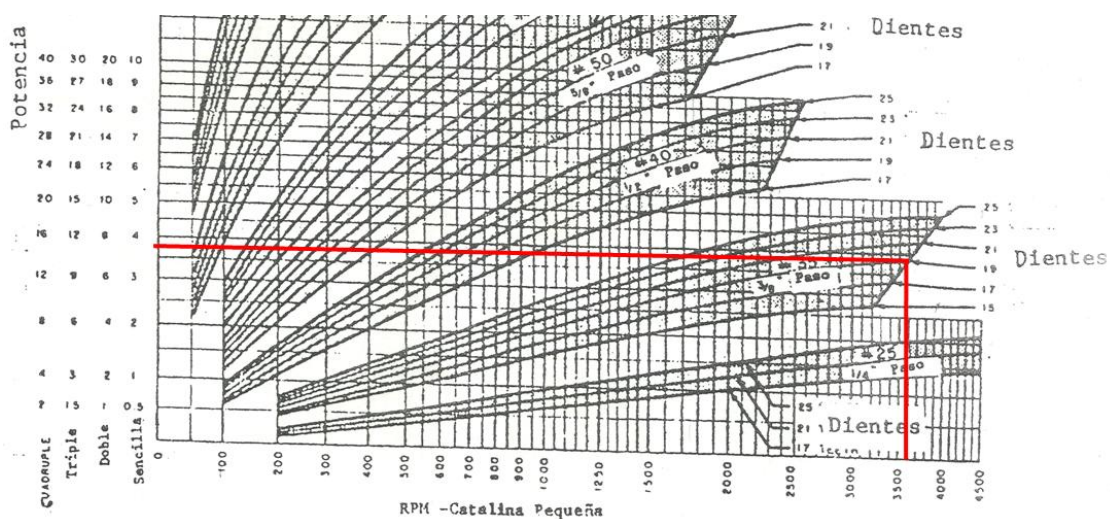
Hay que mencionar además que todas estas selecciones de rodamientos y chumaceras, se hicieron a través del portal on-line para la selección de productos SKF, en la página oficial de esta marca.

Apéndice B-7. Cadenas y catarinas

En este caso como solo se requiere de este sistema de cadenas para transmitir movimiento lineal, a partir del movimiento rotacional que genera el servomotor que va acoplado a una de las catarinas, para así mover una barra que va a ir introducida entre un par de eslabones de la cadena, y que dicha barra se encargará de mover el sistema de centrado superior, a partir del movimiento que le transfiera el servomotor instalado en este sistema de transmisión de cadenas.

Se toma en consideración que se usarán 2 catarinas de igual diámetro para así garantizar que el movimiento lineal que se desea para el dispositivo de centrado sea el correcto, ya que de esto depende gran parte de nuestro sistema.

Por lo tanto, en base al ancho que requiere que tenga la palanca que impulsará al sistema de centrado, y como esta palanca irá insertada en el espacio que hay entre 2 eslabones de la cadena de rodillos, se selecciona entonces un valor de paso entre eslabones de cadenas de $3/8''$ de paso y con 17 dientes.



Gráfica B-7.1. Gráfico de selección de cadenas.



Con los gráficos de potencia Fig. 7.1, se permiten seleccionar tentativamente el paso de la cadena y el tamaño de la rueda catarina pequeña, que en nuestro caso ambas catarinas van a ser de igual diámetro.

Se obtuvo una cadena sencilla # 35, con 3/8'' de paso y 17 dientes, que aportará 3 H.P. de potencia.

Con estos datos se calcula el diámetro de la Catarina, por medio de la siguiente ecuación:

$$D = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{N}\right)} \quad \text{ecuación (B - 7.1)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-7.1, la misma queda de la siguiente forma:

$$D = \frac{\frac{3}{8} \text{ pulg}}{\sin\left(\frac{180}{17}\right)}$$
$$D = 2,04'' \approx 2 \frac{3}{16} \text{ pulg}$$

Cadena:

$$P = \frac{3}{8} \text{ pulg}$$
$$N = 17 \text{ dientes}$$
$$D = 2,04'' \approx 2 \frac{3}{16} \text{ pulg} \approx 5,55625 \text{ cm}$$

Ahora se calcula la distancia entre centros (C) de las 2 catarinas:

Según los diversos materiales bibliográficos que se han consultado, los mismos recomiendan que la distancia entre centros sea de 30 a 50 veces el paso de la cadena,



por lo que se tomará 40 veces el paso, esto para garantizar además que se cumpla la longitud que debe recorrer la cadena para mover el dispositivo de centrado.

Por lo tanto:

$$C = 50 \text{ pasos}$$

Ahora se calcula la longitud de la cadena:

La longitud de la cadena es una función del número de dientes de ambas ruedas catalinas y de la distancia entre centros. Además, la cadena debe tener un número exacto de pasos, preferiblemente un número par, para así evitar el uso de un eslabón adicional.

Para esto se utiliza la siguiente fórmula:

$$L = 2C + \frac{N + n}{2} + \frac{(N - n)^2}{4\pi^2 C} \quad \text{ecuación (B - 7.2)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-7.2, la misma queda de la siguiente forma:

$$L = (2 \times 50) + \frac{(17 + 17)}{2} + \frac{(17 - 17)^2}{4\pi^2 \times (50)}$$

$$L = 100 + 17$$

$$L = 117 \text{ pasos} \approx 118 \text{ pasos}$$

$$L = 118 \text{ pasos} \times \frac{3}{8} \text{ pulg pasos} = 44,25 \text{ pulg}$$

$$L = 44,25 \text{ pulg} = 112,395 \text{ cm}$$

Como este sistema de transmisión se usará para el centrado superior del sistema de levantamiento de la lámina, se emplearán 3 y 4 sistemas iguales adicionalmente al que fue calculado, esto para que sean acoplados al servomotor que acciona a el sistema superior, para así accionar al sistema que manipula al brazo extensible y las guías de centrado inferiores.



Apéndice B-8. Motor

Para la selección del motor se deben tener en cuenta algunas variables a satisfacer tales como:

- Potencia
- Velocidad de rotación
- Corriente de alimentación
- Eficiencia de operación

En el mercado existen diferentes tipos de motores que puede satisfacer las condiciones de operación de un sistema y aun así ser diferentes, es decir, puede ser un motor monofásico o trifásico, es importante saber cuál de ellos seleccionar ya que presentan ventajas y desventajas que se deben considerar al momento de seleccionarlos, a continuación algunas comparaciones entre estos tipos de motores:

- Los motores trifásicos son más eficientes, ya que tienen menos pérdidas internas.
- Los motores trifásicos no necesitan bobina de arranque y por lo tanto tampoco capacitores y ni interruptores centrífugos que son comunes en los motores monofásicos. Por lo que al ser más sencillos, necesitan menos mantenimiento.
- Los motores trifásicos pueden cambiar el sentido de rotación con solo invertir dos de las tres líneas de entrada.
- Los motores trifásicos permiten diferentes tipos de conexiones que con lo que se logra configurar el sistema de arranque para reducir la corriente inicial.

- En motores de la misma capacidad, los trifásicos son mucho más pequeños en tamaño.

Como se pudo constatar los motores trifásicos presentan buenas ventajas sobre sus semejantes los motores monofásicos, por esta razón la selección se orientará hacia los motores trifásicos.

Como se explicó anteriormente, las características que debe satisfacer el motor para cortar láminas de 3 mm de espesor son las siguientes:

- Potencia: 0,72 Hp
- Velocidad de rotación: 1800 RPM

A continuación se presenta una tabla con algunas características de un motor trifásico del fabricante Baldor que cumplen con las condiciones de operación antes descritas, las características completas de este motor se encuentran en los Anexos.

Tabla B-8.1: Características generales del motor seleccionado.

kW/Hp	RPM	IEC Frame	Voltaje	Eficiencia de Operación máxima	BALDOR • RELIANCE® Metric IEC Frame Motors, Three Phase, 60 Hz, 230/460 Volts 
0,75/1,00	3600	D80	230/460	75.5	
	1800	D80	230/460	76	

Fuente: Baldor

Apéndice B-9. Unión entre guías lineales y la mesa de corte.

En este aparte se calcula la unión soldada que se establece entre la guía lineal y la mesa de corte, dicha guía lineal se emplea en el sistema de centrado superior, tiene una longitud de 0,41 m, y una masa de $m = 12,42 \text{ Kg/m}$.

Para el cálculo de la unión soldada se tomara en cuenta la condición crítica en la que el carrito que pasa por la guía se posiciona en el extremo de la misma, es decir, a la distancia de 0,41 m desde el punto de empotramiento de la guía con la mesa, resultando entonces que sobre la guía lineal actúan 2 fuerzas, el peso de la misma y el peso de lo que soporta el carrito deslizante sobre esta.

Por lo tanto se efectúa lo siguiente:

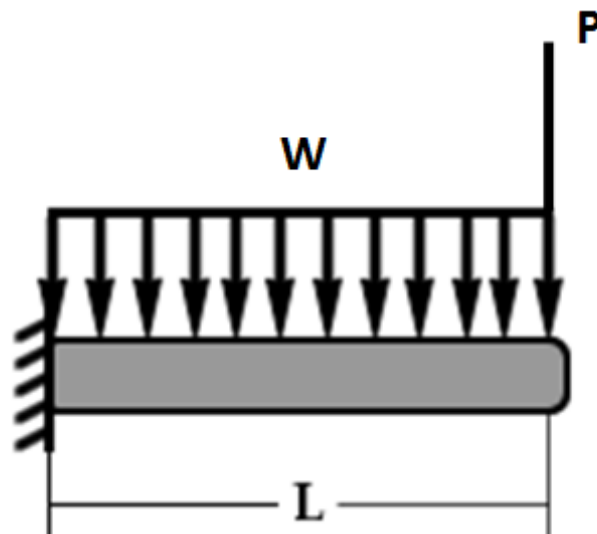


Figura B-9.1. Viga en voladizo sometida a flexión.

Donde:

L = longitud total de la guía lineal. [m]

P = fuerza en el extremo de la guía. [N]

$W = \text{peso distribuido uniformemente. [N]}$

Datos:

$$L = 0,41 \text{ m}$$

$$P = 35 \text{ N}$$

$$W = 121,84 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Ahora se selecciona el cordón se soldadura que correspondería a este caso, en el que están involucradas fuerzas que generan flexión.

El cordón seleccionado es el que se muestra en la siguiente figura:

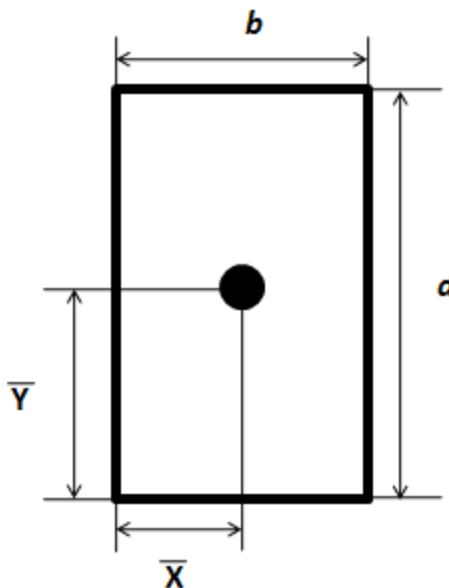


Figura B-9.2. Arco de soldadura.

Donde:

$b = \text{ancho de la garganta del cordon de soldadura. [m]}$

$d = \text{alto de la garganta del cordon de soldadura. [m]}$



$\bar{X}$ = coordenada X del centroide del arco de soldadura. [m]

$\bar{Y}$ = coordenada Y del centroide del arco de soldadura. [m]

Datos:

$$b = 0,024 \text{ m}$$

$$d = 0,069 \text{ m}$$

Las coordenadas $\bar{X}$ y $\bar{Y}$ del centroide del arco de soldadura se determinan con las siguientes ecuaciones:

$$\bar{X} = \frac{b}{2} \quad \text{ecuación (B - 9.01)}$$

$$\bar{Y} = \frac{d}{2} \quad \text{ecuación (B - 9.02)}$$

Para determinar la coordenada $\bar{X}$, se procede a sustituir los valores correspondientes en la ecuación B-9.01, de modo que la misma queda de la siguiente forma:

$$\bar{X} = \frac{0,024}{2}$$

$$\bar{X} = 0,012 \text{ m}$$

Para determinar la coordenada $\bar{Y}$, se procede a sustituir los valores correspondientes en la ecuación B-9.02, de modo que la misma queda de la siguiente forma:

$$\bar{Y} = \frac{0,069}{2}$$

$$\bar{Y} = 0,0345 \text{ m}$$



Se toma en cuenta que el cordon de soldadura va a tener un espesor minimo de:

$$h = 5 \text{ mm} \approx 0,005 \text{ m}$$

Ahora se determina el segundo momento del área unitaria, por medio de la siguiente ecuación:

$$I_u = \frac{d^2}{6} \times [(3 \times b) + d] \quad \text{ecuación (B - 9.03)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-9.03, la misma queda de la siguiente forma:

$$I_u = \frac{0.069^2}{6} \times [(3 \times 0,024) + 0,069]$$

$$I_u = 1,118835 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Como el ancho de la garganta de una soldadura de filete es 0,707h, la relación entre la I y la I_u es:

$$I = 0,707 \times h \times I_u \quad \text{ecuación (B - 9.04)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-9.04, la misma queda de la siguiente forma:

$$I = 0,707 \times 0,005 \text{ m} \times 1,118835 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$I = 3,95508 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$



El área de la garganta está determinada por una ecuación que esta concatenada a la geometría del cordón de soldadura a utilizar, quedando definida de la siguiente forma:

$$A = 1,414 \times h \times (b + d) \quad \text{ecuación (B - 9.05)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-9.05, la misma queda de la siguiente forma:

$$A = 1,414 \times 0,005 \times (0,024 + 0,069)$$

$$A = 6,571 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Como este caso es el de una soldadura sometida a flexión, se debe estudiar el esfuerzo cortante y el esfuerzo flector generados por las fuerzas involucradas, y esto se realiza a través de las siguientes ecuaciones:

$$\tau' = \frac{v}{A} \quad \text{ecuación B - 9.06}$$

$$\tau'' = \frac{M \times C}{I} \quad \text{ecuación (B - 9.07)}$$

Donde:

$\tau' =$ *esfuerzo cortante.* [Pa]

$v =$ *fuerza cortante maxima.* [N]

$A =$ *area de la garganta de la soldadura.* [m²]

$\tau'' =$ *esfuerzo flector.* [Pa]

$M =$ *momento maximo de flexion resultante.* [N.m]

$C =$ *distancia desde el centroide hasta el extremo de la soldadura.* [m]

$I =$ *momento de inercia de area de la seccion de la soldadura.* [m⁴]



Para determinar el esfuerzo cortante, se debe encontrar primero el valor de la fuerza cortante máxima, ya que en este caso se observa que no hay una sola fuerza ejerciendo acción sobre la viga sino 2, una puntual y la otra distribuida, por lo tanto se aplica lo siguiente:

$$v = W \times \left(\frac{L}{2}\right) + P \quad \text{ecuación (B - 9.08)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-9.08, la misma queda de la siguiente forma:

$$v = 121,84 \frac{N}{m} \times \left(\frac{0,41 m}{2}\right) + 35 N$$

$$v = 59,977 N$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-9.06, la misma queda de la siguiente forma:

$$\tau' = \frac{59,977 N}{6,571 \times 10^{-4} m^2}$$

$$\tau' = 91.275,6673 Pa$$

Para determinar el esfuerzo flector, se debe encontrar primero el valor del momento flector máximo, ya que en este caso se observa que no hay una sola fuerza ejerciendo acción sobre la viga sino 2, una puntual y la otra distribuida, por lo tanto se aplica lo siguiente:

$$M = 121,84 \times X \times \left(\frac{X}{2}\right) + 35 \times X \quad \text{ecuación (B - 9.09)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-9.09, la misma queda de la siguiente forma:

$$M = 121,84 \times 0,41m \times \left(\frac{0,41 m}{2}\right) + 35 \times 0,41 m$$



$$M = 24,59 \text{ N.m}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-9.07, la misma queda de la siguiente forma:

$$\tau'' = \frac{24,59 \text{ N.m} \times 0,012 \text{ m}}{3,95508 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$
$$\tau'' = 746.078,4611 \text{ Pa}$$

Ahora se procede a calcular el factor de seguridad con la siguiente ecuación:

$$N_{Flex} = \frac{S_{YP}}{\sigma_e} \quad \text{ecuación (B - 9.10)}$$

Donde:

N_{Flex} = factor de seguridad para la flexión.

S_{YP} = resistencia de uniones soldadas. [Pa]

σ_e = esfuerzo equivalente de τ'' y τ' . [Pa]

Por lo tanto en vista de que se necesitan determinar los valores de S_{YP} y σ_e , se procede de la siguiente forma:

Para S_{YP} :

$$S_{YP} = 0,6 \times S_Y \quad \text{ecuación (B - 9.11)}$$

Donde:

S_{YP} = resistencia de uniones soldadas. [MPa]

S_Y = límite de fluencia del electrodo seleccionado. [MPa]

El electrodo seleccionado para esta soldadura fue el E60xx, que tiene un límite de fluencia S_Y de:



$$S_Y = 427 \text{ MPa}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-9.11, la misma queda de la siguiente forma:

$$S_{YP} = 0,6 \times 427 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$S_{YP} = 256,2 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Ahora para σ_e :

$$\sigma_e = \sqrt{(\tau'')^2 + [3 \times (\tau')^2]} \quad \text{ecuación (B - 9.12)}$$

Donde:

$$\sigma_e = \text{esfuerzo equivalente de } \tau'' \text{ y } \tau'. [\text{MPa}]$$

$$\tau'' = \text{esfuerzo flector. [Pa]}$$

$$\tau' = \text{esfuerzo cortante. [Pa]}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-9.12, la misma queda de la siguiente forma:

$$\sigma_e = \sqrt{(746078,4611)^2 + [3 \times (91275,6673)^2]}$$

$$\sigma_e = 762644,6174 \text{ Pa}$$

Finalmente sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación B-9.10, la misma queda de la siguiente forma:

$$N_{Flex} = \frac{256,2 \times 10^6 \text{ Pa}}{762644,6174 \text{ Pa}}$$

$$N_{Flex} = 335,936$$



APÉNDICE B



Con este resultado se observa que el espesor de cordón de soldadura que se adopto estaría trabajando sin ningún inconveniente ya que estaría sobre asegurado y además como las fuerzas aplicadas en este sistema son muy bajas, el sistema no corre peligro de fallar.

Apéndice C

Sistema Neumático

Apéndice C-1. Ventosas

Para la selección de estos elementos se toma en cuenta el peso de la lámina de mayores dimensiones que el sistema deberá levantar, para eso se debe considerar lo siguiente:

Diagrama de cuerpo libre de la lámina:

En este caso se realizó el siguiente diagrama para la lámina con mayores dimensiones, para este caso sería la de 84 cm de longitud de arista y 3 mm de espesor o calibre.

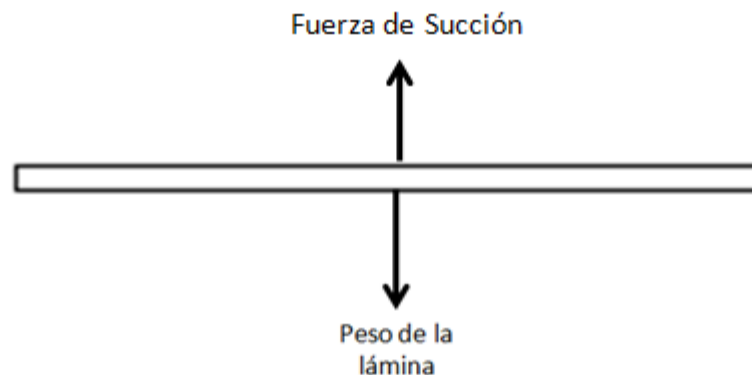


Figura C-1.1. Diagrama de cuerpo libre de una lámina de aluminio.

Para calcular el peso de esta lámina, se toma en cuenta la masa de la misma (dato que fue proporcionado por la empresa Alumifenix) la cual es de $m = 4,48 \text{ Kg} \approx 4,5 \text{ Kg}$, conociendo la masa se procede a estimar el peso.



$$P = m \times g \quad \text{ecuación (C - 1.01)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-1.01, la misma queda de la siguiente forma:

$$P = 4,5Kg \times 9,81 \frac{m}{s^2}$$
$$P = 44,145 N$$

Luego se realiza una sumatoria de fuerzas en el eje “Y”, ya que es la dirección en que trabajarán las ventosas, a fin de determinar la fuerza de succión de estas para luego seleccionarlás.

$$+\uparrow \sum F_Y = 0$$

$$F_{succion} - P = m \times a$$

Donde:

$m = masa [Kg]$

$a = aceleracion de la placa [m/s^2]$

$P = Peso de la placa [N]$

$F_{succion} = fuerza de succion a ejercer sobre la placa[N]$

Antes de calcular el valor de la fuerza de succión a aplicar sobre la placa, se debe hallar la aceleración de la lámina mientras esta hace el recorrido a lo largo del eje Y.

Para obtener dicha aceleración, se debe determinar primero la velocidad a la que se debe desplazar el embolo del actuador grande (Cilindro N°1 de la Figura 4.6), para este parámetro se recomienda seleccionar un valor de velocidad, a partir de un rango de valores comprendidos entre $0,1 \frac{m}{s} < V < 1,5 \frac{m}{s}$, según la documentación que ofrece el libro “Introducción a la Neumática” de Antonio Guillen Salvador, además la compañía FESTO también hace referencia a una velocidad de impacto admisible, que se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$V_{adm} = \sqrt{\frac{2 \times E_{adm}}{M_{propia} + M_{carga}}} \quad \text{ecuación (C – 1.02)}$$

Donde:

V_{adm} = velocidad admisible del impacto $\left[\frac{m}{seg}\right]$

E_{adm} = energía maxima admisible del impacto [J]

M_{propia} = masa movil (actuador)[Kg]

M_{carga} = carga util movil [Kg]

En las siguientes tablas se especifican los valores de fuerza y energía que soporta este cilindro, al igual que los pesos y las masas del mismo:

Tabla C-1.1. Tabla de las fuerzas y energía del cilindro neumático N°1

Fuerzas [N] y energía de impacto [J]		
Diámetro del émbolo		32
Fuerza teórica con 6 bar en avance		483
	S2/S20	415
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso		415
	S2/S20	415
Energía max. de impacto en las posiciones finales		0,1

Fuente: Festo

Tabla C-1.2. Peso y masa del cilindro neumático N°1

Pesos [g]	
Diámetro del émbolo	32
Tipo básico	
Peso con carrera de 0 mm	517
Peso adicional por 10 mm de carrera	30
Masa móvil con carrera de 0 mm	162
Masa adicional por 10 mm de carrera	9

Fuente: Festo

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-1.02, se tiene:

$$V_{adm} = \sqrt{\frac{2 \times 0,1 J}{0,617 Kg + 0,5746 Kg}}$$

$$V_{adm} = 0,41 \frac{m}{s}$$

Lo cual hace que el rango de valores de velocidad para este cilindro neumático, quede así:

$$0,1 \frac{m}{s} < V < 0,41 \frac{m}{s}$$

A partir de este nuevo rango de velocidades, se seleccionará la velocidad a la cual trabajará el cilindro neumático, la cual será de $V_F = 0,35 \text{ m/s}$.

Para esto se asume que las ventosas partirán del reposo hasta alcanzar su velocidad de operación en 0,2 s, por lo tanto, la aceleración se determina empleando la siguiente ecuación:

$$V_F = V_o + a \times t \quad \text{ecuación (C - 1.03)}$$



Donde:

V_F : velocidad final $\left[\frac{m}{s}\right]$

V_o : velocidad inicial $\left[\frac{m}{s}\right]$

a : aceleración $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

t : tiempo de estabilización [s]

De la ecuación C-1.03, se despeja la aceleración de la lámina, que es la variable que se desea conocer, quedando entonces de la siguiente forma:

$$a = \frac{V_F - V_o}{t} \quad \text{ecuación (C - 1.04)}$$

Como el vástago parte desde el reposo, la velocidad inicial V_o , es igual a cero (0), por lo tanto:

$$a = \frac{0,35 \text{ m/s}}{0,2s}$$

$$a = 1,75 \text{ m/s}^2$$

Para determinar el tiempo total de ascenso (que será el mismo tiempo del descenso), debe calcularse un primer desplazamiento que sufrirá el cilindro mientras parte del reposo hasta que alcanza su velocidad constante de operación, el cual se determina de la siguiente manera:

$$Y = Y_0 + V_{oy} \times t + \frac{1}{2} \times a \times t^2 \quad \text{ecuación (C - 1.05)}$$

Donde:

$$Y = 0 \text{ m} + 0 \text{ m} \times 0,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} + \frac{1}{2} \times 1,75 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times (0,2 \text{ s})^2$$



$$Y = 35 \text{ mm}$$

La carrera completa del cilindro es de 1.000 mm, es decir quedan por recorrer $\Delta_y = 565 \text{ mm}$, los cuales serán recorridos a velocidad constante $V_F = 0,35 \text{ m/s}$, el tiempo en recorrer esta distancia se calcula pro medio de la siguiente ecuación:

$$t_{VC} = \frac{\Delta_y}{V_F} \quad \text{ecuación (C - 1.06)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-1.06, la misma queda de la siguiente forma:

$$t_{VC} = \frac{0,965 \text{ m}}{0,35 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$
$$t_{VC} = 2,78 \text{ s}$$

El tiempo total de ascenso será igual al tiempo de estabilización sumado al tiempo transcurrido del movimiento a velocidad constante:

$$T = t + t_{VC} \quad \text{ecuación (C - 1.07)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-1.07, la misma queda de la siguiente forma:

$$T = 0,20 \text{ s} + 2,78 \text{ s}$$
$$T = 2,98 \text{ s}$$

Una vez encontrado el origen de la determinación de los tiempos empleados para hallar el valor de la aceleración de la lámina, se procede a encontrar el valor de la fuerza de succión.



$$F_{succion} - P = m \times a \quad \text{ecuación (C - 1.08)}$$

Despejando la fuerza de succión de la ecuación anterior, queda:

$$F_{succion} = m \times a + P \quad \text{ecuación (C - 1.09)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-1.09, la misma queda de la siguiente forma:

$$F_{succion} = \left(4,5Kg \times 1,75 \frac{m}{s^2} \right) + 44,145 N$$
$$F_{succion} = 52,02 N$$

Esta es la fuerza que debe vencer la ventosa para poder succionar la lámina, por lo tanto para su selección se toma en cuenta. Para esta selección se utilizó el catalogo de productos FESTO, por medio de su portal on-line en su página principal de Venezuela. La principal variable para realizar la selección es la fuerza de succión, por lo que se debe seleccionar una ventosa con una fuerza de succión igual o superior a:

$$F \geq 52,02 N$$

Ya con esta condición, la ventosa que mejor se adapta a esta situación es:

Pinza por vacio ESG-40-SN-HD-PK:1.



Figura C-1.2. Imagen de ventosa con accesorios.

La cual posee un diámetro de ventosa $D_{ventosa} = 40\text{ mm}$, de forma redonda y estándar y con una fuerza de succión con vacío de 70% $F = 69,6\text{ N}$, también posee sus respectivos acoples para la alimentación de aire para así crear el vacío dentro de la ventosa.

Aquí se muestra el código de la ventosa sola en caso de llevar a cabo solo el reemplazo de la misma y no del sistema completo de ventosa con accesorios.

Ventosa ESS-40-SN



Figura C-1.3. Imagen de la ventosa.



APÉNDICE C



Para nuestro caso se decidió colocar dos (2) ventosas para garantizar en caso de que una de las ventosas no pueda succionar la lámina, la otra si lo haga, para así completar esa carrera y no tener que mandar al sistema a que vuelva a bajar para tratar de tomar de nuevo la lámina que no se pudo levantar.

$$F_{succion} = 69,6 \text{ N}$$



Apéndice C-2. Generador de vacío

Para seleccionar el eyector, se deben tomar en cuenta 3 aspectos, que son:

- Presión del aire disponible.
- Área disponible para la sujeción.
- Fuerza de succión.

Variables que se relacionaran entre sí a través de la ecuación C-2.01. Los eyectores generan vacío de manera directamente proporcional a la presión de aire que los alimenta, por lo tanto se selecciona de un catalogo un eyector a partir de la presión de alimentación de aire.

$$p = \frac{F}{A} \quad \text{ecuación (C - 2.01)}$$

Donde:

p = presión de de vacío que genera el eyetor. [bar]

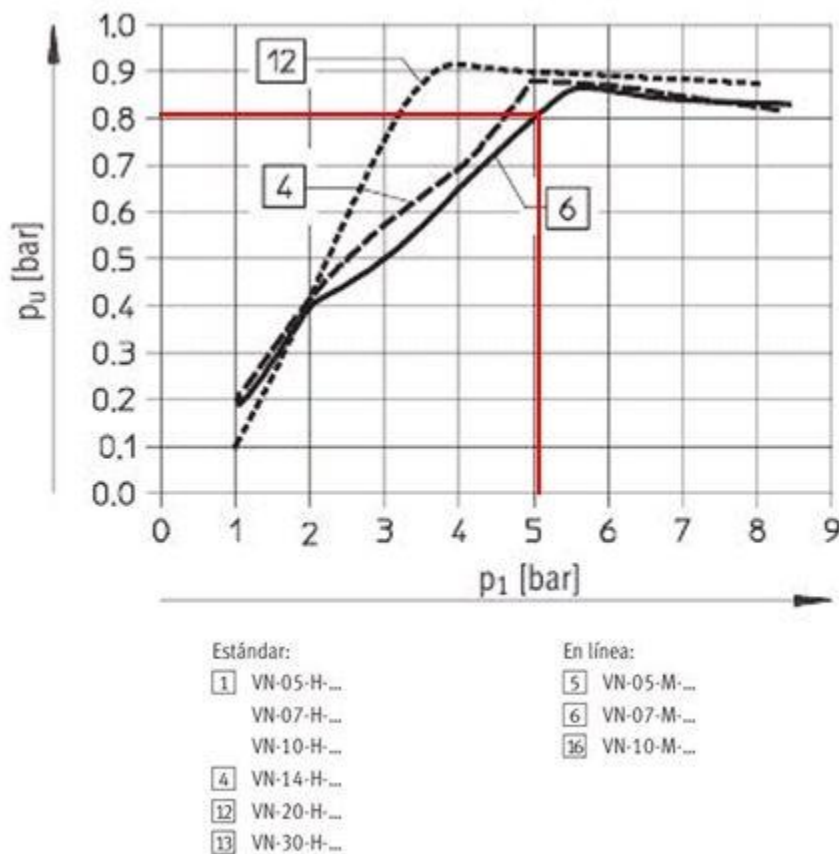
F = fuerza de succion. [N]

A = área disponible para la sujeción. [m²]

En la empresa Alumifenix existe un dispositivo de generación de aire comprimido de dos (2) etapas, el mismo genera una presión de trabajo de hasta 8 bar, dependiendo de factores, como por ejemplo de la producción y la aplicación de ese compresor en otras unidades de producción de la empresa, se tomará un valor de 5 bar de presión para hacer la selección del eyector, ya que esta es una presión que se encuentra por debajo de los 6 bares, presión a la cual operará normalmente el sistema, esto se hace para prevenir en caso de que haya una caída de presión abrupta, si la

presión está por encima de la seleccionada, el eyector generará un vacío mayor y por lo tanto la fuerza de succión será mayor.

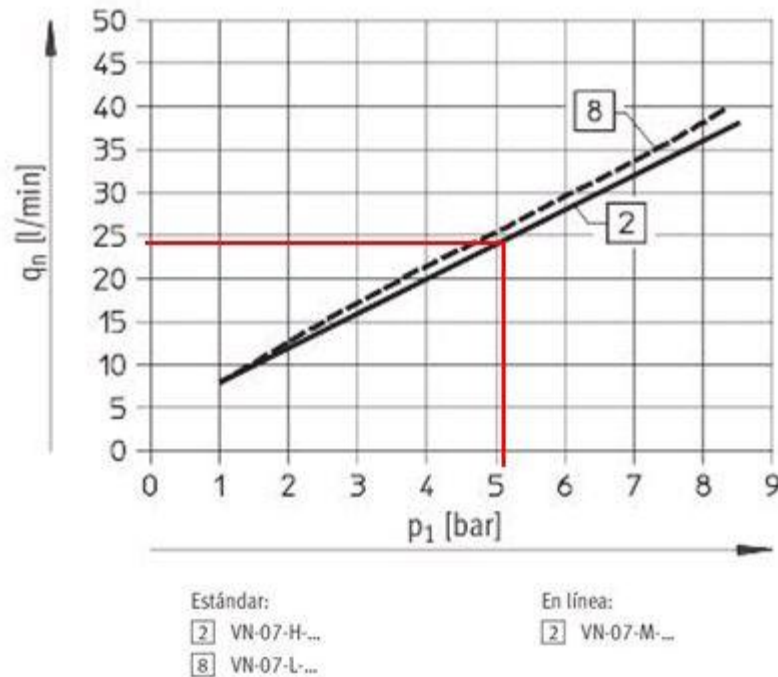
Una vez seleccionada la presión de alimentación de 5 bar, se ubica en la siguiente grafico del catalogo FESTO, y se selecciona un eyector, que genera un diferencial de vacío.



Gráfica C-2.1. Vacío Δp en función de la presión de funcionamiento.

Según esto, el eyector que cumple con los requisitos de lograr la fuerza de succión deseada con un vacío mayor o igual a 70% en la ventosa, es el VN-07-M-I3-PQ2-VQ2-A, con un diámetro nominal de la tobera Laval de 0,7 mm y un $\Delta p = -0,80$ bar.

Ahora se determinará cuánto va a ser el caudal que va a consumir el generador de vacío, lo cual se hará a través de la siguiente gráfica:



Gráfica C-2.2. Consumo de aire q_n en función de la presión de funcionamiento.

El consumo de aire del generador de vacío es de unos 24,5 l/min, pero como son 2 generadores los que se van a usar, se debe multiplicar el resultado anterior por 2, quedando:

$$q_n = 49 \text{ l/min}$$

Luego de tener la presión de vacío, y como ya se tiene la fuerza de succión que fue determinada anteriormente en la sección de ventosas, se procede a determinar el área disponible para la sujeción, esto se hará despejando el área de la ecuación C-2.01, lo cual queda de la siguiente forma:

$$A = \frac{F}{p} \quad \text{ecuación (C - 2.02)}$$



Ahora sustituyendo los valores de fuerza de succión de las ventosas y la presión de vacío que genera el eyector, en la ecuación C-2.02:

$$A = \frac{69,6 \text{ N}}{0,80 \text{ bar} \times \frac{100.000 \text{ N/m}^2}{1 \text{ bar}}}$$

$$A = \frac{69,6 \text{ N}}{80.000 \text{ Pa}}$$

$$A = 8,7 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \approx 0,087 \text{ cm}^2$$

El área necesaria para la sujeción que es $0,087 \text{ cm}^2$, es menor al área plana disponible a levantar 900 cm^2 (condición crítica por ser las dimensiones de la lámina más pequeña $L=30 \text{ cm}$), por lo tanto se selecciona este eyector.

Como el material a levantar es metálico y no poroso, el caudal de vacío es despreciable, entonces se tomará un solo eyector por cada ventosa.

Apéndice C-3. Actuadores neumáticos

Se seleccionarán tres (3) actuadores lineales con vástago, dos (2) para el desplazamiento vertical, uno (1) para desplazamiento diagonal y un actuador giratorio.

- **Cilindro N°1 (Desplazamiento Vertical)**

El cilindro N°1 se encargará de levantar las láminas de aluminio en dirección vertical una distancia comprendida entre [800-1.000] mm gracias a la acción de un par de ventosas adaptadas por medio de una placa pequeña al final del vástago de este cilindro. Para la selección de este cilindro, se considerará la condición crítica en la cual el cilindro deberá levantar una lámina cuadrada de 4,5 kg de masa, (840 mm de longitud de arista y 3 mm de espesor).

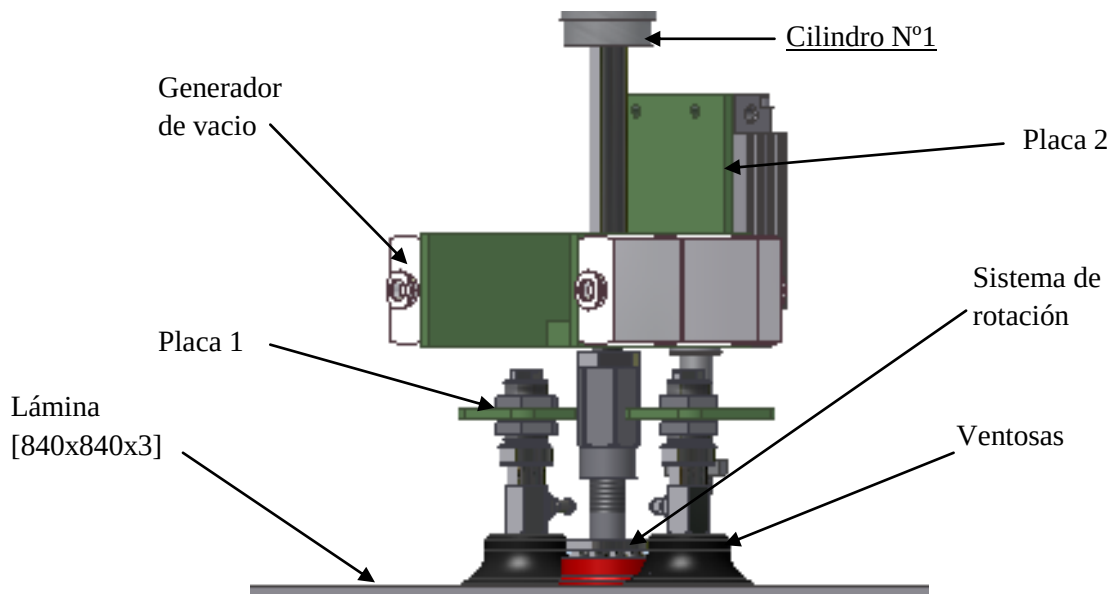


Figura C-3.1. Elementos a levantar por el Cilindro N°1.

Selección del diámetro:

La masa a levantar por el cilindro se determina mediante la siguiente suma algebraica:

$$\begin{aligned} m_{a \text{ levantar}} = & m_{\text{ventosa}} + m_{\text{cilindro } 2} + m_{\text{placa } 1} + m_{\text{placa } 2} + m_{\text{lámina}} \\ & + m_{\text{sistema de rotación}} + m_{\text{generador de vacío}} \\ & \text{ecuación (C - 3.01)} \end{aligned}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-3.01, la misma queda de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} m_{a \text{ levantar}} &= 118,6 \text{ g} + 195 \text{ g} + 83 \text{ g} + 268 \text{ g} + 4500 \text{ g} + 120 \text{ g} + 76 \text{ g} \\ m_{a \text{ levantar}} &= 5360,6 \text{ g} = 5,36 \text{ Kg} \\ m_{a \text{ levantar}} &\approx 5,36 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Fuerza necesaria para realizar el trabajo:

$$F = m \times g \quad \text{ecuación (C - 3.02)}$$

Donde:

F = fuerza necesaria para hacer el trabajo [N].

m = masa a levantar por el cilindro [Kg].

g = aceleración de gravedad [m/s^2].

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-3.02, la misma queda de la siguiente forma:

$$F = 5,36 \text{ Kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$



$$F = 52,58 \text{ N}$$

Factor de carga λ :

0,7 para aceleraciones normales

0,4 < aceleraciones grandes < 0,5

En el caso de este cilindro, como la aceleración a la cual será sometido es alta, se tomará como factor de carga un valor que se encuentre dentro del rango de valores “aceleraciones grandes” mostrados anteriormente, el cual es de 0,45, por lo tanto:

$$\lambda = 0,45$$

Según la guía de cálculo de actuadores neumáticos de TECNUM, Laboratorio de Neumática y Oleohidráulica, el rendimiento interno del cilindro por rozamiento de las juntas μ :

$$0,8 < \mu < 0,9$$

En el caso de este cilindro se espera que exista la menor cantidad de roce entre los componentes dinámicos posible, por lo tanto el rendimiento que se selecciona es:

$$\mu = 0,9$$

Presión manométrica en el cilindro:

$$P = 6 \text{ bar}$$

Una vez se hayan seleccionado todos los parámetros anteriores, se calcula la fuerza teórica en el cilindro F_T con la siguiente ecuación:



$$F_T = \frac{F}{\lambda \times \mu} \quad \text{ecuación (C - 3.03)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-3.03, la misma queda de la siguiente forma:

$$F_T = \frac{52,58 \text{ N}}{0,45 \times 0,9}$$

$$F_T = 129,84 \text{ N}$$

Con esta fuerza se selecciona el tipo de cilindro que cumplirá con las condiciones de operación establecidas anteriormente, de la pagina on line de FESTO se selecciona el siguiente actuador neumático:

DNC-32-1000-P

Algunas características de carga que maneja este actuador se proporcionan en la siguiente tabla

Tabla C-3.1. Cargas manejadas por el actuador neumático DNC-32-1000.

Fuerzas [N]		
Diámetro del émbolo		32
Fuerza teórica con 6 bar en avance		483
	S2/S20	415
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso		415
	S2/S20	415

Fuente: Festo

El cálculo de la fuerza teórica anterior se hizo tomando como consideracion que el actuador operaba mientras se retraía, se puede constatar en la Tabla C-3.1 que la fuerza teorica resultante necesaria para el levantamiento de la lámina junto con los demas accesorios del sistema [129,84 N], es menor que la fuerza teorica con 6 bar en retroceso [415N] que ofrece este cilindro con diametro de embolo de 32 mm, por lo

tanto se verifica la correcta selección del cilindro neumático, además de que este cilindro posee una carrera de 1000 mm. De la misma manera como se seleccionó el Cilindro N°1 se procede a realizar el mismo procedimiento para seleccionar el Cilindro N°2, lo cual se presenta a continuación:

- **Cilindro N°2 (Desplazamiento Vertical)**

El Cilindro N°2 solo se encargará de mover la placa que contiene acopladas a las ventosas, el mismo debe tener una carrera pequeña (aprox 15mm), que permita a las ventosas estar en un nivel un poco más bajo con respecto al punto de apoyo que ofrece el vástago del cilindro N°1, para así poder fijar mejor y con mayor presión a las ventosas sobre la superficie de las láminas a cortar, una vez la lámina haya sido fijada por los apoyos centrales (Ver Figura 4.6) que le permitirán girar sobre su centro, las ventosas dejarán de hacer vacío, para que así el cilindro N°2 retraiga su vástago y levante a las ventosas a un nivel por encima del punto de apoyo que ofrece el vástago del cilindro N°1, para así continuar con el procedimiento de operación descrito en la memoria descriptiva del proceso de automatización.

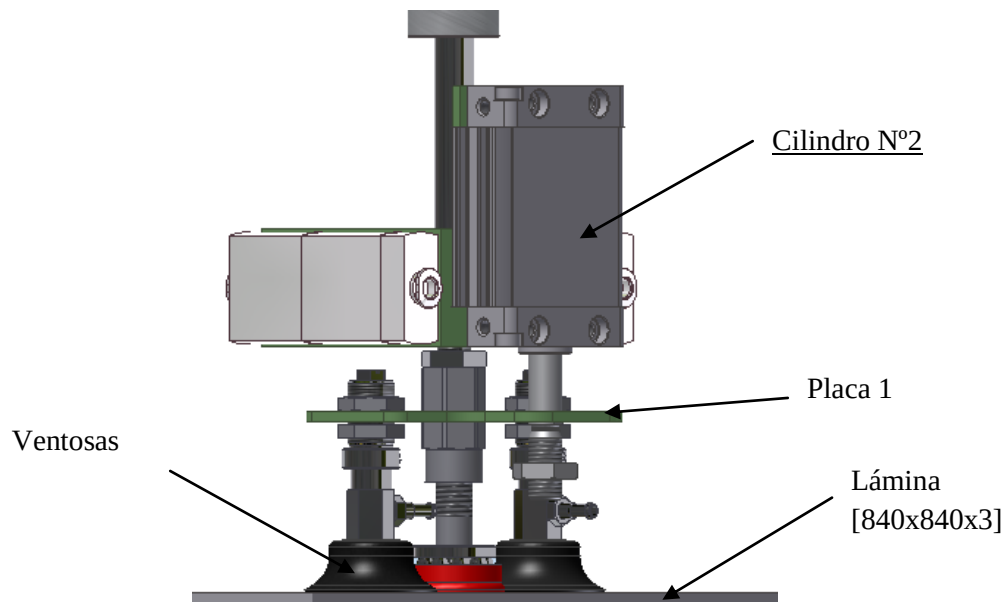


Figura C-3.2. Elementos a levantar por el Cilindro N°2.

Selección del diámetro:

La masa a levantar por el cilindro se determina mediante la siguiente suma algebraica:

$$m_{a\text{ levantar}} = m_{\text{ventosas}} + m_{\text{placa } 1} + m_{\text{lámina}} \quad \text{ecuación (C - 3.04)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-3.04, la misma queda de la siguiente forma:

$$m_{a\text{ levantar}} = 118,6\text{ g} + 83\text{ g} + 4.500\text{ g}$$

$$m_{a\text{ levantar}} = 4701,6\text{ g} \approx 4,7016\text{ Kg}$$

Fuerza necesaria para realizar el trabajo:

$$F = m \times g \quad \text{ecuación (C - 3.02)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-3.02, la misma queda de la siguiente forma:

$$F = 4,7016\text{ Kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F = 46,12\text{ N}$$

Factor de carga λ :

0,7 para aceleraciones normales

0,4 < aceleraciones grandes < 0,5



En el caso de este cilindro, como la aceleración a la cual será sometido es alta, se tomará como factor de carga un valor que se encuentre dentro del rango de valores “aceleraciones grandes” mostrados anteriormente, el cual es de 0,45, por lo tanto:

$$\lambda = 0,45$$

Según la guía de cálculo de actuadores neumáticos de TECNUM, Laboratorio de Neumática y Oleohidráulica, el rendimiento interno del cilindro por rozamiento de las juntas μ :

$$0,8 < \mu < 0,9$$

En el caso de este cilindro se espera que exista la menor cantidad de roce entre los componentes dinámicos posible, por lo tanto el rendimiento que se selecciona es:

$$\mu = 0,9$$

Presión manométrica en el cilindro

$$P = 6 \text{ bar}$$

Una vez se hayan seleccionado todos los parámetros anteriores, se calcula la fuerza teórica en el cilindro F_T con la siguiente ecuación:

$$F_T = \frac{F}{\lambda \times \mu} \quad \text{ecuación (C - 3.05)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-3.05, la misma queda de la siguiente forma:

$$F_T = \frac{46,12 \text{ N}}{0,45 \times 0,9}$$

$$F_T = 113,88 \text{ N}$$

Con esta fuerza se selecciona el tipo de cilindro que cumplirá con las condiciones de operación establecidas anteriormente, de la pagina on line de FESTO se selecciona el siguiente actuador neumático:

DZF-25-15-A-P-A-ZR

Algunas características de carga que maneja este actuador se proporcionan en la siguiente tabla

Tabla C-3.2. Cargas manejadas por el actuador neumático DZF-25-15-A-P-A-ZR.

Fuerzas [N]		
Diámetro del émbolo		25
Fuerza teórica con 6 bar en avance		295
	S2/S20	247
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso		247
	S2/S20	247

Fuente: Festo

Se puede constatar que la fuerza teorica resultante necesaria para el levantamiento de la lámina [113,88 N], es menor que la fuerza teorica con 6 bar en retroceso [247 N] que ofrece este cilindro con diametro de embolo de 25 mm y una carrera de 15 mm, por lo tanto se verifica la correcta selección del cilindro neumático.

- **Cilindro N°3 (Desplazamiento lineal pivotado en un punto)**

El cilindro N°3 solo se encarga de mover a la bandeja de recolección de láminas una vez estas sean cortadas, el cilindro N°3 debe ser posicionado de tal forma que el mismo no pueda hacer contacto con las láminas que suben para ser cortadas. Este cilindro se accionará cuando ya el brazo giratorio se encuentre extendido,

haciendo que la bandeja de recolección quede por debajo de este brazo y gracias a la abertura que posee en su extremo le permitirá al brazo giratorio pasar a través de este cuando el mismo vaya descendiendo a medida que el brazo vaya retornando a su posición inicial, la lámina al dejar de estar sostenida por el brazo caerá por la acción de la gravedad para caer luego sobre la bandeja de recolección, la lámina deslizará a través del plano hasta que la misma llega a un tope el cual retendrá a la lámina para que luego cuando se extienda el vástago del cilindro N°3 y posicione a la bandeja de recolección en su posición final, posición en la cual la lámina habrá sido empujada hacia un aparejo que permitirá el almacenamiento temporal de estas láminas, luego, el cilindro N°3 permanecerá extendido hasta que el cilindro N°1 haya levantado a la próxima lámina hasta la altura de corte y el brazo giratorio se haya extendido para sostener a dicha lámina por el lado inferior, en ese momento de nuevo se accionará el cilindro para empezar un nuevo ciclo.

Selección del diámetro:

La fuerza necesaria para que el cilindro realice este trabajo se obtiene a través de una sumatoria de momentos en el punto A de la Figura N° C-3.3

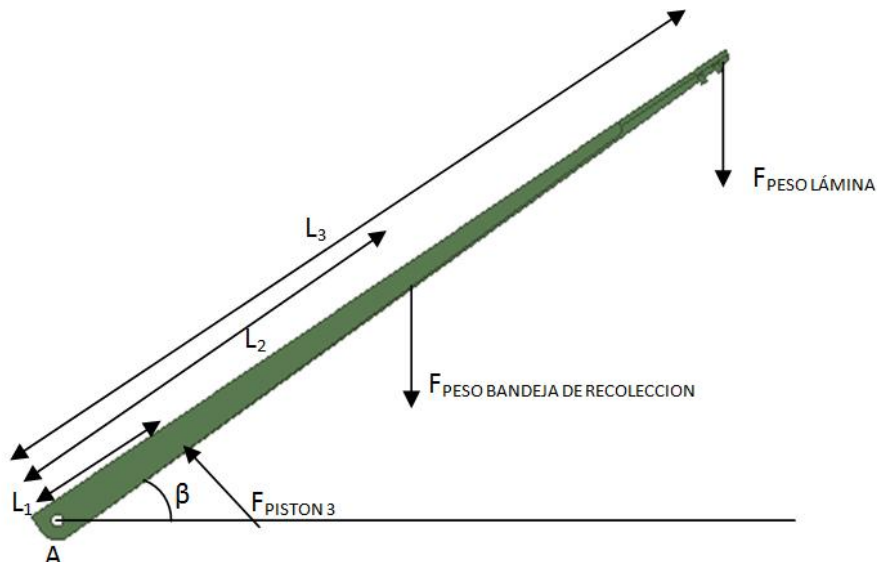


Figura C-3.3. Diagrama de cuerpo libre de la bandeja de recolección de discos.



$$+\circlearrowleft \sum M_A = 0$$

$$F_{Piston\ 3} \times (L_1) = [(m_{plano} \times L_2) + (m_{placa} \times L_3)] \times (g) \times \sin(\beta)$$

ecuacion (C – 3.06)

Donde:

L_1 = distancia desde el punto A hasta la fuerza del piston 3 [m].

L_2 = distancia desde A hasta la fuerza del peso de la bandeja de recoleccion [m].

L_3 = distancia desde el punto A hasta la fuerza del peso de la lámina. [m]

m_{plano} = masa del plano inclinado de expulsion [Kg].

m_{placa} = masa de la placa de mayores dimensiones [Kg].

$F_{Piston\ 3}$ = fuerza necesaria para que el piston realice el trabajo [N].

g = aceleracion de gravedad $\left[\frac{m}{s^2}\right]$.

β = angulo de inclinacion del plano inclinado al recibir el disco [°].

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-3.06, la misma queda de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} F \times (0,128\ m) &= [(3,216\ Kg \times 0,325\ m) + (4,48\ Kg \times 0,65\ m)] \\ &\times \left(9,81\ \frac{m}{s^2}\right) \times \sin(52,44^\circ) \\ F &= \frac{30,773\ \frac{Kg \cdot m^2}{s^2}}{0,128\ m} \\ F &= 240,4165\ N \end{aligned}$$

Factor de carga λ :

0,7 para aceleraciones normales

0,4 < aceleraciones grandes < 0,5



En el caso de este cilindro, como la aceleración a la cual será sometido es baja, se tomará como factor de carga un valor correspondiente a “aceleraciones normales” el cual es de 0,7, por lo tanto:

$$\lambda = 0,7$$

Según la guía de cálculo de actuadores neumáticos de TECNUM, Laboratorio de Neumática y Oleohidráulica, el rendimiento interno del cilindro por rozamiento de las juntas μ :

$$0,8 < \mu < 0,9$$

En el caso de este cilindro se espera que exista la menor cantidad de roce entre los componentes dinámicos posible, por lo tanto el rendimiento que se selecciona es:

$$\mu = 0,9$$

Presión manométrica en el cilindro:

$$P = 6 \text{ bar}$$

Una vez se hayan seleccionado todos los parámetros anteriores, se calcula la fuerza teórica en el cilindro F_T con la siguiente ecuación:

$$F_T = \frac{F}{\lambda \times \mu} \quad \text{ecuación (C - 3.07)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-3.07, la misma queda de la siguiente forma:

$$F_T = \frac{240,4165 \text{ N}}{0,7 \times 0,9}$$

$$F_T = 381,613 \text{ N}$$

Con esta fuerza se selecciona el tipo de cilindro que cumplirá con las condiciones de operación establecidas anteriormente, de la pagina on line de FESTO se selecciona el siguiente actuador neumático:

DNC-32-125-P

Algunas características de carga que maneja este actuador se proporcionan en la siguiente tabla:

Tabla C-3.3. Tabla de las fuerzas del cilindro neumático DNC-32-125-P.

Fuerzas [N]		
Diámetro del émbolo		32
Fuerza teórica con 6 bar en avance		483
	S2/S20	415
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso		415
	S2/S20	415

Fuente: Festo

Se puede constatar que la fuerza teorica resultante necesaria para el levantamiento de la lámina [381,61 N], es menor que la fuerza teorica con 6 bar en avance [483 N] que ofrece este cilindro con diametro de embolo de 32 mm, por lo tanto se verifica la correcta selección del cilindro neumático.

- **Actuador de giro (Rotación de 90°)**

Es el dispositivo que irá acoplado al brazo extensible que sujetará por la parte inferior a la lámina, una vez que esta se encuentre a la altura de corte, dicho dispositivo contará para su accionamiento, con un actuador giratorio, el cual se activará una vez

que se determine que la lámina esta a la altura de corte correspondiente, al activarse este actuador, rotará su árbol de giro que a su vez esta acoplado a la viga del brazo de tal forma que el brazo rote a partir de su posición inicial de reposo 0° hasta 90° , que para la instalación que se propone sería, rotar el brazo desde una posición vertical hasta que quede en una posición horizontal, para que sostenga a lámina por debajo, esto se hará tomando en cuenta que además de que el dispositivo posee en el extremo del brazo extensible, unos apoyos los cuales permitirán que la lámina que allí soporten pueda rotar libremente sobre el eje que pasa por su centro, justamente en lugar en donde se encontrarán estos apoyos, el del brazo extensible por debajo y el que también ofrece el vástago del cilindro N°1 por la parte superior de la lámina.

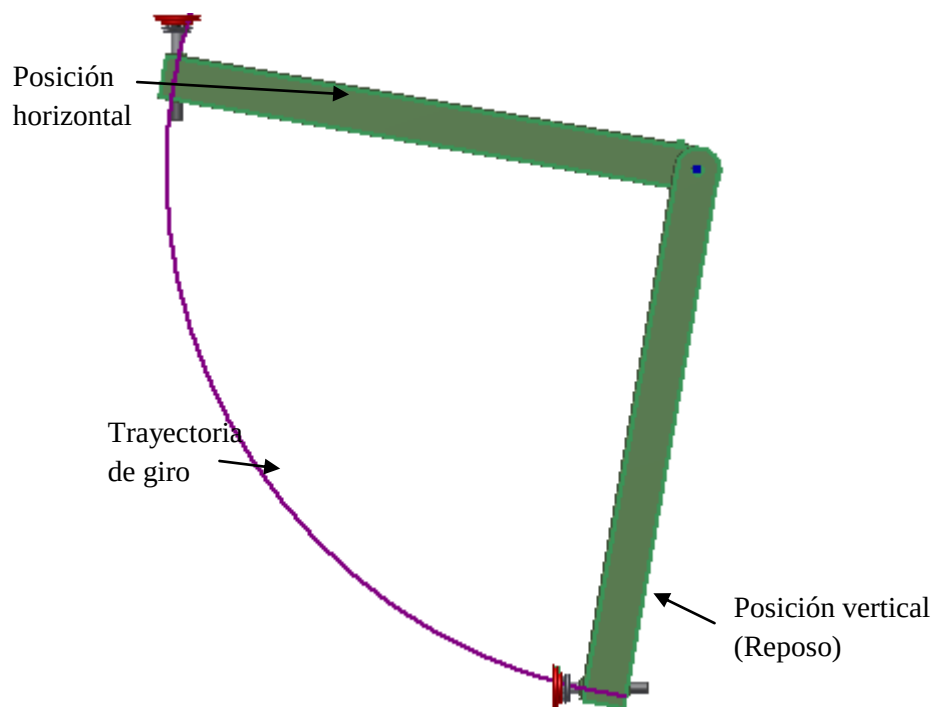


Figura C-3.4. Diferentes posiciones de operación del brazo extensible

Para realizar el movimiento rotacional que requiere el brazo extensible, se necesita de un actuador de giro, a continuación se harán los cálculos respectivos para determinar su selección.

El brazo posee una longitud de 0,48 m, con sección transversal de 40x20x2 mm, con una masa de 0,915 Kg, a continuación se ilustra el diagrama de cuerpo libre del mismo:

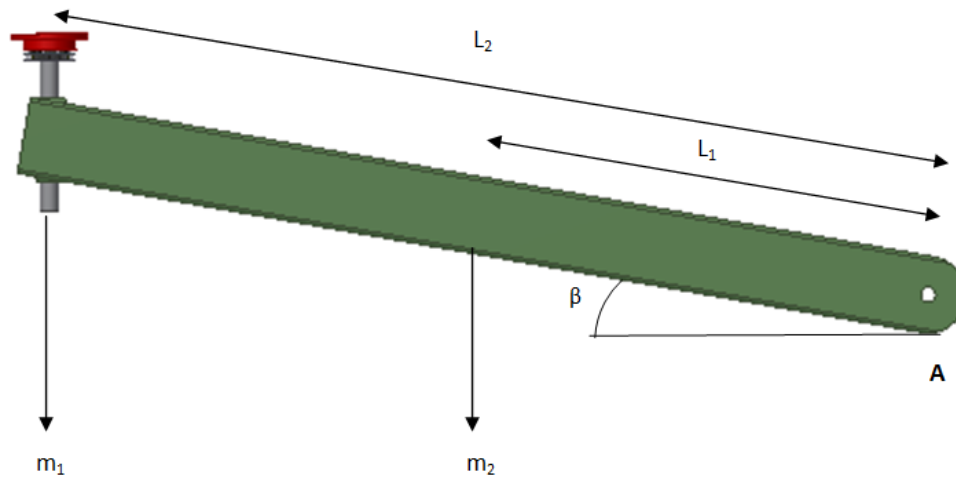


Figura C-3.5. Diagrama de cuerpo libre del brazo extensible.

Donde:

m_1 = masa del apoyo más la lámina [Kg].

m_2 = masa del brazo [Kg].

L_1 = distancia desde A hasta la fuerza del peso del brazo [m].

L_2 = distancia desde A hasta la fuerza del peso del apoyo más la lámina. [m]

β = ángulo de inclinación del plano inclinado al recibir el disco. [°]

Para calcular el peso de ese brazo, se toma en cuenta la masa del mismo, mencionado anteriormente, y conociendo este dato, se procede a estimar el peso.

$$P_2 = m_2 \times g \quad \text{ecuación (C - 3.08)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-3.08, la misma queda de la siguiente forma:



$$P_2 = 0,915 \text{ Kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$P_2 = 8,97615 \text{ N}$$

Para calcular el peso del apoyo más la lámina que sostiene el brazo, se toma en cuenta la masa del mismo, mencionado anteriormente, y conociendo este dato, se procede a estimar el peso.

$$P_1 = m_1 \times g \quad \text{ecuación (C - 3.09)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-3.09, la misma queda de la siguiente forma:

$$P_1 = 4,8 \text{ Kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$P_1 = 47,088 \text{ N}$$

Luego se procede a determinar el momento de giro que necesita el actuador para mantener al brazo en el punto en que el mismo se encuentre sujetando a la lámina de aluminio por el lado inferior, para esto se supone que cuando el brazo está en esa posición, el mismo se encuentre empotrado a nivel del plano transversal que pasa por el punto pivote, es decir, justamente por donde está el punto de acople del brazo con el actuador giratorio.

$$M = F \times L \quad \text{ecuación (C - 3.10)}$$

Donde:



$M = \text{momento de giro} [N.m]$.

$F = \text{fuerza aplicada} [N]$.

$L = \text{longitud de la palanca de fuerza} [N]$.

Como en este brazo actúan dos (2) fuerzas, el peso del brazo, y la fuerza que ejerce la lámina de aluminio y el apoyo ubicado al extremo del brazo, se realizaría entonces la sumatoria de los dos (2) producto que generan momento de giro en este brazo.

$$M = P_1 \times L_1 + P_2 \times L_2 \quad \text{ecuación (C - 3.11)}$$

Donde:

$P_1 = \text{peso de la lámina} [N]$.

$P_2 = \text{peso del brazo} [N]$.

$L_1 = \text{distancia de la aplicacion del peso de la lamina} [m]$.

$L_2 = \text{distancia de la aplicacion del peso del brazo} [m]$.

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-3.11, la misma queda de la siguiente forma:

$$M = (47,088 \text{ N} \times 0,48 \text{ m}) + (8,97615 \text{ N} \times 0,24 \text{ m})$$

$$M = 24,756 \text{ N.m}$$

Con este momento de giro resultante se entra en el portal digital que ofrece la página de FESTO para seleccionar actuadores giratorios y adicionalmente se selecciona el tamaño que debe tener este actuador al igual que los grados que debe moverse el árbol giratorio que genera el momento de giro de este actuador.



Luego de introducir todos estos valores en el portal digital de FESTO, la misma arroja como selección al siguiente actuador giratorio:

DRQD-40-90-PPVJ-A-AL-ZW

Este actuador posee un diámetro de embolo de 40 mm, con un ángulo de giro de 90°, con detectores de proximidad, que tiene como salida a un eje con chaveta y con un momento de giro de 20 a 32,2 N.m.



Apéndice C-4. Sensores

• Sensores inductivos: estos sensores no están sujetos a detección por contacto ni a trabajo mecánico, la condición de operación impuesta por la máquina para este sensor considera trabajar bajo ambientes de altas concentraciones de polvo, por lo tanto para su selección se debe considerar este aspecto.

Para las condiciones de trabajo se seleccionara un sensor inductivo a través del portal digital que ofrece la página oficial de internet de la compañía FESTO, lo cual sugiere el siguiente sensor:

SIED-M12NB-ZS-K-L

Cuyos parámetros son los siguientes:

- Distancia de conmutación segura: 3,24 mm
- Distancia de conmutación nominal: 4 mm
- Frecuencia máxima: 900 Hz DC
- Salida digital: Bifilar, sin contacto
- Tensión de funcionamiento: 20 - 320 V DC
- Temperatura de funcionamiento: -25 - 85 °C
- Cantidad: 1 unidad

• Sensores magnéticos: estos sensores se usan para verificar la posición del embolo de los actuadores una vez estos se hallan activado durante el proceso de corte, los sensores a utilizar deben acoplarse a los actuadores para así ocupar el menor espacio dentro de la máquina. Se seleccionan los sensores a utilizar dependiendo de cada actuador involucrado.

Para las condiciones de trabajo se seleccionara un sensor magnetico a través del portal digital que ofrece la página oficial de internet de la compañía FESTO, lo cual sugiere el siguiente sensor:



SME-8-S-LED-24

Cuyos parámetros son los siguientes:

- Longitud del cable: 0,3 m
- Potencia de conmutación máxima: 10 W
- Salida digital: Cable con conector M8x1 3 contactos
- Tensión de funcionamiento: 12 - 30 VDC
- Temperatura de funcionamiento: -5 - 70 °C
- Cantidad: 2 unidades

• Sensores de presión: para medir la presión se utilizan sensores que están dotados de un elemento sensible a la presión y que emiten una señal eléctrica al variar la presión y que a su vez provocan operaciones de conmutación si esta supera un determinado valor límite. En este caso se empleará debido a que durante el recorrido de extensión del vástago del cilindro 1, el mismo se ve interrumpido por el bloqueo que imponen el conjunto de láminas que están dispuestas para ser cortadas, por eso se entra en la necesidad de incorporar al sistema un sensor de presión que detecte cuando esta situación ocurra, para así activar a los demás dispositivos involucrados en el proceso de corte y que luego provoque el retorno del vástago del cilindro N°1.

Para las condiciones de trabajo se seleccionara un sensor de presión a través del portal digital que ofrece la página oficial de internet de la compañía FESTO, lo cual sugiere el siguiente sensor:

SDE5-D10-FP-Q6-P-K

Cuyos parámetros son los siguientes:

- Margen de medición de presión: 0-10 bar
- Corriente máxima de salida: 100 mA



APÉNDICE C



- Salida digital: PNP
- Margen de tensión de funcionamiento: 15- 30 V
- Temperatura de funcionamiento: 0 – 50 °C
- Longitud del cable: 2,5 m
- Cantidad: 1 unidad



Apéndice C-5. Servomotor

Para seleccionar el servomotor, se debe verificar que el mismo sea capaz de mover el dispositivo de centrado superior, medio e inferior que posee el sistema, por lo tanto se requiere conocer las masas y la aceleración con la que se va a mover este dispositivo una vez parta del reposo para ir de una posición de trabajo a otra.

Dado que el sistema de centrado superior, medio e inferior se desplazan igual distancia y a la misma velocidad, se sugiere considerar ambos sistemas como uno solo dado que la aceleración con la que se moverá de una posición a otra será la misma, a fin de simplificar los cálculos

El peso de las catarinas y cadenas no se considerará en los cálculos ya que estos, comparado con el resto del sistema es inferior al punto en que puede despreciarse.

Para seleccionar un servomotor se requiere conocer el momento de giro nominal y el momento de giro máximo, para ello primeramente se parte de plantear un balance de energía que se muestra en la siguiente ecuación:

$$\leftarrow + \sum F_x = m \times a$$

$$F - F_r = m \times a \quad \text{ecuación (C - 5.01)}$$

Despejando F de la ecuación anterior queda:

$$F = F_r + m \times a \quad \text{ecuación (C - 5.02)}$$

Donde:

F : fuerza de empuje [N].

F_r : fuerza de roce [N]

m : masa del sistema (centrado superior, medio e inferior)[Kg].

a : aceleración $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

Determinación de la masa

- Sistema de centrado superior: para determinar la masa involucrada en este movimiento, se debe hacer un listado de todos los componentes que van a ser impulsados por esta fuerza.

Tabla C-5.1. Componentes del sistema de centrado superior

Componentes	Masas [gr]
Cilindro 1	3517
Cilindro 2	195
Ventosas	32,6
Accesorio de las ventosas	86
Placa 1	83
Placa 2	268
Placa 3	1130
Guías Lineales	340
Generador de vacío	76
Sistema de rotación (superior)	120
Total	5847,6

Fuente: Novoa y Rodríguez (2011)

- Sistema de centrado medio: para determinar la masa involucrada en este movimiento, se debe hacer un listado de todos los componentes que van a ser impulsados por esta fuerza.

Tabla C-5.2. Componentes del sistema de centrado medio

Componentes	Masas [gr]
Guía deslizante	340
Actuador giratorio	4870
Brazo extensible	915
Sistema de rotación (inferior)	120
Total	6245

Fuente: Novoa y Rodríguez (2011)



La masa total del sistema de centrado superior y medio resulta de la suma de las masas de cada uno de los sistemas, lo cual se calcula a continuación:

$$m_{total} = masa_{sist superior} + masa_{sist medio} \quad \text{ecuación (C - 5.03)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-5.03, la misma queda de la siguiente forma:

$$m_{total} = 5.847,6 g + 6.245g \approx 12,09 Kg$$

Determinación de la fuerza de roce

- Sistema de centrado superior: se debe conocer el coeficiente de roce que existe entre la interface de las guías lineales y la base sobre la cual se encuentran acoplados los elementos del sistema de centrado superior antes descritos. La fuerza de roce se calcula como:

$$F_r = \mu_d \times N \quad \text{ecuación (C - 5.04)}$$

Donde:

μ_d = coeficiente de roce dinamico del acero sobre el acero.

N = fuerza normal. [N]

F_r = fuerza de roce entre las guias lineales y el patin. [N]

Tomando el coeficiente de roce del acero sobre el acero de la siguiente tabla, se tiene:

Tabla C-5.3. Coeficientes de roce acero-acero.

Superficies en contacto	μ_s	μ_k
Acero sobre Acero	0,74	0,57

Fuente: Serway R. A.. Física. Editorial McGraw-Hill. (1992)



Se busca el valor de la normal N , para luego sustituirlo en la ecuación C-5.04:

$$N = 5,8476 \text{ Kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 57,365 \text{ N}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-5.04, la misma queda de la siguiente forma:

$$F_r = 0,57 \times 57,365 \text{ N}$$

$$F_r = 32,698 \text{ N}$$

- Sistema de centrado medio:

$$F_r = \mu_d \times N \quad \text{ecuación (C - 5.05)}$$

Donde:

μ_d = *coeficiente de roce dinamico del acero sobre el acero.*

N = *fuerza normal. [N]*

F_r = *fuerza de roce entre las guias lineales y el patin. [N]*

Tomando el coeficiente de roce del acero sobre el acero de la siguiente tabla, se tiene:

Tabla C-5.4. Coeficientes de roce acero-acero.

Superficies en contacto	μ_s	μ_k
Acero sobre Acero	0,74	0,57

Fuente: Serway R. A.. Física. Editorial McGraw-Hill. (1992)

Se busca el valor de la normal N , para luego sustituirlo en la ecuación C-5.04:

$$N = 6,245 \text{ Kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 61,263 \text{ N}$$



Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-5.05, la misma queda de la siguiente forma:

$$F_r = 0,57 \times 61,263 \text{ N}$$

$$F_r = 34,92 \text{ N}$$

La fuerza de roce total, se determina como la suma algebraica de la fuerza de roce del sistema de centrado superior y el sistema de centrado medio, lo cual se calcula a continuación:

$$F_{roce \text{ total}} = F_{roce \text{ sist superior}} + F_{roce \text{ sist medio}} \quad \text{ecuación (C - 5.06)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-5.06, la misma queda de la siguiente forma:

$$F_{roce \text{ total}} = 32,698 \text{ N} + 34,920 \text{ N} = 67,618 \text{ N}$$

Determinación de la aceleración

Para hallar la aceleración se harán una serie de suposiciones basadas en el tiempo de estabilización (tiempo desde el reposo hasta que se alcance una velocidad constante), la velocidad de movimiento final o máxima a la cual se moverá el sistema de centrado una vez haya transcurrido el tiempo de estabilización y la distancia que deberá recorrer los sistemas de centrado, que son iguales tanto para el sistema de centrado superior como medio, dicha distancia será estimada en función al recorrido que deberá hacer el sistema para calibrarse desde la posición de operación de corte de láminas de 300 mm hasta la posición de operación de corte de láminas de 840 mm. Se conoce entonces:



- Tiempo de estabilización: 0,3s
- Velocidad final o máxima: 0,35 [$\frac{m}{s}$]
- Distancia de recorrido máxima: 270 mm

La aceleración se determina empleando la siguiente ecuación:

$$V_F = V_o + a \times t \quad \text{ecuación (C – 5.07)}$$

Donde:

V_F : velocidad final [$\frac{m}{s}$]

V_o : velocidad inicial [$\frac{m}{s}$]

a : aceleracion [$\frac{m}{s^2}$]

t : tiempo de estabilizacion [s]

De la ecuación C-5.07, se despeja la aceleración de la lámina, que es la variable que se desea conocer, quedando entonces de la siguiente forma:

$$a = \frac{V_F - V_o}{t}$$

Como el sistema de centrado parte desde el reposo, la velocidad inicial V_o , es igual a cero (0), por lo tanto:

$$a = \frac{0,35 \text{ m/s}}{0,5 \text{ s}}$$

$$a = 1,16 \text{ m/s}^2$$

**Determinación de la fuerza de empuje**

Una vez calculada la masa, la fuerza de roce y la aceleración con la cual partirá del reposo el sistema de centrado se procede a calcular las fuerzas involucradas en el movimiento del sistema de centrado de la siguiente forma:

$$\leftarrow + \sum F_x = m \times a$$

$$F - F_r = m \times a \quad \text{ecuación (C - 5.08)}$$

Despejando F , queda:

$$F = F_r + (m \times a)$$

$$F = 67,618 \text{ N} + \left(12,09 \text{ Kg} \times 1,16 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

$$F = 81,72 \text{ N}$$

Esta va a ser la fuerza necesaria para mover el dispositivo de centrado superior y medio.

Con el diámetro de la catarina se haya el radio de la misma:

$$D = 2,04'' \approx 2 \frac{3}{16} \text{ pulg} \approx 5,55625 \text{ cm} \approx 0,055625 \text{ m}$$

$$r = \frac{D}{2} \quad \text{ecuación (C - 5.09)}$$

$$r = \frac{2 \frac{3}{16} \text{ pulg}}{2}$$

$$r = 1,09375 \text{ pulg} \approx 2,778 \text{ cm} \approx 0,02778 \text{ m}$$

Usando la formula de la rapidez angular:

$$V = r \times \omega \quad \text{ecuación (C - 5.10)}$$



Donde:

$$V = \text{velocidad lineal.} \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$r = \text{distancia de la partícula al eje de rotación [m]}$$

$$\omega = \text{velocidad de giro.} \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Despejando a la variable ω de la ecuación anterior, la misma queda de la siguiente forma:

$$\omega = \frac{V}{r} \quad \text{ecuación (C - 5.11)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-5.11, la misma queda de la siguiente forma:

$$\omega = \frac{0,35 \frac{m}{s}}{0,02778 m}$$

$$\omega = 12,59 \frac{rad}{seg}$$

$$\frac{rad}{seg} \rightarrow RPM$$

$$\omega = 12,59 \frac{rad}{s} \times \frac{60 seg}{1 min} \times \frac{1 Rev}{2\pi rad} = 1.187,42 RPM$$

$$\omega = 1.187,42 RPM$$

Seguidamente se calcula la aceleración angular a la que se moverá la Catarina cuando impulsa a la cadena para mover la masa, a partir de la ecuación de aceleración tangencial, la cual es:

$$a_x = r \times \alpha \quad \text{ecuación (C - 5.12)}$$



Donde:

a_x = aceleración tangencial de un punto de un cuerpo en rotación. $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

r = distancia de la partícula al eje de rotación $[m]$

α = aceleración angular. $\left[\frac{rad}{s^2}\right]$

Despejando la variable de la aceleración angular de la ecuación C-5.12, queda así:

$$\alpha = \frac{a_x}{r} \quad \text{ecuación (C - 5.13)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-5.13, la misma queda de la siguiente forma:

$$\alpha = \frac{1,16 \frac{m}{s^2}}{0,02778 m}$$

$$\alpha = 41,75 \frac{rad}{s^2}$$

Ahora hay que determinar la potencia necesaria para mover este sistema, lo cual se hace por medio de la siguiente ecuación:

$$P = F \times V \quad \text{ecuación (C - 5.14)}$$

Donde:

P = potencia. $[W]$

F = Fuerza. $[N]$



$$V = \text{velocidad lineal.} \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-5.14, la misma queda de la siguiente forma:

$$P = 81,72 \, N \times 0,35 \, \frac{m}{s}$$

$$P = 28,60 \, W \approx 0,038 \approx 0,04 \, H.P.$$

Ahora se procede a calcular el momento de inercia para este sistema, a través de la siguiente ecuación:

$$P = I \times \omega \times \alpha \quad \text{ecuación (C - 5.15)}$$

Despejando a la variable I de la ecuación anterior, la misma queda de la siguiente forma:

$$I = \frac{P}{\omega \times \alpha} \quad \text{ecuación (C - 5.16)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-5.16, la misma queda de la siguiente forma:

$$I = \frac{28,60 \, W}{12,59 \left[\frac{rad}{s} \right] \times 41,75 \left[\frac{rad}{s^2} \right]}$$

$$I = 0,0544 \, Kg.m^2$$

$$Kg.m^2 \rightarrow Kg.cm^2$$

$$I = 0,0544 \, Kg.m^2 \times \frac{10.000 cm^2}{1 m^2} = 544 \, Kg.cm^2$$



$$I = 544 \text{ Kg.cm}^2$$

Ahora la relación entre la fuerza de accionamiento lineal F , y el torque del piñón de transmisión es:

$$T_{PX} = \frac{1}{2} \times F \times D \quad \text{ecuación (C - 5.17)}$$

Donde:

F = fuerza de accionamiento del eje X. [N]

D = diámetro primitivo del piñón de transmisión. [m]

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-5.17, la misma queda de la siguiente forma:

$$T_{PX} = \frac{1}{2} \times 81,72 \text{ N} \times 0,055625 \text{ m}$$

$$T_{PX} = 2,27 \text{ N.m}$$

Entonces, el torque referido al servomotor es:

$$T_{SMX} = \beta \times \left(\frac{T_{PX}}{i_X} \right) \quad \text{ecuación (C - 5.18)}$$

Donde:

$\beta = \eta_{mX} \times \eta_{rX}$, si el servomotor está acelerando.

$\beta = (\eta_{mX} \times \eta_{rX})^{-1}$, si el servomotor está frenando.

i_X = factor de reducción de transmisión, eje k.

η_{mX} = eficiencia mecánica del motor, eje k.

η_{rX} = eficiencia mecánica del reductor, eje k.



$$\eta_{mX} = 95 \%$$

$$\eta_{rX} = 96 \%$$

Con respecto al factor de reducción de transmisión, se consulto en los catálogos FESTO de algunos servomotores y se observo que este factor rondaba entre dos (2) valores, tres (3) y cinco (5), para nuestro caso se selecciono como factor:

$$i_X = 3$$

Por lo tanto:

$$\beta_{aceleracion} = \eta_{mX} \times \eta_{rX} \quad \text{ecuación (C - 5.19)}$$

$$\beta_{aceleracion} = 0,95 \times 0,96$$

$$\beta_{aceleracion} = 0,912$$

$$\beta_{frenado} = (\eta_{mX} \times \eta_{rX})^{-1} \quad \text{ecuación (C - 5.20)}$$

$$\beta_{frenado} = (0,95 \times 0,96)^{-1}$$

$$\beta_{frenado} = 1,096$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-5.18, se obtiene el torque referido al servomotor cuando el mismo acelera:

$$T_{SMX \text{ acelera}} = 0,912 \times \left(\frac{2,27}{3} \right)$$

$$T_{SMX \text{ acelera}} = 0,691 \text{ N.m}$$



Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-5.18, se obtiene el torque referido al servomotor cuando el mismo frena:

$$T_{SMX \text{ frena}} = 1,096 \times \left(\frac{2,27}{3} \right)$$

$$T_{SMX \text{ frena}} = 0,829 \text{ N.m}$$

Por otra parte, el torque de inercia del sistema está dado por la relación:

$$T_{iX} = I_X \times \alpha_X \quad \text{ecuación (C - 5.21)}$$

Donde:

$J_X = \text{momento de inercia del eje X. [Kg.m}^2\text{]}$

$\alpha_X = \text{aceleración angular del servomotor. } \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-5.21, la misma queda de la siguiente forma:

$$T_{iX} = 0,0544 \text{ Kg.m}^2 \times 41,75 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$T_{iX} = 2,2712 \text{ N.m}$$

El torque instantáneo, en cada intervalo de tiempo Δt_j del ciclo de trabajo, está dado por:

$$T_j = T_{SMX} + T_{iX} \quad \text{ecuación (C - 5.22)}$$



Como el torque de inercia del sistema siempre es el mismo y el que varia es el torque referido al servomotor, cuando este se encuentra frenando o acelerando, en este caso se obtendrán dos (2) torques instantáneos: T_{j1} y T_{j2} .

T_{j1} , cuando se toma en cuenta que el servomotor está acelerando:

$$T_{j1} = 0,691 + 2,2712$$

$$T_{j1} = 2,96 \text{ N.m}$$

T_{j2} , cuando se toma en cuenta que el servomotor está frenando:

$$T_{j2} = 0,829 + 2,2712$$

$$T_{j2} = 3,10 \text{ N.m}$$

Luego, el torque “peak” o pico, en el ciclo de trabajo es:

$$T_{pX} = \max\{T_j\} \quad \text{ecuación (C – 5.23)}$$

Por lo tanto como torque peak o pico se selecciona:

$$T_{pX} = T_{j2} = 3,10 \text{ N.m}$$

El momento de giro nominal o torque nominal viene dado por la multiplicación de la fuerza que actúa para accionar la Catarina, por el brazo o la distancia que hace palanca desde el eje de rotación hasta el punto de aplicación de la fuerza.

$$M = F \times L \quad \text{ecuación (C – 5.24)}$$



Donde:

$M = \text{momento de giro nominal. [N.m]}$

$F = \text{fuerza aplicada. [N]}$

$L = \text{brazo de planca de la fuerza, en este caso es el radio de la catarina. [m]}$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación C-5.24, la misma queda de la siguiente forma:

$$M = 81,72 \text{ N} \times 0,02778 \text{ m}$$

$$M = 2,27 \text{ N.m}$$

Aquí se observa que este valor de torque nominal se aproxima al valor del torque de inercia del sistema calculado anteriormente por lo tanto se verifica que este es el torque nominal que necesita el sistema para su accionamiento.

Con los siguientes parámetros, se hará la selección del servomotor adecuado para implementarlo a este sistema. Hay que mencionar también, que la selección de este equipo se hará por medio del portal digital que ofrece la compañía FESTO, a través de su página de internet.

Parámetros:

- Momento de giro nominal: $M = 2,27 \text{ N.m}$
- Momento de giro pico o máximo: $T_{PX} = M_{PX} = 3,10 \text{ N.m}$
- Potencia: $P = 28,60 \text{ W} \approx 0,04 \text{ HP}$



A partir de los parámetros anteriores y usando la herramienta que ofrece FESTO a través de su portal digital en internet, se ha seleccionado el siguiente equipo servomotor:

EMMS-AS-70-M-RSB

Dicho dispositivo posee las siguientes especificaciones:

- Velocidad de giro nominal: $V = 4.100 \text{ RPM}$
- Momento de giro nominal: $M = 2,29 \text{ N.m}$
- Momento de giro pico o máximo: $M = 7,75 \text{ N.m}$
- Potencia nominal: $P = 1.061 \text{ W}$



Apéndice C-6. Válvulas

Para la selección de las válvulas correspondientes a este sistema, se debe verificar el consumo de aire de cada actuador neumático involucrado, ya que el consumo de aire de los actuadores neumáticos determina las dimensiones de las válvulas de mando, tubo plástico flexible, velocidades de trabajo y las dimensiones del propio compresor.

Este consumo se puede calcular a través de la siguiente fórmula:

$$Q = 2 \times n \times s \times q \quad \text{ecuación (C - 6.01)}$$

Donde:

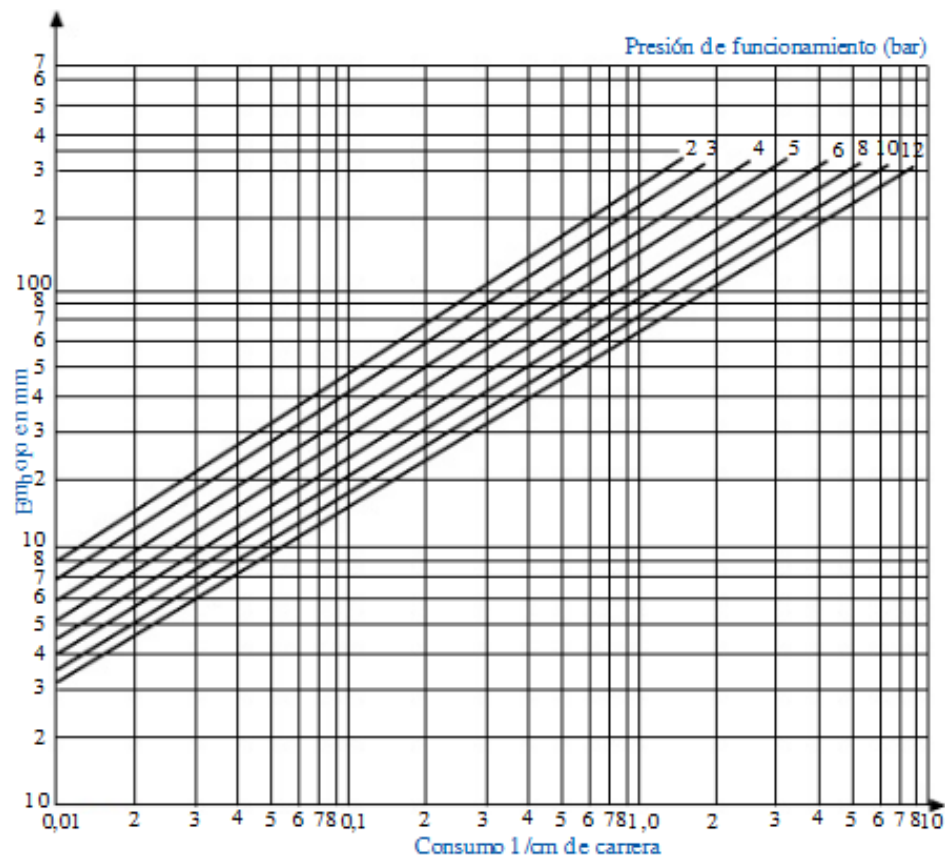
$$Q = \text{consumo de aire.} \left[\frac{l}{min} \right]$$

$n = N^{\circ}$ de ciclos por minuto.

$s =$ carrera [cm]

$$q = \text{consumo específico de aire.} \left[\frac{l}{cm} \right]$$

El consumo específico se determina a partir del siguiente nomograma:



Gráfica C-6.1. Nomograma para determinar consumo específico de aire de un actuador neumático.

Con el valor de presión de trabajo y el diámetro del émbolo, se localiza el punto de intersección de ambas líneas y se proyecta hacia el eje horizontal, consumo l/cm.

Este valor se sustituye en la ecuación C-6.01 y se calcula el consumo. Como se puede observar el consumo también variará dependiendo del número de ciclos por minuto que realice; es decir, para un mismo actuador se puede tener un consumo de aire comprimido diferente de acuerdo a su velocidad de desplazamiento.



La ventaja de conocer el consumo de aire comprimido de estos actuadores, es que al poder estimar el consumo total de la máquina, nos permitirá seleccionar el compresor de aire más adecuado.

Los datos obtenidos del monograma tendrán que adecuarse a los productos existentes en el mercado. Recuerde que cuando no hubiese el elemento que deseamos a la medida exacta de nuestro cálculo, deberá seleccionarse el inmediato superior que exista en el mercado; esto con la finalidad de evitar que el componente sea insuficiente para la necesidad para la cual ha sido adquirido.

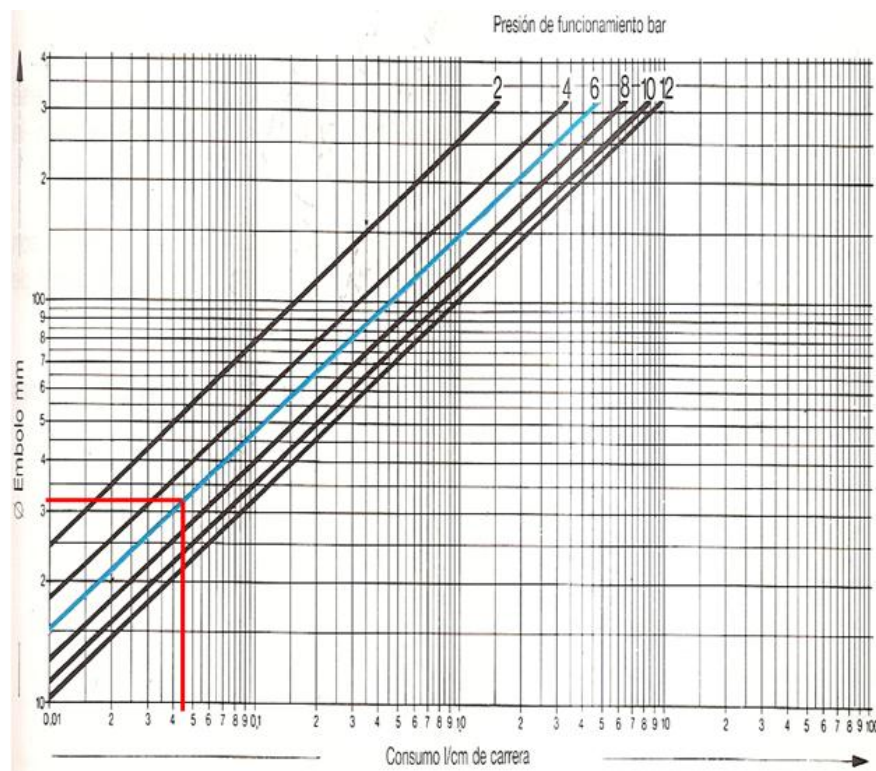
Selección de válvula para el cilindro 1:

Como se explico anteriormente, para la selección de esta válvula se tomara en cuenta el consumo de aire que necesita este cilindro neumático, para esto se requiere conocer los parámetros de este cilindro.

Datos del cilindro N°1:

- Diámetro de émbolo: 32 mm
- Carrera: 1.000 mm
- N° de ciclos por minuto: 3
- Presión de funcionamiento: 6 bar

Para determinar el valor de consumo específico de aire por centímetro de carrera, se ubica en el siguiente nomograma los valores de diámetro de émbolo y presión de funcionamiento del cilindro.



Gráfica C-6.2. Nomograma para determinar consumo específico de aire del cilindro 1.

Según esto el consumo específico de aire para este cilindro es:

$$q = 0,045 \frac{l}{cm}$$

Ahora con este valor y los parámetros del cilindro señalados anteriormente, se procede a determinar el consumo de aire que posee este cilindro, sustituyendo estos valores en la ecuación C-6.01:

$$Q = 2 \times 4 \times 100 \times 0,045$$

$$Q = 36 \frac{l}{min}$$

Con este valor de caudal, se selecciona la válvula correspondiente, la cual es:

CPE10-M1BH-5JS-QS-6

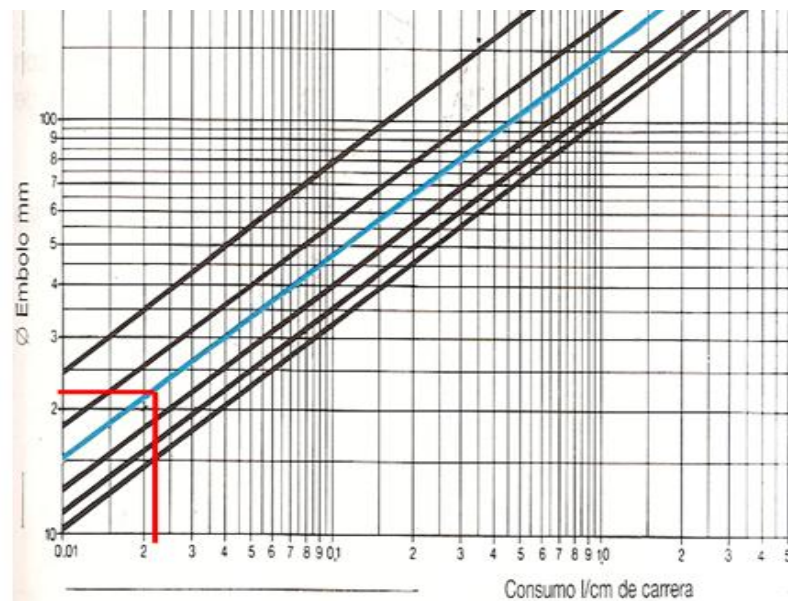
Selección de válvula para el cilindro 2:

Como se explico anteriormente, para la selección de esta válvula se tomara en cuenta el consumo de aire que necesita este cilindro neumático, para esto se requiere conocer los parámetros de este cilindro.

Datos del cilindro 2:

- Diámetro de émbolo: 25 mm
- Carrera: 15 mm
- N° de ciclos por minuto: 4
- Presión de funcionamiento: 6 bar

Para determinar el valor de consumo específico de aire por centímetro de carrera, se ubica en el siguiente nomograma los valores de diámetro de émbolo y presión de funcionamiento del cilindro.



Gráfica C-6.3. Nomograma para determinar consumo específico de aire del cilindro N°2.

Según esto el consumo específico de aire para este cilindro es:



$$q = 0,0225 \frac{l}{cm}$$

Ahora con este valor y los parámetros del cilindro señalados anteriormente, se procede a determinar el consumo de aire que posee este cilindro, sustituyendo estos valores en la ecuación C-6.01:

$$Q = 2 \times 4 \times 1,5 \times 0,0225$$

$$Q = 0,27 \frac{l}{min}$$

Con este valor de caudal, se selecciona la válvula correspondiente, la cual es:

CPE10-M1BH-5JS-QS-6

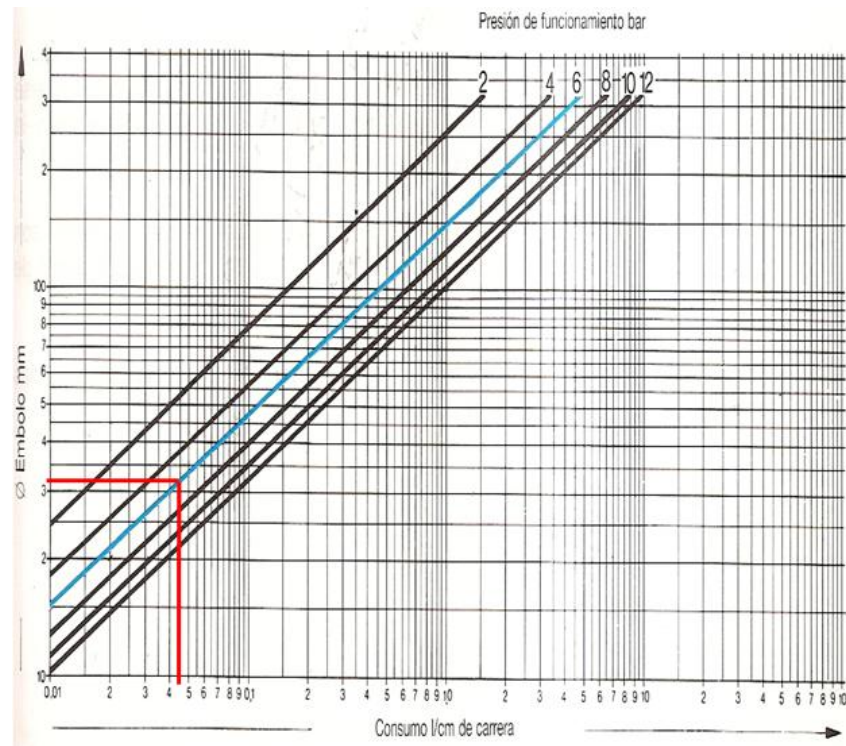
Selección de válvula para el cilindro 3:

Como se explico anteriormente, para la selección de esta válvula se tomara en cuenta el consumo de aire que necesita este cilindro neumático, para esto se requiere conocer los parámetros de este cilindro.

Datos del cilindro 3:

- Diámetro de émbolo: 32 mm
- Carrera: 125 mm
- N° de ciclos por minuto: 4
- Presión de funcionamiento: 6 bar

Para determinar el valor de consumo específico de aire por centímetro de carrera, se ubica en el siguiente nomograma los valores de diámetro de émbolo y presión de funcionamiento del cilindro.



Gráfica C-6.4. Nomograma para determinar consumo específico de aire del cilindro N°3.

Aquí se observa que la gráfica anterior es igual a la gráfica C-2 (correspondiente al cilindro N°1), esto ocurre porque ambos cilindros poseen un diámetro de embolo iguales, aunque el consumo de aire de cada uno será distinta debido a que el cilindro N°3 posee una carrea más corta que la del cilindro 1.

Según esto el consumo específico de aire para este cilindro es:

$$q = 0,045 \frac{l}{cm}$$

Ahora con este valor y los parámetros del cilindro señalados anteriormente, se procede a determinar el consumo de aire que posee este cilindro, sustituyendo estos valores en la ecuación C-6.01:

$$Q = 2 \times 4 \times 100 \times 0,045$$

$$Q = 36 \frac{l}{min}$$

Con este valor de caudal, se selecciona la válvula correspondiente, la cual es:

CPE10-M1BH-5JS-QS-6

Selección de válvula para el actuador de giro:

Como este actuador que se seleccionó posee dos (2) tomas de aire, el catalogo de Festo tabuló el caudal que debe pasar por los tubos flexibles acoplados a este actuador de 40 mm de diámetro de embolo.

Tabla C-6.1. Caudales de aire del actuador giratorio.

Diámetro del émbolo		40
Caudal nominal (por tubo flexible) [L/min]	SD48	130
	SD62	250
	SD64	250

Fuente: Festo.

Como este actuador posee dos (2) tomas de alimentación neumática, se selecciona el caudal correspondiente al SD62, el cual es de:

$$Q = 250 \frac{l}{min}$$

Por lo tanto, con este valor de caudal, se selecciona la válvula correspondiente, la cual es:

CPE10-M1BH-5JS-QS-6

Como la válvula que se selecciono es la misma para todos los cilindros y también para el actuador giratorio, dicha válvula posee las siguientes características:



- Caudal nominal normal: 320 L/min
- Conexión neumática: QS-6.
- Tipo de accionamiento: eléctrico.
- Función de las válvulas: 5/2 monoestable.

Selección de válvula para las ventosas:

Para la selección de esta válvula se tomara en cuenta el consumo de aire que necesita el generadores de vacío que están conectados con las ventosas, para esto se requiere conocer los parámetros de los mismos en cuanto al caudal que manejan.

Según la tabla C-6.1., el caudal manejado por este generador de vacío es de:

Tabla C-6.2. Caudal de aire del generador de vacío.

Generador de vacío VN-05-M-I3-PQ2-VQ2-A		Propiedades
Caudal de aspiración máxima contra la atmosfera		7,2 l/min

(Fuente: FESTO)

Como el sistema de aspiración está compuesto de dos 2 ventosas, se dispuso que por cada ventosa exista un generador de vacío.

Por lo tanto cada generador maneja un caudal máximo de aire de 24,5 l/min (calculado en el apéndice C-2) y con este valor de caudal, se selecciona la válvula correspondiente, la cual es:

CPE10-M1BH-3GL-QS-6



APÉNDICE C



Esta válvula posee las siguientes características:

- Caudal nominal normal: 300 l/min.
- Conexión neumática: QS-6.
- Tipo de accionamiento: eléctrico.
- Función de las válvulas: 3/2 cerrada monoestable.
- Cantidad: 2 unidades.

Apéndice C-7. Accesorios

Pulsadores

• Pulsador de parada de emergencia: para la selección de este pulsador se debe tomar en cuenta la tensión de trabajo (24 VDC), además se necesitan pulsador con enclavamiento para mantener la orden de parada, adicionalmente el pulsador de emergencia principal posee un color rojo, que llamará la atención al momento que se necesite activarlo.

El pulsador seleccionado es **XB5AT42**, pulsador de parada de emergencia rojo, con un diámetro Ø 22 – de cabeza redonda Ø 40 – con la función de pulsar-tirar, de la marca Schneider Electric (Telemecanique).



Figura C-7.1. Imagen del pulsador de parada de emergencia.

• Pulsador para iniciar al sistema de corte: para la selección de este pulsador se debe tomar en cuenta la tensión de trabajo (24 VDC), sin enclavamiento y normalmente abierto.

El pulsador seleccionado es **XB4BA3311**, pulsador verde con un diámetro de Ø 22 - con la función de retorno resorte nivelado -1 NA, de la marca Schneider Electric (Telemecanique).



Figura C-7.2. Imagen del pulsador de inicio.

PLC

Para seleccionar el PLC se debe tomar en cuenta el número de señales de entradas y salidas analógicas que requiera el sistema al igual que las entradas y salidas digitales que necesita este PLC para comunicarse con una interface humano-maquina (HMI), que básicamente facilitará la gestión de la puesta a punto de los sistemas de centrado (superior, medio e inferior), de la máquina para las diferentes dimensiones de lámina, por medio de un servomotor, es decir el PLC debe llevar la señal al controlador del servomotor para que este inicie la puesta a punto del sistema de centrado, una vez que el operador haya insertado los datos necesarios en la interfaz dispuesta para eso, para que luego se deba esperar hasta que un pulsador independiente inicie el sistema de corte que también es controlado por el PLC.

Luego de que se determinaron las salidas y entradas que genera este sistema de corte, se selecciono el siguiente dispositivo PLC:

MICRO-PLC SIMATIC S7-200

El PLC escogido posee un CPU 224, el cual le brinda 14 entradas y 10 salidas digitales, y 1 puerto de conexión RS-485, tal como se muestra en la figura C-7.3.



Figura C-7.3. Imagen del MICRO-PLC SIMATIC S7-200.

Unidad de display con teclados y pantalla de texto

Como es necesario que el operador interactúe con la máquina al momento que le toque establecer el diámetro al cual se va a cortar la lámina, se debe utilizar una interfaz que le permita al operario introducir los valores correctos para así poder centrar el dispositivo de levantamiento de láminas y a su vez el operario pueda verificar que los valores que está insertando al sistema son los correctos, es por eso que se opta por la utilización de un display con teclados y pantalla de texto.

En base a esto se seleccionó la siguiente unidad:

TD 200

Dicha unidad cuenta con una pantalla STN (con retroiluminación), con elementos de mando, memoria de usuario, Sistema de avisos (Número de avisos/clases de aviso), sinópticos del proceso. Esta unidad de display se muestra en la siguiente figura:



Figura C-7.4. Terminal operador con teclado y pantalla de texto



Características:

- 2 líneas, máximo 20 caracteres por línea.
- Resolución (An x Al en píxeles): 181 x 33.
- Teclado de membrana.
- 8 teclas de libre configuración.
- Los datos del usuario quedan grabados en el CPU.
- Pantalla STN (con retroiluminación).
- 80 sistemas de avisos (número de avisos/clases de avisos).
- 64 sinópticos del proceso.
- 864 variables.
- Interfaces: 1 x PPI (RS485).
- Grado de protección: IP 65, NEMA 4 / IP20.

Controlador del servomotor.

Cada servomotor debe poseer su respectivo controlador para así garantizar su correcto funcionamiento, es por eso que se procede a seleccionar dicho controlador.

Usando el programa Positioning drives versión 1.5.10 de la compañía FESTO, se determinó que el controlador que corresponde al servomotor seleccionado anteriormente, es:

CMMP-AS-C2-3A

Dicho controlador posee las siguientes características:

- Tensión nominal DC, alimentación a la lógica: 24 V
- Intensidad nominal: 2 - 3 A



APÉNDICE C



- Intensidad nominal efectiva por fase: 2,5 A
- Frecuencia de la línea 50 - 60 Hz
- Corriente de salida nominal: 2,5 A
- Potencia nominal del controlador: 500 VA
- Temperatura ambiente: 0 - 50 °C
- Número de salidas de supervisión analógicas: 2
- Número de entradas de consigna analógicas: 2
- Número de salidas lógicas digitales a 24 V DC: 5
- Número de entradas lógicas digitales: 10

PLANOS

ANEXOS

COTIZACIONES