



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA
MECÁNICA**

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE JUGO DE
MANZANA CON UNA CAPACIDAD DE 30kg/HORA**

**TESIS PARA OBTENER EN TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO**

AUTOR

SANTOYO BURGOS MANUEL

ASESOR

ROJAS CORONEL ÁNGEL MARCELO

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN

MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE SISTEMAS ELECTROMECAÑICOS.

CHICLAYO - PERÚ

2016

PÁGINA DEL JURADO

**ING. SALAZAR MENDOZA ANIBAL
PRESIDENTE**

**ING. CHAPOÑAN RIMACHI LUIS
SECRETARIO**

**ING. DIAZ ALCALDE HUBER
VOCAL**

DEDICATORIA

Al gran Lucero de la mañana, El portador de la eterna Luz, El Incognoscible, por darme su Luz, y gran entendimiento.

A nuestros recordados profesores y compañeros de estudio; lo que hemos aprendido sobre la mecánica y su enseñanza.

Santoyo Burgos Manuel

AGRADECIMIENTO

Se agradece muchísimo a los ingenieros que nos apoyaron en el desarrollo de nuestra investigación, que gracias a sus conocimientos de asesoramiento sirvieron para dar como finalizado nuestra tesis.

Autor

DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD

Yo, Santoyo Burgos Manuel, de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, de la Universidad César Vallejo, Sede Chiclayo; declaro que el trabajo académico titulado **“DISEÑO DE UN SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE JUGO DE MANZANA CON UNA CAPACIDAD DE 30kg/HORA”**, para la obtención del título profesional de Ingeniero Mecánico es de mi autoría.

Por lo tanto declaro lo siguiente:

- He mencionado todas las fuentes empleadas en el presente trabajo de investigación, identificando correctamente toda cita textual o de paráfrasis proveniente de otras fuentes, de acuerdo con lo establecido por las normas de elaboración de trabajos académicos.
- No he utilizado ninguna otra fuente distinta de aquellas expresamente señaladas en este trabajo.
- Este trabajo de investigación no ha sido previamente presentado completa ni parcialmente para la obtención de otro grado académico o título profesional.
- Soy consciente que mi trabajo puede ser revisado electrónicamente en búsqueda de plágios.
- De encontrar uso del material intelectual ajeno sin el debido reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.

Chiclayo, 24 Noviembre del 2017

Firma

PRESENTACIÓN

Señores miembros del Jurado:

En cumplimiento del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo presento ante ustedes la Tesis titulada “**DISEÑO DE UN SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE JUGO DE MANZANA CON UNA CAPACIDAD DE 30kg/HORA**” la misma que someto a vuestra consideración y espero que cumpla con los requisitos de aprobación para obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecánico.

Bach: Santoyo Burgos Manuel.

ÍNDICE

Página del jurado.....	ii
Dedicatoria.....	iii
Agradecimiento.....	iv
Declaratoria de Autenticidad.....	v
Presentación.....	vi
Índice.....	vii
Índice de tablas.....	xvii
Índice de figuras.....	xix
Índice de anexos.....	xxvi
Resumen.....	xxvii
Abstract.....	xxviii
INTRODUCCIÓN.....	29
CAPÍTULO I: PLAN DE INVESTIGACIÓN.....	30
1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA.....	31
1.1.1. A NIVEL NACIONAL.....	31
1.1.2. A NIVEL LOCAL.....	31
1.2 .FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	31
1.3 OBJETIVO DE ESTUDIO.....	32
1.3.1. OBJETIVO GENERAL.....	32
1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍCOS.....	32
1.4. DELIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN.....	32
1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DE LA INVESTIGACIÓN.....	32
1.5.1. SOCIAL.....	33
1.5.2. TECNOLÓGICA.....	33
1.5.3. ECONÓMICA.....	33
1.5.4. AMBIENTAL.....	33

1.6. LIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN.....	33
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO.....	35
2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN:.....	36
2.1.1. HISTORIA DE LA MANZANA.....	36
2.1.1.1. ORIGEN DE LA MANZANA.....	37
2.1.1.2. EL CULTIVO DE LA MANZANA EN EL PERÚ.....	37
2.1.1.3. PRODUCCIÓN DE LA MANZANA EN EL PERÚ.....	38
2.1.2. CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LA MANZANA.....	39
2.1.3. ESTRUCTURA DE LA MANZANA.....	40
2.1.4. VARIEDADES DE MANZANA EN EL PERÚ.....	41
2.1.5. COMPOSICIÓN QUÍMICA DE A MANZANA.....	42
2.1.6. TOXICIDAD DE LA MANZANA.....	43
2.1.7. DENSIDAD DE LA MANZANA.....	43
2.1.8. FORMAS DE CONSUMO.....	43
2.2. SELECCIÓN DE LA MANZANA.....	44
2.3. LAVADO DE LA MANZANA Y MÉTODO DE LAVADO.....	44
2.4. CONSERVACIÓN DE LA MANZANA.....	44
2.5. ALTERNATIVA DE DISEÑO Y SELECCIÓN.....	45
CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO.....	46
3.1. TIPO Y DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.....	47
3.1.1. TIPO DE INVESTIGACIÓN.....	47
3.1.2. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.....	47
3.2. POBLACIÓN Y MUESTRA.....	47
3.3. HIPÓTESIS.....	48
3.4. VARIABLES.....	48
3.4.1. VARIABLES INDEPENDIENTES.....	48

3.4.2. VARIABLES DEPENDIENTES.....	48
3.5. MÉTODOS Y TÉCNICAS DE INVESTIGACIÓN.....	49
3.5.1. MÉTODOS DE INVESTIGACIÓN.....	49
A.-Método Deductivo.....	49
B.-Método Analítico.....	49
3.5.2. TÉCNICAS DE INVESTIGACIÓN.....	50
A.-LAS TÉCNICAS DE OBSERVACIÓN.....	50
B.- LAS TÉCNICAS DE CONSULTAS PREVIAS.....	51
C.- LAS TÉCNICAS DE INFORMACIÓN CIBERNÉTICA.....	51
D.-LAS TÉCNICAS DE INFORMES DE CATÁLOGOS.....	51
CAPÍTULO IV: PROPUESTAS DE INVESTIGACIÓN.....	53
4.1. DIAGRAMA DE FLUJO DE DISEÑO.....	54
4.2. DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO Y CÁLCULOS.....	54
4.2.1. DISEÑO DE LA TOLVA.....	55
4.2.2. DISEÑO DE LA CAJA TRITURADORA:.....	59
4.2.3. DISEÑO DE LAS CUCHILLAS DE CORTE:.....	60
4.2.4. DISEÑO DEL EJE PORTA-CUCHILLAS.....	64
4.2.5. LOS COJINETES DE CONTACTO POR RODADURA.....	68
4.2.6. EL MOTOR ELÉCTRICO.....	70
4.2.7. EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CORREA.....	71
4.2.8. LA CUÑA PARA LA POLEA CONDUcida.....	72

4.2.9. SISTEMA DE PRENSADO.....	75
4.2.10. LAS ESTRUCTURAS.....	76
4.2.11. UNIONES MEDIANTE PERNOS.....	76
4.3. PLANOS.....	78
4.4. EVALUACIÓN ECONÓMICA FINANCIERA.....	78
4.4.1. COSTOS DE INGENIERÍA:.....	78
4.4.2. COSTOS DE ADQUISICIÓN Y FABRICACIÓN DE ELEMENTOS:.....	79
4.4.3. COSTO DE MONTAJE:.....	81
4.4.4. CALCULANDO EL VAN Y TIR.....	81
4.5. NORMATIVIDAD.....	84
4.5.1. NORMATIVIDAD TÉCNICA.....	84
4.5.2. NORMA AMBIENTAL.....	85
4.5.3. NORMA DE SEGURIDAD.....	85
 CAPÍTULO V: ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE DATOS.....	 86
5.1. DISEÑO DE LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN.....	87
5.1.1. CALCULANDO LA PRODUCCIÓN DE LA MÁQUINA.....	87
5.1.2. CÁLCULO DEL VOLUMEN DE LA PRODUCCIÓN.....	87
5.1.3. CALCULANDO EL VOLUMEN DE DISEÑO.....	88
5.1.4. CALCULANDO LA ALTURA DE LA TOLVA.....	88
5.1.5. CÁLCULO DE LA FUERZA MÁXIMA.....	89
5.1.6. CALCULANDO EL ESPESOR DE LA TOLVA POR PLACAS PLANAS.....	90
5.1.7. CALCULANDO LA DEFLEXIÓN MÁXIMA POR LA TEORÍA DE PLACAS PLANAS.....	91

5.1.8. CALCULANDO EL FACTOR DE SEGURIDAD.....	91
5.1.9. METODOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN DE LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN.....	92
5.2. DISEÑO DE LAS CUCHILLAS CORTANTES.....	93
5.2.1. PRUEBAS DE CORTE DE MANZANAS CON UN CUCHILLO.....	93
5.2.2. DIMENSIONAMIENTO DE UNA HOJA CORTANTE CON DOS CUCHILLAS DE CORTE.....	94
5.2.3. PROCEDIMIENTO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LAS CUCHILLAS CORTANTES.....	95
5.2.4. CALCULANDO LA FUERZA DE CORTE.....	96
5.2.5. CALCULANDO LA FUERZA DE DISEÑO.....	99
5.2.6. CÁLCULO DE LAS CORTANTES, MOMENTOS FLECTORES Y FLECHA PENDIENTE.....	100
5.2.7. CÁLCULO DEL ESFUERZO MÁXIMO PRODUCIDO POR LA FLEXIÓN.....	105
5.2.8. CÁLCULO DEL PAR DE TORSIÓN Y LA CORTANTE.....	106
5.2.9. TEORÍA DE FALLAS POR CARGA ESTÁTICA.....	109
5.2.10. DISEÑO DINÁMICO.....	111
5.3. DISEÑO DEL EJE PORTACUCHILLAS.....	119
5.3.1. CALCULANDO LAS REACCIONES EN LOS APOYOS(X-Y).....	120
5.3.2. CALCULANDO LOS MOMENTOS Y LAS CORTANTES.....	121
5.3.3. CALCULANDO LAS REACCIONES EN LOS APOYOS (X-Z).....	126
5.3.4. CALCULANDO LOS MOMENTOS Y LAS CORTANTES.....	127
5.3.5. CALCULANDO LOS MOMENTOS RESULTANTES.....	130
5.3.6. CALCULANDO EL DIÁMETRO DEL EJE CONDUCTIDO.....	132
5.3.7. CALCULANDO EL ESFUERZO CORTANTE DE TORSIÓN.....	132
5.3.8. CALCULANDO EL ESFUERZO DE FLEXIÓN.....	133
5.3.9. CALCULANDO LOS ESFUERZOS PRINCIPALES.....	133
5.3.10. APLICANDO LA TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN.....	133

5.3.11. PREDICIENDO LA FALLA POR VON MISSES.....	134
5.3.12. EL DISEÑO DEL EJE CONDUcido POR RIGIDEZ TORSIONAL.....	134
5.3.13. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS COJINETES DE BOLAS.....	135
5.4. DISEÑO DE TRANSMISIÓN CON BANDAS EN“V”.....	138
5.4.1. CALCULANDO LA POTENCIA NOMINAL DEL MOTOR (PM)..	138
5.4.2. CÁLCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO (PD).....	138
5.4.3. CALCULANDO LA VELOCIDAD ANGULAR DEL EJE MOTRIZ (W).....	138
5.4.4. RECALCULANDO EL PAR DE TORSIÓN.....	139
5.4.5. SELECCIÓN DE LA SECCIÓN DE LA FAJA EN V.....	139
5.4.6. CALCULANDO LA VELOCIDAD ANGULAR DEL EJE CONDUcido.....	140
5.4.7. CÁLCULO DEL TORQUE DEL EJE CONDUcido.....	141
5.4.8. SELECCIÓN DE LA LONGITUD ESTÁNDAR DE LA FAJA.....	141
5.4.9. CALCULANDO LA POTENCIA POR FAJA.....	143
5.4.10. CALCULANDO EL NÚMERO DE FAJAS.....	145
5.4.11. CALCULANDO EL FACTOR DE SEGURIDAD.....	146
5.4.12. CALCULANDO LAS TENSIONES EN LOS RAMALES.....	146
5.4.13. CALCULANDO LA VELOCIDAD DE LA CORREA.....	147
5.4.14. CALCULANDO EL NÚMERO DE PASADAS POR LOS EFECTOS COMBINADO.....	148
5.4.15. CALCULANDO LA FUERZA CENTRÍFUGA.....	149
5.4.16. CÁLCULO DE LA VIDA PROBABLE.....	151
5.4.17. DISEÑO DE LA CHAVETA PARA LA POLEA CONDUcida...	151
5.5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.....	154

5.5.1. DATOS PARA LA FABRICACIÓN.....	154
5.5.2. DIMENSIONAMIENTO DEL MOTOR ELÉCTRICO.....	154
5.5.3. CÁLCULO DEL LARGO Y ANCHO DE LA ESTRUCTURA QUE SOPORTARÁ AL MOTOR, SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y CAJA TRITURADORA.....	157
5.5.4. CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS PERFILES A EMPLEAR.....	162
5.5.5. CÁLCULO ESTÁTICO DEL PERFIL 1.....	166
5.5.6. CÁLCULO DINÁMICO DEL PERFIL 1.....	174
5.6. CONSTRUCCIÓN DE LA CAJA TRITURADORA.....	179
5.6.1. DETALLE DE LA ESTRUCTURA Y CAJA TRITURADORA.....	179
5.6.2. DETALLE DEL RODAMIENTO Y SOPORTE.....	179
5.6.3. DETALLE DE LA CONSTRUCCIÓN DE LA CAJA TRITURADORA Y TIPO DE UNIÓN.....	180
5.6.4. CÁLCULO DE DISTANCIAMIENTOS.....	181
5.6.5. DETALLE DEL ENSAMBLE DE LAS CUCHILLAS EN LA CAJA TRITURADORA:.....	182
5.6.6. CÁLCULO DEL VOLUMEN DE LA CAJA TRITURADORA.....	182
5.6.7. DETALLE DE LA PLANCHA DE FABRICACIÓN PARA LA CAJA TRITURADORA.....	183
5.6.8. CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DE UNIÓN ENTRE TOLVA Y CAJA TRITURADORA.....	185
5.6.9. DETALLE DE LA UNIÓN TOLVA-CAJA TRITURADORA.....	191
5.6.10. DETALLE DE LA CONSTRUCCIÓN DE LA BANDEJA TRANSPORTADORA.....	193
5.6.11. CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL SOPORTE VERTICAL.....	194
5.6.12. DISEÑO DE LA PLANCHA BASE DE LAS COLUMNAS.....	202
5.6.13. UNIÓN DE LOS PERFILES A EMPLEAR MEDIANTE SOLDADURA.....	205
5.6.14. CÁLCULO DE LA UNIÓN DE TODOS LOS PERFILES DE LA ESTRUCTURA.....	206

5.7. DISEÑO DEL SISTEMA DE PRENSADO.....	215
5.7.1. FORMAS DE EXTRAER JUGOS.....	215
5.7.2. DIMENSIONAMIENTO DEL CUBO DE PRENSADO.....	216
5.7.3. CÁLCULO DE LA ALTURA NECESARIA PARA LA FABRICACIÓN DEL CUBO DE PRENSADO.....	217
5.7.4. MATERIAL DE CUBO DE PRENSADO.....	219
5.7.5. ENSAYOS PARA ENCONTRAR LA FUERZA DE TRITURACIÓN.....	221
5.7.6. CÁLCULO DE LA PRESIÓN NECESARIA PARA EXPRIMIR LOS 30 KG.....	222
5.7.7. CÁLCULO DE LA FUERZA DEL VÁSTAGO.....	223
5.7.8. TIPOS DE CILINDROS.....	224
5.7.9. TIPO DE MONTAJE.....	225
5.7.10. DETALLE ENTRE LA UNIÓN DEL VÁSTAGO Y LA PLATAFORMA.....	229
5.7.11. DISEÑO DE LA ENVOLTURA.....	230
5.7.12. DISEÑO DE LA PRENSA PORTA CUBO DE PRENSADO....	231
5.7.13. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS PARA EL SOPORTE.....	234
A) CÁLCULO DE LA FUERZA TOTAL QUE SOPORTARÁ EL SOPORTE INFERIOR.....	234
B) DIMENSIONAMIENTO DE LOS PERFILES PARA SU DISEÑO RESPECTIVO.....	234
C) ANÁLISIS DE FUERZAS DEL PERFIL 1(PARTE INFERIOR).....	237
D) CÁLCULO DE LOS DIAGRAMAS (DC Y DMF) DEL PERFIL 1.....	238
E) CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN DE LA VIGA POR MÉTODO DE LA DOBLE INTEGRACIÓN.....	240
F) DISEÑO ESTÁTICO DEL PERFIL 1.....	244
G) DISEÑO DINÁMICO DEL PERFIL 1.....	248

H) CÁLCULO DE LOS PERNOS DE ENSAMBLE ENTRE LOS SOPORTES HORIZONTALES Y VERTICALES.....	253
I) ELECCIÓN DEL TIPO DE VIGA EN LA PARTE SUPERIOR.....	260
J) CÁLCULO DE LOS PERFILES VERTICALES.....	263
K) DISEÑO DE LA PLANCHA BASES DE LAS COLUMNAS.....	268
L) DIMENSIÓN REAL DE LA PLANCHA BASE DE LAS TRES COLUMNAS.....	272
M) DIAGRAMA DE LOS CIRCUITOS DE MANDO DEL PISTÓN.....	273
N) DIAGRAMA DE LOS ESQUEMAS DE ACCIONAMIENTO.....	273
CAPÍTULO VI: PLAN DE MANTENIMIENTO.....	274
6.1. DISEÑO DEL PLAN DE MANTENIMIENTO.....	275
6.2. INTRODUCCIÓN AL PLAN DE MANTENIMIENTO.....	275
6.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	277
6.4. LOS RESULTADOS DE UN BUEN MANTENIMIENTO.....	277
6.5. DEFINICIÓN DE MANTENIMIENTO Y SU CLASIFICACIÓN.....	278
6.6. TIPOS DE MANTENIMIENTO, CONCEPTOS, SU CLACIFICACIÓN GENERAL Y SELECCIÓN DEL CONCEPTO ADECUADO.....	279
6.7. SELECCIÓN DEL TIPO DE MANTENIMIENTO A APLICAR.....	282
6.8. DISEÑO DEL PLAN DE MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA EN CONJUNTO.....	283
CAPÍTULO VII: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	311
7.1. CONCLUSIONES.....	311
7.2. RECOMENDACIONES.....	312

CAPÍTULO VIII: PLANOS.....	343
-----------------------------------	------------

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Perú Producción Anual de Manzana, según región o Subregión.	38
Tabla.2	Regiones con mayor índice de Producción de manzano.	47
Tabla 3.	Vida de una máquina en función a las a las horas.	70
Tabla 4.	Dimensiones de las cuñas cuadradas. ASA B17. 1-1943	73
Tabla 5.	Costo de Ingeniería.	78
Tabla 6.	Cotización de la Máquina trituradora.	79
Tabla 7.	Cotización del Sistema de prensado.	80
Tabla 8.	Cotización del Costo de montaje.	81
Tabla 9.	Pruebas de corte de manzanas (delicia) con un cuchillo.	93
Tabla 10.	Determinación de diámetros en secciones rectangulares.	113
Tabla 11.	Elección de los factores del factor de tamaño.	114
Tabla 12.	Características de un rodamiento.	136
Tabla 13.	Características de rodamientos según sus diámetros.	137
Tabla 14.	Tabla de factores de corrección de ángulo de contacto.	143
Tabla 15.	Tabla de factores para determinar el factor de corrección.	144
Tabla 16.	Tabla de factores de potencia de transmisión por rpm.	144
Tabla 17.	Tabla de las potencias adicionales por factor de transmisión	145
Tabla 18.	Correas trapecoidales para diversos valores de ángulo de contacto.	146
Tabla 19.	Determinación de los factores Kb y Kc de acuerdo a la sección de la Faja.	148
Tabla 20.	Determinación de los factores de Q y X de acuerdo a la sección de La faja.	150
Tabla 21.	Características Técnicas del motor seleccionado.	155

Tabla 22.	Elección de parámetros para determinar factor de superficie.	177
Tabla 23.	Especificaciones SAE para materiales de pernos.	187
Tabla 24.	Áreas de esfuerzos de roscas estándares americanos.	188
Tabla 25.	Elección del punto de fluencia de acuerdo al tipo de electrodo.	209
Tabla 26.	Selección del tamaño del cordón de soldadura de acuerdo al espesor de la plancha.	212
Tabla 27.	Cuadro de equivalencias para la carrera estándar de los pistones.	227
Tabla 28.	Especificaciones SAE para materiales de pernos.	255
Tabla 29.	Áreas de esfuerzos de roscas estándares americanos.	256
Tabla 30.	Tabla de un plan de mantenimiento para un motor eléctrico.	290

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Manzana variedades	36
Figura 2: Secuencia del diseño de la investigación	47
Figura 3: Diagrama de flujo	54
Figura 4: Forma de la tolva de un tronco pirámide	88
Figura 5: Placa trapezoidal de la tolva sumergida en un fluido	89
Figura 6: Procedimiento de la construcción de la tolva de alimentación	92
Figura 7: Geometría de las cuchillas cortantes	93
Figura 8: Una hoja cortante con dos cuchillas de corte	94
Figura 9: Esquema del ángulo de filo de una cuchilla	95
Figura 10: Trazos de radios para la construcción de una cuchilla	95
Figura 11: Construcción de la curva elíptica por método de los círculos concéntricos	96
Figura 12: Determinación de la fuerza de corte mediante experimento	96
Figura 13: Diagrama de energía de la fuerza de la manzana por impacto	98
Figura 14: Diseño de las cuchillas por condiciones máximas	99
Figura 15: Localización del centro de gravedad de la cuchilla	100
Figura 16: Condiciones de borde y de frontera en una cuchilla de corte para su análisis por resistencia	101
Figura 17: Cálculo de momentos en un extremo de la viga	101
Figura 18: Diagrama de momentos cortantes y flectores en una cuchilla	102
Figura 19: Localización del centro de gravedad en una cuchilla	104
Figura 20: Determinación del momento de inercia en el punto más crítico	104
Figura 21: Representación del área transversal de la cuchilla de corte	105
Figura 22: Localización de la fuerza de diseño	106
Figura 23: Localización del centro de gravedad y representación	

del torque .	106
Figura 24: Determinación del momento de inercia en el punto de actuación de la fuerza de corte ..	107
Figura 25: Determinación del momento de inercia por método de sumatorias	10
Figura 26: Diagrama Esfuerzo - Tiempo del esfuerzo repetido	111
Figura 27: Sección en el punto crítico y momento de flexión en el punto crítico	113
Figura 28: Diagrama de sensibilidad para ranuras	115
Figura 29: Localización del diámetro interno en la sección hueca cuadrada	116
Figura 30: Sección rectangular agujereada sometida a flexión	116
Figura 31: Bosquejo del eje conjunto y diagrama de cuerpo libre	119
Figura 32: Cálculo de las reacciones del eje	120
Figura 33: Cálculo de momentos flectores y cortantes	121
Figura 34: Diagrama de momentos cortantes	125
Figura 35: Diagrama de momentos flectores	125
Figura 36: Cálculo de las reacciones en los apoyos	126
Figura 37: Cálculo de los momentos y las cortantes X-Z	127
Figura 38: Diagrama de momentos cortantes X-Z	130
Figura 39: Diagrama de momentos flectores X-Z	130
Figura 40: Diagramas de momentos flectores resultantes	131
Figura 41: Tabla de selección del tipo de fajas en V	139
Figura 42: Esquema del sistema de transmisión por bandas en V	140
Figura 43: Representación del torque en el eje conducido	141
Figura 44: Circunferencias interiores de bandas en V estándar	142
Figura 45: Esquema de la distribución de las reacciones en el eje	154

Figura 46: Vistas del motor frontal y lateral derecha	155
Figura 47: Soporte del rodamiento y medidas	156
Figura 48: Bosquejo del dimensionamiento del sistema de transmisión	157
Figura 49: Dimensionamiento del ancho del perfil	158
Figura 50: Dimensionamiento del ancho de la estructura	159
Figura 51: Dimensionamiento del ancho y largo de la estructura con medidas reales	160
Figura 52: Esquema de la estructura incluyendo perfiles verticales y horizontales	161
Figura 53: Dimensionamiento del perfil transversal	162
Figura 54: Perfil transversal para soporte del motor	163
Figura 55: Estructura de soporte del sistema triturador en conjunto en 3D	165
Figura 56: Localización de los puntos donde actuarán las fuerzas	166
Figura 57: Diagrama de cuerpo libre del perfil PT	166
Figura 58: Diagrama de momentos flectores y cortantes de la viga PT	171
Figura 59: Propiedades geométricas del perfil a emplear	172
Figura 60: Diagrama del Esfuerzo – Tiempo repetido	175
Figura 61: Vista superior del eje portacuchillas	179
Figura 62: Soporte de rodamiento con todas sus dimensiones	179
Figura 63: Representación de la tolva y caja trituradora en conjunto	180
Figura 64: Dimensionamiento de la caja trituradora y las cuchillas de corte	181
Figura 65: Abertura para la entrada de las cuchillas en el ensamble	182
Figura 66: Vista en 3D de la caja trituradora o porta cuchillas	182
Figura 67: Detalle de la plancha para la elaboración de la caja trituradora	183
Figura 68: Pasos a seguir en la construcción de la tolva de alimentación	184
Figura 69: Localización del área de unión entre tolva y caja de trituración	184
Figura 70: Detalle entre unión entre caja trituradora y estructura	185

Figura 71: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en el perno	185
Figura 72: Representación de la tolva unida con la caja trituradora	191
Figura 73: Placa con perforación para dos pernos unión Tolva- Caja Trituradora	192
Figura 74: Representación del sistema de unión entre caja trituradora y sistema de prensado	193
Figura 75: Representación de las magnitudes de la bandeja transportadora	194
Figura 76: Representación de un soporte vertical, tolva y caja trituradora en Conjunto	195
Figura 77: Representación de la pendiente y su lado adyacente X	195
Figura 78: Representación de la reacciones o cargas actuantes que soportarán los perfiles verticales o columnas	196
Figura 79: Diagrama de fuerzas resultantes sobre una columna	197
Figura 80: Características geométricas de un perfil L 89X89X6.4mm	198
Figura 81: Dimensionamiento de la plancha de base para las columnas	202
Figura 82: Perfil transversal	205
Figura 83: Perfil para soporte del motor	205
Figura 84: Representación del perfil vertical	206
Figura 85: Diagrama de cuerpo libre de un perfil transversal	207
Figura 86: Características transversales del perfil L a emplear	207
Figura 87: Esquema de la unión entre perfil vertical y uno transversal	208
Figura 88: Vista superior y lateral derecha u ubicación de la soldadura	208
Figura 89: Representación gráfica de la garganta	209
Figura 90: Esquema donde se localizan los puntos de soldadura	213
Figura 91: Prensa de jaula	215
Figura 92: Prensa de plato	216
Figura 93: Dimensionamiento del cubo de prensado	218

Figura 94: Vista en 3D y 2D del cubo de prensado y colador con sus Agujeros correspondientes y colador separador	219
Figura 95: Distribución de longitudes la construcción del cubo de prensado	220
Figura 96: Proceso de construcción mediante giros y doblados para la construcción del cubo de prensado	220
Figura 97: Pasos para la fabricación de la base o tapa inferior en la prensa	221
Figura 98: Direccionamiento del sentido de la fuerza en el mecanismo de Extracción	222
Figura 99: Dimensionamiento del cilindro pistón	224
Figura 100: Vista externa e interna del cilindro neumático	225
Figura 101: Dimensionamiento del cilindro con vástago simple seleccionado según el catálogo	226
Figura 102: Indicación de longitud de la carrera del pistón seleccionado y montaje con placa trasera	227
Figura 103: Dimensionamiento del cilindro-pistón y placa de aplaste	229
Figura 104: Planos de la placa de sujeción o ensamble	230
Figura 105: Detalle de la fabricación de prensa porta cubo de prensado	232
Figura 106: Medidas de la prensa porta cubo de prensado, escala en mm	232
Figura 107: Vista en 3 dimensiones del sistema de prensado ensamblado	233
Figura 108: Dimensionamiento de soporte de la base inferior	234
Figura 109: Vista superior de la parte de la prensa en el soporte inferior (Viga en C)	235
Figura 110: Detalle del perfil tipo C elegido en 3D	235
Figura 111: Vista en 3D del perfil en C acoplado al sistema de prensado	236
Figura 112: Características geométricas del perfil elegido	237
Figura 113: Diagrama de cuerpo libre del perfil inferior	237
Figura 114: Cálculo de las reacciones del perfil AB	238
Figura 115: Cálculo de momentos cortantes y flectores del perfil AB	238

Figura 116: Diagrama de momentos cortantes y flectores	240
Figura 117: Condiciones de borde y frontera para el perfil inferior	241
Figura 118: Localización del centro de gravedad en la sección transversal	245
Figura 119: Diagrama del Esfuerzo - Tiempo repetido	248
Figura 120: Geometría del área transversal	250
Figura 121: Esquema de las ubicaciones de las reacciones en las vigas	253
Figura 122: Representación de la unión entre vigas verticales y perfiles transversales	259
Figura 123: Dimensionamiento y ubicación del pistón en la parte superior del acople	260
Figura 124: Vista en 3D del sistema de prensado	261
Figura 125: Plano del sistema de prensado en conjunto ya ensamblado	262
Figura 126: Translación de las fuerzas de las vigas transversales a Columnas.	263
Figura 127: Características geométricas de un perfil en L 89x89x6.4mm	264
Figura 128: Representación de la ubicación de los 3 perfiles verticales sobre la base	268
Figura 129: Dimensionamiento de la plancha de base para una columna	269
Figura 130: Plancha base para el soporte de las tres columnas de un lado Cualquiera	272
Figura 131: Circuito de mando de la prensa neumática	273
Figura 132: Diagrama de esquemas de accionamientos	273
Figura 133: Procesos de trituración	285
Figura 134: Ubicación de las hojas y las cuchillas de corte en la caja trituradora	286
Figura 135: Puente transportador o bandeja trasportadora	287
Figura 136: Ubicación de las poleas en los extremos del eje	288

Figura 137: Motor eléctrico trifásico	289
Figura 138: Un alicate	291
Figura 139: Llave hexagonal	292
Figura 140: Llave ajustable	292
Figura 141: Conjunto de llaves	292
Figura 142: Nivelador de ejes	295
Figura 143: Extractor de poleas	296
Figura 144: Nivelador de burbujas	296
Figura 145: Galgas	297
Figura 146: Nivelado de una maquina eléctrica	298
Figura 147: Mantenimiento vertical comprobando el desgaste de Cojinetes	300
Figura 148: Extractor de cojinetes	300
Figura 149: Distintas opciones para cojinetes alimentados a presión	302
Figura 150: Apoyo hidrostático simple y el sistema asumido por aceite	303
Figura 151: Lubricación con grasa	305
Figura 152: Detalle de la construcción de la envoltura	307
Figura 153: Cubo de prensado	308
Figura 154: Grasa utilizada en las juntas	309

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXOS.....	314
Anexo N° 1: Tablas utilizadas para el diseño del sistema de transmisión.....	315
Anexo N° 2: Tabla que fue utilizado para seleccionar los rodamientos.....	320
Anexo N° 3: Tablas utilizadas para el diseño de la estructura.....	322
Anexo N° 4: Tablas utilizadas para factores de concentración.....	328
Anexo N° 5: Tablas utilizadas para cotas y planos de ensamble.....	330
Anexo N°6: Tablas utilizadas para la selección del motor.....	333
Anexo N°7: Tablas utilizadas para la selección del sistema de prensado.....	334
Anexo N°8: Tablas utilizadas para el diseño de pernos.....	339
BIBLIOGRAFÍA.....	341

RESUMEN

Se realiza la siguiente investigación, “Diseño de un Mecanismo para extraer de Jugo de Manzana con capacidad de 30kg/hora” basándose en el estudio de la producción de manzana en nuestro país, tanto nacional como regional.

Se estudia las temporadas de máxima producción, así como sus formas de consumo y comercialización; para luego proyectar una máquina de procesamiento y/o transformación dirigido a los comerciantes, a los pequeños y medianos agricultores, y al sector industrial con la finalidad de evitar la descomposición de la fruta, las pérdidas en temporadas de cosecha y mejorar el desarrollo económico en la Industria.

Se detallan los requerimientos a satisfacer con la Máquina a Proyectar, para luego seleccionar entre varias alternativas la solución más conveniente.

Se explica el diseño detallado, se considera los parámetros más importantes que intervienen en el desarrollo de este novedoso tema.

PALABRAS CLAVES: Diseño, Diseño de tolva, diseño de cuchillas, diseño de ejes, diseño de estructuras, diseño de sistema de prensado.

ABSTRACT

It performs the following research, "Design of a Machine Apple Juice Extractor" based on the study of apple production in our country.

We study the peak production seasons and their consumption patterns and marketing, and then project a processing machine and / or transformation aimed at traders, small and medium farmers, and industry in order to avoid decomposition of the fruit, the harvest season losses and improve economic development in the industry.

It details the requirements to meet with the Machine to Project, and then select among alternatives the most convenient solution.

Describes the detailed design is considered the most important parameters involved in the development of this new research.

KEYWORDS: Design, Hopper design, blade design, design axes, structure design, system design pressing.

INTRODUCCIÓN

Características de orden social, político, económico y desarrollo tecnológico, son determinantes a la hora de señalar un adecuado método o proceso que tengan por objetivo satisfacer una necesidad. Esta situación se presenta con los productores de nuestra región que no encuentran una alternativa viable al problema que se les presenta en temporadas de cosecha, como es la falta de mecanismos y de conservación y/o transformación que les permita evitar la descomposición de la fruta, y poderla ofrecer al consumidor durante todo el año

El presente estudio se dedica a proyectar una máquina de fácil operación que permita satisfacer esta demanda, que luego de evaluado y perfeccionado de ser necesario brinde una alternativa para el problema antes mencionado.

Es importante indicar que la validez y éxito de esta propuesta, depende del sector agro industrial, industrial, etc. Que protejan la industrialización generada por esta tecnología. Así mismo que la adquisición del equipo sea facilitada mediante la implementación de adecuados programas crediticios dirigida al agricultor y pequeño agroindustrial, cumpliéndose de esta forma el objetivo aquí planteado.

PARTE I: PLAN DE INVESTIGACIÓN

1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA

1.1.1. A NIVEL NACIONAL

La mayor parte de la producción agrícola viene siendo exportada a países desarrollados en tecnología como son EEUU y otros países de Europa y Asia, ya que cuentan con mecanismos apropiados para toda clase de fruta y ofrecer al consumidor en formas diferentes durante todo el año para de esta manera poder aumentar su valor agregado.

Nuestra producción es factible ya que el Perú cuenta con condiciones climáticas para la siembra y cosecha de los productos agrícolas. En la actualidad, tanto nuestro País como nuestra Región carecen de mecanismos de conservación y/o transformación de productos agrícolas, que les permita evitar la descomposición de las frutas que se les presenta en temporadas de cosecha.

1.1.2. A NIVEL LOCAL

Nuestro departamento de Lambayeque es rica en frutas agrícolas como son: Mangos, Manzanas, Maracuyás, Sandías, etc. Por ejemplo la producción anual de manzanas en nuestra Región de Lambayeque es de 29 toneladas de fruta.

Por tal motivo el presente proyecto se dedica a calcular el diseño de una Máquina Extractora de Jugo de Manzana, para de esta manera ofrecer una alternativa de procesamiento de la fruta, tanto en nuestra Región como en nuestro País.

1.2 .FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Cómo diseñar un sistema de extracción de jugo de manzana con una capacidad de 30 kilogramos / hora.

1.3 OBJETIVO DE ESTUDIO

1.3.1. OBJETIVO GENERAL

Calcular el diseño de un sistema extractor de jugo de manzana, de 30kg/h de capacidad.

1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍCOS

Diseñar y seleccionar los diferentes mecanismos Y/o componentes que intervienen en la máquina.

Evaluar económicamente el diseño y su uso de la máquina.

Elaborar los planos de fabricación y montaje de cada componente de la máquina.

1.4. DELIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

El proyecto se va a realizar en la provincia de Chiclayo.

La provincia de Chiclayo políticamente pertenece al departamento de Lambayeque, y sus límites son:

Por el Norte: Ciudad de Lambayeque.

Por el Sur: Distrito de Reque.

Por el Este: Distrito de Pomalca.

Por el Oeste: Distrito de Pimentel.

1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DE LA INVESTIGACIÓN

Mejorar la Tecnología, la producción y el desarrollo económico de los sectores tanto agrícola como Industrial.

Motivar a los Pequeños y Medianos Agricultores con programas que impulsen el desarrollo del cultivo e Industrialización de la Manzana. Con esto lograremos evitar

las pérdidas de sus cosechas (descomposición de la fruta) en épocas de máxima producción.

Los tesistas encargados de la siguiente investigación hemos creído conveniente motivar a los estudiantes y personas interesadas en este novedoso tema, a fin de que sea valorado a nivel científico y posteriormente sea mejorado en caso sea necesario.

1.5.1. SOCIAL

El diseño de esta máquina es para aplicar los conocimientos técnicos, científicos y académicos adquiridos a lo largo de la formación de la carrera de Ingeniería Mecánica y también para incentivar a los estudiantes y egresados de la carrera a que sigan la línea de diseño de maquinaria.

1.5.2. TECNOLÓGICA

El sistema en conjunto de la máquina a diseñar, se aplicaran conocimiento de diseño de máquinas, se requerirá de datos, se requerirá también de información respecto a aceros estructurales tanto para perfiles, aceros para alimentos(Aceros quirúrgicos), catálogos de motores eléctricos, catálogos de fajas etc.

1.5.3. ECONÓMICA

Esta máquina beneficiara a pequeños empresarios y a artesanales, será una máquina de fácil manejo y acceso, de bajo costo económico al alcance de toda persona que quiera adquirirla.

1.5.4. AMBIENTAL

La máquina extractora de jugo de manzana no será contaminante se usara para su funcionamiento energía eléctrica, esta energía será proveniente de ENSA, la maquina a diseñar no emitirá ningún residuo toxico ni contaminante y ningún compuesto químico.

1.6. LIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

El proyecto de diseño abarca una serie de cálculos, desde el diseño de la tolva, cálculo de las cuchillas de corte, cálculo diseño y selección del eje, selección de rodamientos, cálculo de las estructuras de soporte tanto para el sistema de trituración como para el sistema de prensado, y también de eventual importancia conocer los fundamentos técnicos para su respectiva construcción de la máquina,

La Máquina Extractora de Jugo de Manzana no podrá realizar diferentes tipos de trabajo ya que no cuenta con los mecanismos adecuados, por ejemplo no podrá extraer jugo de naranja y otras variedades de fruta.

La capacidad máxima de trabajo de la Máquina Extractora de Jugo de Manzana es de 30Kg/h.

La máquina se diseñará teniendo en cuenta la altura promedio de una persona para su fácil manejo y acceso.

La producción de manzana anualmente en nuestra región de Lambayeque es baja por lo tanto dicho proyecto se está enfocando a nivel nacional.

PARTE II: MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN:

2.1.1. HISTORIA DE LA MANZANA



La manzana es la fruta más famosa y una de las más antiguas, es posible que fuera uno de los primeros frutos en consumir el hombre en forma silvestre y uno de los primeros en cultivarlo, su origen se remonta a la era del paleolítico y durante este periodo los movimientos migratorios del hombre la difundían por todos los sitios.

Las manzanas llegaron a Europa desde el oriente medio y fue en este continente donde evolucionó gracias, sobre todo, a la cultura grecorromana. Hesíodo, 800 años a.c, ya se refiere a la manzana. También se cree que el fruto es originario de Europa central, del Cáucaso y de Asia central.

El manzano fue introducido en España por los pueblos del norte de África y durante el proceso de romanización de la península.

Fueron los españoles que llevaron el fruto a América y los difundieron por todo el continente. Allí nacieron nuevas variedades de manzano gracias a los injertos, hoy son las que más se consumen. Las conocemos por los siguientes nombres Golden delicious, red Delicious, Granny Smith (es Australia).

2.1.1.1. ORIGEN DE LA MANZANA

El manzano es originario de las zonas templadas de Europa, el oeste del Turkestán y el suroeste y centro de Asia. Es un fruto que se consume desde hace muchísimo tiempo.

Los principales países productores se encuentran en regiones de climas templados como Europa, Estados Unidos, Turquía y China.

Las diversas variedades se cree que procede del cruzamiento y selección de varias especies de manzanos silvestres europeos y asiáticos.

Según V.V. Ponomarenko el manzano como especie muy antigua, afirma que una especie de manzano silvestre que existe y crece de forma natural en las regiones montañosas de Asia media, podría ser esta especie de la que habrían originado, hace 15.000-20.000 años las primeras especies cultivadas de manzano.

2.1.1.2. EL CULTIVO DE LA MANZANA EN EL PERÚ

El manzano se planta en numerosas latitudes, pero en el Perú se cultiva generalmente en zonas frías, generalmente en las costas del Perú, principalmente en climas templados según variedades, resisten muy bien el frío invernal, pero sus flores son sensibles a las heladas primaverales.

Donde se den heladas tardías, elige cultivares de floración tardía para evitar daños.

El exceso de insolación puede ocasionar quemaduras en los frutos. Le favorece, por ello, cierta humedad ambiente.

Los manzanos pueden cultivarse en la mayoría de suelos bien drenados. Cuanto más empedregado sea el patrón más fértil debe ser el suelo.

Es muy poco exigente en suelos. Vegeta en todos que no sean demasiado secos ni excesivamente húmedos, tiene una relativa tolerancia a los suelos calizos. La amplia gama de patrones o porta injertos favorece su plantación en numerosos suelos.

Las manzanas de maduración temprana deben recogerse justo antes de que maduren por completo. Sin embargo, los cultivares de maduración tardía no deben recogerse demasiado temprano o los frutos se marchitarán durante el almacenado, dicho de otro modo, las variedades tempranas se deben consumir en cuanto maduren, mientras que las tardías se pueden guardar en cajas envueltos los frutos en papel o en bolsas de plástico agujereadas en un sitio templado.

2.1.1.3. PRODUCCIÓN DE LA MANZANA EN EL PERÚ

Tabla 1. Perú Producción Anual de Manzana, según región o Subregión

Región / Subregión.	Producción Anual de Manzana.
Nacional	
Nor Oriental:	154 <i>ton.</i>
Lambayeque.	29 <i>ton.</i>
Cajamarca.	104 <i>ton.</i>
Amazonas.	21 <i>ton.</i>
La libertad:	6499 <i>ton.</i>
Chavín:	4556 <i>ton.</i>
Lima:	145189 <i>ton.</i>
Libertadores Wari:	6345 <i>ton.</i>
Ica.	5812 <i>ton.</i>
Huancavelica.	252 <i>ton.</i>
Ayacucho.	165 <i>ton.</i>

Andahuaylas.	116ton.
Arequipa:	3928ton.
José Carlos Mariátegui:	1032ton.
Moquegua.	631ton.
Tacna.	401ton.
Inca:	695ton.
Cusco.	555ton.
Abancay.	140ton.
Andrés Avelino Cáceres:	190ton.
Huánuco.	20ton.
Junín.	170ton.

Fuente: Direcciones regionales y subregionales de agricultura

Elaboración: MINAG-OIA.

Este cuadro nos indica que la producción anual de manzana en nuestro país es de 168 588 toneladas, lo que quiere decir es que hay suficiente materia prima, ya sea para procesarla u ofrecerla al consumidor en diferentes formas durante todo el año o exportarla.

2.1.2. CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LA MANZANA

Una planta de manzano alcanza normalmente alcanza de 2 a 2,5 m. de altura, con corteza cubierta de lenticelas, lisa, adherida, de color ceniciento verdoso sobre los ramos y escamosa y gris parda sobre las partes viejas del árbol. Tiene

una vida de unos 60-80 años. Las ramas se insertan en ángulo abierto sobre el tallo, de color verde oscuro, a veces tendiendo a negruzco o violáceo. Los brotes jóvenes terminan con frecuencia en una espina.

Las manzanas más comercializadas son aquellas cuyo calibre va desde los 75 milímetros hasta los 85 o más. Y su peso oscila desde 170 gramos hasta 250 gramos.

Los diferentes colores de la piel hacen que se diferencien las frutas en cuatro grupos: verdes, rojas, amarillas y bicolors. Todas ellas con sabores, aromas y calidad de su carne diferentes.

La pulpa puede ser dura o blanda, pero siempre refrescante y jugosa, y su sabor va desde el muy dulce al muy ácido pasando por toda una mezcla de gustos acidulados y azucarados. La carne es más o menos aromática según la variedad.

La manzana es una fruta que llama la atención en los mercados porque se puede encontrar casi todo el año en unas magníficas condiciones de calidad y lista para ser consumida, esto es posible gracias a las prácticas de manipulación y conservación del alimento que existen. Después de su recolección, a las manzanas que van a ser almacenadas se les aplican diversos métodos de conservación, como el enfriamiento rápido de la fruta, el almacenaje en cajas con películas plásticas y la refrigeración controlada, que reducen la pérdida de agua y evitan que la piel de la manzana se arrugue.

2.1.3. ESTRUCTURA DE LA MANZANA

Sistema radicular: Raíz superficial, menos ramificada que en peral.

Hojas: Ovals, cortamente acuminadas, aserradas, con dientes obtusos, blandas, con el haz verde claro y tomentosas, de doble longitud que el pecíolo, con 4-8 nervios alternados y bien desarrollados.

Flores: Grandes, casi sentadas o cortamente pedunculadas, que se abren unos días antes que las hojas. Son hermafroditas, de color rosa pálido, a veces blanco y en número de 3-6 unidas en corimbo.

Floración: Tiene lugar en primavera, generalmente por abril o mayo, las manzanas más precoces maduran en junio, aunque existen razas que mantienen el fruto durante la mayor parte del invierno e incluso se llegan a recoger en marzo o abril.

Fruto: pomo globoso, con pedúnculo corto y numerosas semillas de color pardo brillante.

2.1.4. VARIEDADES DE MANZANA EN EL PERÚ

Las razas y variedades de manzano son innumerables (pasan del millar), ya que ha acompañado al hombre desde tiempos remotos.

El manzano se cultiva por sus frutos hace muchos siglos, los primeros cultivadores seleccionaron variedades mejores a partir de semillas de formas silvestres y las reprodujeron mediante injerto. Actualmente se obtiene muchas variedades por medio del cruce, las mutaciones beneficiosas de variedades comunes son también fuente de nuevas variedades. En general, se considera que las variedades modernas son resultado de la polinización cruzada entre varias especies, ya que son heterocigóticas, es decir, que no siempre reproducen el tipo original cuando se multiplican.

Comercialmente se producen en nuestro país más de 8 variedades de manzana, estas se producen por semillas, así como a través de injertos. Los requerimientos de clima, temperatura, luminosidad, suelo y precipitación en horas de frío son los adecuados para este tipo de frutal.

A continuación se mencionan algunas variedades de manzanas existentes en nuestro país:

Manzana Israel.

Manzana Rayada.

Manzana San Antonio.

Manzana Pachacamac.

Manzana winter.

Manzana Hoover. Etc.

Golden Delicious (Deliciosa Dorada): el fruto es grande y de color amarillo dorado, más largo que ancho, con la carne blanca amarillenta, fija, jugosa, perfumada y muy sabrosa. El pedúnculo es largo o muy largo y la piel delgada y resistente, cubierta con lenticelas grisáceas. Es una excelente polinizadora para la mayoría de las variedades comerciales.

Red Delicious (Deliciosa roja): fruto de buen tamaño, de color rojo más o menos intenso, con un punteado amarillo, carne azucarada, jugosa, ligeramente acidulada y muy aromática, variedad de crecimiento vertical y con tendencia a dar ángulos agudos en la inserción de las ramas. Es autoestéril y de floración semi-tardía.

Es un árbol muy exigente desde todos los puntos de vista, particularmente en terreno. Es sensible al moteado, araña roja y pulgón lanífero. Fruto de excelente conservación. Recolección en septiembre-octubre.

2.1.5. COMPOSICIÓN QUÍMICA DE A MANZANA

Composición química de la manzana promedio por 100: proteína

0.3; materia grasa 0.2; hidrocarburos 1 1 .2; celulosa 0.6; ácidos en término málico 0.65; azúcares totales 14.061; calcio 0.0007; magnesio 0.088; potasio 0.127; sodio 0.011; fósforo 0.012; cloro 0.005; azufre 0.006; hierro 0.00036.

La manzana tiene vitaminas A, B1, B2, G4, PP Y C.

La manzana por su abundancia de sodio, potasio, magnesio y fósforo es magnífico alimento mineralizador y de sistema nervioso, las manzanas secas constituyen un alimento concentrado que desarrolla dos mil quinientas calorías por cada kilogramo.

2.1.6. TOXICIDAD DE LA MANZANA

La manzana carece de toxicidad, si exceptuamos la ingestión de sus semillas que, como en todas las rosáceas contienen ácidos que combinados con los jugos gástricos producen cianuro, aunque la ingesta de estas tendría que ser muy grande y voluntaria para producir un resultado fatal.

2.1.7. DENSIDAD DE LA MANZANA

La densidad de la manzana se ha obtenido como información de internet hecha por experimentos, cuya densidad para una manzana es de:

Densidad de la manzana = (899 kg/m^3)

2.1.8. FORMAS DE CONSUMO

El consumo de la manzana, tanto en los hogares como por parte de la industria, depende de ciertas características propias de la producción nacional por una parte (estacionalidad, volumen, etc.), y por otra parte de las importaciones legales e ilegales realizadas

La manzana puede comerse fresca, pelada o con cáscara; aunque también se puede hacer con ella compota de fruta, jugo de manzana, tarta de manzana o sidra.

2.2. SELECCIÓN DE LA MANZANA

A la hora de elegir las manzanas, se deben desechar aquellas con golpes, pudrición, arrugas, puntos blandos, máculas o manchas, pero puede ser que aunque tengas manchas estén sanas. (Algunas especies tienen motas)

La madurez de las manzanas se puede comprobar aplicándoles una ligera presión por el centro, si la carne es firme o la piel sólo se arruga ligeramente, la manzana está en su mejor punto. La pulpa siempre debe ser firme, aromática y no debe resultar harinosa.

Esta práctica tiene como objetivo principal la eliminación de las manzanas demasiado maduras, ya que éstas pueden afectar negativamente a la producción de una sidra natural segura adecuada.

2.3. LAVADO DE LA MANZANA Y METODO DE LAVADO

El lavado de las manzanas se realiza tanto en un depósito, o en la mesa de selección dispuesta específicamente para tal fin, aquí se tiene por objetivo separar de las manzanas la tierra y suciedad que esta pueda traer desde su cosecha o en el medio de transporte, es un proceso sencillo generalmente lo realizara un operario.

2.4. CONSERVACIÓN DE LA MANZANA

Una vez en el hogar, si los frutos están sanos se conservan en perfecto estado durante días a temperatura ambiente. Existen variedades cuya fuerza vital se

agota después de 1 ó 2 semanas, mientras que otras resisten durante 6 meses o más.

Si se desean conservar hasta 5-6 semanas, es mejor introducirlas en una bolsa de plástico y rociarlas cada semana con agua.

2.4. ALTERNATIVA DE DISEÑO Y SELECCIÓN

Se mejorará el proceso de extracción de jugo de manzana ya que antiguamente se requería de un operario para el manejo de la máquina de forma artesanal (se empleaba fuerza humana) referente a la trituración o extracción de jugo ahora será de forma neumática ya no existirá esfuerzo humano por parte del operario.

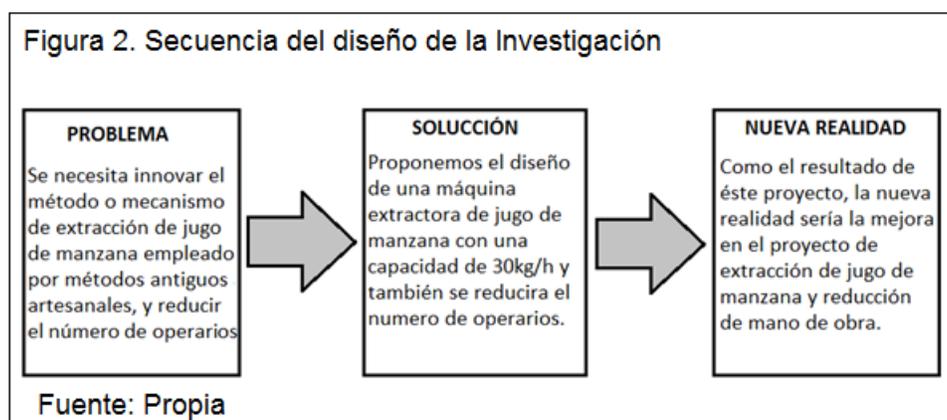
PARTE III: MARCO METODOLÓGICO

3.1. TIPO Y DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

3.1.1. TIPO DE INVESTIGACIÓN

El tipo de diseño de investigación a realizarse para nuestro proyecto es de tipo académico –científico ya que este proyecto será para que otros egresados de la escuela sigan la línea de diseño de maquinaria, rubro en la cual pocos se dedican.

3.1.2. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN



3.2. POBLACIÓN Y MUESTRA

Los lugares o departamentos más destacados donde hay mayor producción de manzana por tonelaje por año son las siguientes:

Tabla.2 Regiones con mayor índice de Producción de manzano.

Región Amazonas:	21 toneladas.
Región Chavín:	4556 toneladas.
La Libertad:	6499 toneladas.
Andrés Avelino Cáceres:	190 toneladas.
Región Lambayeque:	29 toneladas.
Arequipa:	3928 toneladas
Ica:	5812 toneladas

Fuente: Direcciones regionales y subregionales de agricultura.

De la cual sacamos la muestra de sólo el departamento de Lambayeque una producción de 29 toneladas al año.

3.3. HIPÓTESIS

La posibilidad de diseñar una máquina extractora de jugo de manzana con una capacidad de 30 kilogramos/hora, cual mecanismo a diseñar sea eficiente y a la vez reducir el número de operarios y a su vez también incitar al promover el diseño de maquinaria por parte de los nuevos egresados o futuros tesisistas.

3.4. VARIABLES

3.4.1. VARIABLES INDEPENDIENTES

- Esta referido en función de la materia prima, cantidad o capacidad de materia prima que entra, o sea al contenido a triturar, moler o lo que se requiere extraer, para nuestro caso la cantidad de manzana a triturar los 30 kilogramos (flujo másico) en función al tiempo de trabajo de la máquina.
- El tipo de manzana a triturar también está considerado como variable Independiente.

3.4.2. VARIABLES DEPENDIENTES

- Esta referido a la cantidad de materia prima que sale, en el proceso de transformación de la manzana en bebida, para nuestro caso es el jugo de manzana y el afrecho.
- Por otro lado la potencia del motor eléctrico, que para nuestro caso un motor de 1.5 HP esta en relación a la cantidad de energía que absorbe en el tiempo y esta potencia pondrá en funcionamiento a la máquina extractora de jugo de manzana.

- Los parámetros de diseño y operación de la máquina están considerados también.

3.5. MÉTODOS Y TÉCNICAS DE INVESTIGACIÓN

3.5.1. MÉTODOS DE INVESTIGACIÓN

El método es el modo de conducir una investigación, el cual puede encerrar una serie de procedimientos.

El método podría quedar definido como el conjunto de procedimientos que permiten abordar un problema de investigación con el fin de lograr unos objetivos determinados.

Una mala aplicación en el uso de los métodos puede conducirnos a una investigación estéril, apartarnos de los objetivos propuestos, los cuales deben tener una presencia permanente en la investigación, y el logro de estos se deberá en gran medida a la selección y uso adecuado del método.

Según varios autores, se definen diferentes tipos de métodos, entre los más destacados tenemos:

Método Deductivo

Buendía, Colás, y Hernández argumentan que el método deductivo es aquel que parte de datos generales aceptados como válidos, para llegar a una conclusión de tipo particular.

Al respecto Carlos Muñoz opina que el Método Deductivo es el razonamiento que parte de un marco general de referencia hacia algo en particular. Este método se utiliza para inferir de lo general a lo específico, de lo universal a lo individual.

Método Analítico

Los mismos autores opinan que el método de análisis consiste en la descomposición de un todo en sus elementos. El método analítico consiste en la

separación de las partes de un todo para estudiarlas en forma individual, por separado, así como las relaciones que las une.

Aquí primeramente analizamos el funcionamiento de la maquina extractora de jugo de manzana, de que mecanismos emplear para su funcionamiento, y también de cuantas partes se dividirá la máquina, etc.

3.5.2. TÉCNICAS DE INVESTIGACIÓN

El método no basta ni es todo; se necesitan procedimientos y medios que hagan operativos los métodos.

A este nivel se sitúan las Técnicas, estas, como los métodos, son respuestas al cómo hacer para alcanzar un fin o resultado propuesto, pero se sitúan a nivel de los hechos o de las etapas prácticas que, a modo de dispositivos auxiliares, permiten la aplicación del método, por medio de elementos prácticos, concretos y bien adaptados a un objeto bien definido.

Las técnicas son los procedimientos de actuación concretos que deben seguirse para recorrer las diferentes fases del método científico.

Asimismo, Muñoz Razo (1998) considera que es un conjunto de procedimientos de un arte o ciencia.

Existen diferentes técnicas, como son:

A.-LAS TÉCNICAS DE OBSERVACIÓN

- Muñoz Razo, define la Técnica de Observación como un examen minucioso y profundo de un hecho o fenómeno a través de la operación de las variables que intervienen en el comportamiento del mismo.

- Mientras, para Pardinás, Observación es la acción de observar, de mirar detenidamente. Es el conjunto de cosas observadas, el conjunto de datos y el conjunto de fenómenos.
- Carlos E. Méndez define la técnica de la observación como el uso sistemático de nuestro sentido en la búsqueda de los datos que necesitamos para resolver un problema de investigación.
- Aquí primero tenemos que observar mecanismos similares en función al respecto de máquinas similares extractoras en general, para poder describir en forma correcta el mecanismo o los mecanismos que se pondrán en función para un correcto funcionamiento.

B.- LAS TÉCNICAS DE CONSULTAS PREVIAS

Aquí se realizaron consultas con el personal técnico calificado así también como consultas con ingenieros durante las visitas a centros de máquinas como la planta de jugos del norte ubicada en la provincia de motupe departamento de Lambayeque, aquí se consultaron respecto al funcionamiento, operación y mantenimiento de dichas máquinas en conjunto.

C.- LAS TÉCNICAS DE INFORMACIÓN CIBERNÉTICA

- Aquí nos informamos respecto a las normas de aceros, tablas y características de los metales, información de aceros para construcción de cuchillas de corte o aceros para contacto de alimentos (aceros quirúrgicos), aceros para ejes, materiales para las construcciones de tolvas, materiales para construcción de perfiles de estructuras.
- También nos valió informes de internet, páginas web, respecto a los distintos elementos que conforman dicha máquina.

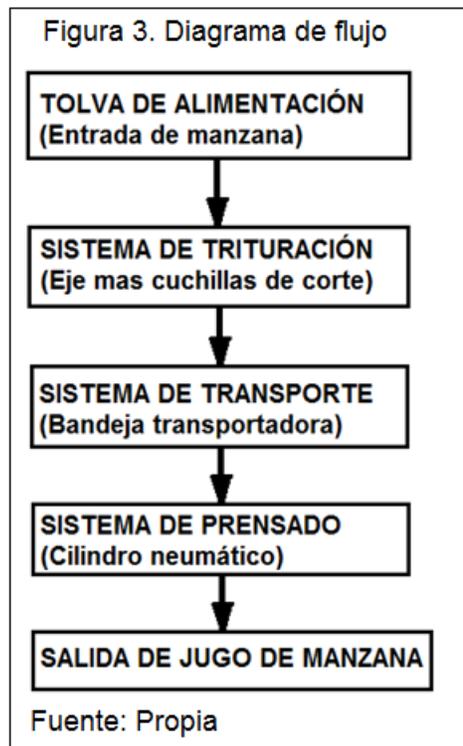
D.-LAS TÉCNICAS DE INFORMES DE CATÁLOGOS

Se buscarán información de catálogos relacionados a algunas partes que servirán para el diseño en conjunto de la máquina extractora como por ejemplo:

- Catálogos SKF que servirán para la selección de rodamientos y soportes de rodamientos.
- Catálogos para la selección de fajas
- Catálogos AWG para la selección del motor eléctrico.
- Catálogos de aceros para estructuras, tipos de perfiles, sus características y resistencia.

PARTE IV
PROPUESTA DE INVESTIGACIÓN

4.1. DIAGRAMA DE FLUJO DE DISEÑO



4.2. DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO Y CÁLCULOS

Para el diseño de la máquina extractora de jugo de manzana, se diseñará en función a la cantidad de manzana a triturar, y esto está en función a la producción de esta región, que son 29 toneladas al año que equivalen a 2.5 toneladas al mes, cuyo flujo másico o maza que se extraerá al comienzo de la trituración.

La máquina tendrá 2 partes:

Primero el sistema triturador que contendrá a la tolva, caja trituradora, eje porta cuchillas y cuchillas de corte, accionados por un motor eléctrico,

Luego tendrá el sistema de prensado seleccionando el cilindro neumático, y también se seleccionaran los perfiles estructurales para el soporte tanto para el sistema triturador como para el soporte del sistema de prensado.

4.2.1. DISEÑO DE LA TOLVA

Comenzando el diseño por la tolva que estará en función al flujo másico de entrada, que es en función:

Consideraciones previas:

- La producción anual de manzana en nuestra región es de 29 toneladas, 2.5 toneladas al mes.
- El trabajo de la máquina es de 8 horas diarias por 5 días a la semana (L-V).
- El material que se empleará para la construcción de la tolva será de Acero Inoxidable Austenítico N° AISI 316, ya que es el material adecuado para el tratamiento de alimentos cuyas propiedades mecánicas son:

S_y	S_{ut}	E	G	K	u
207MPa	552MPa	$1.9029 \times 10^5 \text{ MPa}$	$7.3081 \times 10^4 \text{ MPa}$	26.3MPa	0.305

Donde:

S_y = Esfuerzo de fluencia.

S_{ut} = Esfuerzo último.

E = Módulo de elasticidad.

G_r = Módulo de rigidez.

K = Módulo volumétrico.

u = Relación de Poisson.

- Calcularemos el flujo másico, para determinar la producción

$$G = \frac{m}{t}$$

Donde:

G = Caudal másico o flujo másico (kg/h).

m = Masa de la producción (kg).

t = Tiempo (h).

El flujo másico de diseño para la máquina extractora de jugo de manzana será el doble del flujo másico calculado, suponiendo que a futuros años las temporadas de cosecha aumentan y así poder evitar la descomposición de la fruta.

$$\Rightarrow G_d = 2 \times G$$

Donde:

G_d = Flujo másico de diseño.

- Calcularemos el volumen de la producción

$$V = \frac{G_d}{\rho}$$

Donde:

V = Volumen de la manzana (kg/m^3).

ρ = Densidad de la manzana (kg/m^3).

La densidad de la manzana través de ensayos nos arroja un valor de ($899kg/m^3$).

- Calcularemos el volumen de diseño

$$V_d = V + [(20\%) \times V]$$

Donde:

$V_d = \text{Volumen de diseño } (m^3).$

- Calcularemos la altura de la tolva

La tolva de alimentación tiene la figura geométrica de un tronco de pirámide de bases paralelas cuya ecuación es:

$$V_d = \frac{1}{3} \times (A + B + \sqrt{A \times B}) \times H$$

Donde:

$H = \text{Altura de la tolva } (m).$

$B = \text{Área mayor de la tolva. } (m^2).$

$A = \text{Área menor de la tolva } (m^2).$

- Emplearemos la teoría de fluidos para calcular la fuerza máxima que actúa sobre una de las placas que conforma la tolva de alimentación y que tiene la figura geométrica de un trapecio.

$$dF = p dA$$

$$dF = \gamma \times h_{cg} \times dA$$

$$dF = (\rho \times g) \times (y_{cg} \times \text{sen } \theta) \times dA$$

Integrando ambos miembros tenemos:

$$F = (\rho \times g) \times (y_{cg} \times \text{sen } \theta) \times (A) \quad (1)$$

Donde:

$\rho =$ Densidad de la manzana (N/m^3).

$g =$ Aceleración de la gravedad ($m/seg.^2$).

$y_{cg} =$ Distancia de la superficie libre del líquido al centro de gravedad (m).

$A =$ Área de la placa trapezoidal (m^2).

- Calcularemos el (Y_{cg}) de la placa trapezoidal.

$$Y_{cg} = \frac{H}{3} \left(\frac{2b + a}{b + a} \right)$$

Donde:

$a =$ Lado menor de la placa (m).

$b =$ Lado mayor de la placa (m).

- Calcularemos el área de la placa trapezoidal

$$A = \left(\frac{b + a}{2} \right) \times H$$

- Calcularemos el espesor de la tolva por la teoría de placas planas.

Para nuestro caso se trata de una placa rectangular con carga uniforme y bordes empotrados:

- Se calculará el esfuerzo máximo mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{qa^2}{2h^2 [0.623(a/b)^6 + 1]}$$

Donde:

$q =$ Carga uniforme (kg/m^2).

$h =$ Espesor de la placa (m).

El esfuerzo de diseño para esfuerzos flexionantes que se usará para nuestro caso en donde las cargas y las propiedades del material se conocen a la perfección será el siguiente:

- Patrón de carga: Repetida
- Material dúctil (Esfuerzo de diseño): $\sigma_d = S_{ut}/8$

Donde:

$\sigma_d =$ Esfuerzo de diseño (MPa).

Se calculará la deflexión máxima mediante la siguiente ecuación:

$$\delta = \frac{0.0284qa^4}{Eh^3[1.056(a/b)^5 + 1]}$$

Donde:

$\delta =$ Deflexión máxima (m).

- Se calculará el factor de seguridad

$$N = \frac{S_y}{\sigma_d}$$

4.2.2. DISEÑO DE LA CAJA TRITURADORA:

La caja trituradora que se diseñará en función a la base menor de la tolva de alimentación que es por simetría y proporcionalidad, esta caja trituradora contendrá al eje y cuchillas de corte, el material para la caja trituradora será del mismo material de la tolva.

4.2.3. DISEÑO DE LAS CUCHILLAS DE CORTE:

- Las hojas cortantes, son aquellas que van hacer montadas una tras de otras en la sección transversal cuadrada del eje conducido y estas hojas tienen un diámetro (d).
- Las cuchillas de corte forman parte de las hojas cortantes y tienen un radio $\left(r = \frac{d}{2}\right)$, lo cual serán analizadas por cargas estáticas y dinámicas más adelante.
- La geometría de las cuchillas de corte tendrán la forma de un cuarto de elipse, estas cuchillas se dimensionarán de acuerdo con el tamaño del material a ser cortada, el radio de la cuchilla debe ser ligeramente mayor que el diámetro promedio de la manzana o fruta a triturar”.
- Las cuchillas de corte tendrán un espesor $1.5mm$.
- El material a utilizar será un acero inoxidable Austenítico N° AISI 302 pues así se evitará reacciones con la fruta a procesar que provocaría alteraciones en el producto final, sus propiedades mecánicas son:

$S_y = 276MPa$... Resistencia a la fluencia.

$S_{ut} = 621MPa$... Resistencia última.

$E = 1.9029 \times 10^5 MPa$... Módulo de elasticidad.

$G = 7.3081 \times 10^4 MPa$... Módulo de rigidez.

$K = 26.3MPa$... Módulo volumétrico.

$\nu = 0.305$ Relación de Poisson.

- Hemos encontrado una fórmula través de experimentos reales con la finalidad de calcular esa fuerza que se necesita para cortar la manzana.
- El experimento consiste en dejar caer una manzana que tiene masa, diámetro desde una cierta altura sobre un cuchillo que se encuentra fijamente en el suelo y este experimento se volverá hacer una y otra vez hasta obtener un promedio de su masa, diámetro y altura.
- Emplearemos el principio de conservación de la energía entre dos puntos, para hallar la fuerza de corte que se requiere para el diseño.

$$U_{1-2} = \Delta E_C + \Delta E_P$$

$$U_{1-2} = (E_{C2} - E_{C1}) + (E_{P2} - E_{P1})$$

$$U_{1-2} = \left(\frac{1}{2} m V_2^2 - \frac{1}{2} m V_1^2 \right) + (mgh_2 - mgh_1) \quad (5)$$

Donde:

U_{1-2} = Trabajo efectuado del punto uno hacia el punto dos, a esto se le conoce como energía del impacto que la manzana debe absorber. (Nm)

ΔE_C = Variación de la energía cinética.

ΔE_P = Variación de la energía potencial.

- La fuerza de corte que se utilizará tiene la siguiente expresión:

$$F_c = \frac{mg(2h + d)}{d}$$

Donde:

F_c = Fuerza obtenida a través de experimentos. (N)

m = Masa de la manzana. (kg)

g = Aceleración de la gravedad. $\left(\frac{m}{seg.^2}\right)$

h = Altura. (m)

d = Diámetro de la manzana. (m)

- Una vez obtenida la fuerza de corte podemos obtener una nueva fórmula mediante un análisis analítico para poder calcular la fuerza de diseño.

$$F_d = F_c + \frac{(\text{Prod. máquina} \times \text{1 hora})}{N^\circ \text{ hojas}}$$

Donde:

F_d = Fuerza de diseño. (N)

Tomaremos una cuchilla cortante para su análisis lo cual será tratada como una viga en cantiléver, se calculará su momento flexionante y sus fuerza cortante para después ser graficados.

- Calcularemos el esfuerzo flexionante mediante la siguiente expresión.

$$\sigma = \frac{M \times c}{I} \quad (6)$$

Donde:

σ = Esfuerzo máximo flexionante producido (N / m²).

M = Momento Flexiónate en la sección de interés ($N.m$).

C = Distancia del eje centroidal de la viga a las fibras externas (m).

I = Momento de inercia de la sección transversal con respecto a su eje centroidal.

- Se hará un análisis por fatiga a las cuchillas de corte, en donde se empleará le ecuación de Marín:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e \quad (7)$$

Donde:

S_e = Límite de fatiga del elemento de máquina.

K_a = Acabado superficial.

K_b = Factor de tamaño.

K_c = Factor de Carga.

K_d = Factor de temperatura.

K_e = Factor de efectos diversos.

S'_e = Límite de fatiga obtenido a través de la probeta de ensayos.

- Calcularemos la deformación de las cuchillas de corte mediante la siguiente fórmula.

$$\delta = \frac{8 \times F_c}{e \times E} \times \left(\frac{l}{h} \right)^3 \quad (8)$$

Donde:

F_c = Fuerza de corte (N).

E = Módulo de elasticidad (GPa).

ℓ = Espesor de la cuchilla (m).

l = Longitud de la cuchilla (m).

h = Altura de la cuchilla (m).

Y finalmente verificar si las cuchillas de corte son lo suficientemente rígida para efectuar el trabajo asignado.

4.2.4. DISEÑO DEL EJE PORTA-CUCHILLAS

Los puntos importantes a considerar son los siguientes:

- El material que se utilizará será un acero inoxidable Austenítico N° AISI 304 ya que este material no se oxida ni se corroe al estar en contacto con las sustancias alimenticias y por lo tanto no presenta contaminaciones, sus propiedades mecánicas son:

$S_y = 241MPa$... Esfuerzo de fluencia.

$S_{ut} = 586MPa$.. Esfuerzo último.

$E = 1.9029 \times 10^5 MPa$.. Módulo de elasticidad.

$G = 7.3081 \times 10^4 MPa$.. Módulo de rigidez.

$K = 26.3MPa$... Módulo volumétrico.

$\nu = 0.305$ Relación de Poisson.

- La geometría del eje tendrá dos secciones transversales una de sección transversal circular donde ira montado la polea, los rodamientos, etc. y la otra será de sección transversal cuadrada donde se alojaran las cuchillas de corte.
- El eje conducido estará sometido a cargas variables combinadas de flexión y torsión con diversos grados de concentración de tensiones, para ello debemos determinar las tensiones y deformaciones sufridas por tales cuerpos.
- Para el diseño se considera todas las cargas que actúan sobre el eje; como es el peso de la polea, peso del eje, el peso de la producción de la máquina por una hora y la suma de las tensiones de las fajas.
- Se hará un análisis tanto en el plano $(x-y)$ como en el plano $(x-z)$ para determinar las reacciones en los apoyos y así poder equilibrar las cargas.
- Se calculará los momentos de flexión en cada sección del eje y se graficaran los diagramas de momento flector y fuerza cortante, pero en ambos planos.
- Calcularemos los momentos máximos de flexión que actúan sobre el eje, mediante la siguiente expresión.

$$M_{m\acute{a}x.} = \sqrt{M^2(x-y) + M^2(x-z)}$$

Donde:

M = Momento de flexión en la sección crítica del eje. (Nm)

- Se utilizará la ecuación del código ASME para calcular el diámetro del eje en la sección circular sólida mediante la siguiente expresión:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \times \tau} \sqrt{(K_b M_b)^2 + (K_t M_t)^2}$$

Donde:

d = Diámetro del eje. (m)

$\tau_d = \tau_{máx.}$ = Esfuerzo cortante permisible o un esfuerzo cortante máximo. $\left(\frac{N}{m^2}\right)$

K_b = Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector.

M_b = Momento de flexión. (Nm)

K_t = Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento torsor.

M_t = Momento de torsión. (Nm)

- Calcularemos el esfuerzo de flexión en la sección circular sólida, mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_x = \frac{32 \times M}{\pi \times d^3}$$

- Calcularemos el esfuerzo cortante en la sección circular sólida, mediante la expresión:

$$\tau_{xy} = \frac{r \times M_t}{J}$$

Donde:

r = Radio del eje. (m)

J = Momento polar de inercia. (m⁴)

- Calcularemos el ángulo de torsión en la sección circular sólida:

$$\theta = \frac{M_t \times L}{J \times G}$$

Donde:

L = Longitud de la sección analizada. (m)

G = Módulo de rigidez. $\left(\frac{N}{m^2}\right)$

- Se calculará la sección transversal cuadrada por la teoría de corte máximo aplicado a carga por fatiga, utilizando la siguiente expresión:

$$\frac{S_y}{N} = \left[\left(k_f \times \frac{S_y}{S_e} \times \sigma_x \right)^2 + (4 \times \tau_{xy}^2) \right]$$

Donde:

S_y = Esfuerzo de fluencia. $\left(\frac{N}{m^2}\right)$

N = Factor de seguridad.

K_f = Factor de concentración de esfuerzo por fatiga.

S_e = Límite de resistencia a la fatiga. $\left(\frac{N}{m^2}\right)$

σ_x = Esfuerzo de flexión. $\left(\frac{N}{m^2}\right)$

τ_{xy} = Esfuerzo cortante. $\left(\frac{N}{m^2}\right)$

- Se calculará la ecuación de Marín para poder calcular todos los factores que intervienen en dicha ecuación mediante la expresión:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times S'_e$$

Donde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico.

K_a = Factor de superficie.

K_b = Factor de tamaño.

K_c = Factor de carga.

K_d = Factor de temperatura.

K_e = Factor de efectos diversos.

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga obtenida con probetas de ensayo.

4.2.5. LOS COJINETES DE CONTACTO POR RODADURA

Se determinarán las cargas radiales resultantes:

$$(R_A)_{resultante} = \sqrt{R_A^2(x-y) + R_A^2(x-z)}$$

$$(R_B)_{resultante} = \sqrt{R_B^2(x-y) + R_B^2(x-z)}$$

- La selección del tipo de cojinete de elementos rodantes depende de muchos factores, como la carga, la velocidad, etc.

- Para nuestro caso seleccionaremos teniendo en cuenta la carga radial resultante que actúa sobre cada apoyo y la velocidad angular del eje porta cuchillas.
- El tipo de cojinete seleccionado de acuerdo con las tablas será un cojinete de bolas.

SE CALCULARÁ LA CARGA RADIAL EQUIVALENTE (P).

$$P = XR + YT$$

Donde:

X = Factor de carga radial.

R = Carga radial (N).

Y = Factor de Carga axial

T = Carga axial (N).

Los factores empíricos (X y Y) dependen de la geometría, de las cargas y del tipo de cojinete.

LA VIDA NOMINAL DE LOS COJINETES EN HORAS.

$$L_{10} = \frac{16700}{N} \left(\frac{C}{P} \right)^K$$

Donde:

L_{10} = La vida de los cojinetes en horas de funcionamiento.

Tabla 3. Vida de una máquina en función a las horas.

Tipo de aplicación.	Vida en horas(h)
Máquinas para servicio de 8 horas, utilizándose durante la jornada entera.	(20000 – 30000)

Fuente: Diseño de Máquinas Fortunato Alva Dávila.

N = Velocidad angular (*rpm*).

C = Carga nominal básica (N).

K = Constante, 3 para cojinetes de bolas.

SELECCIÓN DEL TIPO Y DEL TAMAÑO DEL COJINETE

$$C = \sqrt[k]{\left(\frac{L_{10} \times N}{16700}\right)} \times P$$

Una vez calculado la carga nominal básica seleccionaremos el rodamiento por catálogo SKF.

4.2.6. EL MOTOR ELÉCTRICO

Los puntos importantes a considerar son:

Antes de seleccionar el motor, primeramente se debe determinar la potencia requerida para realizar el corte de la manzana por cada una de las cuchillas del

tritador, esto es, se calculará la potencia del motor eléctrico en función del torque y la velocidad angular requerida por cada cuchilla.

Emplearemos la siguiente fórmula: $P = T_{total} \times \omega$

Donde:

P = Potencia del motor eléctrico (HP).

T_{total} = Torque total (N.m).

ω = Velocidad angular (rad/seg).

Utilizaremos finalmente el manual para motores eléctricos trifásicos, para su selección.

4.2.7. EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CORREA

Para el diseño del sistema de transmisión se tendrá en cuenta lo siguiente:

- Casi todas las máquinas emplean algún tipo de transmisión para conectar flechas giratorias. Las transmisiones por banda, constan de dos elementos básicamente: la banda, cinta o correa y las poleas. La forma de la banda hace que se distingan de los diferentes tipos de transmisión, siendo los principales: de banda plana, de banda V o trapezoidal, y de banda dentada.
- La banda típica para transmitir potencia es la banda V o trapezoidal.
- Utilizaremos una transmisión por correa en “V”, ya que pueden emplearse relaciones de velocidad hasta (7 a 1), y velocidades en la banda o correa hasta (1525 m/min).

- La velocidad angular del eje porta cuchillas.
- La longitud de la banda o correa que conecta a los dos ejes paralelos y viene expresada por la siguiente relación:

$$L = \frac{\pi}{2}(D + d) + 2C + \frac{(D - d)^2}{4C}. \quad (19)$$

Donde:

L = Longitud de la correa.

D = Diámetro de la polea conducida.

d = Diámetro de la polea conductora.

C = Distancia entre centros.

Esta ecuación es muy útil para correas abiertas. Y se realizarán otros cálculos importantes que se requiere para su diseño.

4.2.8. LA CUÑA PARA LA POLEA CONDUCTIDA

- La cuña se fabricará de acero de bajo carbono AISI 1020 y tiene un acabado estirado en frio.
- Sus propiedades mecánicas son los siguientes:

$$S_y = 295 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 395 \text{ MPa}$$

Donde:

S_y = Esfuerzo de fluencia.

S_{ut} = Esfuerzo último.

- El tipo de cuña que se utilizara para el diseño será cuadrada ya que son de amplio uso en construcción de máquinas en general.
- En la siguiente tabla se dan las dimensiones para las cuñas cuadradas

Tabla 4. Dimensiones de las cuñas cuadradas. ASA B17. 1-1943

Diámetro del eje (mm)	Tamaño de la chaveta (mm)	Diámetro del eje (mm)	Tamaño de la chaveta (mm)	Diámetro del eje (mm)	Tamaño de la chaveta (mm)
12.7 a 14.3	3.2	36.5 a 44.5	9.5	85.7 a 95.2	22.2
15.9 a 22.2	4.8	46.0 a 57.2	12.7	98.4 a 114.3	25.4
23.8 a 31.7	6.4	58.7 a 69.8	15.9	120.6 a 139.7	31.7
33.3 a 34.9	7.9	73.0 a 82.5	19.1	146.0 a 152.4	38.1

Fuente: Manual del Ingeniero Mecánico

- La cuña puede fallar principalmente por corte o por compresión, para ambos casos se tendrá que analizar.

POR CORTADURA

La fuerza tangencial por cortadura será:

$$F_t = \frac{2 \times T}{d}$$

Donde:

T = Par de torsión en el eje conducido (Nm).

d = Diámetro del eje conducido (m).

EL ESFUERZO DE DISEÑO POR CORTADURA

$$\tau_{diseño} = 0.5 \times \frac{S_y}{N}$$

Donde:

N = Factor de seguridad, en aplicaciones industriales es habitual considerar ($N = 3$)

LA LONGITUD DE LA CUÑA POR CORTADURA

$$L = \frac{2 \times T}{d \times w \times \tau_{diseño}}$$

Donde:

w = Ancho de la cuña.

POR APLASTAMIENTO

EL ESFUERZO DE DISEÑO POR APLASTAMIENTO

$$\sigma_{diseño} = \frac{S_y}{N}$$

LA LONGITUD DE LA CUÑA POR APLASTAMIENTO

$$L = \frac{4T}{d \times h \times \sigma_{\text{diseño}}}$$

Donde:

h = Altura de la cuña.

4.2.9. SISTEMA DE PRENSADO

- El sistema de prensado será neumático ya que reúne las condiciones necesarias para el diseño.
- El volumen del sistema de prensado será igual al volumen de la manzana a procesar.
- La geometría del sistema de prensado será un cubo rectangular.
- Se han realizado ensayos correspondientes para determinar la fuerza necesaria y al mismo tiempo encontrar la presión que se requiere en el sistema de prensado cuya expresión viene dada:

$$P = \frac{F}{A} \quad (25)$$

Donde:

P = Presión (Pa).

F = Fuerza (N).

A = Área de la sección (m^2).

Y finalmente se empleara una presión de $6bar$.

4.2.10. LAS ESTRUCTURAS

Los puntos más importantes a considerar son:

- El cuerpo estructural está constituido por dos partes principales, una que corresponde a la parte de trituración de la manzana, y la otra al prensado de la pulpa.
- Se considera que la carga correspondiente al triturador es una carga puntual que actúa en la parte central de este sector y está formado por los siguientes componentes:
- En lo que corresponde al sistema de prensado neumático la carga que actúa será de *6bar*.

Y finalmente se seleccionará el material y el perfil adecuado para su correcto funcionamiento.

4.2.11. UNIONES MEDIANTE PERNOS

Como se trata de la mayor parte de uniones de tipo metal-metal sometido a una cargas de cortes puras:

Sea la carga de corte directo (F_s):

$$F_s = \frac{W}{n}$$

Donde:

W =Carga actuante (*lb*)

n =Numero de pernos

Determinación del ajuste inicial del perno:

$$F_i \geq F_t + \frac{F_s}{u}; \text{tomamos}(u = 0.2)$$

Donde :

$$F_i = \text{Ajuste.inicial.del.perno(lbf)}$$

$$F_t = \text{Carga.de.tracción.del.perno(lbf)}$$

$$F_s = \text{Carga.de.corte.actuante(lbf)}$$

$$u = \text{Coeficiente.de.fricción.entre.elementos.a.unirse}(0.2 - 0.35)$$

$$F_i \geq \frac{615.2025\text{lbf}}{0.2}$$

$$F_i = 3076.0125\text{lbf}$$

Cálculo del área de esfuerzo necesaria (A_s):

$$A_s = \frac{F_i}{s_i}$$

S_i =Ajuste Inicial en función a un porcentaje adicional.

Cálculo del esfuerzo inicial en la que estaría sometido el perno (S_i'):

$$S_i' = \frac{F_i}{A_s}$$

Donde:

S_i' =Esfuerzo inicial del perno.

F_i = Ajuste Inicial del perno.

A_s = Área del perno.

Cálculo del nuevo porcentaje inicial:

$$\% = \frac{S_i'}{S_i} \times 100\%$$

Para pernos lubricados (secos), y para uniones metal-metal:

$$T=0.2Fi \times d$$

4.3. PLANOS

Los planos de la máquina en conjunto se realizaron con el programa de diseño de AUTOCAD 2007 y el programa de diseño 3D-MAX8

4.4. EVALUACIÓN ECONÓMICA FINANCIERA

4.4.1. COSTOS DE INGENIERÍA:

Los costos de ingeniería se resumen en el siguiente cuadro:

Tabla5. Costo de Ingeniería

COSTOS DE INGENIERIA					
Nº	Descripción	Cantidad	Unidad	Costo Unitario	Costo Parcial (CP)
		Cant.	Und.	(C.U)S/.	$C.P = (Cant. \times C.U)$
1	Desarrollo de la fabricación de la máquina	108	horas	10	1080
2	Asesoría por ingenieros UNT	16	horas	20	320
3	Gastos de recopilación de datos.	60	horas	1	60
Costos total					1460 S/.

Fuente: Propia

4.4.2. COSTOS DE ADQUISICIÓN Y FABRICACIÓN DE ELEMENTOS:

A. COSTOS Y MATERIALES DE LA MÁQUINA TRITURADORA:

Tabla 6. Cotización de la Máquina trituradora

Nº	Partes de la Máquina Trituradora	Cantidad	Precio de costo (S/)	Costo Total (S/)
1	Motor-Nema 182T/1.5Hp/1160RPM	1	900	900
2	Eje diámetro 30mm, L=660mm	1	180	180
3	Rodamiento tipo: 479206D	2	40	80
4	Soporte de pie de rodamiento: SY30SD	2	30	60
5	Polea de eje motriz d=3Pulg/Hierro fundido	1	25	25
6	Polea de eje conducido D=6Pulg/Hierro fundido	1	75	75
7	Faja de sección V Tipo A-30/L=31.3Pulg/Cuero	2	25	50
8	Chaveta cuadrada/AISI 1080(Acero)	1	15	15
9	Perfil L89x89x6.4mm/L=0.53m/Viga transversal	2	75	150
10	Perfil L89x89x6.4mm/L=0.34m/Viga transversal	2	75	150
11	Perfil L89x89x6.4mm/L=1.40m/Vigas verticales	4	75	300
12	Electrodos a soldar/Tipo AWS E-60xx	3	10	30
13	Hojas de Cuchillas de corte: Austenítico acero inoxidable Austenítico N° AISI 302	6	80	480
14	Tolva de alimentación acero: Austenítico inoxidable AISI 316 (Base mayor =42cm/Base menos=21cm)	1	85	85
15	Caja trituradora: Acero Austenítico inoxidable AISI 316	1	45	45
16	Bandeja transportadora: Acero Austenítico inoxidable AISI 316	1	25	25
17	Plancha de bases para columnas/Hierro fundido	4	60	240
18	Pernos de unión tipo ¼" de diámetro 20UNC SAE grado 2	7	25	175
COSTO TOTAL (SOLES)				2795S/

Fuente: Propia

B. COSTOS Y MATERIALES DEL SISTEMA DE PRENSADO:

Tabla 7. Cotización del Sistema de prensado.

Nº	Partes de la máquina Prensadora	Cantidad	Precio de Costo(S./)	Precio Total(S./)
1	Cubo de prensado : Acero quirúrgico Austenítico AISI 316 Base=330mm Largo=330mm Altura=380mm	1	105	105
2	Porta cubo de prensado o envoltura: Acero quirúrgico Austenítico AISI 316 Base=340mm Largo=340mm Altura=680mm	1	135	135
3	Cilindro Neumático de 6 Bares Serie AI-4000 / Fluido: Aire comprimido.	1	290	290
4	Perfil Vertical: Tipo: L89X89X6.4mm Longitud=1.80metros	6	75	450
5	Soporte Inferior: Tipo: C380X50 / Longitud=340mm	1	45	45
6	Soporte superior: Tipo: C380X50 / Longitud=340mm	1	45	45
7	Penos de unión tipo: 5/8" de diámetro 11UNC SAE grado 5.	48	0.25	12
8	Plancha base de columnas Hierro fundido	2	95	190
COSTO TOTAL EN SOLES				1272 S/.

Fuente: Propia

4.4.3. COSTO DE MONTAJE:

Tabla 8. Cotización del Costo de montaje

COSTO DE MONTAJE					
ID	Descripción	Cantidad	Tiempo de empleo (horas)	Costo por hora S/.	Costo Total S/.
01	*Maestro mecánico	1	12h	15.00	180.00
02	*Ayudante N° 1	1	12h	15.00	180.00
03	*Ayudante N° 2	1	12h	15.00	180.00
Costo total = $\sum(C.P)$					540.00 S/.

Fuente: Propia

El costo total en conjunto sería:

Costo total = Costo de ingeniería + Costo de la máquina trituradora + Costo de la máquina prensadora + Costo de montaje

Por lo tanto:

Costo total = 6067 S/ (nuevos soles moneda nacional).

4.4.4. CALCULANDO EL VAN Y TIR

A. CÁLCULO DE VAN (Valor Agregado Neto):

El VAN significa Valor agregado neto o valor presente neto (VPN), con el VAN se determinará si el proyecto es viable o no, el VAN también permite determinar cuál proyecto es más rentable.

La fórmula del VAN:

$$VAN = BNA - INVERSIÓN$$

DONDE:

BNA = Beneficio Neto actualizado, que es el valor actual del flujo de caja o beneficio neto proyectado, el cual ha sido actualizado a través de una tasa de descuento.

TD = Tasa de descuento, es la que se descuenta el flujo neto proyectado, es la Tasa de oportunidad, rendimiento o rentabilidad mínima que se espera ganar.

Notas:

$VAN > 0$: Proyecto es rentable.

$VAN = 0$: El proyecto es rentable también por lo que se incorpora la ganancia de la TD.

$VAN < 0$: El proyecto no es rentable.

Para hallar el VAN se necesitan:

- Tamaño de la Inversión
- Flujo de caja neto proyectado.
- Tasa de descuento.

Hallando VAN , tenemos:

séa el costo total de la máquina:

Costo total es de 6067 S/.

El proyecto de inversión es de 6067 S/.

Se hará un préstamo de 8500 S/. con un 18% de tasa de descuento se representara en el siguiente cuadro:

	Año 1	Año 2
Flujo de caja neto	4500	4000

El beneficio neto nominal (BNN) seria:

$BNN = 8500 S / .$ que es la suma de año 1 y año 2 (4500 + 4000) .

La utilidad lógica (UT) seria:

$$UT = (8500 - 6067) S / .$$

$$UT = 2433 S / .$$

UT es 2433 S/, pero este beneficio ganancia no sería real sólo nominal, porque no se estaría considerando el valor del dinero en el tiempo, por lo que cada periodo debemos de actualizarlo a través de una tasa de descuento (Taza de rentabilidad mínima que se espera ganar sea 18%)

$$VAN = BNA - INVERSIÓN$$

$$VAN = \left[\frac{4500}{(1+0.18)^1} + \frac{4000}{(1+0.18)^2} \right] - 6067$$

$$VAN = 619.30 S / .$$

$VAN > 0$: Proyecto rentable, por ser mayor de 0.

B. CÁLCULO DEL TIR (Taza Interna de retorno):

El *TIR* = Taza de descuento (TD) de un proyecto de inversión que permite que el BNA sea igual a la inversión ($VAN = 0$)

Para hallar el TIR se necesita:

*Tamaño de inversión.

*Flujo de caja neto proyectado.

	Año 1	Año 2
Flujo de caja neto	4500	4000

Para hallar el TIR hacemos uso de la fórmula de VAN, solo que en vez de hallar el VAN (el cual reemplazamos por 0), estamos hallando la tasa de descuento.

$$VAN = BNA - INVERSIÓN$$

$$0 = \left[\frac{4500}{(1+i)^1} + \frac{4000}{(1+i)^2} \right] - 6067$$

$$i = 30\%$$

4.6. NORMATIVIDAD

4.6.1. NORMATIVIDAD TÉCNICA

NTP-552: Protección de la máquina frente a peligros mecánicos.

NTP-557: Sistema de gestión preventiva revisiones de seguridad.

4.6.2. NORMA AMBIENTAL

NTP-43H: Superficies de trabajo seguros.

4.6.3. NORMA DE SEGURIDAD

NTP-235: Medida de seguridad en máquinas.

NTP-70: Mando a dos manos.

PARTE V

ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE DATOS

5.1. DISEÑO DE LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN

5.1.1. CALCULANDO LA PRODUCCIÓN DE LA MÁQUINA

$$G = \frac{m}{t}$$

Donde:

G = Caudal másico o flujo másico (kg/h).

m = Masa de la producción (kg).

t = Tiempo trabajado de la máquina. (h).

$$\Rightarrow G = \left(\frac{2.5 \times 10^3 kg}{160h} \right) = 15 \frac{kg}{h}$$

$$\therefore G = 15 \frac{kg}{h}$$

$$G_d = 2 \times G$$

Donde:

G_d = Flujo másico de diseño (kg/h).

$$\Rightarrow G_d = 2 \times 15$$

$$\therefore G_d = 30 \frac{kg}{h}$$

5.1.2. CALCULANDO EL VOLUMEN DE LA PRODUCCIÓN

$$V_p = \frac{G_d}{\rho}$$

Donde:

V_p = Volumen de la manzana (m^3).

ρ = Densidad de la manzana (kg/m^3).

$$\Rightarrow V = \frac{30}{899} = 0.0334 \frac{m^3}{h}$$

$$\therefore V = 0.0334 \frac{m^3}{h}$$

5.1.3. CALCULANDO EL VOLUMEN DE DISEÑO

$$V_d = V + (20\% \times V)$$

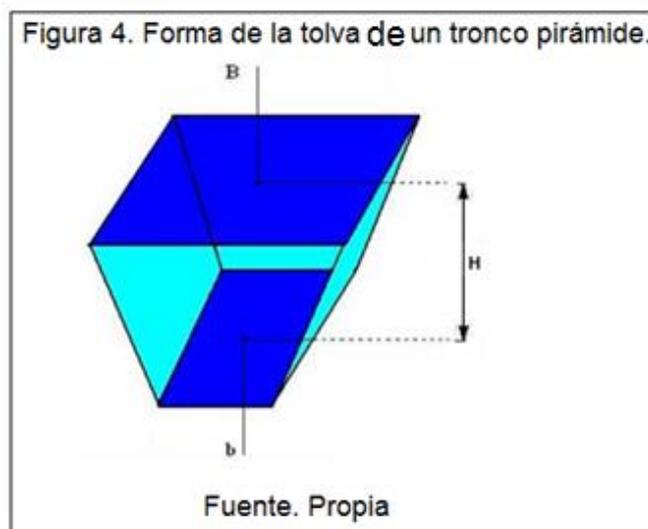
Donde:

V_d = Volumen de diseño (m^3).

$$\Rightarrow V_d = 0.0334 + (0.2 \times 0.0334) = 0.0401m^3$$

$$\therefore V_d = 0.0401m^3 = 40100cm^3$$

5.1.4. CALCULANDO LA ALTURA DE LA TOLVA



$$V_d = \frac{1}{3}(A + B + \sqrt{A \times B}) \times H$$

Donde:

A = Área menor de la tolva (m^2).

B = Área mayor de la tolva (m^2).

H = Altura de la tolva (m).

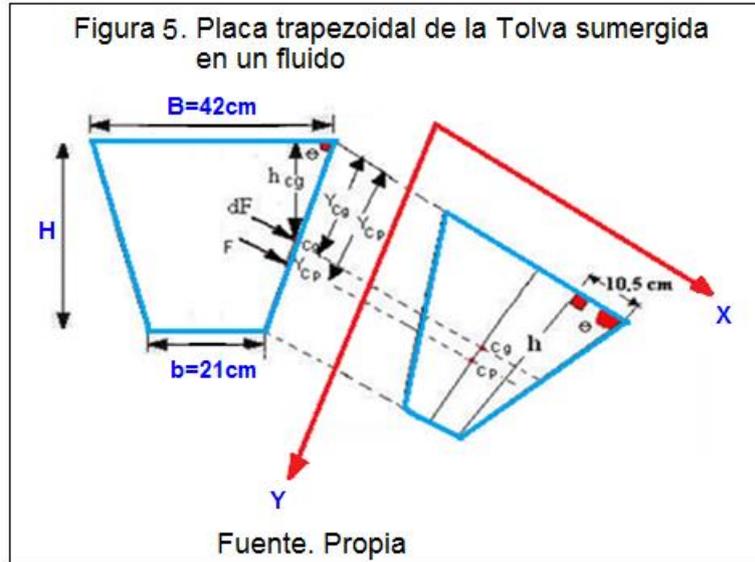
$$\Rightarrow 0.0401 = \frac{1}{3}(0.0441 + 0.1764 + \sqrt{(0.0441 \times 0.1764)}) \times H$$

$$\Rightarrow 0.0401 = \frac{0.3087}{3} \times H$$

$$H = 0.39m = 39cm$$

5.1.5. CALCULANDO LA FUERZA MÁXIMA

Se considera a una de las placas que conforman la tolva sumergida en el fluido, tenemos el siguiente análisis.



$$dF = PdA$$

$$dF = (\gamma \cdot h_{cg})dA$$

$$F = (\rho \cdot g) \times (Y_{cg} \times \text{sen} \theta) \times A$$

Donde:

F = Fuerza ejercida máxima (N).

ρ = Densidad de la manzana (kg/m^3).

g = Aceleración de la gravedad ($m/seg.^2$).

Y_{cg} = Distancia de la superficie libre del líquido al centro de la gravedad (m).

A = Área de la placa (m^2).

$$Y_{cg} = \frac{H}{3} \left(\frac{2b+a}{b+a} \right) \text{ Que es el centro de gravedad de un tronco pirámide}$$

Donde:

a = Lado menor de la placa (m). = 0.21m

b = Lado mayor de la placa (m). = 0.42m

$$\Rightarrow Y_{cg} = \frac{0.39}{3} \left[\frac{(2 \times 0.42) + 0.21}{0.42 + 0.21} \right]$$

$$\therefore Y_{cg} = 0.2167m$$

$$A = \left(\frac{b+a}{2} \right) \times H$$

$$\Rightarrow A = \left(\frac{0.42 + 0.21}{2} \right) \times 0.39$$

$$\therefore A = 0.1229m^2$$

Reemplazando en la ecuación anterior para determinar la fuerza máxima tenemos:

$$\Rightarrow F = 899 \times 9.81 \times (0.2167 \times \text{sen}75) \times 0.1229$$

$$\therefore F = 227N$$

5.1.6. CALCULANDO EL ESPESOR DE LA TOLVA POR LA TEORÍA DE PLACAS PLANAS

$$\sigma = \frac{qa^2}{2h^2 [0.623(a/b)^6 + 1]}$$

Donde:

q = Carga uniforme (N/m^2).

h = Espesor de la tolva (m).

$$\sigma_d = \frac{S_{ut}}{8}$$

Donde:

σ_d = Esfuerzo de diseño (MPa).

$$\Rightarrow \sigma_d = \frac{552}{8} = 69MPa$$

$$\therefore \sigma_d = 69MPa$$

Reemplazando en la ecuación anterior se tiene.

$$69 \times 10^6 = \frac{1847 \times 0.39^2}{2h^2 [0.623(0.39/0.42)^6 + 1]}$$

$$\therefore h = 0.0012m \cong 1.2mm$$

Seleccionamos un espesor comercial por catálogo comercial.

$$h = 0.002m \cong 2mm$$

5.1.7. CALCULANDO LA DEFLEXIÓN MÁXIMA POR LA TEORÍA DE PLACAS PLANAS

$$\delta = \frac{0.0284qa^4}{Eh^3 [1.056(a/b)^5 + 1]}$$

Donde:

E = Módulo de elasticidad (Pa).

$$\Rightarrow \delta = \frac{0.0284 \times 1847 \times 0.39^4}{(1.9029 \times 10^5 \times 10^6)(0.002^3) [1.056(0.39/0.42)^5 + 1]}$$

$$\therefore \delta = 0.0005m \cong 0.5mm$$

5.1.8. CALCULANDO EL FACTOR DE SEGURIDAD

$$N = \frac{S_y}{\sigma_d}$$

Donde:

N = Factor de seguridad.

S_y = Esfuerzo de fluencia (MPa).

$$\Rightarrow N = \frac{207MPa}{69MPa}$$

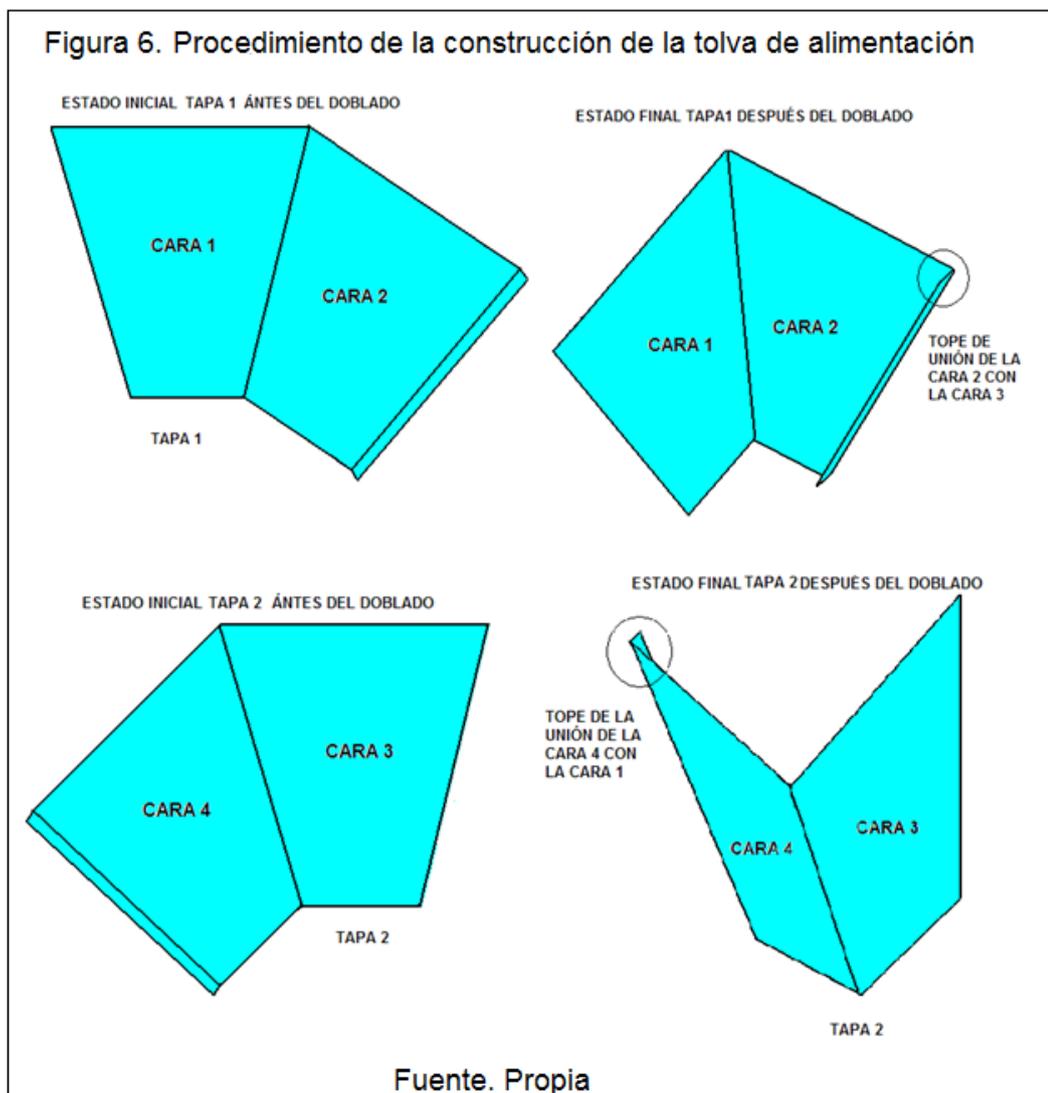
$$\therefore N = 3$$

La tolva es lo suficientemente rígida, por lo tanto no fallará por fluencia

5.1.9. METODOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN DE LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN

La tolva se diseñará con un acero Austenítico inoxidable AISI 316, que es un acero para alimentos.

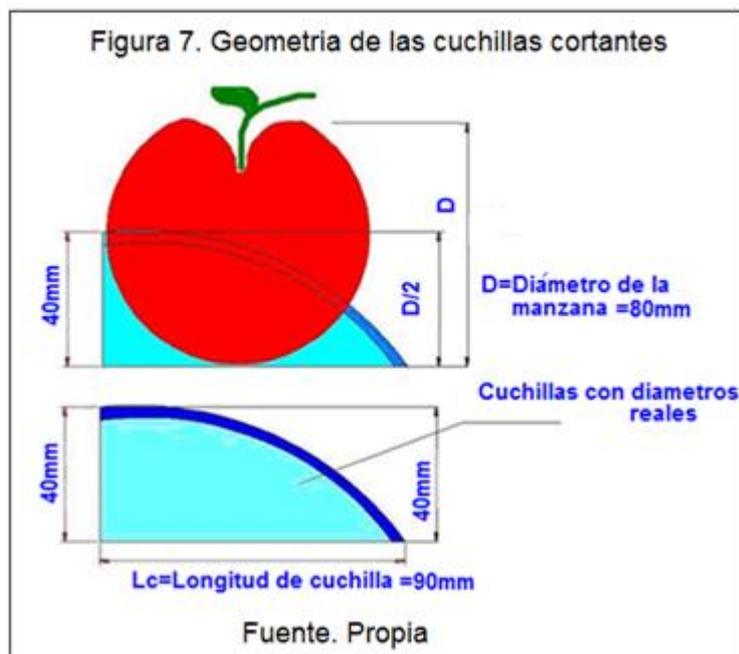
Para el proceso de la construcción de la tolva de alimentación será se forma sencilla, para esto se requiere fabricar dos tapas con dos caras cada uno y en cada tapa se le dejará un pequeño tope de 2 centímetros para que se puedan unir ambas tapas, el doblado será por fuerza, para la cual el soldador las unirá por medio de soldadura a punto las dos tapas de la tolva.



5.2. DISEÑO DE LAS CUCHILLAS CORTANTES

5.2.1. PRUEBAS DE CORTE DE MANZANAS REALIZADAS CON UN CUCHILLO CASERO

Para el ensayo respectivo de la manzana hemos tenido en cuenta la masa (gr), el diámetro (cm), la altura (cm); para ello hemos colocado un cuchillo en el suelo ajustado correctamente con el filo hacia arriba como se observa en la figura.



Pruebas de corte de manzanas “delicia” con un cuchillo bien afilado, sujeto fijamente sobre el piso.

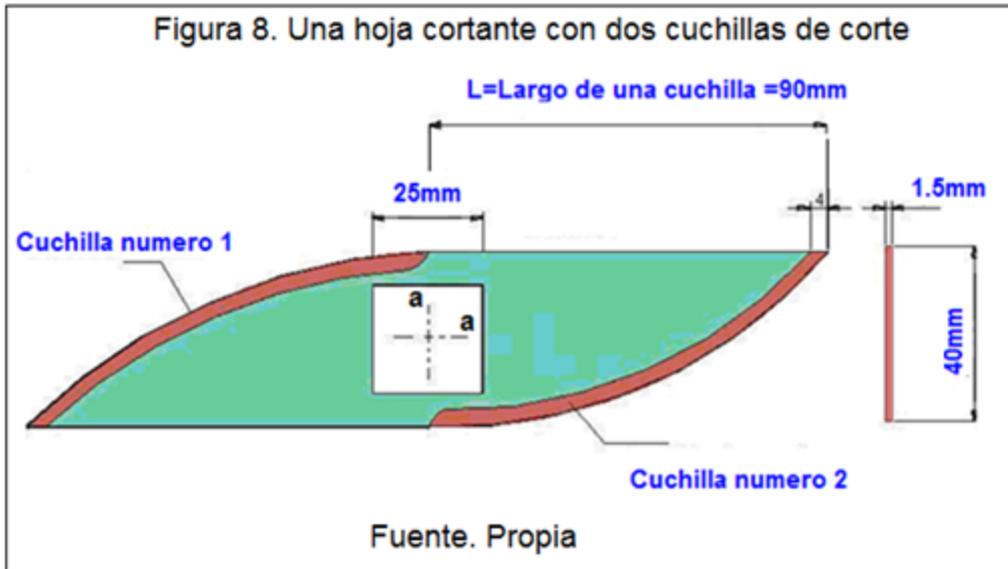
Tabla 9. Pruebas de corte de manzanas (delicia) con un cuchillo.

Nº	m (gr.)	d (cm.)	H (cm.)	Fc. (N)	V (m/seg.)
1	70.00	5.00	241.00	66.8846	6.8764
2	76.00	6.00	230.00	57.9052	6.7176
3	80.00	5.70	220.00	61.3659	6.5699
4	90.00	6.00	213.00	63.5688	6.4646
5	100.00	5.50	200.00	72.3265	6.2642
6	125.00	6.70	180.00	67.1143	5.9427
7	150.00	8.00	160.00	68.7401	5.6029
Promedio	99.00	6.00	206.00	65.4151	6.3438

Fuente: Elaboración propia de ensayo.

5.2.2. DIMENSIONAMIENTO DE UNA HOJA CORTANTE CON DOS CUCHILLAS DE CORTE

Las cuchillas de corte tienen la forma semejante a los utensilios de cocina que se emplean para cortar.



Donde:

$L_C = 90\text{mm}$. = Longitud de la cuchilla.

$h = 40\text{mm}$ = Altura de la cuchilla

$a = 25\text{mm}$ = Sección transversal cuadrada.

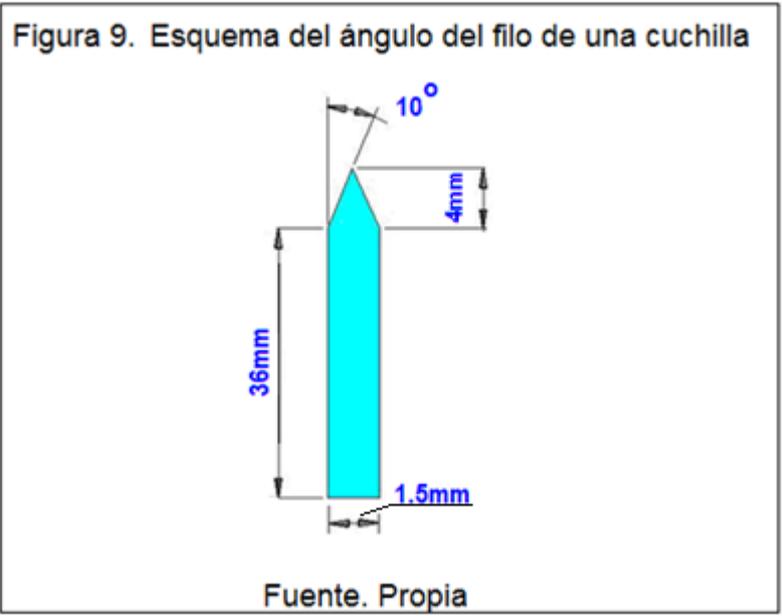
$e = 1.5\text{mm}$ = Espesor de la cuchilla.

La cuchilla de corte debe tener una longitud mayor que el diámetro máximo del ensayo de las manzanas o fruta a triturar.

La cuchilla será tratada como una viga en cantiléver, de sección transversal variable.

El espesor de la cuchilla de corte se considera 1.5mm , lo cual se le encuentra fácilmente en el mercado.

El ángulo de la cuchilla será de 10°

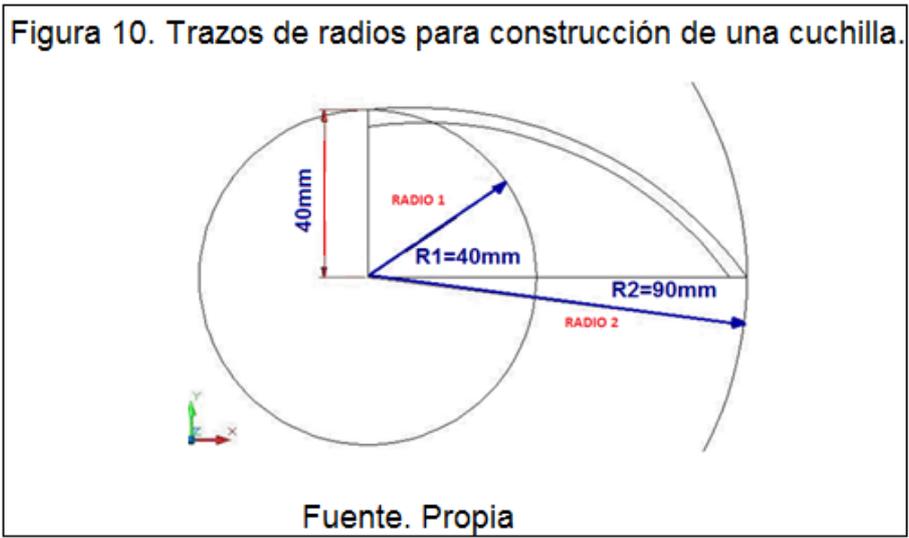


5.2.3. PROCEDIMIENTO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LAS CUCHILLAS CORTANTES

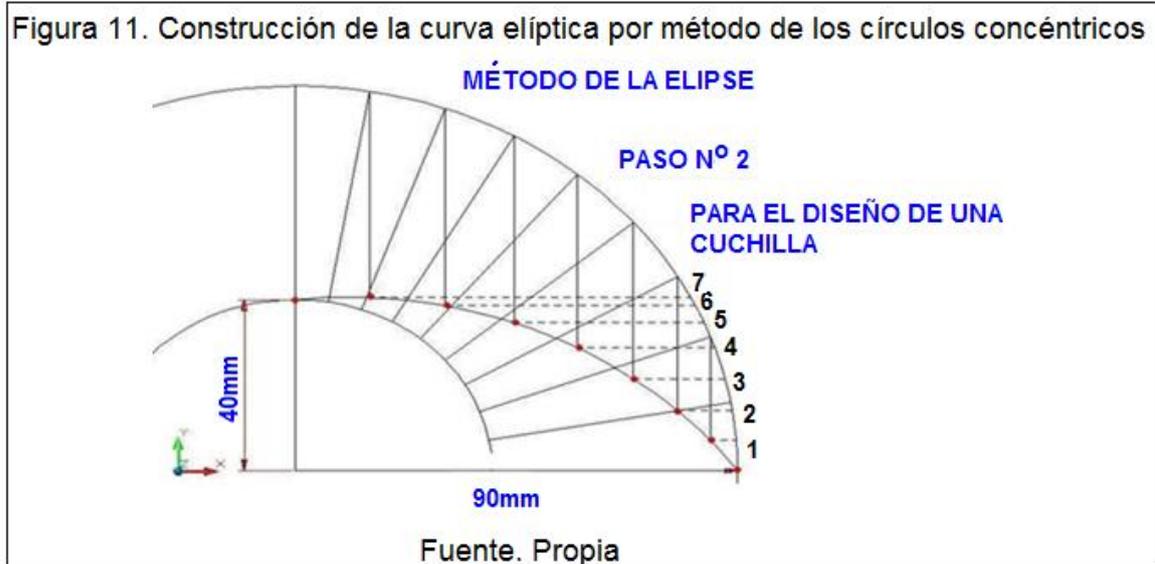
Las cuchillas cortantes tendrán la forma de $\frac{1}{4}$ de elipse, con las siguientes medidas que mostramos a continuación:

$R_1 = 40mm$, La altura de la cuchilla cortante.

$R_2 = 90mm$, La longitud de la cuchilla cortante.

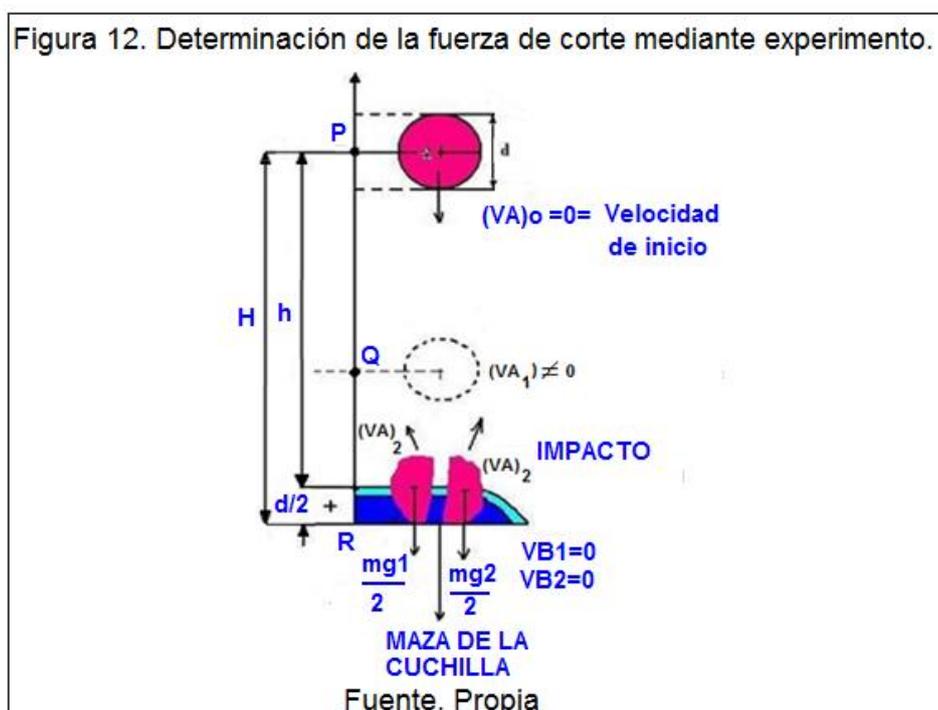


Por el método de círculos concéntricos se trazaran líneas paralelas para poder formar la curva de la elipse.



5.2.4. CALCULANDO LA FUERZA DE CORTE

El choque que se produce entre la manzana y el cuchillo cortante se considera como un choque plástico, lo cual quiere decir que los pedazos de las manzanas no salen disparadas; demostrando la plasticidad de la manzana mediante la siguiente gráfica y expresión.



$$e = \frac{(V_B)_2 - (V_A)_2}{(V_A)_1 - (V_B)_1} = 0$$

Donde:

$(V_B)_2$ = Velocidad final del cuchillo.

$(V_B)_1$ = Velocidad inicial del cuchillo.

$(V_A)_1$ = Velocidad de la manzana antes del impacto.

$(V_A)_2$ = Velocidad de los pedazos de manzana después del impacto.

$$\Rightarrow e = \frac{0 - (V_A)_2}{(V_A)_1 - 0} = 0$$

Haciendo $(V_A)_2 = 0$, porque los pedazos de la manzana tiene velocidad nula.

$\therefore e = 0$, choque plástico.

Aplicando el principio de conservación de la energía entre manzana entera y pedazos recortados:

$$U_{P-R} = U_P - U_R$$

$$U_{P-R} = U_{(\text{manzana entera})} - U_{(\text{impacto.})}$$

Sabemos que:

$$U_{(\text{impacto})} = U_{(\text{cuchillo})} + U_{(2\text{pedazos})}$$

$$\Rightarrow U_{P-R} = (E_{c\text{ manzana}} + E_{p\text{ manzana}}) - [(E_{c\text{ cuchillo}} + E_{p\text{ cuchillo}}) + 2(E_{c\text{ ped manzana}} + E_{p\text{ ped manzana}})]$$

$$\Rightarrow U_{P-R} = (0 + 0) - [(0 + 0) + 2(0 + E_{p\text{ ped manzana}})]$$

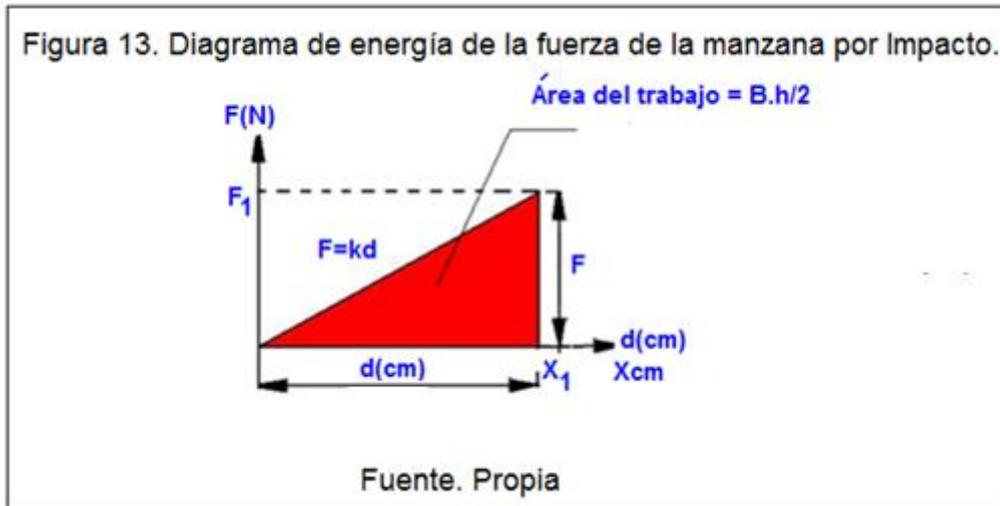
$$\Rightarrow U_{P-R} = -2E_{p\text{ ped manzana}}$$

$$\Rightarrow U_{P-R} = -2\left(\frac{m}{2}gH\right)$$

$$\Rightarrow U_{P-R} = -mgh$$

$$\Rightarrow U_{P-R} = -mg\left(h + \frac{d}{2}\right), \text{ el signo negativo significa que hay pérdidas de energía.}$$

El trabajo que realiza la fuerza se representa mediante el siguiente diagrama.



Por lo tanto:

$$U_{P-R} = \frac{1}{2}Fd = mg\left(h + \frac{d}{2}\right)$$

Despejando la fuerza de corte tenemos:

$$F_c = \frac{mg(2h + d)}{d}$$

Donde:

$$U_{P-R} = W(\text{Trabajo..realizado}) = \text{Área..de..la..figura} = \text{Área..del..triángulo.}$$

$$F_c = \text{Fuerza de corte obtenida mediante ensayos. (N)}$$

$$m = \text{Masa de la manzana. (kg)}$$

$$g = \text{Aceleración de la gravedad.} \left(\frac{m}{seg^2}\right)$$

$$h = \text{Altura. (m)}$$

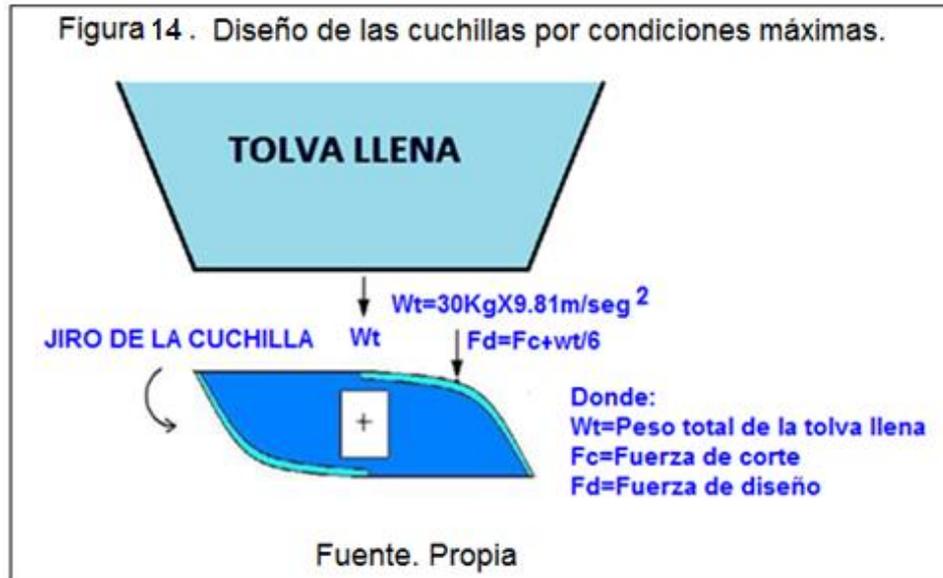
$$d = \text{Diámetro de la manzana. (m)}$$

Remplazando valores promedios obtenidos a través del experimento para calcular el valor de la fuerza cortante, tenemos:

$$\Rightarrow F_c = \frac{(0.099 \times 9.81)[(2 \times 2.06) + 0.06]}{0.06}$$

$$\therefore F_c = 67.6596N$$

5.2.5. CALCULANDO LA FUERZA DE DISEÑO



$$F_d = F_c + \frac{(prod. Máquina \times hora)}{N^\circ hojas}$$

Donde:

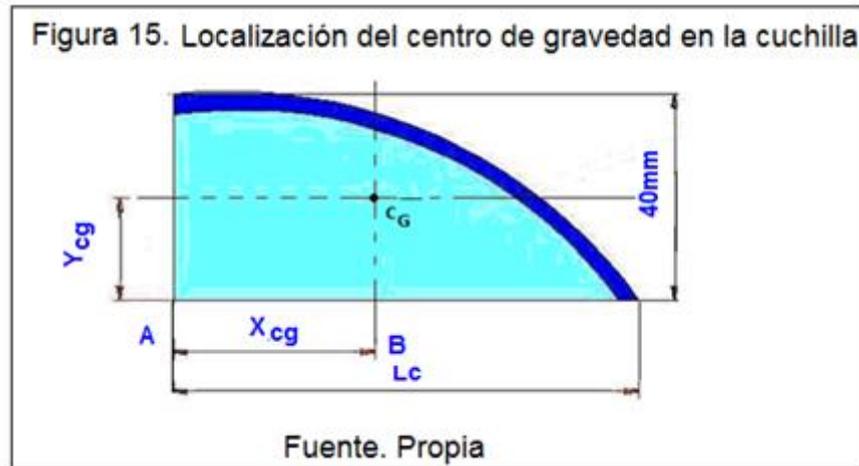
F_d = Fuerza de diseño(N).

F_c = Fuerza de corte(N).

$$\Rightarrow F_d = 67.6596 + \frac{(30 \times 9.81)}{6}$$

$$\therefore F_d = 116.7096N$$

5.2.6. CÁLCULO DE LAS CORTANTES, MOMENTOS FLECTORES Y FLECHA PENDIENTE



Para esto necesitamos conocer las distancias con respecto al centro de gravedad:

Donde:

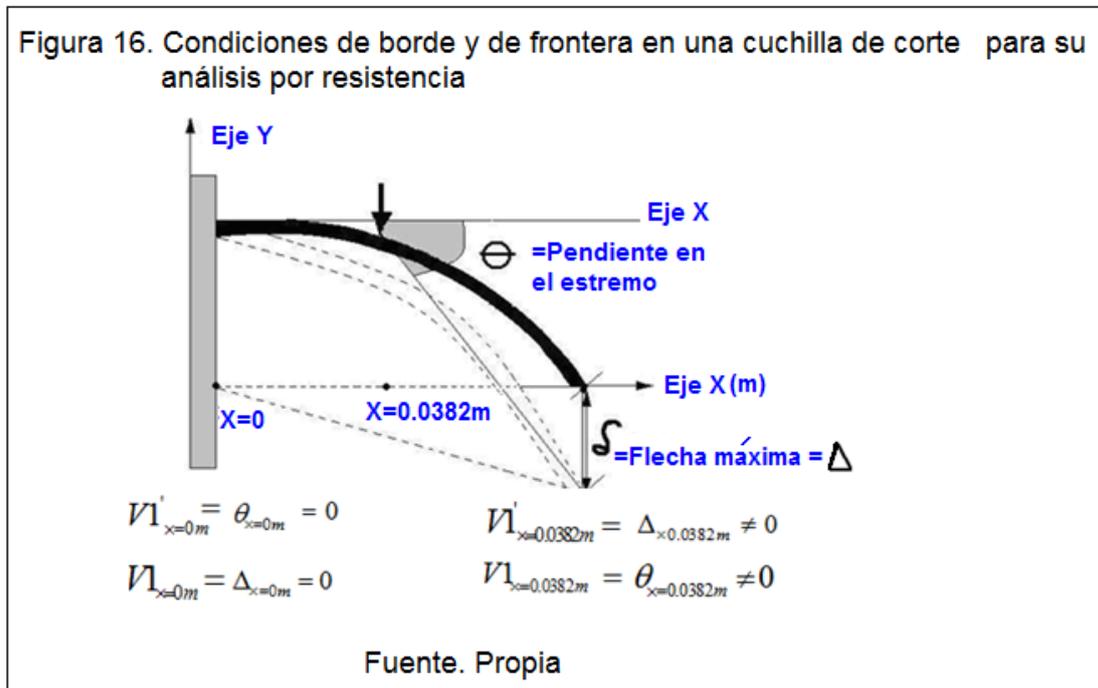
X_{cg} = Distancia desde el origen al centro de gravedad, debe ser igual al centro de gravedad de la elipse.

L_c = Longitud total de la cuchilla.

C_g = Centro de gravedad del cuarto de elipse.

Para su análisis se considera una cuchilla como una viga en cantiléver, empotrada en un extremo y libre en el otro.

Dando condiciones de borde o frontera para el caso.



Punto de Mínima flecha y pendiente:

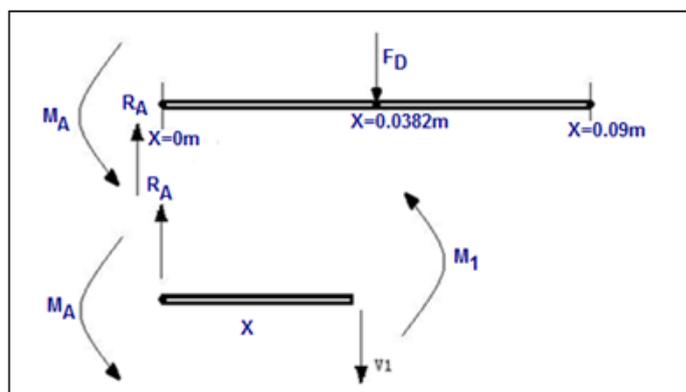
En: $x = 0m$.

Punto de máxima flecha y pendiente:

En: $x = 0.0382m$.

Tramo I: $0 < x < 0.0382m$

Figura 17: Cálculo de momentos en un extremo de la viga.



Fuente: Elaboración propia

Del DCL general de la viga se tiene que:

$$\sum Fy = 0$$

$$-V_1 + RA = 0$$

$$\Rightarrow V_1 = RA = 116.7096N$$

$$\sum M = 0 : \Rightarrow MA = 4.4583Nm$$

$$\sum M = 0 :$$

$$M_1 + MA - RA \times (x) = 0$$

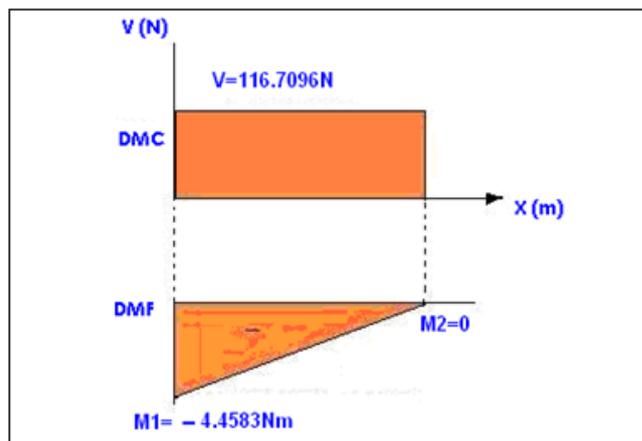
$$M_1 = RA \times (X) - MA$$

$M_1 = 116.7096x - 4.4583$. ; Es la ecuación que gobernará el tramo I

$$\text{En: } x = 0 \Rightarrow M_1 = -4.4583Nm$$

$$\text{En: } x = 0.083 \Rightarrow M_1 = 0$$

Figura 18 : Diagrama de momentos cortantes y flectores en una cuchilla



Fuente: Elaboración Propia

Como dato se tiene lo siguiente.

$$M = 116.7096.x - 4.4583.$$

$$E = 190 \times 10^9 Nm^2$$

$$I = 4.17 \times 10^{-9} m^4$$

$$\Rightarrow V_1'' = \frac{-M}{EI} dx$$

$$V_1' = \int \frac{-M}{EI} dx \dots\dots\dots I)$$

$$V_1 = \int \left[\int \frac{-M}{EI} dx \right] dx \dots\dots\dots II)$$

Desarrollando las integraciones correspondientes de i, ii se tiene que:

$$V_1' = -\frac{58.3548}{EI} X^2 + \frac{4.4583}{EI} X + A$$

$$V_1 = -\frac{19.4516}{EI} X^3 + \frac{2.2291}{EI} X^2 + AX + B$$

El material que se utilizará para la construcción de las cuchillas de corte será de acero inoxidable Austenítico N° AISI 302, cuyas propiedades mecánicas son:

$S_y = 276MPa$, resistencia a la fluencia.

$S_{ut} = 621MPa$, resistencia última.

$G = 73 \times 10^9 Pa$, módulo a corte.

$E = 190 \times 10^9 Pa$, módulo de elasticidad.

$\rho = 7920 \frac{kg}{m^3}$, densidad del material.

Simplificando y reemplazando todos los valores y condiciones de frontera correspondientes quedaría:

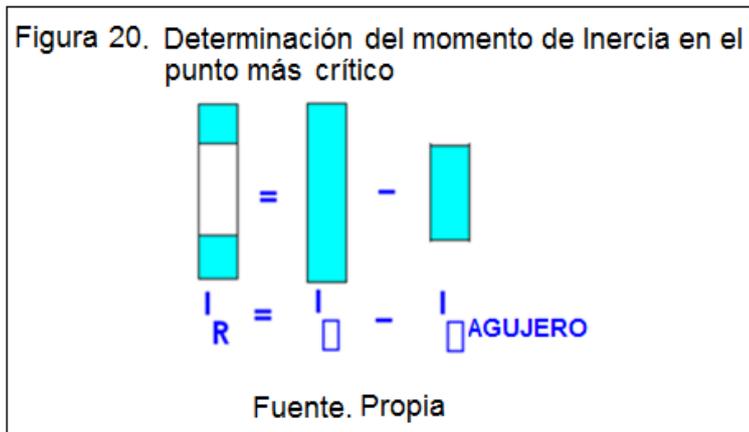
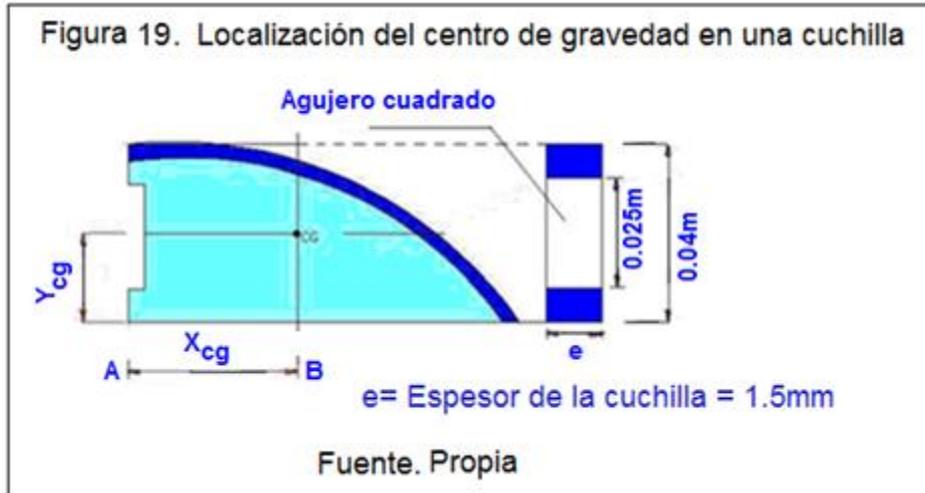
Para:

$$V_1'_{x=0.0382m} = 0.000074..grados = \theta$$

$$V_1_{x=0.0382m} = 0.0000019..m \cong 0.0019mm = \Delta$$

El elemento es confiable en resistencia y su deformación será mínima.

Hallando el momento de inercia respectivo a esta sección para poder reemplazar en la fórmula del esfuerzo:



$$I_{REAL} = I_{(RECTÁNGULO-MAYOR)} - I_{(RECTÁNGULO-MENOR)}$$

$$I_{(RECTÁNGULO-MAYOR)} = \frac{bxh^3}{12} = \frac{1.5 \times 10^{-3} \times (0.04)^3}{12} m^4 = 8 \times 10^{-9} m^4$$

$$I_{(RECTÁNGULO-MENOR)} = \frac{bxh^3}{12} = \frac{1.5 \times 10^{-3} \times (0.025)^3}{12} m^4 = 1.95 \times 10^{-9} m^4$$

$$I_{REAL} = 6.05 \times 10^{-9} m^4$$

5.2.7. CÁLCULO DEL ESFUERZO MÁXIMO PRODUCIDO POR LA FLEXIÓN EN EL EMPOTRAMIENTO

$$\sigma = \frac{M \times C}{I}$$

Donde:

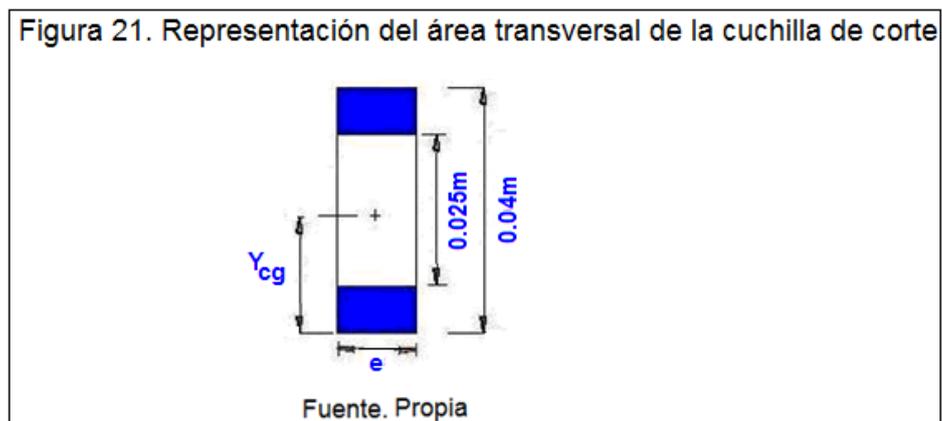
σ = Esfuerzo Normal.

M = Momento flector.

C = Distancia del eje neutro a la fibra exterior.

I = Momento de inercia del área transversal.

Área transversal de la cuchilla de corte



Donde:

$e = 1.5\text{mm}$ = Espesor de la cuchilla.

$$Y_{cg} = \frac{4b}{3\pi}$$

$$Y_{cg} = \frac{4 \times 0.04}{3 \times \pi}$$

$$Y_{cg} = 0.0170\text{m} = C_1$$

$$C_2 = 0.04 - C_1$$

$$\therefore C_2 = 0.0231m$$

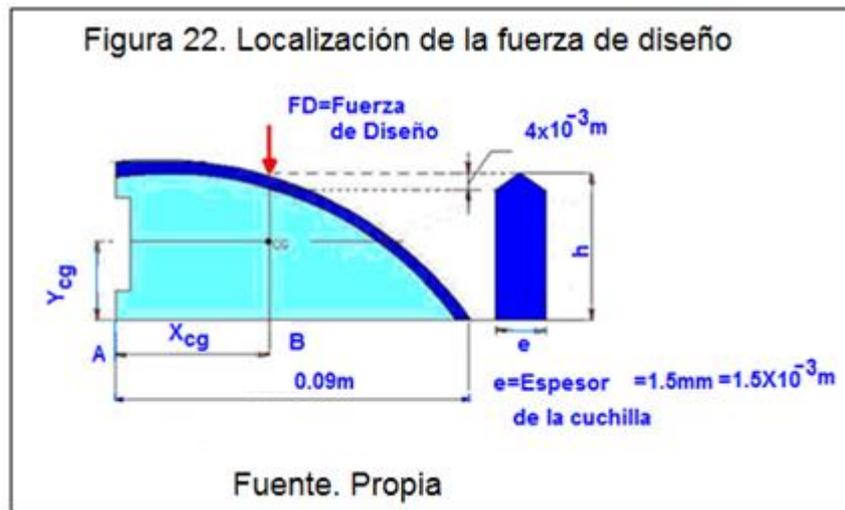
Se toma el C máximo, sería:

$$C=0.0231m$$

$$\Rightarrow \sigma = \frac{(4.4583) \times (0.0231)}{6.05 \times 10^{-9} m^4}$$

$$\therefore \sigma = 34.0452 MPa$$

5.2.8. CÁLCULO DEL PAR DE TORSION Y LA CORTANTE



$$X_{cg} = 0.0382m$$

El par de Torsión de las cuchillas (T):

$$T - Fd(X_{cg}) - Fd(x_{cg}) = 0$$

$$T - Fd(X_{cg}) + Fd(X_{cg})$$

$$\therefore T = 2Fd.X_{cg}$$

El par de Torsión del eje conducido:

$$T = Fxd$$

$$\Rightarrow T = Fdx(X_{cg})$$

$$T = (116.7096)x(0.0382)$$

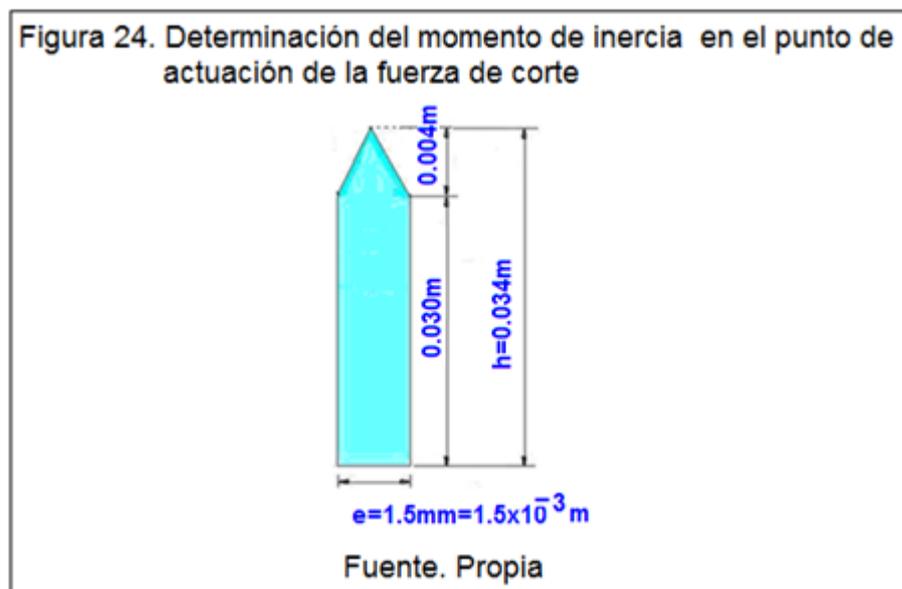
$$T = 4.4583N - m$$

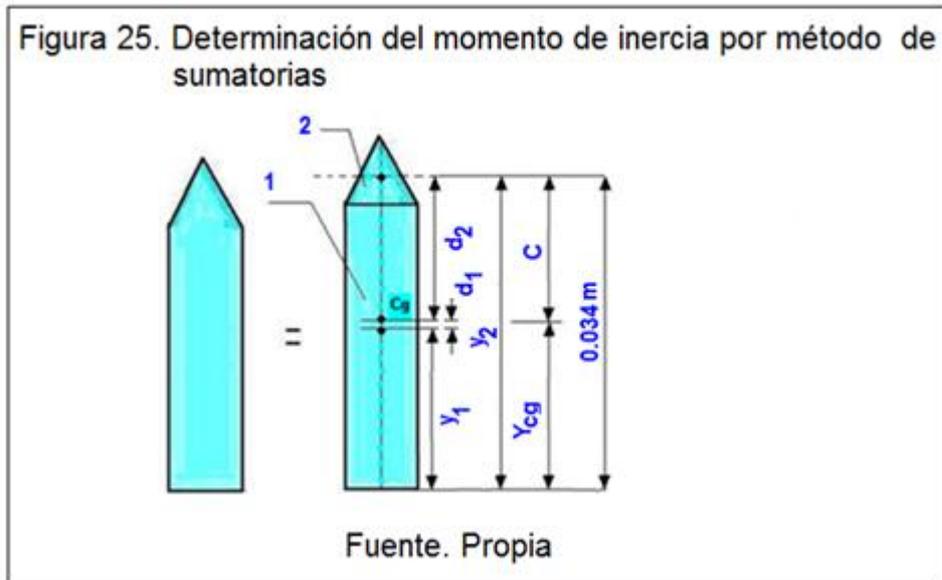
Calculando el par de Torsión total en el eje:

$$T = 2.T = 2.Fd(X_{cg})$$

$$\Rightarrow T_{Total} = 2x4.4583N - m = 8.9166N.m$$

El momento de inercia se determinará de acuerdo a las siguientes figuras:





Valores calculados:

$$y_1 = 0.015m$$

$$y_2 = 0.0313m$$

$$Y_g = 0.016m$$

$$d_1 = 0.001 = om$$

$$d_2 = 0.015m$$

$$A_1 = 4.5 \times 10^{-5} m^2$$

$$A_2 = 3 \times 10^{-6} m^2$$

$$A_T = A_1 + A_2 = 4.8 \times 10^{-5} m^2$$

$$C = 0.034 - Y_g = 0.018m$$

$$y' = C / 2 = 0.09m$$

$$I_R = (I_{\text{Rectangulo}} + A_1 x d_1^2) + (I_{\text{triangulo}} + A_2 x d_2^2); \text{ Por teorema de los ejes paralelos.}$$

Reemplazando todos los valores correspondientes tenemos:

$$I_R = 4.17 \times 10^{-9} m^4$$

5.2.9. TEORIA DE FALLAS POR CARGA ESTÁTICA

Determinación del Esfuerzo de corte (Cizallamiento)

$$\tau_{S1} = \alpha \frac{V}{A}$$

Donde:

α
=Valor de 3/2 para secciones rectangulares.

V = Fuerza cortante = 116.7096N.

A = Área transversal = (m^2)

$$\tau_{S1} = \frac{3 (116.7096N)}{2 (4.8 \times 10^{-5} m^2)}$$

$$\tau_{S1} = 3.65 MPa$$

Determinación del esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

De la cual:

$$\tau_{xy} = \tau_{S1} + \tau_{S2}$$

$$\tau_{S1} = \text{Cizallamiento}; \exists$$

$$\tau_{S2} = \text{Torque}; \dots \text{no... existe}$$

$$\tau_{xy} = \tau_{S1} = 3.65 MPa$$

$$\sigma_x = \sigma_{flexion} + \sigma_{Axial}$$

$$\sigma_x = \sigma_{flexion} = 34.0452 MPa$$

$$\sigma_y = 0$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{34.0452}{2}\right)^2 + (3.65)^2}$$

$$\tau_{\max} = 17.4095 \text{MPa}$$

Calculando los esfuerzos principales:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1 = 34.4321 \text{MPa}$$

$$\sigma_2 = -9.477 \text{MPa}$$

El esfuerzo de flexión máximo sería:

$$\sigma_{\text{Max}} = \sigma_1 = 34.4321 \text{MPa}$$

Para que no falle se debe cumplir la siguiente condición:

$$\sigma_{\text{Max}} \leq S_y$$

$$\therefore 34.4321 \text{MPa} \leq 276 \text{MPa}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

$$N = \frac{276}{34.4321} = 8.11$$

$N = 8.11$, el elemento no fallará por fluencia.

Criterio de la máxima energía de distorsión:

Si: $\sigma_{\max} \geq S_y$ entonces el elemento fallará

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - (\sigma_x \cdot \sigma_y) + 3\tau_{xy}^2}$$

Despejando quedaría:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{\max} = \sqrt{(34.4321)^2 + 3(3.65)^2}$$

$$\sigma_{\max} = 35MPa$$

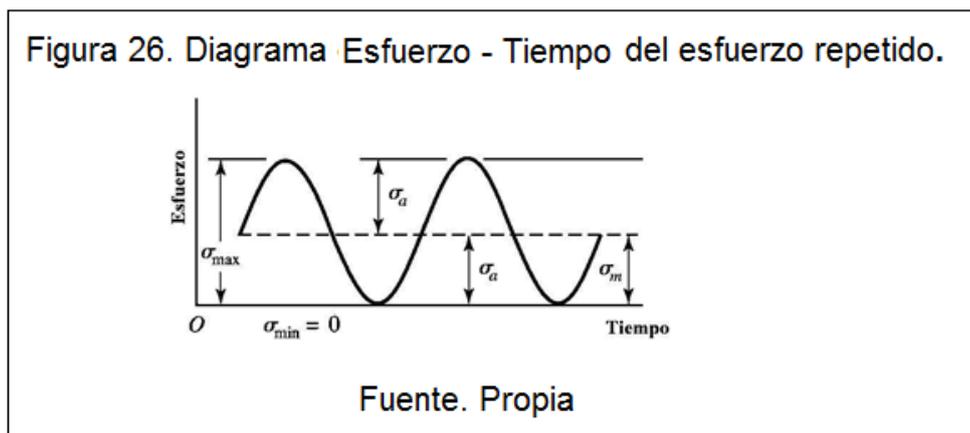
$$35MPa < 276MPa$$

$$\sigma_{\max} < S_y$$

∴ El elemento no fallará.

5.2.10. DISEÑO DINÁMICO

Es de tipo alternante ya que las cargas son constantes en solo lado, ya que se da en un solo lado de la cuchilla que es el filo, por lo tanto no es inversión, aplicaremos el criterio de Goodman ya que los esfuerzos van desde cero hasta el máximo las cuales son repetitivas.



Por la teoría de Goodman, tenemos:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N}$$

Donde:

σ_m = Esfuerzo medio.

σ_a = Esfuerzo alternante.

S_{ut} = Resistencia máxima a la tensión.

S_e = Límite de fatiga correcto.

N = Factor de seguridad.

$\sigma_{max} = \text{Esfuerzo maximo} = 35\text{MPa}$

$\sigma_{min} = \text{Esfuerzo minimo} = 0$

En la cual los esfuerzos alternantes y medio son igual a:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 17.5\text{MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 17.5\text{MPa}$$

Los esfuerzos alternantes y medio son la diferencia y la suma de los esfuerzos máximos con los mínimos dividido por la mitad.

Aplicando las teorías de cargas variables:

Cálculo de S_e :

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e.$$

Donde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga correcto.

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga de ensayo = $0.5 S_{ut}$ (solo para aceros).

$$S'_e = 0.5 S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 (621\text{MPa})$$

$$S'_e = 310.5\text{MPa}$$

Sabemos que:

$$S_y = 276\text{MPa}$$

$$S_{ut} = 621\text{MPa}$$

Factor del acabado superficial (K_a).

K_a : Depende de a y b

$$Ka = a \times (Sut)^b \left\{ \begin{array}{l} a = 4.42 \\ b = -0.265 \end{array} \right\}$$

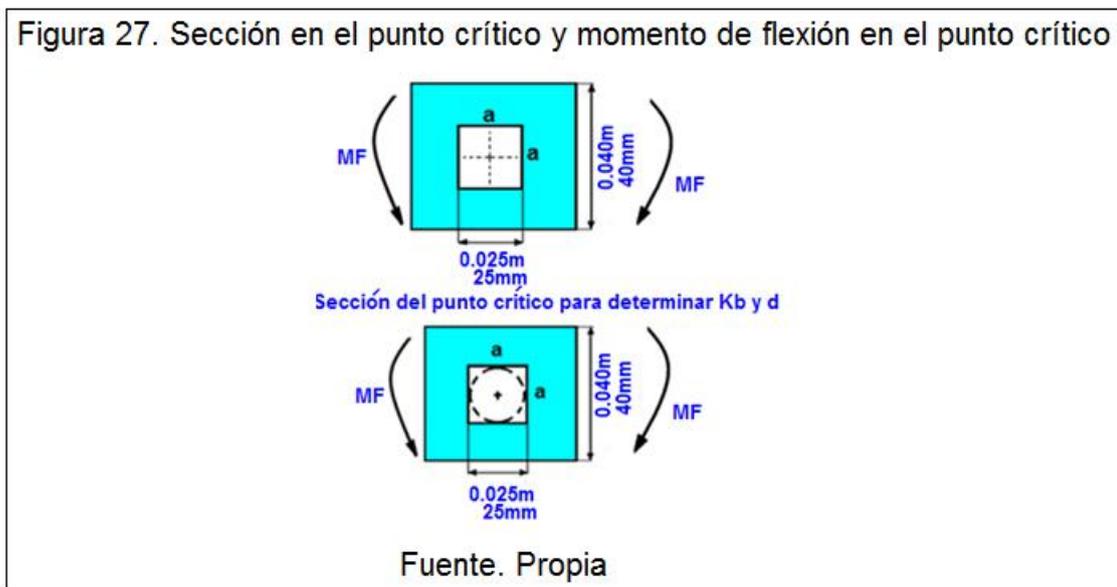
La opción es de maquinado o laminado en frío.

$$\Rightarrow Ka = (4.45) \times (621)^{-0.265}$$

$$\therefore Ka = 0.81$$

Factor de tamaño (Kb):

Como Kb esta en función del diámetro, entonces calcularemos el diámetro respectivo.



Para secciones rectangulares flexionantes:

De acuerdo a la tabla:

Tabla 10: Determinación de diámetros en secciones rectangulares.

Sección	Diámetro equivalente (d_0)
Redonda, flexión rotativa, torsión	d
Redonda, flexión no rotativa.	$0.37d$
Rectangular, flexión no rotativa.	$0.808(b.h)^{\frac{1}{2}}$

Fuente: Elaboración propia.

Por ser de tipo sección rectangular, flexión no rotativa:

$$d = 0.808 \times (b \times h)^{\frac{1}{2}}$$

$$\Rightarrow d = 0.808 \times (25 \times 25)^{\frac{1}{2}}$$

$$\therefore d = 20.20 \text{ mm}$$

Por lo tanto el diámetro dentro de la placa rectangular de 40x40mm es de 20x20mm:

Por comprender el diámetro entre el siguiente rango: $2.79 \leq 6.26 \leq 51 \text{ mm}$

$$\Rightarrow kb = 1.24 \times (d)^{-0.107}$$

$$\Rightarrow kb = 1.24 \times (20.20)^{-0.107}$$

$$\therefore kb = 1$$

Factor de carga (K_c):

Vemos la siguiente tabla:

Tabla 11. Elección de los factores del factor de tamaño.

Modo de carga	α		β
	KPSI	MPas	
Flexión	1	1	0
Axial	1.23	1.43	- 0.078
Torsión	0.328	0.258	0.125

Fuente: Apuntes de clases Diseño de Maquinaria

Por lo tanto:

$$\left. \begin{matrix} \alpha = 1 \\ \beta = 0 \end{matrix} \right\} \text{Por ser de tipo flexión}$$

$$K_c = \alpha \times (S_{ut})^{\beta}$$

$$\therefore K_c = 1$$

Factor de temperatura (K_d):

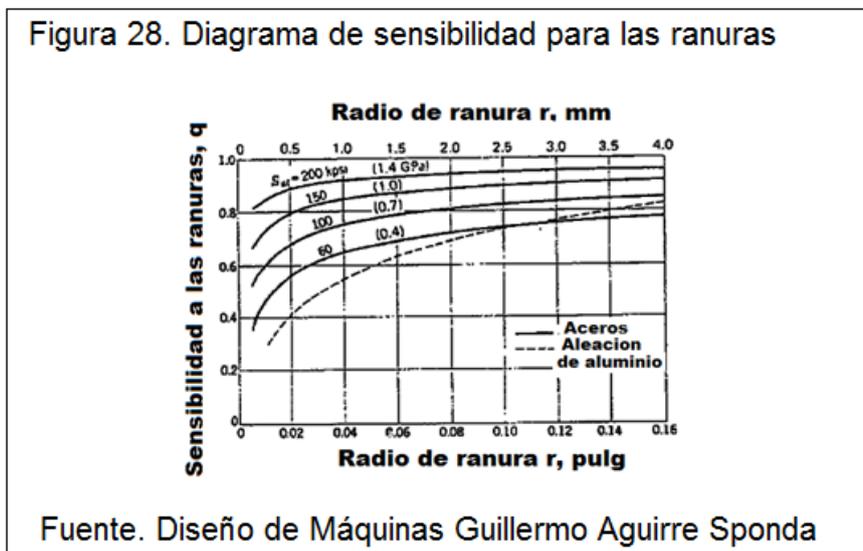
$K_d = 1$ a $T = 20^\circ C$, temperatura del medio ambiente.

Factor de efectos diversos (K_e):

$$K_e = \frac{1}{K_f \text{ flexion}}$$

$$K_f \text{ flexion} = 1 + q(K_t \text{ flexion} - 1)$$

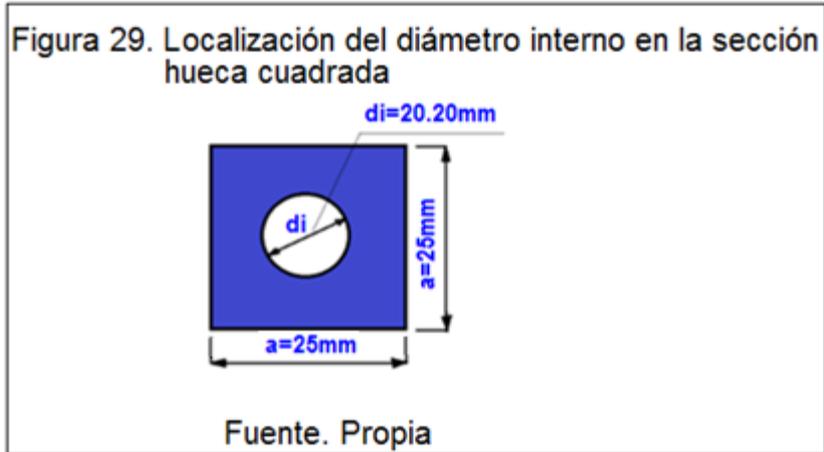
Sea: $q \left\{ \begin{array}{l} 0 = \text{sensibilidad.} \\ 1 = \text{mayor sensibilidad.} \end{array} \right\}$



Le damos la máxima sensibilidad que es 1

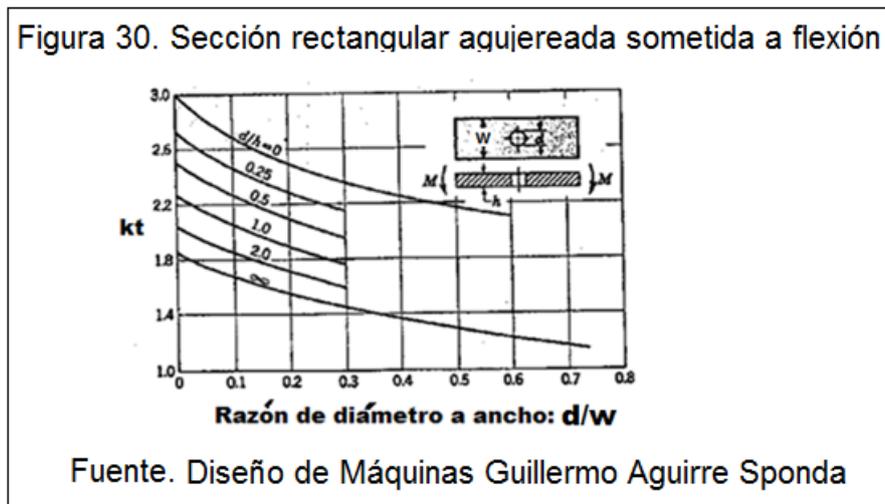
Determinación del (k_t):

Nos dirigimos a las tablas de la figura de flexión, como es el caso de una placa agujereada sometida a flexión:



La parte más crítica del elemento es la sección circular (hueco), por lo tanto si existe concentrador de esfuerzo.

Para determinar el K_t es necesario ver la siguiente figura:



De la figura:

$$\frac{d}{w} = \frac{20.20}{40} = 0.5$$

$$\frac{d}{h} = \frac{20.20}{1.5} = 13.46$$

$$\Rightarrow K_t = 1.3 \text{ Aprox.}$$

Por tabla tenemos:

Como:

$$K_t = 1.3$$

$$q = 1$$

$$\Rightarrow K_f = 1 + 1x(1.3 - 1)$$

$$\therefore K_{flexion} = 1.3$$

$$\Rightarrow K_e = \frac{1}{1.3}$$

$$\therefore K_e = 0.77$$

Remplazando los datos hallados para calcular el límite de resistencia a la fatiga (Se), tenemos:

$$\Rightarrow Se = (0.80)x(1)x(1)x(1)x(0.77)x(310.5)$$

$$\therefore Se = 191.268MPa$$

Calculando los esfuerzos fluctuantes para encontrar los coeficientes de seguridad
Según Soderberg:

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sy} = \frac{1}{N}$$

$$\frac{17.5}{191.268} + \frac{17.5}{276} = \frac{1}{N}$$

Despejando :

$$N = 6$$

Por lo tanto el elemento es altamente confiable.

Según Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sut} = \frac{1}{N}$$

$$\frac{17.5}{191.268} + \frac{17.5}{621} = \frac{1}{N}$$

$$\therefore N = 8$$

Conociendo:

τ_{xy} : No existe torque para las cuchillas.

$$\tau_{xy} = 0$$

$$(\tau_{xy})_m = 0$$

$$(\tau_{xy})_{\min} = 0$$

$$(\tau_{xy})_{\max} = 0$$

Hallando el Esfuerzo equivalente medio $(\sigma_{eq})_{medio}$:

$$(\sigma_{eq})_{medio} = \sqrt{(\sigma_{medio})^2 + 3(\tau_{xy})^2}$$

$$(\sigma_{eq})_{medio} = \sqrt{(17.5)^2 + (3 \times 0^2)}$$

$$(\sigma_{eq})_{medio} = 17.5 \text{MPa}$$

Hallando el esfuerzo equivalente alterno:

$$(\sigma_{eq})_a = \sqrt{(\sigma_a \cdot K_{f_{flexion}})^2 + 3(K_{f_{torsion}} \cdot \tau_d)^2}$$

$$(\sigma_{eq})_a = \sqrt{(\sigma_a \cdot K_{f_{flexion}})^2} = 17.5 \times 1.3 = 22.5 \text{MPa}$$

$$(\sigma_{eq})_a = 22.5 \text{MPa}$$

$$\frac{(\sigma_{eq})_{med}}{S_{ut}} + \frac{(\sigma_{eq})_{alterno}}{S_e} = \frac{1}{N}$$

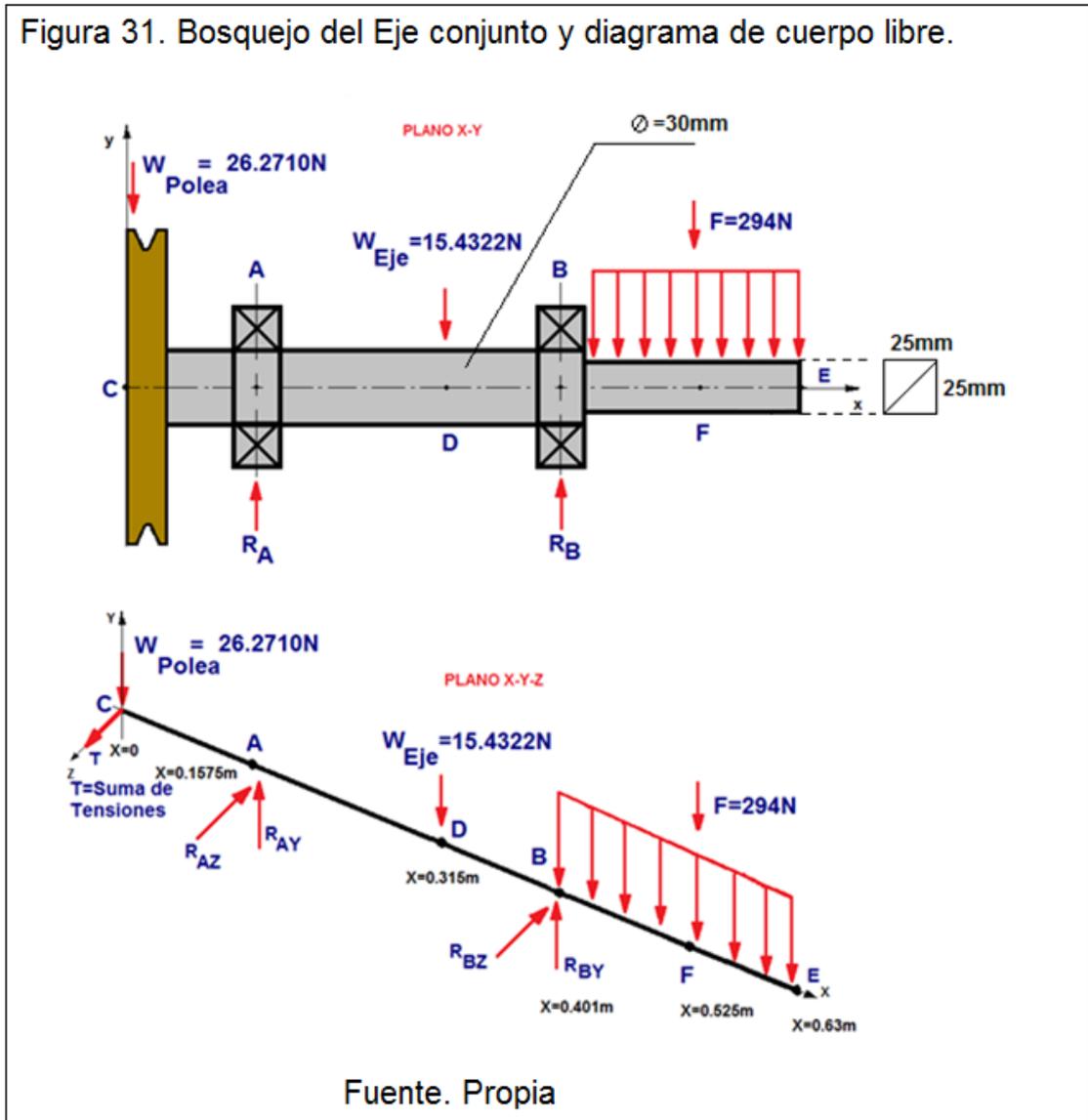
$$\frac{17.5}{621} + \frac{22.5}{191.268} = \frac{1}{N}$$

$$N = 7$$

El elemento no fallará por ningún tipo de concentración de esfuerzo, ningún tipo de carga, por lo tanto nos indica que el elemento es altamente confiable.

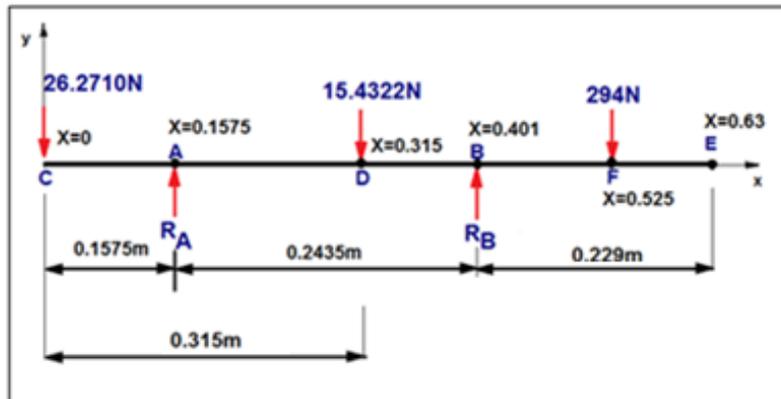
5.3. DISEÑO DEL EJE PORTACUCHILLAS

Figura 31. Bosquejo del Eje conjunto y diagrama de cuerpo libre.



5.3.1. CALCULANDO LAS REACCIONES EN LOS APOYOS (X – Y)

Figura 32 : Cálculo de las reacciones del Eje



Fuente: Elaboración propia

$$\sum M_B = 0:$$

$$(26.2710)(0.401) - R_A(0.2435) + (15.4322)(0.086) - (294)(0.1145) = 0$$

$$R_A = \frac{(26.2710)(0.401) + (15.4322)(0.086) - (294)(0.1145)}{0.2435}$$

$$\therefore R_A = -89.53248378N$$

$$\sum M_A = 0:$$

$$(-294)(0.358) + R_B(0.2435) - (15.4322)(0.1575) + (26.2710)(0.1575) = 0$$

$$R_B = \frac{(294)(0.358) + (15.4322)(0.1575) - (26.2710)(0.1575)}{0.2435}$$

$$\therefore R_B = 425.2356838N$$

$$\sum F_y = 0:$$

$$R_A + R_B = 26.2710 + 15.4322 + 294$$

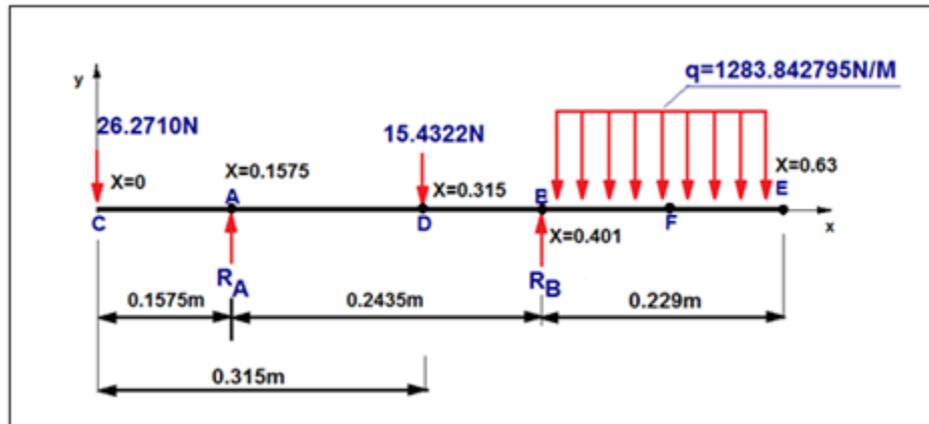
$$-89.53248378 + 425.2356838 = 335.7032$$

$$335.7032N = 335.7032N$$

$$0 = 0$$

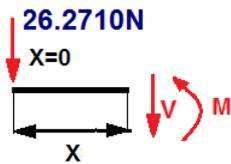
5.3.2. CALCULANDO LOS MOMENTOS Y LAS CORTANTES

Figura 33. Cálculo de momentos flectores y cortantes



Fuente: Propia

Tramo I: $\langle 0 \leq x \leq 0.1575 \rangle$



$$-V - 26.2710 = 0$$

$$\therefore V = -26.2710 \text{ N}$$

$$M + (26.2710)(x) = 0$$

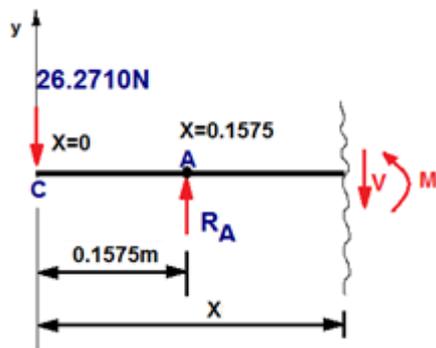
$$M = -(26.2710)(x)$$

Para: $0 < x < 0.1575 \text{ m}$

$$\Rightarrow M = -(26.2710)(0.1575)$$

$$\therefore M = -4.1377 \text{ Nm}$$

Tramo II: $\langle 0.1575 \leq x \leq 0.315 \rangle$



$$-V - 26.2710 + (-89.53248378) = 0$$

$$\therefore V = -115.8035 \text{ N}$$

$$M + (26.2710)(x) - (-89.53248378)(x - 0.1575) = 0$$

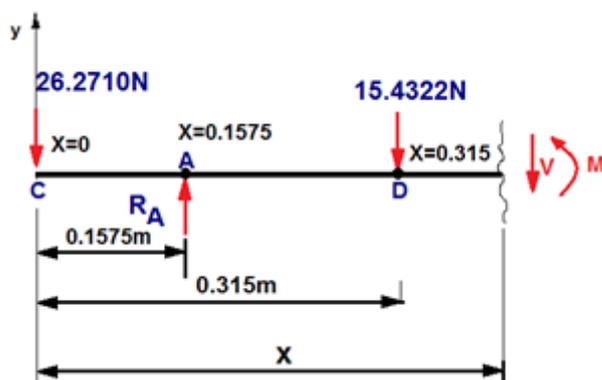
$$M = -(26.2710)(x) + (-89.53248378)(x - 0.1575)$$

Para: $0.1575 < x < 0.315 \text{ m}$

$$\Rightarrow M = -(26.2710)(0.315) - (89.53248378)(0.315 - 0.1575)$$

$$\therefore M = -22.3767 \text{ Nm}$$

Tramo III: $\langle 0.315 \leq x \leq 0.401 \rangle$



$$-V - 26.2710 + (-89.53248378) - 15.4322 = 0$$

$$V = -26.2710 + (-89.53248378) - 15.4322$$

$$\therefore V = -131.2357 \text{ N}$$

$$M + (26.2710)(x) - R_A(x - 0.1575) + (15.4322)(x - 0.315) = 0$$

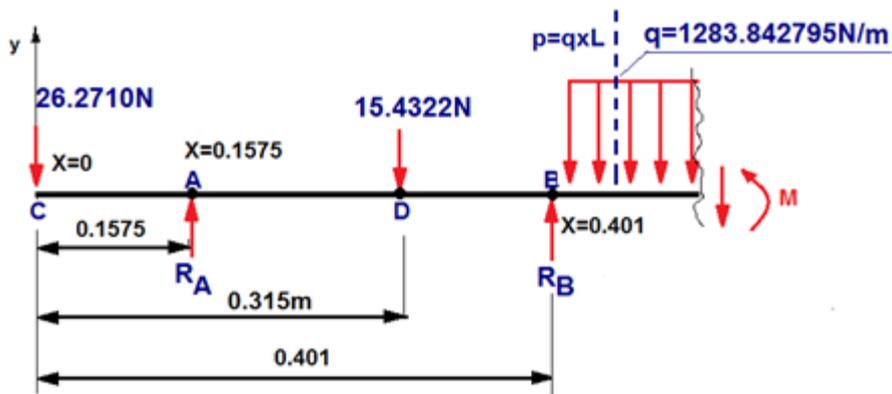
$$M = -(26.2710)(x) + R_A(x - 0.1575) - (15.4322)(x - 0.315)$$

Para: $0.315 < x < 0.401m$

$$\Rightarrow M = -(26.2710)(0.401) + (-89.53248378)(0.401 - 0.1575) - (15.4322)(0.401 - 0.315)$$

$$\therefore M = -33.663Nm$$

Tramo IV: $<0.401 \leq x \leq 0.63 >$



$$-V - 26.2710 + (-89.53248378) - 15.4322 + 425.2356838 - (1283.842795)(x - 0.401) = 0$$

$$V = -26.2710 + (-89.53248378) - 15.4322 + 425.2356838 - (1283.842795)(x - 0.401)$$

$$V = 294 - 1283.843(x - 0.401)$$

$$\text{Sea: } V = 294 - 1283.843(x - 0.401)$$

Tabulando:

Cuando: $x = 0.401m$

$$\Rightarrow V = 294N$$

Cuando: $x = 0.5155m$

$$\Rightarrow V = 134.80N$$

Cuando: $x = 0.63m$

$$\Rightarrow V = 0N$$

$$\begin{aligned}
& M + (26.2710)(x) - (-89.53248378)(x - 0.1575) + (15.4322)(x - 0.315) - (425.2356838)(x - 0.401) \\
& + (1283.842795)(x - 0.401) \left(\frac{x - 0.401}{2} \right) = 0 \\
& M = (-26.2710)(x) + (-89.53248378)(x - 0.1575) - (15.4322)(x - 0.315) + (425.2356838)(x - 0.401) \\
& - (1283.842795)(x - 0.401) \left(\frac{x - 0.401}{2} \right)
\end{aligned}$$

Para: $0.401 < x < 0.45825m$

$$\begin{aligned}
\Rightarrow M &= (-26.2710)(0.45825) + (-89.53248378)(0.45825 - 0.1575) - (15.4322)(0.45825 - 0.315) \\
& + (425.2356838)(0.45825 - 0.401) - (1283.842795)(0.45825 - 0.401) \left(\frac{0.45825 - 0.401}{2} \right) \\
\therefore M &= -18.9354Nm
\end{aligned}$$

Para: $0.401 < x < 0.5155m$

$$\begin{aligned}
\Rightarrow M &= (-26.2710)(0.5155) + (-89.53248378)(0.5155 - 0.1575) - (15.4322)(0.5155 - 0.315) \\
& + (425.2356838)(0.5155 - 0.401) - (1283.842795)(0.5155 - 0.401) \left(\frac{0.5155 - 0.401}{2} \right) \\
\therefore M &= -8.4158Nm
\end{aligned}$$

Para: $0.401 < x < 0.57275m$

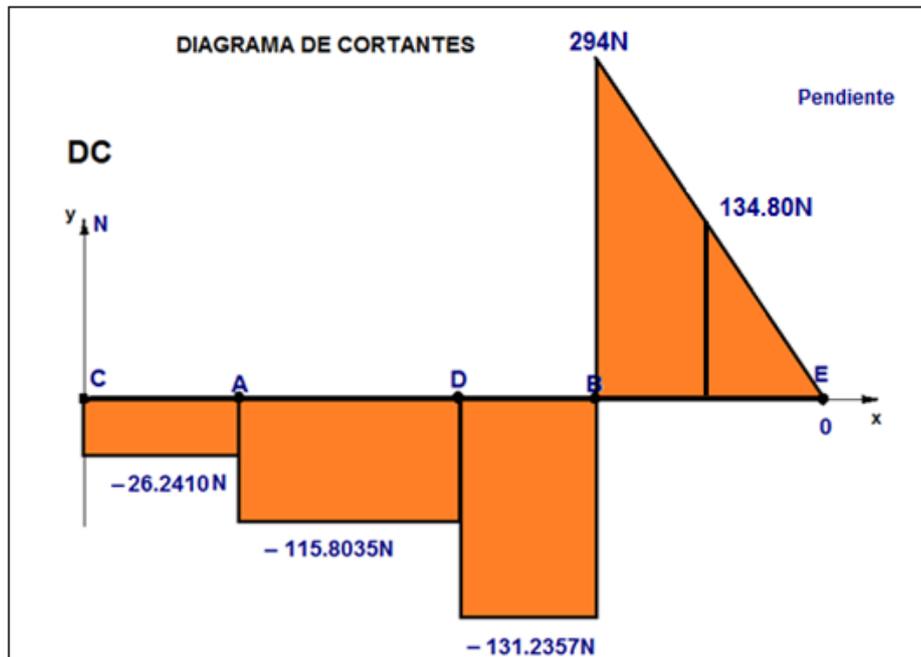
$$\begin{aligned}
\Rightarrow M &= (-26.2710)(0.57275) + (-89.53248378)(0.57275 - 0.1575) - (15.4322)(0.57275 - 0.315) \\
& + (425.2356838)(0.57275 - 0.401) - (1283.842795)(0.57275 - 0.401) \left(\frac{0.57275 - 0.401}{2} \right) \\
\therefore M &= -2.1039Nm
\end{aligned}$$

Para: $0.401 < x < 0.63m$

$$\therefore M = 0$$

DIAGRAMA CORTANTE (X - Y)

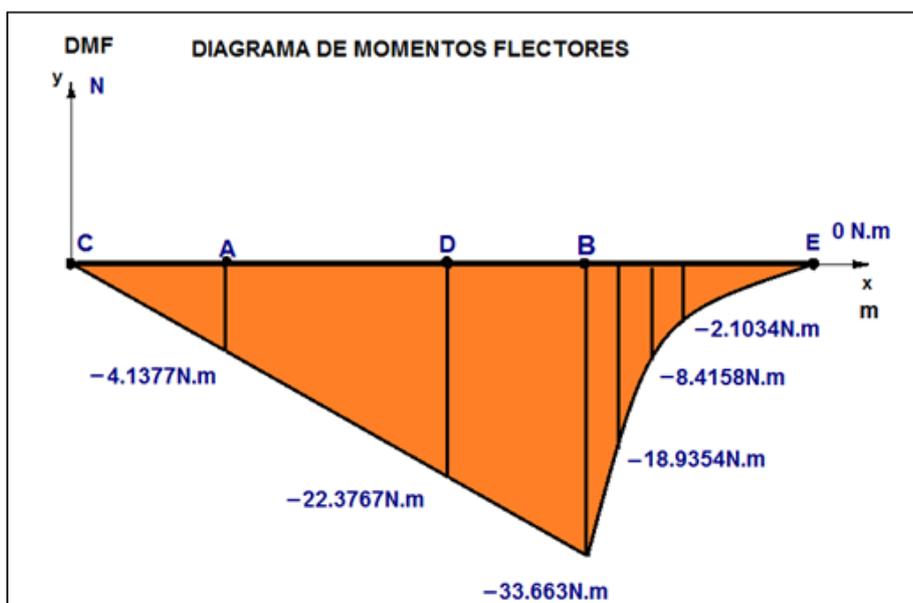
Figura 34. Diagrama de momentos cortantes



Fuente: Elaboración propia

DIAGRAMA DE MOMENTO (X - Y)

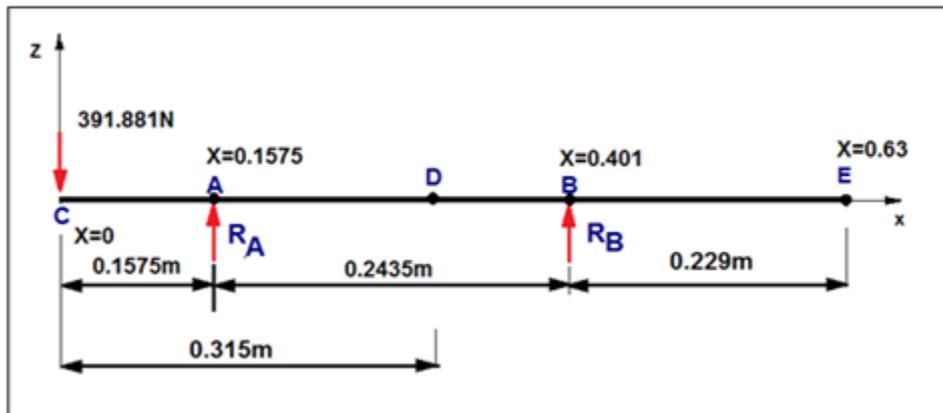
Figura 35: Diagrama de momentos flectores



Fuente: Elaboración propia

5.3.3. CALCULANDO LAS REACCIONES EN LOS APOYOS (X – Z)

Figura 36: Cálculo de las reacciones en los apoyos



Fuente: Elaboración propia

$$\sum M_B = 0:$$

$$(391.881)(0.401) - R_A(0.2435) = 0$$

$$R_A = \frac{(391.881)(0.401)}{0.2453}$$

$$\therefore R_A = 645.3563901N$$

$$\sum M_A = 0:$$

$$(391.881)(0.1575) + R_B(0.2435) = 0$$

$$R_B = -\frac{(391.881)(0.1575)}{0.2435}$$

$$\therefore R_B = -253.4753901N$$

Comprobación

$$\sum F_y = 0:$$

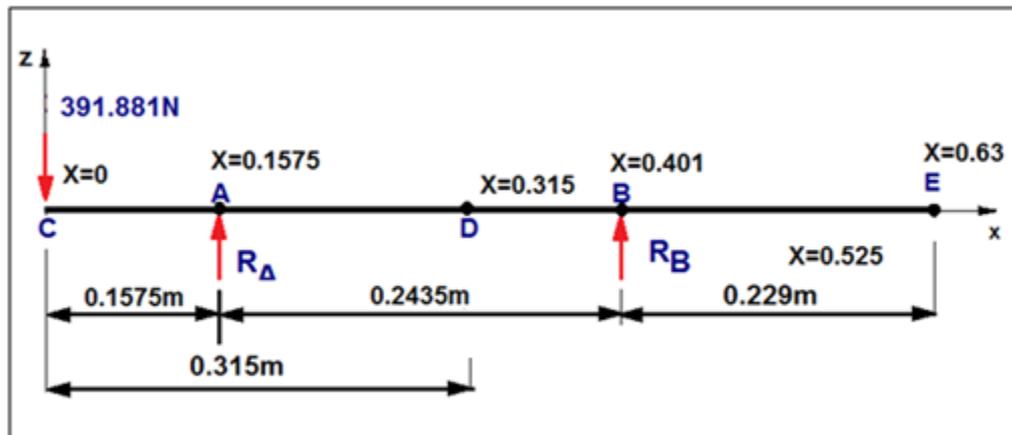
$$R_A + R_B = 391.881N$$

$$645.3563901 - 253.4753901 = 391.881N$$

$$391.881N = 391.881N$$

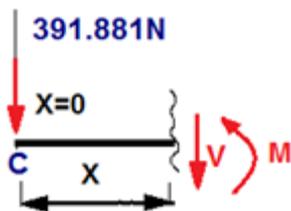
5.3.4. CALCULANDO LOS MOMENTOS Y LAS CORTANTES

Figura 37. Cálculo de los momentos y las cortantes X-Z



Fuente: Elaboración propia

Tramo I: $\langle 0 \leq x \leq 0.1575 \rangle$



$$-V - 391.881 = 0$$

$$\therefore V = -391.881 \text{ N}$$

$$M + (391.881)(x) = 0$$

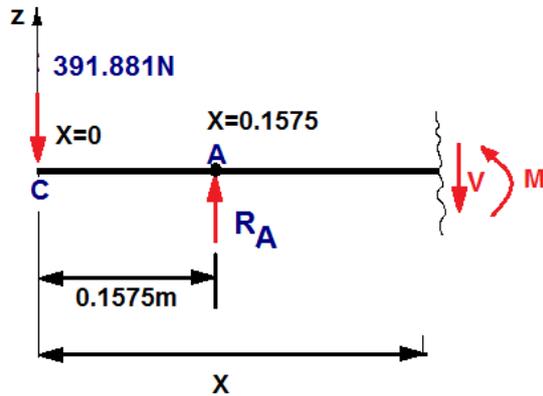
$$M = -(391.881)(x)$$

Para: $0 < x < 0.1575 \text{ m}$

$$\Rightarrow M = -(391.881)(0.1575)$$

$$\therefore M = -61.7213 \text{ Nm}$$

Tramo II: $\langle 0.1575 \leq x \leq 0.315 \rangle$



$$-V - 391.881 + R_A = 0$$

$$V = -391.881 + R_A$$

$$\therefore V = 253.4754 N$$

$$M + (391.881)(x) - R_A(x - 0.1575) = 0$$

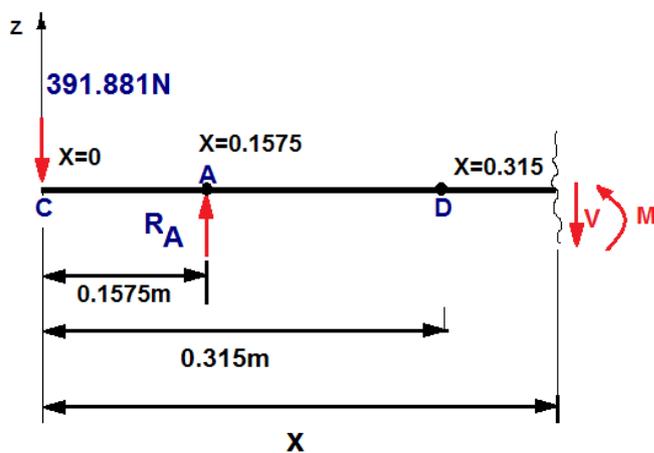
$$M = (-391.881)(x) + R_A(x - 0.1575)$$

Para: $0.1575 < x < 0.315$

$$\Rightarrow M = (-391.881)(0.315) + R_A(0.315 - 0.1575)$$

$$\therefore M = -21.7989 Nm$$

Tramo III: $\langle 0.315 \leq x \leq 0.401 \rangle$



$$-V - 391.881 + R_A = 0$$

$$V = -391.881 + R_A$$

$$\therefore V = 253.4754N$$

$$M + (391.881)(x) - R_A(x - 0.1575)$$

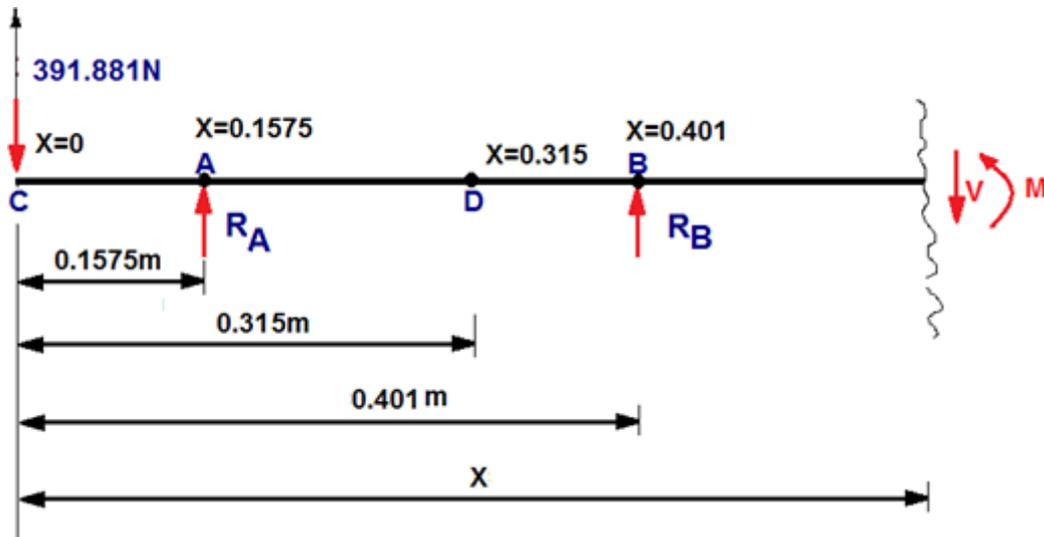
$$M = (-391.881)(x) + R_A(x - 0.1575)$$

Para: $0.315 < x < 0.401m$

$$\Rightarrow M = (-391.881)(0.401) + R_A(0.401 - 0.1575)$$

$$\therefore M = 0$$

Tramo IV: $< 0.401 \leq x \leq 0.63 >$



$$-V - 391.881 + R_A + R_B = 0$$

$$V = -391.881 + R_A + R_B$$

$$\therefore V = 0$$

$$M + (391.881)(x) - R_A(x - 0.1575) - R_B(x - 0.401) = 0$$

$$M = (-391.881)(x) + R_A(x - 0.1575) + R_B(x - 0.401)$$

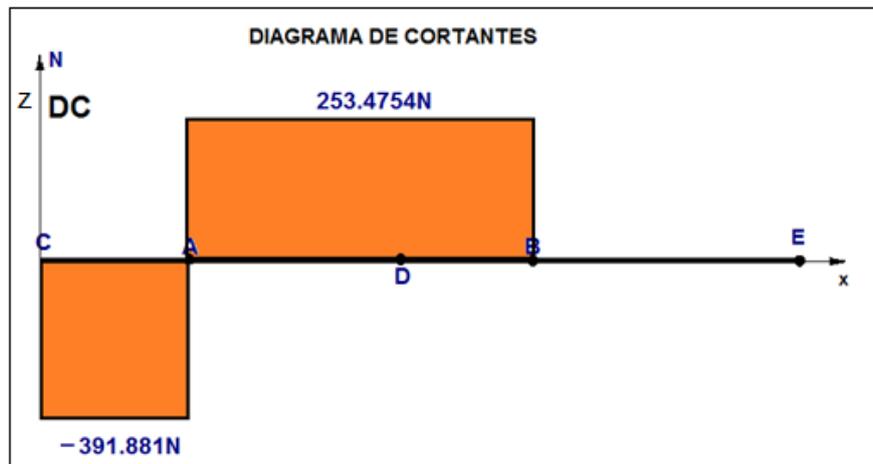
Para: $0.401 < x < 0.63m$

$$\Rightarrow M = (-391.881)(0.63) + R_A(0.63 - 0.1575) + R_B(0.63 - 0.401)$$

$$\therefore M = 0$$

Diagrama de cortantes ($X - Z$):

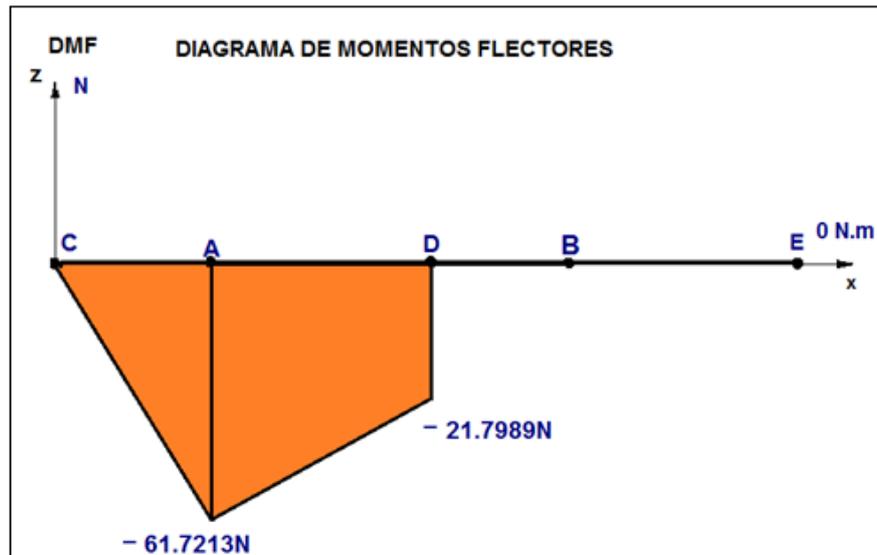
Figura 38. Diagrama de momentos cortantes X-Z



Fuente. Propia

Diagrama de momentos (X - Z)

Figura 39. Diagrama de momentos flectores X-Z



Fuente. Propia

5.3.5. CALCULANDO LOS MOMENTOS RESULTANTES

$$M_{\text{Resultante}} = \sqrt{M^2(x-y) + M^2(x-z)}$$

Sección A:

$$M_{\text{Resultante.A}} = \sqrt{(-4.1377)^2 + (-61.7213)^2}$$

$$\therefore M_{\text{Resultante..A}} = 61.8598Nm$$

Sección D:

$$M_{\text{Resultante..D}} = \sqrt{(-21.7989)^2 + (-22.3767)^2}$$

$$\therefore M_{\text{Resultante..D}} = 31.2395Nm$$

Sección B:

$$M_{\text{Resultante..B}} = \sqrt{(-33.663)^2 + (0)^2}$$

$$\therefore M_{\text{Resultante..B}} = 33.663Nm$$

Sección E:

$$M_{\text{Resultante..E}} = \sqrt{(0)^2 + (0)^2}$$

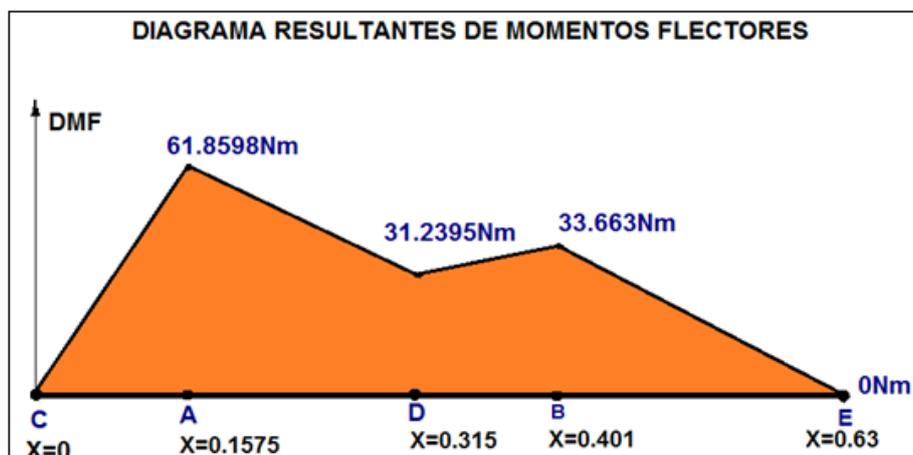
$$M_{\text{Resultante..E}} = 0$$

Por lo tanto de acuerdo a los cálculos de los momentos resultantes observamos que el máximo momento actuaría en el punto A, que viene hacer el punto crítico

cuyo momento máximo es de $\therefore M_{\text{Resultante..A}} = 61.8598Nm$

Por lo tanto el diagrama de momentos flectores resultantes sería.

Figura 40. Diagrama momentos flectores resultantes



Fuente. Propia

Punto crítico: el punto A, con $M_{\text{Resultante..A}} = 61.8598Nm$.

5.3.6. CALCULANDO EL DIÁMETRO DEL EJE CONDUcido

Por la ecuación del código ASME tenemos:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \times S_s} \times \sqrt{(K_b \times M_b)^2 + (K_t \times M_t)^2}$$

Donde:

S_s = Esfuerzo permisible, para ejes con cuñero. (Psi)

K_b = Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector =3 por ser de tipo de rotación.

M_b = Momento de flexión. (lib - f)(pu lg).

K_t = Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión=3 por ser carga repetida de choque.

M_t = Momento de torsión. (lib - f)(pu lg).

$$\Rightarrow d^3 = \frac{16}{(\pi \times 6000)} \times \sqrt{(3 \times 547.5326)^2 + (3 \times 163.0698)^2}$$

$$\therefore d^3 = 1.1331 \text{ pu lg} \approx 30 \text{ mm}$$

5.3.7. CALCULANDO EL ESFUERZO CORTANTE DE TORSIÓN

$$\tau = \frac{T \times C}{J}$$

Donde:

T = Par de torsión (Nm)

C = Distancia desde el eje neutral hasta la fibra externa (m)

J = Momento polar de inercia (m^4)

$$\Rightarrow \tau = \frac{(18.4235)(0.015)(32)}{(\pi)(0.030)^4}$$

$$\therefore \tau = 3.4752 \text{MPa}$$

5.3.8. CALCULANDO EL ESFUERZO DE FLEXIÓN

$$\sigma = \frac{M \times C}{I}$$

Donde:

M = Momento de flexión (Nm)

I = Momento de inercia (m^4)

$$\Rightarrow \sigma = \frac{(61.8598)(0.015)(64)}{(\pi)(0.030)^4}$$

$$\therefore \sigma = 23.3370 \text{MPa}$$

5.3.9. CALCULANDO LOS ESFUERZOS PRINCIPALES

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2}$$

$$\Rightarrow \sigma_1 = \frac{23.3370}{2} + \sqrt{(3.4752)^2 + \left(\frac{23.3370}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_1 = 23.8435 \text{MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2}$$

$$\Rightarrow \sigma_2 = \frac{23.3370}{2} - \sqrt{(3.4752)^2 + \left(\frac{23.3370}{2}\right)^2}$$

$$\therefore \sigma_2 = -0.5065 \text{MPa}$$

5.3.10. APLICANDO LA TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN O EL CRITERIO DE VON MISES

$$\sigma_e = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \times \sigma_2)^{1/2}$$

$$\Rightarrow \sigma_e = [(23.8435)^2 + (-0.5065)^2 - (23.8435)(-0.5065)]^{1/2}$$

$$\therefore \sigma_e = 24.1007 \text{MPa}$$

5.3.11. PREDICIENDO LA FALLA POR EL CRITERIO DE VON MISES (σ_e)

$$\sigma_e = \frac{S_y}{N}$$

Donde:

S_y = Esfuerzo de fluencia.

N = Factor de seguridad.

$$N = \frac{S_y}{\sigma_e}$$

$$\Rightarrow N = \frac{241 \text{MPa.}}{24.1007 \text{MPa.}}$$

$$\therefore N = 10$$

El eje es suficientemente rígido y no fallará por fluencia.

5.3.12. EL DISEÑO DEL EJE CONDUcido POR RIGIDEZ TORSIONAL (φ)

.

$$\varphi = \frac{TL}{JG}$$

Donde:

T = Par de torsión (Nm).

L = Longitud del eje (m).

J = Momento polar de inercia (m^4).

$G =$ Módulo de elasticidad en cortadura ($MPa.$)

$$\Rightarrow \varphi = \frac{(18.4235)(0.401)(32)}{(\pi)(0.030)^4(7.3081 \times 10^4 \times 10^6)}$$

$$\therefore \varphi = 1.2712 \times 10^{-3} = 0.0012712 \text{ rad.}$$

5.3.13. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS COJINETES DE BOLAS

Calculando las cargas radiales sobre los apoyos del eje:

$$(R_A)_{resultante} = \sqrt{R^2_A(x-y) + R^2_A(x-z)}$$

$$\Rightarrow (R_A)_{resultante} = \sqrt{(-89.53248378)^2 + (645.3563901)^2}$$

$$\therefore (R_A)_{resultante} = 651.5374N$$

$$(R_B)_{resultante} = \sqrt{R^2_B(x-y) + R^2_B(x-z)}$$

$$\Rightarrow (R_B)_{resultante} = \sqrt{(425.2356838)^2 + (-253.4753901)^2}$$

$$\therefore (R_B)_{resultante} = 495.0507N$$

Selección de los cojinetes de bolas:

Para el rodamiento (A):

Cálculo de la carga radial equivalente (P)

$$P = XR + YT$$

Donde:

$X =$ Factor radial.

$R =$ Carga radial (N).

$Y =$ Factor de empuje axial.

$T =$ Carga axial (N).

$$\Rightarrow P = (1 \times 651.5374) + (0 \times 0)$$

$$\therefore P = 651.5374N$$

Calculando la carga nominal básica(C)

$$C = \sqrt[3]{\left(\frac{L_{10} \times N}{16700}\right)} \times P$$

Donde:

L_{10} = Vida de diseño (Para máquinas de servicio de 8 horas que se utilizará por completo =30000(*horas*))

N = Velocidad angular (*rpm*).

K = Constante.

P =Carga radial equivalente(N)

Selección del tipo y tamaño del cojinete:

Despejando la carga nominal básica, tenemos:

$$\Rightarrow C = \sqrt[3]{\left(\frac{30000 \times 580}{16700}\right)} \times 651.5374$$

$$\therefore C = 6605.1641N$$

De la serie “Y” SKF se tiene las siguientes características:

Tabla 12: Características de un rodamiento

Diámetro del eje.	Carga nominal básica.	Carga estática.	Soporte tipo de pie.	Designación completa.
(30mm)	(15000N)	(10000N)	<i>Sy</i>	<i>Sy 30SD</i>

Fuente: Catálogo SKF), Pág 112-113 Anexo 2 – Tabla 9.1

Para el rodamiento (B):

Cálculo de la carga radial equivalente (P)

$$P = XR + YT$$

$$\Rightarrow P = (1 \times 495.0507) + (0 \times 0)$$

$$\therefore P = 495.0507N$$

Calculando la carga nominal básica(C)

$$\Rightarrow C = \sqrt[3]{\left(\frac{30000 \times 580}{16700}\right)} \times 495.0507$$

$$\therefore C = 5018.7312N$$

De la serie "Y" SKF se tiene las siguientes características:

Tabla 13: Características de rodamientos según sus diámetros

Diámetro del eje.	Carga nominal básica.	Carga estática.	Soporte tipo de pie.	Designación completa.
(30mm)	(15000N)	(10000N)	Sy	Sy 30SD

Fuente: (Pág 112-113 Catálogo SKF), Anexo 2 – Tabla 9.1 y 9.2

5.4. DISEÑO DE TRANSMISIÓN CON BANDAS “V”

5.4.1. CALCULANDO LA POTENCIA NOMINAL DEL MOTOR (P_m)

$$P_m = F_d \times (V_p)_{corte}$$

Donde:

F_d = Fuerza de diseño (N).

$(V_p)_{corte}$ = Velocidad promedio de corte (m/seg).

$$\Rightarrow P_m = 116.7096 \times 6.3483$$

$$\therefore P_m = 740.9076 \text{ W}$$

5.4.2. CALCULANDO LA POTENCIA DE DISEÑO (P_d)

$$P_d = P_m \times f_s$$

Donde:

f_s = Factor de servicio.

$$\Rightarrow P_d = 740.9076 \times 1.3$$

$$\therefore P_d = 963.1799 \text{ W}$$

Por tabla tenemos:

$$\therefore P_d = 1.5 \text{ Hp}$$

5.4.3. CALCULANDO LA VELOCIDAD ANGULAR DEL EJE MOTRIZ (ω)

$$P_d = T_{total} \times \omega$$

$$\omega = \frac{P_d}{T_{total}}$$

$$\Rightarrow \omega = \frac{963.1799}{8.9166}$$

$$\therefore \omega = 108.0210 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$\therefore \omega = 1031.5246 \text{rpm}$$

Por tabla tenemos:

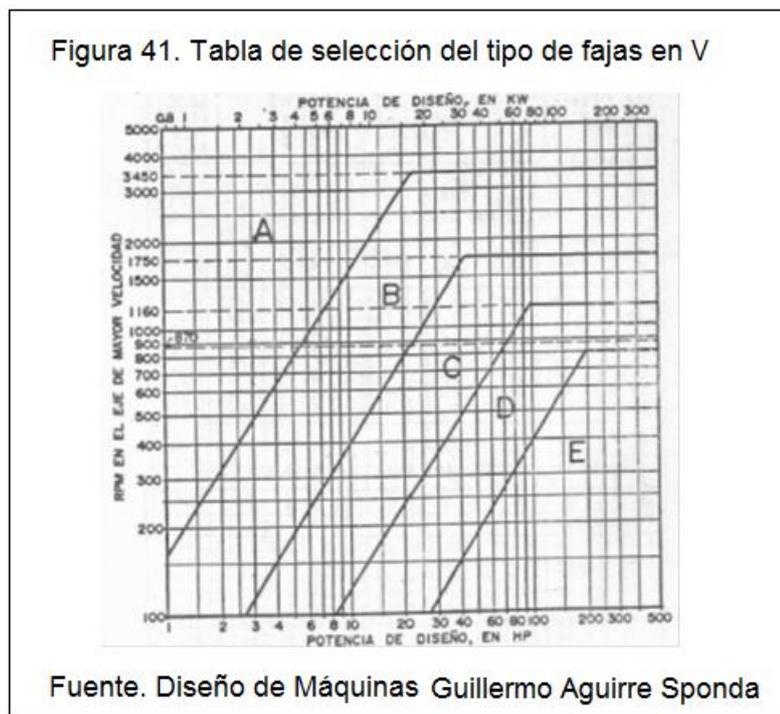
$$N1 = 1160 \text{rpm}$$

5.4.4. RECALCULANDO EL PAR DE TORSIÓN

$$\Rightarrow T = \frac{1119}{121.4749}$$

$\therefore T = 9.2118 \text{Nm}$, Que viene hacer el torque en el eje del motor.

5.4.5. SELECCIÓN DE LA SECCIÓN DE LA FAJA EN "V"



De la figura se elige una faja de sección A:

Diámetro mínimo de la polea motriz

$$d = 3 pu \lg .$$

Por relación de transmisión:

$$i = \frac{D}{d} = \frac{N_1}{N_2} = 2$$

Diámetro de la polea conducida:

$$D = i \times d$$

$$\Rightarrow D = (2 \times 3 \text{ pulg})$$

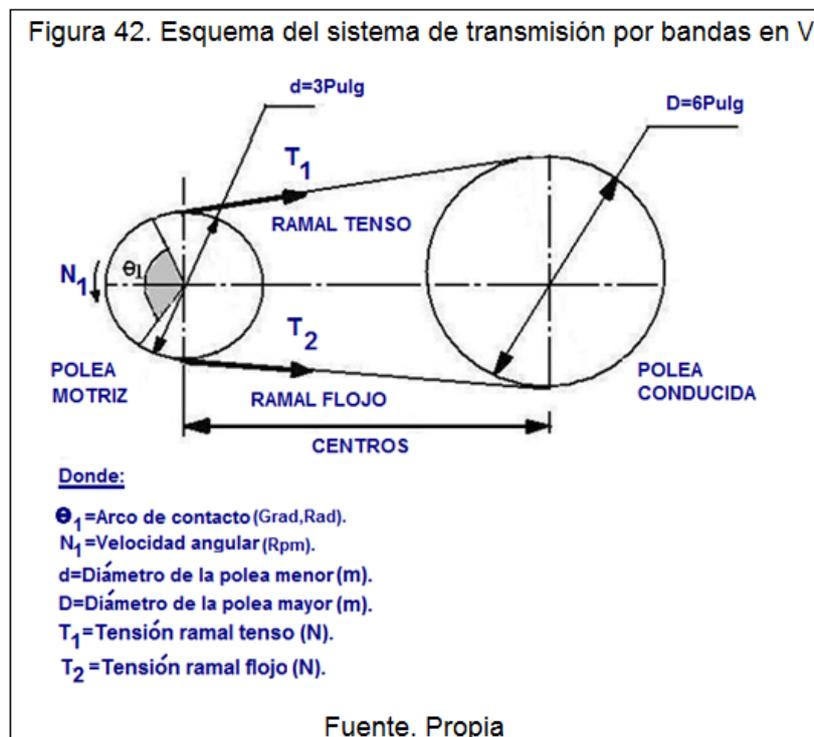
$$\therefore D = 6 \text{ pulg}$$

5.4.6. CALCULANDO LA VELOCIDAD ANGULAR DEL EJE CONDUcido

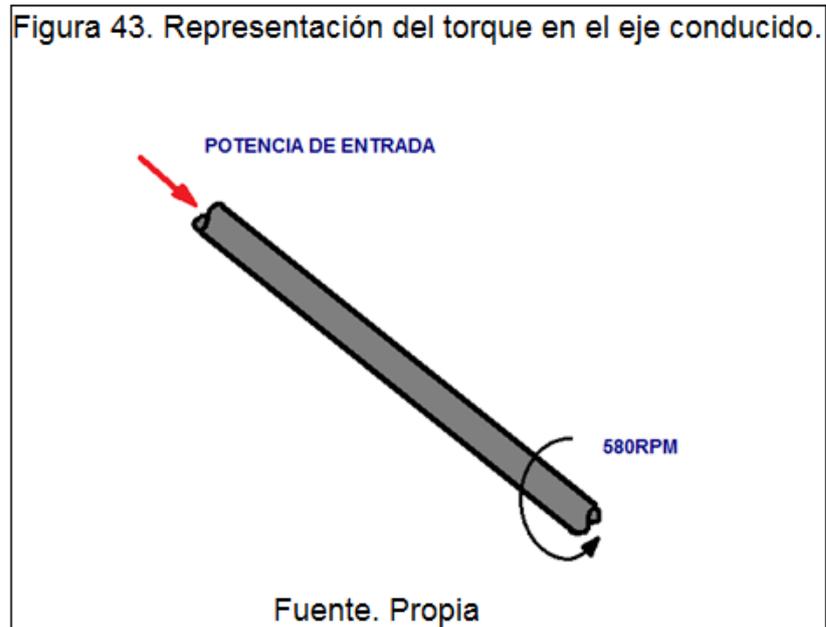
$$i = \frac{N_1}{N_2} \Rightarrow N_2 = \frac{N_1}{i}$$

$$\Rightarrow N_2 = \frac{1160 \text{ rpm}}{2}$$

$$\therefore N_2 = 580 \text{ rpm}$$



5.4.7. CÁLCULO DEL TORQUE EN EL EJE CONDUCCIONADO



$$T = \frac{P}{W}$$
$$\Rightarrow T = \frac{1119}{60.7375} = 18.4235 Nm$$
$$\therefore T = 18.4235 Nm$$

5.4.8. SELECCIÓN DE LA LONGITUD ESTÁNDAR DE LA FAJA

Calculando la distancia entre centros:

$$C \geq \frac{D + 3d}{2}$$
$$\Rightarrow C \geq \frac{6 + (3 \times 3)}{2}$$
$$\therefore C \geq 7.5 \text{ pulg.}$$

Calculando la longitud aproximada de la faja:

$$L = 2C + 1.65(D + d)$$
$$\Rightarrow L = (2 \times 7.5) + 1.65(6 + 3)$$

$$\therefore L = 29.85 \text{ pu lg} .$$

Cálculo de la longitud estándar por tabla es:

$$\text{Como: } L = 29.85 \text{ pu lg} \cong 30 \text{ pu lg} .$$

Elegimos de tipo A30

De acuerdo a la teoría de Shigley:

$$L_{ESTANDAR} = (L_s + \Delta)$$

Para sección A:

$$L = (30 + 1.3) \text{ pu lg} .$$

$$\Rightarrow L = 31.3 \text{ pu lg} .$$

Figura 44. Circunferencias interiores de bandas en V estándar.

Belt section	A	B	C	D	E
Quantity to be added	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

Section	Circumference, in
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Fuente. Diseño de Máquinas Joseph Shigley

Calculando la distancia entre centros correcto por medio de la siguiente expresión:

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(R_2 - R_1)^2}}{4}$$

Donde:

$$b = L - \pi(R_1 + R_2)$$

$$\Rightarrow b = 31.3 - \pi(1.5 + 3)$$

$$\therefore b = 17.163 \text{ pu lg.}$$

Reemplazando en la ecuación anterior tenemos:

$$\Rightarrow C = \frac{17.163 + \sqrt{(17.163)^2 - 8(3 - 1.5)^2}}{4}$$

$$\therefore C = 8 \text{ pu lg.}$$

5.4.9. CALCULANDO LA POTENCIA POR FAJA

$$\frac{H_p}{faja} = \left[\left(\frac{H_p}{faja} \right)_{tabla} + (H_p)_{adicional} \right] \times K_\theta \times K_L$$

Donde:

K_θ = Factor de corrección del ángulo de contacto.

K_L = Factor de corrección de longitud.

Por tabla determinamos el K_θ :

$$\frac{D-d}{C} = 0.40$$

Tabla 14: Tabla de factores de corrección de ángulo de contacto.

FACTOR POR ÁNGULO DE CONTACTO		
$\frac{D-d}{C}$	θ Grados	K_θ
0.00	180	1.00
0.10	174	0.99
0.20	169	0.97
0.30	163	0.96
0.40	157	0.94

Fuente: Fortunato Alva Dávila Diseño de Maquinas pág. 120

De la tabla se extrae el valor de $K_\theta = 0.94$

Determinamos el valor de K_L

Tabla 15. Tabla de factores para determinar el factor de corrección

LONGITUD DE FAJA Y FACTOR POR LONGITUD DE FAJA					
SECCIÓN A			SECCIÓN B		
FAJA N°	LONG. PASO PULG.	K_L	FAJA N°	LONG. PASO PULG.	K_L
A26	27.3	0.81	B35	36.8	0.81
A30	32.3	0.84	B38	39.8	0.83
A35	36.3	0.87	B42	43.8	0.85
A36	37.3	0.87	B46	47.8	0.87
				52.8	0.89

Fuente: Fortunato Alva Dávila Diseño de Maquinas pág. 120

De la tabla extraemos el valor de:

$$K_L = 0.84$$

Determinamos por tabla el valor de $\left(\frac{Hp}{faja}\right)_{tabla}$:

Tabla 16. Tabla de factores de potencia de transmisión por rpm.

POTENCIA QUE PUEDEN TRANSMITIR LAS FAJAS SECCION "A"						
RPM DEL RAPIDO	HP POR FAJA REFERIDO A LA POLEA DE DIÁMETRO MENOR DE					
	2.6"	2.8"	3.0"	3.2"	3.4"	3.6"
1160	0.74	0.90	1.06	1.22	1.37	1.53
1750	0.98	1.21	1.44	1.66	1.88	2.10
3450	1.41	1.80	2.19	2.56	2.92	3.27

Fuente: Fortunato Alva Dávila Diseño de Maquinas pág. 123

De la figura 36 extraemos el valor de:

$$\left(\frac{Hp}{faja}\right)_{tabla} = 1.06$$

Determinamos el valor de H_p (adicional):

Tabla 17. Tabla de las potencias adicionales por factor de transmisión.

POTENCIA ADICIONAL POR RELACIÓN DE TRANSMISIÓN		
RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	SECCIÓN DE LA FAJA	
	A	B
0.00 a 1.01	0.000	0.00000
1.05 a 1.08	0.00360	0.00472
1.13 a 1.18	0.00719	0.00944
1.52 a 1.99	0.01439	0.03774
2.00 a más	0.01618	0.4246

Fuente: Fortunato Alva Dávila Diseño de Maquinas pág. 127

De la tabla extraemos el valor de :

$$(H_p)_{adicional} = 0.016.$$

Reemplazando estos valores se tiene:

$$\frac{H_p}{faja} = [1.06 + 0.016] \times 0.94 \times 0.84$$

$$\therefore \frac{H_p}{faja} = 0.8496 H_p$$

5.4.10. CALCULANDO EL NÚMERO DE FAJAS (N_{fajas})

$$N_{fajas} = \frac{P_d}{(H_p / faja)}$$

$$\Rightarrow N_{fajas} = \frac{1.5 H_p}{0.8496 H_p}$$

$$\therefore N_{fajas} = 1.75 \approx 2$$

5.4.11. CALCULANDO EL FACTOR DE SEGURIDAD

$$f_s = \frac{(H_p / faja) \times N}{P_d}$$

$$\Rightarrow f_s = \frac{0.8496 \times 2}{1.5}$$

$$\therefore f_s = 1.13317$$

5.4.12. CALCULANDO LAS TENSIONES EN LOS RAMALES

Partiendo de:

$$P_d (Hp) = \frac{(T_1 - T_2) \times V}{75}$$

$$(T_1 - T_2) = \frac{75 \times P_d (Hp)}{V}$$

Donde:

T_1 = Tensión en el lado tenso de la banda (N).

T_2 = Tensión en el lado flojo de la banda (N).

V = Velocidad de la correa (m/seg.).

Por tabla determinamos la razón T_1 / T_2 :

Sabiendo que $2\varphi = 160^\circ$; $\text{COS}\varphi = \frac{r_2 - r_1}{c}$

Tabla 18. Correas trapezoidales para diversos valores de ángulo de contacto.

ÁNGULO DE CONTACTO 2φ	$\frac{T_1}{T_2}$
180°	5.00
175	4.78
170	4.57
165	4.37
160	4.18

Fuente: Proyecto de Máquinas SPOTTS pág. 272

$$\frac{T_1}{T_2} = 4.108$$

$$\therefore T_1 = 4.18T_2 \Rightarrow T_2 = 0.2434 \times T_1$$

5.4.13. CALCULANDO LA VELOCIDAD DE LA CORREA (v):

$$V = \frac{\pi \times d \times N}{6000}$$

Donde:

d = Diámetro de la polea menor (cm).

N = Velocidad angular motriz (rpm).

$$\Rightarrow V = \frac{\pi \times 7.62 \times 1160}{6000}$$

$$\therefore V = 4.6282 m/seg.$$

Reemplazando valores hallados para calcular las tensiones en los ramales:

$$T_1 - 0.2434T_1 = \frac{75 \times 1.5}{4.6282}$$

Despejando:

$$\therefore T_1 = 32.1273Kg - f \approx 315.1688N$$

$$T_2 = 0.2434 \times T_1$$

$$T_2 = (0.2434 \times 32.1273)$$

$$\therefore T_2 = 7.8198Kg - f \approx 76.7122N$$

5.4.14. CALCULANDO EL NÚMERO DE PASADAS (N') POR LOS EFECTOS COMBINADOS DE AMBAS POLEAS

$$N' = \left[\left(\frac{Q}{F_1} \right)^{-x} + \left(\frac{Q}{F_2} \right)^{-x} \right]^{-1} \text{ pasadas}$$

Donde:

Q, x = Constantes (Adimensionales).

F_1, F_2 = Fuerzas(N)

$$F_1 = T_1 + \frac{K_b}{d} + T_c$$

Donde:

F_1 = Fuerza total 1(N)

T_1 = Fuerzas(N)

d = Diámetro de la polea menor (m)

T_c = Fuerza centrífuga (N)

Determinando K_b constante por tabla:

Tabla 19. Determinación de los factores K_b y K_c de acuerdo a la sección de la faja

CONSTANTES DE PROYECTO PARA CORREAS TRAPEZOIDALES		
SECCIÓN	K_b	K_c
A	253	0.987
B	664	1.698
C	1843	3.020
D	6544	6.156
E	12501	80872

Fuente: Proyecto de Máquinas SPOTTS pág. 273

Extrayendo de la tabla:

$K_b=253, K_c=0.987$

5.4.15 CALCULANDO LA FUERZA CENTRIFUGA

$$T_c = K_c \times \frac{V^2}{100}$$

$$\Rightarrow T_c = 0.987 \times \frac{(4.6282)^2}{100}$$

$$\therefore T_c = 0.2114 \text{ Kg} - f \approx 2.0738 \text{ N}$$

Reemplazando en la ecuación tenemos:

$$F_1 = 32.1237 + \frac{253}{(3 \times 2.52)} + 0.2114$$

$$\therefore F_1 = 65.5408 \text{ Kg} - f$$

La fuerza máxima o total en la faja de la polea motriz:

$$F_2 = T_1 + \frac{K_b}{D} + T_c$$

Donde:

D = Diámetro de la polea mayor (m).

$$F_2 = 32.1273 + \frac{253}{(6 \times 2.54)} + 0.2114$$

$\therefore F_2 = 48.9397 \text{ kg} - f$, que es la fuerza total en la faja de la polea conducida.

Reemplazando los valores calculados en la ecuación para hallar el número de pasadas:

Determinación de los valores Q y X de acuerdo a tabla:

Tabla 20. Determinación de los factores de Q y X de acuerdo a la sección de la

CONSTANTES DE PROYECTO PARA CORREAS TRAPEZOIDALES		
SECCIÓN	$10^8 - 10^9$ Máximos de Fuerza	
	Q	X
A	306	11.089
B	541	10.924
C	924	11.173
D	1909	11.105
E	2749	11.100

faja

Fuente: Proyecto de Máquinas SPOTTS pág. 273

De la tabla se extrae:

Q=306 y X=11.089

$$N' = \left[\left(\frac{306}{65.5408} \right)^{-11.089} + \left(\frac{306}{48.9397} \right)^{-11.089} \right]^{-1}$$

$$N' = \left[3.9431 \times 10^{-8} \right]^{-1} = 3.9431 \times 10^8 = 394310000 \text{ Pasadas de las fajas.}$$

$$\frac{\text{pasdas...de las fajas}}{\text{min uto}} = \frac{60 \times V}{L}$$

Donde:

V = Velocidad de la faja (m/s)

L = Longitud de la banda (m)

$$\frac{\text{pasdas...de las fajas}}{\text{min uto}} = \frac{60 \times V}{L} = \frac{(60 \times 4.6282)}{(31.3 \times 0.0254)} = 349.29$$

5.4.16. CÁLCULO DE LA VIDA PROBABLE:

$$Vida\ probable = \frac{N'}{\frac{pasadas\ de\ las\ fajas}{min\ uto} \times 60}$$

$$\Rightarrow Vida\ probable = \frac{394310000}{349.29 \times 60}$$

$$\therefore Vida\ probable = 18814\ horas \approx 2\ años$$

5.4.17. DISEÑO DE LA CHAVETA PARA LA POLEA CONDUCTIDA

La chaveta se diseñará de acero de bajo carbono (AISI 1080), sus propiedades mecánicas son las siguientes:

$$S_y = 295\ MPa..$$

$$S_{ut} = 395\ MPa.$$

La chaveta puede fallar principalmente por corte (cortadura) o comprensión, por lo tanto se tendrá que analizar.

Por cortadura:

Calculando la fuerza tangencial por cortadura:

$$F_t = \frac{2 \times T}{d}$$

Donde:

T = Par de torsión en el eje conducido (Nm).

d = Diámetro del eje conducido (m).

$$\Rightarrow F_t = \frac{2 \times 18.4235}{0.030}$$

$$\therefore F_t = 1228.2333N.$$

Calculando el esfuerzo de diseño por cortadura:

$$\tau_{diseño} = 0.5 \times \frac{S_y}{N}$$

Donde:

$$S_y = \text{Esfuerzo de fluencia } (N/m^2).$$

N = Factor de seguridad, en aplicaciones industriales es habitual considerar "3".

$$\Rightarrow \tau_{diseño} = 0.5 \times \frac{295}{3}$$

$$\therefore \tau_{diseño} = 49.1667MPa$$

Calculando la longitud de la chaveta por cortadura:

$$L = \frac{2 \times T}{d \times W \times \tau_{diseño}}$$

Donde:

W = Ancho de la chaveta (m).

$$\Rightarrow L = \frac{2 \times 18.4235}{0.030 \times (6.4 \times 10^{-3}) \times (49.1667 \times 10^6)}$$

$$\therefore L = 4 \times 10^{-3} m$$

Por aplastamiento:

Calculando el esfuerzo de diseño por aplastamiento:

$$\sigma_{diseño} = \frac{S_y}{N}$$

$$\Rightarrow \sigma_{diseño} = \frac{295}{3}$$

$$\therefore \sigma_{diseño} = 98.3333MPa$$

Calculando la longitud de la chaveta por aplastamiento:

$$L = \frac{4 \times T}{d \times h \times \sigma_{diseño}}$$

Donde:

h = Altura de la chaveta (m).

$$\Rightarrow L = \frac{4 \times 18.4235}{0.030 \times (6.4 \times 10^{-3}) \times (98.3333 \times 10^6)}$$

$$\therefore L = 4 \times 10^{-3} m$$

Calculando la presión de los flancos en la chaveta:

$$P = \frac{F_t}{(0.5) \times (h) \times (i) \times (l)}$$

Donde:

F_t = Fuerza tangencial (m).

h = Altura de la chaveta (m).

i = Número de chavetas

l = Longitud de la chaveta (m).

Reemplazando:

$$\Rightarrow P = \frac{1228.2333}{(0.5) \times (6.4 \times 10^{-3}) \times (1) \times (4 \times 10^{-3})}$$

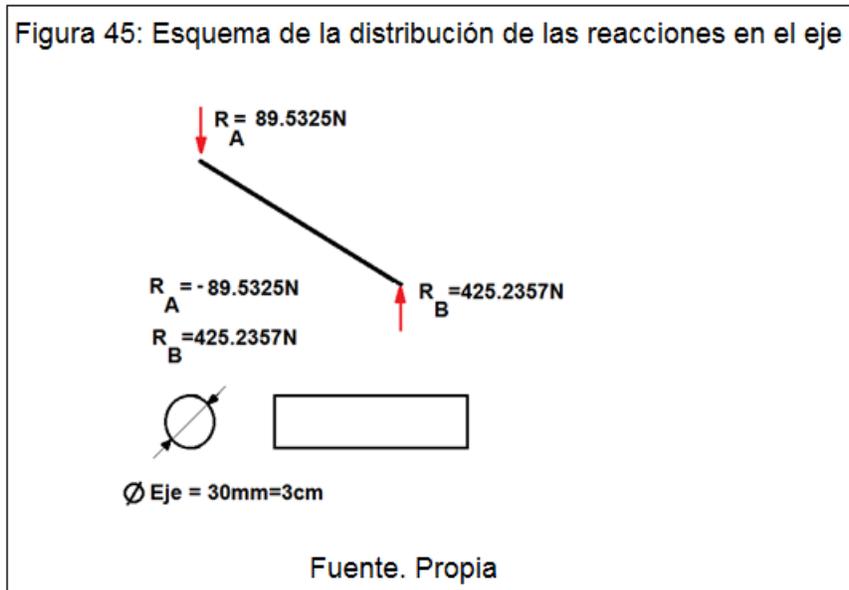
$$\therefore P = 96MPa$$

5.5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

5.5.1. DATOS PARA LA FABRICACIÓN

C=Distancia de centros = 8pulg=20.32cm =21cm (redondeo)=0.21m.

n=Velocidad del motor=1160rpm.



5.5.2 DIMENSIONAMIENTO DEL MOTOR ELÉCTRICO

Tenemos como datos partiendo del catálogo de motores siemens:

La velocidad angular del motor eléctrico calculado es $N_1 = 1160$ rpm, asumimos una velocidad angular comercial (inmediata superior) de $N_1 = 1200$ rpm y cuya potencia de diseño es $P_d = 1.5$ HP, nos dirigimos al catálogo de motores trifásicos para dicho dimensionamiento.

Sus características del motor son las siguientes:

Numero de carcasa=182T

Potencia de diseño: $P_d = 1.5$ HP

Tipo de armazón: NEMA (182T)

Peso aproximado: $125 \text{ lib} - f = 556N$

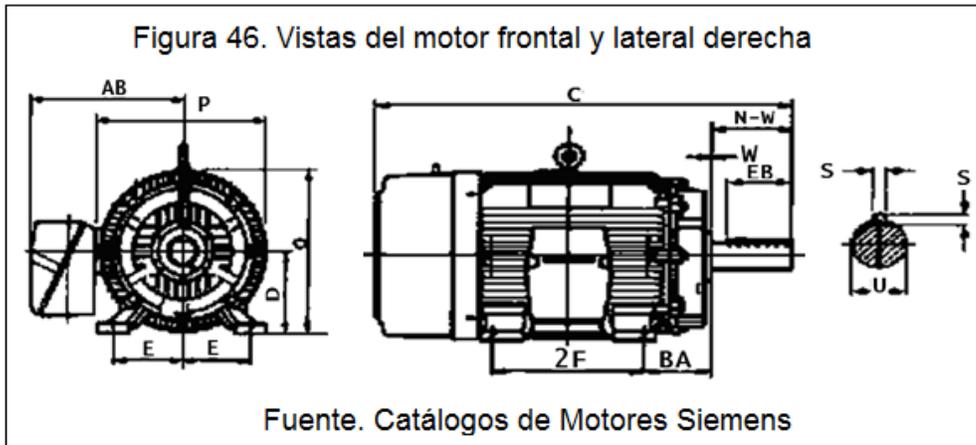


Tabla 21. Características Técnicas del motor seleccionado

NEMA	S	S	ES	C	D	E	2F	BA	N-W	O	P	W	AB	U	Peso aprox. en lbs.	
															R02	R02Z
143T	.188	.188	1.38	12.2	3.50	2.75	4	2.25	2.25	6.93	7.7	.13	6.46	.875	45	66
145T	.188	.188	1.38	13.3	3.50	2.75	5	2.25	2.25	6.93	4.7	.13	6.46	+ .0000	55	75
182T	.250	.250	1.75	14.2	4.50	3.75	4.50	2.75	2.75	8.88	9.7	.13	7.38	1.125	85	125
184T	.250	.250	1.75	15.2	4.50	3.75	5.50	2.75	2.75	8.88	9.7	.13	7.38	+ .0000	100	130
213T	.313	.313	2.38	18.0	5.25	4.25	5.50	3.50	3.38	10.62	11.2	.13	9.02	1.375	130	170
215T	.313	.313	2.38	19.1	5.25	4.25	7	3.50	3.38	10.62	11.2	.13	9.02	+ .0000	162	190
254T	.375	.375	2.88	22.3	6.25	5	8.25	4.25	4	12.62	13.4	.13	9.92	1.825	250	290
256T	.375	.375	2.88	24.1	6.25	5	10	4.25	4	12.62	13.4	.13	9.92	+ .0000	295	360
284T	.500	.500	3.25	28.8	7	5.50	9.50	4.75	4.63	14.19	15.5	.13	12.94	1.875	380	450
288T	.500	.500	3.25	28.8	7	5.50	11	4.75	4.63	14.19	15.5	.13	12.94	+ .0000	450	525
284TS	.375	.375	1.88	27.5	7	5.50	9.50	4.75	3.25	14.19	15.5	.13	12.94	1.825	380	450
286TS	.375	.375	1.88	27.5	7	5.50	11	4.75	3.25	14.19	15.5	.13	12.94	+ .0000	450	525
324T	.500	.500	3.88	32.0	8	6.25	10.50	5.25	5.25	15.94	17.1	.13	15.75	2.125	585	690
328T	.500	.500	3.88	32.0	8	6.25	12	5.25	5.25	15.94	17.1	.13	15.75	+ .0000	600	690
324TS	.500	.500	2	30.0	8	6.25	10.50	5.25	3.75	15.94	17.1	.13	15.75	1.875	585	690
326TS	.500	.500	2	30.0	8	6.25	12	5.25	3.75	15.94	17.1	.13	15.75	+ .0000	600	690

Fuente: Catálogo de dimensionamiento motores eléctricos SIEMEN

De la siguiente tabla obtenemos los siguientes datos:

$$S = 0.250 \text{ pulg} = 0.635 \text{ cm}$$

$$ES = 1.75\text{pulg} = 4.445\text{cm}$$

$$C = 14.2\text{pulg} = 36.068\text{cm}$$

$$D = 4.50\text{pulg} = 11.43\text{cm}$$

$$E = 3.75\text{pulg} = 9.525\text{cm}$$

$$2F = 4.50\text{pulg} = 11.43\text{cm}$$

$$BA = 2.75\text{pulg} = 6.985\text{cm}$$

$$NW = 2.75\text{pulg} = 6.985\text{cm}$$

$$O = 8.86\text{pulg} = 22.504\text{cm}$$

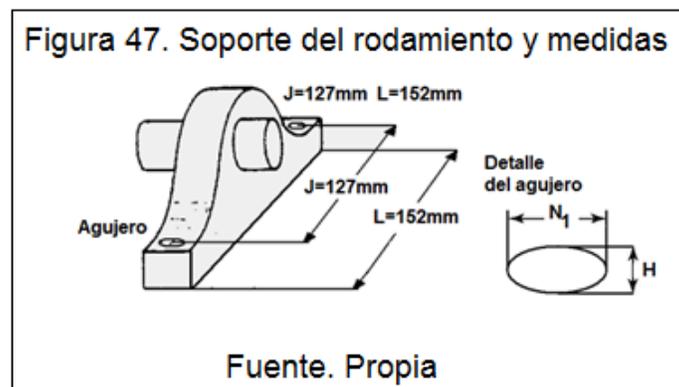
$$P = 9.7\text{pulg} = 24.638\text{cm}$$

$$W = 0.13\text{pulg} = 0.3302\text{cm}$$

La estructura se diseñará partiendo del diseño del eje ya que se tiene los siguientes datos:

$$R_A = -89.5325N, R_B = 425.23N$$

También influye bastante el tipo de rodamiento ya que las medidas de los soportes de rodamientos influirán en el acotamiento respectivo:



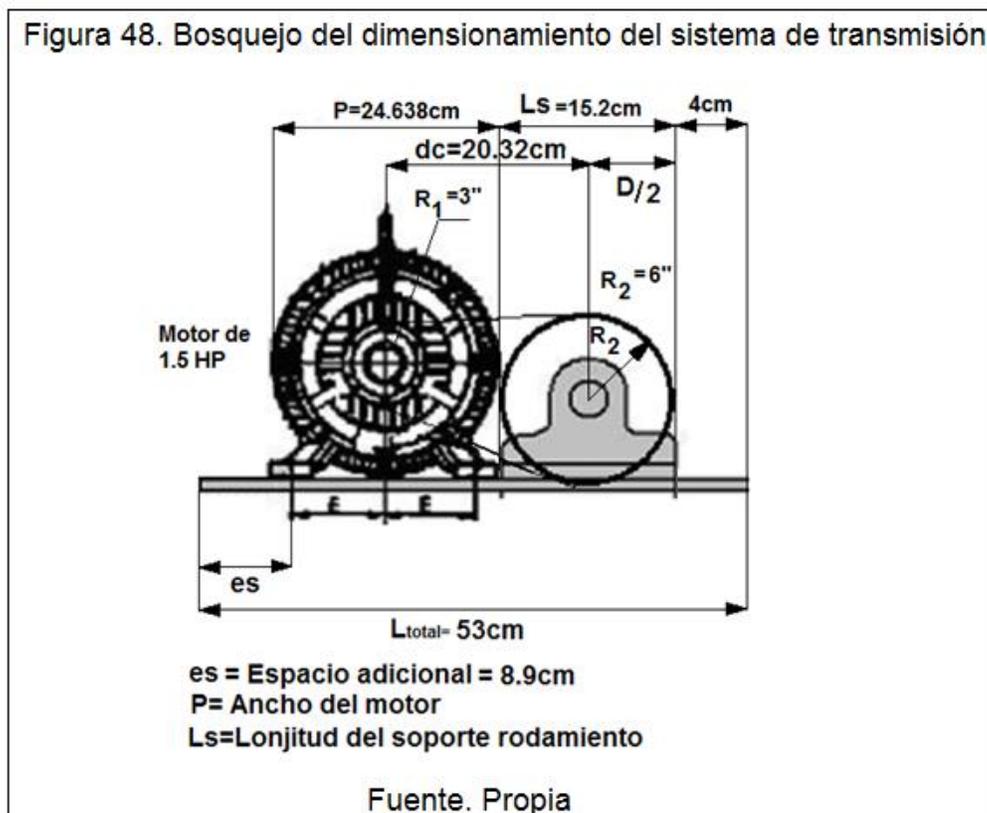
Designación del rodamiento: SY30SD

L=Largo total del soporte=152mm

W=Peso del soporte de 1.20kg

5.5.3 CÁLCULO DEL LARGO Y ANCHO DE LA ESTRUCTURA QUE SOPORTARÁ AL MOTOR, SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y CAJA TRITURADORA

Cálculo del largo de la estructura:



Donde:

$es=4\text{cm}$

$D = 6 \text{ pulg.} = 25.4\text{cm} = \text{Diámetro de la polea mayor.}$

$$d = 3 pu \lg . = 12.7cm = \text{Diámetro la polea menor.}$$

$$d_c = 20.32cm$$

$$\overline{P} = 24.638cm$$

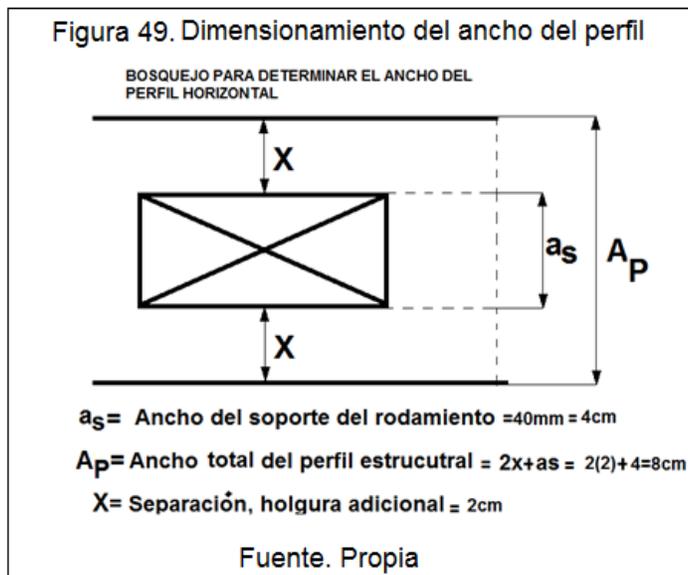
Para la longitud total sumaremos las siguientes distancias:

$$L_T = 8.9cm + \frac{P}{2} + dc + \frac{D}{2} + 4cm$$

$$L_T = 53cm$$

Cálculo del ancho del soporte:

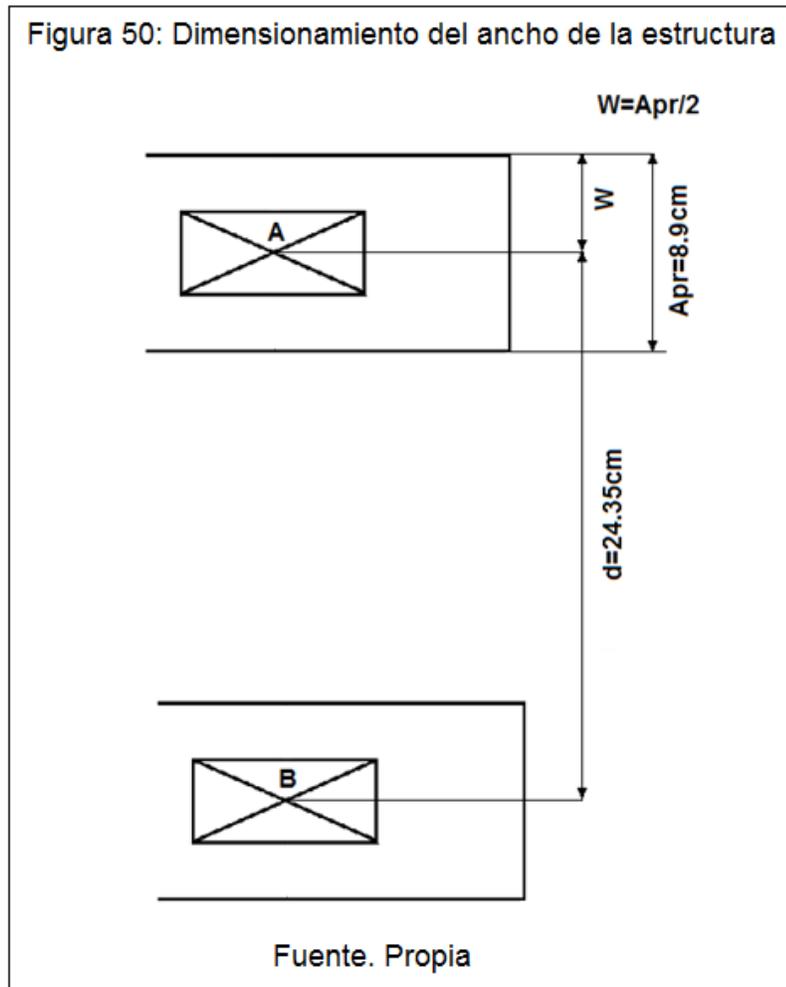
Sea:



Elijiendo un perfil aproximado a lo hallado será del tipo L89x89x6.4mm

$A_{pr} = \text{Ancho del perfil real} = 8.9mm$, por lo que es una dimensión de un perfil estandarizado comercial.

Cálculo del ancho de la estructura:



Partiendo del ancho del perfil:

Ancho del perfil= 8.9mm

Y también partiendo de los datos del eje

$AB = (0.401 - 0.1575)\text{m} = 0.2435\text{m}$

$W = Apr/2$ (Ancho del perfil L entre 2)

Ancho total= $2(W) + d$

$$=2(4.45)+24.3\text{cm}$$

$$=34\text{cm}=0.34\text{m}$$

Ubicando la longitud real del perfil incluyendo las componentes de la máquina.

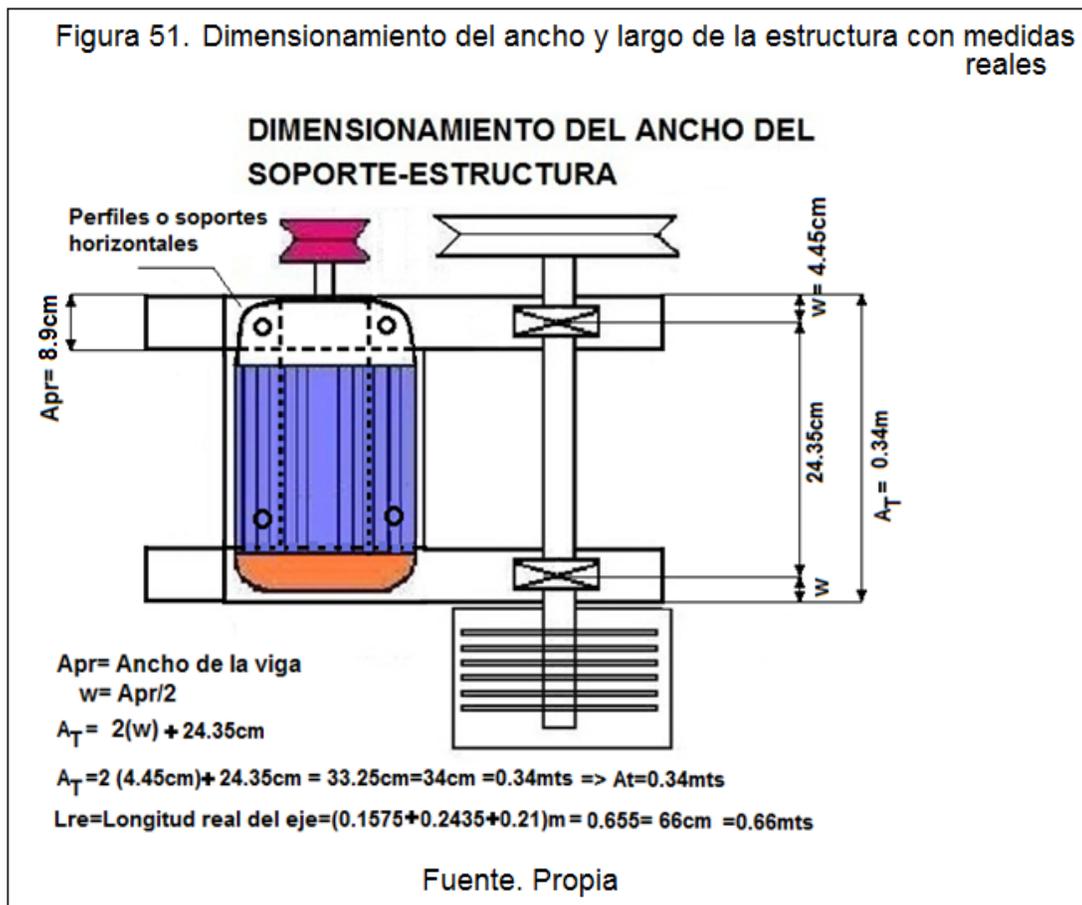
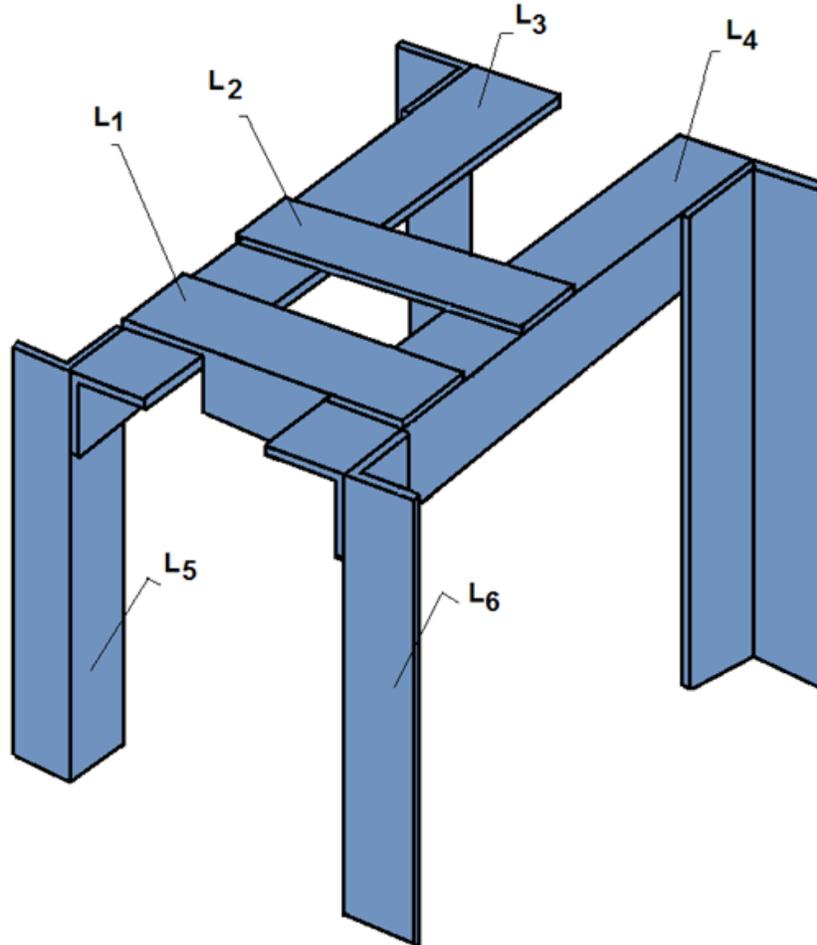


Figura 52: Esquema de la estructura incluyendo perfiles verticales y horizontales.

ESQUEMA DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE MOTOR Y EJE



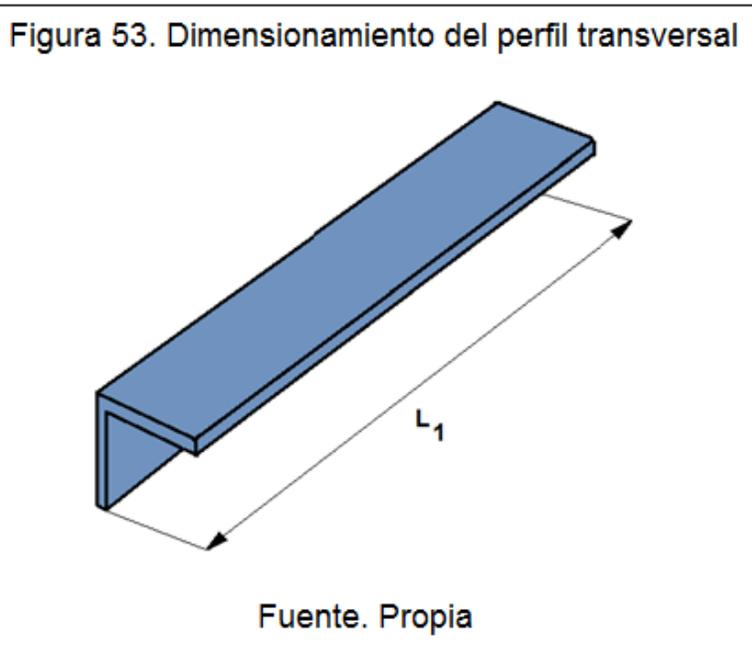
L₁,L₂ = Vigas Transversales (Soporte del motor de 1.5HP)

L₃,L₄ = Perfiles Horizontales.

L₅,L₆ = Perfiles Verticales o columnas de soporte.

Fuente. Propia

5.5.4 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS PERFILES A EMPLEAR



De acuerdo a la figura 50:

$$L_t = (A_p + P + L_s + \text{Holgura})$$

Donde:

A_p = Ancho del perfil.

P = Ancho del motor

L_s = Longitud del soporte del rodamiento.

Holgura = Medida adicional

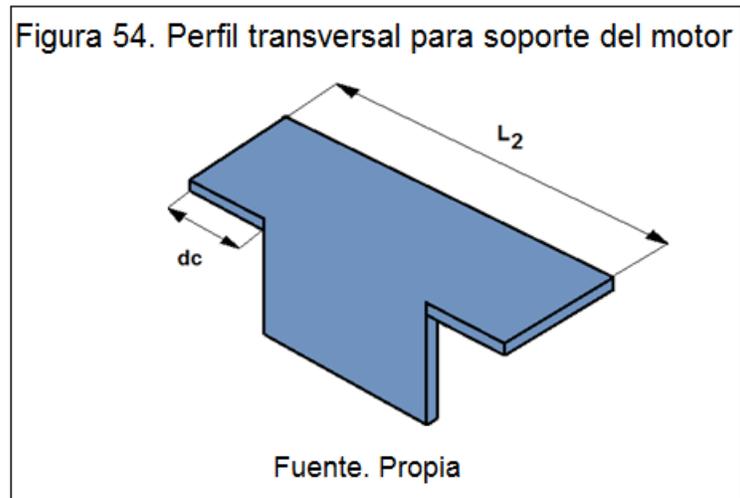
$$L_t = (8.9 + 24.638 + 15.2 + 4) \text{ cm}$$

$$L_t = 53 \text{ cm}$$

Número de perfiles a emplear de la misma magnitud = 2

2 Perfiles de L89x89x6.4mm

Sean los perfiles transversales:



Sea:

$$L_2 = \text{Longitud del perfil transversal} = 4.45 + 28.66 + 4 = 38 \text{ cm}$$

$$dc = \text{Distancia de corte} = 8.9 \text{ cm}$$

Numero de perfiles a emplear de la misma magnitud = 2

Cálculo del peso de los perfiles:

Del perfil 1 (L1):

$$\text{Sea: } L_1 = 53 \text{ cm}$$

De acuerdo al perfil L89x89x6.4mm

$$8.6 \text{ KG} \Rightarrow 1 \text{ metro (100 cm)}$$

$$X \Rightarrow 53 \text{ cm}$$

$$X = 4.558 \text{ KG} = 44.714 \text{ N}$$

Del perfil 2 (L2):

Sea: $L2=38\text{cm}$

$8.6\text{KG} \Rightarrow 1\text{metro}(100\text{cm})$

$X \Rightarrow 38\text{cm}$

$X=3.268\text{kg}=32.059\text{N}$

Peso del soporte del rodamiento:

Dato extraído del manual SKF para rodamientos, para el tipo de soporte del rodamiento SY30SD (Pág 112-113), Anexo 2 – Tabla 9, es $1.20\text{kg} = 11.772\text{N}$

Peso del rodamiento:

Dato extraído del manual SKF para rodamientos, para nuestro tipo de rodamiento 479206D, es $0.38\text{kg}=3.728\text{N}$

Peso del hombre:

Hombre más pesado= $150\text{kg}=1471.5\text{N}$

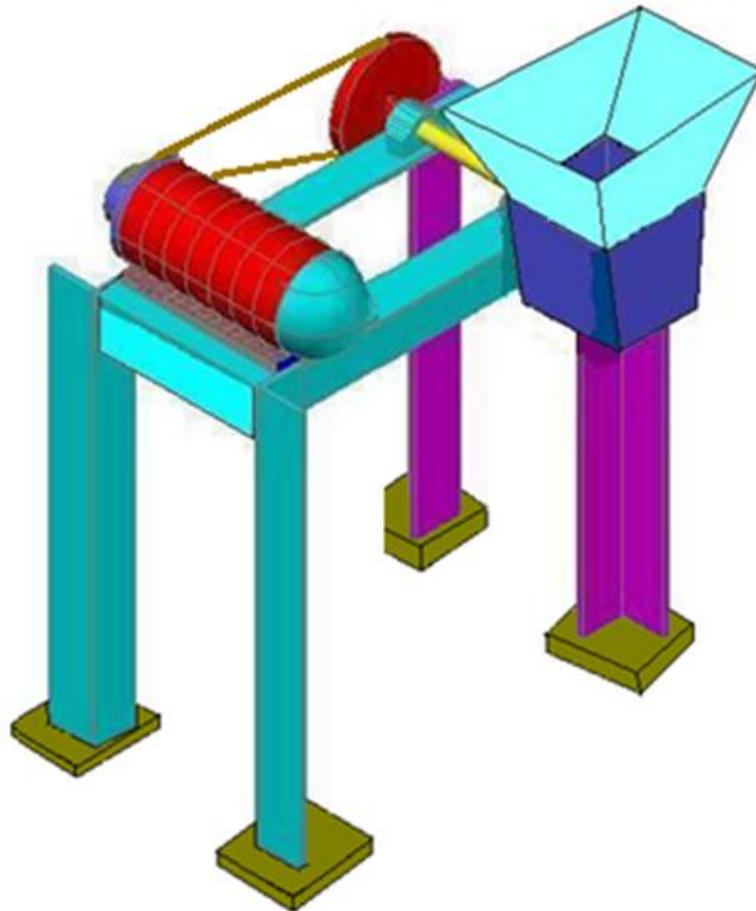
Peso total de la producción:

Es de $30\text{kg} = 294.3\text{N}$

Peso del motor:

$P=1.5\text{HP}$ cuyo número de carcasa es de $182\text{T}=125\text{lb}=556\text{N}$

Figura 55. Estructura de soporte del sistema triturador en conjunto en 3D.

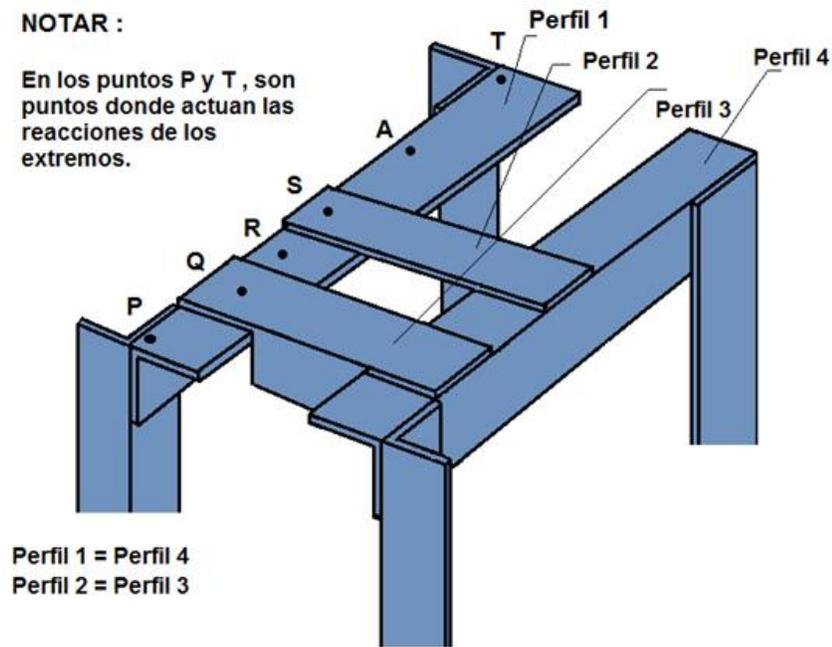


Fuente. Propia

Figura 56. Localización de los puntos donde actuarán las fuerzas

NOTAR :

En los puntos P y T, son puntos donde actúan las reacciones de los extremos.

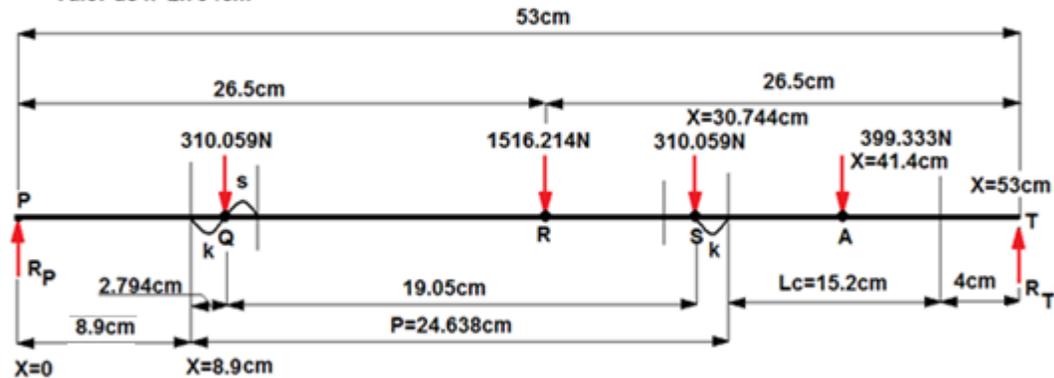


Fuente. Propia

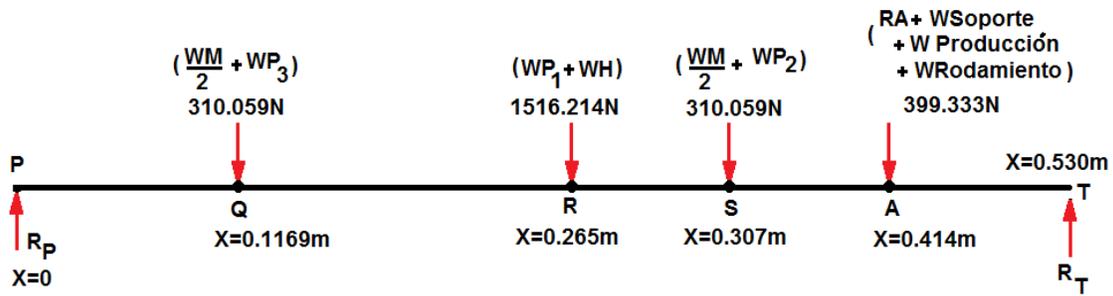
5.5.5. CÁLCULO ESTÁTICO DEL PERFIL 1:

Figura 57. Diagrama de cuerpo libre del perfil PT

k y s = Espaciamientos
 Valor de k=2.794cm



Fuente. Propia



Donde:

$WM = \text{Peso del motor} = 556N$

$WP_1 = \text{Peso del perfil 1} = 44.714N$

$WP_2 = WP_3 = 32.059N$

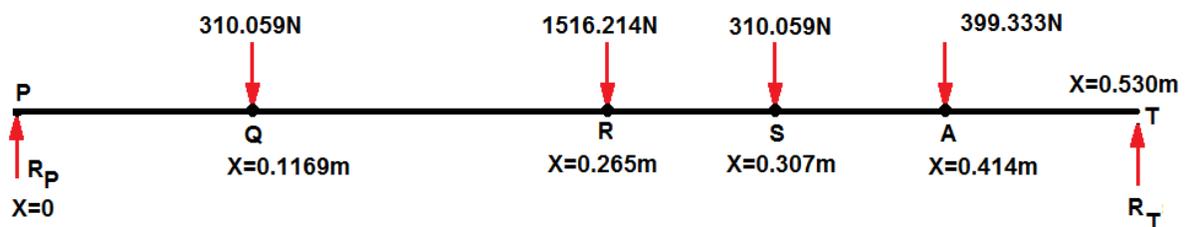
$WH = \text{Peso del hombre} = 1471.5N$

$RA = \text{Reacción A} = 89.5325N$

$WS = \text{Peso del soporte del rodamiento} = 11.772N (1.20kg)$

$WR = \text{Peso del rodamiento} = 3.728N (0.38kg)$

$WP = \text{Peso de la producción} = 294.3N$



$$\sum F_y = 0:$$

$$R_p - 310.059 - 1516.214 - 310.059 - 399.333N + R_t = 0$$

$$R_p + R_t = 2535.665N$$

$$\sum M_p = 0$$

$$-310.059(0.1169) - 1516.214(0.265) - 310.059(0.307) - 399.333(0.414) + R_T(0.530) = 0$$

$$R_T = 1318.028N$$

$$R_p = 1217.637N$$

Hallando los momentos flectores y cortantes:

Tramo I: $\langle 0 \leq x \leq 0.1169 \rangle$

$$R_p - V_1 = 0$$

$$\sum F_y = 0:$$

$$V_1 = R_p = 1217.637N$$

$$\sum M = 0$$

$$M_1 - 1217.637x = 0$$

$$M_1 = 1217.637x$$

$$\forall x = 0 \Rightarrow M = 0$$

$$\forall x = 0.1169 \Rightarrow M = 142.342Nm$$

Tramo II: $\langle 0.1169 \leq x \leq 0.265 \rangle$

$$\sum F_y = 0:$$

$$1217.637 - 310.059 - V_2 = 0$$

$$V_2 = 907.578N$$

$$\sum M = 0$$

$$M_2 + 310.059(x - 0.1169) - 1217.637x = 0$$

$$M_2 = 907.578x + 36.246$$

$$\forall x = 0.1169 \Rightarrow M = 142.342Nm$$

$$\forall x = 0.265 \Rightarrow M = 276.754Nm$$

Tramo III: $\langle 0.265 \leq x \leq 0.307 \rangle$

$$\sum F_y = 0:$$

$$1217.637 - 310.059 - 1516.214 - V_3 = 0$$

$$V_3 = -608.636N$$

$$\sum M = 0:$$

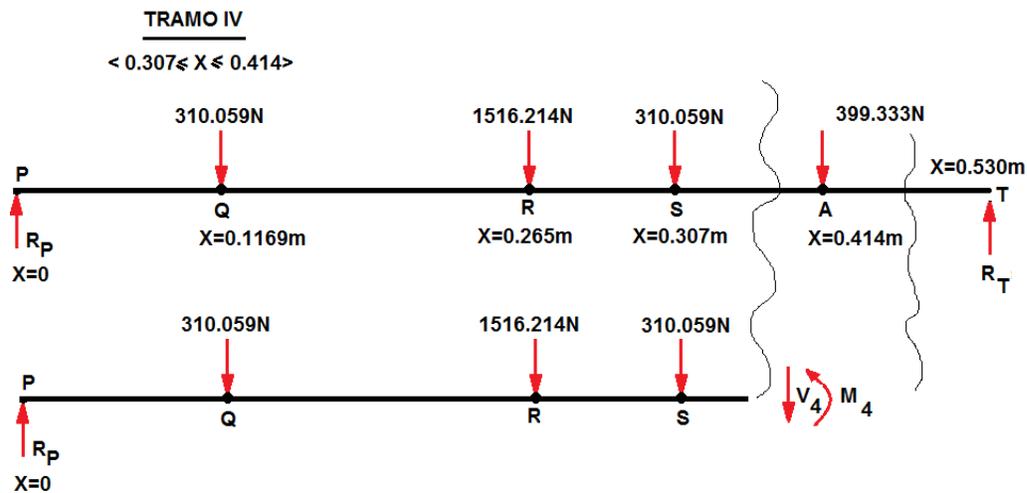
$$M_3 + 1516.214(x - 0.265) + 310.059(x - 0.1169) - 1217.637(x) = 0$$

$$M_3 = 438.043 - 608.636x$$

$$\forall x = 0.265 \Rightarrow M = 276.754Nm$$

$$\forall x = 0.307 \Rightarrow M = 251.192Nm$$

Tramo IV: $\langle 0.307 \leq x \leq 0.414 \rangle$



$$\sum F_y = 0:$$

$$1217.637 - 310.059 - 1516.214 - 310.059 - V_4 = 0$$

$$V_4 = -918.695N$$

$$\sum M = 0:$$

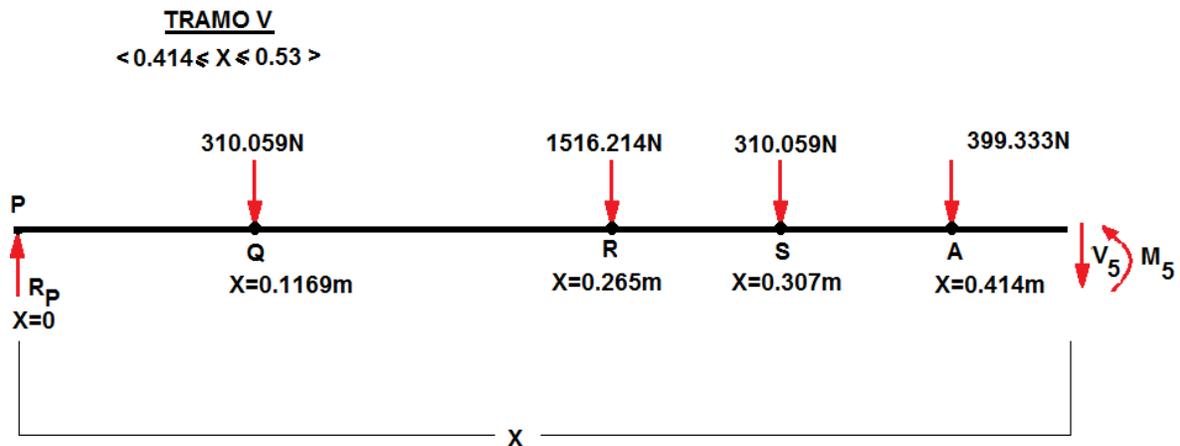
$$M_4 + 310.059(x - 0.307) + 1516.214(x - 0.265) + 310.059(x - 0.1169) - 1217.637x = 0$$

$$M_4 = 533.23 - 918.695x$$

$$\forall x = 0.307 \Rightarrow M = 251.192Nm$$

$$\forall x = 0.414 \Rightarrow M = 152.89Nm$$

Tramo V: $\langle 0.414 \leq x \leq 0.53 \rangle$



$$\sum F_y = 0:$$

$$1217.637 - 310.059 - 1516.214 - 310.059 - 399.333 - V_5 = 0$$

$$V_5 = -1318.028N$$

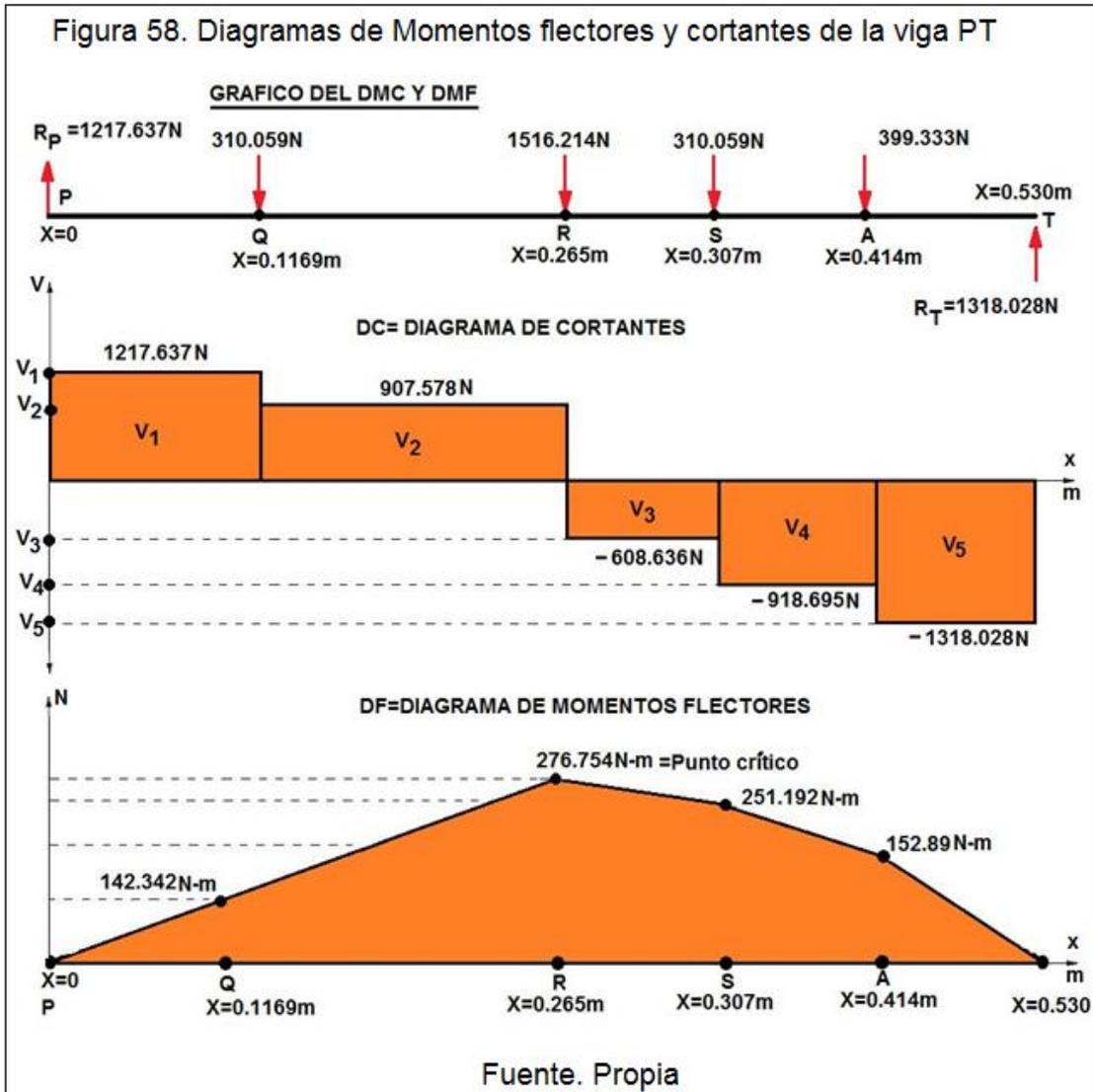
$$\sum M = 0:$$

$$M_5 + 399.333(x - 0.414) + 310.059(x - 0.307) + 1516.214(x - 0.265) + 310.059(x - 0.1169) - 1217.637x = 0$$

$$M_5 = 698.555 - 1318.028x$$

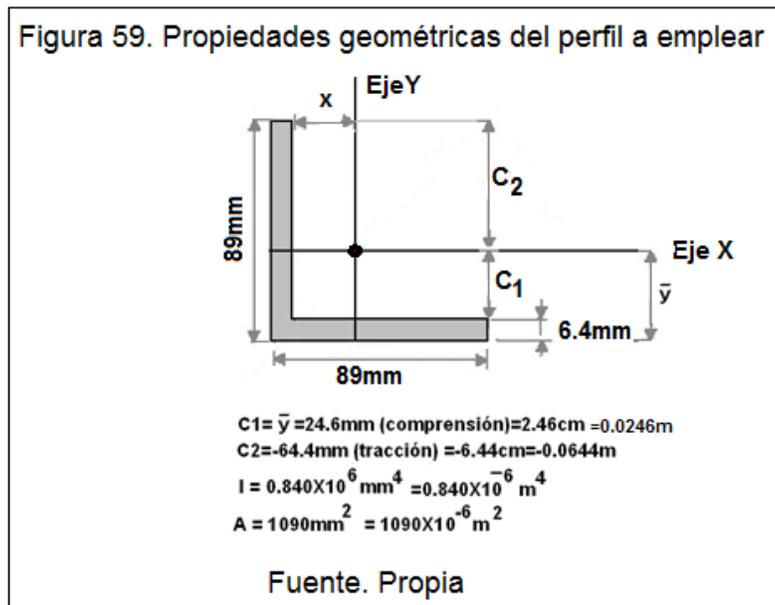
$$\forall x = 0.414 \Rightarrow M = 152.891Nm$$

$$\forall x = 0.53 \Rightarrow M = 0$$



Por lo tanto se concluye que el punto crítico es el punto R, con un momento de 276.754 Nm .

Sean las características del perfil a emplear:



Análisis de los esfuerzos requeridos:

Análisis de los esfuerzos de compresión:

$$\sigma_1 = \frac{M \cdot C_1}{I}; C_1 = 0.0246\text{m}$$

$$\sigma_1 = \left[\frac{(276.754 \text{ Nm})(0.0246\text{m})}{0.840 \times 10^{-6} \text{ m}^4} \right]$$

$$\sigma_1 = 8.10 \text{ MPa}$$

Análisis de esfuerzo de tracción:

$$C_2 = -0.0644\text{m}$$

$$\sigma_2 = \left[\frac{(276.754 \text{ Nm})(-0.0644\text{m})}{0.840 \times 10^{-6} \text{ m}^4} \right]$$

$$\sigma_2 = 21.22 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = 21.22 \text{ MPa} = \sigma_{\text{Maximo.}}$$

Por la cual el esfuerzo 2 es el máximo actuante que es de tracción que se produce en la fibra.

El tipo de material a emplear en los perfiles son generalmente de hierro fundido con un $S_y=220\text{MPa}$

$S_{ut}=345\text{MPa}$

Hallando el esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{\max} = \left[\frac{V \cdot Q}{I \cdot t} \right]$$

Donde:

t= Espesor del área transversal en lo que se analizará.

V= Fuerza cortante (N)

$\bar{y} = c = \text{tracción} = 0.0644\text{m}$

A=Área transversal.

$Q = \bar{y} \cdot A$

$$Q = (0.0644\text{m}) \times (1090 \times 10^{-6} \text{m}^2)$$

$$Q = 7.096 \times 10^{-5} \text{m}^3$$

$$t = 6.4\text{mm} = 6.4 \times 10^{-3} \text{m}$$

V=1516.214N

$$I = 0.840 \times 10^{-6} \text{m}^4$$

Reemplazando quedaría:

$$\tau_{\max} = 19.792\text{MPa}, \text{ este equivale al cizallamiento,}$$

$$\tau_{s1} = \text{Cizallamiento}$$

Este Cortante máximo es equivalente al cizallamiento.

Hallando por carga estática mediante los esfuerzos principales y secundarios.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}.$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}.$$

$$\tau_{xy} = (\tau_{s1} + \tau_{s2}).$$

Donde:

τ_{s1} = cizallamiento, \exists .

τ_{s2} = Torque, no existe.

$$\Rightarrow \tau_{xy} = (20 \text{ MPa} + 0)$$

$$\tau_{xy} = 20 \text{ MPa} = \tau_{s1} = \text{cizallamiento}$$

$$\sigma_1 = 33.25 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -12.03 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \sigma_{\text{max}} = 33.25 \text{ MPa}$$

Viene hacer el máximo esfuerzo.

Determinando el coeficiente de seguridad por carga estática:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{S_y}{N}$$

$$33.25 \text{ MPa} = \frac{220 \text{ MPa}}{N}$$

Despejando :

$$N = 6$$

5.5.6. CÁLCULO DINÁMICO DEL PERFIL 1

Es de tipo alternante ya que las cargas son constantes en sólo lado, no es

inversión por lo tanto corresponde al siguiente caso:

Por ser un tipo de esfuerzo variable y es repetitivo, ya que las cargas actúan en un solo lado del perfil, no es alternante ya que el perfil no gira.

Aplicaremos el criterio de Goodman.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N}$$

Donde:

σ_a = Esfuerzo alternante.

σ_m = Esfuerzo medio.

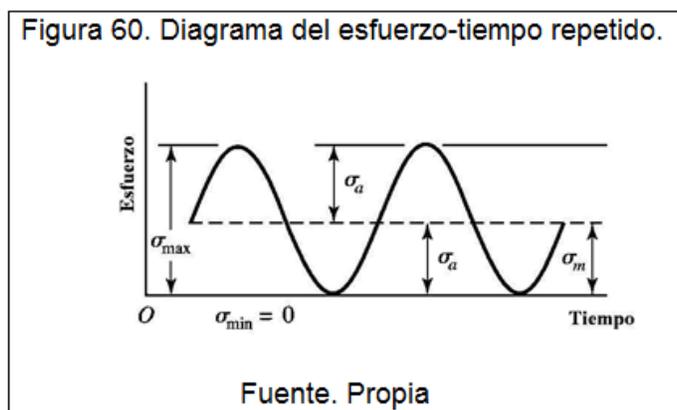
S_{ut} = Resistencia máxima a la tracción o resistencia máxima = 345 MPa

En la cual los esfuerzos alternantes y medio son igual a:

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

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

Los esfuerzos alternantes y medio son la diferencia y la suma de los esfuerzos máximos con los mínimos dividido por la mitad.



$$\sigma_{\max.} = 21MPa..$$

$$\sigma_{\min.} = 0$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max.} - \sigma_{\min.}}{2} = \frac{21-0}{2} = 10.5MPa$$

$$\sigma_m = \frac{21+0}{2} = 10.5MPa$$

Para la aproximación del límite de la resistencia será importante una serie de factores que se encuentran en tabla y se expresan de la siguiente manera:

$$S_e = F_{Carga} \cdot F_{Tamaño} \cdot F_{Superficie} \cdot F_{Temp} \cdot F_{Confiabilidad} \cdot S'_e$$

Factor de carga:

El factor de carga es 1, porque se encuentra a flexión.

Factor tamaño:

Para encontrar el factor tamaño debo conocer "d", ya que la ecuación está en función del diámetro.

d: Para tipo rectangular flexión,

$$d = 0.808(b.h)^{\frac{1}{2}}$$

$$d = 0.808(89.89)^{\frac{1}{2}}$$

$$d = 71.912mm$$

Ubicando ese valor en el siguiente rango de diámetros:

Para :

$$d = 71.912mm$$

$$51 \leq d \leq 254mm$$

$$\therefore Kb = 0.859 - 0.000839d$$

$$Kb = 0.8$$

El factor de tamaño será: 0.8

Factor de superficie:

$$F_{superficie} = a.Sut^b$$

Tabla 22: Elección de parámetros para determinar factor de superficie.

Acabado superficial	a		b
	KPSI	Mpasc	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.086
Maquinado	2.67	4.45	-0.265
Laminado	14.5	56.1	-0.719

Fuente: Apuntes de clase Diseño de Maquinas I

Por ser de tipo maquinado,

$$F_{superficie} = 4.45(345)^{-0.265}$$

$$F_{Superficie} = 0.95 = 1$$

Factor de temperatura:

Es 1, Por la temperatura del medio ambiente.

Factor de confiabilidad:

Es 1

Reemplazando en la fórmula de Marín, tenemos:

$$Se' = 0.5Sut$$

$$Se' = 172.5MPa$$

$$Se = 1 \times 0.8 \times 0.95 \times 1 \times 0.80 \times 172.5$$

$$Se = 106.19MPa$$

Reemplazando en la ecuación de Goodman tenemos:

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sut} = \frac{1}{N}$$

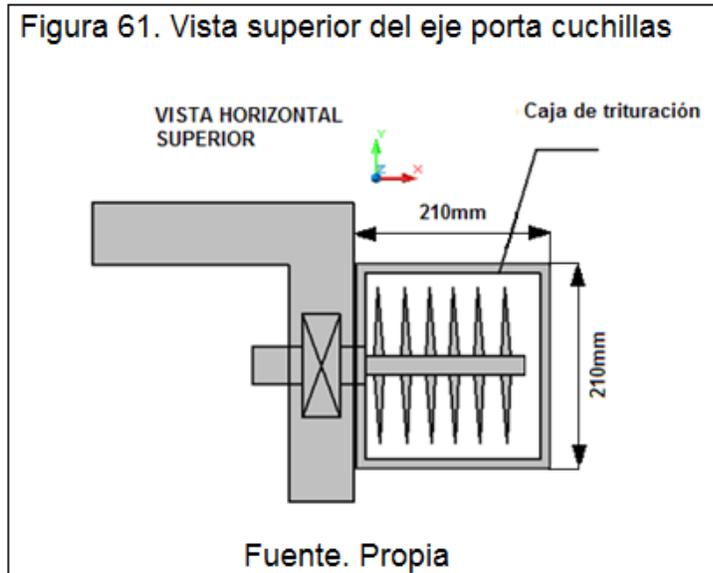
$$\frac{10.5}{106.19} + \frac{10.5}{345} = \frac{1}{N}$$

Despejando N:

N=7, por lo que el elemento es confiable no fallará por carga dinámica.

5.6. CONSTRUCCIÓN DE LA CAJA TRITURADORA

5.6.1. DETALLE DE LA ESTRUCTURA Y CAJA TRITURADORA

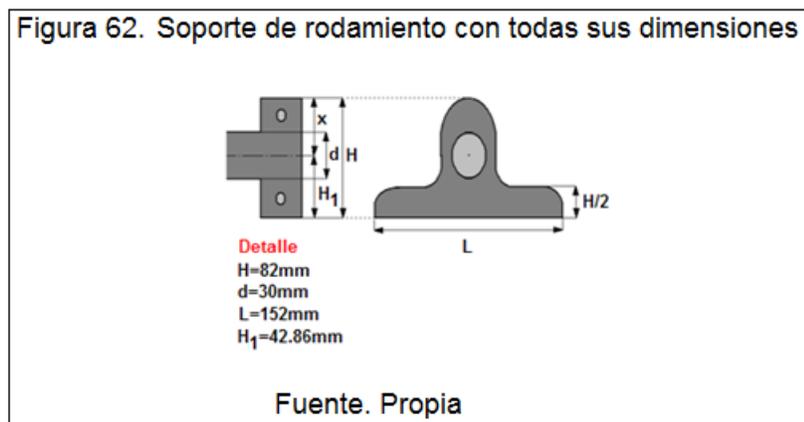


Para el diseño de la caja trituradora se procederá a construir en función de lado menor de la tolva (Base menor) y en función a la dimensión de las cuchillas, el material de la caja trituradora será del mismo material de la tolva de alimentación.

La caja trituradora tendrá forma rectangular ya que depende de los mecanismos de corte.

El tipo de material para la caja de trituración será el mismo material de la tolva, que es un acero inoxidable Austenítico AISI 316.

5.6.2. DETALLE DEL RODAMIENTO Y SOPORTE



Detalle :

$$H = 82mm$$

$$d = 30mm$$

$$L = 152mm$$

$$H_1 = 42.86mm$$

Encontrando "x":

$$x = H - H_1$$

$$x = (82 - 42.86)$$

$$x = 39.14mm$$

5.6.3. DETALLE DE LA CONSTRUCCIÓN DE LA CAJA TRITURADORA Y DEL TIPO DE UNIÓN CON LA ESTRUCTURA

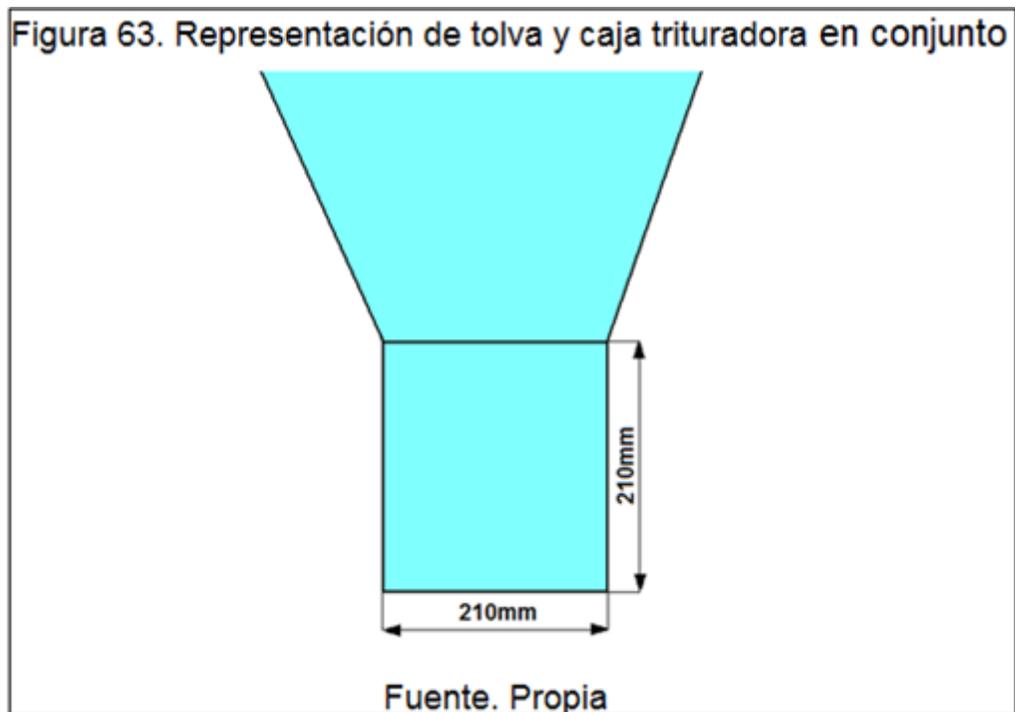
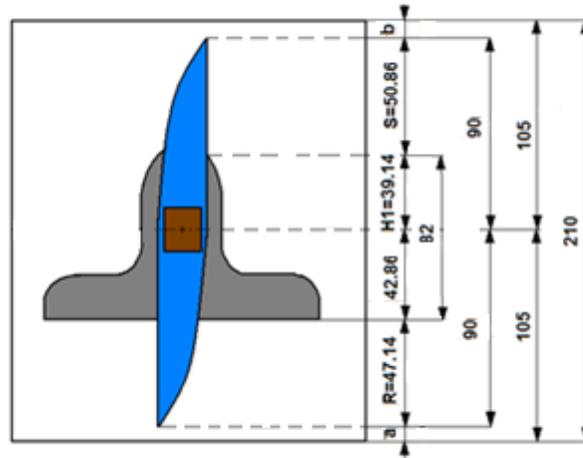


Figura 64. Dimensionamiento de la caja trituradora y las cuchillas de corte.



Fuente. Propia

Escala : mm

5.6.4 CÁLCULOS DE DISTANCIAMIENTOS

$$b + 180 + a = 210mm$$

Determinación de S:

$$90 = S + 39.14$$

$$S = 50.86mm$$

Determinación de R:

$$90 = R + 42.86$$

$$R = 47.14mm$$

Determinación de a:

$$a + 47.14 + 42.86 = 105$$

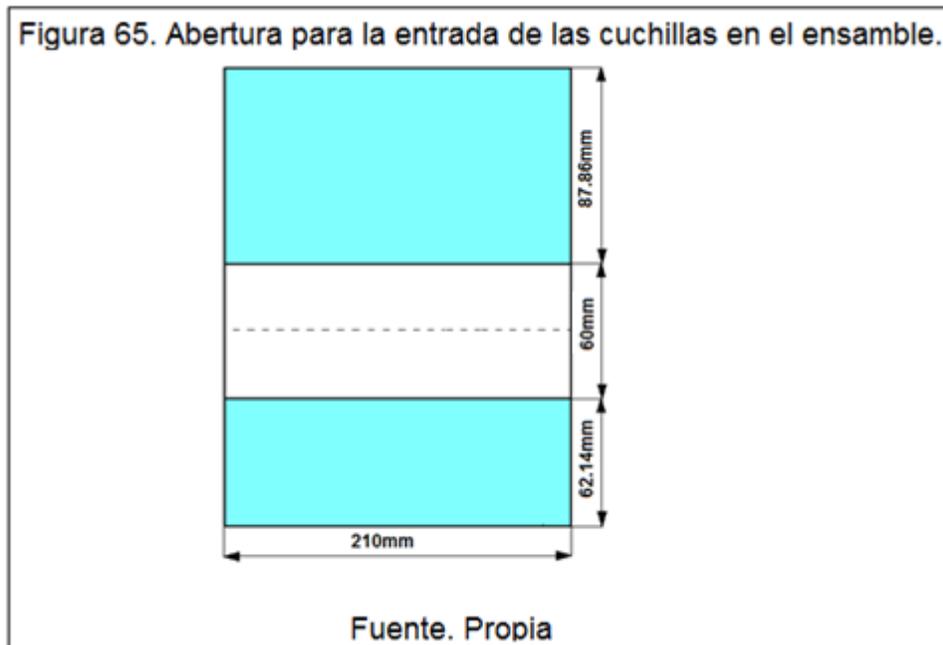
$$a = 15mm$$

Determinación de b:

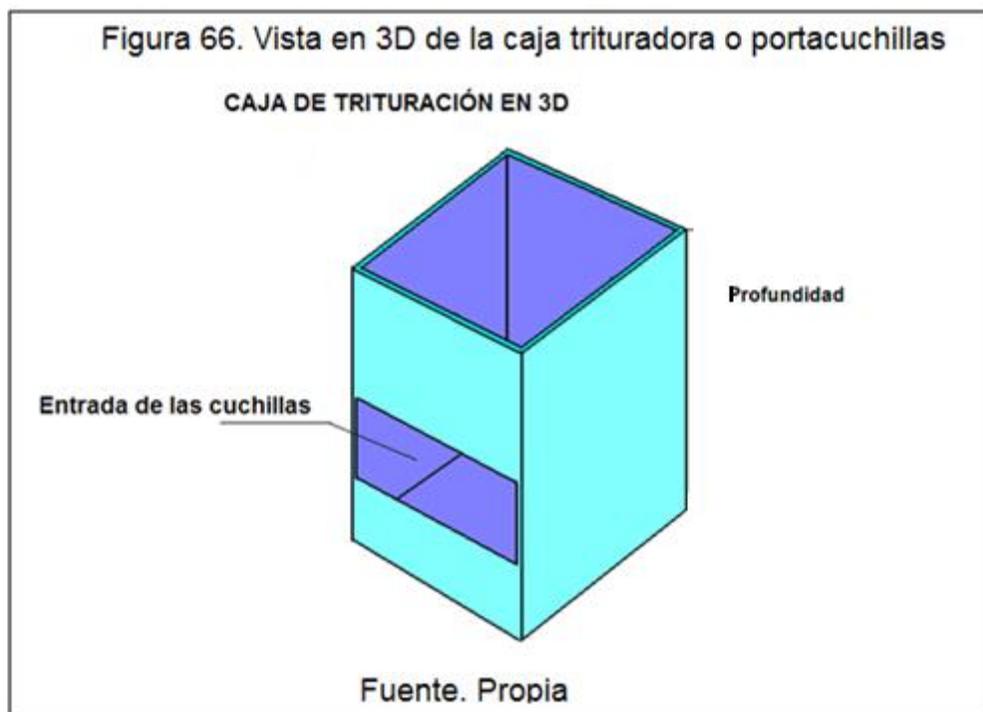
$$b + 50.86 + 39.14 = 105$$

$$b = 15mm$$

5.6.5. DETALLE DEL ENSAMBLE DE LAS CUCHILLAS EN LA CAJA TRITURADORA:



5.6.6 CÁLCULO DEL VOLUMEN DE LA CAJA TRITURADORA



De la figura de arriba 210mm representa el largo, ancho y profundidad de la caja trituradora, con una holgura de 5mm para que no apriete en el momento del ensamble.

Sea V el volumen del rectángulo (V):

Sabemos que:

$$V = b.h.e$$

Donde:

V =Volumen

b = Base

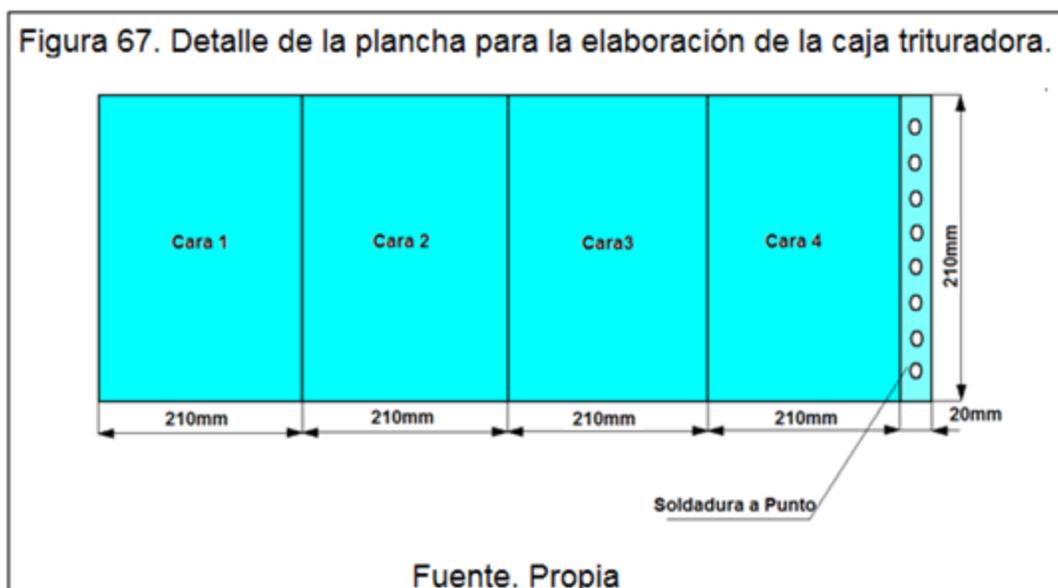
e = Espesor

Por lo tanto:

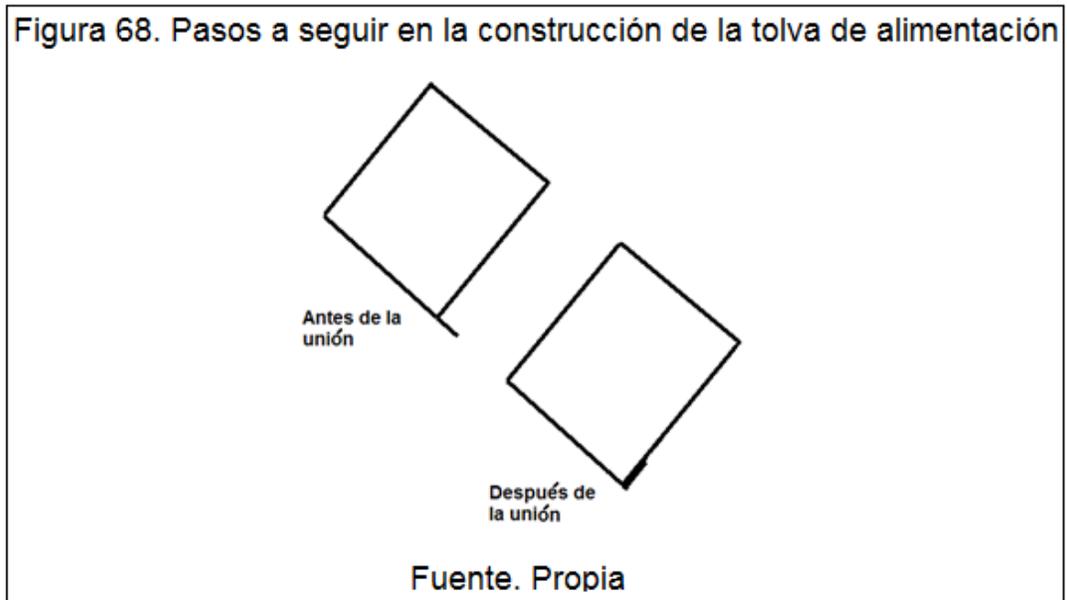
$$V = 0.21m \times 0.21m \times 0.21m$$

$$V = 0.009m^3$$

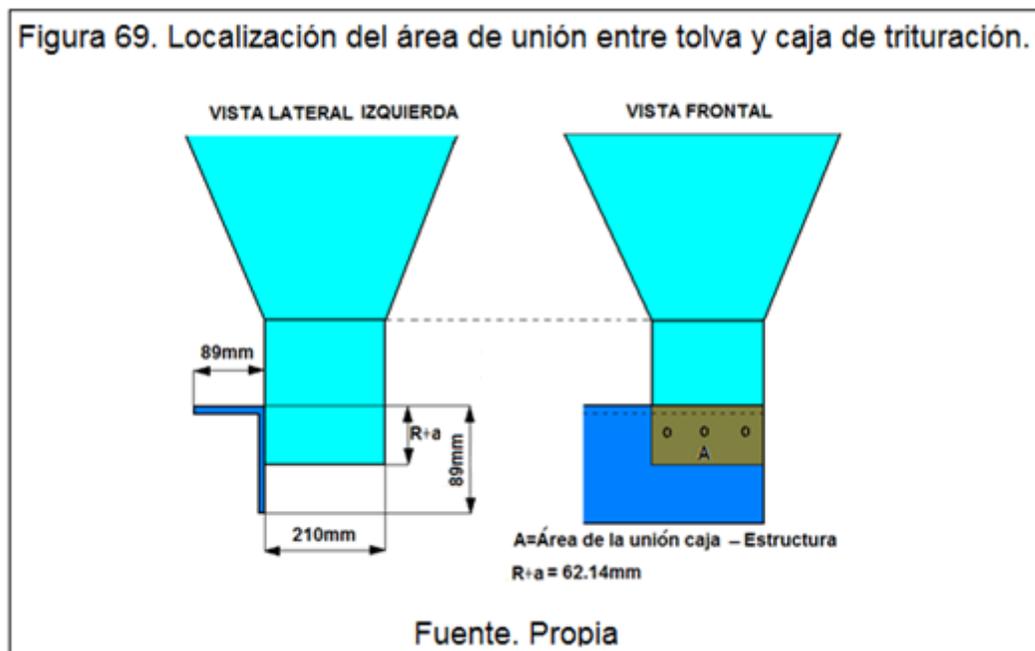
5.6.7. DETALLE DE LA PLANCHA DE FABRICACIÓN PARA LA CAJA TRITURADORA:



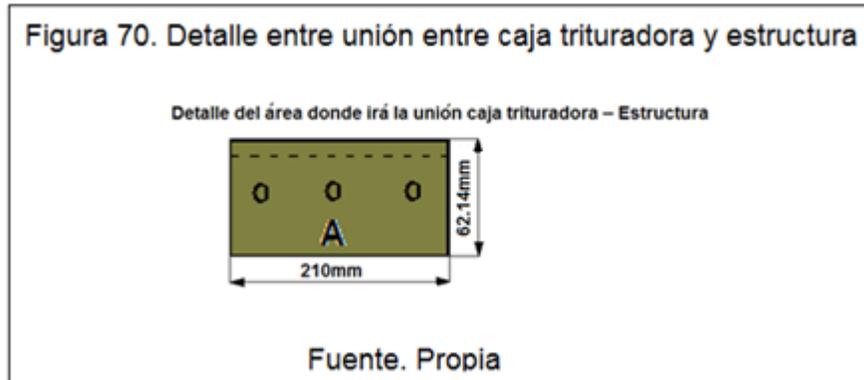
Detalles de la unión de la vista superior:



Vistas de la construcción de la tolva



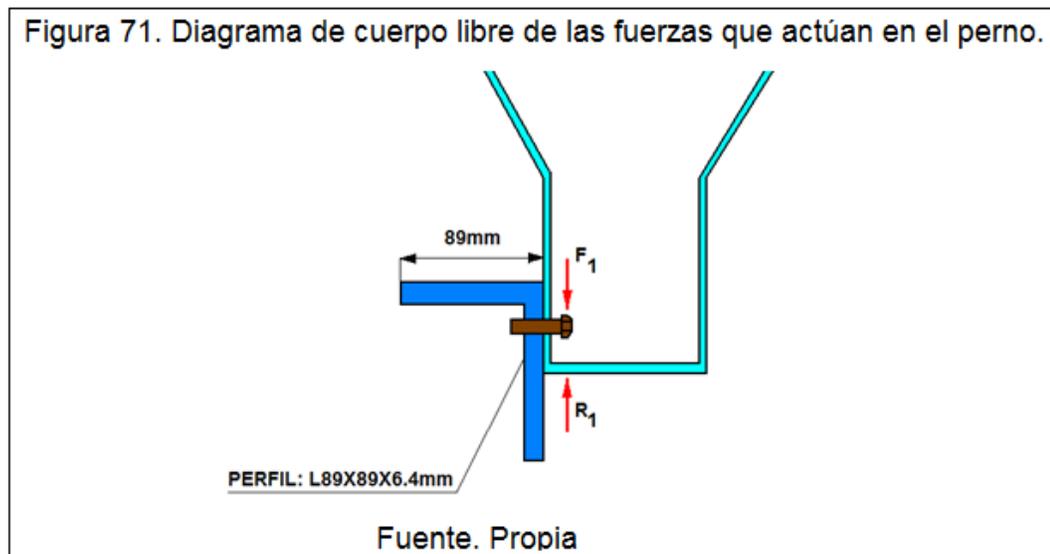
$$R + a = 62.14mm$$



5.6.8. CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DE UNIÓN ENTRE LA TOLVA Y LA CAJA TRITURADORA

Para la unión conjunto tolva con caja trituradora, se ha creído conveniente que se uniera con la viga horizontal (transversal), mediante unión apernada ya que este tipo de unión será fácil para su transporte, fácil también para su despiece y su mantenimiento respectivo.

Ver figura:



$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 - F_1 = 0$$

$$R_1 = F_1 = W_{Producción} = 30kg = 294.3N = 66.138lb - f$$

Como se trata de una unión metal-metal sometida a carga de corte pura (tracción), cuyo esquema se puede ver en la figura de arriba.

Sea la carga de corte directo (F_s):

$$F_s = \frac{W}{n}$$

Donde:

W =Carga actuante (*lbf*)

n =Número de pernos=3pernos para nuestro caso.

Sea:

$$F_s = \frac{66.138lbf}{3}$$

$$F_s = 22.046lbf / \text{perno}$$

Determinación del ajuste inicial del perno:

$$F_i \geq F_t + \frac{F_s}{u}; \text{tomamos}(u = 0.2)$$

Donde :

$$F_i = \text{Ajuste.inicial.del.perno}(lbf)$$

$$F_t = \text{Carg a.de.tracción.del.perno}(lbf)$$

$$F_s = \text{Carg a.de.corte.actuante}(lbf)$$

$$u = \text{Coeficiente.de.fricción.entre.elementos.a.unirse}(0.2 - 0.35)$$

$$F_i \geq \frac{22.046lbf}{0.2}$$

$$F_i = 110.23lbf$$

De la siguiente tabla, para un perno comercial de acero SAE grado 1, entre 1/4" a 1.5" de diámetro tenemos un esfuerzo de prueba de

$$\sigma_p = 33000 \text{ PSI}$$

Tabla 23. Especificaciones SAE para materiales de pernos

SAE Grado	Tipo de acero	Diámetro (pulg.)	Carga de prueba (Kpsi) & σ_p	Esfuerzo de rotura en (KPSi) & Sut	Dureza BHN	Observaciones
0		1/4 a 1.5	33	50	200	SAE: 1010, 1012, 1015, 1018
1	Bajo % de C	1/4 a 1.5	33	55	207	SAE: 1010, 1015, 1018 ASTM: A307, Grado B.
2	Bajo y Medio % de C	1/4 a 1/2	55	69	241	SAE: 1015
		1/2 a 3/4	52	64	241	1018
		3/4 a 1.5	28	55	207	1020
3	Medio % de C, trabajado en frío	1/4 a 1/2	85	110	269	SAE:1030 1035
		1/2 a 5/8	80	100	269	SAE:1038
5	Medio % de C, templado y revenido	1/4 a 3/4	85	120	302	SAE: 1035, 1038, 1040, 1045
		3/4 a 1.0	78	115	302	
		1.0 a 1.5	74	105	285	ASTM: A449, A325
6	Medio % de C, Templado y Revenido	1/4 a 5/8	110	140	331	
		5/8 a 3/4	105	133	133	
7	Aleado templado y revenido	1/4 a 1.5	105	133	321	Rosca laminada después del tratamiento térmico
8	Aleado					SAE: 8635,

	templado y revenido	1/4 a 1.5	120	150	352	8640, 4140, 4037 ASTM: A354, Grado BP, A490
--	---------------------------	-----------	-----	-----	-----	--

Fuente: Diseño de Máquinas Fortunato Alva Dávila Pág. 77

Por ser un acero de baja calidad podemos asignarle un 25% para un ajuste inicial (Si):

$$Si = 0.25 \times \sigma_p$$

$$Si = 0.25 \times 33000 \text{ Psi}$$

$$Si = 8250 \text{ Psi}$$

Cálculo del área de esfuerzo necesaria (A_s):

$$A_s = \frac{F_i}{s_i}$$

$$A_s = \frac{110.23 \text{ lbf}}{8250}$$

$$A_s = 0.01336 \text{ pul}^2$$

De la tabla siguiente a esta área la redondearemos a un perno de 1/4" de diámetro que estaría bien ya que las condiciones de trabajo (ambiente caliente) lo exigen:

Tabla 24. Áreas de esfuerzos de roscas estándares americanos.

Diámetro nominal (pulg.)	Rosca Gruesa			Rosca Fina		
	Hilos por pulgada.	Área de esfuerzo		Hilos por pulgada	Área de esfuerzo	
		<i>pul</i> g ²	<i>mm</i> ²		<i>pul</i> g ²	<i>mm</i> ²
1/4	20	0.0318	20.53	28	0.0364	23.47
5/16	18	0.0524	33.83	24	0.0581	37.46
3/8	16	0.0775	50.00	24	0.0878	56.66
7/16	14	0.1063	68.59	20	0.1187	76.59
1/2	13	0.1419	91.55	20	0.1600	103.20

1/2	12	0.1378	88.88			
9/16	12	0.1819	117.4	18	0.2030	131.00
5/8	11	0.2260	145.8	18	0.2560	165.10
3/4	10	0.3345	215.8	16	0.3730	240.60
7/8	9	0.4617	297.9	14	0.5095	328.70
1	8	0.6057	398.8	12	0.6630	427.80
1 1/8	7	0.7633	492.4	12	0.8557	552.10
1 1/4	7	0.9691	625.2	12	1.0729	692.20
1 3/8	6	1.1549	745.1	12	1.3147	848.20

Fuente: Diseño de Máquinas Fortunato Alva Dávila Pág. 78

Tomamos un perno de:

$$\frac{1}{4} \text{ " de } \phi - 20UNC$$

$$A_s = 0.0318 \text{ pulg}^2$$

$$A_s = \text{Área seleccionada por tabla}$$

Cálculo del esfuerzo inicial en la que estaría sometido el perno:

(S_i'):

$$S_i' = \frac{F_i}{A_s}$$

Donde:

S_i' = Esfuerzo inicial del perno.

F_i = Ajuste Inicial del perno.

A_s = Área del perno.

$$Si' = \frac{110.23 \text{ lbf}}{0.0318 \text{ pulg}^2}$$

$$Si' = 3466.35 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2}$$

Porcentaje destinado al ajuste inicial:

$$\% = \frac{Si'}{Si} \times 100\%$$

$$\% = \frac{3466.35 \text{ lbf} \cdot \text{pulg}^{-2}}{8250 \text{ lbf} \cdot \text{pulg}^{-2}} \times 100$$

$$\% = 42\%$$

Cálculo del torque (T):

Torque de ajuste para pernos no lubricados (secos) y para uniones tipo (metal-

metal)

$$T = 0.2 \cdot F_{\text{ax}} \cdot d$$

$$T = 0.2 \times (110.23 \text{ lbf} - f) \times \frac{1}{4} \text{ pulg}$$

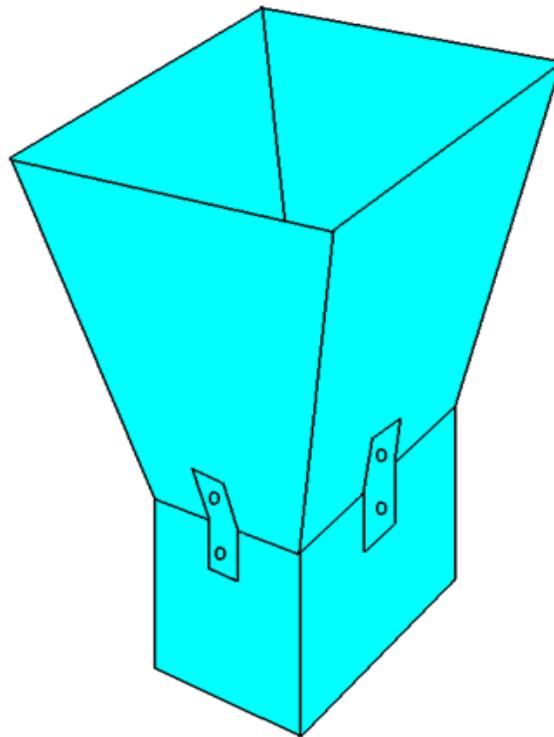
$$T = 5.5115 \text{ lbf} \cdot \text{pulg}$$

En conclusión usaremos 3 pernos de:

$$\frac{1}{4} \text{ " } \phi 20 \text{ UNC, SAE, grado 1}$$

5.6.9. DETALLE DE LA UNIÓN TOLVA-CAJA TRITURADORA

Figura 72. Representación de la tolva unida con la caja trituradora.



Fuente. Propia

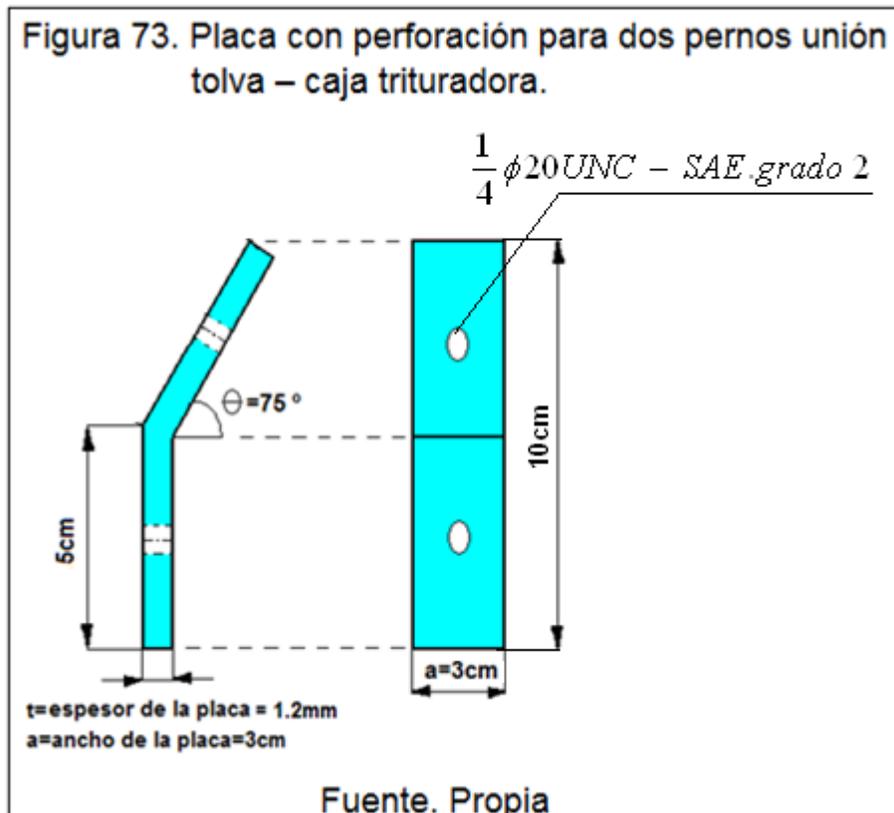
Detalle de la unión por medio de una placa:

La placa que será para unir el conjunto de Tolva-Caja trituradora será del mismo material de la tolva a diseñar que es acero inoxidable Austenítico AISI 316, será también del mismo espesor de la tolva que es 1.2mm, en el proceso de fabricación de estas dos placas se perforarán el agujero equivalente a los pernos que entrarán para su respectivo ajuste y unión.

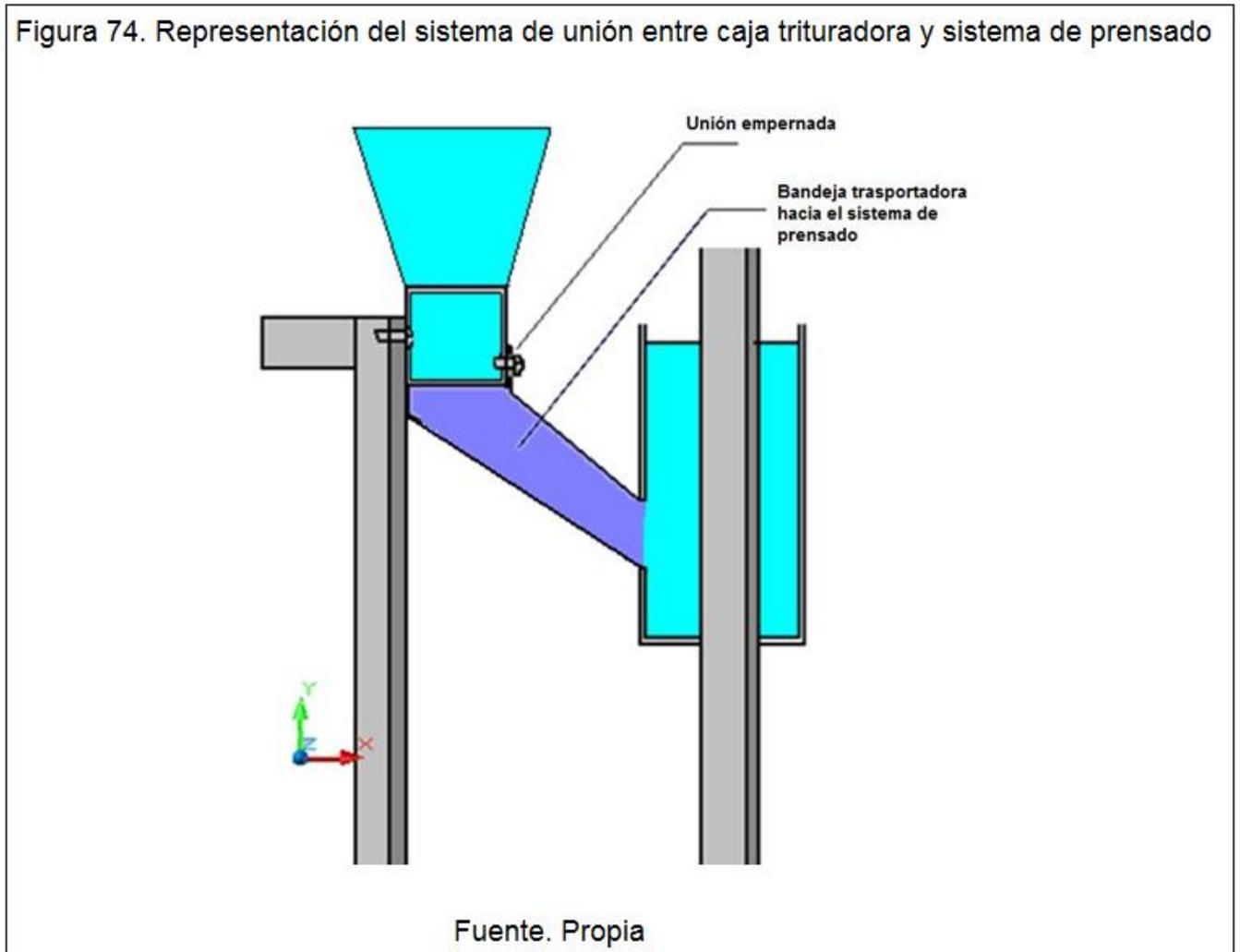
El tipo de perno será del mismo calibre de los pernos que unirán tolva-caja trituradora y soportes verticales.

$\frac{1}{4}" \phi 20UNC, SAE. grado 1$

Los pernos que se alojarán para dicha unión serán del tipo:

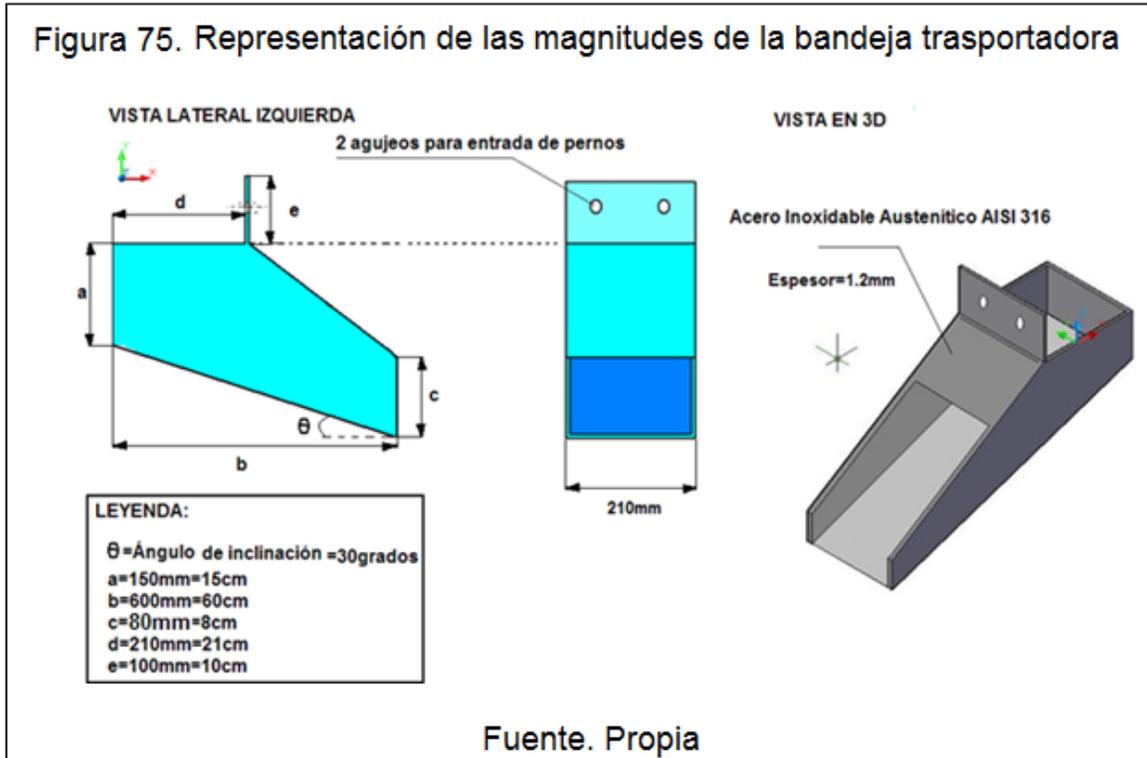


5.6.10 DETALLE DE LA CONSTRUCCIÓN DE LA BANDEJA TRANSPORTADORA QUE UNIRÁ DESDE EL SISTEMA TOLVA-CAJA TRITURADORA HASTA EL SISTEMA DE PRESADO:



La bandeja transportadora tendrá la función de transportar los pedazos de manzana hacia el sistema de prensado, se fabricará también en función a las dimensiones de la caja trituradora, será de material: Acero AISI 316, de espesor 1.2mm, se tendrá en cuenta un ángulo de 30 grados para la pendiente ya que a este ángulo el descenderán los pedazos recortados.

Figura 75. Representación de las magnitudes de la bandeja transportadora

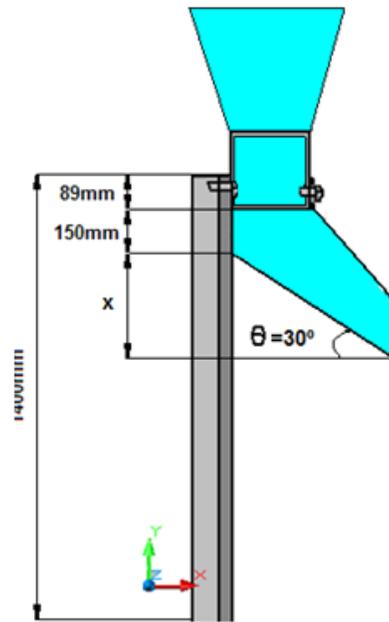


5.6.11. CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL SOPORTE VERTICAL O PERFIL VERTICAL

Para dimensionar los soportes verticales que soportarán el peso de todo el sistema de trituración, se empleará un perfil comercial de tipo L de las características de L89x89x6.4mm, y partiendo de la talla promedio de una persona mediana que es de 1.40 metros, el material de estos perfiles es generalmente de hierro fundido.

Figura 76. Representación de un soporte vertical, tolva y caja trituradora en conjunto.

ACOTAMIENTO DE UN PERFIL VERTICAL EN
CONJUNTO CON TOLVA Y BANDEJA TRANSPORTADORA



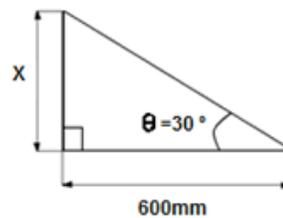
Fuente. Propia

Cálculo del "x" o cateto adyacente

$$\text{Sea: } \text{Tang}30 = \frac{X}{600}$$

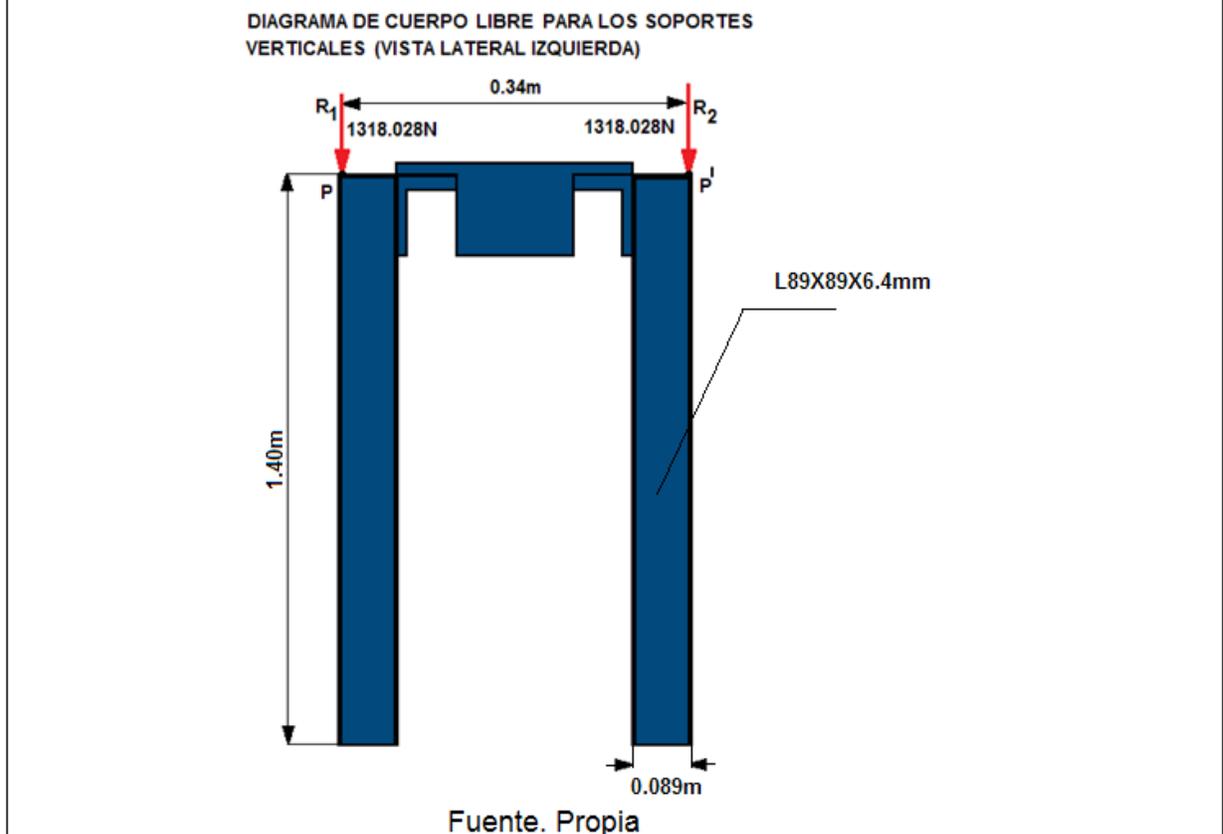
$$X = 346.41\text{mm}$$

Figura 77. Representación de la pendiente y su lado adyacente X.



Fuente. Propia

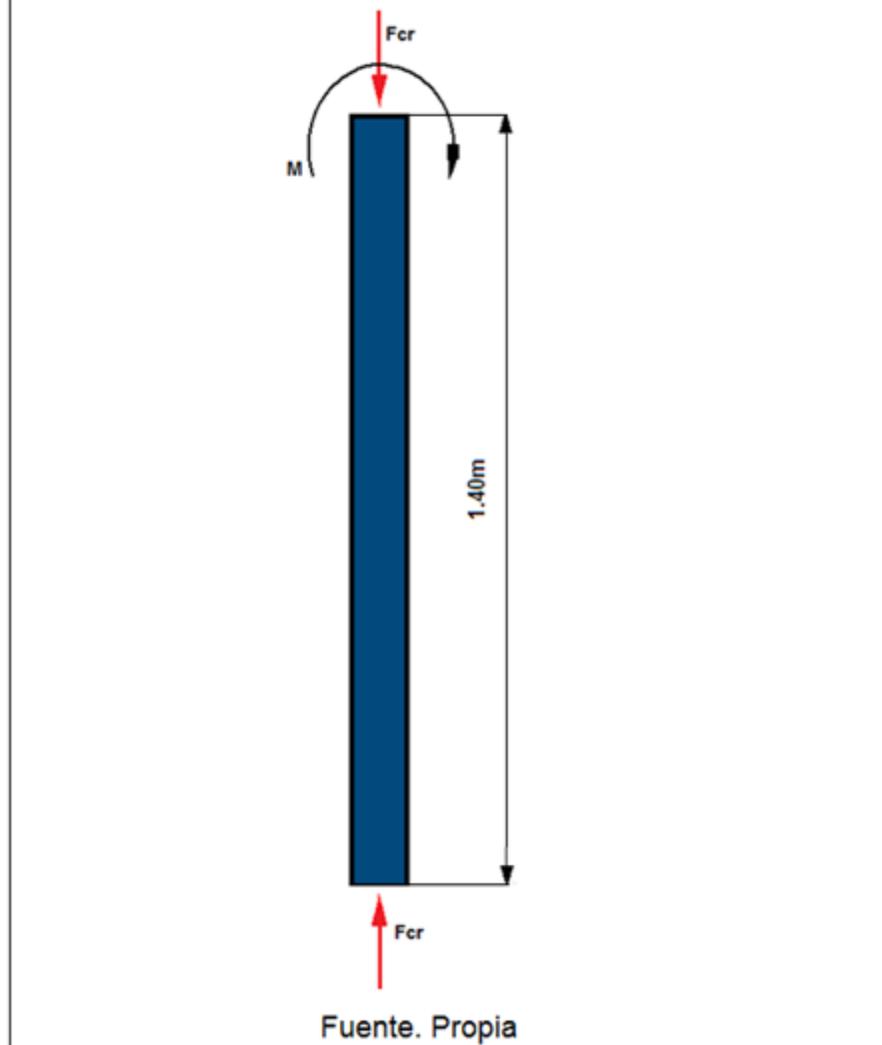
Figura 78. Representación de las reacciones o cargas actuantes que soportarán los perfiles verticales o columnas.



De las esquinas P y P', existen dos reacciones ya calculadas en función al peso de todos los componentes o elementos que conforman dicho sistema de corte, como la reacción mayor es $R_T=1318.028N$, el cálculo del perfil se calculará en función a esta fuerza de extremo mayor:

Los extremos son 4 que equivalen a 4 columnas, para ello bastará calcular sólo uno de ellos:

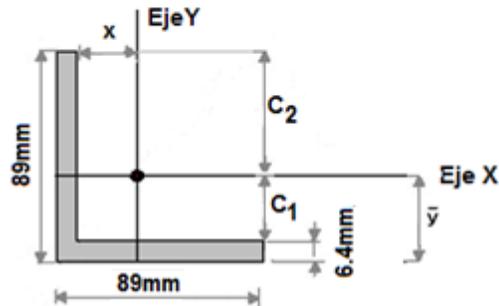
Figura 79. Diagrama de fuerzas resultantes sobre una columna.



Los soportes verticales se calcularán como columna por lo cual en función al ángulo tomado de L89X89X6.4mm

Sean las características de dicho perfil:

Figura 80. Características geométricas de un perfil en L89x89x6.4mm



$C_1 = \bar{y} = 24.6 \text{ mm (compresión)} = 2.46 \text{ cm} = 0.0246 \text{ m}$
 $C_2 = -64.4 \text{ mm (tracción)} = -6.44 \text{ cm} = -0.0644 \text{ m}$
 $I = 0.840 \times 10^6 \text{ mm}^4 = 0.840 \times 10^{-6} \text{ m}^4$
 $A = 1090 \text{ mm}^2 = 1090 \times 10^{-6} \text{ m}^2$
 $E = 210 \times 10^9 \text{ Pasc}$

Fuente. Propia

El material de la viga para estos perfiles estructurales es generalmente de hierro fundido con las siguientes características:

$$S_y = 220 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 345 \text{ MPa}$$

$$E = 210 \times 10^9 \text{ Pa}$$

Cálculo del radio de giro:

$$r_k = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Donde.

$$r_k = \text{Radio.de.giro(m)}$$

$I = \text{Momento.de.inercia.del.perfil.a.emplear}(m^4)$

$A = \text{Area.del.perfil.a.emplear}(m^2)$

$$r_k = \sqrt{\frac{0.840 \times 10^{-6} m^4}{1090 \times 10^{-6} m^2}}$$

$$r_k = 0.028m$$

Cálculo del punto de inflexión C_c :

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

Donde :

$E = \text{Módulo.de.elasticidad}(GPa)$

$S_y = \text{Punto.de.fluencia}(MPa)$

$$\therefore C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 (210 \times 10^9 Pa)}{220 \times 10^3 Pa}}$$

$$C_c = 137.27$$

Cálculo de la relación de esbeltez:

$$r_e = \frac{L_p}{r_k}$$

Donde :

$r_e = \text{relación.de.esbeltez}$

$L_p = \text{Lonjitud.del.perfil}(m).$

$r_k = \text{radio.de.giro}(m)$

$$re = \frac{Lp}{rk} = \frac{1.40m}{0.028m}$$

$$re = 50$$

$$re < 50$$

50 < 137.27... La relación de esbeltez es menor que el punto de inflexión.

Cálculo de la carga crítica para que produzca el pandeo:

$$F_{cr} = \frac{Cx\pi^2 \times ExI}{L^2}$$

Donde :

F_{cr} = C arg a. crítica. que. produce. el. pandeo (kg).

C = Const an te. que. depende. de. las. condiciones. de. los. extremos ($C = 1/4 = 0.25$)

E = Módulo. de. elasticidad (210×10^9 Pa)

I = Momento. de. inercia (m^4) = $0.840 \times 10^{-6} m^4$

L = Longitud. del. perfil (m) = 1.40m

Re emplazando :

$$F_{cr} = \frac{0.25 \times \pi^2 \times (210 \times 10^9 \text{ Pa}) \times (0.840 \times 10^{-6} m^4)}{(1.40m)^2}$$

$$F_{cr} = 242397.8359 N$$

$$F_{cr} = 242398 N$$

A esta fuerza que hemos obtenido, la columna recién se iniciará a pandearse, y como la fuerza que actúa en cada columna es bastante menor por lo tanto después de hacer la comparación de:

Como se ve.

$$F_{cr} > R$$

Osea:

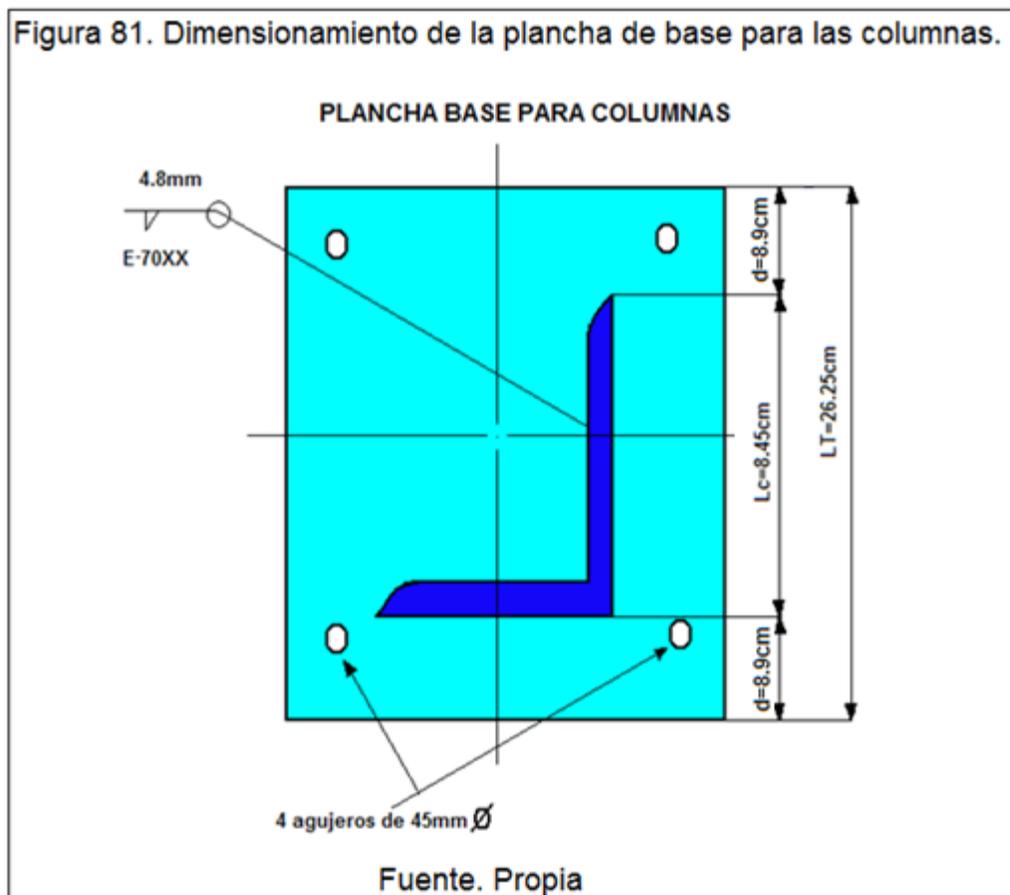
1328.028N < 242398N, esto quiere decir que la viga trabajara adecuadamente por lo tanto el ángulo elegido es totalmente correcto y este es lo suficientemente sobredimensionado, y no es necesario comprobar por carga dinámica.

5.6.12. DISEÑO DE LA PLANCHA BASE DE LAS COLUMNAS

Las planchas bases de las columnas (soportes verticales) será para fijar la estructura con el nivel del suelo, se calculará con una carga crítica de por columna de: $F=1318.028\text{N}$ por cada columna.

Para calcular la plancha base se considerará que la carga 'P' se distribuye uniformemente sobre la plancha sin flexión en un área:

$$AC=0.95L \times 0.95L$$



Cálculo de la longitud de contacto (L_c):

$$L_c=0.95L_p$$

Donde L_p =Longitud del lado del perfil.

$$L_c = 0.95 \times 89 \text{ mm}$$

$$L_c = 84,55 \text{ mm} = 8.45 \text{ cm}$$

Cálculo del área de contacto (A_c):

$$A_c = 0.95L \times 0.95L$$

$$A_c = (8.45 \text{ cm} \times 8.45 \text{ cm})$$

$$A_c = 71.40 \text{ cm}^2$$

Cálculo del esfuerzo actuante de contacto:

$$\sigma_{ac} = \frac{P}{A_c}$$

Donde :

$$P = \text{Carga de la viga vertical (kg)} = 134.36 \text{ kg} (1318.028 \text{ N})$$

$$A_c = \text{Área de contacto (cm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{ac} = \frac{134.36 \text{ kg}}{71.40 \text{ cm}^2}$$

$$\sigma_{ac} = 1.882 \text{ kg.cm}^{-2}$$

Cálculo del esfuerzo unitario permisible de contacto:

$$\sigma_{upe} = 0.75 \cdot S_y$$

$$\text{Donde : } S_y = 2500 \text{ kg.cm}^{-2}$$

S_y = Límite de influencia del acero estructural de la plancha de hierro fundido.

$$\sigma_{upe} = 0.75 \times 2500 \text{kg.cm}^{-2}$$

$$\sigma_{upe} = 1875 \text{kg.cm}^{-2}$$

Cálculo del espesor de la plancha:

$$t = \sqrt{\frac{3x\sigma_{ac}xd^2}{\sigma_{upe}}}$$

Condiciones de diseño:

$$\sigma_{ac} \leq \sigma_{upe}$$

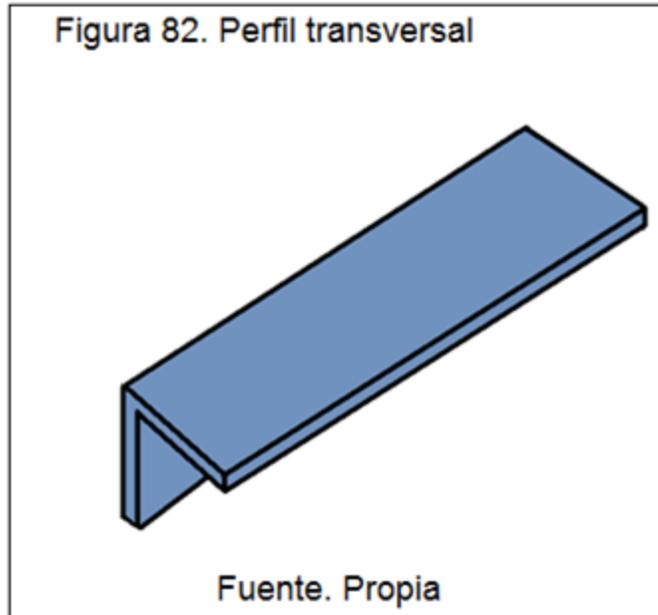
$$t = \sqrt{\frac{3x(1.882 \text{kg.cm}^{-2})x(8.9 \text{cm})^2}{(1875 \text{kg.cm}^{-2})}}$$

$$t = 0.48 \text{cm} = 48 \text{mm}$$

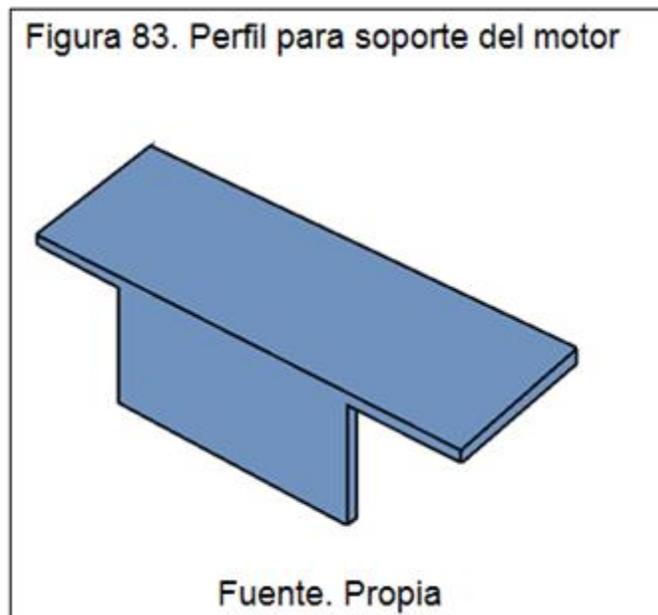
5.6.13. UNIÓN DE LOS PERFILES A EMPLEAR MEDIANTE SOLDADURA

Cantidades de perfiles a emplear en la estructura:

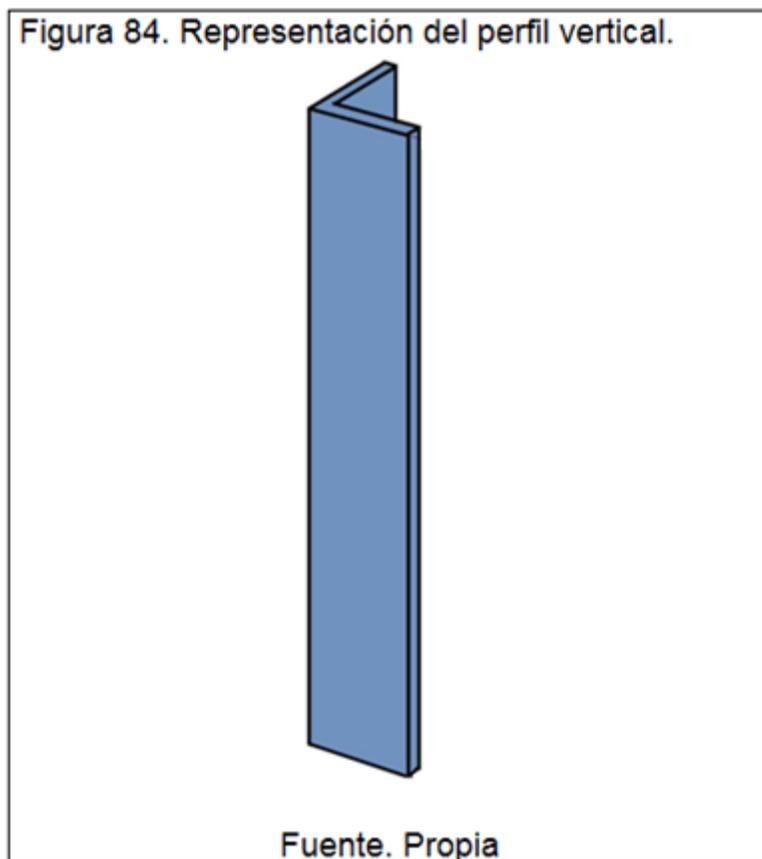
2 perfiles de L89x89x6.4mm = L3 ½ X 3 ½ x ¼ pulgadas.



2 perfiles para el soporte del motor:



4 perfiles de L89x89x6.4mm para los soportes verticales.



5.6.14. CÁLCULO DE LA UNIÓN DE TODOS LOS PERFILES O PARTES ELEMENTOS QUE CONFORMAN LA ESTRUCTURA

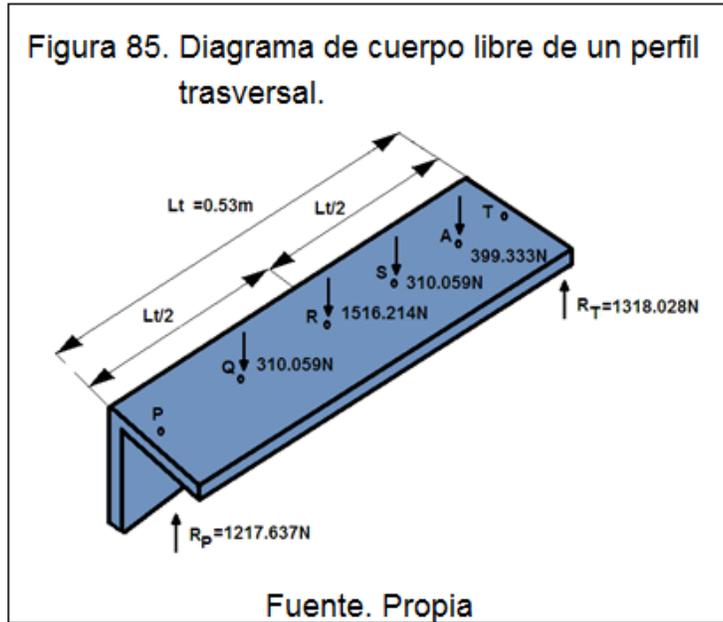
Tipos de soldadura. (Soldadura empírica recomendado por soldadores)

6011(Tipo de soldadura para puertas y ventanas)

7018(Para soldar perfiles de $\frac{1}{4}$ " en adelante.

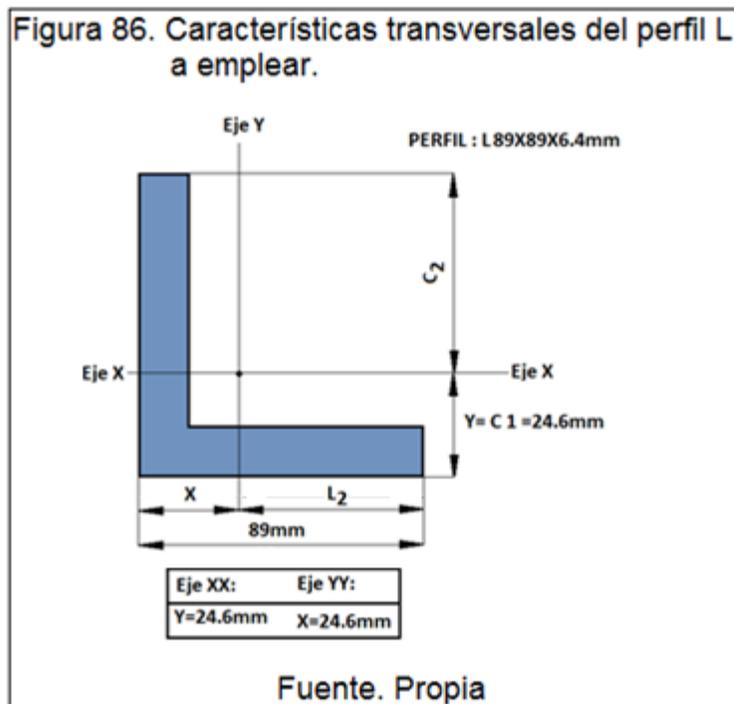
Soldadura de la estructura:

Partiendo de los datos de las cargas del perfil estructural (Viga horizontal soporte):

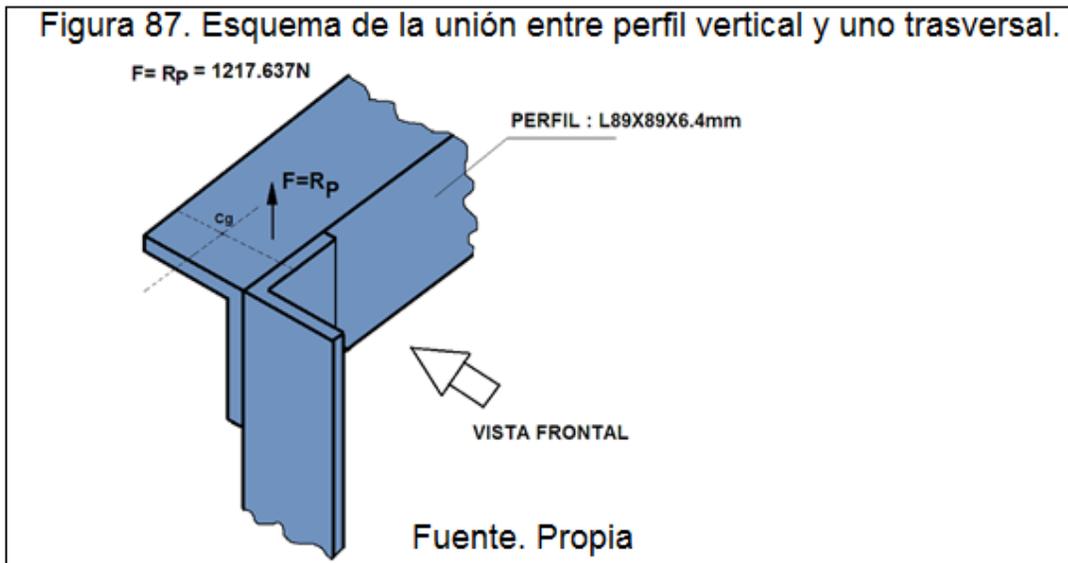


$R_P=1217.637N$

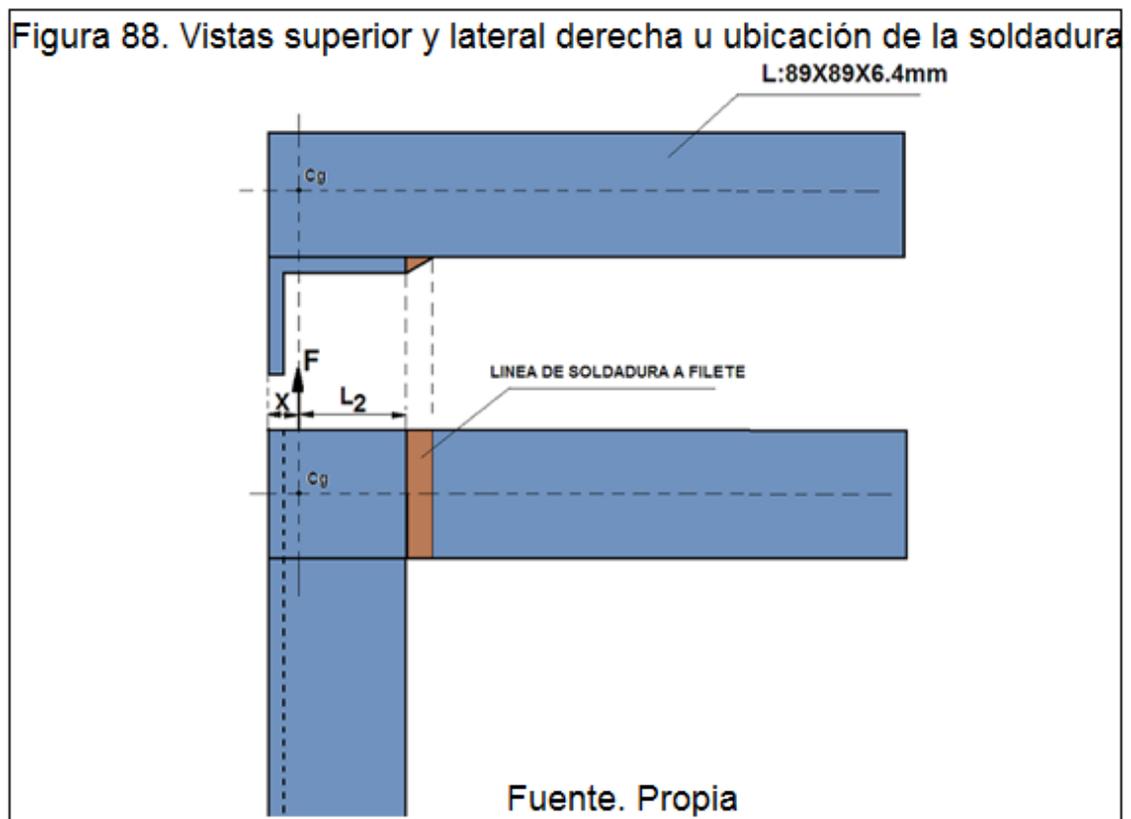
$R_T=1318.028N$



Vista de la unión del perfil horizontal y las vigas verticales:



Vista superior



Para el cálculo de L2:

$$L2=89-X$$

$$L2=89-24.6$$

$$L2=64.4\text{mm}$$

Asumiendo un tipo de electrodo AWS o 60XX, de acuerdo con la AWS (Sociedad Americana de la soldadura) tenemos las siguientes tenciones de trabajo

$$\tau_c = \frac{790kg}{cm^2}$$

Sea: $F=Reacción=1217.637N=121.763kg$

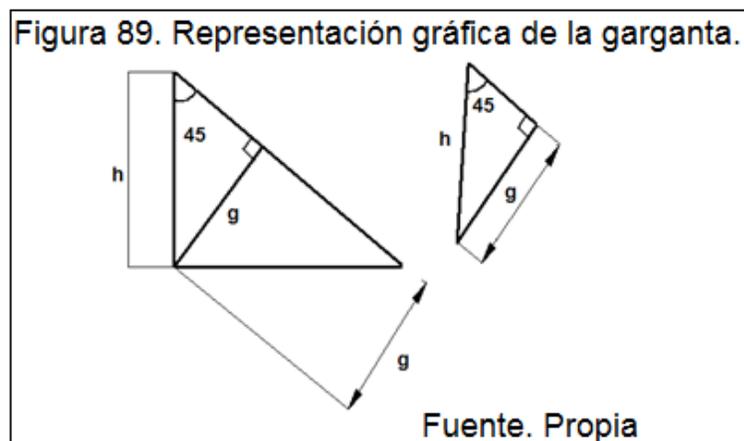
Tabla de las propiedades de la resistencia mínima de la carga de electrodos:

Tabla 25. Elección del punto de fluencia de acuerdo al tipo de electrodo.

No de Electrodo	Resistencia a la rotura Sut (KSI):	Resistencia a la fluencia: Sy(KSI):
E60XX	62	50

Fuente: Diseño de Máquinas Holowenko Laughtin Pág. 344

Cálculo de la garganta "g":



$$h = \frac{1}{4} p u l g = 0.635 \text{ cm}$$

$$\text{sen}45^\circ = \frac{\text{Cateto.opuesto}}{\text{Hipotenusa}} = \frac{g}{h}$$

$$g = h \text{sen}45^\circ$$

$$g = (0.635 \text{ cm})(\text{sen}45)$$

$$g = 0.450 \text{ cm}$$

Cálculo de la longitud del cordón de soldadura:

$$P = \tau_c \cdot g \cdot L_c$$

Donde :

$$P = C \text{ arg } a \cdot \text{aplicada} (\text{kg})$$

$$\tau_c = \text{Tensión.de.trabajo} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}, \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

$$g = G \text{ arg } \text{anta} (\text{cm})$$

$$L_c = \text{longitud.del.cordón} (\text{cm})$$

:

$$\rightarrow P = \tau_c \cdot g \cdot L_c$$

$$121.763 \text{ kg} = (790 \text{ kg.cm}^2) \cdot (0.450 \text{ cm}) \cdot L_c$$

$$L_c = 2 \text{ cm}$$

Cálculo del coeficiente de seguridad(N):

$$N = \frac{0.5(Sy)}{\tau_c}$$

Donde :

$N = \text{Adimensional (2 - 4; Para.un.elemento.confiable)}$

$S_y = \text{Punto.de.fluencia} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) = 50\text{KSI (Por.tabla)}$

$\tau_c = \text{Tensi3n.de.trabajo (De acuerdo con la AWS = } 790 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{)}$

$50\text{KSI} = 3515.337\text{kg.cm}^{-2}$

Re emplazando :

$N = 2.42 = 3$

Como. $N = 3 \Rightarrow \text{Elemento.confiable}$

C3lculo del tama1o del cord3n de soldadura:

Sea: $t = \text{Espesor de la plancha o viga} = 1/4''$

$h = \text{Angulo} = 1/4''$

De acuerdo a la siguiente tabla:

Tabla que indica el tama1o m3nimo del cord3n de filete:

Tabla 26: Selección del tamaño del cordón de soldadura de acuerdo al espesor de la plancha.

Espesor de la plancha más gruesa(Pulgadas)	Tamaño mínimo del cordón de filete en pulgadas(W mínimo)
$t \leq \frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$\frac{1}{4} \leq t \leq \frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{1}{2} \leq t \leq \frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{3}{4} \leq t \leq 1\frac{1}{2}$	$\frac{5}{16}$
$1\frac{1}{2} \leq t \leq 2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$
$2\frac{1}{4} \leq t \leq 6$	$\frac{1}{2}$
$t \geq 6$	$\frac{5}{8}$

Fuente: Diseño de Máquinas Holowenko Laughlin Pág. 346

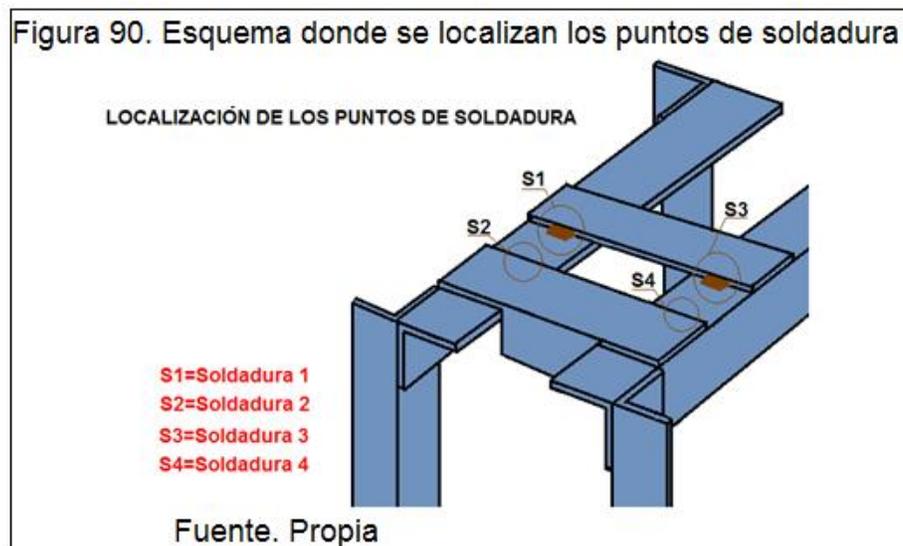
Nota: El tamaño del cordón de soldadura de filete no debe exceder del espesor de la plancha más delgada.

De acuerdo a la tabla:

$$\forall t \leq \frac{1}{4} \Rightarrow W_{\text{minimo}} = \frac{1}{8}$$

El tipo de electrodo elegido y la misma longitud de soldadura se emplearán para soldar en la parte superior de la estructura por ejemplo ver la siguiente figura

Ver la siguiente figura



Donde:

S1, S2, S3, S4: Son soldaduras del mismo tipo 1, 2, 3,4.

La longitud del cordón de soldadura será igual para los 4 sitios donde se irá a soldar: $L_c=2\text{cm}$.

Tipo de electrodo: AWS o E60XX

Numero de varillas totales incluyendo las varillas para soldar los perfiles verticales:

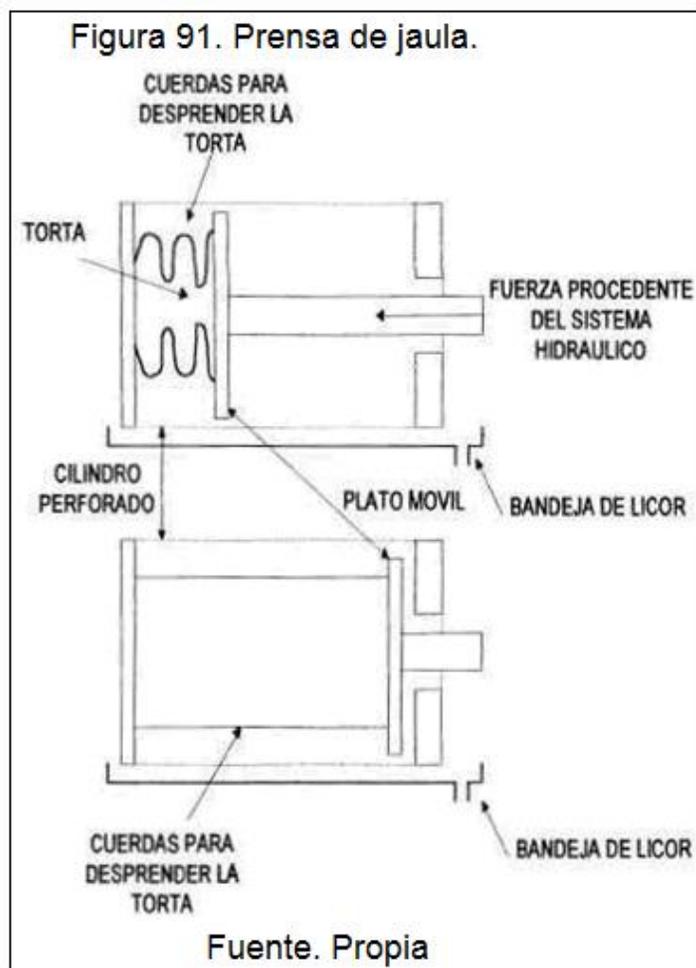
4 varillas.

5.7 DISEÑO DEL SISTEMA DE PRENSADO

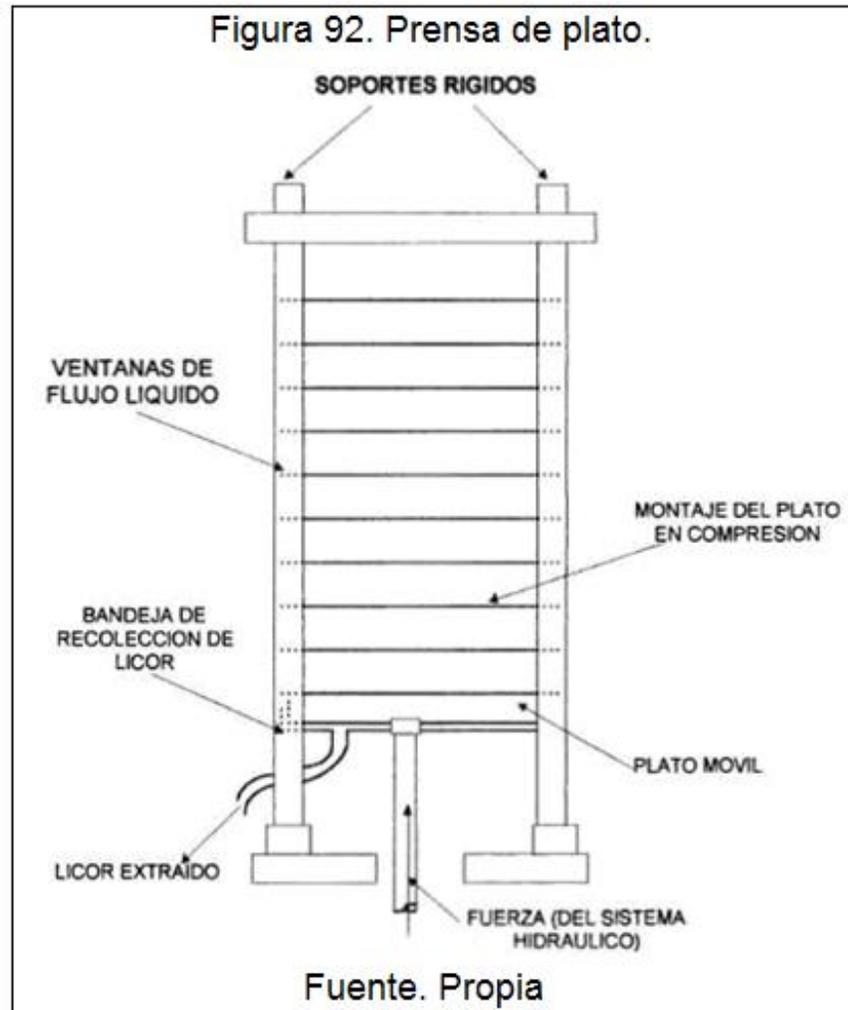
5.7.1. FORMAS PARA EXTRAER JUGOS:

De los varios métodos que existen para la extracción de jugos a continuación mostraremos dos métodos más usados en la extracción:

Forma 1: Extracción mediante Prensa con jaula



Forma 2: La extracción mediante una prensa por medio de un plato.



Para la fabricación y diseño de la prensa se ha creído conveniente hacer un método distinto a los métodos comunes que existen hoy.

5.7.2. DIMENSIONAMIENTO DEL CUBO DE PRENSADO.

Partiendo del volumen que entra a la tolva ya que depende del flujo másico de la tolva, y el flujo másico que entra a la tolva debe ser igual al volumen del cubo de prensado.

El sistema de prensa con su volumen que se va hallar a continuación:

Volumen de la tolva (V):

Sabemos que:

$$V = 40100\text{cm}^3 = 0.0401\text{m}^3$$

5.7.3. CÁLCULO DE LA ALTURA NECESARIA PARA LA FABRICACIÓN DEL CUBO DE PRENSADO.

Como es el volumen de la tolva será el volumen del cubo de prensado

El cubo de prensado tendrá forma rectangular, o sea que:

$$b = 33\text{cm} = 0.33\text{m}$$

$$e = 33\text{cm} = 0.33\text{m}$$

$$H = ?$$

$$V = (b.e.h)$$

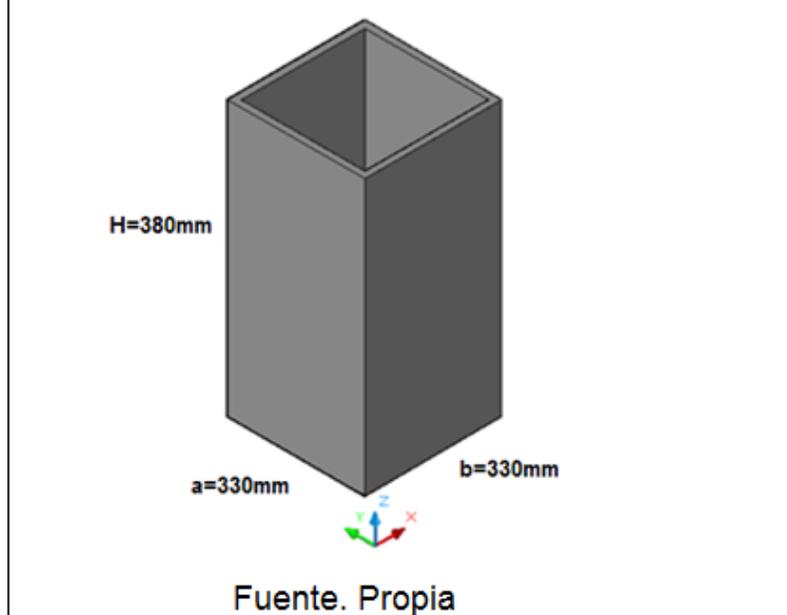
Despejando :

$$h = \frac{V}{(b.e)}$$

$$h = \frac{0.0401\text{m}^3}{(0.33\text{m})^2}$$

$$h = 0.3682\text{m} = 36.82\text{cm}$$

Figura 93. Dimensionamiento del cubo de prensado.



Una vez dimensionado el cubo de prensado, este recipiente almacenará toda la manzana picada para ser comprimida por un pistón.

El nivel de llenado es 38cm, cada lado del cubo de prensado será taladrado por agujeros de 2 milímetros de diámetro para que el cubo sea semejante a la de un colador en cada lado del cubo ya que estos poros permitirán la salida del líquido en el momento que el pistón baje al punto muerto inferior y así facilitará separar afrecho, pepas y jugo de manzana.

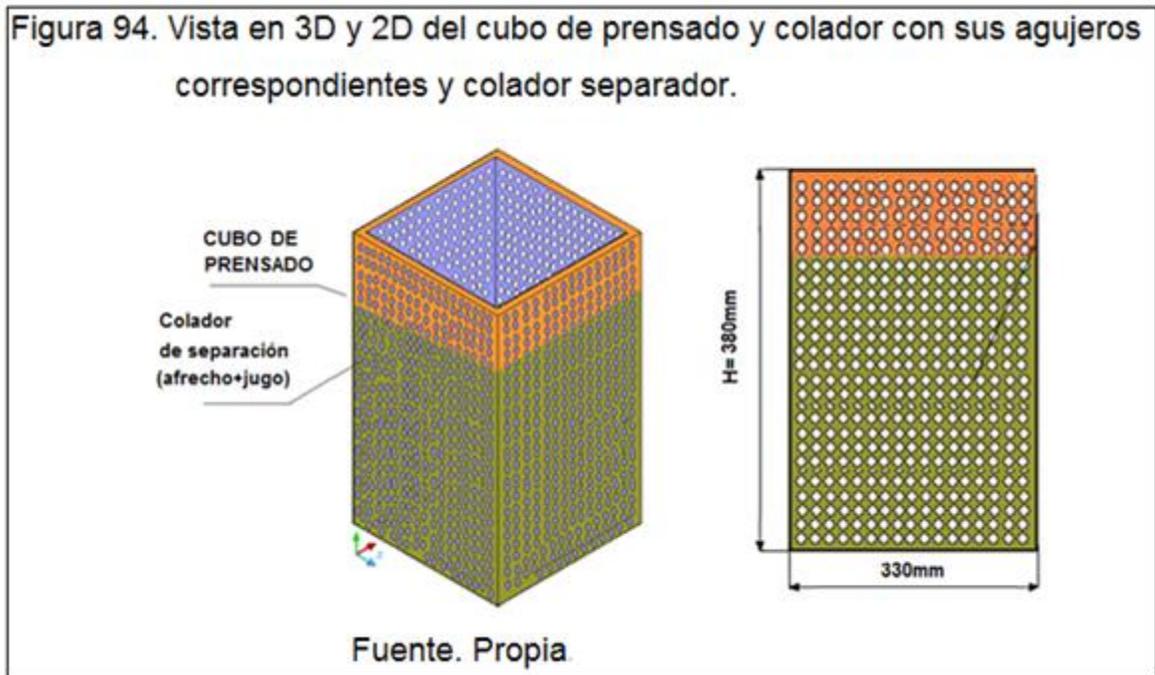
A partir de la mitad del cubo se ha creído forrar el recipiente con una tela filtro del mismo material de los coladores domésticos esto recubrirá en las paredes del cubo y también en la parte de la base, y así separar más rápido y fácil lo que es afrecho y jugo de manzana.

El cubo de prensado será en otras palabras el recipiente cuya geometría depende mucho de la cantidad de manzana a triturar.

5.7.4. MATERIAL DEL CUBO DE PRENSADO

Acero quirúrgico Austenítico AISI 316 espesor de la plancha 3mm

Ver la siguiente figura:



Se empleará una plancha de acero Austenítico AISI 316 de 3 milímetros de espesor, con las dimensiones de 38 centímetros de alto, 33 centímetros de ancho y 33 centímetros de profundidad, al final se le va a dejar un pequeño tope para la unión respectiva mediante soldadura a punto.

Ver la siguiente figura donde se mostrará su construcción:

Figura 95. Distribución de longitudes la construcción del cubo de prensado.

SEA EL PROCEDIMIENTO DE DOBLADO DE LA PLANCHA
DE 3mm DE ESPESOR

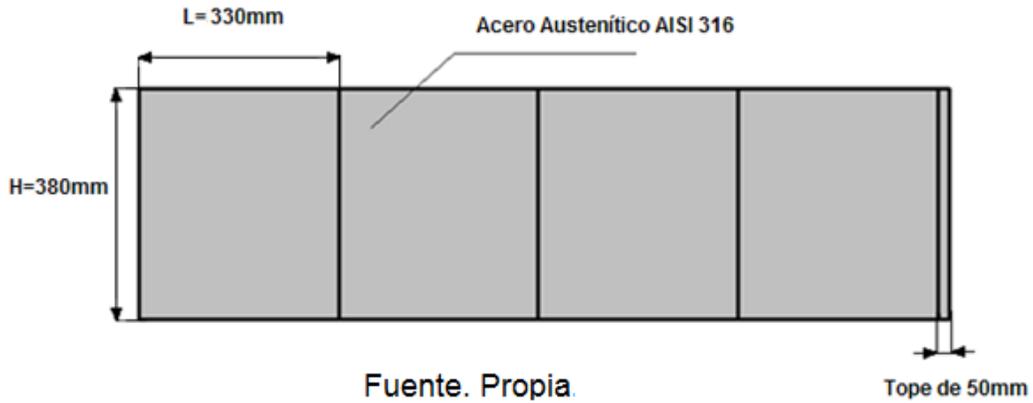
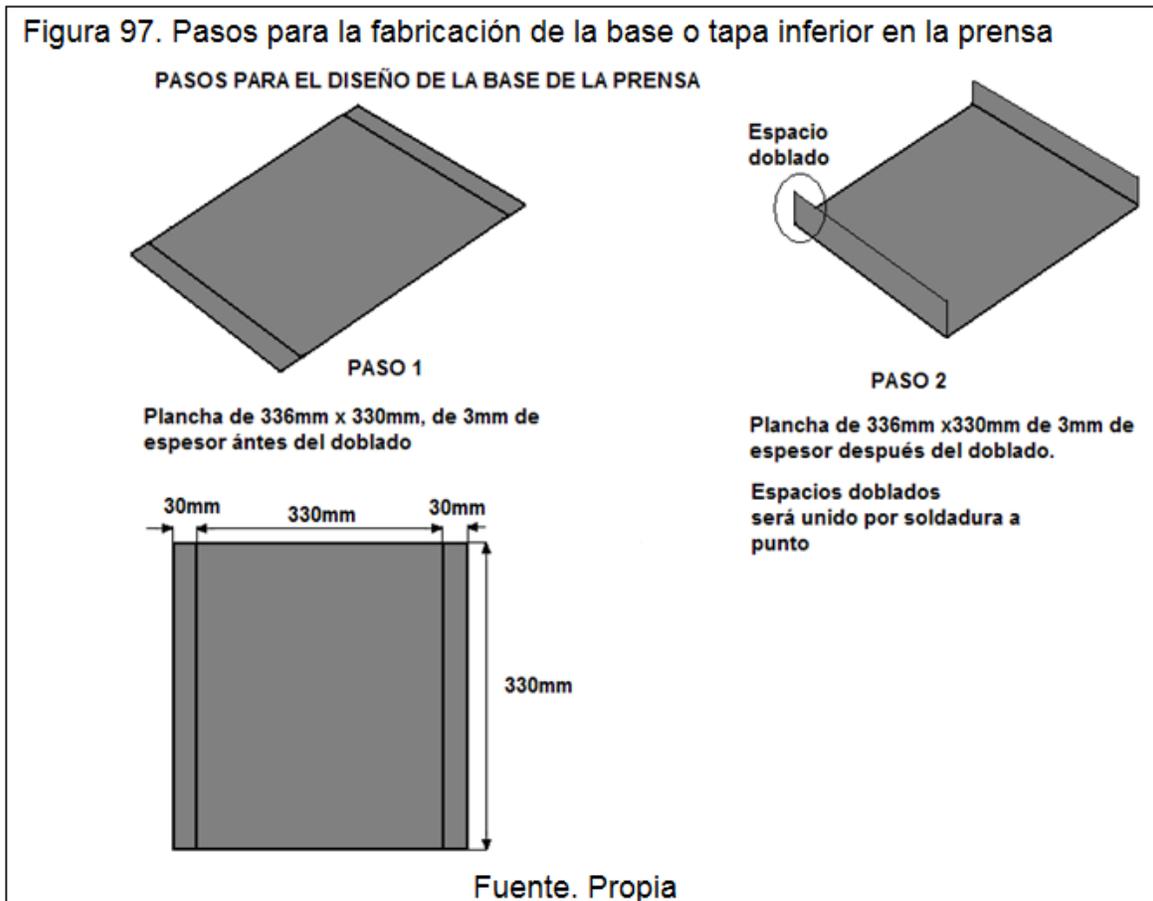


Figura 96. Proceso de construcción mediante giros y doblados para la construcción del cubo de prensado.





En el momento de la perforación se tratará de no hacer agujeros en el filo de las uniones para que esto no debilite al cubo de prensado en el momento de la operación de extracción.

Fuerzas encontradas para hallar las fuerzas o presiones en los 30kg de manzana a triturar.

5.7.5. ENSAYOS PARA ENCONTRAR LA FUERZA DE TRITURACIÓN.

Para poder encontrar la fuerza y presión necesaria para triturar los 30kg. Para sacar el jugo, hemos creído conveniente hacer unos ensayos con menos pesos

1.75kG → arroja una fuerza de: 416kg - f
 3.75kG. → arroja una fuerza de: 802.57kg - f
 7.5kG. → arroja una fuerza de: 1680.14kg - f
 15KG → arroja una fuerza de: 3337.97kg - f
 1.75KG → arroja una fuerza de: 416kg - f

De estos ensayos podemos concluir que la fuerza se va duplicando la cual para 30KG será una fuerza de 6675.94kg-f, por lo tanto el factor aproximante k=2
 Por lo tanto la fuerza requerida para triturar es:

$$F=6675.94\text{kg-f} = 65490.97\text{N}=65.4\text{kN}$$

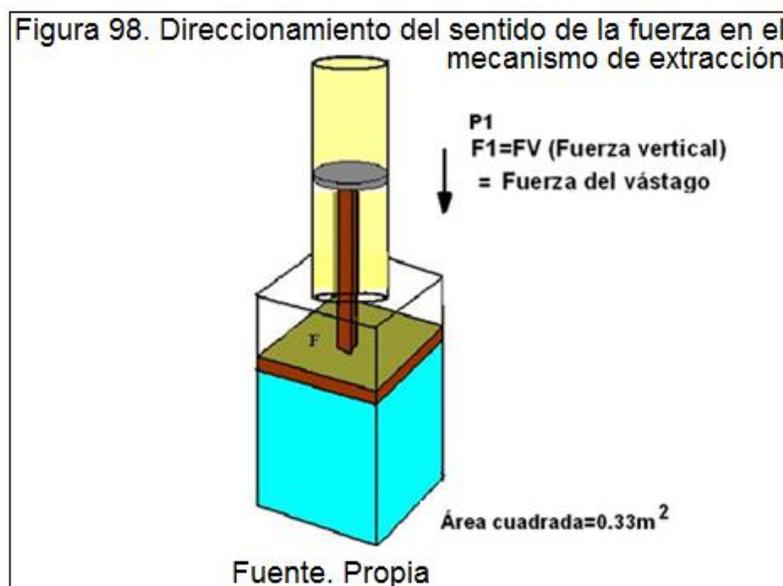
5.7.6. CÁLCULO DE LA PRESIÓN NECESARIA PARA EXPRIMIR 30kg DE MANZANA.

$$P = \frac{F}{A}$$

$$P = \frac{65491\text{N}}{(0.33\text{m})^2}$$

$$P = 601386\text{Pa}$$

$$P = 6\text{Bar}$$



Donde:

Fv=Fuerza vertical= F1=Fuerza del vástago

P1=Presión 1

La presión que salió es de 6 bar para elegir el tipo de pistón elegiremos uno que tenga esta presión la cual existen cilindros neumáticos entre 6 a 10 bares, por lo que está en el rango requerido.

5.7.7. CÁLCULO DE LA FUERZA DEL VÁSTAGO.

Trabajando con la máxima presión del pistón que son de 10 bares, para el diseño en condiciones máximas o extremas:

Se sabe que:

$$P = \frac{F}{A}$$

$$P = \frac{F}{(\pi \cdot d^2) / 4}$$

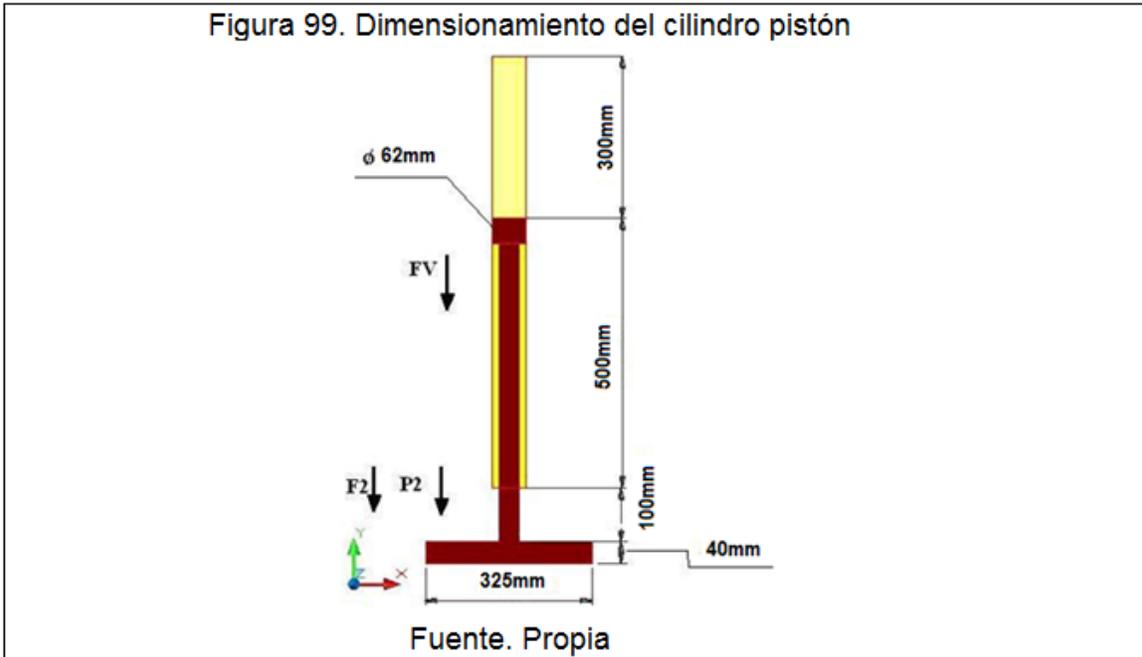
$$\text{Si : } d = 62\text{mm} = 62 \times 10^{-3} \text{m}$$

Despejando :

$$10 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \frac{F_{\text{vástago}}}{3.019 \times 10^{-3} \text{m}^2}$$

$$\therefore F = 3019 \text{N}$$

Figura 99. Dimensionamiento del cilindro pistón



5.7.8. TIPOS DE CILINDROS.

Respecto a los tipos de cilindros que existen en el mercado comercial:

A.-Cilindros neumáticos:

Cuando la presión va entre el rango de 1 a 10 bares, presiones bajas.

B.-Cilindros hidráulicos:

Cuando las presiones son más de 10 bares, entre el rango desde 10 a 70 bares.

Como nuestra presión es de 6 bares que salió por nuestros cálculos, y de acuerdo al catálogo de cilindros neumáticos comerciales, se elige un cilindro neumático de 6 bares cuyas características técnicas y dimensiones están a continuación:

Tipo de cilindro:

SERIE AI 4000

NORMALIZADO BAJO ISO 6431

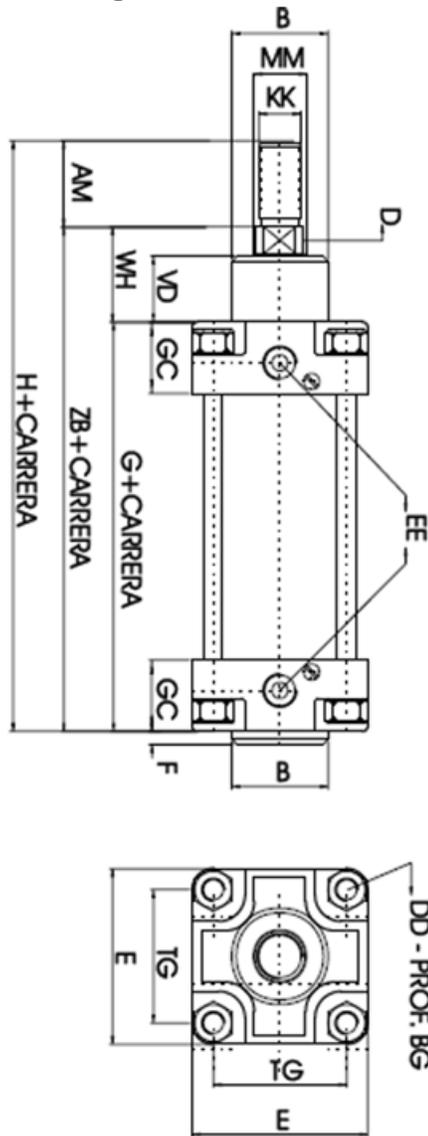
5.7.9. TIPO DE MONTAJE

Con placa delantera para poder sujetarse en la parte superior.



Detalle del cilindro neumático con vástago simple:

Figura 101. Dimensionamiento del cilindro con vástago simple seleccionado según el catálogo.



Fuente. Catálogos Cilindros Neumáticos Serie AI-4000

Tipo de montaje del cilindro que se requerirá:

El tipo de cilindro que necesitaremos será un cilindro neumático con placa trasera que valla en la parte superior tal como muestra el plano del sistema de prensado.

Detalle del cilindro neumático requerido con su respectivo montaje ver la siguiente figura:

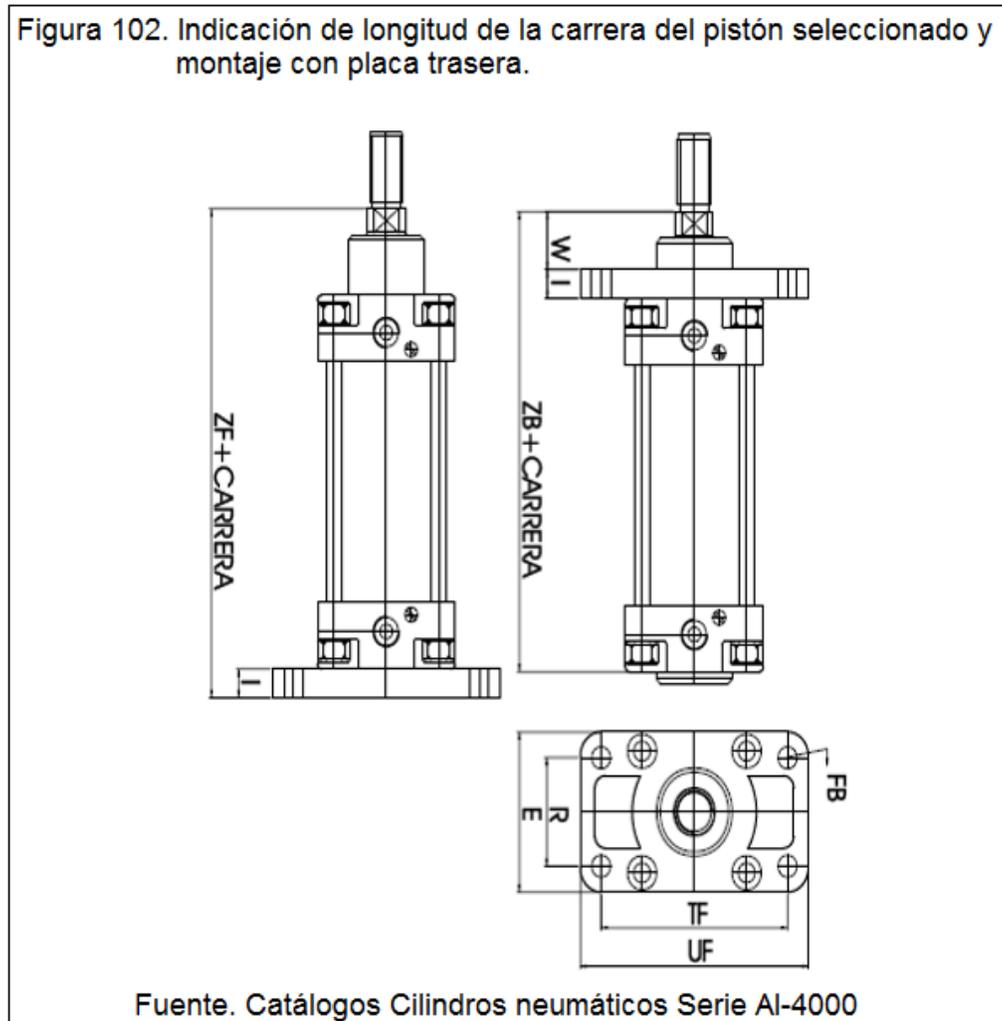


Tabla 27. Cuadro de equivalencias para las carreras estándar de los pistones.

	MOD	4032	4040	4050	4063	4080	4100	4125	4160
CARRERAS mm	25	x	x						
	50	x	x	x	x	x			
	80	x	x	x	x	x			
	100	x	x	x	x	x	x	x	x
	125	x	x	x	x	x	x	x	x
	160	x	x	x	x	x	x	x	x
	200	x	x	x	x	x	x	x	x
	250						x	x	x

Fuente: Catálogos de Cilindros neumáticos Serie AI-4000

Cuyas medidas para los cálculos son las siguientes:

VD= 40mm l=18mm Carrera=250mm

AM=40mm E=115mm UF=180mm

WH=40mm R=75mm VF=180mm

ZF=40mm TF=150mm TG=90mm

FB=14mm (diámetro del agujero) donde van a ir sujetos la placa de ensamble con el perfil superior de la estructura del sistema de prensado.

DD=M20X1.5

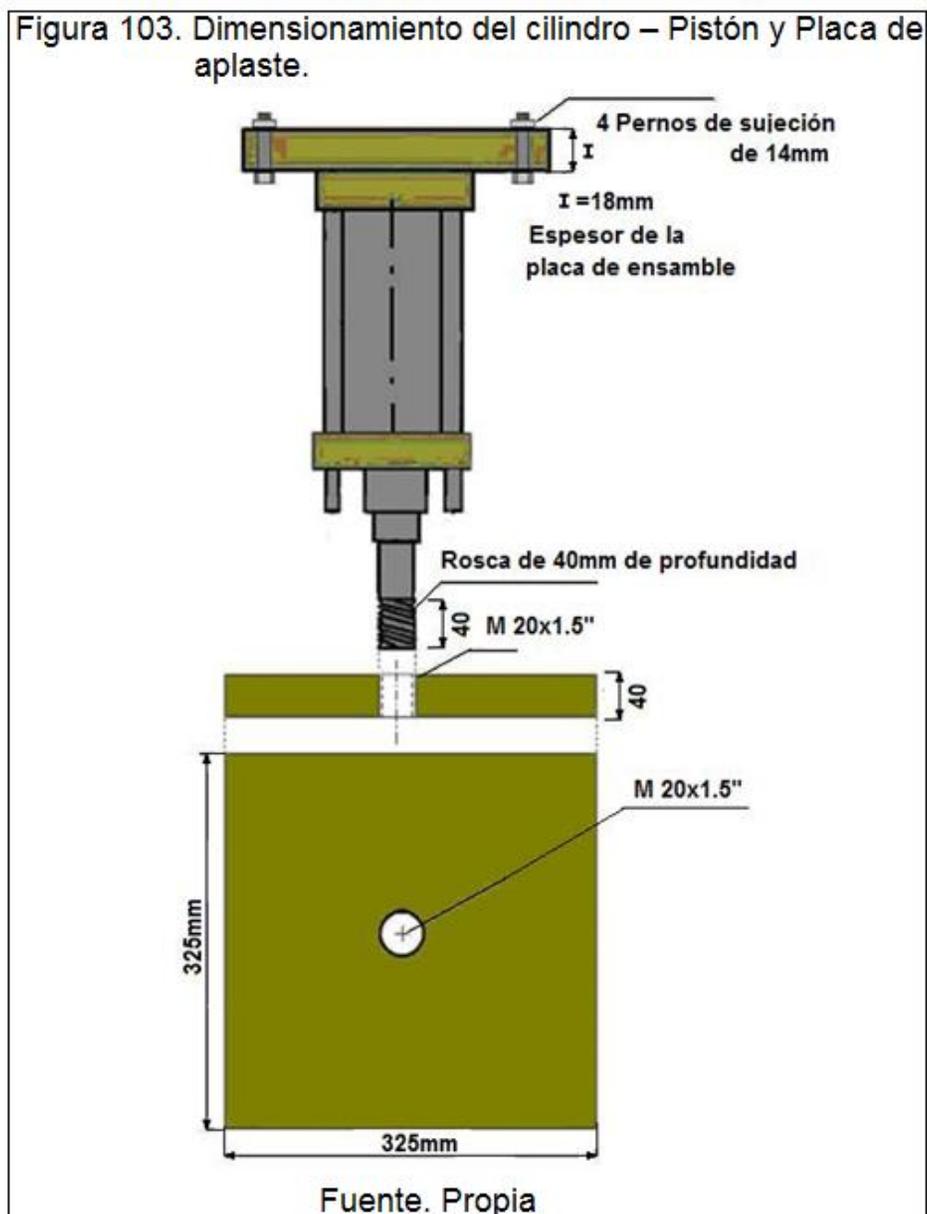
MM=25mm

B=48mm.

5.7.10. DETALLE ENTRE LA UNIÓN ENTRE DEL VÁSTAGO Y LA PLATAFORMA

Conforme al tipo de cilindro neumático elegido se sabe que la parte Terminal es de forma roscada la cual permitirá de fácil mantenimiento ya que la plataforma aplastante se tendrá que hacer un agujero a la medida del diámetro del vástago para poderlos unir esto es tal y conforme se muestra en el siguiente plano:

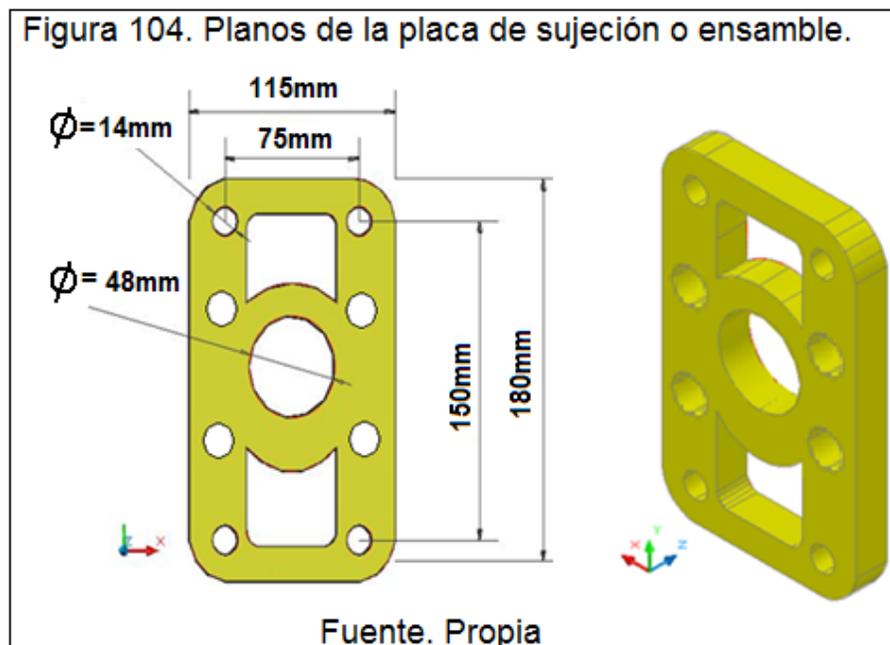
Ver la figura:



Nota: El largo y ancho de la placa aplastante tendrá que ser de 5 milímetros menos para que esta pueda encajar en el cubo de prensado.

La unión del vástago con la plataforma será enroscada para su fácil mantenimiento.

Esquema de la placa que servirá de unión con la viga superior para sujeción:



Notar que ésta placa de sujeción o ensamble viene ya fabricado, la cual servirá para unir cilindro placa

5.7.11. DISEÑO DE LA ENVOLTURA.

Para la envoltura del cubo de prensado se ha creído conveniente que el cubo de prensado debe ir alojado dentro de una envoltura para lo cual deberá ser de mayor medida que el cubo de prensado para que pueda ser adherido.

Dicha envoltura deberá ser diseñada y tener las características necesarias para que pueda salir el líquido después de la extracción, de forma fácil de manejo por un sólo operario o trabajador.

El líquido tendrá que salir por un orificio en la parte inferior de la envoltura que caerá por gravedad y será llenado a otro recipiente según la cantidad a llenar por parte del operario.

Una vez extraído el jugo o líquido, el operario tendrá que sacar el cubo de prensado hacia el exterior elevándolo verticalmente hacia arriba de forma manual, será sacado por medio de la compuerta para expulsar el afrecho ya sea para dar mantenimiento o para su limpieza respectiva.

No se emplearán sensores de nivel ya que sólo se requerirá triturar por cada 30 kilogramos y luego de haber triturado y extraído el jugo, el operario colocará más manzana en la tolva con la cantidad deseada y así repetir el procedimiento tantas veces que se requiera utilizar.

Está en una forma bastante sencilla y menos costosa.

Todo este diseño quedó a nuestro criterio como diseñadores de esta máquina.

Ver el plano que a continuación se mostrará:

5.7.12. DISEÑO DEL LA PRENSA PORTA CUBO DE PRENSADO

Para el diseño de la prensa se a creído conveniente usar el mismo método de la fabricación de cubo de prensado, el mismo procedimiento, el mismo material, la diferencia que tendrá que ser más ancho y de más altura para que pueda portar al cubo de prensado, será de fácil fabricación, de fácil uso y también será portable, compatible al momento del ensamble.

En la siguiente figura se mostrará:

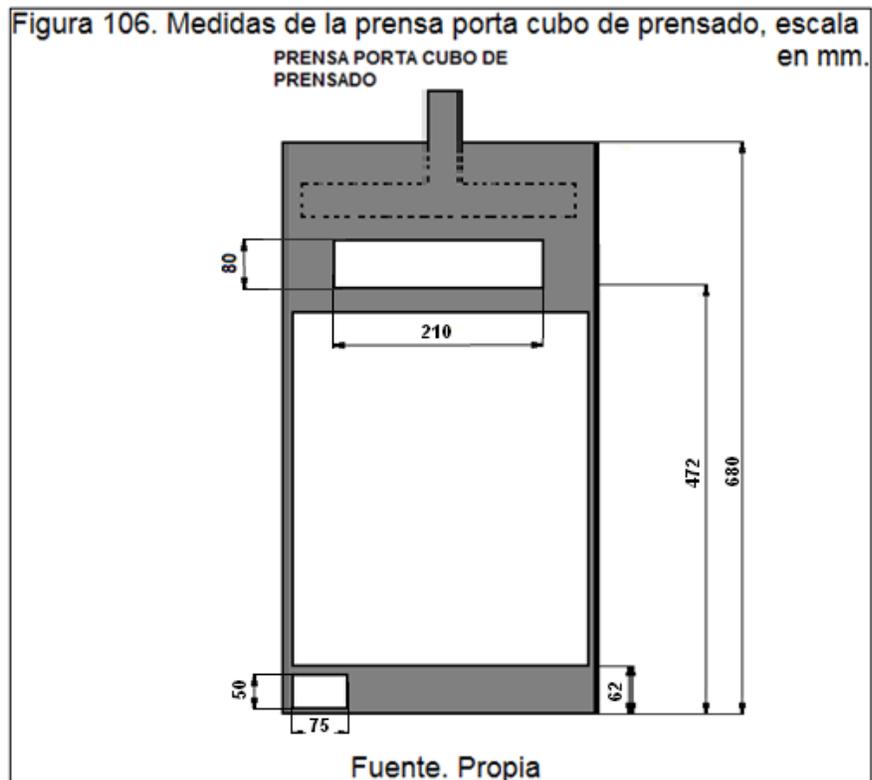
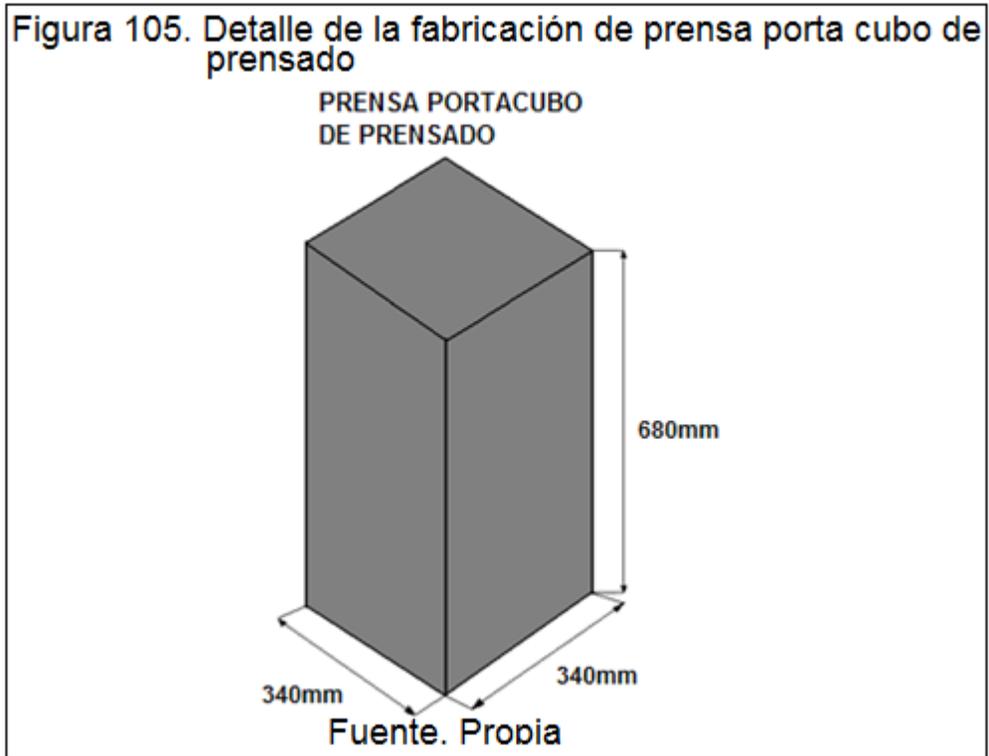
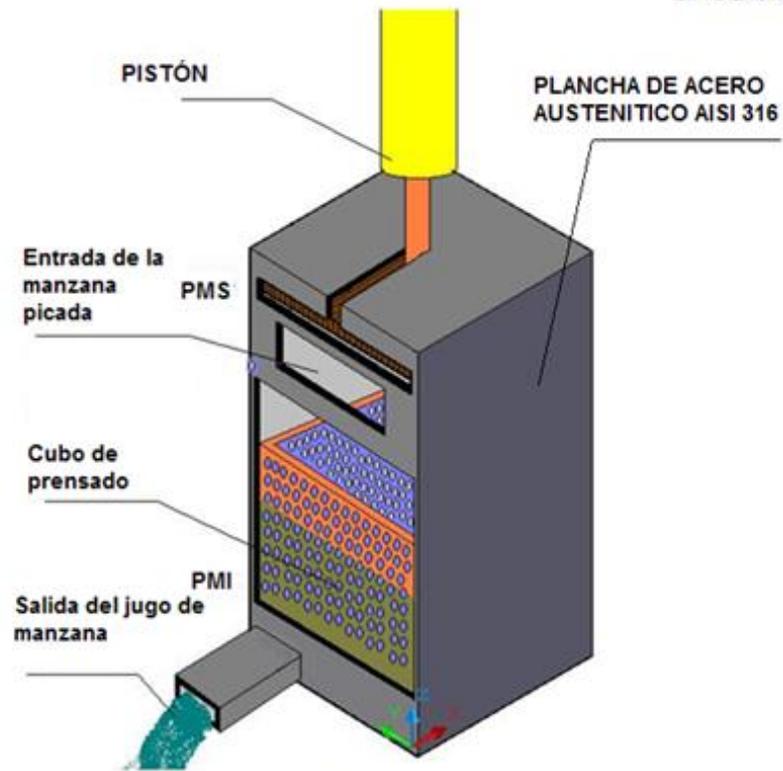


Figura 107. Vista en 3 dimensiones del sistema de prensado ensamblado.



Fuente. Propia

Donde:

PMI=Punto muerto inferior.

PMS= Punto muerto superior.

5.7.13. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS PARA EL SOPORTE

A) CÁLCULO DE LA FUERZA TOTAL QUE SOPORTARÁ EL SOPORTE INFERIOR.

$$F (Real) = W (Producción) + F (Pistón)$$

Donde:

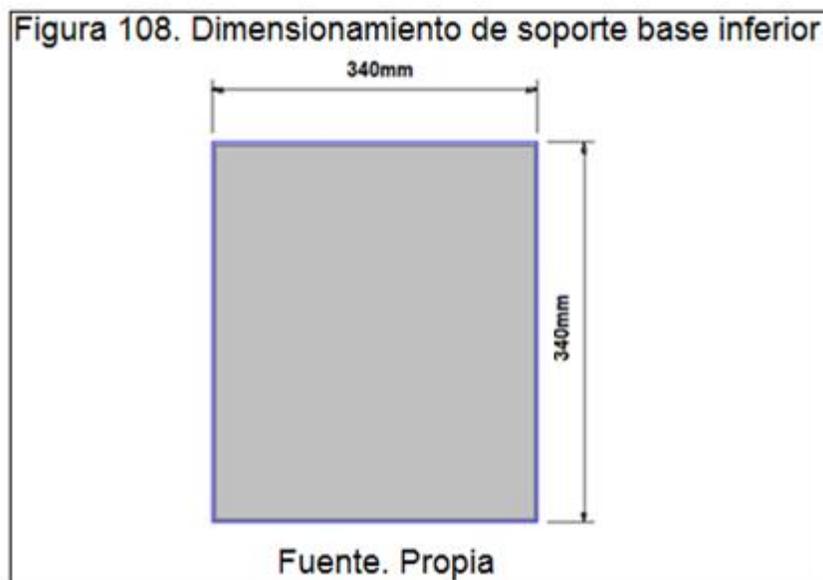
$$W (Producción) = \text{Peso de toda la producción} = 294.3\text{N}$$

$$F (Pistón) = \text{Fuerza del pistón} = 65490.97\text{N}$$

$$F (Real) = 65785.27\text{N}$$

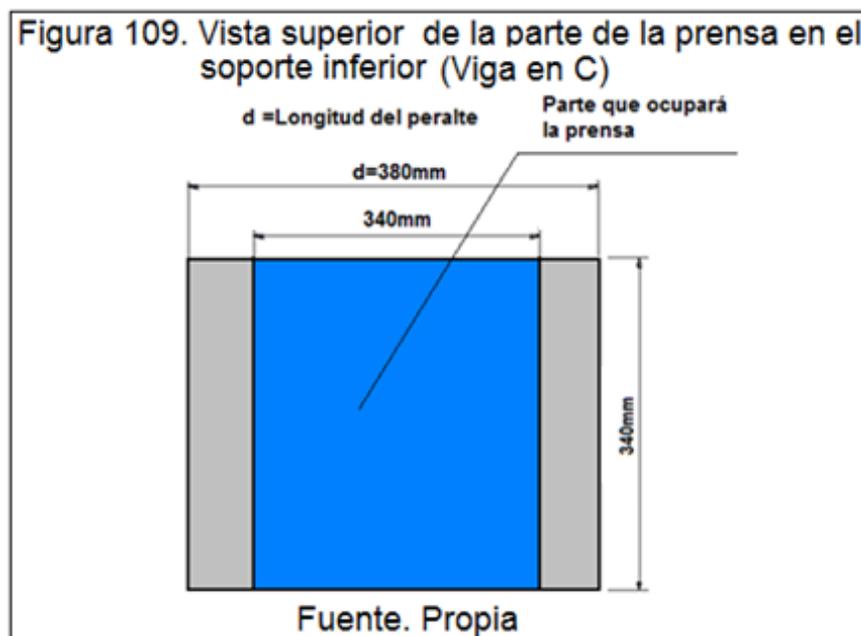
B) DIMENSIONAMIENTO DE LOS PERFILES PARA SU DISEÑO RESPECTIVO.

Para el dimensionamiento del soporte inferior del sistema de prensado partiremos como única referencia de la prensa porta cubo de prensado, que es de acuerdo a la figura que se muestra continuación:

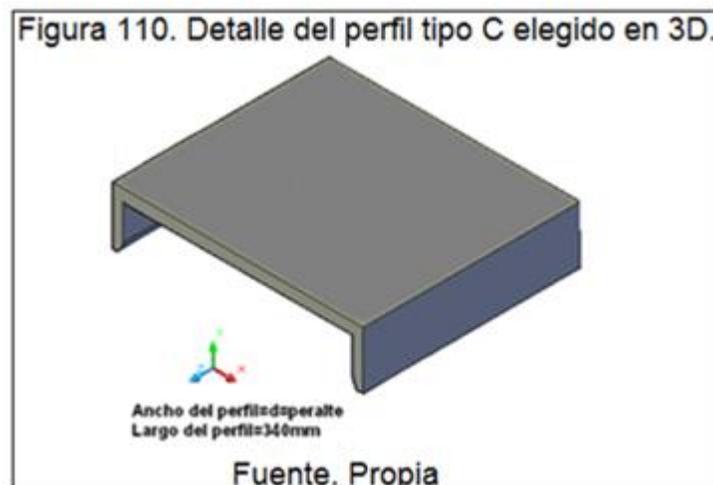


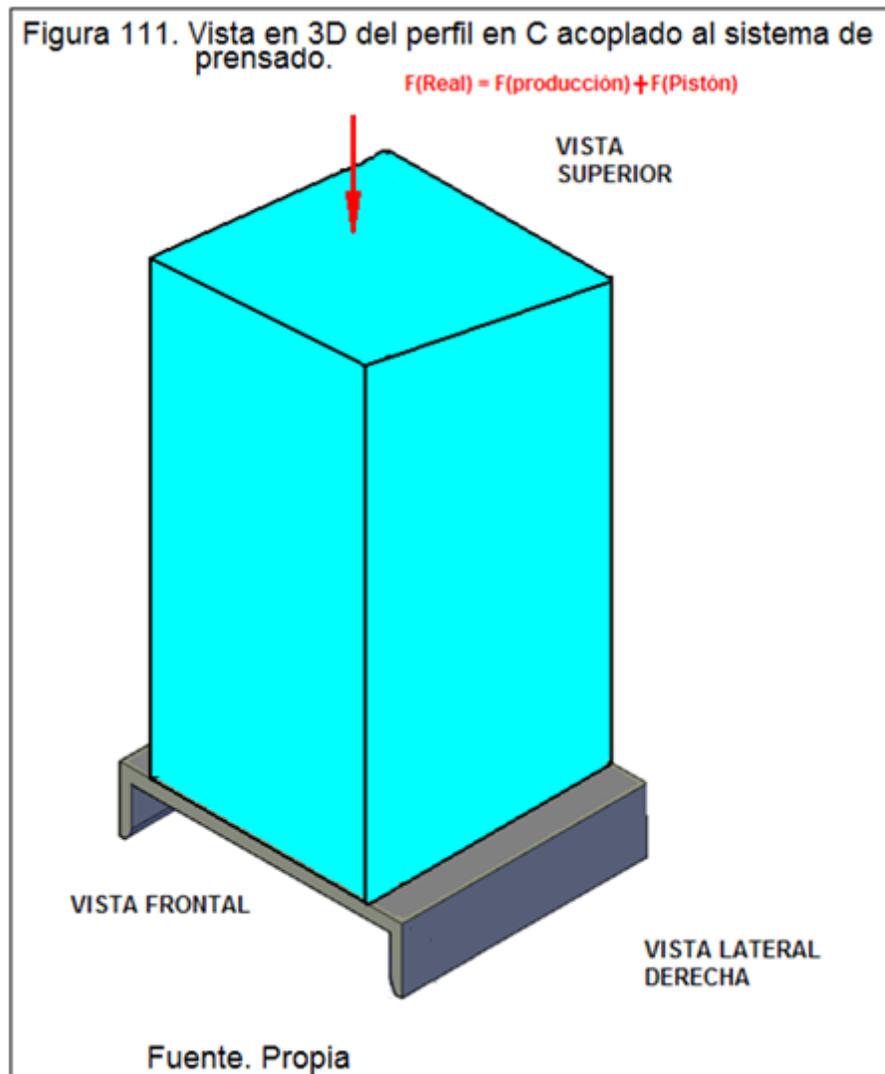
En función a las medidas de la base del sistema porta cubo de prensado o sistema de prensado, en función a estas medidas se buscará un perfil estructural adecuado que cumpla las condiciones de las medidas ya dadas, y el perfil que más se aproxima es un perfil tipo C380x50kg su equivalente en pulgadas es C15X33.9, la cual el perfil adecuado donde va ir colocado el sistema de prensado, cuyo peralte d es de 380mm que equivale a 38cm.

A continuación mostramos la figura la cual la parte sombreada representa el espacio de la prensa:



En 3D





Características del perfil seleccionado:

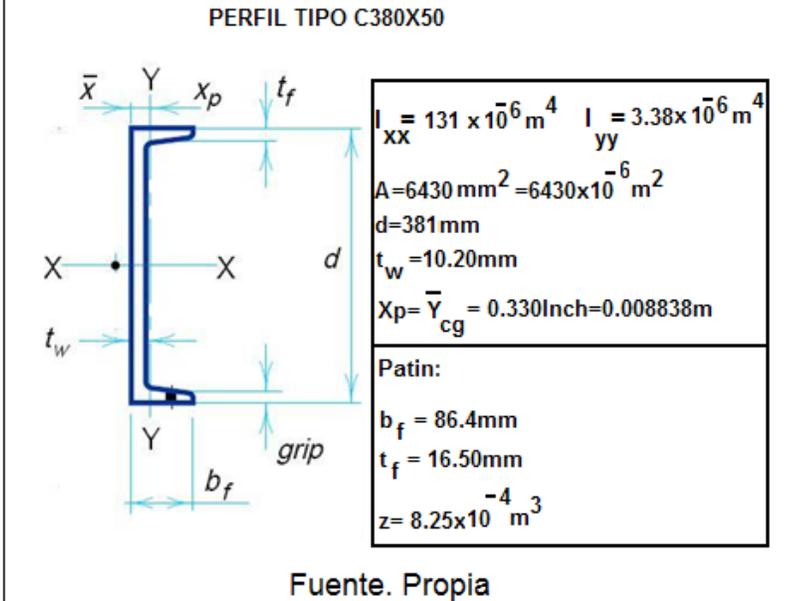
El perfil adecuado para la construcción de la estructura será de material hierro fundido, fundición gris es un perfil comercial y económico, las características son las siguientes:

$$S_y = 220 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 345 \text{ MPa}$$

$$E = 210 \times 10^9 \text{ Pa}$$

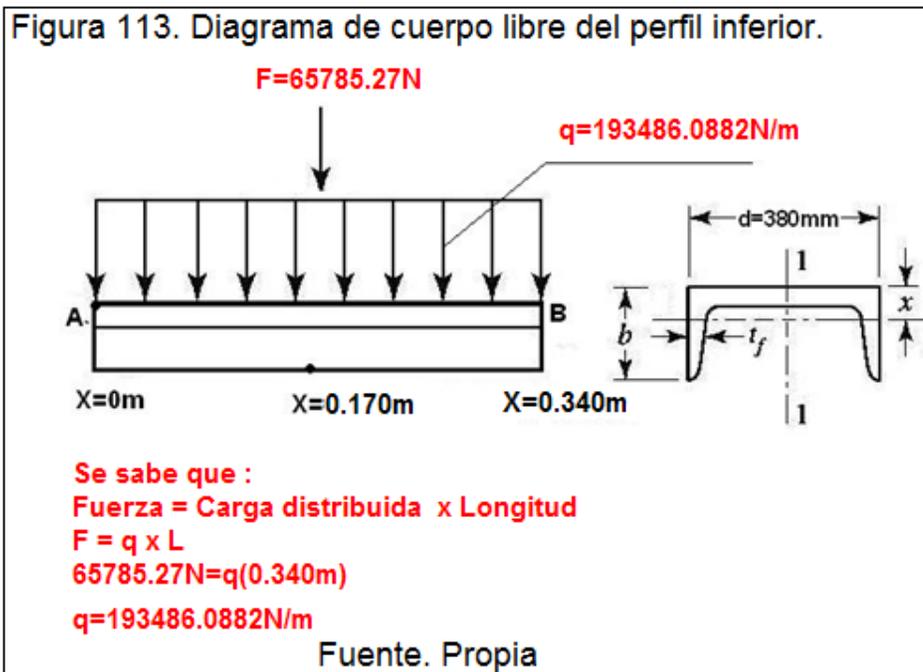
Figura 112. Características geométricas del perfil elegido



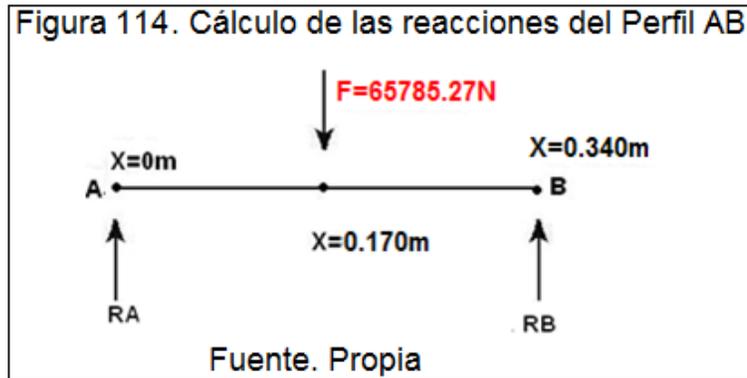
C). ANÁLISIS DE FUERZAS DEL PERFIL 1(PARTE INFERIOR)

La fuerza que soportará el perfil inferior será: $F = 65785.27 \text{ N}$

Hallaremos los cálculos por carga estática y dinámica para garantizar si este perfil con el material seleccionado es correcto:



Cálculo de reacciones:



$$\sum F_y = 0:$$

$$RA + RB = 65785.27N$$

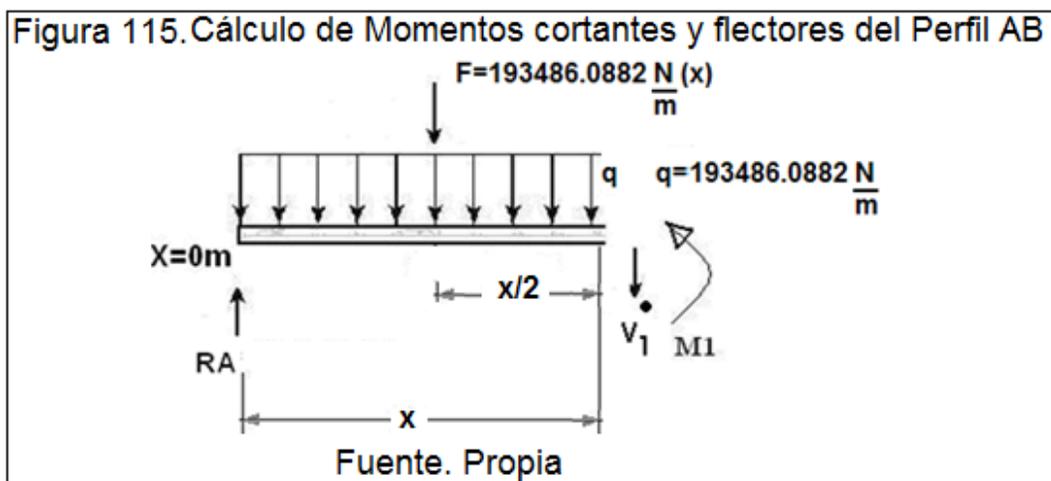
$$\sum MA = 0:$$

$$(-65785.27N)(0.170m) + RB(0.34m) = 0$$

$$\therefore RB = 32892.635N$$

$$\therefore RA = 32892.635N$$

D). CÁLCULO DEL DIAGRAMA DE MOMENTOS CORTANTES Y FLECTORES PERFIL PARTIENDO DE LA FIGURA 113:



$$\sum F_y = 0:$$

$$RA - V1 - FR = 0$$

$$32892.635N - V1 - 193486.0882 \frac{N}{m}(x) = 0$$

$$V1 = 32892.635N - 193486.0882 \frac{N}{m}(x)$$

$$\text{Tramo: } 0 \leq x \leq 0.340m$$

en:

$$x = 0m \rightarrow V1 = 32892.635N$$

$$x = 0.170m \rightarrow V1 = 0$$

$$x = 0.340m \rightarrow -32892.635N$$

Cálculo de los momentos respectivos:

$$\sum M = 0:$$

$$+ M1 + 193486.0882 \frac{N}{m}(x)\left(\frac{x}{2}\right) - RA(x) = 0$$

$$M1 + 193486.0882 \frac{N}{m}\left(\frac{x^2}{2}\right) - 32892.635(x) = 0$$

Despejando:

$$M1 = 32892.635(x) - 96743.044x^2$$

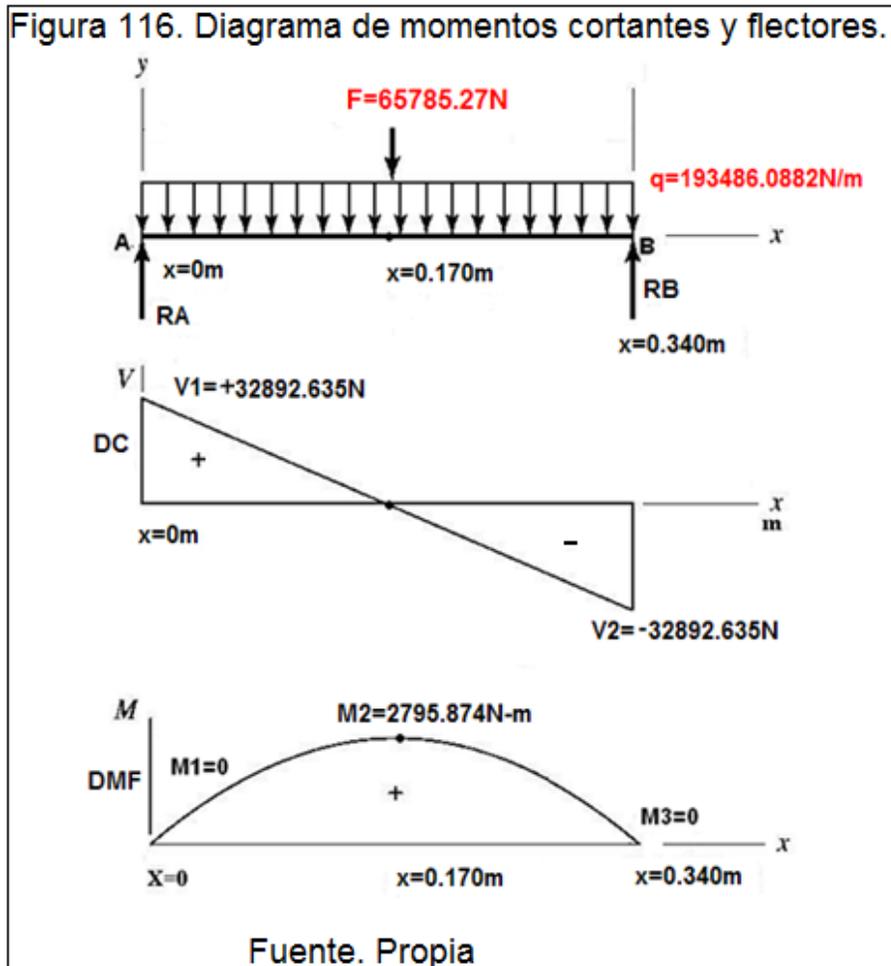
en:

$$x = 0m \rightarrow M = 0$$

$$x = 0.170m \rightarrow M = 2795.874N.m$$

$$x = 0.34m \rightarrow M = 0$$

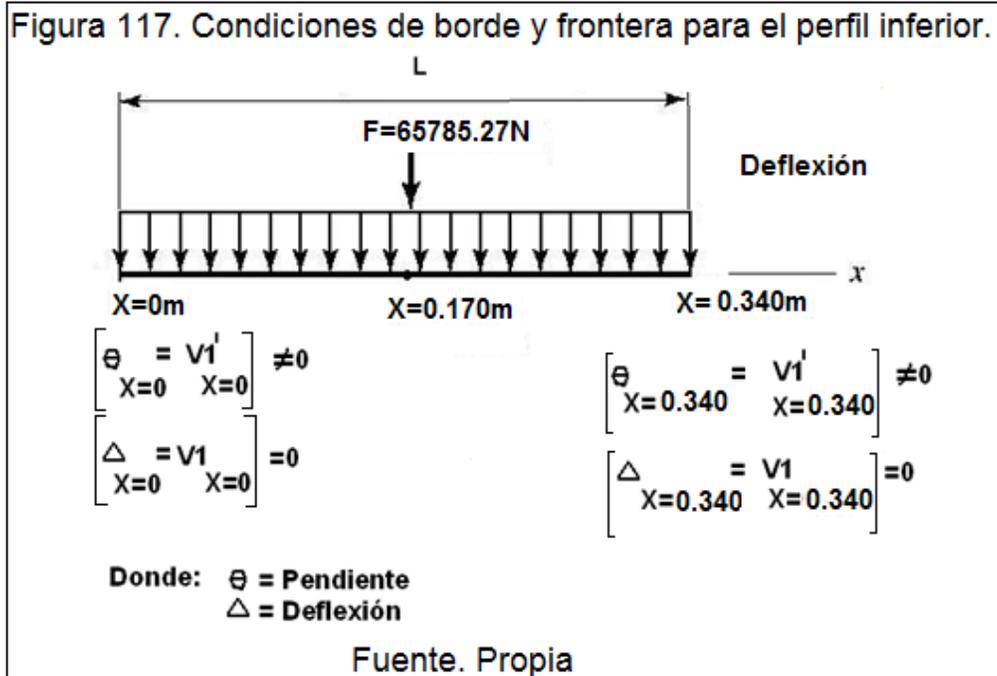
El diagrama respectivo:



E). CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN DE LA VIGA POR EL MÉTODO DE LA DOBLE INTEGRACIÓN

Partiendo de la ecuación general del momento necesario que es:

$M = -96743.044x^2 + 32892.635(x)$, ya que esta ecuación del momento gobernará en todo ese tramo, por lo tanto se considera que la viga está mediante un apoyo articulado mediante pernos que lo unirán y no está empotrado determinando condiciones de frontera para todos los tramos respecto al caso:



De la ecuación de la doble integración:

$$V1'' = -M/EI$$

Reemplazando el momento quedaría:

$$V1'' = \frac{-(-96743.044X^2 + 32892.635X)}{EI}$$

$$V1'' = \frac{96743.044X^2}{EI} - \frac{32892.635X}{EI}$$

$$V1' = \int \frac{96743.044X^2}{EI} dx - \int \frac{32892.635X}{EI} dx$$

$$V1' = \frac{33170.14 X^3}{EI} - \frac{16419.22 X^3}{EI} + A$$

Integrado nuevamente esta ecuación se obtiene:

$$V1 = \int \frac{33170.14 X^3}{EI} dx - \int \frac{16419.22 X^2}{EI} dx + \int A dx$$

Despejando resulta:

$$V1 = \frac{8292.54 X^4}{EI} + \frac{5473.07 X^3}{EI} + AX + B$$

Ordenando deflexiones pendientes y deflexiones:

$$V1' = \frac{33170.14 X^3}{EI} - \frac{16419.22 X^2}{EI} + A$$

$$V1 = \frac{8292.54 X^4}{EI} + \frac{5473.07 X^3}{EI} + AX + B$$

Donde A y B son sumas de constantes de integración.

Hallando los valores para poder reemplazar:

$$EI = (210 \times 10^9 \frac{N}{m^2}) \times (131 \times 10^{-6} m^4)$$

$$EI = 27.1 \times 10^6 N m^2$$

Reemplazando en todas las condiciones de frontera para obtener valores o datos reales:

De las condiciones de frontera principales:

De la condición 1:

$$\begin{aligned} V1 &= 0 \\ X &= 0 \end{aligned} :$$

Reemplazando el valor 0 en todos los monomios y despejando se obtiene el valor de: B=0

De la condición 2:

$$\begin{aligned} V1 &= 0 \\ X &= 0.34 \end{aligned}$$

Reemplazando todos los valores para X=0.34 y despejando se obtiene:

$$A = \frac{298 \text{ N m}^3}{EI}$$

Analizando las deflexiones en cada uno de los puntos:

Recordar que:

$V1' = \Theta$: se refiere a pendiente.

$V1 = \Delta$: se refiere a deflexión.

Calculando las deflexiones en cada punto de la viga:

En X=0m:

$$\begin{aligned} V1 \\ X=0 \end{aligned} = \begin{aligned} \Delta \\ X=0 \end{aligned} = 0$$

En X=0.170m:

$$\begin{aligned} V1 \\ X=0.170 \end{aligned} = \begin{aligned} \Delta \\ X=0.170 \end{aligned} = 1.35 \times 10^{-6} \text{ m} = 0.00135 \text{ mm}$$

En X=0.34m:

$$v1'_{x=0.34} = \Delta_{x=0.34} = 0$$

Calculando las pendientes en cada uno de los puntos:

En X=0m:

$$v1'_{x=0} = \theta_{x=0} = 1.10 \times 10^{-5} \text{ m} = 0.01\text{mm}$$

En X=0.170m:

$$v1'_{x=0.170} = \theta_{x=0.170} = 0.0000148 \text{ m} = 0.0148\text{mm}$$

En X=0.34m:

$$v1'_{x=0.34} = \theta_{x=0.34} = 0.000011 \text{ m} = 0.011\text{mm}$$

F) DISEÑO ESTÁTICO DEL PERFIL 1:

Determinación del esfuerzo:

Momento máximo:

$$M_{\max} = 2795.874 \text{ N.m}$$

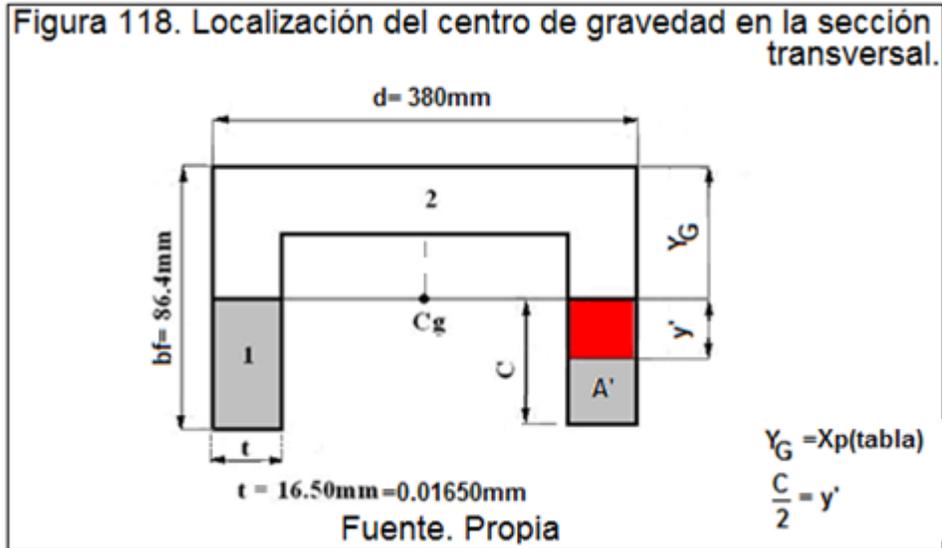
$$S_y = 220 \text{ MPa}$$

$$Z = 50.4 \text{ inch}^3 = 8.25 \times 10^{-4} \text{ m}^3 = \text{Modulo de sección del perfil.}$$

$$I = \text{Momento de inercia del perfil} = 3.38 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Cálculo de C para poder reemplazar en la fórmula del esfuerzo:

C= distancia de la fibra neutra al radio exterior.



Por dato se obtiene que:

$$Y_G = 0.330\text{Inch} = 0.008838\text{m} \text{ (Por tabla)}$$

$$b_f = 86.4\text{mm} = 0.0864\text{m}$$

$$C = b_f - Y_G$$

$$C = (0.0864 - 0.008838)\text{m} = 0.078\text{m}$$

Reemplazando en la ecuación de esfuerzo se obtiene:

$$\sigma_1 = \frac{Mx C}{I}$$

$$\sigma = \frac{(2795.874) \times (0.078\text{m})}{(3.38 \times 10^{-6} \text{m}^4)}$$

$$\sigma = 64.52\text{MPa}$$

Determinación del cortante máximo:

$$\tau_{MAX} = \frac{VxQ}{Ix t}$$

$$Q = y' x A$$

Donde :

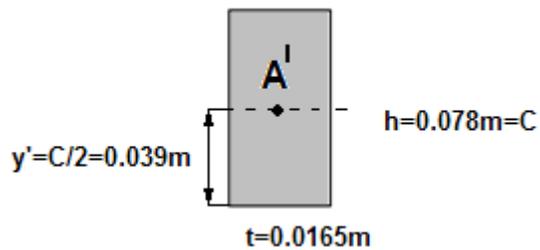
$$t = \text{Espesor.del.área.transversal} = 0.0864m$$

$$V = \text{Fuerza.cor tan te(Newtons)}$$

$$A = \text{Área.transversal}(m^2)$$

$$Q = \text{Flujo.cor tan te}(m^3)$$

Cálculo de A' :



$$y' = C/2 = 0.039m$$

$$A' = b \times h$$

$$A' = (0.0165) \times (0.078) m^2$$

$$A' = 1.217 \times 10^{-3} m^2$$

Cálculo de Q:

$$Q = y' \times A$$

$$Q = (0.039) \times (1.287 \times 10^{-3}) m^3$$

$$Q = 5.0193 \times 10^{-5} m^3$$

Reemplazando en la fórmula de la cortante máxima:

$$\tau_{MAX} = \frac{(65785.27N) \times (5.0193 \times 10^{-5} m^3)}{(3.38 \times 10^{-6} m^4) \times (0.0165m)}$$

$$\tau_{MAX} = 59MPa$$

Sean los esfuerzos principales:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\tau_{xy} = (\tau_{s1} + \tau_{s2})$$

Donde:

τ_{s1} = Cizallamiento (existe \exists)

τ_{s2} = Torque (No existe)

$$\Rightarrow \tau_{xy} = (59 \text{ Mpasc} + 0)$$

$$\therefore \tau_{xy} = 59 \text{ MPa}$$

Reemplazando en los esfuerzos principales:

$$\sigma_1 = \frac{64.52}{2} + \sqrt{\left(\frac{64.52}{2}\right)^2 + (59)^2} \Rightarrow \sigma_1 = 98.002 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{64.52}{2} - \sqrt{\left(\frac{64.52}{2}\right)^2 + (59)^2} \Rightarrow \sigma_2 = -34.9836 \text{ MPa}$$

$$\therefore \sigma_{MAX} = \sigma_1 = 98 \text{ MPa}$$

Hallando el coeficiente de seguridad por carga estática:

$$\sigma_{Max} = \frac{S_y}{N}$$

Despejando N :

$$N = \frac{220}{98}$$

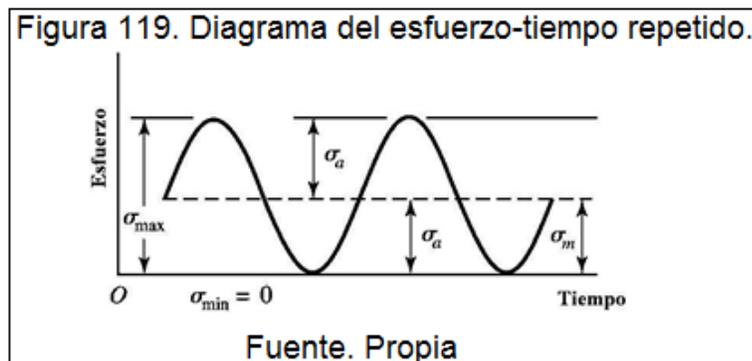
$$N = 2.25$$

La cual no fallará el elemento por carga estática

G). DISEÑO DINÁMICO DEL PERFIL 1

Utilizaremos las mismas ecuaciones que en el caso de nuestra primera viga, obtendremos el esfuerzo mínimo para así calcular los esfuerzos alternantes y medios para hallar el valor de seguridad con la expresión de Goodman.

Es de tipo alternante ya que las cargas son constantes en un solo lado, no es inversión por lo tanto corresponde al siguiente caso:



$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N}$$

Donde:

σ_a = Esfuerzo alternante.

σ_m = Esfuerzo medio.

S_{ut} = Resistencia máxima a la tracción.

En la cual los esfuerzos alternantes y medio son igual a:

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

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

Los esfuerzos alternantes y medio son la diferencia y la suma de los esfuerzos máximos con los mínimos dividido por la mitad.

Donde:

$$\sigma_{\min} = 0$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max}}{2} = 98 / 2 = 49 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2} = 98 / 2 = 49 \text{ MPa}$$

Aplicando las teorías de cargas variables:

Sabiendo que:

$$S_{ut} = 345 \text{ MPa}$$

Cálculo de S_e :

$$S_e = F(\text{carga}) \times F(\text{tamaño}) \times F(\text{superficial}) \times F(\text{temperatura}) \times F(\text{conf}) \times S_e'$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5 (345 \text{ MPa})$$

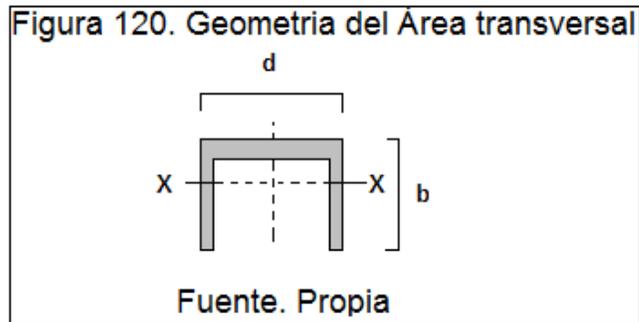
$$S_e' = 172.5 \text{ MPa}$$

- Determinación del factor de carga $F(\text{carga})$:

Por ser de tipo flexión = 1

- Determinación del factor de tamaño $F(\text{tamaño})$:

Este factor depende de la geometría del área transversal por ser de perfil de tipo C:



$$A_{0.95} = \begin{cases} 0.05ab \\ 0.052xa + 0.1t(\text{flexión}).(b - x) \end{cases}$$

Necesitamos determinar el diámetro mediante la siguiente ecuación:

$$A_{0.95} = 0.052xa - 0.1t(b - x)$$

Donde :

$$x = 0.330\text{Inch} = 0.0088m$$

$$a = 380mm = 0.38m$$

$$t = 16.50mm = 0.0165m$$

$$b = 86.4mm = 0.0864m$$

$$\therefore A_{0.95} = 4.6 \times 10^{-5} m^2$$

Hallando D:

Mediante la siguiente relación:

$$A_{0.95} = 0.0105D^2$$

$$A_{0.95} = 0.0105D^2$$

$$4.6 \times 10^{-5} m^2 = 0.0105D^2$$

$$D = 0.066m = 66mm$$

Determinando el rango de acuerdo a la siguiente relación:

Como el diámetro se encuentra entre el siguiente rango: $51mm \leq d \leq 254mm$

Para este rango es válida la siguiente relación:

$$kb = F(\text{tamaño}) = 0.859 - 0.000837D$$

$$kb = F(\text{tamaño}) = 0.8$$

- Determinando el factor de superficie $F(\text{superficie})$:

Por ser de tipo maquinado:

$F(\text{superficie}) = Kc$ depende de α y β :

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha = 1 \\ \beta = 0 \end{array} \right\} \text{ por ser de tipo de flexio'n}$$

$$Kc = \alpha (Sut)^{\beta}$$

$$Kc = 1(Sut)^0$$

$$Kc = 1$$

- Determinación del factor de temperatura $F(\text{temperatura})$:

Por ser temperatura ambiente = $20C^{\circ}$

$$F(\text{temperatura}) = 1$$

- Determinación del factor de confiabilidad $F(\text{conf})$:

Para una confiabilidad al 80%

Entonces es 0.80

Reemplazando en la ecuación quedaría:

$$S_e = (1)(0.8)(1)(1)(0.80)(172.5)$$

$$S_e = 110.4 \text{ MPa}$$

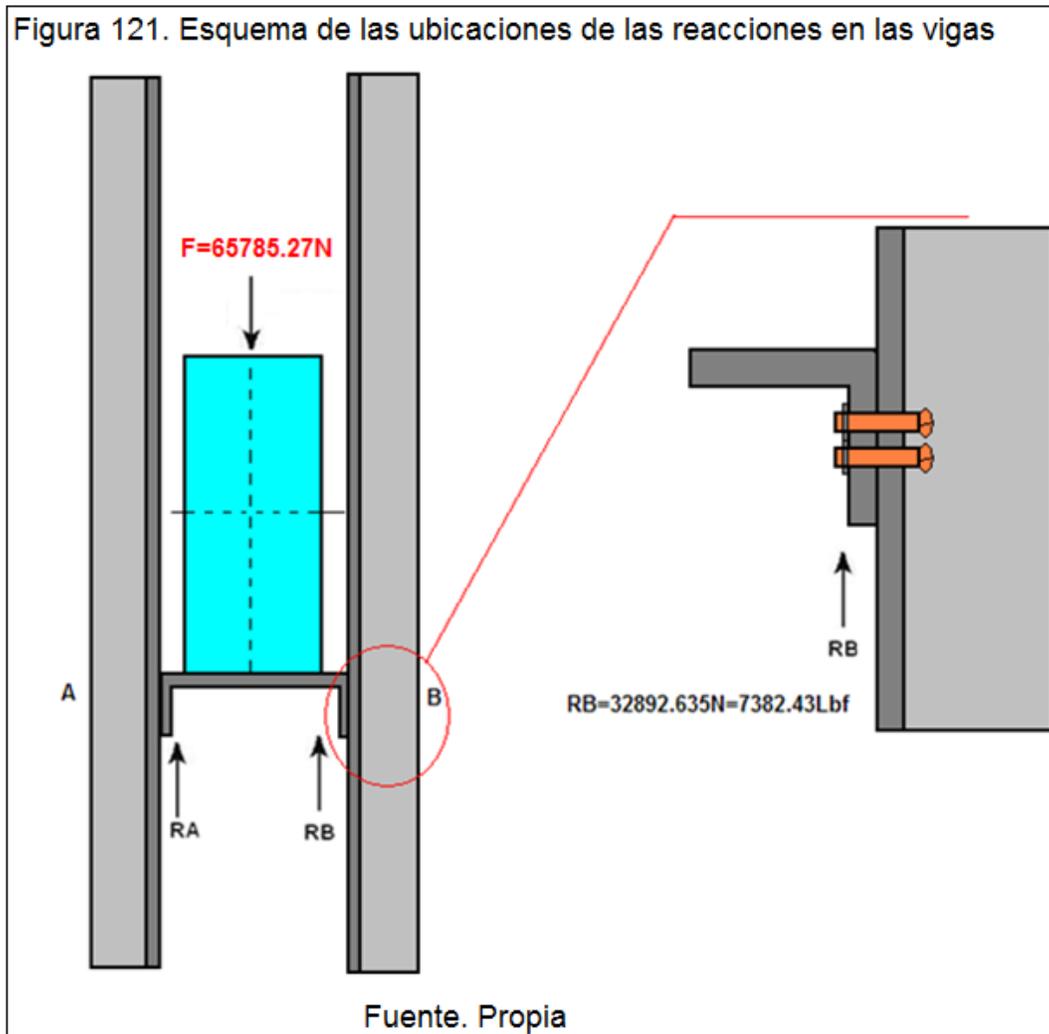
$$\frac{49}{110.4} + \frac{49}{345} = \frac{1}{N}$$

$$\therefore N = 2$$

Lo que quiere a dar a entender que el elemento es altamente confiable ya que la materia y el perfil elegido es correcto, por lo tanto el elemento no fallará ni por carga estática ni por carga dinámica.

H). CÁLCULO DE LOS PERNOS DE ENSAMBLE ENTRE LOS SOPORTES HORIZONTALES Y VERTICALES:

Para esto hemos creído conveniente unir mediante pernos ya que será de fácil de ensamblar y desmontar ésta parte de la máquina.



El cálculo o selección de los pernos a emplear serán en función a las reacciones que existen en cada extremo, extremo A y extremo B, para nuestra elección será en función al extremo B, $R_B=32892.635\text{N}=7382.43\text{lbf}$

Como se trata de una unión de tipo metal-metal sometido a una carga de corte pura:

Sea la carga de corte directo (F_s):

$$F_s = \frac{W}{n}$$

Donde:

W =Carga actuante (lb)

n =Número de pernos=12 pernos para nuestro caso.

$$F_s = \frac{7382.43lbs}{12}$$
$$F_s = 615.2025lbf / \text{perno}$$

Determinación del ajuste inicial del perno:

$$F_i \geq F_t + \frac{F_s}{u}; \text{tomamos}(u = 0.2)$$

Donde :

F_i = Ajuste.inicial.del.perno(lbf)

F_t = Carga.de.tracción.del.perno(lbf)

F_s = Carga.de.corte.actuante(lbf)

u = Coeficiente.de.fricción.entre.elementos.a.unirse(0.2 – 0.35)

$$F_i \geq \frac{615.2025lbf}{0.2}$$
$$F_i = 3076.0125lbf$$

Tabla 28. Especificaciones SAE para materiales de pernos.

SAE Grado	Tipo de acero	Diámetro (pulg.)	Carga de prueba (Kpsi) & σ_p	Esfuerzo de rotura en (KPSi) & Sut	Dureza BHN	Observaciones
0		1/4 a 1.5	33	50	200	SAE: 1010, 1012, 1015, 1018
1	Bajo % de C	1/4 a 1.5	33	55	207	SAE: 1010, 1015, 1018 ASTM: A307, Grado B.
2	Bajo y Medio % de C	1/4 a 1/2	55	69	241	SAE: 1015
		1/2 a 3/4	52	64	241	1018
		3/4 a 1.5	28	55	207	1020
3	Medio % de C, trabajado en frío	1/4 a 1/2	85	110	269	SAE:1030 1035
		1/2 a 5/8	80	100	269	SAE:1038
5	Medio % de C, templado y revenido	1/4 a 3/4	85	120	302	SAE: 1035, 1038, 1040, 1045
		3/4 a 1.0	78	115	302	
		1.0 a 1.5	74	105	285	ASTM: A449, A325
6	Medio % de C, Templado y Revenido	1/4 a 5/8	110	140	331	
		5/8 a 3/4	105	133	133	
7	Aleado templado y revenido	1/4 a 1.5	105	133	321	Rosca laminada después del tratamiento térmico
8	Aleado templado y revenido	1/4 a 1.5	120	150	352	SAE: 8635, 8640, 4140, 4037 ASTM: A354, Grado BP, A490

Fuente: Diseño de Máquinas Fortunato Alva Dávila Pág. 77

Para un perno comercial de acero SAE grado 3, entre 1/4" a 1/2" de diámetro tenemos un esfuerzo de prueba de

$$\sigma_p = Sp = 85000PSI$$

Por ser un acero de baja calidad podemos asignarle un 25% para un ajuste inicial (Si):

$$Si = 0.25 \times \sigma_p$$

$$Si = 0.25 \times 85000Psi$$

$$Si = 21250Psi$$

Cálculo del área de esfuerzo necesaria (A_s):

$$A_s = \frac{Fi}{si}$$

$$A_s = \frac{3076.012lbf}{21250}$$

$$A_s = 0.145pul^2$$

Aproximando a un área de acuerdo a la tabla 4.1

Tabla 29. Áreas de esfuerzos de roscas estándares americanos.

Diámetro nominal (pulg.)	Rosca Gruesa			Rosca Fina		
	Hilos por pulgada.	Área de esfuerzo		Hilos por pulgada	Área de esfuerzo	
		$pulg^2$	mm^2		$pulg^2$	mm^2
1/4	20	0.0318	20.53	28	0.0364	23.47
5/16	18	0.0524	33.83	24	0.0581	37.46
3/8	16	0.0775	50.00	24	0.0878	56.66
7/16	14	0.1063	68.59	20	0.1187	76.59
1/2	13	0.1419	91.55	20	0.1600	103.20

1/2	12	0.1378	88.88			
9/16	12	0.1819	117.4	18	0.2030	131.00
5/8	11	0.2260	145.8	18	0.2560	165.10
3/4	10	0.3345	215.8	16	0.3730	240.60
7/8	9	0.4617	297.9	14	0.5095	328.70
1	8	0.6057	398.8	12	0.6630	427.80
1 1/8	7	0.7633	492.4	12	0.8557	552.10
1 1/4	7	0.9691	625.2	12	1.0729	692.20
1 3/8	6	1.1549	745.1	12	1.3147	848.20

Fuente: Diseño de Máquinas Fortunato Alva Dávila Pág. 78

$$A(\text{Aproximada}) = 0.1819 \text{ pu lg}^2$$

Cálculo del esfuerzo inicial en la que estaría sometido el perno (S_i'):

$$S_i' = \frac{F_i}{A_s}$$

Donde:

S_i' = Esfuerzo inicial del perno.

F_i = Ajuste Inicial del perno.

A_s = Área del perno.

$$S_i' = \frac{3076.0125 \text{ lbf}}{0.1819 \text{ pu lg}^2}$$

$$S_i' = 16910.46 \frac{\text{lbf}}{\text{pu lg}^2}$$

Porcentaje destinado al ajuste inicial:

$$\% = \frac{Si'}{Si} \times 100\%$$

$$\% = \frac{16910.46 \text{ lbf} \cdot \text{pul}^{-2}}{21250 \text{ lbf} \cdot \text{pul} \text{ g}^{-2}}$$

$$\% = 80\%$$

Lo que quiere decir que el perno estaría utilizando el 80% de su capacidad, por lo tanto elegiremos otro para que sea de mayor confiabilidad.

De la tabla 4.1 buscamos otra área la cual es un poco superior al área hallada,

$$A(\text{Nueva}) = 0.2260 \text{ pul} \text{ g}^2$$

A esta área corresponde un perno tipo

$$\frac{5}{8} \text{ " } \phi 11 \text{ UNC, SAE. grado 5}$$

Recalculando:

$$Si' = \frac{3076.0125 \text{ lbf}}{0.2260 \text{ pul} \text{ g}^2}$$

$$Si' = 13610.67 \frac{\text{lbf}}{\text{pul} \text{ g}^2}$$

Cálculo del nuevo porcentaje inicial:

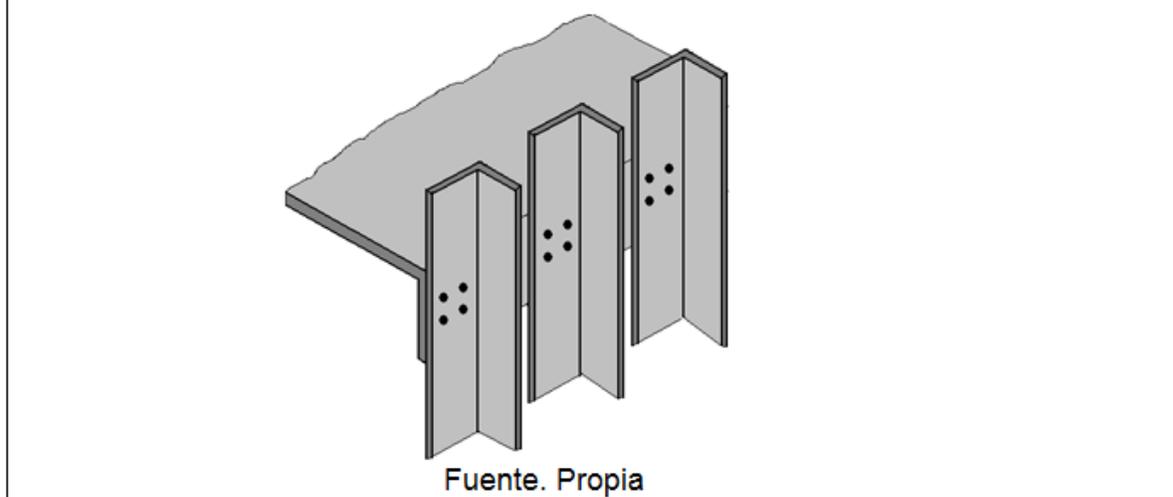
$$\% = \frac{Si'}{Si} \times 100\%$$

$$\% = \frac{13610.67 \text{ lbf} \cdot \text{pul}^{-2}}{21250 \text{ lbf} \cdot \text{pul} \text{ g}^{-2}}$$

$$\% = 64\%$$

Lo que quiere decir que será el tipo de perno elegido y favorito para la estructura, se compraran 24 pernos tipo: $\frac{5}{8}$ " ϕ 11UNC, SAE.grado5

Figura 122. Representación de la unión entre vigas verticales y perfiles transversales.



Cálculo del torque de ajuste:

Para pernos lubricados (secos), y para uniones metal-metal:

$$T=0.2F_i \times d$$

$$T=0.2 \times 3076.0125 \times \frac{5}{8}$$

$$T=384.5 \text{ Lbf-Pulg}$$

Conclusión:

Para el sistema de prensado, las estructuras estarán unidas mediante 24 pernos entre perfiles verticales y horizontales (6 perfiles verticales y 2 horizontales), 3 perfiles verticales estarán en cada lado (izquierdo y derecho), cada perfil estará unido a las dos vigas horizontales en c que soportarán a todo el sistema en conjunto, por cada viga vertical irán 4 pernos del tipo seleccionado.

I) ELECCIÓN DEL TIPO DE VIGA EN LA PARTE SUPERIOR:

En la parte superior que irá alojado el pistón en su conjunto, irá el mismo perfil estructural que en la parte inferior: Perfil tipo C 380X50.

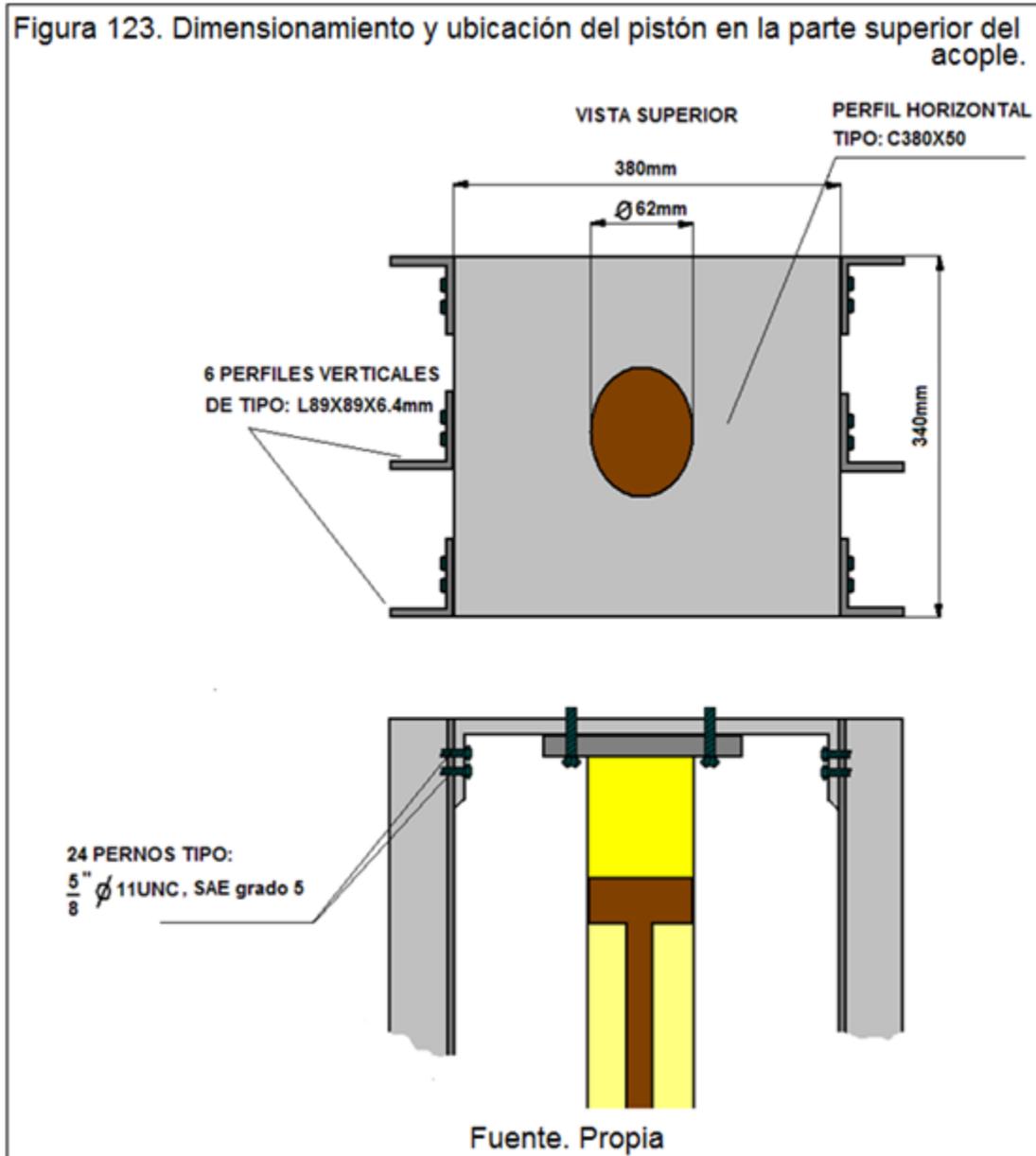


Figura 124. Vista en 3D del sistema de Prensado.

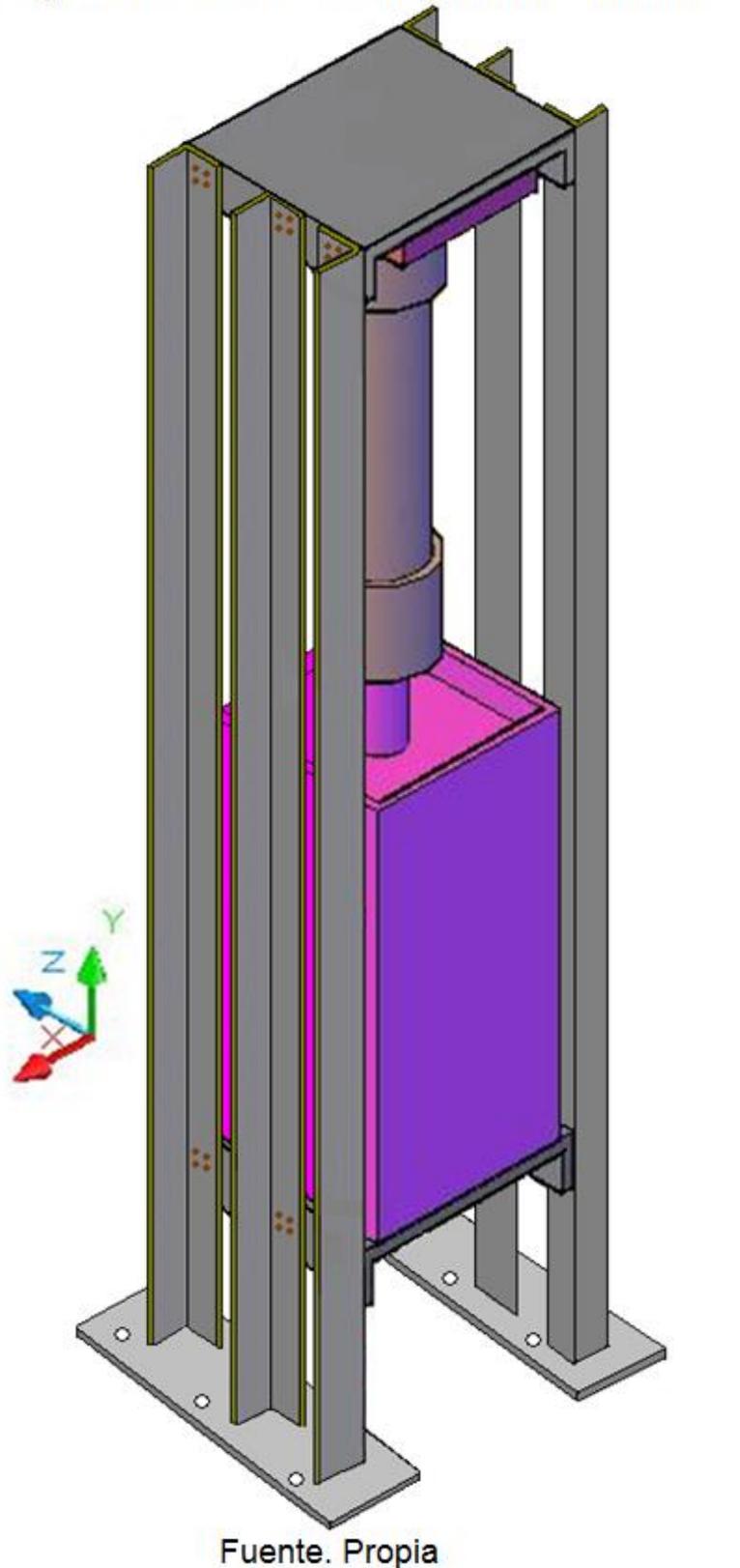
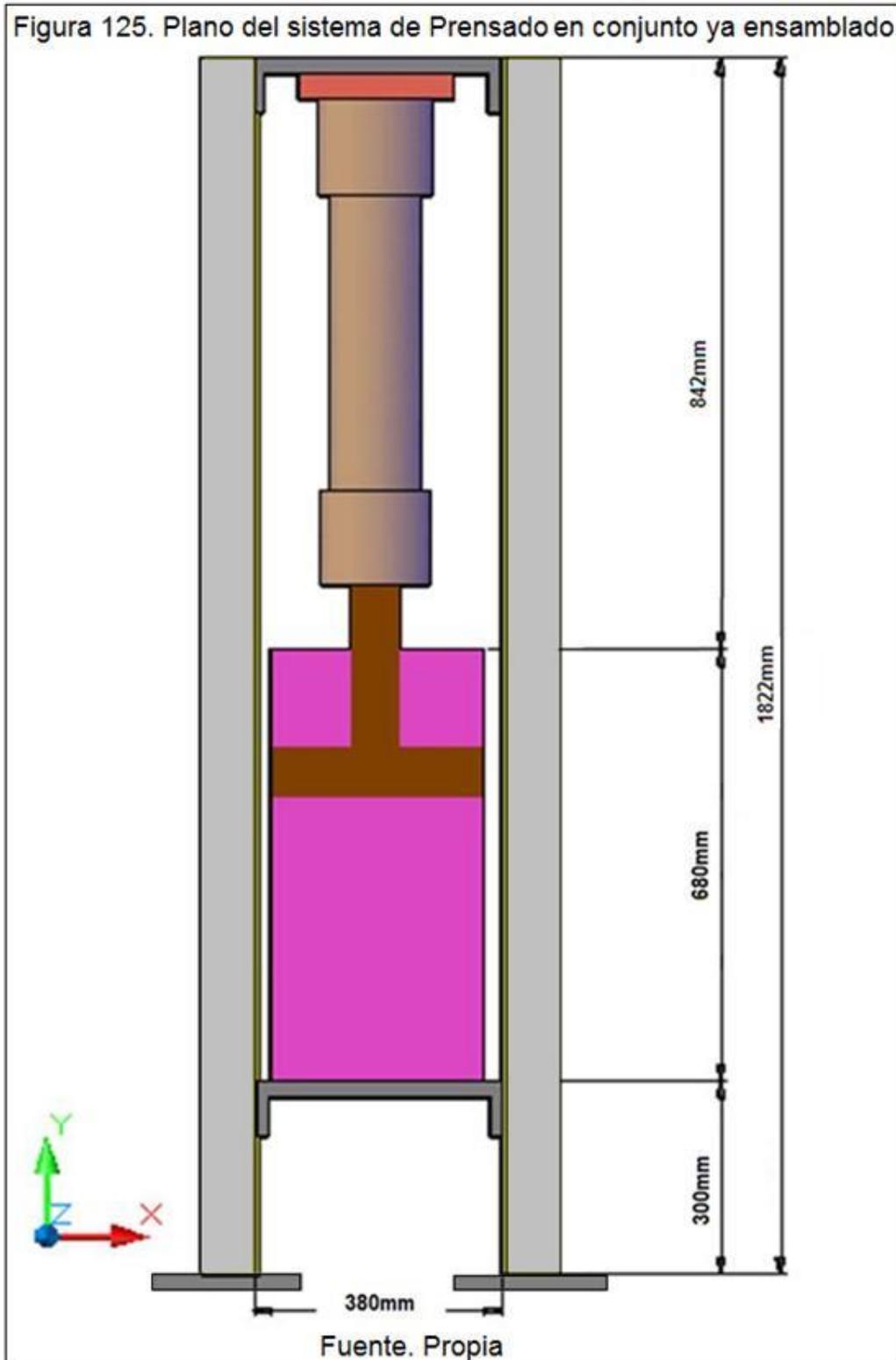


Figura 125. Plano del sistema de Prensado en conjunto ya ensamblado.

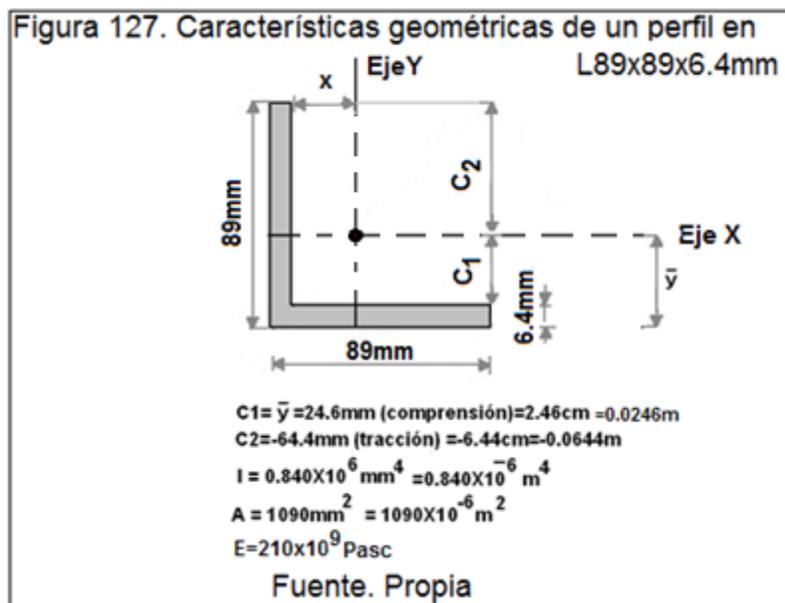


$$F_{PER} = \frac{65785.27}{6}$$

$$F_{PER} = 10964.211N$$

Eligiendo un tipo de perfil de prueba: L89X89X6.4mm

Sean las características de dicho perfil:



El material de la viga para estos perfiles estructurales es generalmente de hierro fundido con las siguientes características:

$$S_y = 220\text{MPa}$$

$$S_{ut} = 345\text{MPa}$$

$$E = 210 \times 10^9 \text{ Pa}$$

Cálculo del radio de giro:

$$r_k = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Donde :

$$r_k = \text{Radio.de.giro}(m)$$

$$I = \text{Momento.de.inercia.del.perfil.a.emplear}(m^4)$$

$$A = \text{Area.del.perfil.a.emplear}(m^2)$$

$$r_k = \sqrt{\frac{0.840 \times 10^{-6} m^4}{1090 \times 10^{-6} m^2}}$$

$$r_k = 0.028m$$

Cálculo del punto de inflexión (Cc):

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

Donde :

$$E = \text{Módulo.de.elasticidad}(GPa)$$

$$S_y = \text{Punto.de.fluencia}(MPa)$$

$$\therefore Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 (210 \times 10^9 Pa)}{220 \times 10^3 Pa}}$$

$$cc = 137.27$$

Cálculo de la relación de esbeltez:

$$r_e = \frac{Lp}{rk}$$

Donde :

re = Relación.de.esbeltez.

Lp = Lonjitud.del.perfil(m).

rk = Radio.de.giro(m)

$$re = \frac{Lp}{rk} = \frac{1.80m}{0.028m}$$

$$re = 64.2857$$

re < Cc

$$60.2857 < 137.27$$

La relación de esbeltez es menor que el punto de inflexión

Cálculo de la carga crítica para que produzca el pandeo:

$$F_{cr} = \frac{Cx\pi^2 \times ExI}{L^2}$$

Donde :

Fcr = Carga crítica.que.produce.el.pandeo(kg).

C = Constante.que.depnde.de.las.condiciones.de.los.estremos(C = 1/4 = 0.25)

E = Módulo.de.elasticidad(210x10⁹ Pa)

I = Momento.de.inercia(m⁴) = 0.840x10⁻⁶ m⁴

L = Longitud.del.perfil(m) = 1.40m

Re emplazando :

$$F_{cr} = \frac{0.25x\pi^2 \times (210x10^9 Pa) \times (0.840x10^{-6} m^4)}{(1.80m)^2}$$

$$F_{cr} = 134336.2821N$$

$$F_{cr} = 242398N$$

A esta fuerza que hemos obtenido, la columna recién se iniciará a pandearse, y como la fuerza que actúa en cada columna es bastante menor por lo tanto después de hacer la comparación de:

Como se ve.

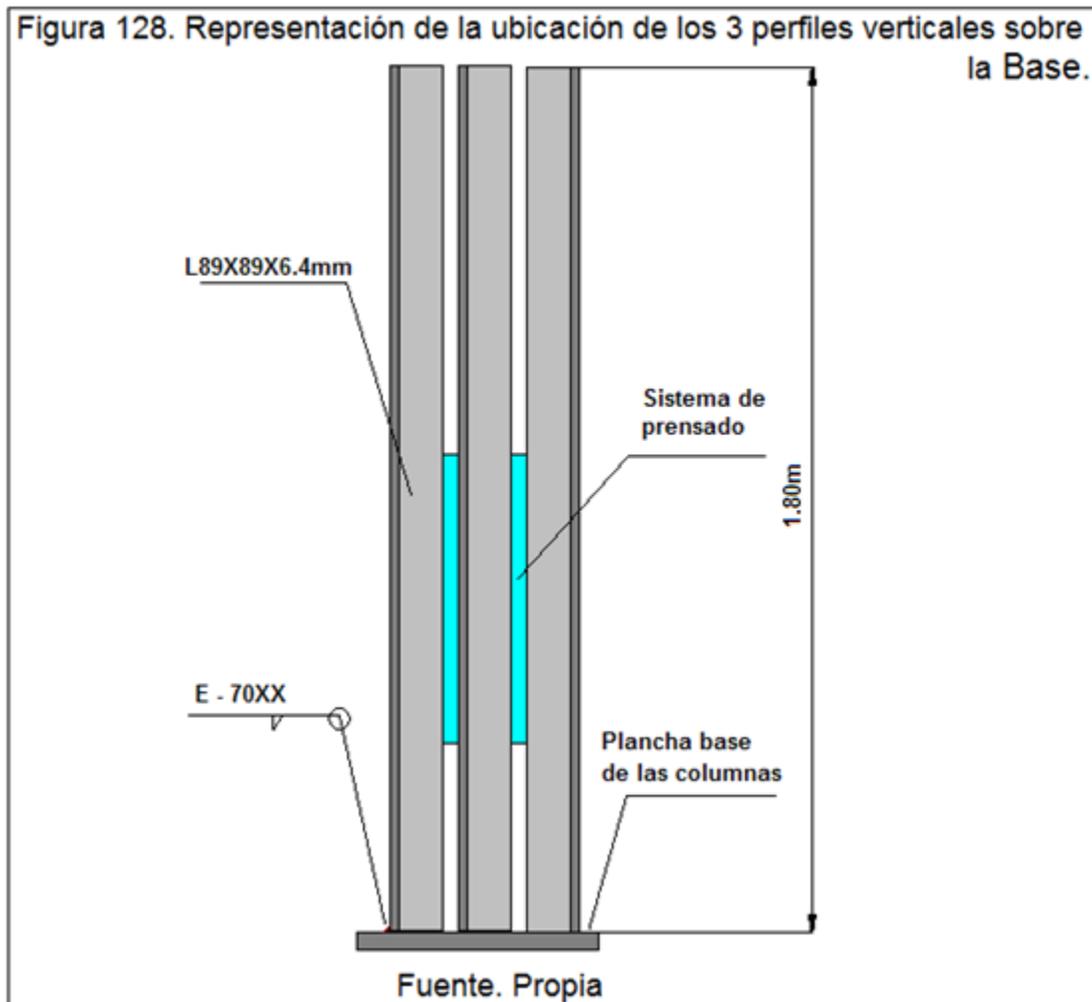
$$F_{cr} > R$$

O sea:

$134336.2821N > 10964.211N$, esto quiere decir que la viga trabajara adecuadamente por lo tanto el ángulo elegido es totalmente correcto y este es lo suficientemente sobredimensionado, y no es necesario comprobar por carga dinámica.

K) DISEÑO DE LA PLANCHA BASES DE LAS COLUMNAS:

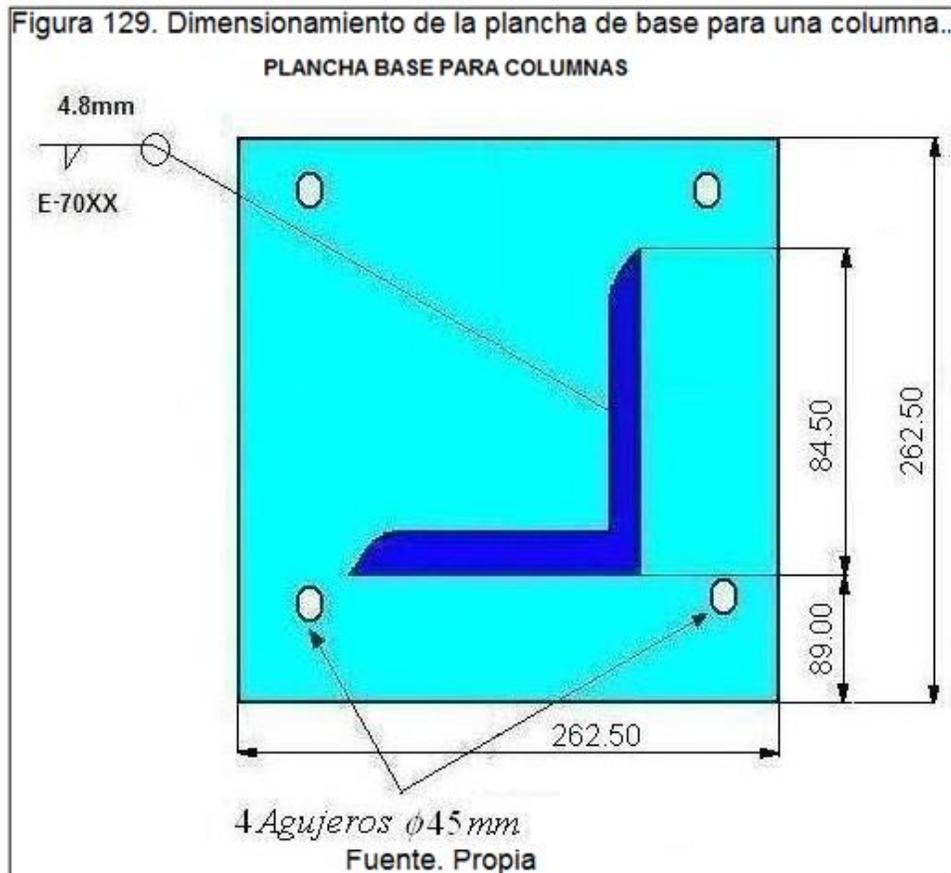
Para el diseño de la plancha base de las columnas se tendrá en cuenta el número de perfiles por cada lado, para nuestro caso son 6 en total (3 al lado derecho y 3 al lado izquierdo), por lo tanto necesitaremos dos planchas bases que soporten a los 3 perfiles en cada lados (derecho e izquierdo), para así poder calcular el espesor de las planchas bases en función a los 3 perfiles verticales.



Para elegir el tipo de plancha, usaremos como referencia un perfil la cual asumirá la carga de los tres perfiles en un lado (lado derecho), en el cálculo para la selección de la carga vertical total entre 2:

$$F_{td} = \frac{F(\text{total})}{2} = 32892.635\text{N}$$

Fuerza Total del lado derecho=32892.635N=3352.97kg, que es la fuerza que soportarán los tres perfiles en ambos lados sea derecho o izquierdo.



Cálculo de la longitud de contacto (L_c):

$$L_c = 0.95L_p$$

Donde L_p =Longitud del lado del perfil.

$$L_c = 0.95 \times 89\text{mm}$$

$$L_c = 84,55\text{mm} = 8.45\text{cm}$$

Cálculo del área de contacto (Ac):

$$Ac = 0.95L \times 0.95L$$

$$Ac = (8.45cm \times 8.45cm)$$

$$Ac = 71.40cm^2$$

Cálculo del esfuerzo actuante de contacto:

$$\sigma_{ac} = \frac{P}{Ac}$$

Donde :

$$P = \text{Carga de la viga vertical (kg)} = 134.36kg (1318.028N)$$

$$Ac = \text{Área de contacto (cm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{ac} = \frac{3352.635kg}{71.40cm^2}$$

$$\sigma_{ac} = 46.96kg \cdot cm^{-2}$$

Cálculo del esfuerzo unitario permisible de contacto:

$$\sigma_{upe} = 0.75 \cdot Sy$$

$$\text{Donde : } Sy = 2500kg \cdot cm^{-2}$$

$$\sigma_{upe} = 0.75 \times 2500kg \cdot cm^{-2}$$

$$\sigma_{upe} = 1875kg \cdot cm^{-2}$$

Sy=Límite de influencia del acero estructural de la plancha de hierro fundido.

Cálculo del espesor de la plancha:

$$t = \sqrt{\frac{3x\sigma_{ac}xd^2}{\sigma_{upe}}}$$

Condiciones de diseño:

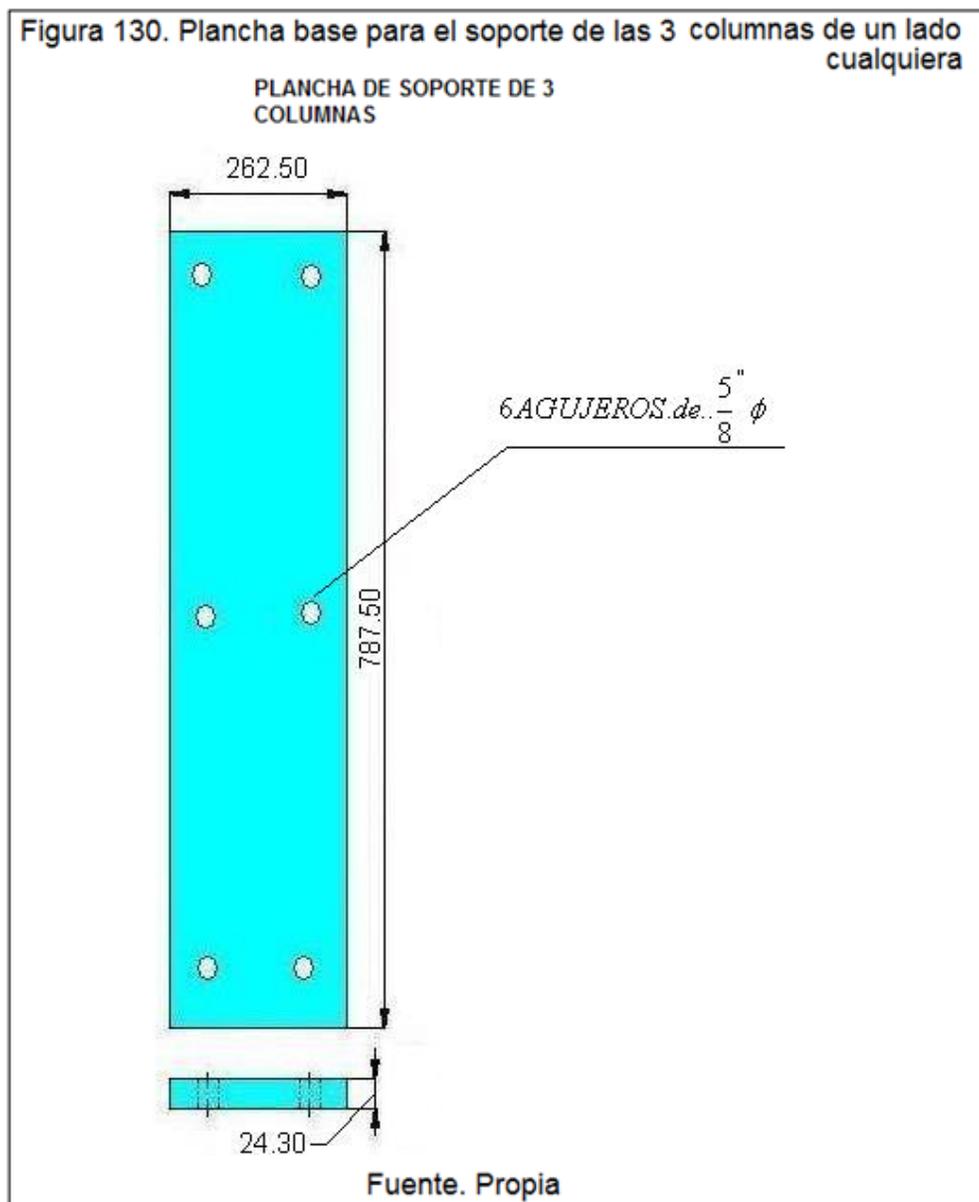
$$\sigma_{ac} \leq \sigma_{upe}$$

$$t = \sqrt{\frac{3x(46.96kg.cm^{-2})x(8.9cm)^2}{(1875kg.cm^{-2})}}$$

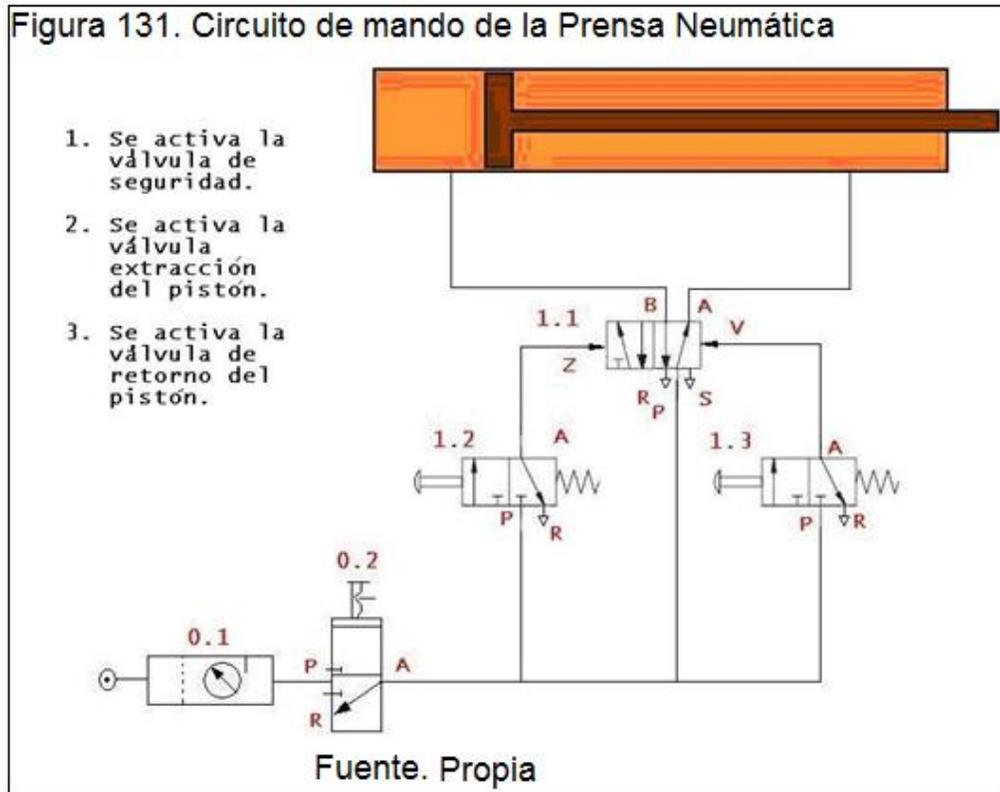
$$t = 2.43cm$$

L) DIMENSIÓN REAL DE LA PLANCHA BASE DE LAS TRES COLUMNAS:

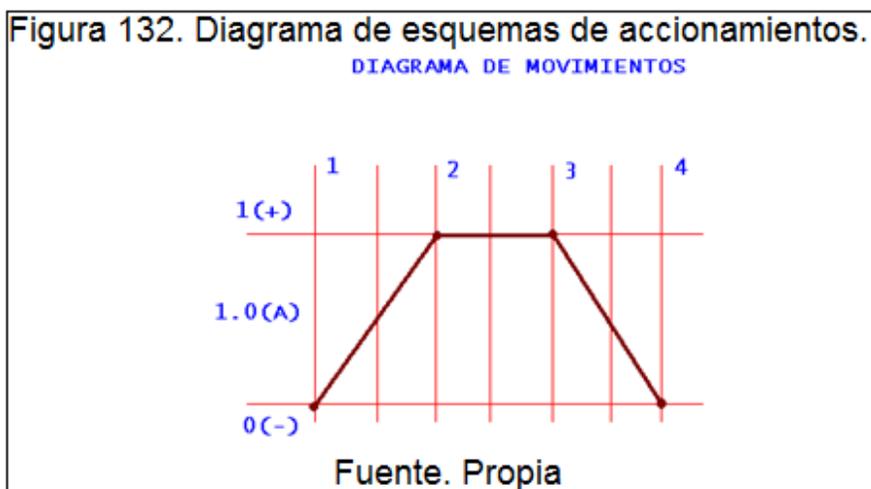
Como ya se ha calculado en función a una plancha con referencia al peso total en un sólo lado para nuestro caso lado derecho, entonces la dimensión hallada de dicha plancha se multiplicará por 3 al número de vigas verticales del lado derecho.



M) DIAGRAMA DE LOS CIRCUITOS DE MANDO DEL PISTÓN:



N). DIAGRAMA DE LOS ESQUEMAS DE ACCIONAMIENTO:



CAPÍTULO VI:

PLAN DE MANTENIMIENTO

6.1. DISEÑO DEL PLAN DE MANTENIMIENTO

- El presente trabajo trata de la Elaboración de un “Plan de Mantenimiento de la máquina en conjunto “extractora de jugo de manzana”, enfocada a brindar una guía confiable de los tipos y frecuencias de mantenimiento para dichas partes.
- El control de este mantenimiento será realizado por uno o dos operadores, como parte de este análisis, es necesario hacer un levantamiento de información de la condición actual de todos los elementos después de haber sido diseñados, así como también de la manera de operar de un área de mantenimiento adecuada para la máquina, esta área se encargará también de su respectiva reparación en caso sea necesaria, es decir, identificar el tipo de mantenimiento que realiza, el personal con que cuenta para su realización deberá tener las herramientas y equipos utilizados.
- Mediante la observación se identificará las partes involucradas de la máquina y de esta manera se comenzara a detallar las frecuencias de mantenimiento.
- Estas actividades permitirán mantener un correcto funcionamiento y alargamiento de la vida útil de los equipos críticos determinados.

6.2. INTRODUCCIÓN AL PLAN DE MANTENIMIENTO:

- Los chequeos rutinarios por parte del personal de mantenimiento serán posibles ya que se elaborará un plan en donde se mostrará todas las pautas posibles y entendibles al alcance de operario.
- En la actualidad las mayorías de máquinas están en constante evolución para ofrecer mejores soluciones adaptadas a las necesidades del

consumidor.

- Existirá un sólo operador, él es responsable del mantenimiento de la máquina ya que su trabajo fundamental es de realizar revisión constante de las posibles anomalías.
- Como parte de este análisis, será necesario hacer un levantamiento de información de la condición actual de las partes principales de la máquina en conjunto, es decir identificar el tipo de mantenimiento en función al funcionamiento de la máquina.
- Mediante la observación se identificarán las partes de la máquina involucradas directamente con la producción; y de esta manera se comenzará a detallar las frecuencias de mantenimiento.
- Estas actividades permitirán mantener un correcto funcionamiento y alargamiento de la vida útil de los equipos.
- El proceso de extracción de jugo consiste:

Etapas de llenado. (Mediante una tolva de alimentación).

Etapas de corte o trituración. (Mediante un conjunto de cuchillas).

Etapas de prensado (Mediante un sistema neumático).

En el caso de la trituración o conjunto de cuchillas y sistema de prensado que lo conforman, esta parte siempre estará con desechos por el trabajo que se realiza por los volúmenes de elementos a triturar, ya que si no es limpiado adecuadamente y constantemente causaría el deterioro.

- En el sistema de trituración y en el sistema de prensado, tanto las cuchillas de corte como en el cilindro neumático existirán acumulación de desechos de manzana la cual se hará una limpieza después de haber terminado el trabajo correspondiente que permiten eliminar o disminuir la ocurrencia de fallas imprevistas y/o reparaciones (paradas forzosas).

6.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Conocer cuáles son los equipos o partes involucradas para las diversas actividades del proceso ya analizado y diseñado.
- Conocer las diversas tareas y actividades de mantenimiento que se ejecutan.
- Es necesario garantizar el buen funcionamiento y operatividad constante de los equipos o partes de equipos, para así poder garantizar el correcto desempeño y evitar interferencias o paradas forzadas en los procesos productivos.
- Con este estudio se pretende realizar un programa eligiendo el tipo de mantenimiento adecuado que se va a elegir para los equipos del proceso, comenzando por establecer los puntos críticos de los equipos de los elementos.

6.4. LOS RESULTADOS DE UN BUEN MANTENIMIENTO

- Eliminación de los daños de consideración y aumentar la eficiencia de los equipos o partes asociadas a ellos.
- Alargar la vida útil de una instalación, máquina o equipo, garantizando un buen nivel de operatividad y funcionamiento.

- Reducir tratando de eliminar paradas forzadas y no programadas en las máquinas, los quipos e instalación en el proceso productivo.
- Evitar el desgaste en los equipos por falta de limpieza, ajustes, calibraciones, reajustes o cambio de los lubricantes y/o grasas.

6.5. DEFINICIÓN DE MANTENIMIENTO Y SU CLASIFICACIÓN

A continuación se detallan algunos conceptos relacionados con la palabra mantenimiento.

Mantenimiento es:

- Asegurar que todo activo continúa desempeñando las funciones deseadas.
- De manera sencilla, es el conjunto de trabajos necesarios para asegurar el buen funcionamiento de las partes de dicha máquina.
- De manera precisa, es un conjunto de técnicas y sistemas que permiten prever las averías, efectuar revisiones, engrases y reparaciones eficaces dando a la vez normas de buen funcionamiento a los operadores de las máquinas, a sus usuarios, contribuyendo a los beneficios de la empresa.

¿Por qué mantener?

Las razones o los fundamentos por los cuales hacemos mantenimiento pueden ser resumidas en las siguientes categorías (sobre base de los beneficios logrados).

A) Prevenir o disminuir el riesgo de fallas:

- Busca bajar la frecuencia de fallas.

- Ésta es una de las visiones más básicas del mantenimiento y en muchas Ocasiones es el único motor que mueve las estrategias de mantenimiento de algunas empresas.

B) Aumentar la vida útil:

- La vida útil de algunos equipos se ve necesariamente afectada por la frecuencia/calidad del mantenimiento.
- Por otra parte se pueden diferir grandes inversiones, como por ejemplo reconstrucciones de equipos mayores.

C) Seguridad, ambiente y aspectos legales:

- Muchas tareas de mantenimiento están dirigidas a disminuir ciertos problemas a medio ambiente y seguridad.

D) Factor brillo:

Por ejemplo la pintura de una fachada de una máquina, el intervalo entre pintadas es modulada más por la apariencia, que por el deterioro de la estructura por baja protección.

6.6. TIPOS DE MANTENIMIENTO, CONCEPTOS, SU CLACIFICACIÓN GENERAL Y SELECCIÓN DEL CONCEPTO ADECUADO

1- MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Definición:

- Básicamente, este tipo de mantenimiento consiste en reemplazar o reparar

partes, piezas, componentes o elementos justo antes que empiezan a fallar o a dañarse.

- En el programa de mantenimiento predictivo se analizan las condiciones del equipo mientras éste se encuentra funcionando en operación

2-MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Definición:

- El mantenimiento preventivo se define como el conjunto de tareas de mantenimiento necesarias para evitar que se produzcan fallas en instalaciones, equipos y maquinarias en general (prevenir), es denominada también por algunos autores como Mantenimiento Proactivo programado.
- El Mantenimiento Preventivo es además un proceso planificado, estructurado y controlado de tareas de mantenimiento a realizar dentro de las recurrencias establecidas por los fabricantes, a la falta de estas se puede recurrir a las mejores prácticas del mercado de este tipo de servicios, también llamados de manutención.
- Las actividades básicas y más generales definen la cobertura del mantenimiento preventivo, entre las cuales se pueden mencionar:

Limpieza y el aseo de:

- Autopartes de máquinas.
- Equipos
- Instalaciones
- Maquinaria
- Sistemas, etc.,

Lubricación general de:

- Automotores.
- Equipos y maquinaria que tengan partes móviles.
- Rótulas o trabajen con sistemas que incluyan aceites de circulación y/o hidráulicos.
- Inspecciones periódicas y recurrentes (tiempo definido).
- Cambio de piezas y partes, así como reparaciones menores y revisiones generales.
- Ajustes y calibraciones.
- Supervisión y control a través de validaciones de tiempo de servicio de las instalaciones, equipos y maquinarias en general (control de dispositivos de medición de horas de trabajo).

3-MANTENIMIENTO CORRECTIVO

Definición

- Acción de carácter puntual a raíz del uso, agotamiento de la vida útil u otros factores externos, de componentes, partes, piezas, materiales y en general, de elementos que constituyen la infraestructura o planta física, permitiendo su recuperación, restauración o renovación, sin agregarle valor al establecimiento.

- También denominado mantenimiento reactivo, es aquel que involucra una cantidad determinada de tareas de reparación no programadas con el objetivo de restaurar la función de un activo una vez producido un paro imprevisto (parada forzada).
- Las causas que pueden originar un paro imprevisto se deben a desperfectos no detectados durante las inspecciones predictivas, a errores operacionales, a la ausencia en tareas de mantenimiento (reparaciones), a sobre uso o utilización de los equipos fuera de las condiciones normales de operatividad del diseño, a problemas de fabricación de partes o piezas de equipos.

6.7. SELECCIÓN DEL TIPO DE MANTENIMIENTO A APLICAR

- Por ser un conjunto de labores o actividades que se ejecutan, basadas generalmente en los cinco sentidos humanos, de manera muy rutinaria o específica para garantizar la operatividad de las edificaciones, sistemas, instalaciones, equipos, etc., como soporte de las actividades de mantenimiento predictivo.
- Ejecutando el mantenimiento predictivo, inspección, este será realizado el operador bajo la supervisión y asistencia del departamento de mantenimiento.
- Generalmente este tipo de mantenimiento permite realizar inspecciones cuando se detecta algo anormal basado en sonidos, olores, presentación visual o el tacto (temperatura o deformaciones), así como por las visitas o revisiones aleatorias por el personal técnico de la organización.

Ahora una vez elegido el tipo de mantenimiento que emplearemos en nuestro caso pasaremos a definirlo respecto al plan en conjunto.

6.7.1 DEFINICIÓN DEL PLAN DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO.

- El plan de mantenimiento predictivo es un programa de tareas y procesos de manutención programado, organizado y estructurado sobre la base de unidades técnicas, especificando al detalle las fechas y los tipos de trabajos que deben realizarse a una serie de edificaciones, instalaciones, maquinarias y equipos de una empresa u organización.

6.8. DISEÑO DEL PLAN DE MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA EN CONJUNTO.

Las recurrencias de la limpieza en general de todas las partes asociadas de los equipos, instalaciones, deben estar claramente definidas y serán establecidas en base a las necesidades.

Las recurrencias del mantenimiento de equipos deben estar establecidas en función de control: horas trabajadas, desgaste de las piezas.

Los factores que influyen en la determinación de la frecuencia de mantenimiento son:

- Edad (tiempo de uso), condiciones generales, valor del equipo y costos de los repuestos y partes más importantes.
- Susceptibilidad al daño (vibraciones, sobrecargas eléctricas, uso anormal).
- Condiciones de rozamiento, fatiga, corrosión presentes en el entorno de trabajo.
- Susceptibilidad en general del equipo al desgaste mecánico.
- Condiciones de mantenimiento y aseo necesario.

6.8.1. DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS PRINCIPALES A LA CUAL SE HARÁ EL PLAN DE MANTENIMIENTO

Descripción de los equipos principales a la cual se hará el plan de mantenimiento.

A.- SISTEMA TRITURADOR

A.1) Tolva de llenado.

A.2) Caja de cuchillas de corte.

A.3) Puente transportador.

A.4) Eje porta cuchillas.

A.5) Motor eléctrico de 1.5 HP.

A.6).Cojinetes y rodamientos

B.-SISTEMA DE PRENSADO

B.1) Envoltura del sistema de prensado.

B.2) Cubo de prensado

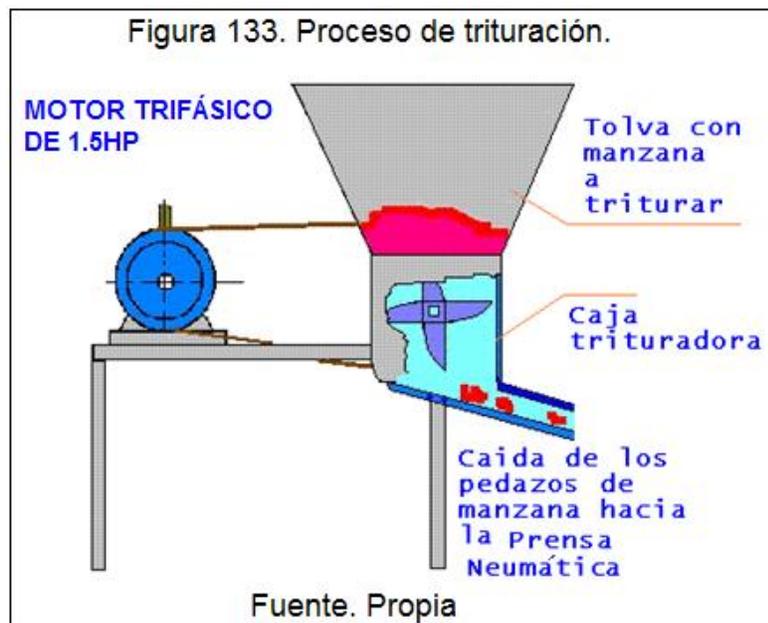
B.3) Cilindro Neumático de 6 bares (Prensado).

6.8.2 DESARROLLO DEL DISEÑO DEL PLAN DE MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA EN CONJUNTO

A.-SISTEMA TRITURADOR:

A.1) Tolva de llenado:

Situación Actual de la Tolva de llenado:



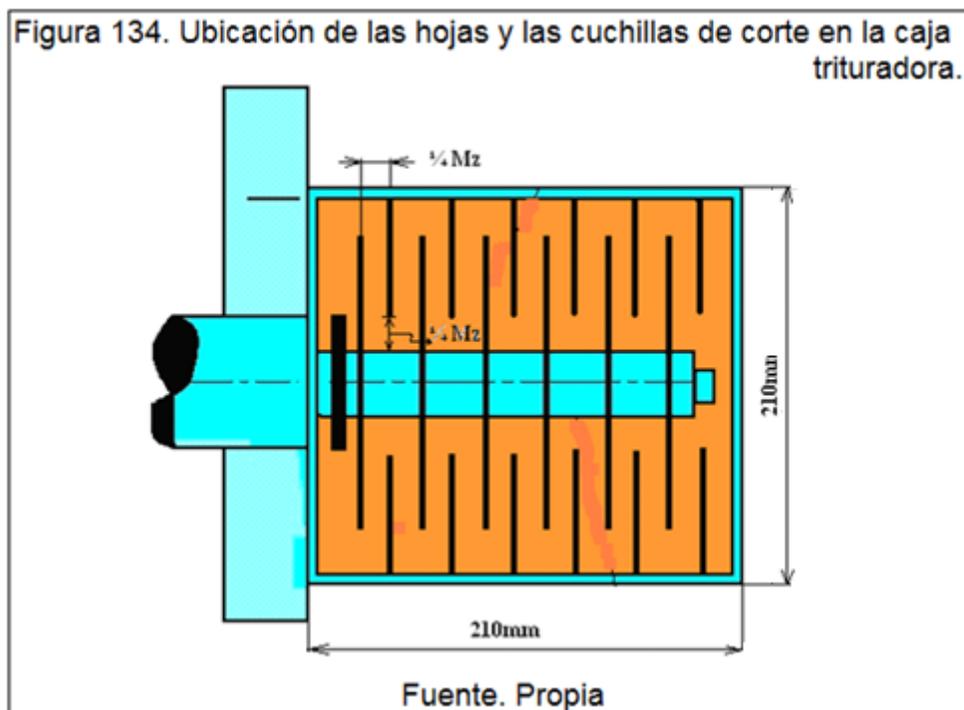
Esta es una de las primeras fases del proceso el sistema de trituración o de corte, aquí es donde las manzanas se almacenarán mediante un operario para luego al caer mediante gravedad hacia la caja de trituración donde se encuentran las cuchillas de corte, generalmente se colocarán en esta parte de la tolva la cantidad de 30 kilos de manzana a triturar (por exceso) y ciertas cantidades de manzana , la tolva será diseñada para esta capacidad total de 30 kilos, la cual el llenado en la tolva puede ser desde toda la producción hasta media producción, las manzanas caerán por gravedad a la caja trituradora donde se alojan las cuchillas de corte.

Generalmente la tolva sólo se encarga de almacenar la manzana a la cual va a

ser procesada.

A.2) Caja de cuchillas de corte.

Después que el operario ha colocado las manzanas en la tolva de alimentación, estas caen por gravedad hacia la caja de trituración que está conformado por un conjunto de 6 hojas cortantes y 12 cuchillas fijas a cada lado tal como observamos en la figura.



El eje que contiene a las cuchillas y fijas mediante cuñas será de sección transversal cuadrada, cuya longitud total es de 21 centímetros.

En esta primera fase de la trituración, de no haber un diseño detallado se puede sufrir el atascamientos que se puede dar en el instante en que las manzanas llegan a la caja trituradora pero la máquina ha sido diseñada para no haber este tipo de accidentes por lo que las cuchillas están diseñada para una caída brusca de toda la producción(30 Kg.).

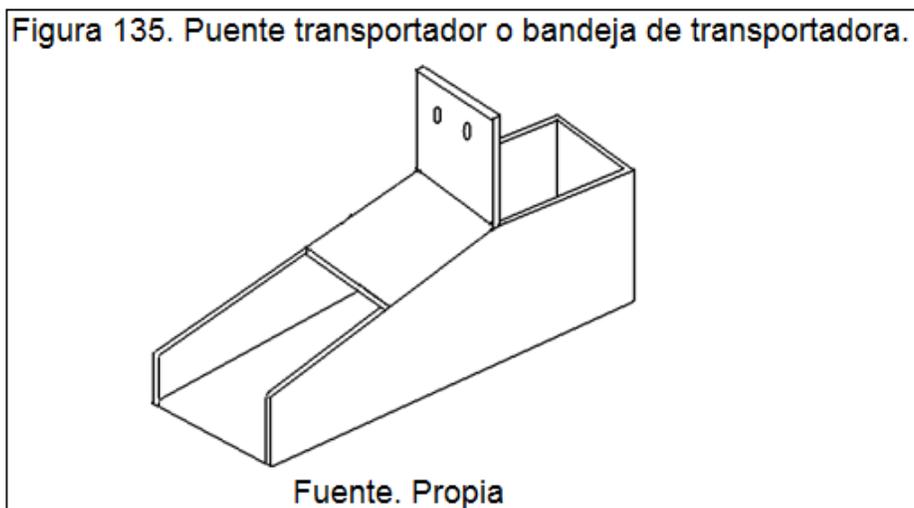
La separación de las cuchillas será la de la cuarta parte de una manzana de diámetro promedio.

La máquina trituradora en conjunto (Tolva y caja trituradora) se limpiará generalmente después de cada jornada de trabajo ya que la función principal del operario será limpiar esta zona con bastante agua para dejar la máquina en buenas condiciones para otra jornada de trabajo.

La limpieza se hará empezando desde la tolva, luego la caja trituradora incluyendo bandeja transportadora al final de cada jornada de trabajo, eliminando los residuos sólidos ya que evitara todo tipo de acumulación de residuos sólidos como el afrecho de manzana.

Por lo tanto si la caja trituradora no se diseña correctamente sufrirá inconvenientes en el proceso de picado y esto traerá como consecuencia paros indebidos en la máquina. Aquí la velocidad del eje es importante ya que a más velocidad habrá un corte perfecto y así aprovecharemos el jugo de la manzana al máximo.

A.3) Puente Transportador.

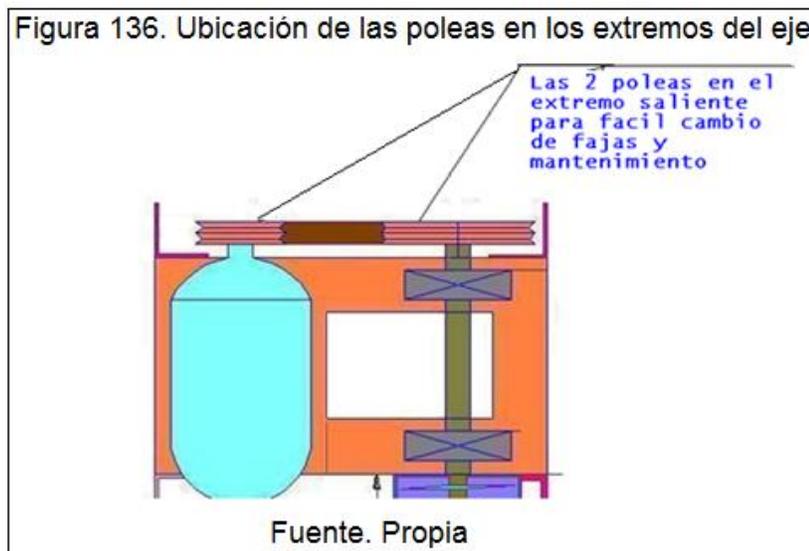


Al puente transportador se le llamará bandeja de transportadora lleva así este nombre por lo que servirá como un medio de transportar a toda la manzana picada hacia la prensa neumática, estará ubicado especialmente por debajo de la caja de trituración que se unirá mediante unían empernada.

Para su mantenimiento no se requerirá de mucho esfuerzo, será fácil de transportar en caso que dicha máquina se requiera transportar en conjunto a otros lugares, se limpiará con agua y detergentes, no se oxidará por ser de un material anti corrosible, y esta operación de limpieza se realizará después de cada parada.

A.4) Eje porta cuchillas en conjunto con las poleas

Durante el proceso de diseño y cálculos de la máquina se había tenido en cuenta en especial la ubicación del eje y sus poleas por si una faja se rompiera en el momento que la máquina está trabajando sea fácil de cambiar dicha faja y no ser este trabajo difícil, para esto se pensó que tanto las dos poleas se ubicarán en el extremo final del eje tal como muestra la figura que a continuación mostraremos, ya que de esta posesión si es fácil desmontar las 2 poleas y así facilitar el cambio de fajas respectivos.



A.5) Motor eléctrico de 1.5HP

Se la figura del motor eléctrico de 1.5HP seleccionado



Las mayorías de máquinas eléctricas por su construcción robusta y buen resultado en cuanto a su buen funcionamiento y rendimiento se has considerado tradicionalmente instrumentos eficaces por tener un bajo índices de averías.

Ahora bien como el elevado número de horas de funcionamiento continuado de las máquinas y el hecho de que un número de motores se pare por avería de unas de sus máquinas, esto hace la necesidad de darles mantenimiento.

Los tipos de mantenimiento se clasifican de acuerdo a su tipo de funcionamiento, de los criterios empleados para su mantenimiento para solucionar los posibles problemas.

A continuación mostraremos un tipo de ficha de un plan de mantenimiento para un tipo de motores.

Tabla 30. Tabla de un plan de mantenimiento para un motor eléctrico.

Plazos de revisión		Identificación de la máquina.....							
<input type="checkbox"/> Semanal		Características de la máquina.....							
<input type="checkbox"/> Mensual		Última revisión.....							
<input type="checkbox"/> Trimestral		Persona que hizo la revisión.....							
<input type="checkbox"/> Anual		Otros aspectos de la revisión.....							
Fecha	Cojinetes			Escobillas		Anillos		Trabajos especiales	Observaciones
	Engrase	Limpieza	Sustitución	Comprobación	Sustitución	Comprobación	Sustitución		

Fig. 1.1. Ficha de un plan de mantenimiento de un motor de inducción.

Fuente. Programación de mantenimiento Oscar Méndez cruz pág. 152

Para dar de mantenimiento a este tipo de motores eléctricos es necesario de contar con un área adecuada con todos los recursos suficientes y contar con las herramientas adecuadas.

Las herramientas adecuadas que se debe contar para dar mantenimiento adecuado a este tipo de motores son:

- Herramientas de mano

Las herramientas de mano no deben faltar en el taller, para ello lo debemos tener en lugares accesibles cercanos para dar el mantenimiento lo más rápido posible en caso de una avería.

A demás es necesario también ya que estas herramientas son de uso indispensable para lugares donde existen máquinas eléctricas.

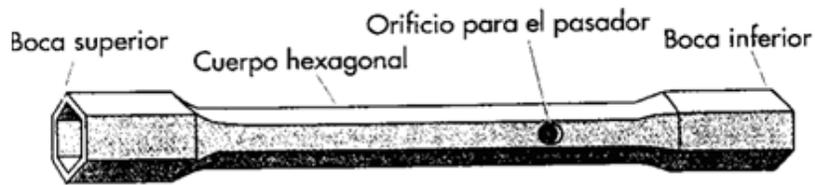
El equipo mínimo de herramientas de mano debe estar compuesto por los siguientes útiles:

- Armario mural de panoplia.
- Juego de destornilladores Planos
- Alicates de boca plana, de boca redonda y universal.
- Juego de llaves fijas.
- Juegos de llaves Allen
- Alicates de punta de aguja larga.
- Alicates pelacables.
- Tijeras de electricista.
- Detector de tensión (Busca polos).
- Estetoscopio
- Termómetro.

Esquema de algunas herramientas:

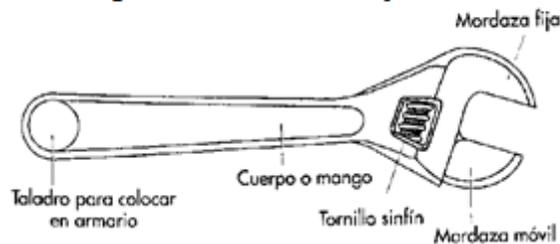


Figura139. Llave hexagonal.



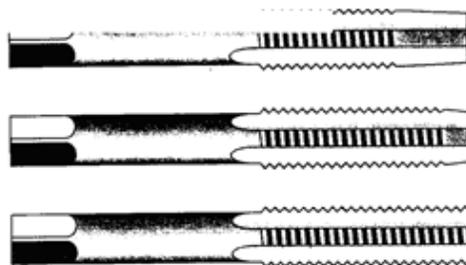
Fuente. Herramientas mecánicas para mantenimiento en general

Figura 140. Llave ajustable



Fuente. Herramientas mecánicas para mantenimiento en general

Figura 141. Conjunto de llaves desarmador.



Fuente. Herramientas mecánicas para mantenimiento en general

- Programa de mantenimiento de motores

De los diversos tipos de planes de mantenimiento de máquinas eléctricas que existen como: manteniendo preventivo, mantenimiento correctivo, para poder

desarrollar un buen programa de mantenimiento de los tantos que existen, se ha de tener en cuenta, sobre todo la eficacia y la rapidez de las revisiones, las reparaciones teniendo en cuenta el factor tiempo que es importante para este tipo de reparaciones se ha creído conveniente tener en cuenta los siguientes factores:

- Control para la detención de averías.
- Contar con herramientas necesarias para la reparación porque el avance es un factor importante.

El tipo de mantenimiento a emplear:

MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Mantenimiento preventivo porque lo que importa es prevenir las fallas en las mayorías de los motores eléctricos adquiridos.

El proceso para intervenir en una máquina deberá contar al menos con las siguientes líneas de actuación que son:

Planificación

Observación

Actuación

Comprobación

Éste tipo de mantenimiento seleccionado lo más esencial no realizar paradas del motor para ellos de realizarán comprobaciones específicas por parte del técnico o especialista.

En el mantenimiento hay que diferenciar las actuaciones de mantenimiento con la máquina en funcionamiento y con la máquina parada.

Las actividades que se realizan con la maquina parada son las siguientes:

- Limpieza con aspirador de aire seco en las partes internas de la máquina.
- Comprobación de escobillas y porta escobillas.
- Comprobación visual del equilibrado del motor.
- Comprobación de holguras y ajustes en el rotor.
- Comprobación de la placa de bornes, de las conexiones visibles y de la sujeción de las boninas.
- Medición de puesta a tierra y de resistencias de aislamiento.
- Comprobación del arranque.
- Engrase de elementos mecánicos.
- La limpieza de los conductos de ventilación.

Las actividades que se realizan con la máquina en funcionamiento son las siguientes:

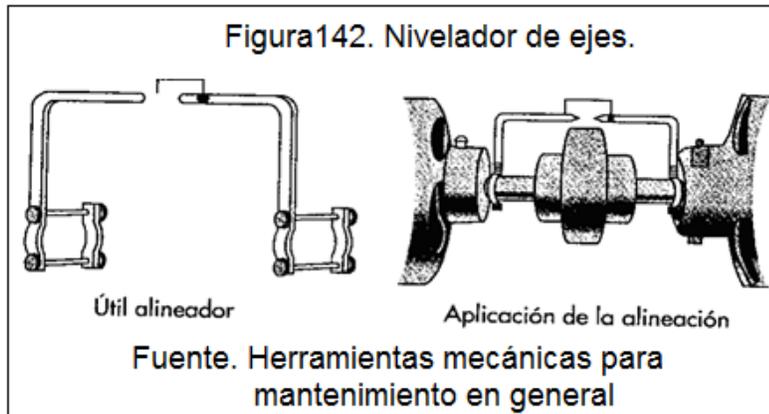
- Limpieza exterior
- Comprobación de la ventilación adecuada.
- Comprobación de la temperatura de funcionamiento.
- Observación de vibraciones, ruidos y roces.

Elementos del mantenimiento del motor:

Nivelador:

Cuando se acoplan dos máquinas, se utiliza un nivelador para la nivelación de los ejes. Se ajustan las varillas del nivelador a los ejes, y cuando sus puntas están alineadas, significa que la nivelación es correcta.

La siguiente figura podemos ver cómo actúa un nivelador:



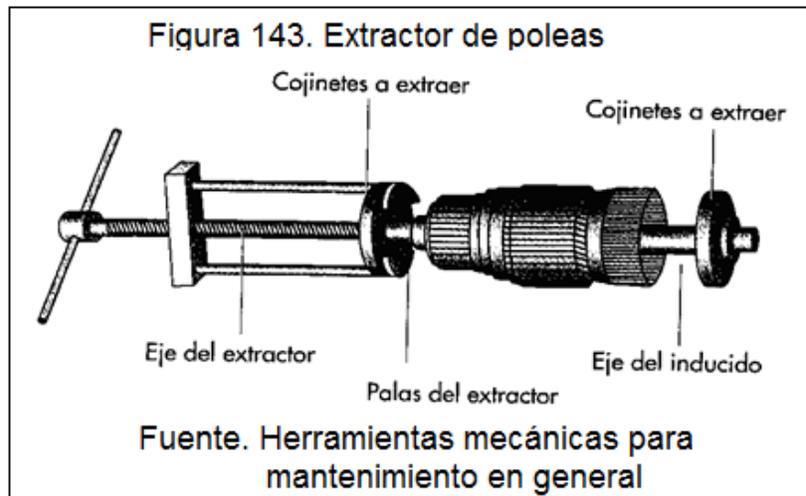
Si es necesario detectar la polaridad de los bobinados se emplea la brújula, que, colocada cerca del bobinado que se quiere comprobar.

Extractor de poleas

Es un útil eficaz para la extracción de poleas, cojinetes y tapas de carcasas.

Su funcionamiento consiste en acoplar al eje de la máquina el eje del extractor.

Con las palas del extractor colocado en el cojinete, giramos el eje del extractor provocando la salida de éste del eje de la máquina, como podemos ver la siguiente figura:



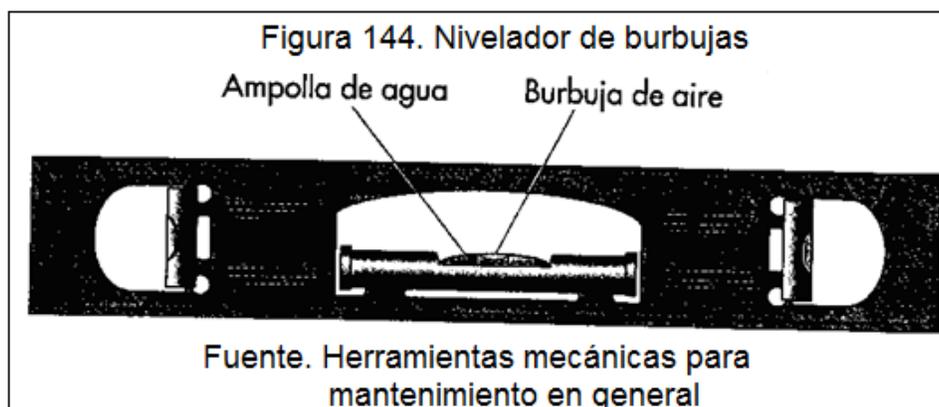
Nivel de burbuja

En una herramienta utilizada para equilibrar las máquinas en la superficie de trabajo; se emplea para el nivelado tanto horizontal como vertical.

Consiste en una regla que tiene una pequeña ampolla de agua en la que se encuentra una burbuja de aire.

Para la correcta alineación, la burbuja de aire deberá estar en el centro de la parte superior del nivel.

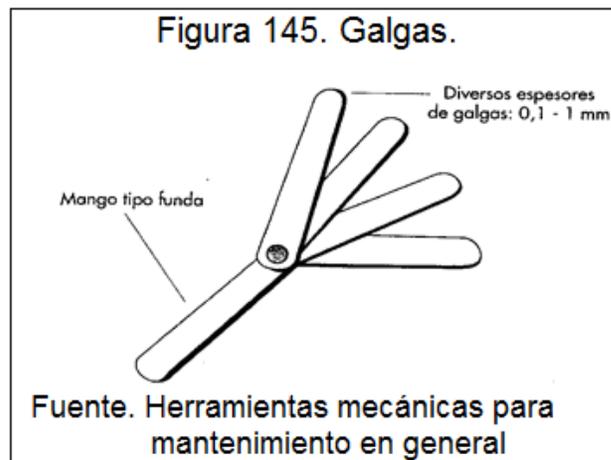
Ver la siguiente figura:



Galgas de espesores

Es un conjunto de pletinas con espesores exactos para ajustar las uniones de poleas o medir en entrehierro de la máquina.

Podemos ver el juego de galgas en la figura a continuación:



- Comprobación de anclajes
- Limpieza de aislamientos secado y barnizado.
- Limpieza de colector: Estado y presión de las escobillas.
- Revisión de los bornes y conexiones interiores.
- Conservación de los cojinetes. Comprobación de la regularidad del entrehierro.

Descripción de todos:

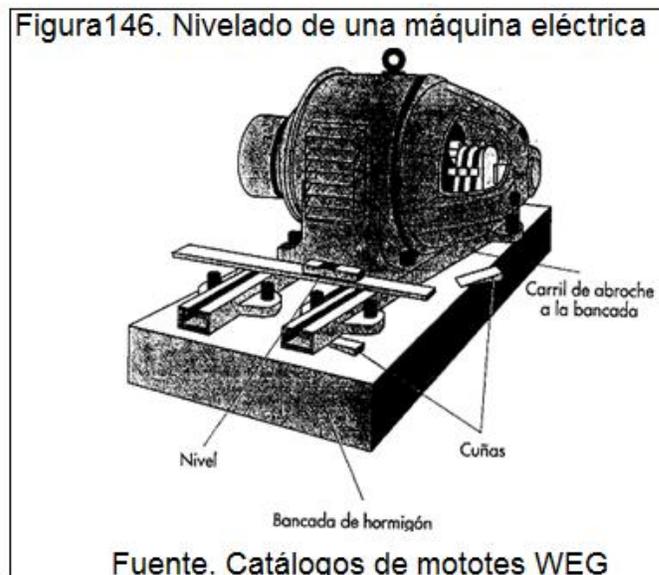
a).-Comprobación de los anclajes:

Una de las causas que puede producir desequilibrios y vibraciones en una máquina es la desnivelación de la propia máquina.

Por este motivo es importante la colocación nivelada y ajustada de sus anclajes.

La nivelación se puede realizar colocando la máquina en una cimentación adecuada o en un carril nivelado.

Una vez colocada la máquina en su sitio, terminaremos de nivelar con cuñas preparadas para tal fin, situadas de manera que a burbuja de aire quede en la parte superior del nivel, como muestra la siguiente figura:



b) Limpieza de aislamientos secado y barnizado:

Se dan casos en que los aislamientos están recubiertos de una película de aceite o de suciedad adherida.

Deben limpiarse con un paño humedecido en petróleo para, rápidamente, pasearles un paño limpio y seco.

En la actualidad, existen pulverizadores para limpieza de grasas, aceites, etc., que facilitan considerablemente la limpieza de las máquinas, al proyectar el líquido pulverizado incluso en partes de la máquina donde no se puede acceder.

Una vez limpia la máquina, se repasará el bobinado, aplicándole barniz con una brocha.

c) Limpieza de colector: Estado y presión de las escobillas:

El colector debe limpiarse periódicamente del polvo y la suciedad que normalmente se produce en los ambientes de trabajo con máquinas.

Para ello se puede frotar con un paño sobre las delgas.

También se puede limpiar el colector frotando las zonas sucias, con movimientos circulares, con una lija muy fina o con un paño impregnado en petróleo.

d) Revisión de los bornes y conexiones interiores:

Las conexiones de una máquina de corriente continua se realizan en su placa de bornes, componente de fácil acceso para la revisión de sus contactos con los bobinados.

La comprobación de continuidad es una operación que clarifica bastante el estado de las conexiones.

Si la comprobación se realiza con un aparato sonoro de continuidad, al agitar levemente las conexiones, se pueden detectar por el sonido las defectuosas.

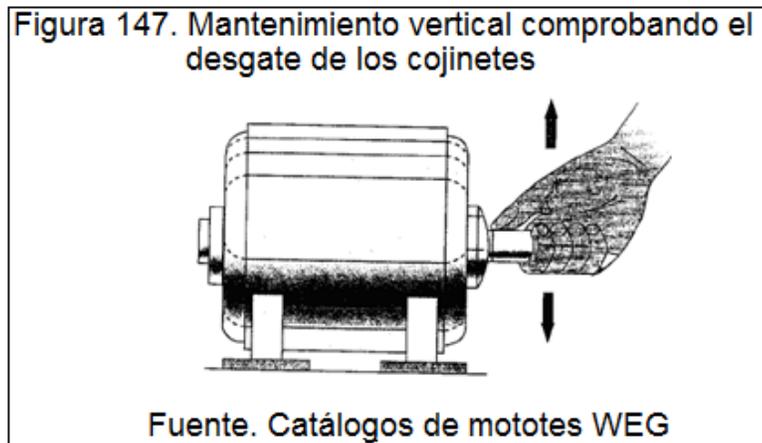
Mediante la resistencia de los bobinados se puede comprobar de forma exacta si existe una mala conexión, por la resistencia de contacto que se produce.

e) Conservación de los cojinetes. Comprobación de la regularidad del entrehierro:

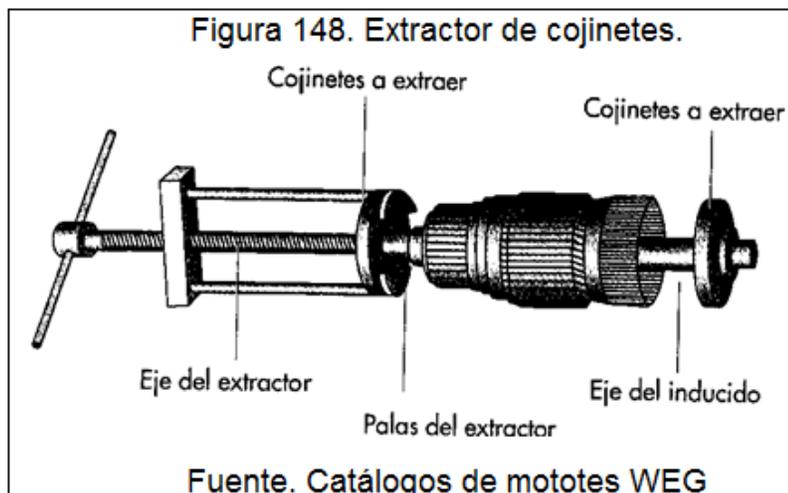
Los cojinetes son elementos esenciales para el buen funcionamiento de todos los demás elementos.

Un cojinete gastado produce un movimiento descentrado, asimismo puede ocasionar un rozamiento entre el estator y el rotor, y provocar una rotura de las chapas magnéticas tanto del estator como del rotor.

Conviene comprobar la holgura de los cojinetes moviendo el eje verticalmente, como se puede observar en la figura siguiente:



El cojinete se sustituye mediante un extractor de cojinetes y como indica en la siguiente figura que mostraremos a continuación.



Las palas del tractor siempre se deben colocar en el anillo interno del cojinete aplicándole la fuerza correcta.

Una fuerza excesiva aplicada al extractor en el desmontaje del cojinete puede producir daños en el eje y en el propio extractor.

f) Normas de seguridad en el mantenimiento de máquinas:

- Las normas que se han de seguir, en el mantenimiento de máquinas eléctricas, siempre son el buen uso de las herramientas y la ausencia de tensión en las máquinas que se van a reparar.
- El puesto de trabajo deberá tener toma de corriente cerca para la prueba con el zumbador electromagnético y evitar largos y enredados cables por el suelo.
- Las herramientas y útiles deben estar situados en el sitio correspondiente para efectuar con rapidez cualquier tipo de reparación.

A.6) Cojinetes y rodamientos

Lubricación:

Tipos de lubricación

Pueden distinguirse tres formas distintas:

Lubricación hidrodinámica, hidrostática, lubricación con grasa.

Lubricación hidrodinámica:

- Las superficies están separadas por una película de lubricante que proporciona estabilidad.
- No se basa en introducir lubricante a presión (puede hacerse), exige un caudal de aceite.

- Se habla también de lubricación de película gruesa, fluida, completa o perfecta.

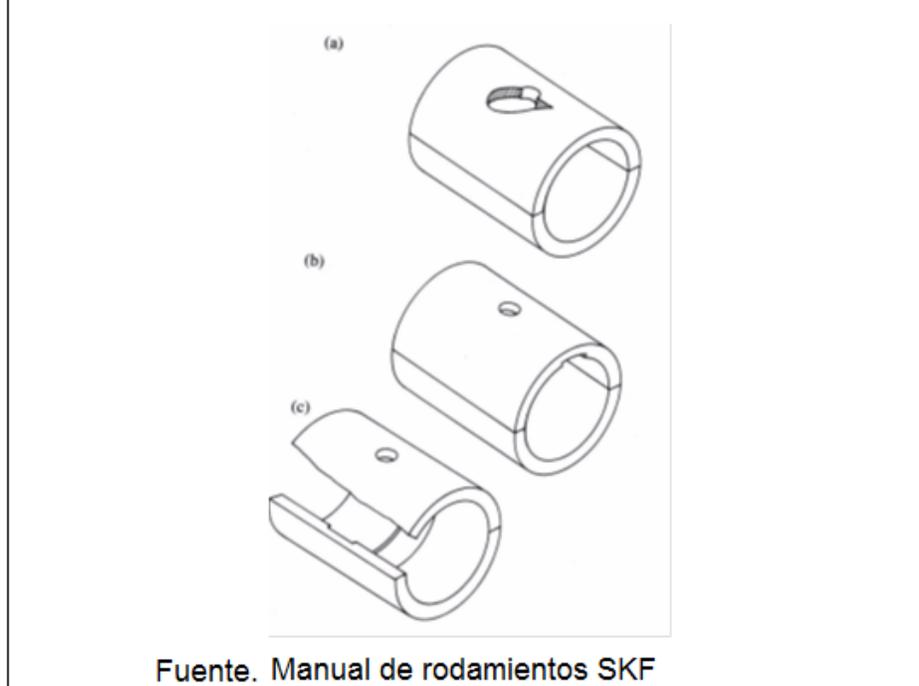
Puede optarse también como se indica en la figura siguiente por introducir el lubricante practicando un orificio en el cojinete (a), o bien si éste es largo disponer de una ranura longitudinal (b), o bien circunferencial (c).

La presión con la que se suministra este lubricante adicional está en el rango 70-350 KPa, valor muy inferior a la presión hidrodinámica que se generan en la zona de máximas presiones.

Por tanto el cojinete no depende de la presión exterior para soportar la carga.

Ésta presión genera un flujo de lubricante que contribuye a disminuir la temperatura de operación.

Figura 149. Distintas opciones para cojinetes alimentados a presión



Lubricación hidrostática

Consiste en suministrar presión elevada a unas cavidades situadas en el cojinete que soporta el eje, independientemente de que gire o no.

Se emplea también para soportar una superficie plana (guías hidrostáticas).

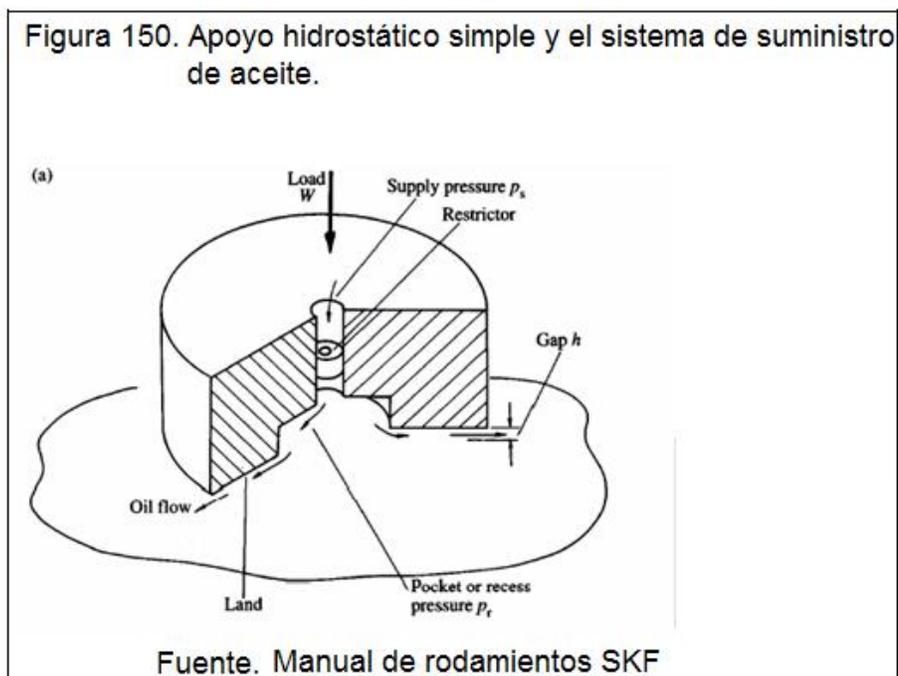
La presión de alimentación está en el rango 1-10 Mpa.

Se obtiene introduciendo a presión el lubricante en la zona de carga para crear una película de lubricante.

No es necesario el movimiento relativo entre las superficies.

No emplea en cojinetes lentos con grandes cargas.

Puede emplearse aire o agua como lubricante.



Lubricantes

Clasificación de los lubricantes.

La química-física de los lubricantes tiene una importancia fundamental en la lubricación límite.

Los lubricantes pueden clasificarse en tres grandes tipos:

- Lubricantes no reactivos: hidrocarburos, derivados del petróleo. La propiedad más importante es la viscosidad.
- Agentes untuosos: ácido esteárico y oleico. Se disuelven a veces en aceite, tienen largas cadenas que se adhieren a la superficie metálica.
- Aditivos de alta presión: generalmente contienen fósforo, azufre o cloro. Reaccionan con las asperezas del metal y forman películas que reducen el contacto ínter metálico.

Las interacciones lubricante/sólido pueden clasificarse en 3 mecanismos:

- Adsorción física.
- Adsorción química.
- Reacción química.

Lubricación con grasa

En los rodamientos de bolas y de rodillos se usa generalmente lubricación con grasa cuando trabajan a velocidades, temperatura y condiciones de carga

normales.

La grasa tiene ciertas ventajas en comparación con el aceite: es más fácil de retener en el alojamiento del rodamiento, particularmente cuando el eje está vertical inclinado, y contribuye a la obturación para evitar la entrada de humedad y de otras impurezas.

El espesante, el jabón metálico de la grasa, actúa como contenedor para el aceite lubricante.

El jabón forma como una malla de fibras jabonosas.

Las cavidades de la malla están llenas de aceite, algo parecido a lo que sucede con los poros de una esponja llena de agua, ver la figura 138.



Las grasas

Las grasas para lubricación de rodamientos son fluidos sintéticos o aceites minerales espesados.

La consistencia de una grasa depende principalmente del tipo y de la cantidad del agente espesante usado.

Al efectuar la selección de una grasa, los factores más importantes a tener en cuenta son su consistencia, el campo de temperatura y sus propiedades anticorrosivos.

Los tipos de grasas mancomunales emplean como espesante un jabón de calcio, sodio o litio.

Las grasas líticas son particularmente adecuadas para lubricar rodamientos.

Los tipos de grasas para rodamientos son de tipo de acuerdo a su consistencia, puede ser 1,2 o 3, y estos valores dependen de la escala de la National Lubricating grease institute.

B.-SISTEMA DE PRENSADO

B.1) Envoltura del sistema de prensado

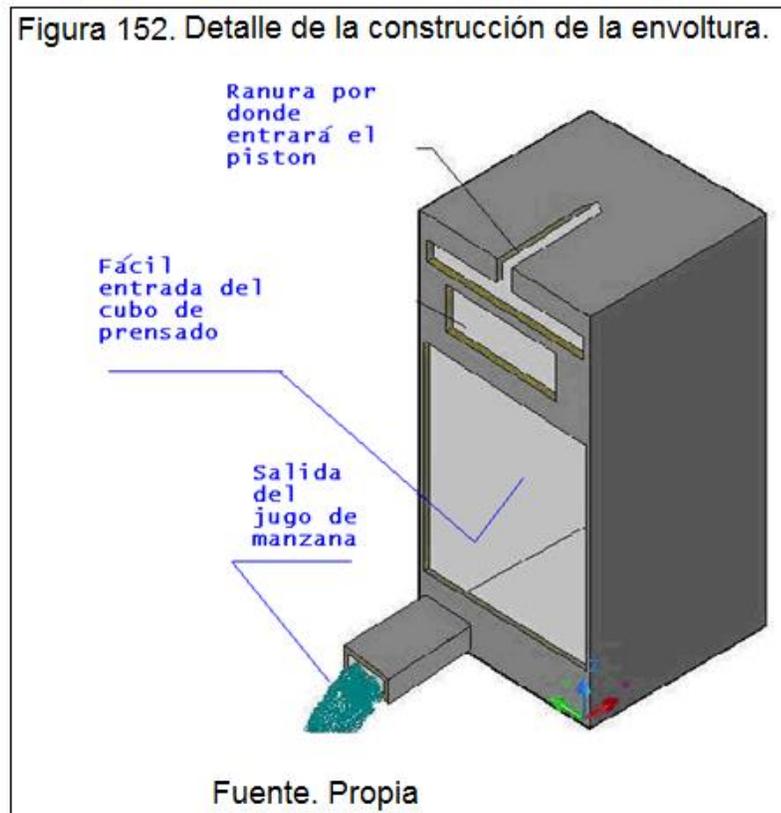
Se le ha designado el nombre de envoltura a todo lo que conforma el sistema de prensado que lo conforman las 2 partes importantes que son el cubo de prensado y el cilindro neumático con pistón para el aplaste y extracción del jugo de manzana, se dará mantenimiento respectivo a todas sus partes que conforman este sistema.

La envoltura ser construida de manera fácil para su funcionamiento y su desarme en el momento que se requiera transportar la maquina a otros lugares.

La envoltura tendrá un orificio en la parte superior una especie de canal por donde allí ingresara el pistón en el momento de armar dicha máquina, se requerirá poco ajuste, después de cada trabajo el operario tendrá que verter agua ya sea manualmente o con una manguera a presión para su limpieza respectiva.

La envoltura estará diseñada para que porte al cubo de prensado y sea de fácil sacarlo y colocarlo.

La envoltura tendrá un canal de forma rectangular en la parte inferior izquierda por donde saldrá el afrecho, esta será la zona donde se requerirá mayor limpieza, la limpieza se efectuar después de cada trabajo, ver la siguiente figura:



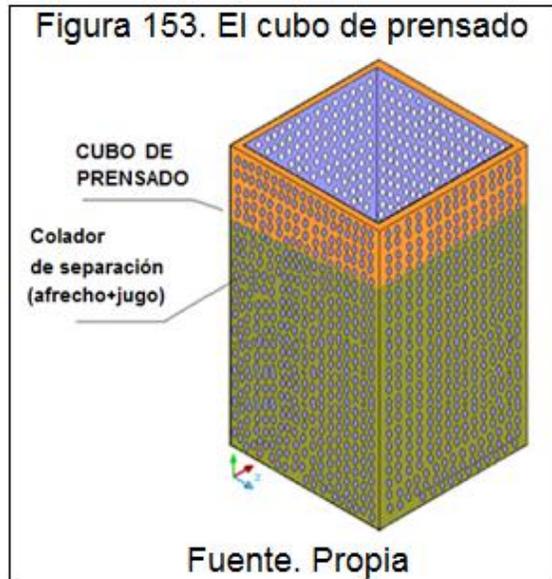
B.2) Cubo de prensado

El cubo de prensado será un recipiente cuadrado con bastantes agujeros o poros de 2 milímetros de espesor cada agujero su función será separar jugo mediante un colador simple y también separar el afrecho y las pepas y otra materia.

Este cubo será sacado de la envoltura por el operario el mismo que introdujo los 30 kilogramos de manzana de forma manual.

Tendrá que ser sumergido en otro recipiente con agua para su limpieza respectiva ya que este recipiente será el que más limpieza se va hacer.

Necesariamente la limpieza de hará después de cada faena por un operario.



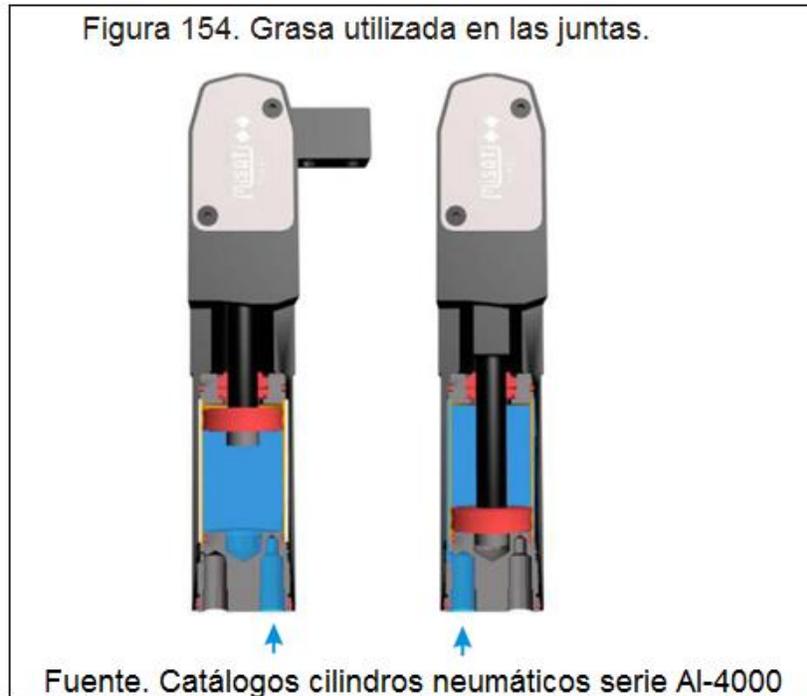
B.3) Cilindro Neumático de 6 – 10 Bares de presión.

Tratamiento del aire:

Se recomienda utilizar aire comprimido preparado (filtrado) para prevenir que las partículas de polvo, aceite y agua dañen las piezas internas.

El aire preparado esta pre filtrado tras la compresión, deshidratado mediante secado en frío y luego limpiado en filtros muy finos.

Las partículas mayores de 40 μm tendrían que retirarse mediante los filtros apropiados.



La grasa utilizada en todas nuestras bridas estándar es Klübersynth AR 34-402. Ésta es una grasa lubricante adherente para una gran variedad de velocidades de émbolo.

Otras ventajas son la baja fuerza de arranque incluso después de largos periodos de parada y la baja tendencia al stick-slip en presencia de velocidades de pistón muy bajas.

Los dos tipos de grasa son de la marca Klüber

En caso de limpiar las juntas, deberá utilizarse etanol.

Lubricación del equipo de aire

El aire comprimido preparado podrá ser lubricado o sin lubricar.

En caso de optarse por aire lubricado, el aceite utilizado deberá ser de naturaleza mineral o sintética para prevenir problemas de Incompatibilidades con las grasas usadas en las juntas.

Si tras utilizar aire lubricado durante un cierto tiempo se comienza a utilizar aire sin lubricar, las juntas pueden researse y cuartearse, perdiendo estanqueidad la brida.

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES:

7.1. CONCLUSIONES

Después de haber diseñado la máquina se llegó a varias conclusiones entre ellas las más importantes son:

- Con la construcción de la máquina se han alcanzado los objetivos planteados al respecto y se ha demostrado que si es factible construir una máquina pero con tecnología Nacional materiales de procedencia 100% Nacional.
- Las máquinas extractoras en general cumplen el requisito en la demanda de los mercados y no necesariamente las máquinas importadas son de mejor calidad, ya que la mayoría de estas máquinas importadas son de alto costo.
- Se ha podido hacer el diseño general para todas las partes que son de vital funcionamiento para esta máquina, la cual está diseñada pausadamente y de forma clara y entendible para que cualquier lector que pueda acceder a este documento pueda dar un rápido entendimiento en lo que concierne a estos mecanismos.
- Se ha reforzado los conocimientos teóricos prácticos adquiridos a lo largo de los 5 años de la carrera de Ingeniería Mecánica.
- Las piezas utilizadas para la construcción de la misma son de fácil acceso y de fabricación, ya que los trabajos de metalmecánica son sencillos y no requieren de tornos CNC o fresadoras universales, ni de otros sistemas muy avanzados.
- Se diseñó un plan de mantenimiento como parte de un manual de operación para los que operaran esta máquina.

7.2. RECOMENDACIONES

- Fomentar en los estudiantes de Ingeniería Mecánica o de otras carreras el interés por el diseño creativo de máquinas industriales utilizando piezas de fácil obtención en nuestro medio, apoyando el desarrollo del país, incrementando el valor de la mano de obra e incrementando la competitividad a un nivel superior.
- Al realizar el montaje de los distintos elementos que conforman la máquina como: tolva caja trituradora, bandeja transportadora, eje, cuchillas de corte, rodamientos, cojinetes y estructuras, se debe hacer con buena precisión para que quede bien sentados todos los componentes y exista excentricidad en los mismos.
- Se recomienda realizar un buen mantenimiento para todo el sistema mecánico y eléctrico, revisando siempre antes de su funcionamiento el estado del motor, cuchillas , ejes, rodamientos, sistema de transmisión y en el caso de sufrir daños o desgastes en algunos de los componentes reemplazarlos por otros que tengan las mismas características establecidas en los planos de construcción respectivas.
- Crear ferias y exposiciones que permitan un acercamiento entre diseñadores y estudiantes, para que los empresarios puedan conocer los proyectos que los estudiantes de Ingeniería Mecánica pueden fabricar.
- Incluir en el programa del curso PROYECTO DE MÁQUINAS, como la elaboración de proyectos como fin de carrera para la aplicación práctica de los conocimientos teóricos adquiridos en el curso.
- Orientar los cursos del Plan de estudios de la carrera de Ingeniería Mecánica hacia las necesidades del mercado actual, para que el estudiante al graduarse

pueda dar aportes significativos al desarrollo del país y que los conocimientos no se queden en simple teoría sin aplicación.

ANEXOS

ANEXO N° 01

TABLAS QUE FUERON UTILIZADAS PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CORREAS EN V:

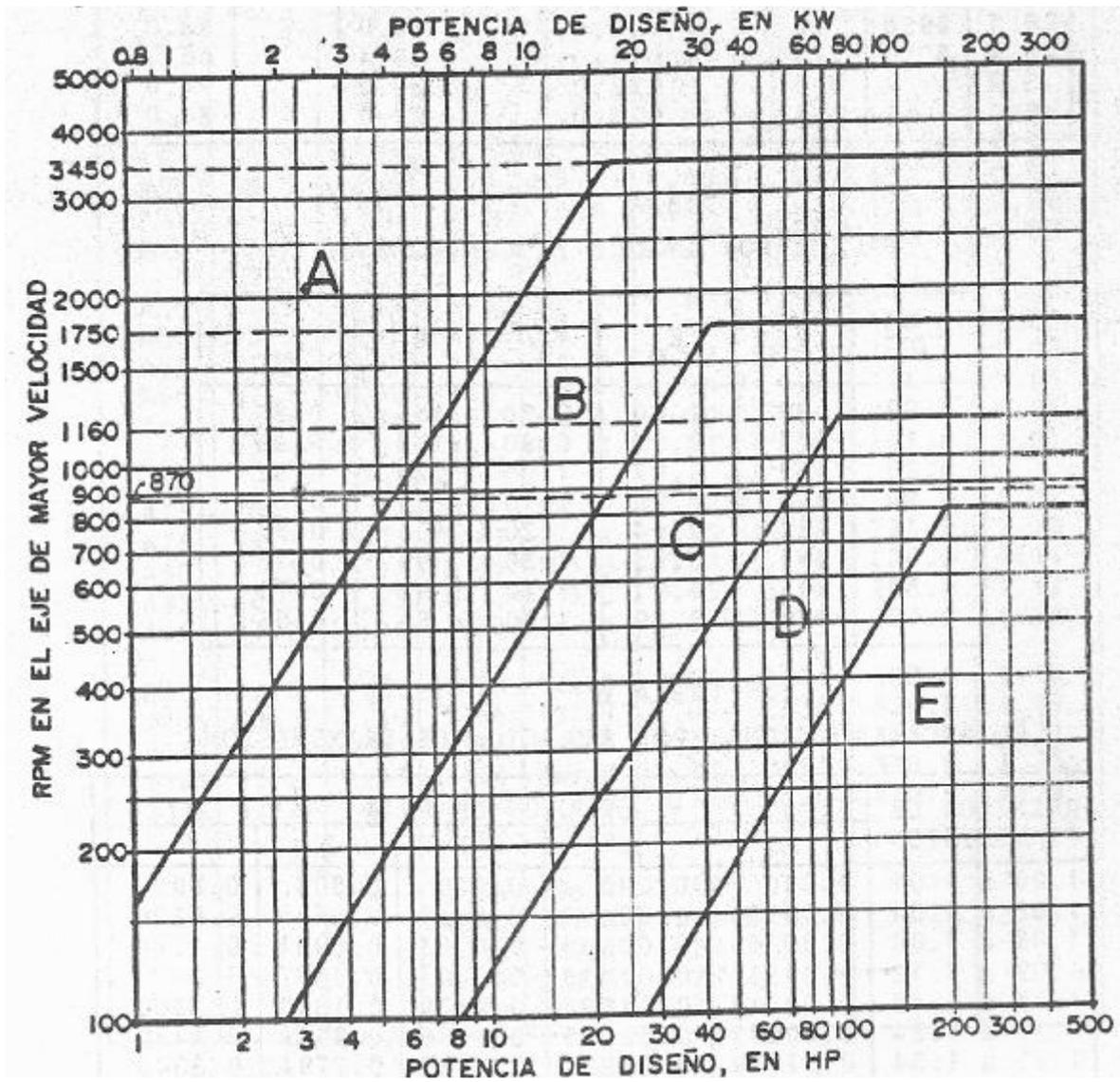
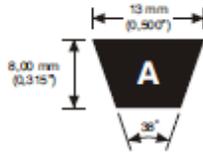


TABLA 1: SELECCIÓN DEL PERFIL DE LA CORREA Y DIÁMETRO DE LA POLEA MENOR (DETERMINACIÓN DEL PERFIL DE LA CORREA).



Dimensões nominais	Dimensiones nominales	Nominal dimensions
---------------------------	------------------------------	---------------------------

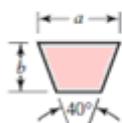


SEÇÃO A		SECCIÓN A				SECTION A			
Dimensões nominais Larg. Sup: 1/2" - 13mm Altura: 5/16" - 8mm Ângulo: 30°		Dimensiones nominales Anchura Sup: 1/2" - 13mm Altura: 5/16" - 8mm Ángulo: 30°				Nominal Dimensions Width top: 1/2" - 13mm Height: 5/16" - 8mm Angle: 30°			
Perfil A Profile A	Comprimento Datum Longitud Datum Datum Length		Comprimento efetivo Longitud efectiva Effective Length		Perfil A Profile A	Comprimento Datum Longitud Datum Datum Length		Comprimento efetivo Longitud efectiva Effective Length	
	pol. pulg. Inches	mm	pol. pulg. Inches	mm		pol. pulg. Inches	mm	pol. pulg. Inches	mm
22	23,3	590	24	610	61	62,3	1580	63	1600
23	24,3	620	25	635	62	63,3	1610	64	1625
24	25,3	640	26	660	63	64,3	1635	65	1650
25	26,3	670	27	685	64	65,3	1660	66	1675
26	27,3	695	28	710	65	66,3	1685	67	1700
27	28,3	720	29	735	66	67,3	1710	68	1725
28	29,3	745	30	760	67	68,3	1735	69	1755
29	30,3	770	31	785	68	69,3	1760	70	1780
30	31,3	795	32	810	69	70,3	1785	71	1805
31	32,3	820	33	840	70	71,3	1810	72	1830
32	33,3	845	34	865	71	72,3	1835	73	1855
33	34,3	870	35	890	74	75,3	1910	76	1930
34	35,3	895	36	915	75	76,3	1940	77	1955
35	36,3	920	37	940	78	79,3	2015	80	2030
36	37,3	945	38	965	79	80,3	2040	81	2055
37	38,3	970	39	990	80	81,3	2065	82	2080
38	39,3	990	40	1015	82	83,3	2115	84	2135
39	40,3	1025	41	1040	84	85,3	2165	86	2185
40	41,3	1050	42	1065	85	86,3	2190	87	2210
41	42,3	1075	43	1090	89	90,3	2295	91	2310
42	43,3	1100	44	1120	90	91,3	2320	92	2335
43	44,3	1125	45	1145	92	93,3	2370	94	2390
44	45,3	1150	46	1170	95	96,3	2445	97	2465
45	46,3	1175	47	1195	96	97,3	2470	98	2490
46	47,3	1200	48	1220	104	105,3	2675	106	2690
47	48,3	1230	49	1245	105	106,3	2700	107	2720
48	49,3	1250	50	1270	111	112,3	2850	113	2870
49	50,3	1280	51	1295	112	113,3	2880	114	2895
50	51,3	1305	52	1320	119	120,3	3055	121	3075
51	52,3	1330	53	1345	120	121,3	3080	122	3100
52	53,3	1360	54	1370	124	125,3	3185	126	3200
53	54,3	1380	55	1395	126	127,3	3235	128	3250
54	55,3	1405	56	1420	128	129,3	3285	130	3300
55	56,3	1430	57	1450	136	137,3	3490	138	3505
56	57,3	1455	58	1475	144	145,3	3690	146	3710
57	58,3	1480	59	1490	158	159,3	4045	160	4065
58	59,3	1505	60	1525	162	163,3	4150	164	4165
59	60,3	1530	61	1550	173	174,3	4425	175	4445
60	61,3	1555	62	1575	180	181,3	4605	182	4620

Observação: as correias Multi-V A, B, C, e D têm similaridade com as correias Torque Flex 13A, 17B, 22C e 32D, respectivamente.
Observación: Las correas Multi-V A, B, C y D tienen similitud con las correas Torque Flex 13A, 17B, 22C y 32D, respectivamente.
Note: A, B, C, and D Multi-V belts are similar to 13A, 17B, 22C, and 32D Torque Flex belts, respectively.

TABLA 2: DETERMINACIÓN DEL PERFIL DE LA CORREA Y DIÁMETRO DE LA POLEA MENOR.

Standard V-Belt Sections



Belt Section	Width a , in	Thickness b , in	Minimum Sheave Diameter, in	hp Range, One or More Belts
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 and up

TABLA 3: SECCIONES DE LA BANDA EN V ESTANDAR.

Inside Circumferences of
Standard V Belts

Section	Circumference, in
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

TABLA 4: CIRCUNSFERENCIAS INTERIORES DE BANDAS EN V ESTANDAR.

Belt section	A	B	C	D	E
Quantity to be added	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

TABLA 5: FACTORES DE CONVERSIÓN DE LONGITUD.

Belt Section	Sheave Pitch Diameter, in	Belt Speed, ft/min				
		1000	2000	3000	4000	5000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 and up	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
7.0 and up	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90	
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 and up	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
17.0 and up	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7	
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28.0 and up	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

TABLA 6: POTENCIAS NOMINALES DE BANDAS EN V ESTANDAR

$\frac{D-d}{C}$	θ , deg	VV	K_1	V Flat
0.00	180	1.00		0.75
0.10	174.3	0.99		0.76
0.20	166.5	0.97		0.78
0.30	162.7	0.96		0.79
0.40	156.9	0.94		0.80
0.50	151.0	0.93		0.81
0.60	145.1	0.91		0.83
0.70	139.0	0.89		0.84
0.80	132.8	0.87		0.85
0.90	126.5	0.85		0.85
1.00	120.0	0.82		0.82
1.10	113.3	0.80		0.80
1.20	106.3	0.77		0.77
1.30	98.9	0.73		0.73
1.40	91.1	0.70		0.70
1.50	82.8	0.65		0.65

*A curvefit for the VV column in terms of θ is
 $K_1 = 0.143\ 543 + 0.007\ 46\ 8\ \theta - 0.000\ 015\ 052\ \theta^2$
in the range $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

TABLA 7: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL ÁNGULO DE CONTACTO K1 PARA TRANSMISIONES DE BANDA PLANA W Y EN V.

Length Factor	Nominal Belt Length, in				
	A Belts	B Belts	C Belts	D Belts	E Belts
0.85	Up to 35	Up to 46	Up to 75	Up to 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Up to 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 and up	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 and up	330 and up	540 and up	660

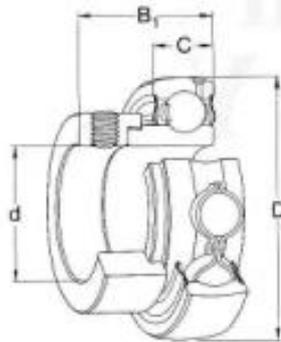
*Multiply the rated horsepower per belt by this factor to obtain the corrected horsepower.

TABLA 8: FACTOR DE CORRECCIÓN DE LONGITUD DE BANDA K2.

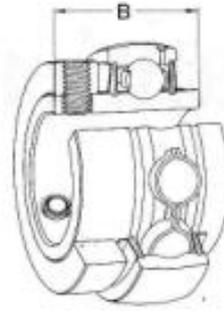
ANEXO N° 02

TABLAS QUE SE UTILIZARON PARA SELECCIONAR LOS RODAMIENTOS:

Rodamientos Y
d 15–65 mm



Serie 2382(00) BD2LS
con anillo de fijación excéntrico

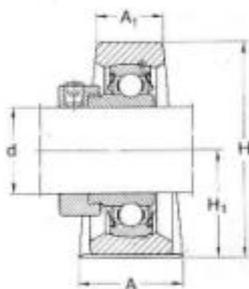


Serie 4792(00) D
con anillo de fijación cilíndrico

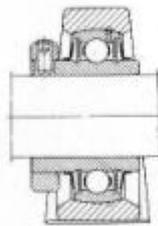
Dimensiones principales				Capacidad de carga		Límite de velocidad cuando la tolerancia del eje es					Masa	Designación
d	D	B, B ₁	C	dinám. C	estát. C ₀	h6	h7	h8	h9	h11		
mm				N (1 N = 0,102 kgf)		r/min					kg	—
15	35	26,5	11	6 000	3 550	10 000	6 300	4 500	1 600	1 000	0,11	238202 D ¹⁾
17	40	28,6	12	7 350	4 500	9 500	6 000	4 300	1 500	950	0,13	238203 D ¹⁾
20	47	31	14	9 800	6 200	8 500	5 300	3 800	1 300	850	0,17	238204 BD2LS
		31	17	9 800	6 200	8 500	5 300	3 800	1 300	850	0,20	479204 D
25	52	31	15	10 800	6 950	7 000	4 500	3 200	1 000	700	0,20	238205 BD2LS
		34,1	17	10 800	6 950	7 000	4 500	3 200	1 000	700	0,25	479205 D
30	62	35,7	16	15 000	10 000	6 300	4 000	2 800	900	630	0,31	238206 BD2LS
		38,1	19	15 000	10 000	6 300	4 000	2 800	900	630	0,38	479206 D
35	72	38,9	17	19 600	13 700	5 300	3 400	2 200	750	530	0,53	238207 BD2LS
		42,9	20	19 600	13 700	5 300	3 400	2 200	750	530	0,59	479207 D
40	80	43,7	18	23 600	16 600	4 800	3 000	1 900	670	480	0,63	238208 BD2LS
		49,2	21	23 600	16 600	4 800	3 000	1 900	670	480	0,76	479208 D
45	85	43,7	19	25 500	18 600	4 300	2 600	1 700	600	430	0,74	238209 BD2LS
		49,2	22	25 500	18 600	4 300	2 600	1 700	600	430	0,83	479209 D
50	90	43,7	20	27 000	19 600	4 000	2 400	1 600	560	400	0,74	238210 BD2LS
		51,6	24	27 000	19 600	4 000	2 400	1 600	560	400	1,05	479210 D
55	100	55,6	25	33 500	25 000	3 600	2 000	1 400	500	360	1,35	479211 D
60	110	65,1	26	36 500	28 000	3 400	1 900	1 300	480	340	1,75	479212 D
65	120	68,3	27	43 000	34 000	3 000	1 700	1 100	430	300	2,20	479213 D

TABLA 9.1: Selección de los rodamientos en Y.

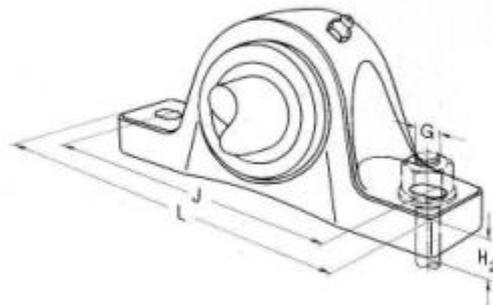
Soportes de pie con rodamientos Y, fundición
d 20–65 mm



Serie SY...FJ
 con rodamiento de la
 serie 2382(00) BD2LS



Serie SY...SD
 con rodamiento de la
 serie 4792(00) D



Dimensiones										Capacidad de carga		Masa	Designación
d	A	A ₁	H	H ₁	H ₂	J mín	J máx	L	G	C dinám.	C ₀ estát.	kg	—
mm										N (1 N = 0,102 kgf)		kg	—
20	32	19	64	33,34	14	88	106	127	10	9800	6200	0,60	SY 20 FJ
	32	19	64	33,34	14	88	106	127	10	9800	6200	0,63	SY 20 SD
25	36	21	70	36,51	16	94	110	130	10	10800	6950	0,74	SY 25 FJ
	36	21	70	36,51	16	94	110	130	10	10800	6950	0,79	SY 25 SD
30	40	25	82	42,86	17	108	127	152	12	15000	10000	1,15	SY 30 FJ
	40	25	82	42,86	17	108	127	152	12	15000	10000	1,20	SY 30 SD
35	45	27	93	47,63	19	119	133	160	12	19600	13700	1,60	SY 35 FJ
	45	27	93	47,63	19	119	133	160	12	19600	13700	1,65	SY 35 SD
40	48	39	99	49,21	19	125	146	175	12	23600	16600	1,90	SY 40 FJ
	48	30	99	49,21	19	125	146	175	12	23600	16600	2,00	SY 40 SD
45	48	32	107	53,98	21	135	152	187	12	25500	18600	2,35	SY 45 FJ
	48	32	107	53,98	21	135	152	187	12	25500	18600	2,45	SY 45 SD
50	54	34	114	57,15	22	149	165	203	16	27000	19600	2,75	SY 50 FJ
	54	34	114	57,15	22	149	165	203	16	27000	19600	3,05	SY 50 SD
55	60	35	125	63,5	24	162	181	219	16	33500	25000	4,00	SY 55 SD
60	60	40	135	68,28	25	170	203	240	16	36500	28000	4,90	SY 60 SD

TABLA 9.2: Elección del soporte con pie de rodamiento.

ANEXO Nº 03

TABLAS QUE FUERON UTILIZADOS PARA EL DISEÑO DE LAS ESTRUCTURAS:

16 Doble empotramiento. Carga uniforme

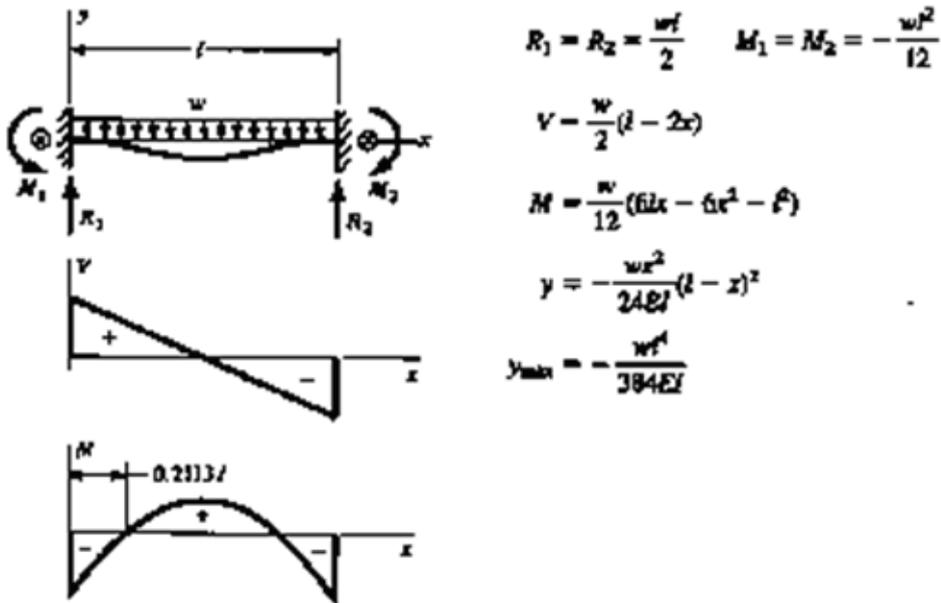


TABLA A-9
Cortante, momento y deflexión de vigas (cont.)

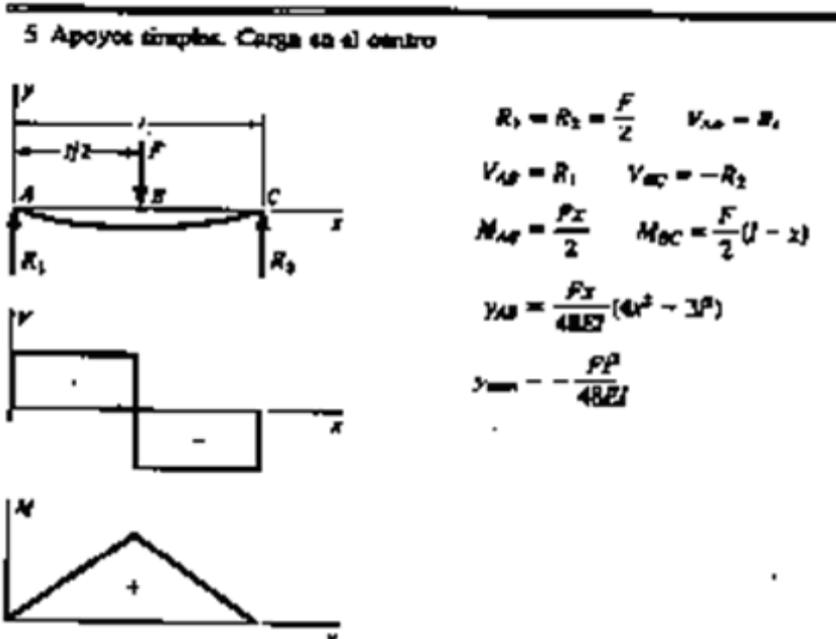
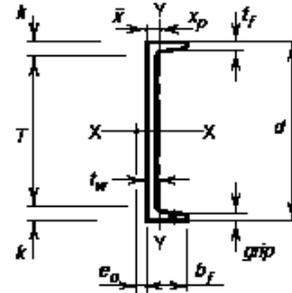


TABLA 10: TABLA PARA CÁLCULO DE CORTANTES Y FLECTORES DE ACUERDO AL CASO.

CHANNELS AMERICAN STANDARD Properties

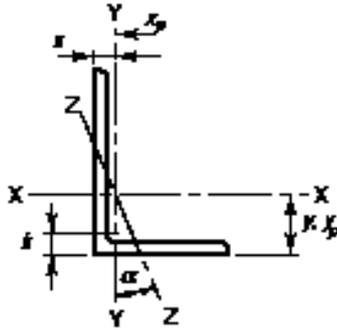


Nom- inal Wt. per ft	\bar{x}	Shear Center Loca- tion e_0	PNA Loca- tion x_p	Axis X-X				Axis Y-Y			
				I	Z	S	r	I	Z	S	r
lb	in.	in.	in.	in. ⁴	in. ³	in. ³	in.	in. ⁴	in. ³	in. ³	in.
50	0.798	0.583	0.488	404	68.2	53.8	5.24	11.0	8.17	3.78	0.867
40	0.777	0.767	0.390	349	57.2	46.5	5.44	9.23	6.87	3.37	0.886
33.9	0.787	0.896	0.330	315	50.4	42.0	5.62	8.13	6.23	3.11	0.904
30	0.674	0.618	0.366	162	33.6	27.0	4.29	5.14	4.33	2.06	0.763
25	0.674	0.746	0.305	144	29.2	24.1	4.43	4.47	3.84	1.88	0.780
20.7	0.698	0.870	0.252	129	25.4	21.5	4.61	3.88	3.49	1.73	0.799
30	0.649	0.369	0.439	103	26.6	20.7	3.42	3.94	3.78	1.65	0.669
25	0.617	0.494	0.366	91.2	23.0	18.2	3.52	3.36	3.19	1.48	0.676
20	0.606	0.637	0.292	78.9	19.3	15.8	3.66	2.81	2.71	1.32	0.692
15.3	0.634	0.796	0.223	67.4	15.8	13.5	3.87	2.28	2.35	1.16	0.713
20	0.583	0.515	0.325	60.9	16.8	13.5	3.22	2.42	2.47	1.17	0.642
15	0.586	0.682	0.243	51.0	13.5	11.3	3.40	1.93	2.05	1.01	0.661
13.4	0.601	0.743	0.217	47.9	12.5	10.6	3.48	1.76	1.95	0.962	0.669
18.75	0.565	0.431	0.343	44.0	13.8	11.0	2.82	1.98	2.17	1.01	0.599
13.75	0.553	0.604	0.251	36.1	10.9	9.03	2.99	1.53	1.73	0.854	0.615
11.5	0.571	0.697	0.209	32.6	9.55	8.14	3.11	1.32	1.58	0.781	0.625
12.25	0.525	0.538	0.255	24.2	8.40	6.93	2.60	1.17	1.43	0.703	0.571
9.8	0.540	0.647	0.203	21.3	7.12	6.08	2.72	0.968	1.26	0.625	0.581
13	0.514	0.380	0.317	17.4	7.26	5.80	2.13	1.05	1.36	0.642	0.525
10.5	0.499	0.486	0.255	15.2	6.15	5.06	2.22	0.866	1.15	0.564	0.529
8.2	0.511	0.599	0.198	13.1	5.13	4.38	2.34	0.693	0.993	0.492	0.537
9	0.478	0.427	0.262	8.90	4.36	3.56	1.83	0.632	0.918	0.450	0.489
6.7	0.484	0.552	0.217	7.49	3.51	3.00	1.95	0.479	0.763	0.378	0.493
7.25	0.459	0.386	0.264	4.59	2.81	2.29	1.47	0.433	0.697	0.343	0.450
5.4	0.457	0.502	0.241	3.85	2.26	1.93	1.56	0.319	0.569	0.283	0.449
6	0.455	0.322	0.291	2.07	1.72	1.38	1.08	0.305	0.544	0.268	0.416
5	0.438	0.392	0.242	1.85	1.50	1.24	1.12	0.247	0.466	0.233	0.410
4.1	0.436	0.461	0.284	1.66	1.30	1.10	1.17	0.197	0.401	0.202	0.404

TABLA 11.1: TABLAS DE LAS NORMAS AMERICANAS DE ACEROS(C).

ANGLES

Equal legs and unequal legs
Properties for designing

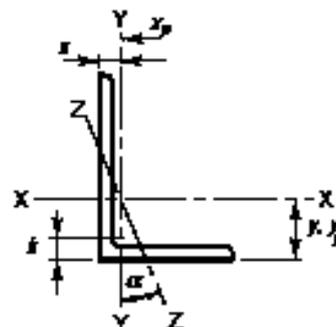


Size and Thickness	k	Weight per ft	Area	Axis X-X					
				I	S	r	y	Z	y _p
in.	in.	lb	in.	in. ²	in. ⁴	in. ³	in.	in. ³	in.
L4x3x ⁵ / ₁₆	1 ¹ / ₁₆	13.6	3.98	6.03	2.30	1.23	1.37	4.12	0.813
1/2	1 ⁵ / ₁₆	11.1	3.25	5.05	1.89	1.25	1.33	3.41	0.750
3/16	7/8	9.80	2.87	4.52	1.68	1.25	1.30	3.03	0.719
3/8	1 ³ / ₁₆	8.50	2.48	3.96	1.46	1.26	1.28	2.64	0.688
5/16	3/4	7.20	2.09	3.38	1.23	1.27	1.26	2.23	0.656
1/4	1 ¹ / ₁₆	5.80	1.69	2.77	1.00	1.28	1.24	1.82	0.625
L3 ¹ / ₂ x3 ¹ / ₂ x ¹ / ₂	7/8	11.1	3.25	3.64	1.49	1.06	1.06	2.68	0.464
7/16	1 ³ / ₁₆	9.80	2.87	3.26	1.32	1.07	1.04	2.38	0.410
3/8	3/4	8.50	2.48	2.87	1.15	1.07	1.01	2.08	0.355
5/16	1 ¹ / ₁₆	7.20	2.09	2.45	0.976	1.08	0.990	1.76	0.299
1/4	5/8	5.80	1.69	2.01	0.794	1.09	0.968	1.43	0.241
L3 ¹ / ₂ x3x ¹ / ₂	1 ⁵ / ₁₆	10.2	3.00	3.45	1.45	1.07	1.13	2.63	0.500
3/8	1 ³ / ₁₆	7.90	2.30	2.72	1.13	1.09	1.08	2.04	0.438
5/16	3/4	6.60	1.93	2.33	0.954	1.10	1.06	1.73	0.406
1/4	1 ¹ / ₁₆	5.40	1.56	1.91	0.776	1.11	1.04	1.41	0.375
L3 ¹ / ₂ x2 ¹ / ₂ x ¹ / ₂	1 ⁵ / ₁₆	9.40	2.75	3.24	1.41	1.09	1.20	2.53	0.750
3/8	1 ³ / ₁₆	7.20	2.11	2.56	1.09	1.10	1.16	1.97	0.688
1/4	1 ¹ / ₁₆	4.90	1.44	1.80	0.755	1.12	1.11	1.36	0.625
L3x3x ¹ / ₂	1 ³ / ₁₆	9.40	2.75	2.22	1.07	0.898	0.932	1.93	0.458
7/16	3/4	8.30	2.43	1.99	0.954	0.905	0.910	1.72	0.406
3/8	1 ¹ / ₁₆	7.20	2.11	1.76	0.833	0.913	0.888	1.50	0.352
5/16	5/8	6.10	1.78	1.51	0.707	0.922	0.865	1.27	0.296
1/4	9/16	4.90	1.44	1.24	0.577	0.930	0.842	1.04	0.240
3/16	1/2	3.71	1.09	0.962	0.441	0.939	0.820	0.794	0.182

TABLA 11.2: TABLAS DE LAS NORMAS AMERICANAS DE ACEROS (L).

ANGLES

Equal legs and unequal legs
Properties for designing



Size and Thickness	Axis Y-Y						Axis Z-Z	
	<i>I</i>	<i>S</i>	<i>r</i>	<i>x</i>	<i>Z</i>	<i>x_p</i>	<i>r</i>	Tan α
in.	in. ⁴	in. ³	in.	in.	in. ³	in.	in.	
L3×2½×½	1.30	0.744	0.722	0.750	1.35	0.417	0.520	0.667
¾	1.04	0.581	0.736	0.706	1.05	0.320	0.522	0.676
⅝	0.898	0.494	0.744	0.683	0.889	0.270	0.525	0.680
¼	0.743	0.404	0.753	0.661	0.724	0.219	0.528	0.684
⅜	0.577	0.310	0.761	0.638	0.553	0.166	0.533	0.688
L3×2×½	0.672	0.474	0.546	0.583	0.891	0.375	0.428	0.414
¾	0.543	0.371	0.559	0.539	0.684	0.289	0.430	0.428
⅝	0.470	0.317	0.567	0.516	0.577	0.244	0.432	0.435
¼	0.392	0.260	0.574	0.493	0.468	0.198	0.435	0.440
⅜	0.307	0.200	0.583	0.470	0.357	0.150	0.439	0.446
L2½×2½×½	1.23	0.724	0.739	0.806	1.31	0.450	0.487	1.000
¾	0.984	0.566	0.753	0.762	1.02	0.347	0.487	1.000
⅝	0.849	0.482	0.761	0.740	0.869	0.293	0.489	1.000
¼	0.703	0.394	0.769	0.717	0.711	0.238	0.491	1.000
⅜	0.547	0.303	0.778	0.694	0.545	0.180	0.495	1.000
L2½×2×¾	0.514	0.363	0.577	0.581	0.660	0.309	0.420	0.614
⅝	0.446	0.310	0.584	0.559	0.561	0.262	0.422	0.620
¼	0.372	0.254	0.592	0.537	0.457	0.213	0.424	0.626
⅜	0.291	0.196	0.600	0.514	0.350	0.162	0.427	0.631
L2×2×¾	0.479	0.351	0.594	0.636	0.633	0.340	0.389	1.000
⅝	0.416	0.300	0.601	0.614	0.541	0.288	0.390	1.000
¼	0.348	0.247	0.609	0.592	0.445	0.234	0.391	1.000
⅜	0.272	0.190	0.617	0.569	0.343	0.179	0.394	1.000
⅙	0.190	0.131	0.626	0.546	0.235	0.121	0.398	1.000

TABLA 11.3: TABLAS DE LAS NORMAS AMERICANAS DE ACEROS (L).

Table A-18

Geometric Properties

Part 1 Properties of Sections

A = area

G = location of centroid

$I_x = \int y^2 dA$ = second moment of area about x axis

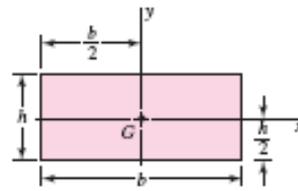
$I_y = \int x^2 dA$ = second moment of area about y axis

$I_{xy} = \int xy dA$ = mixed moment of area about x and y axes

$J_G = \int r^2 dA = \int (x^2 + y^2) dA = I_x + I_y$
= second polar moment of area about axis through G

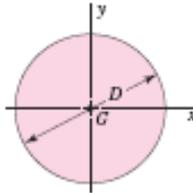
$k_x^2 = I_x/A$ = squared radius of gyration about x axis

Rectangle



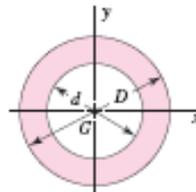
$$A = bh \quad I_x = \frac{bh^3}{12} \quad I_y = \frac{b^3h}{12} \quad I_{xy} = 0$$

Circle



$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi D^4}{32}$$

Hollow circle



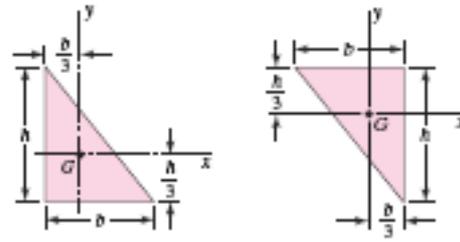
$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$$

TABLA 12: PROPIEDADES DE LAS SECCIONES.

Table A-18

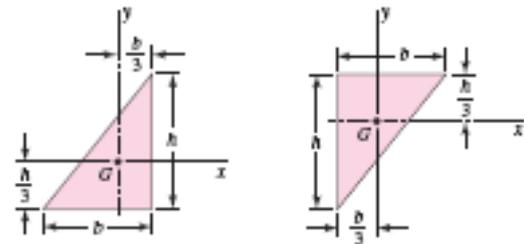
Geometric Properties
(Continued)

Right triangles



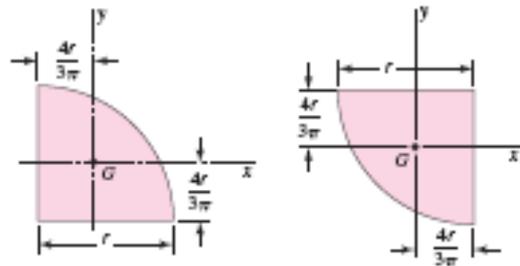
$$A = \frac{bh}{2} \quad I_x = \frac{bh^3}{36} \quad I_y = \frac{b^3h}{36} \quad I_{xy} = \frac{-b^2h^2}{72}$$

Right triangles



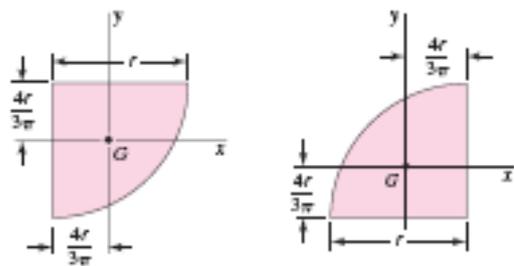
$$A = \frac{bh}{2} \quad I_x = \frac{bh^3}{36} \quad I_y = \frac{b^3h}{36} \quad I_{xy} = \frac{b^2h^2}{72}$$

Quarter-circles



$$A = \frac{\pi r^2}{4} \quad I_x = I_y = r^4 \left(\frac{\pi}{16} - \frac{4}{9\pi} \right) \quad I_{xy} = r^4 \left(\frac{1}{8} - \frac{4}{9\pi} \right)$$

Quarter-circles



$$A = \frac{\pi r^2}{4} \quad I_x = I_y = r^4 \left(\frac{\pi}{16} - \frac{4}{9\pi} \right) \quad I_{xy} = r^4 \left(\frac{4}{9\pi} - \frac{1}{8} \right)$$

TABLA 13: PRINCIPIOS GEOMÉTRICOS BÁSICOS.

ANEXO N° 04

TABLAS QUE FUERON UTILIZADOS PARA LOS FACTORES DE CONCENTRACIÓN:

Figure A-15-7

Round shaft with shoulder fillet in tension. $\sigma_0 = F/A$, where $A = \pi d^2/4$.

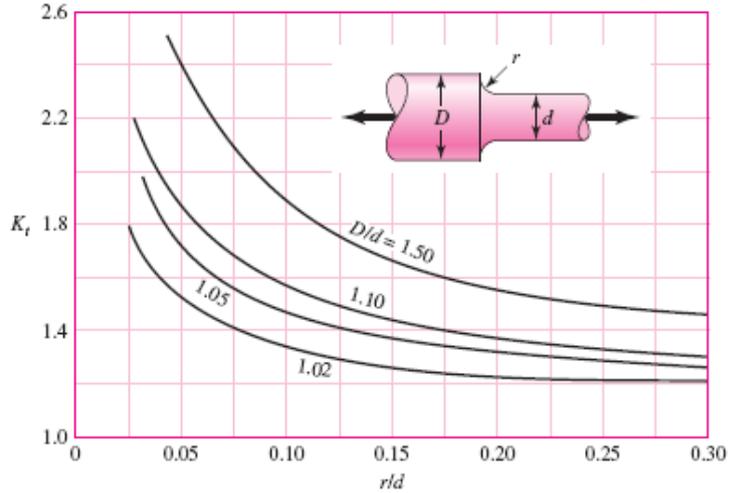


Figure A-15-8

Round shaft with shoulder fillet in torsion. $\tau_0 = Tc/J$, where $c = d/2$ and $J = \pi d^4/32$.

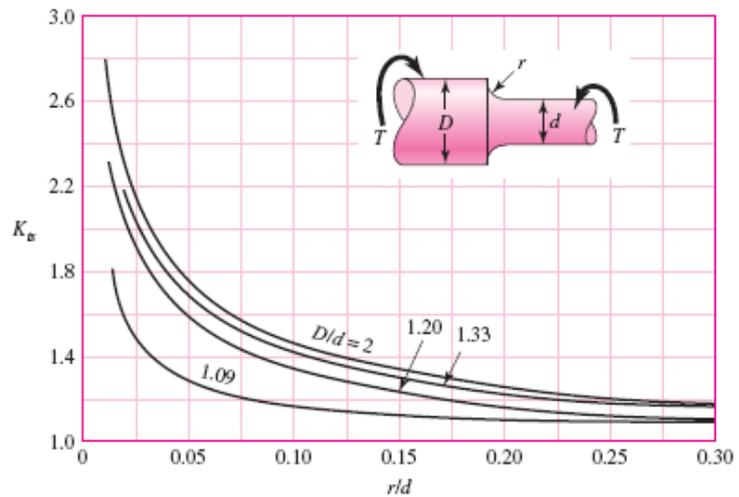


Figure A-15-9

Round shaft with shoulder fillet in bending. $\sigma_0 = Mc/I$, where $c = d/2$ and $I = \pi d^4/64$.

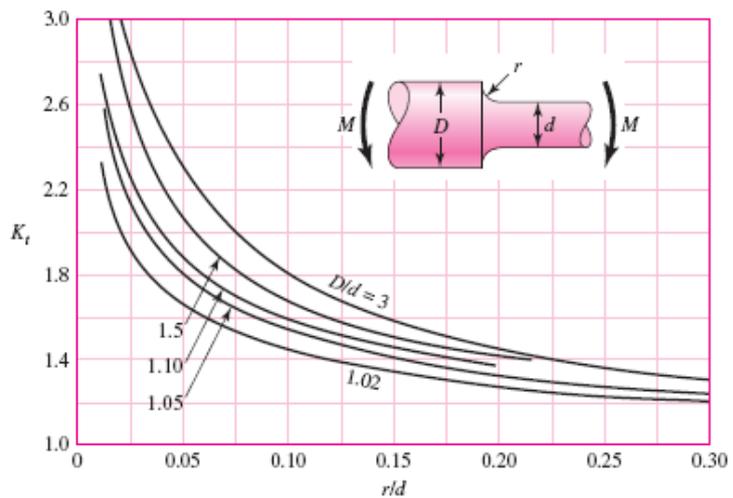


TABLA 14: TABLAS DE FACTORES DEL FACTOR DE CONCENTRACIÓN EN ÁRBOLES CIRCULARES.

Table A-15

Charts of Theoretical Stress-Concentration Factors K_t

Figure A-15-1

Bar in tension or simple compression with a transverse hole. $\sigma_0 = F/A$, where $A = (w - d)t$ and t is the thickness.

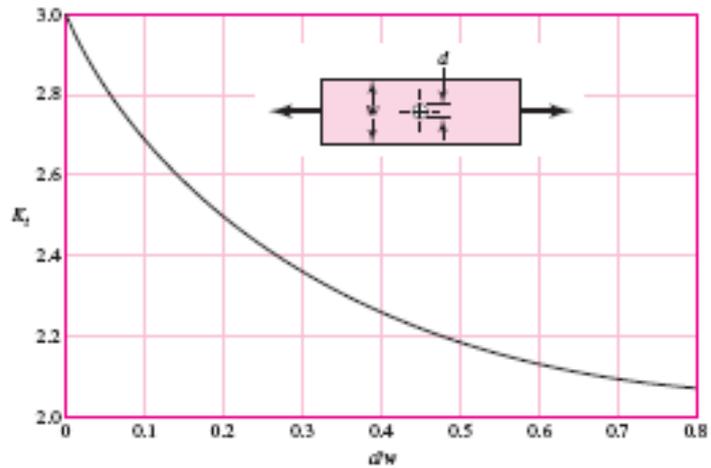


Figure A-15-2

Rectangular bar with a transverse hole in bending. $\sigma_0 = Mc/I$, where $I = (w - d)h^3/12$.

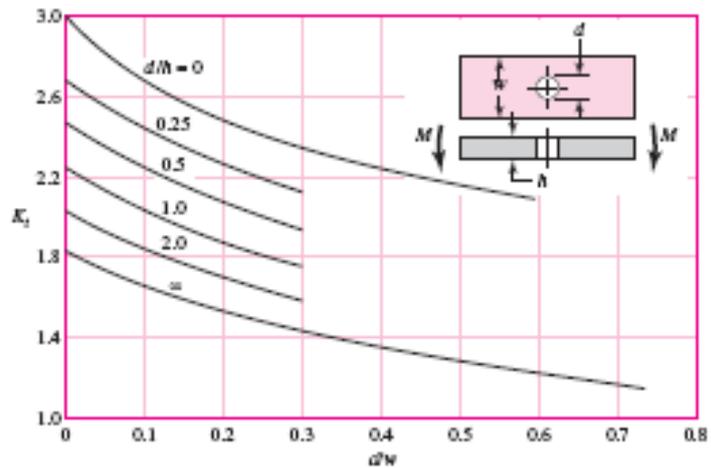


Figure A-15-3

Notched rectangular bar in tension or simple compression. $\sigma_0 = F/A$, where $A = dt$ and t is the thickness.

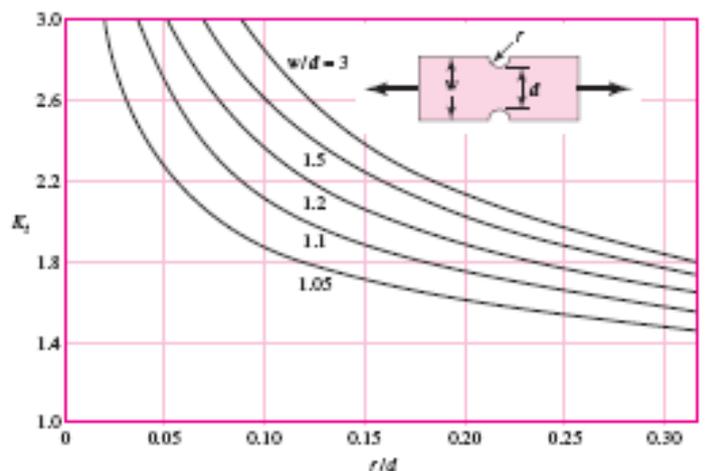


TABLA 15: TEORIA DE FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS EN PLACAS RECTANGULARES.

ANEXO Nº 05

TABLAS QUE FUERON UTILIZADOS PARA LAS COTAS Y PLANOS DE
ENSAMBLE:

COMPLEMENTOS SOBRE AJUSTES

Posición de la Tolerancia del Sistema «ISA»



Letras mayúsculas de las tablas corresponden al **AGUJERO**; la letra **H** se reserva para indicar el campo de tolerancia cuya diferencia inferior es la línea cero (**AGUJERO UNICO**) o línea límite.

Las letras **A, B, C, D, E, F, G**, significan agujeros con ajuste móvil, y las letras **J, K, M, N, P, R, S, T, U, V, X, Y, Z**, significan agujeros con ajustes fijos y a presión.

Al designar el acoplamiento de un ajuste se indicará siempre primero el agujero y después el eje.

TABLA 16: TABLA DE COMPLEMENTOS DE AJUSTES POR SISTEMA ISA.

Ajustes Internacional I.S.A.

AGUJERO UNICO

DIFERENCIAS NOMINALES

* CIFRAS MARCADAS CON ASTERISCO NO PASA

DIAMETROS NOMINALES mm.	AGUJERO H 6 	EJES  NO PASA  PASA					
		h 7	n 5	m 5	k 5	j 5	h 5
1 a 3	+ 0,007* 0,000	+ 0,011 + 0,006*	+ 0,007 + 0,002*		+ 0,004 - 0,001*	0,000 - 0,005*	- 0,003 - 0,008*
Más de 3 a 6	+ 0,008* 0,000	+ 0,013 + 0,008*	+ 0,009 + 0,004*		+ 0,004 - 0,001*	0,000 - 0,005*	0,004 - 0,009*
Más de 6 a 10	+ 0,009* 0,000	+ 0,016 0,010*	+ 0,012 0,006*	+ 0,007 + 0,001*	+ 0,004 - 0,002*	0,000 - 0,006*	- 0,005 0,011*
Más de 10 a 18	+ 0,011* 0,000	+ 0,020 + 0,012*	+ 0,015 + 0,007*	+ 0,009 + 0,001*	+ 0,005 - 0,003*	0,000 - 0,008*	- 0,006 - 0,014*
Más de 18 a 30	+ 0,013* 0,000	+ 0,024 + 0,015*	+ 0,017 + 0,008*	+ 0,011 + 0,002*	+ 0,005 - 0,004*	0,000 - 0,009*	- 0,007 - 0,016*
Más de 30 a 40	+ 0,016* 0,000	+ 0,028 + 0,017*	+ 0,020 0,009*	+ 0,013 + 0,002*	+ 0,006 - 0,005*	0,000 - 0,011*	- 0,009 - 0,020*
Más de 40 a 50							
Más de 50 a 65	+ 0,019* + 0,000	+ 0,033 + 0,020*	+ 0,024 + 0,011*	+ 0,015 + 0,002*	+ 0,006 - 0,007*	0,000 - 0,013*	- 0,010 - 0,023*
Más de 65 a 80							
Más de 80 a 100	+ 0,022* 0,000	+ 0,038 + 0,023*	+ 0,028 + 0,013*	+ 0,018 + 0,003*	+ 0,006 - 0,009*	0,000 - 0,015*	- 0,012 - 0,027*
Más de 100 a 120							
Más de 120 a 140	+ 0,025* 0,000	+ 0,045 + 0,027*	+ 0,033 + 0,015*	+ 0,021 + 0,003*	+ 0,007 - 0,011*	0,000 - 0,018*	- 0,014 - 0,032*
Más de 140 a 160							
Más de 160 a 180							
Más de 180 a 200	+ 0,029* + 0,000	+ 0,051 + 0,031*	+ 0,037 + 0,017*	+ 0,024 + 0,004*	+ 0,007 - 0,013*	0,000 - 0,020*	- 0,015 - 0,035*
Más de 200 a 225							
Más de 225 a 250							
Más de 250 a 280	+ 0,032* 0,000	+ 0,057 + 0,034*	+ 0,043 + 0,020*	+ 0,027 + 0,004*	+ 0,007 - 0,016*	0,000 - 0,023*	- 0,017 - 0,040*
Más de 280 a 315							

TABLA 17: TABLA PARA TOLERANCIAS DE ÁRBOLES Y AGUJEROS.

Ajustes Internacional I.S.A.

EJE UNICO

DIFERENCIAS NOMINALES

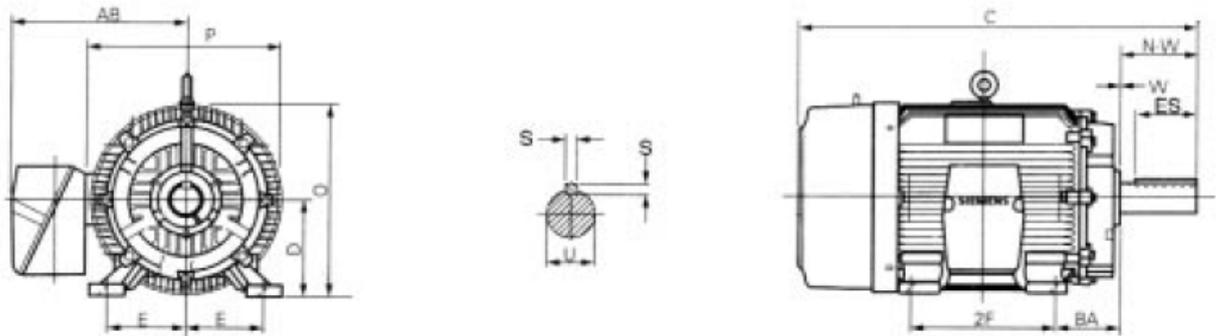
* CIFRAS MARCADAS CON ASTERISCO NO PASA

DIAMETROS NOMINALES mm.	EJE h 5		AGUJEROS				
			PASA  NO PASA				
	No pasa - Pasa		N 6	M 6	K 6	J 6	H 6
1 a 3	0,000	-0,004*	0,000*		+0,003*	+0,007*	+0,010*
	-0,005*	-0,011	-0,007		-0,004	0,000	+0,003
Más de 3 a 6	0,000	-0,005*	-0,001*		+0,004*	+0,008*	+0,012*
	-0,005*	-0,013	-0,009		-0,004	0,000	+0,004
Más de 6 a 10	0,000	-0,007*	-0,003*	+0,002*	+0,005*	+0,009*	+0,014*
	0,006*	-0,016	-0,012	-0,007	-0,004	0,000	+0,005
Más de 10 a 18	0,000	-0,009*	-0,004*	+0,002*	+0,006*	+0,011*	+0,017*
	-0,008*	-0,020	-0,015	-0,009	-0,005	0,000	+0,006
Más de 18 a 30	0,000	-0,011*	-0,004*	+0,002*	+0,008*	+0,013*	+0,020*
	-0,009*	-0,024	-0,017	-0,011	-0,005	0,000	+0,007
Más de 30 a 40	0,000	-0,012*	-0,004*	+0,003*	+0,010*	+0,016*	+0,025*
Más de 40 a 50	-0,011*	-0,028	-0,020	-0,013	-0,006	0,000	+0,009
Más de 50 a 65	0,000	-0,014*	-0,005*	+0,004*	+0,013*	+0,019*	+0,029*
Más de 65 a 80	-0,013*	-0,033	-0,024	-0,015	-0,006*	0,000	+0,010
Más de 80 a 100	0,000	-0,016*	-0,006*	+0,004*	+0,016*	+0,022*	+0,034*
Más de 100 a 120	-0,015*	-0,038	-0,028	-0,018	-0,006	0,000	+0,012
Más de 120 a 140	0,000	-0,020*	-0,008*	+0,004*	+0,018*	+0,025*	+0,039*
Más de 140 a 160	-0,018*	-0,045	-0,033	-0,021	-0,007	0,000	+0,014
Más de 160 a 180							
Más de 180 a 200	0,000	-0,022*	-0,008*	-0,005*	+0,022*	+0,029*	+0,04*
Más de 200 a 225	-0,020*	-0,051	-0,037	-0,024	-0,007	0,000	+0,015
Más de 225 a 250							
Más de 250 a 280	0,000	-0,025*	-0,009*	+0,005*	+0,025*	+0,032*	+0,049*
Más de 280 a 315	-0,023*	-0,057	-0,041	-0,027	-0,007	0,000	+0,017

TABLA 18: CONTINUACIÓN TABLA PARA TOLERANCIAS DE ÁRBOLES Y AGUJEROS.

ANEXO N° 06

TABLAS QUE FUERON UTILIZADOS PARA LA SELECCIÓN DEL MOTOR:



NEMA	S	S	ES	C	D	E	2F	BA	N-W	O	P	W	AB	U	Peso aprox en lbs.	
															RGZ	RGZZ
143T 145T	.188 .188	.188 .188	1.38 1.38	12.2 13.3	3.50 3.50	2.75 2.75	4 5	2.25 2.25	2.25 2.25	6.93 6.93	7.7 4.7	.13 .13	6.46 6.46	.875 + .0000 - .0005	45 55	65 75
182T 184T	.250 .250	.250 .250	1.75 1.75	14.2 15.2	4.50 4.50	3.75 3.75	4.50 5.50	2.75 2.75	2.75 2.75	8.86 8.86	9.7 9.7	.13 .13	7.36 7.36	1.125 + .0000 - .0005	85 100	125 130
213T 215T	.313 .313	.313 .313	2.38 2.38	18.0 19.1	5.25 5.25	4.25 4.25	5.50 7	3.50 3.50	3.38 3.38	10.62 10.62	11.2 11.2	.13 .13	9.02 9.02	1.375 + .0000 - .0005	130 162	170 190
254T 256T	.375 .375	.375 .375	2.88 2.88	22.3 24.1	6.25 6.25	5 5	8.25 10	4.25 4.25	4 4	12.62 12.62	13.4 13.4	.13 .13	9.92 9.92	1.625 + .000 - .001	250 295	290 360
284T 286T	.500 .500	.500 .500	3.25 3.25	28.8 28.8	7 7	5.50 5.50	9.50 11	4.75 4.75	4.63 4.63	14.19 14.19	15.5 15.5	.13 .13	12.94 12.94	1.875 + .000 - .001	380 450	450 525
284TS 286TS	.375 .375	.375 .375	1.88 1.88	27.5 27.5	7 7	5.50 5.50	9.50 11	4.75 4.75	3.25 3.25	14.19 14.19	15.5 15.5	.13 .13	12.94 12.94	1.625 + .000 - .001	380 450	450 525
324T 326T	.500 .500	.500 .500	3.88 3.88	32.0 32.0	8 8	6.25 6.25	10.50 12	5.25 5.25	5.25 5.25	15.94 15.94	17.1 17.1	.13 .13	15.75 15.75	2.125 + .000 - .001	565 600	660 690
324TS 326TS	.500 .500	.500 .500	2 2	30.0 30.0	8 8	6.25 6.25	10.50 12	5.25 5.25	3.75 3.75	15.94 15.94	17.1 17.1	.13 .13	15.75 15.75	1.875 + .000 - .001	565 600	660 690
364T 365T	.625 .625	.625 .625	4.25 4.25	34.2 34.2	9 9	7 7	11.25 12.25	5.88 5.88	5.88 5.88	17.81 17.81	18.5 18.5	.38 .38	17.69 17.69	2.375 + .000 - .001	830 850	900 915
364TS 365TS	.500 .500	.500 .500	2 2	32.1 32.1	9 9	7 7	11.25 12.25	5.88 5.88	3.75 3.75	17.81 17.81	18.5 18.5	.38 .38	17.69 17.69	1.875 + .000 - .001	830 850	900 915
404T 405T	.750 .750	.750 .750	5.63 5.63	39.5 39.5	10 10	8 8	12.25 13.75	6.625 6.625	7.25 7.25	19.90 19.90	19.6 19.6	.13 .13	17.50 17.50	2.875 + .000 - .001	1100 1250	1290 1420
404TS 405TS	.500 .500	.500 .500	2.75 2.75	36.5 36.5	10 10	8 8	12.25 13.75	6.625 6.625	4.25 4.25	19.90 19.90	19.6 19.6	.13 .13	17.50 17.50	2.125 + .000 - .001	1100 1250	1290 1420
444T 445T	.875 .875	.875 .875	6.88 6.88	45.6 45.6	11 11	9 9	14.50 16.50	7.50 7.50	8.50 8.50	21.9 21.9	21.7 21.7	.13 .13	19.94 19.94	3.375 + .000 - .001	1620 1740	1740 1930
444TS 445TS	.625 .625	.625 .625	3 3	41.8 41.8	11 11	9 9	14.50 16.50	7.50 7.50	4.75 4.75	21.9 21.9	21.7 21.7	.13 .13	19.94 19.94	2.375 + .000 - .001	1620 1740	1740 1930
447T 447TS	.875 .625	.875 .625	6.88 3	49.1 45.4	11 11	9 9	20 20	7.50 7.50	8.50 4.75	21.9 21.9	21.8 21.8	.13 .13	20.12 20.12	3.375 2.375	2000 2000	2415 2415
449T 449TS	.875 .625	.875 .625	6.88 3	54.1 50.3	11 11	9 9	25 25	7.50 7.50	8.50 4.75	21.9 21.9	21.8 21.8	.13 .13	20.12 20.12	3.375 2.375	2300 2300	2625 2625
S449LS S449SS	.875 .625	.875 .625	7.5 3.5	63.7 59.8	11 11	9 9	25 25	7.50 7.50	9.12 5.25	23.4 23.4	25.4 25.4	.13 .13	23.0 23.0	3.625 2.625	3050 3050	- -

TABLA 19: TABLAS DE CARACTERISTICAS FÍSICAS DEL MOTOR A SELECCIONAR.

ANEXO Nº 07

TABLAS PARA LA SELECCIÓN DEL SISTEMA DE PRENSADO:

	Automación Argentina S.A.	CILINDROS NEUMÁTICOS SERIE AI 4000 NORMALIZADOS BAJO ISO 6431
		DATOS TÉCNICOS
TIPO DE CILINDRO: Cilindro Neumático normalizado conforme a norma ISO 6431		MATERIALES: Cabezales en aleación de aluminio inyectado- Camisa de latón (a pedido otros materiales)- Tensores zincados - Vástagos de acero SAE 1045 calibrados y pulidos con protección de cromo duro - Guarniciones en NBR. Para alta temperatura consultar.
DIMENSIONAL: Medidas según norma de referencia		TEMPERATURA DE
FUNCIONAMIENTO: DE -20 A 80 °C		PRESIÓN DE TRABAJO: DE 1 A 10 Bar
FLUIDO: Aire Comprimido filtrado y lubricado		POSICIÓN DE MONTAJE: A elección

TABLA 20: CATÁLOGO DE CILINDROS NEUMATICOS.

PRESIÓN Bar	MOD	4032		4040		4050		4063		4080		4100		4125		4160	
	SEC	EMP	TRAC	EMP	TRAC	EMP	TRAC										
2	0,8	6,9	11,4	9,3	20,3	17,1	31,7	28,5	45,8	40,7	78,5	78,2	122,7	114,7	176,8	184	
3	160	136	228	186	406	342	634	570	912	814	1570	1524	2454	2294	3532	3280	
4	240	207	342	278	609	513	951	855	1368	1221	2355	2296	3681	3441	5288	4820	
5	320	276	456	372	812	684	1268	1140	1824	1626	3140	3048	4908	4588	7064	6560	
6	400	345	570	465	1015	855	1585	1425	2280	2035	3925	3810	6135	5795	8890	8200	
7	480	414	684	558	1218	1026	1902	1710	2376	2142	4710	4572	7362	6882	10596	9840	
8	560	483	798	651	1421	1197	2219	195	3192	2848	5495	5334	8589	8029	12362	11460	
9	640	562	912	744	1624	1388	2536	2280	3648	3256	6280	6096	9816	9176	14126	13120	
10	720	621	1026	837	1827	1539	2853	2595	4104	3683	7065	6858	11043	10323	15894	14760	
10	800	690	1140	930	2030	1710	3170	2850	4560	4070	7850	7620	12270	11470	17660	16400	

TABLA 21: FUERZAS TEORICAS EN NEWTON.

CARRERAS mm	MOD	4032	4040	4050	4063	4080	4100	4125	4160
	25	X	X						
	50	X	X	X	X	X			
	80	X	X	X	X	X			
	100	X	X	X	X	X	X	X	X
	125	X	X	X	X	X	X	X	X
	160	X	X	X	X	X	X	X	X
	200	X	X	X	X	X	X	X	X
	250						X	X	X

TABLA 22: CARRERAS STANDARD EN MILÍMETROS.

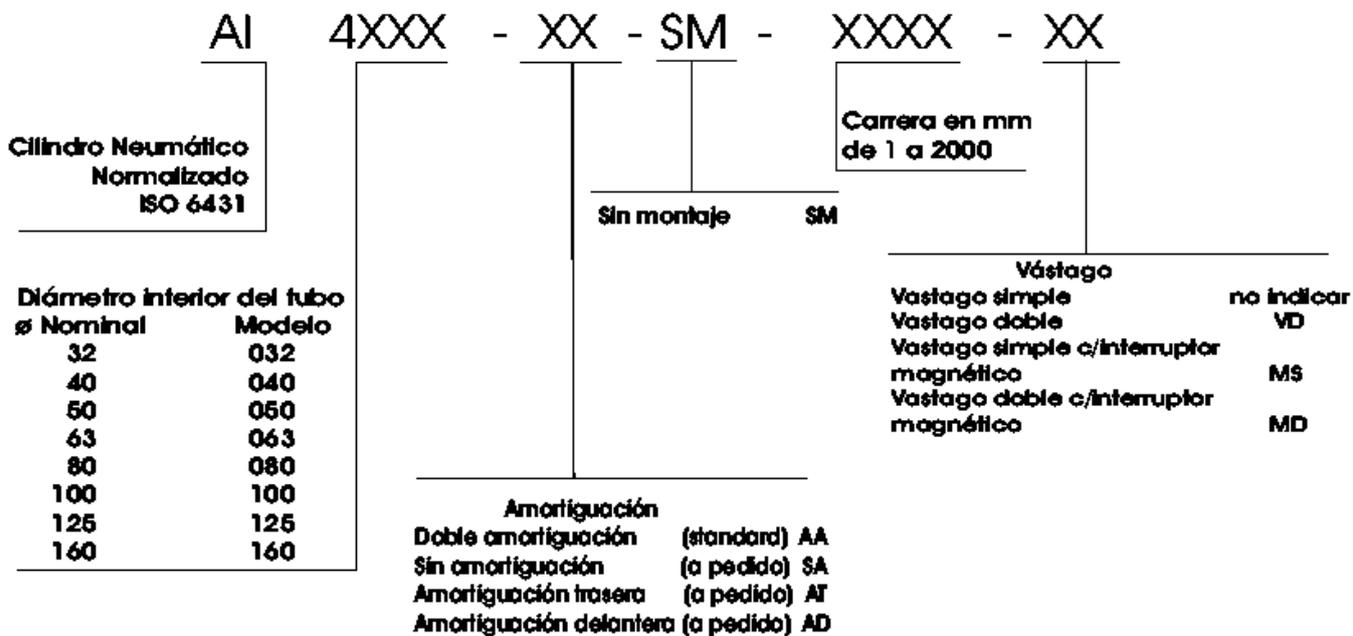


TABLA 23: CÓDIGOS PARA LA SOLICITUD DE CILINDROS.

CÓDIGO PARA SU SOLICITUD

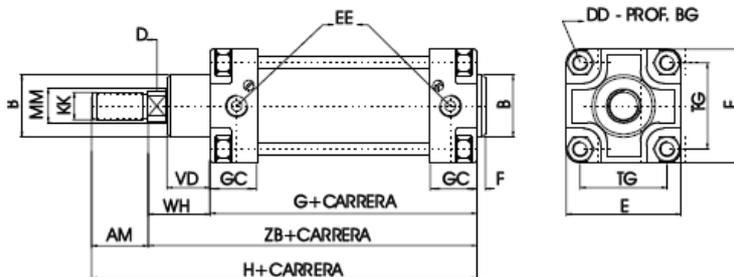
XX - AI - XXX

Con placa delantera	MFR
Con placa trasera	MTR
Con pie externo	PE
Con pie interno	PI
Basculante trasero macho	MOM
Basculante trasero hembra	MOH
Basculante intermedio	MOC

Diámetro del cilindro

TABLA 24: DESCRIPCIÓN DE CÓDIGOS PARA LA SOLICITUD DE CILINDROS.

CILINDRO CON VÁSTAGO SIMPLE



MOD	4032	4040	4050	4063	4080	4100	4125	4160
A	189	211	242	257	296	316	676	824
B	27.5	33	36.5	36.5	48	48	55	75
C	13.5	13.5	15.5	17	14.5	15.5	27.5	34
D	10	14	18	18	22	22	26	36
E	47	55	66	76	98	115	140	180
F	4.5	4.5	5	5	5	5	6	7
G	95	105	106	121	124	134	160	176
H	142	158	174	189	210	225	273	330
TG	33	40	48	58	74	90	110	140
AM	22	24	32	32	40	40	48	72
DD	M6 x 1	M6 x 1	M8 x 1.25	M8 x 1.25	M10 x 1.5	M10 x 1.5	M12 x 1.75	M16 x 2
EE	G1/8"	G1/4"	G1/4"	G3/8"	G3/8"	G1/2"	G1/2"	G3/4"
KK	M10 x 1.25	M12 x 1.25	M16 x 1.5	M16 x 1.5	M20 x 1.5	M20 x 1.5	M24 x 2	M36 x 2
MM	12	16	20	20	25	25	32	40
VD	18	20	25	25	35	40	45	60
WH	25	29	36	36	46	51	65	82
ZB	120	134	142	157	170	185	225	258
ZM	145	163	178	193	216	236	290	340
L8	125	140	149	164	181	196	235	269

AGRANDANDO LA TABLA DE LA DERECHA:

MOD	4032	4040	4050	4063	4080	4100	4125	4160
E	47	54	66	76	98	115	140	180
I	10	10	12	12	18	18	20	22
R	32	36	45	50	63	75	90	115
W	16	20	25	25	30	35	45	60
FB	7	9	9	9	12	14	16	18
TF	64	72	90	100	126	150	180	230
UF	78	90	110	120	150	180	215	270
ZB	120	135	143	158	172	187	225	258
ZF	130	145	155	170	190	205	245	280
AB	7	9	9	9	12	14	16	18
AH	32	36	45	50	63	71	90	115
AO	8	10	13	13	20	20	20	20
NN	101	112	116	131	135	150	200	218
RR	24	28	32	32	43	43	45	62
SA	142	161	170	185	210	220	250	300

SA	142	161	170	185	210	220	250	300
SR	56	59	52	67	50	60	110	96
SS	8X1	10X1	10X1	10X1	14X2	16X2	M14	M16
TR	32	36	45	50	63	75	90	115
XA	144	163	175	190	209	230	270	320
L	12	15	15	20	20	25	30	35
CB	26	28	32	40	50	60	70	90
CD	10	12	12	16	16	20	25	30
EW	26	28	32	40	50	60	70	90
MR	10	13	13	17	17	21	31	41
XX	142	159	170	189	208	230	306	356
TD	12	16	16	20	20	25	25	32
TL	12	16	16	20	20	25	25	32
TM	50	63	75	90	110	132	160	200
UW	53	65	78	88	110	128	158	200
XV	73	82	90	97.5	110	120	144	170

TABLA 25: DIMENSIONES GENERALES CON VÁSTAGO SIMPLE.

MONTAJE CON PLACA DELANTERA O TRASERA

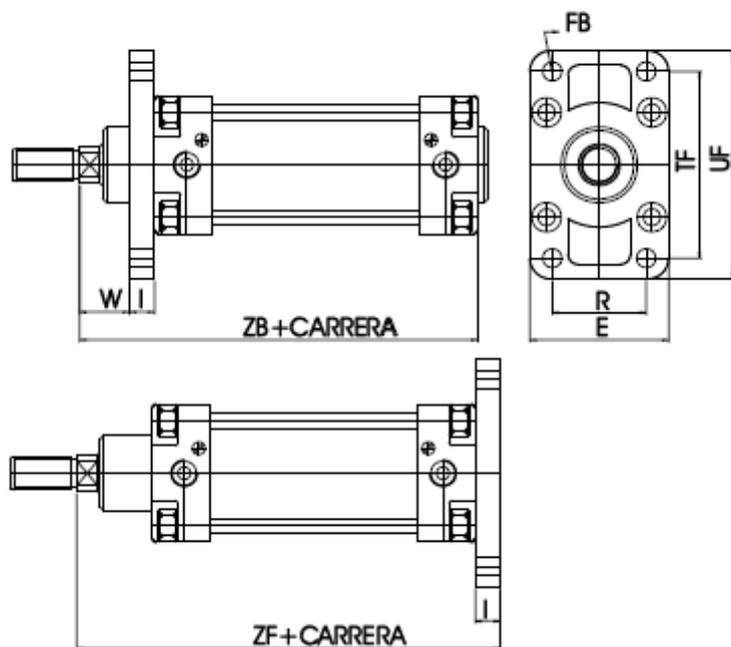


TABLA 26: MONTAJES DE LOS CILINDROS.

ANEXO N° 08

TABLAS PARA LA SELECCIÓN PERNOS DE

ENSAMBLE:

Diámetro nominal (pulg.)	Rosca Gruesa			Rosca Fina		
	Hilos por pulgada.	Área de esfuerzo		Hilos por pulgada	Área de esfuerzo	
		<i>pulg²</i>	<i>mm²</i>		<i>pulg²</i>	<i>mm²</i>
1/4	20	0.0318	20.53	28	0.0364	23.47
5/16	18	0.0524	33.83	24	0.0581	37.46
3/8	16	0.0775	50.00	24	0.0878	56.66
7/16	14	0.1063	68.59	20	0.1187	76.59
1/2	13	0.1419	91.55	20	0.1600	103.20
1/2	12	0.1378	88.88			
9/16	12	0.1819	117.4	18	0.2030	131.00
5/8	11	0.2260	145.8	18	0.2560	165.10
3/4	10	0.3345	215.8	16	0.3730	240.60
7/8	9	0.4617	297.9	14	0.5095	328.70
1	8	0.6057	398.8	12	0.6630	427.80
1 1/8	7	0.7633	492.4	12	0.8557	552.10
1 1/4	7	0.9691	625.2	12	1.0729	692.20
1 3/8	6	1.1549	745.1	12	1.3147	848.20

Tabla N° 27.- ÁREAS DE ESFUERZOS DE ROSCAS ESTANDARES AMERICANOS.

SAE Grado	Tipo de acero	Diámetro (pulg.)	Carga de prueba (Kpsi) & σ_p	Esfuerzo de rotura en (KPSi) & Sut	Dureza BHN	Observaciones
0		$\frac{1}{4}$ a 1.5	33	50	200	SAE: 1010, 1012, 1015, 1018
1	Bajo % de C	$\frac{1}{4}$ a 1.5	33	55	207	SAE: 1010, 1015, 1018 ASTM: A307, Grado B.
2	Bajo y Medio % de C	$\frac{1}{4}$ a $\frac{1}{2}$	55	69	241	SAE: 1015
		$\frac{1}{2}$ a $\frac{3}{4}$	52	64	241	1018
		$\frac{3}{4}$ a 1.5	28	55	207	1020
3	Medio % de C, trabajado en frío	$\frac{1}{4}$ a $\frac{1}{2}$	85	110	269	SAE:1030 1035
		$\frac{1}{2}$ a $\frac{5}{8}$	80	100	269	SAE:1038
5	Medio % de C, templado y revenido	$\frac{1}{4}$ a $\frac{3}{4}$	85	120	302	SAE: 1035, 1038, 1040, 1045
		$\frac{3}{4}$ a 1.0	78	115	302	
		1.0 a 1.5	74	105	285	ASTM: A449, A325
6	Medio % de C, Templado y Revenido	$\frac{1}{4}$ a $\frac{5}{8}$	110	140	331	
		$\frac{5}{8}$ a $\frac{3}{4}$	105	133	133	
7	Aleado templado y revenido	$\frac{1}{4}$ a 1.5	105	133	321	Rosca laminada después del tratamiento térmico
8	Aleado templado y revenido	$\frac{1}{4}$ a 1.5	120	150	352	SAE: 8635, 8640, 4140, 4037 ASTM: A354, Grado BP, A490

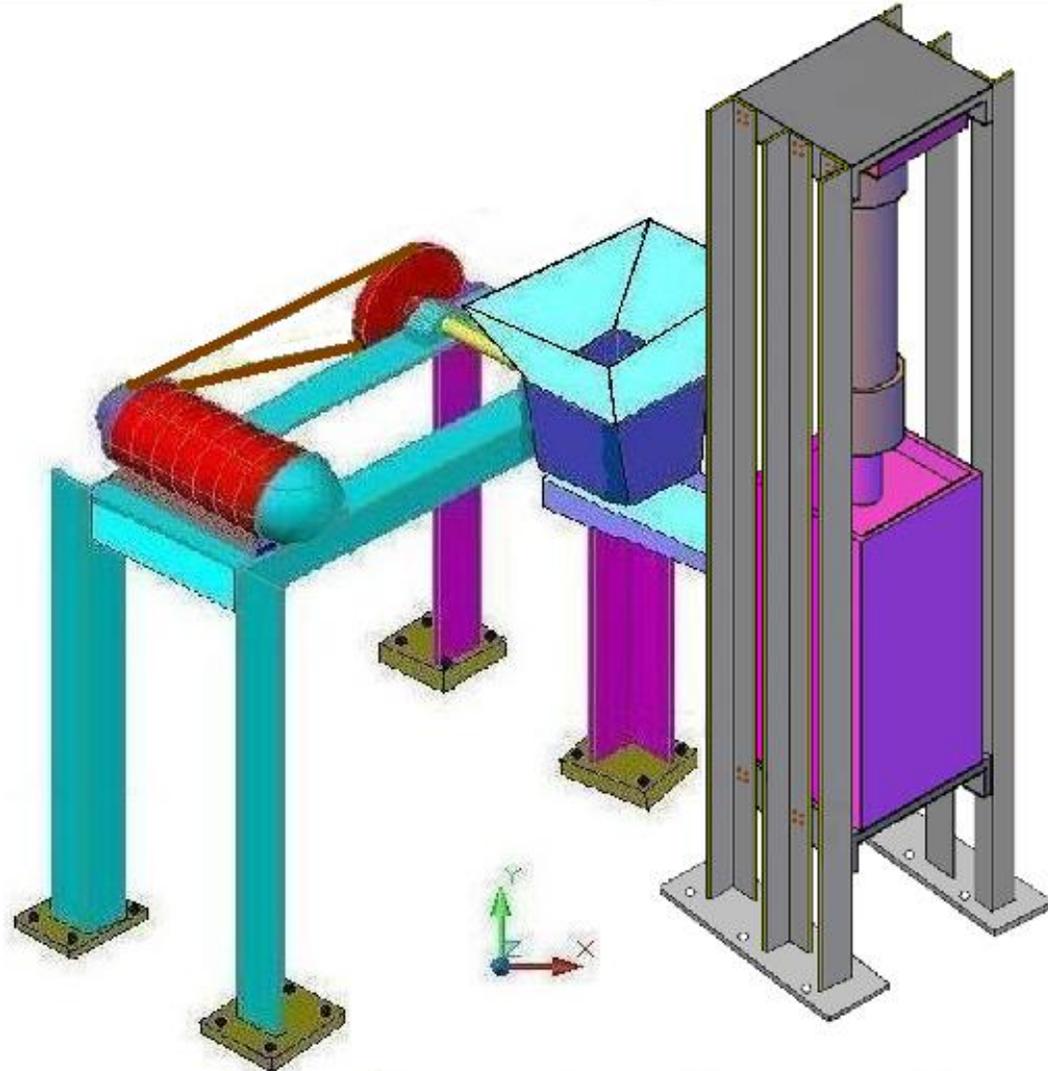
TABLA 28: ESPECIFICACIONES SAE PARA MATERIALES DE PERNOS.

BIBLIOGRAFÍA

- 1.- ALLEN S. HALL, ALFRED R. HOLOWENKO, HERMAN G. LAUGHLIN; “Teoría y Problemas de Diseño de Máquinas– Hill. México, Panamá, Sao Paulo, Nueva York. ”. Editorial McGraw 1º Edición 1971.
- 2.- GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA; “Diseño de Elementos de Máquinas” Editorial Trillas. México. Edición 1990.
- 3.- BERNARD J. HAMROCK, Bo O. JACOBSON, STEVEN R. SCHMID; “Elementos de Máquinas”. México, Buenos Aires, Caracas, Guatemala, etc. 1º Editorial McGraw – Hill. Edición 2000.
- 4.- ROBERT L. MOTT; “Resistencia de Materiales Aplicada” 3º Hall. México, Nueva York, Bogotá, Londres, Sídney, etc. Editorial Prentice. Edición 1996.
- 5.- WILLIAM A. NASH; “Resistencia de Materiales Teoría y Problemas”. México, Panamá, Madrid, Bogotá, etc. Editorial McGraw – Hill, 1º Edición 1976.
- 6.- ANDREW PYTEL, FERDINAND L. SINGER; “Resistencia de Materiales” 1º Editorial Oxford University Press. México. Edición 1994.
7. - RONALD V. GILES; “Mecánica de los Fluidos e Hidráulica”. Editorial McGraw – Hill. México, 1º Edición 1978.
8. - WARREN C. YOUNG, RICHARD G. BUDYNAS; “Roark’s Formulas for Stress and Strain”. New York, Chicago, San Francisco, Etc. Editorial McGraw – Hill. Seventh Edition 2002.
9. - R.S. KHURMI, J.K. GUPTA; “A Textbook of Machine Design” First Multicolour Editorial House. New York. Edition 2005.

10. Marks, BAUMEISTER THEODORE, "Manual del Ingeniero Mecánico.". México: Editorial McGraw-Hill, Octava Marzo 2002,1200pp.
11. Catálogo general de rodamientos. Segunda edición. Italia: Grupo SKF, 1994. 110 pp.
12. DEUTSHCMAN, D. AARÓN y WALTERJ. MICHELS. Diseño de Máquinas, teoría y práctica. México: Editorial CECSA, Octava reimpresión, 1998. 973 pp.
13. FLEMING ROBERT LAWRENCE. Materiales y procesos de manufactura para ingenieros. México: Prentice-Hall Tercera edición 1994. 1041 pp.

001



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO
FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA

U.C.V

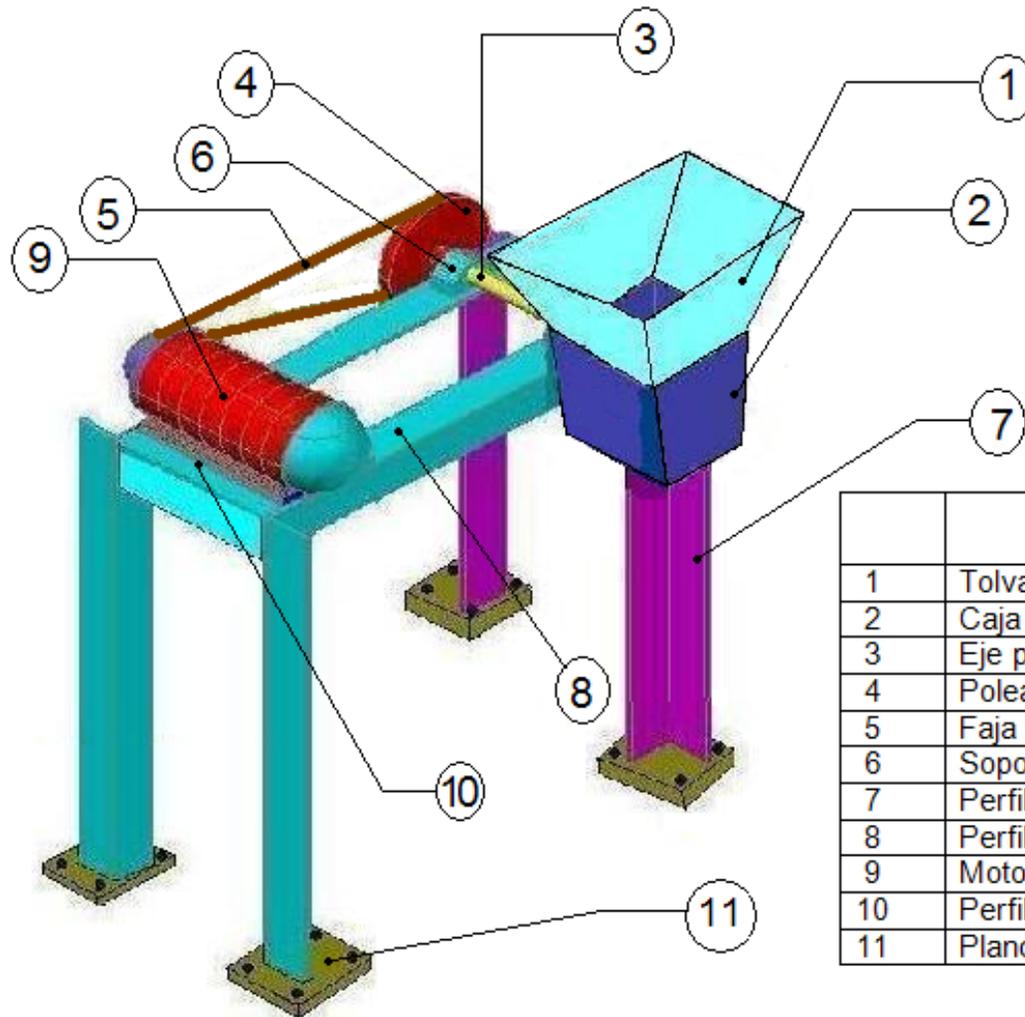
Esc: 1.1mm

PLANO DE ENSAMBLE
GENERAL

Plano 001

M.S.B

1-10-14



	Elementos	Cantidad
1	Tolva de alimentación	1
2	Caja trituradora	1
3	Eje portacuchillas	1
4	Polea de transmisión / d=6pulg	1
5	Faja transportadora Tipo V /A-30/L=31.3pulg	2
6	Soporte del rodamiento: SY30SD	2
7	Perfil vertical:L89x89x6.4/L=1.40m	4
8	Perfil Horizontal :L89x89x6.4/L=0.53m	2
9	Motor trifásico 1.5HP	1
10	Perfil Transversal : L89x89x6.4mm/L=0.34m	2
11	Plancha de base para columnas	4

UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO
FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA

U.C.V

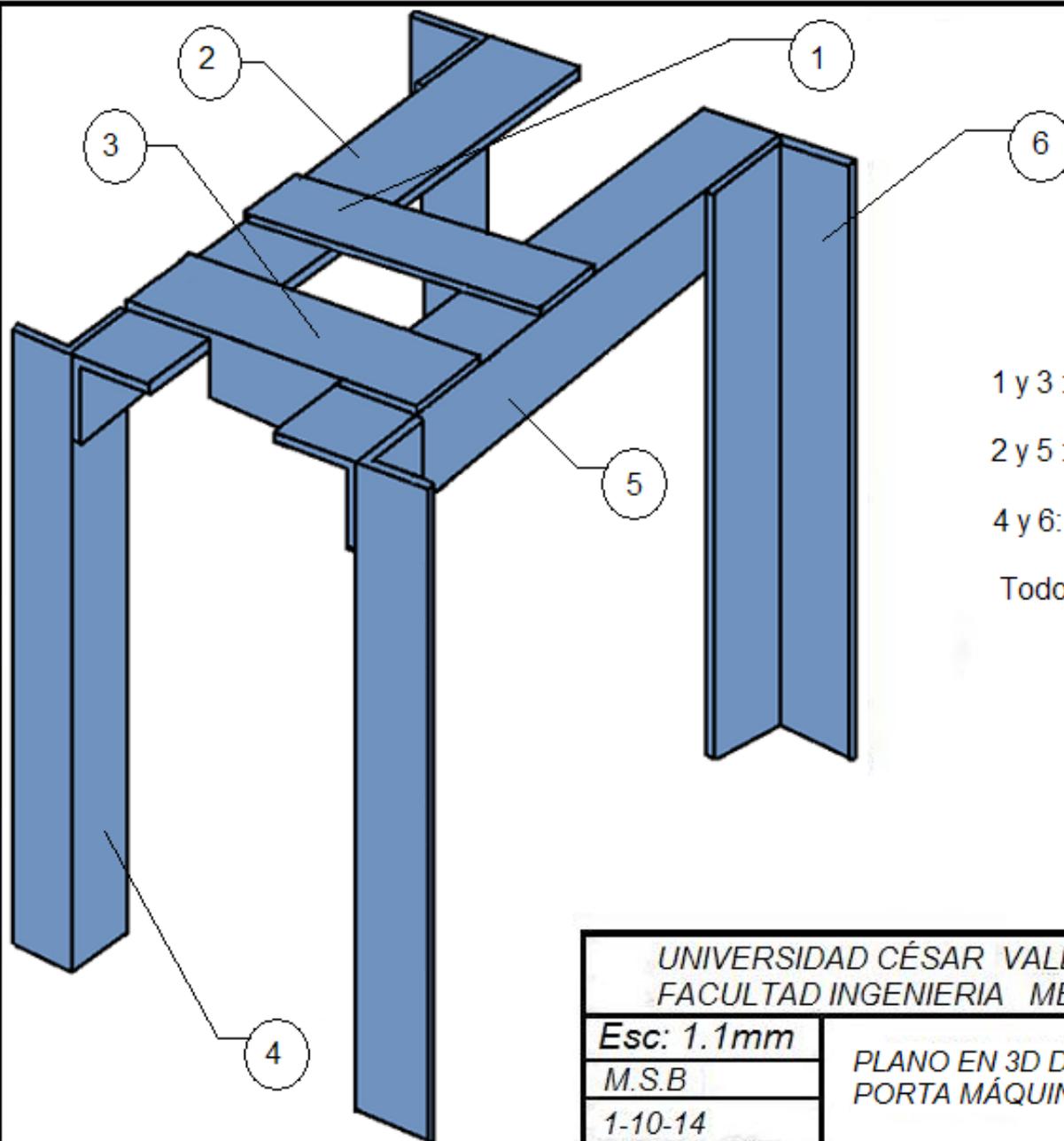
Esc: 1.1mm

M.S.B

1-10-14

PLANO DE ENSAMBLE DE LA
MÁQUINA TRITURADORA

Plano 002



1 y 3 : Perfiles para soporte del motor.

2 y 5 : Perfiles transversales horizontales.

4 y 6: Perfiles verticales.

Todos los perfiles viga TIPO: L89X89X6.4

UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO
FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA

U.C.V

Esc: 1.1mm

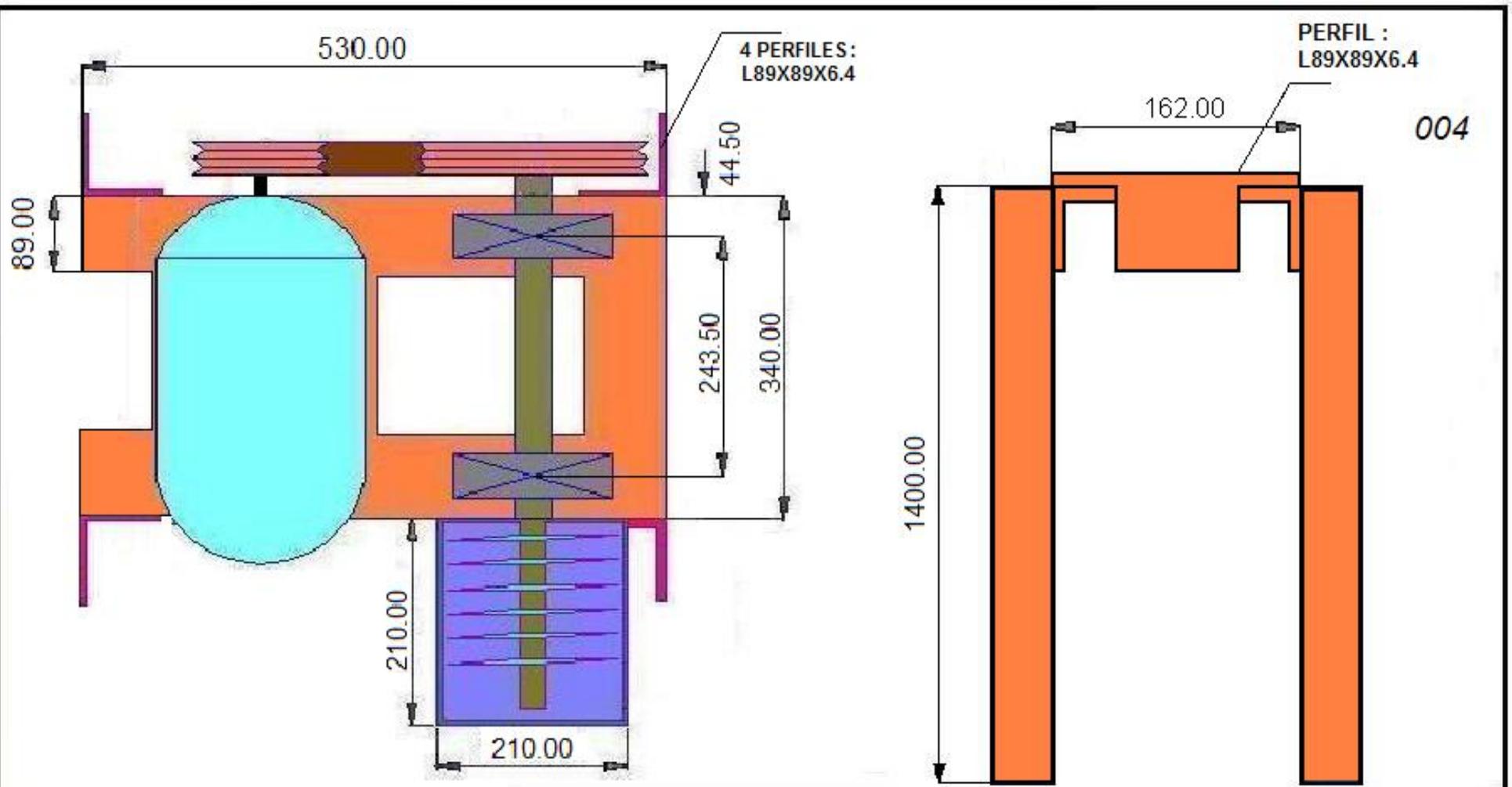
M.S.B

1-10-14

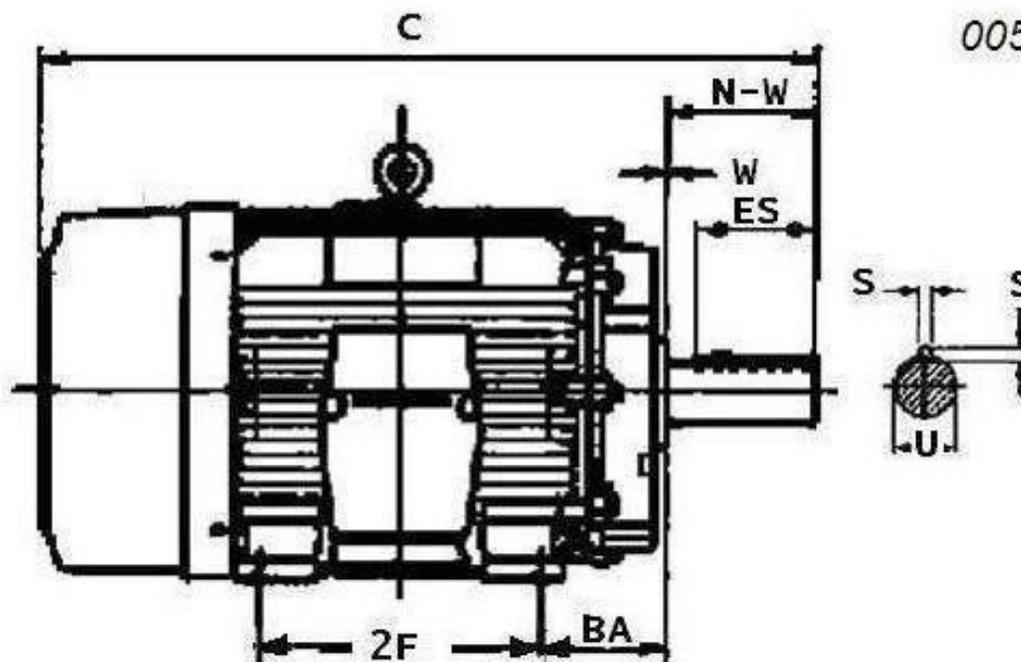
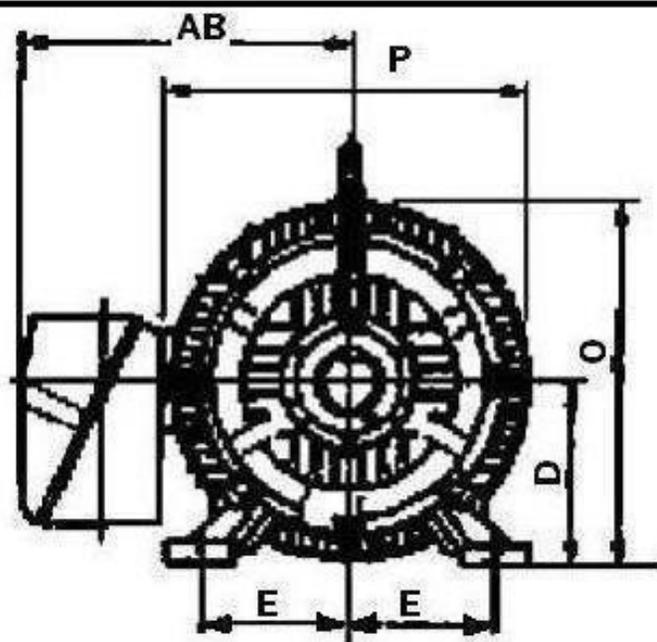
PLANO EN 3D DE LA ESTRUCTURA
PORTA MÁQUINA TRITURADORA

Plano 003

MATERIAL:
Hierro fundido



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA		U.C.V
Esc: 1.1mm	DIMENSIONAMIENTO DEL LARGO, ANCHO Y ALTURA DE LA ESTRUCTURA	Plano 004
M.S.B		MATERIAL: HIERRO FUNDIDO
1-10-14		

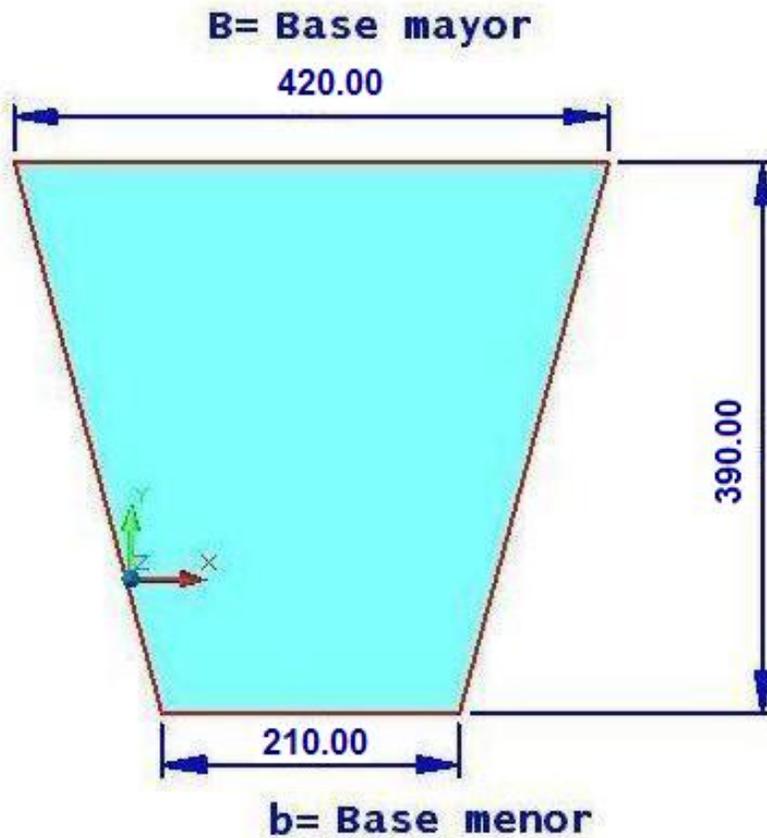


005

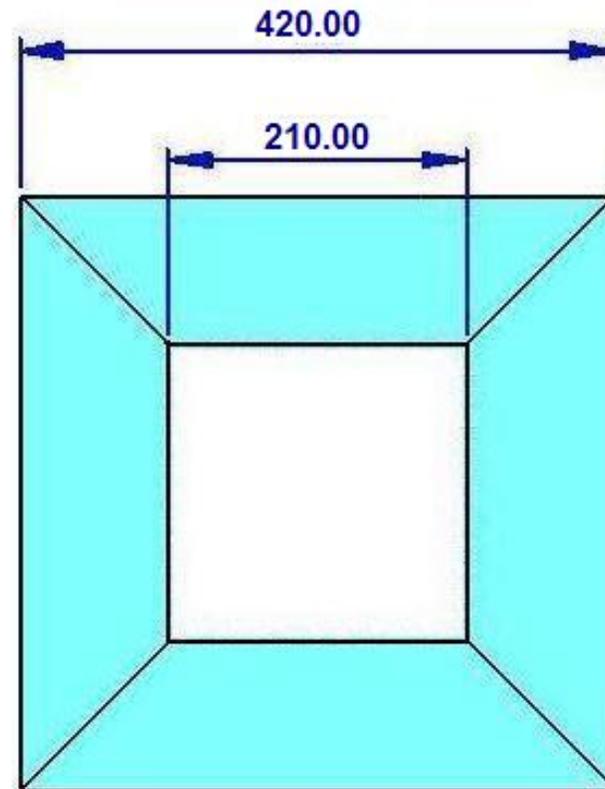
$S = 0.250 \text{ pulg} = 0.635 \text{ cm}$
 $ES = 1.75 \text{ pulg} = 4.445 \text{ cm}$
 $C = 14.2 \text{ pulg} = 36.068 \text{ cm}$
 $D = 4.50 \text{ pulg} = 11.43 \text{ cm}$
 $E = 3.75 \text{ pulg} = 9.525 \text{ cm}$
 $2F = 4.50 \text{ pulg} = 11.43 \text{ cm}$
 $BA = 2.75 \text{ pulg} = 6.985 \text{ cm}$
 $NW = 2.75 \text{ pulg} = 6.985 \text{ cm}$
 $O = 8.86 \text{ pulg} = 22.504 \text{ cm}$
 $P = 9.7 \text{ pulg} = 24.638 \text{ cm}$
 $W = 0.13 \text{ pulg} = 0.3302 \text{ cm}$

UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA		U.C.V
Esc: 1.1mm	PLANO DEL MOTOR TRIFÁSICO DE POTENCIA 1.5HP (Motor Nema : 182T)	Plano 005
M.S.B		
1-10-14		

VISTA FRONTAL



VISTA SUPERIOR



006

UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO
FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA

U.C.V

Esc: 1.1mm

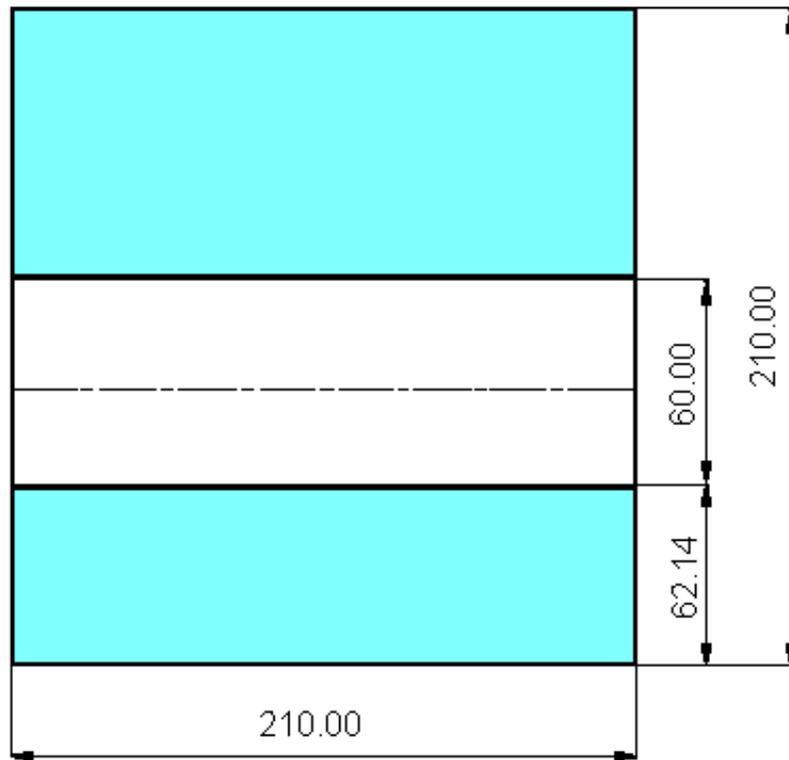
M.S.B

1-10-14

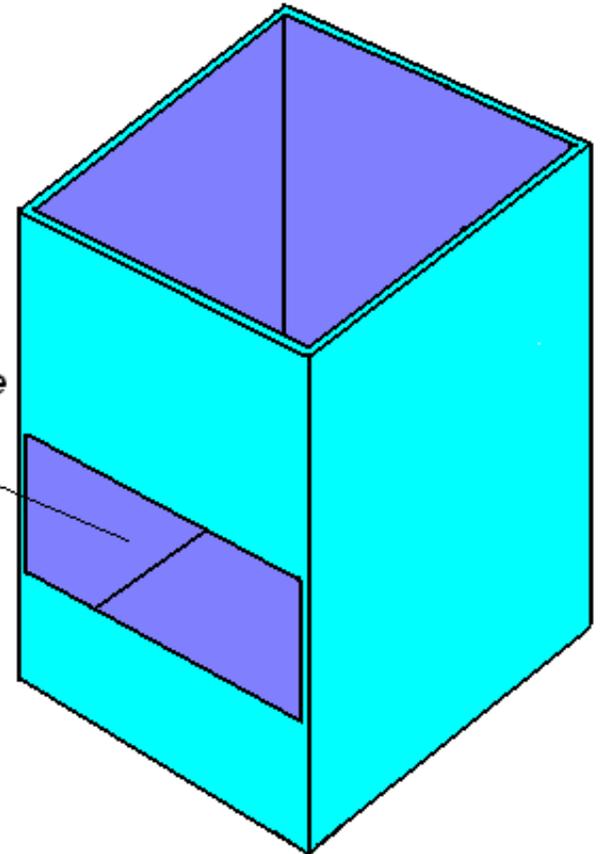
PLANO DE TOLVA
DE ALIMENTACIÓN

Plano 006

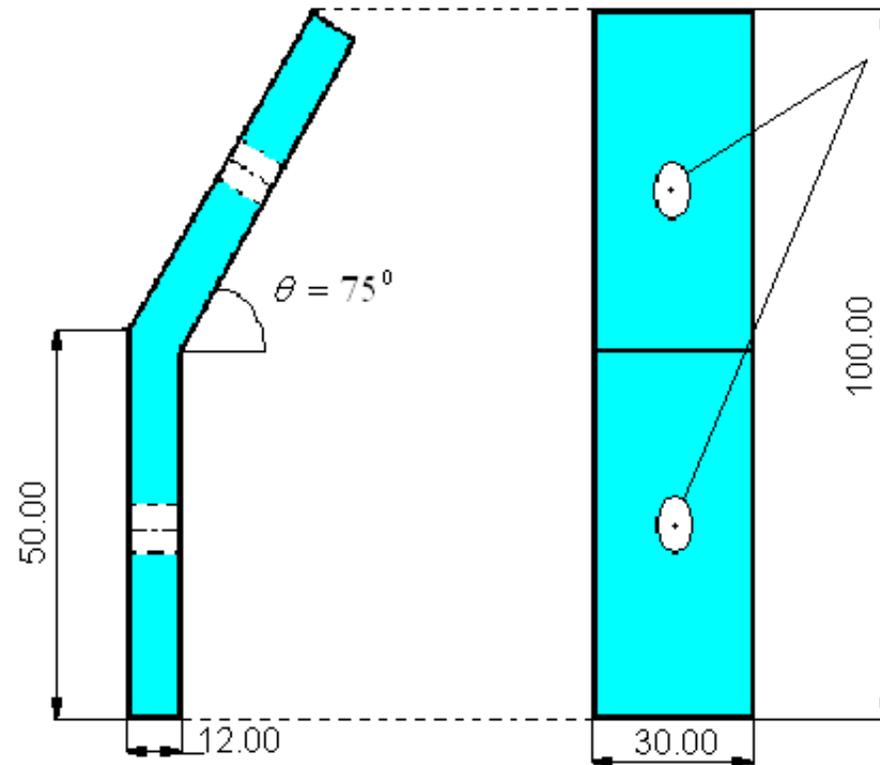
Mat: Acero Austenítico
AISI 316



Corte
Rectangular de
60X210

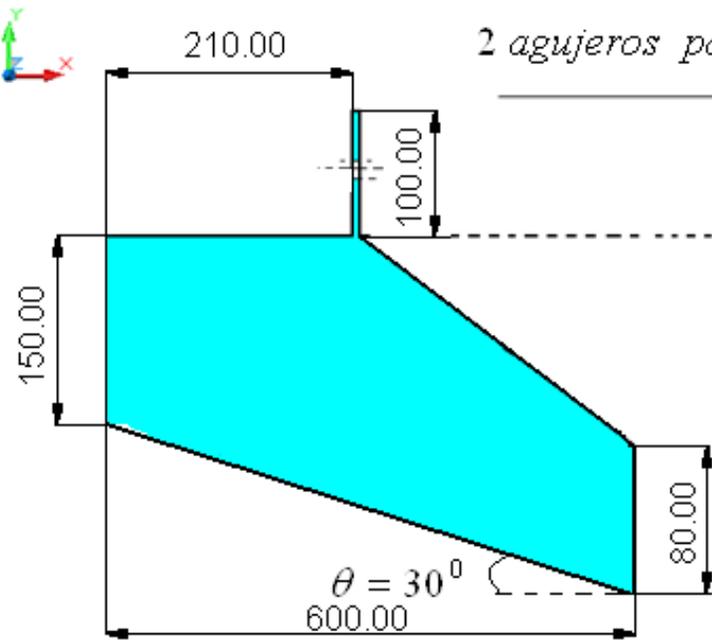


UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA		U.C.V
Esc: 1.1mm	PLANO DE LA CAJA TRITURADORA	<i>Plano 007</i>
M.S.B		Mat: Acero Austenítico AISI 316
1-10-14		


 $\frac{1}{4} \phi 20 \text{UNC} - \text{SAE grado 2}$

UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA		U.C.V
<i>Esc: 1.1mm</i>	PLACA DE UNIÓN ENTRE TOLVA Y CAJA TRITURADORA	<i>Plano 008</i>
M.S.B		<i>Mat: Acero Austenítico AISI 316</i>
1-10-14		

VISTA LATERAL IZQUIERDA

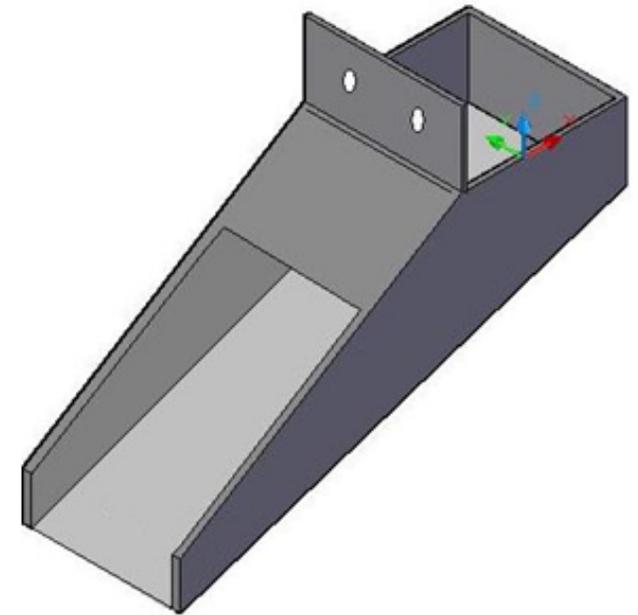


VISTA FRONTAL

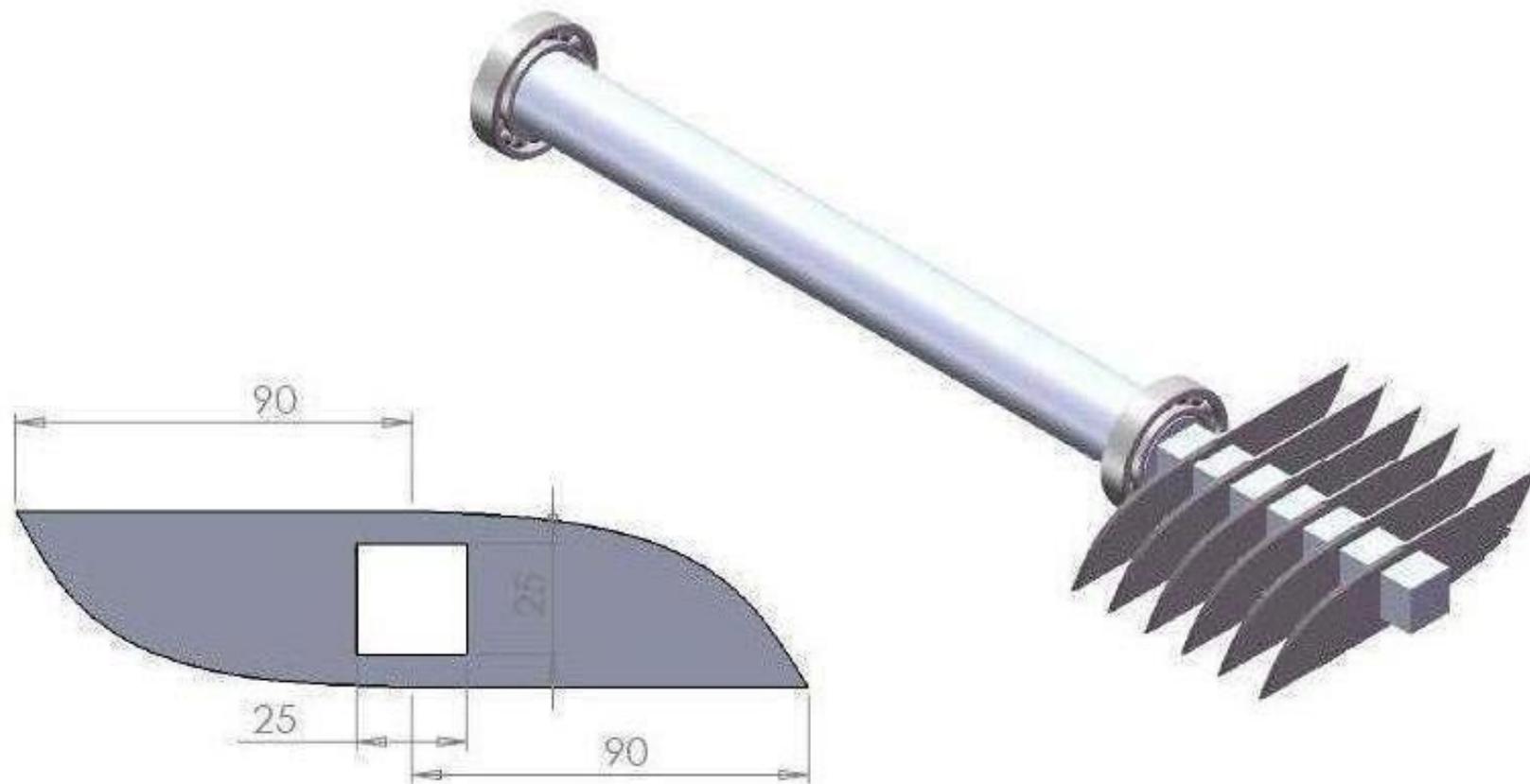
2 agujeros para entrada de pernos: $\frac{1}{4} \phi 20 \text{UNC SAE grado 2}$



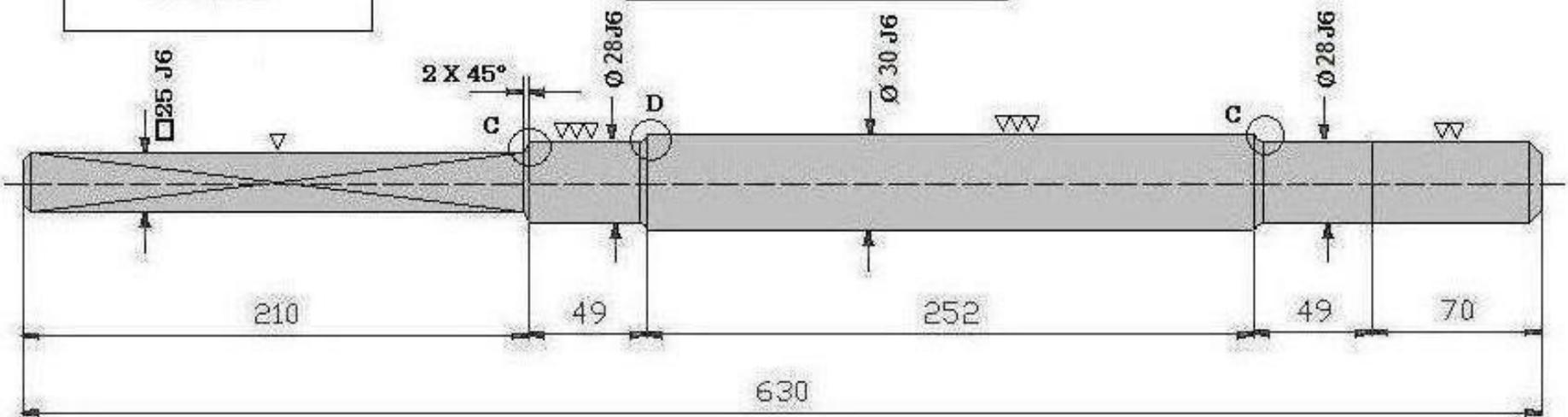
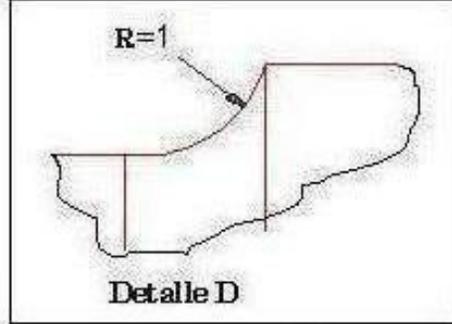
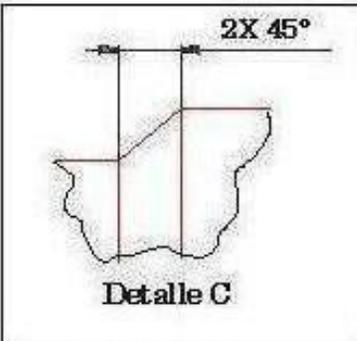
VISTA EN 3D



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA		U.C.V
Esc: 1.1mm	BANDEJA TRANSPORTADORA	Plano 009
M.S.B		Mat: Acero Austenítico AISI 316
1-10-14		

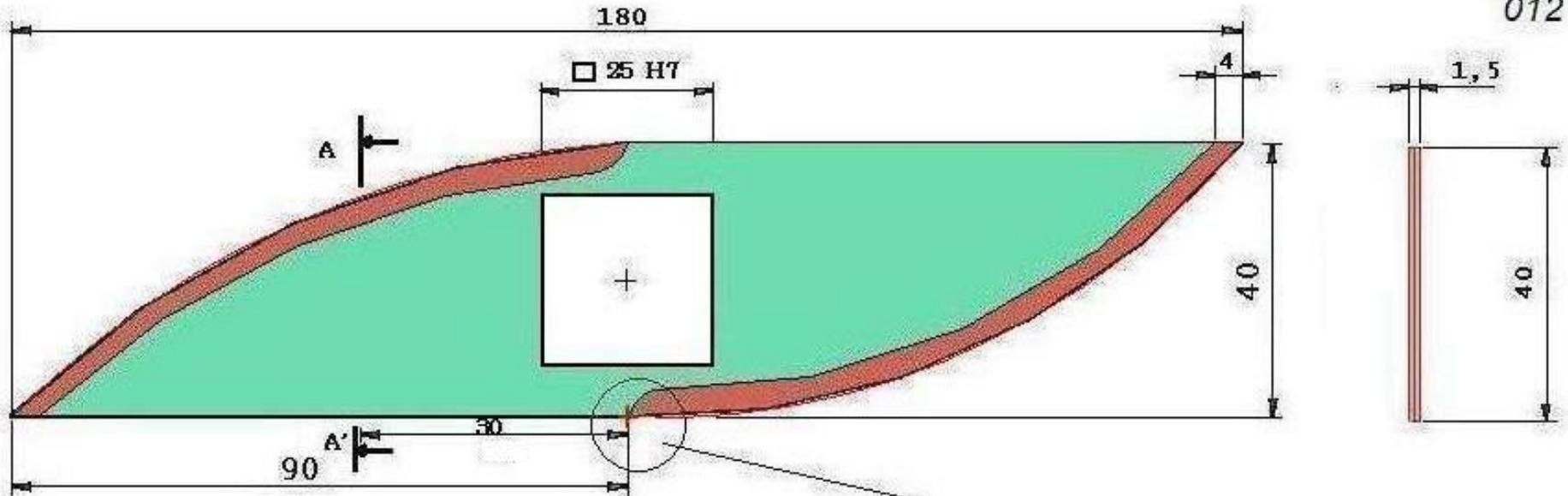


UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA		U.C.V
Esc: 1.1mm	PLANO DE ENSAMBLE DEL EJE CON EL CONJUNTO DE 6 HOJAS DE CUCHILLAS	Plano 010
M.S.B		
1-10-14		



□ 25	-0.003
J6	+0.008
Ø 28	-0.003
K6	+0.013
Ø 30	-0.003
J6	+0.013

UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA		U.C.V
Esc: 1.1mm	PLANO DEL EJE PORTACUCHILLAS	Plano 011
M.S.B		Mat: Acero AISI 304
1-10-14		



Origen para el trazo de radios

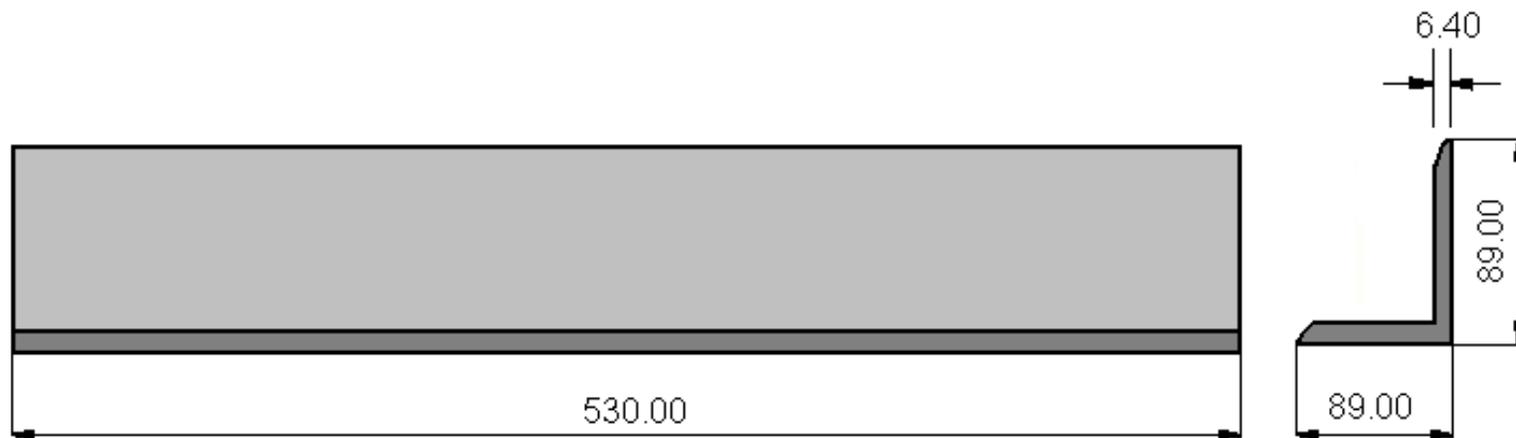
CORTE AA'
Esc: 2:1



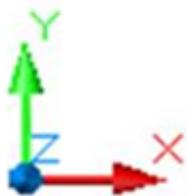
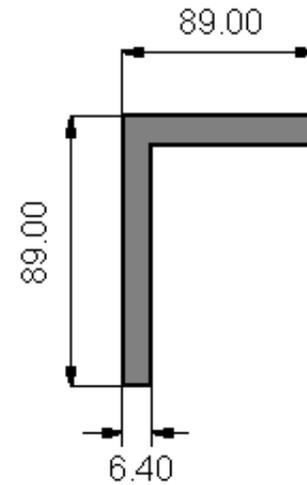
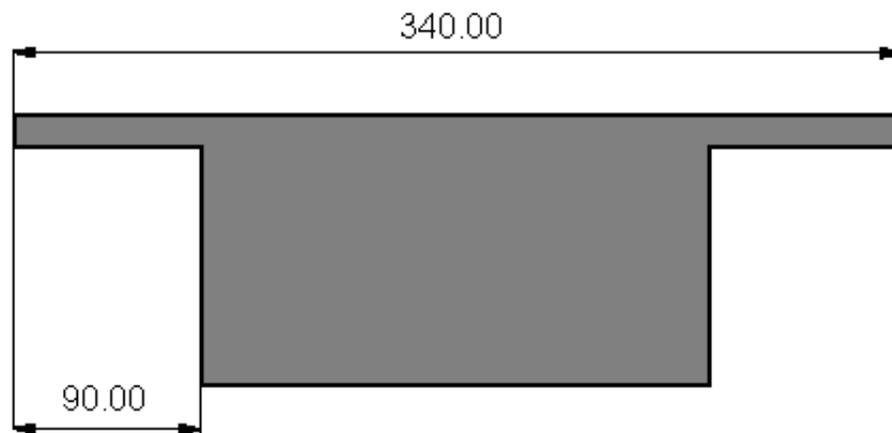
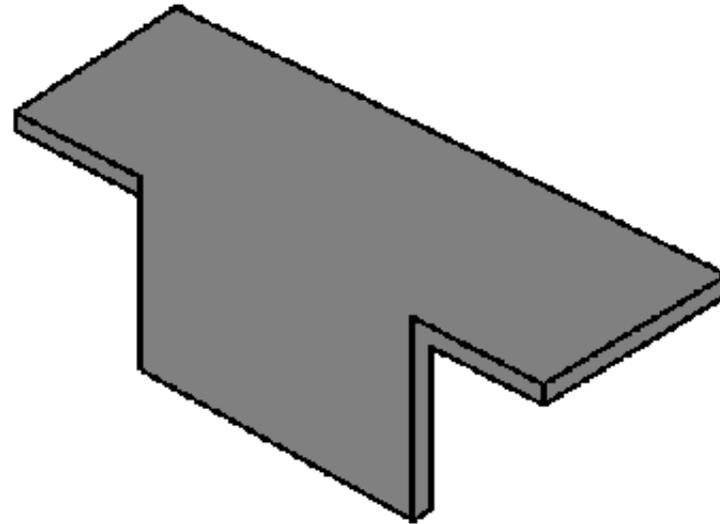
Tabla de tolerancias	
H7	+0.018
□ 25	0

Construcción por medio de radios concéntricos:
 R1= Radio uno = 90 mm
 R2= Radio dos = 40 mm

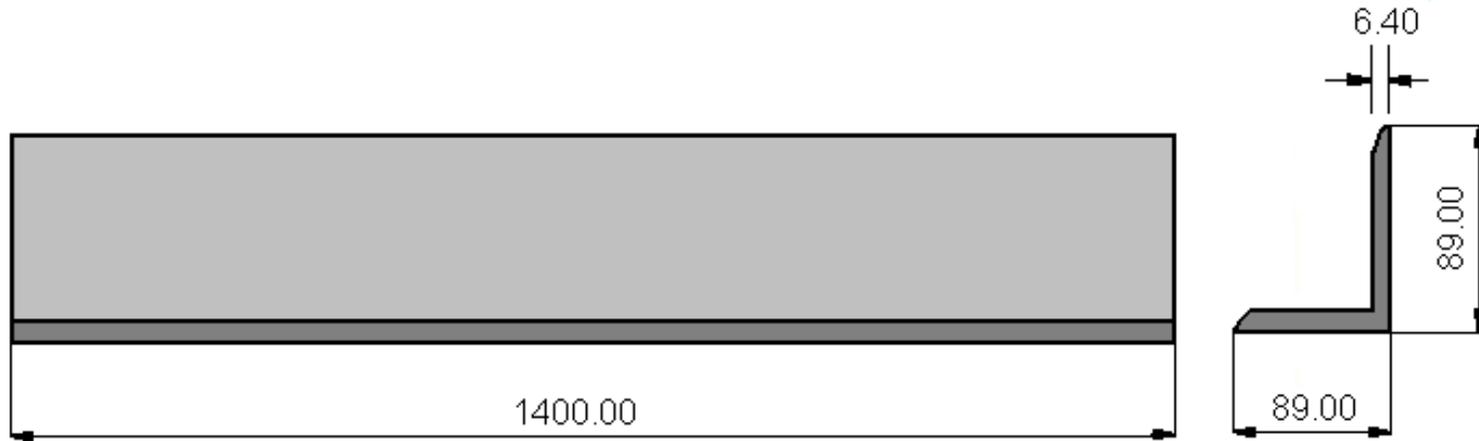
UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA		U.C.V
Esc: 1.1mm	PLANO DE UNA HOJA DE 2 CUCHILLAS DE CORTE	Plano 012
M.S.B		Mat: Acero Inoxidable
1-10-14		Austenítico AISI 302



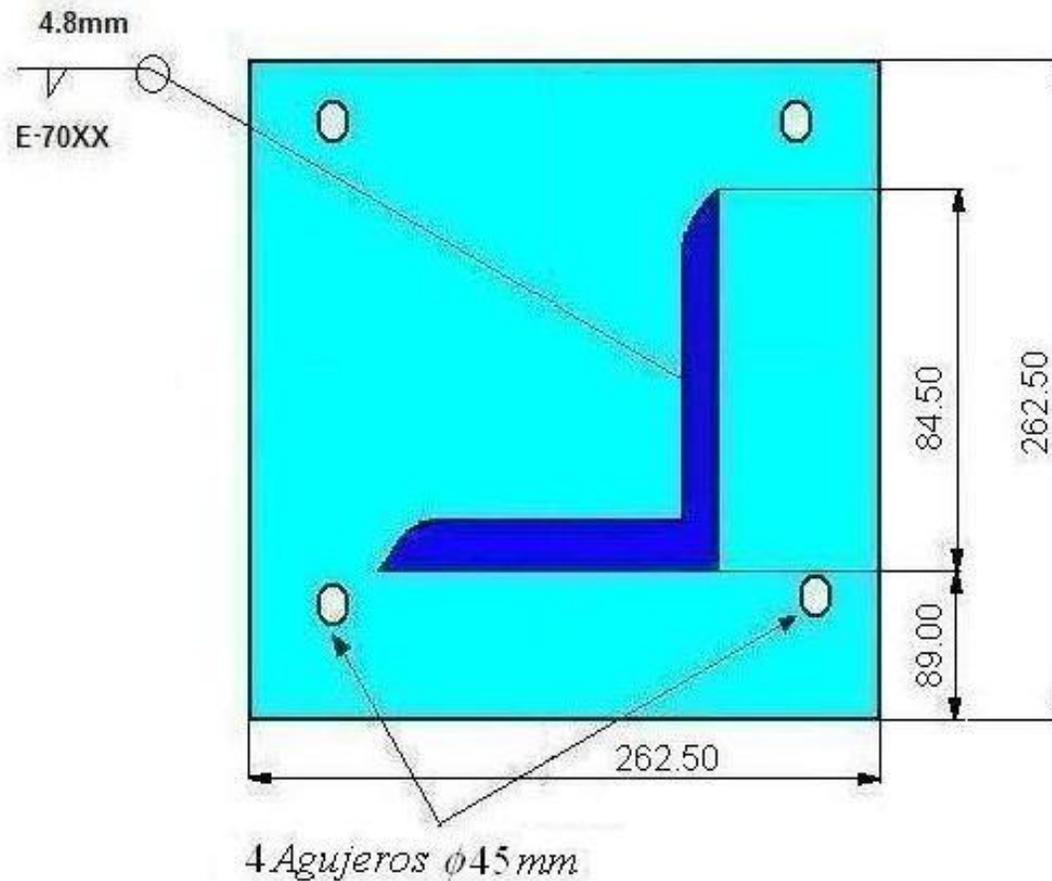
UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO CHICLAYO FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA		U.C.V
Esc: 1.1mm	PLANO DEL PERFIL TRANSVERSAL 1: L89X89X6.4	Plano 013
M.S.B		Mat: Hierro fundido
1-10-13		



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA		U.C.V
Esc: 1.1mm	PLANO DEL PERFIL TRANSVERSAL 2: L89X89X6.4	Plano 014
M.S.B		Mat: Hierro fundido
1-10-14		



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO CHICLAYO FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA		U.C.V
Esc: 1.1mm	PLANO DEL PERFIL VERTICAL : L89X89X6.4	Plano 015
M.S.B		Mat: Hierro fundido
1-10-13		



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO
FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA

U.C.V

Esc: 1.1mm

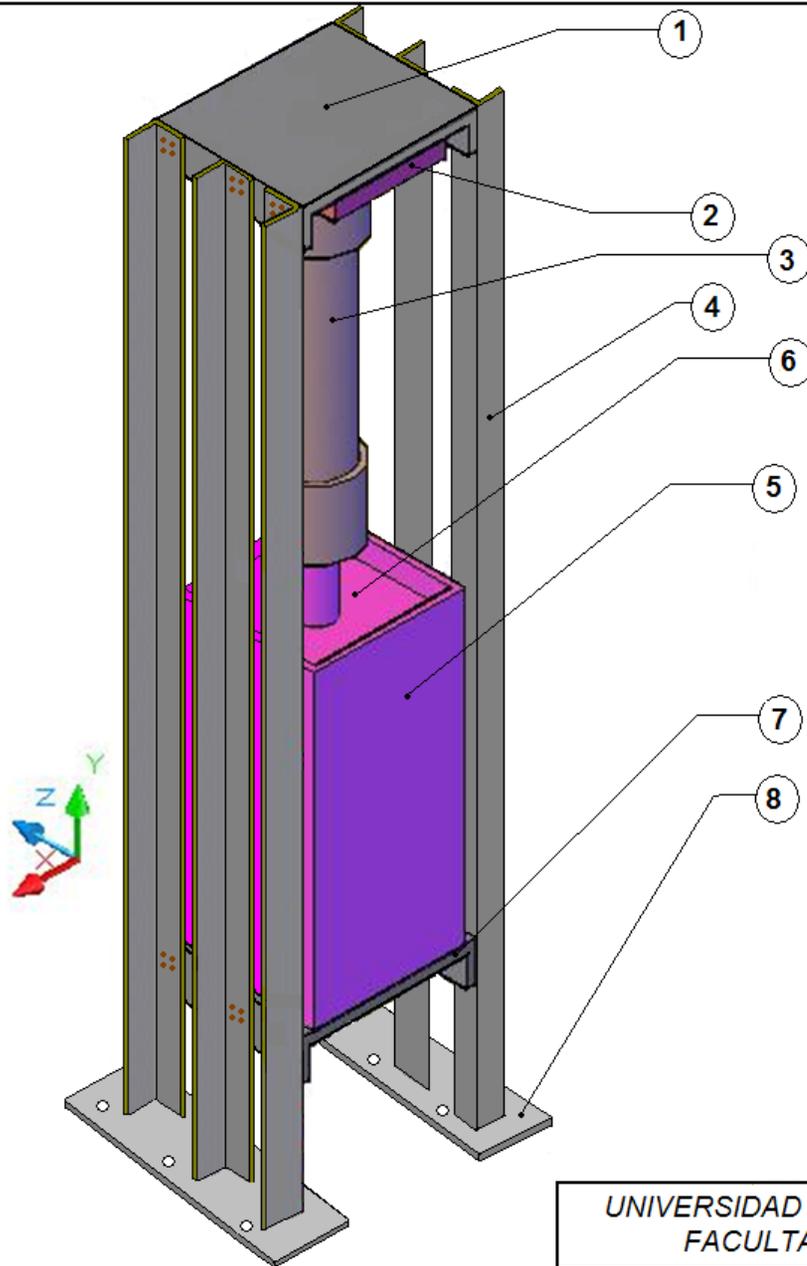
M.S.B

1-10-14

PLANCHA DE BASE PARA
COLUMNAS

Plano 016

Mat: Hierro
fundido



ELEMENTOS:		CANTIDAD
1	VIGA DE SOPORTE SUPERIOR	1
2	PLACA DE MONTAJE DEL CILINDRO	1
3	CILINDRO NEUMÁTICO	1
4	SOPORTES VERTICALES	6
5	PRENSA	1
6	PLATAFORMA DE APLASTE	1
7	VIGA DE SOPORTE INFERIOR	1
8	PLANCHA DE BASES	2

UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO - CHICLAYO
FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA

U.C.V

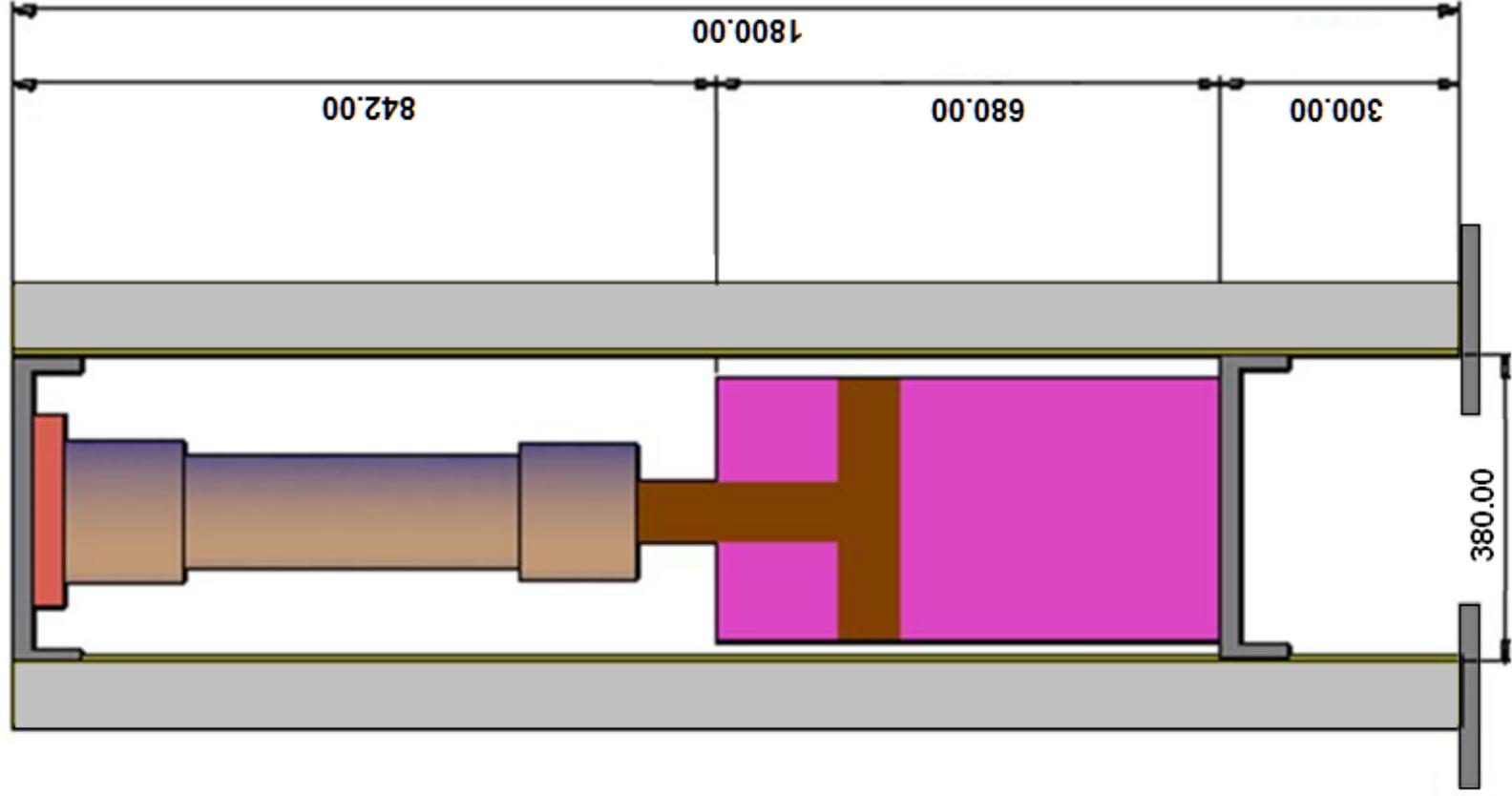
Esc: 1.1/mm

Plano 017

M.S.B

PLANO DE ENSAMBLE
DEL SISTEMA DEL PRENSADO

1 - 10 - 13



018

UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO - CHICLAYO
 FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA

U.C.V

Esc: 1.1/mm

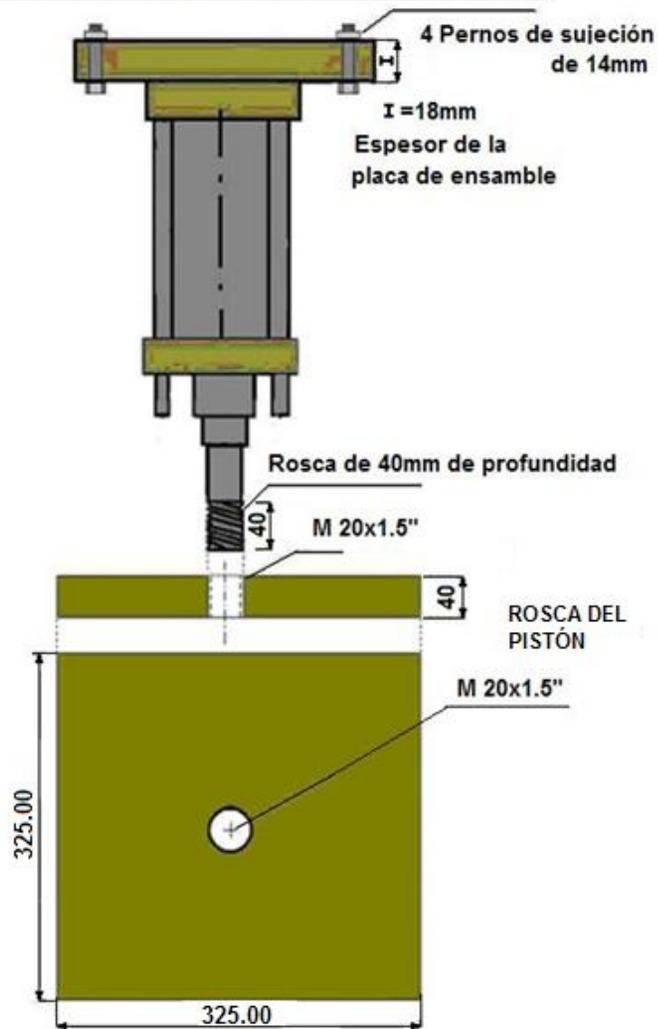
M.S.B

1 - 10 - 13

PLANO FRONTAL DEL SISTEMA
 DE PRENSADO

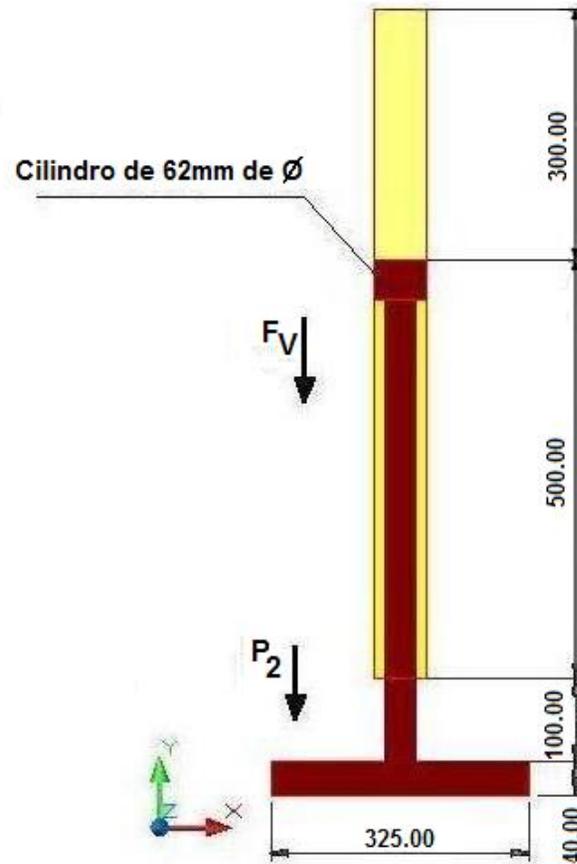
Plano 018

DETALLE ENTRE PISTÓN Y PLATAFORMA



PLANO FRONTAL DEL PISTÓN

019



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO - CHICLAYO
FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA

U.C.V

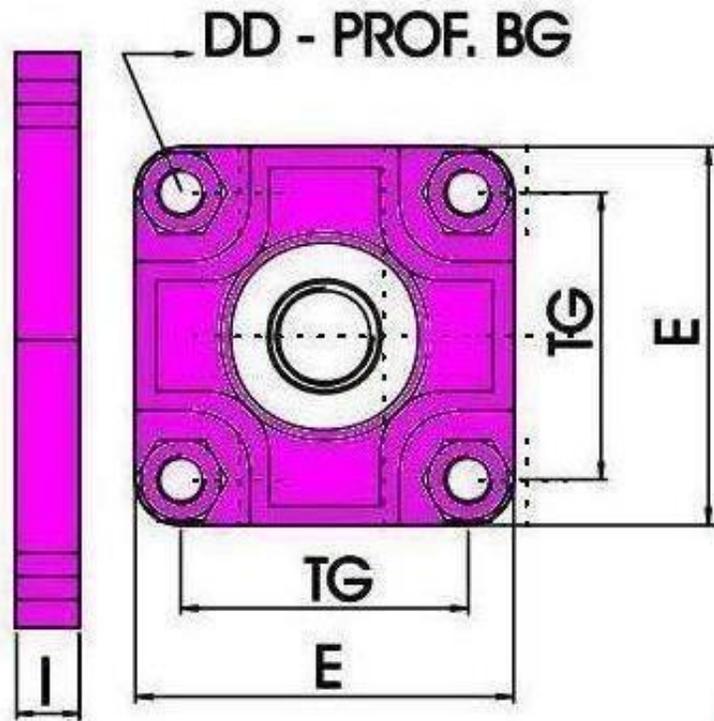
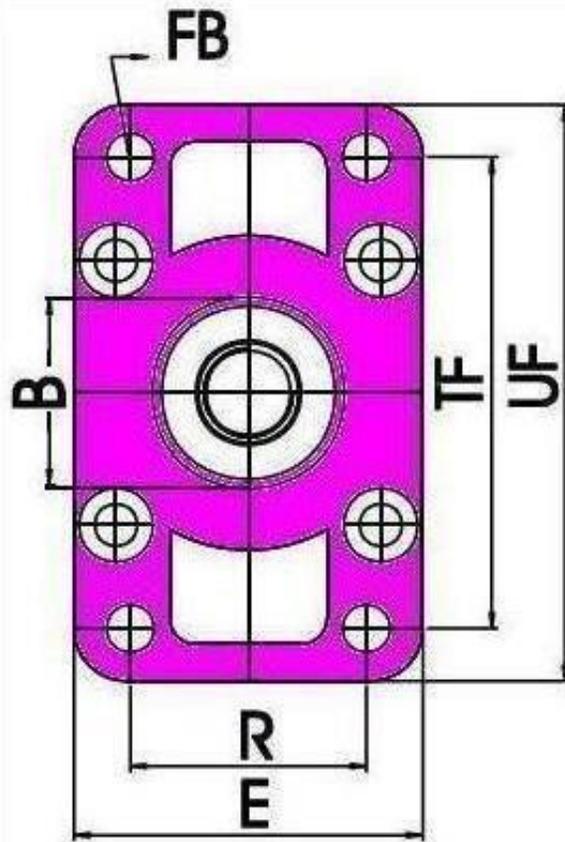
Esc: 1.1/mm

M.S.B

1 - 10 - 13

PLANO DE LA UNIÓN VÁSTAGO-PLATAFORMA
Y PLANO FRONTAL DEL PISTÓN

Plano 019



FB=14mm
 TF=150mm
 UF=180mm
 R=75mm
 E=115mm
 TG=90mm
 I=18mm
 B=48mm
 DD=M20X1.5

UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO CHICLAYO
 FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA

U.C.V

Esc: 1.1mm

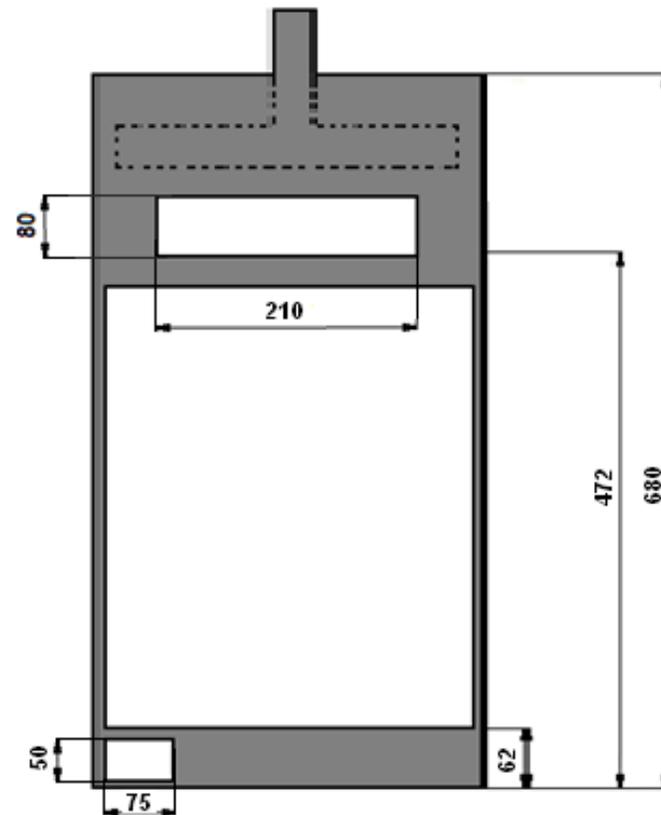
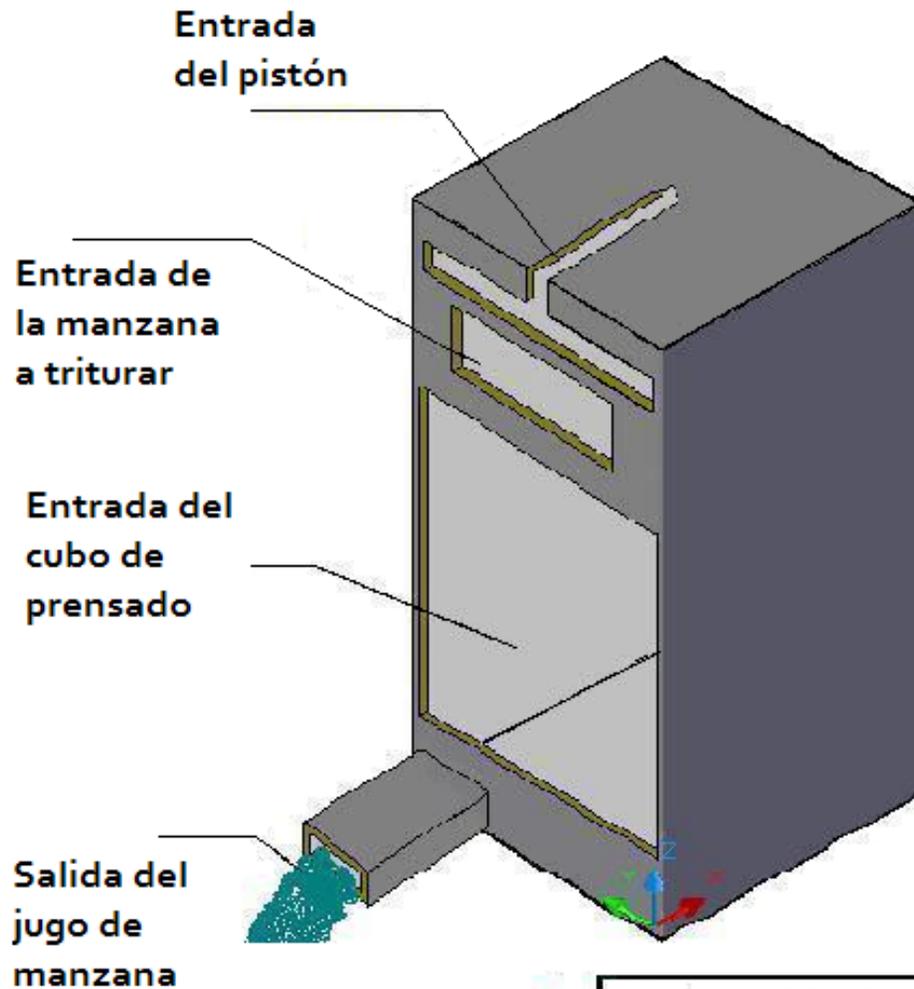
M.S.B

1-10-13

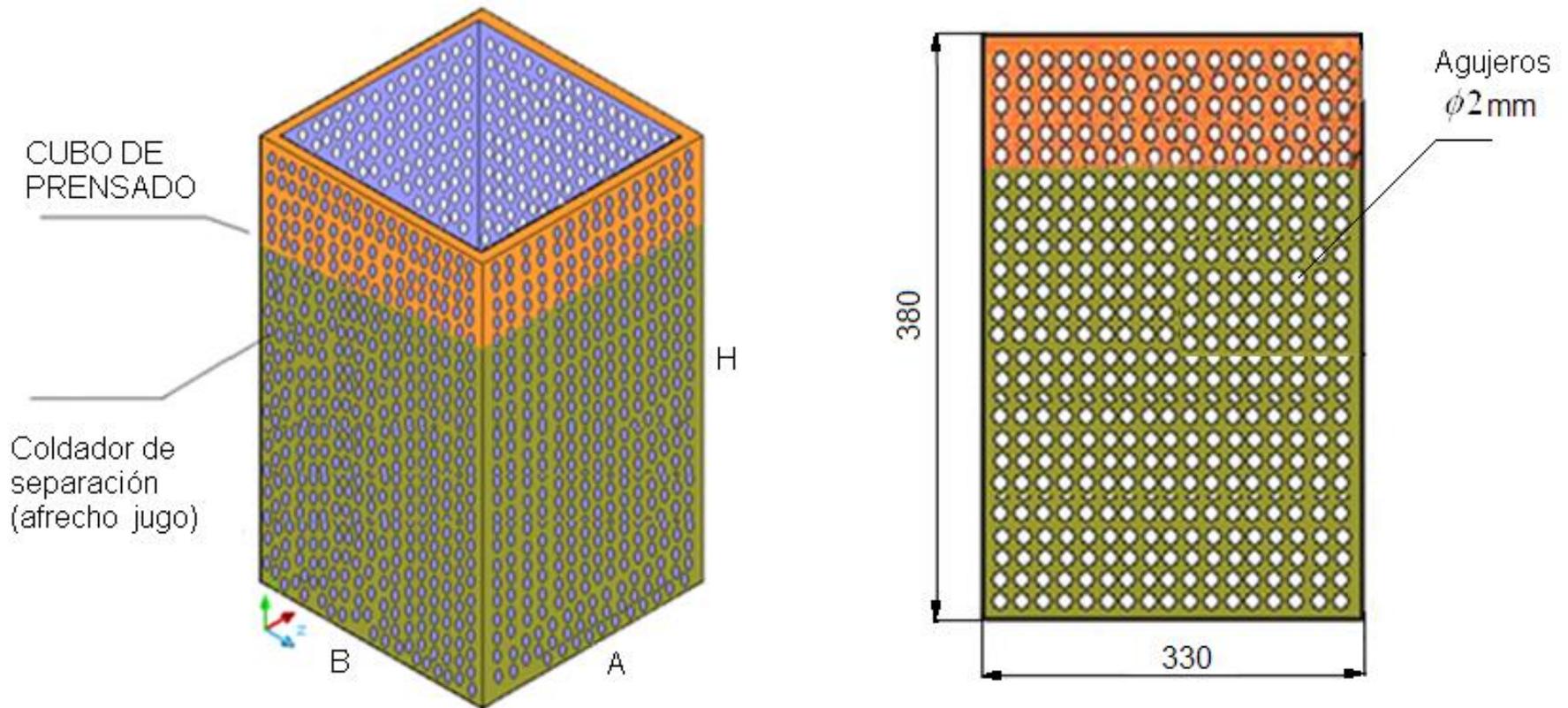
PLACA DE SUJECIÓN DEL CILINDRO
 NEUMÁTICO

Plano 020

PRENSA PORTA CUBO DE PRENSADO



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO CHICLAYO FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA		U.C.V
<i>Esc: 1.1mm</i>	PLANO DE LA ENVOLTURA DEL SISTEMA DE PRENSADO EN 3D	<i>Plano 021</i>
<i>M.S.B</i>		<i>Mat: Acero Austenítico AISI 316</i>
<i>1-10-13</i>		

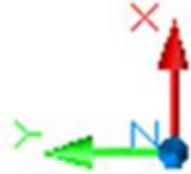
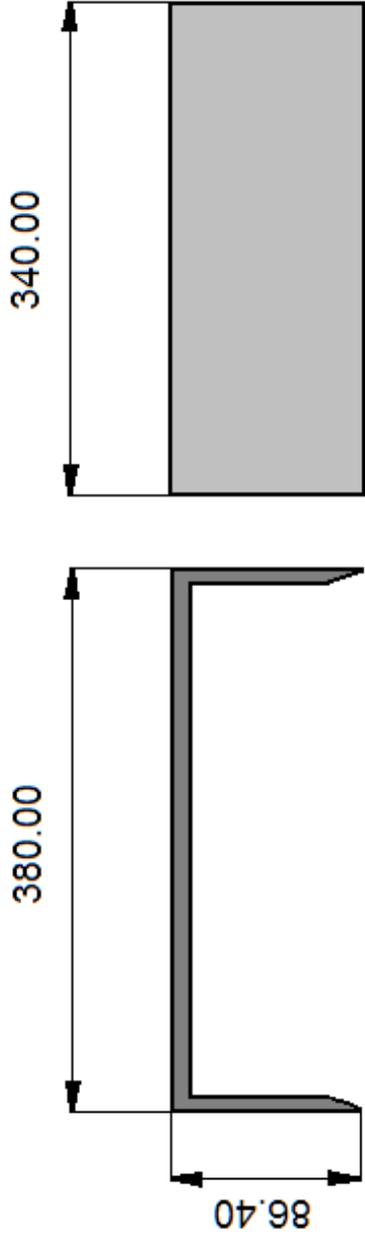
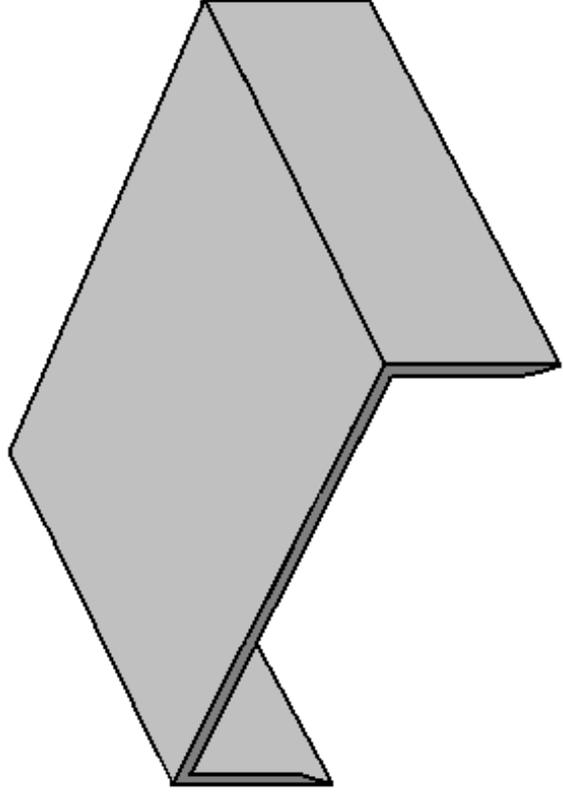


DONDE:

B=Base=330mm
 H=Altura=380mm
 A=Ancho o profundidad=330mm
 Espesor de la plancha = 3mm

UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO CHICLAYO FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA		U.C.V
Esc: 1.1mm	PLANO DEL CUBO DE PRENSADO	Plano 022
M.S.B		Mat: Acero Austenítico AISI 316
1-10-13		

023



023

UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO - CHICLAYO
FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA

U.C.V

Esc: 1.1/mm

M.S.B

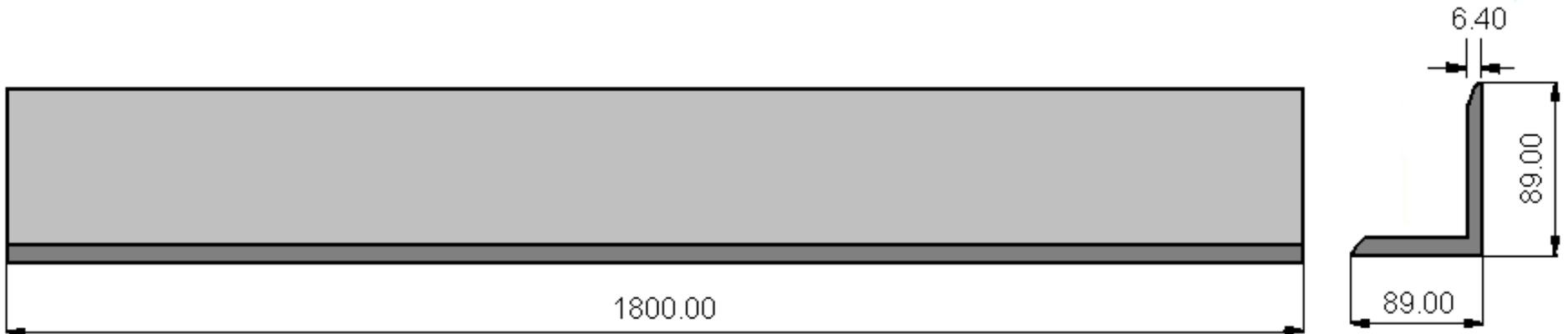
1 - 10 - 13

PLANO DEL PERFIL TRANSVERSAL O
SOPORTE PERFIL TIPO: C380X50

Plano 023

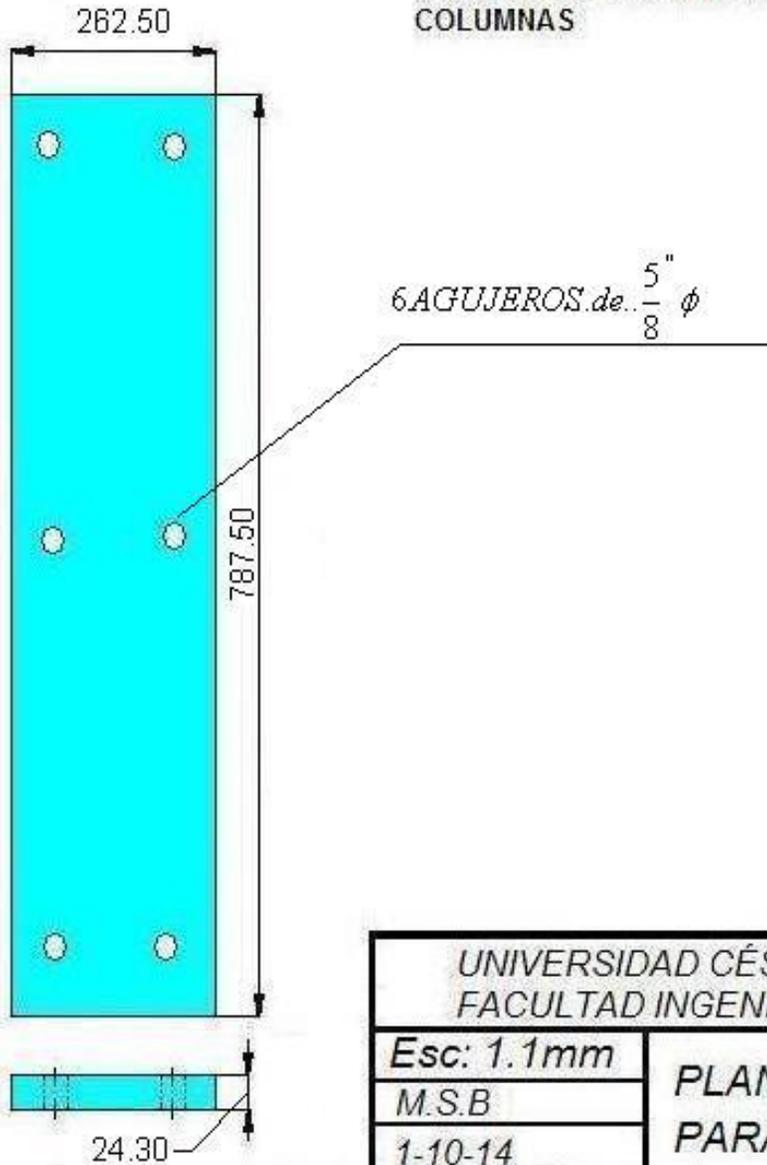
Mat: Hierro
fundido

024



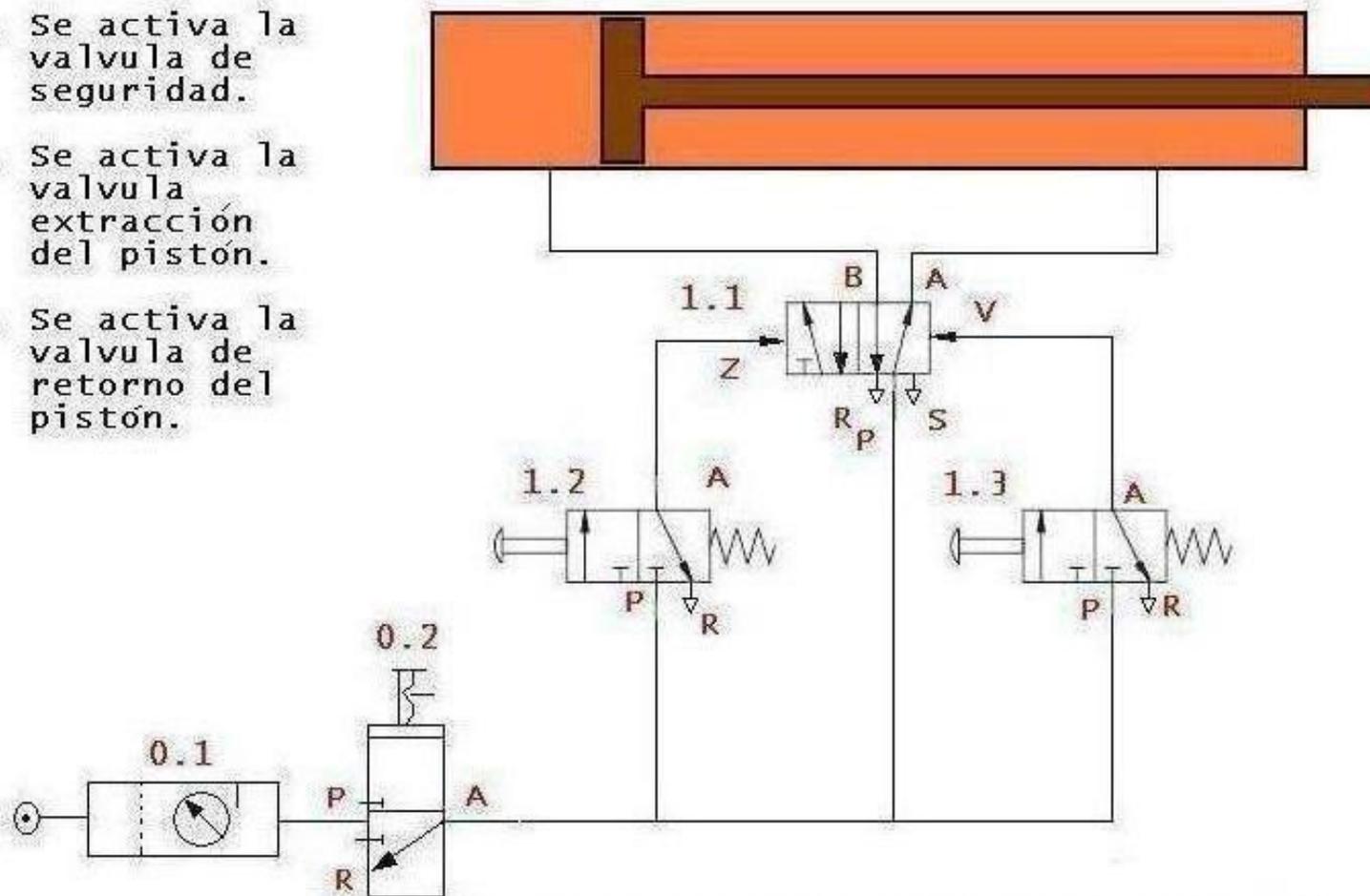
UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO CHICLAYO FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA		U.C.V
Esc: 1.1mm	PLANO DEL PERFIL VERTICAL : L89X89X6.4	Plano 024
M.S.B		Mat: Hierro fundido
1-10-13		

PLANCHA DE SOPORTE DE 3 COLUMNAS



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA		U.C.V
Esc: 1.1mm	PLANCHA DE SOPORTE PARA 3 COLUMNAS	Plano 025
M.S.B		Mat: Hierro fundido
1-10-14		

1. Se activa la valvula de seguridad.
2. Se activa la valvula extracción del pistón.
3. Se activa la valvula de retorno del pistón.



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO CHICLAYO
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA

U.C.V

M.S.B

1-10-13

PLANO DEL SISTEMA
NEUMÁTICO

Plano 026

DIAGRAMA DE FUERZA

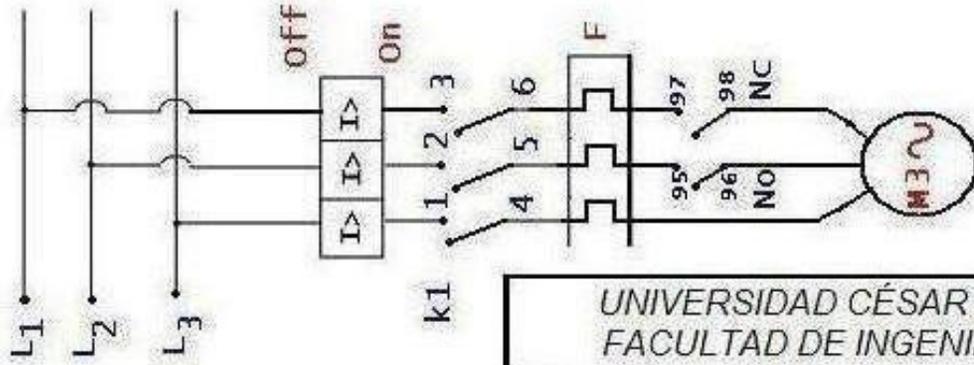
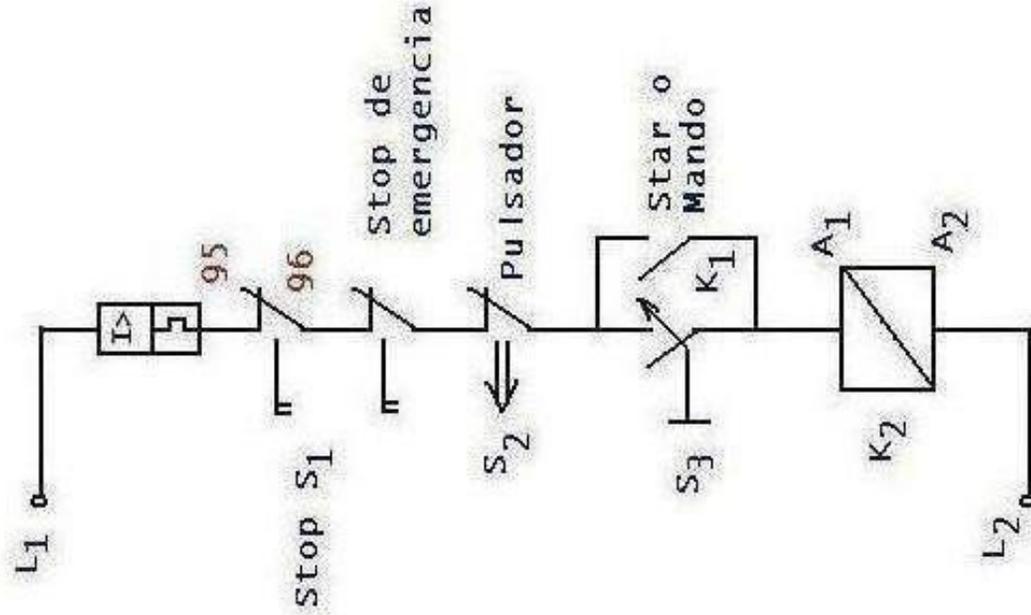


DIAGRAMA DE MANDO



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO CHICLAYO FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA		U.C.V
M.S.B	PLANO DEL DIAGRAMA ELÉCTRICO Y DE MANDO	Plano 027
1-10-13		