

**UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA**  
**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y FORMALES**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA,**  
**MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA**



**DISEÑO DE COMPACTADORA DE CHATARRA METÁLICA**

Tesis presentada por el bachiller:  
RENZO FABRIZIO ALZAMORA SÁNCHEZ  
Para optar el Título Profesional de:  
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA.  
Asesor: Ing. Jorge Castro Valdivia

**AREQUIPA – PERÚ**

**2017**

## DEDICATORIA

*Dedicado a mis padres, a mis hermanos y abuelos. Sobre todo a Hernán Alzamora Torres y a Leonidas Sánchez Valdeiglesias quienes me apoyaron y motivaron incansablemente para obtener este logro que más que mío es suyo.*



## RESUMEN

Este proyecto consta del diseño de una máquina compactadora de chatarra metálica, definido por un sistema hidráulico de triple compresión cuya energía hidráulica es transmitida a cuerpos metálicos inservibles para poder deformarlos reduciendo su volumen en el eje “X”, eje “Y” y eje “Z”, dándole idealmente una forma de prisma metálico de fácil manipuleo y acumulación, para posteriormente pasar a la siguiente fase de una planta de reciclaje de residuos metálicos o ser movilizado masivamente hacia las refinerías de reciclaje.

El proceso inicia con la carga de metal inservible a la cámara de compactación, una vez cargada se procede con la compactación inicial que es el cierre de la tapa prensora (tapa superior de la cámara de compactación), una vez cerrada se procede a asegurar la tapa por medio de la activación de un pistón que desplaza los seguros, posteriormente se da inicio a las compresiones horizontales, la apertura de la compuerta de expulsión y el último movimiento hidráulico que expulsa al paquete definitivo fuera de la cámara de compactación.

El diseño de la máquina comprende el cálculo y selección de los elementos que constituyen este sistema, diseño estructural de la bancada, soldadura de las partes críticas, diseño de circuito oleo hidráulico, diseño de circuito eléctrico de secuencia, diseño de circuito eléctrico de poder, diseño del circuito eléctrico de mando, selección de equipos y accesorios.

El circuito oleo hidráulico básico tendrá como secuencia de activación de los pistones hidráulicos lo siguiente: A+B+C+D+D-E-D+D-E+C-B-A- , teniendo en cuenta que A es el pistón de la compuerta, “B” es el pistón de los seguros, “C” es el pistón de la primera compresión horizontal, “D” es el pistón de la segunda compresión horizontal, “E” es el pistón de la compuerta de expulsión. El sistema oleo hidráulico se diseñará en base a la secuencia como primera instancia y en segunda instancia en base a las consideraciones de la Norma Técnica Peruana que detalla densidad mínima de paquetes de chatarra metálica para tener una buena resistencia al manipuleo.

**Palabras clave:** compactadora, chatarra, metálica.

## ABSTRACT

This project consists of the design of a metal scrap baling machine, defined by a triple compression hydraulic system whose hydraulic energy is transmitted to useless metal bodies in order to deform them by reducing their volume on the "X" axis, the "Y" axis and the "Z", ideally giving it a metal prism shape that is easy to manipulate and accumulate, then move on to the next phase of a metal waste recycling plant or being massively mobilized to recycling refineries.

The process begins with the loading of unusable metal to the compaction chamber, once loaded, proceed with the initial compaction, which is the closing of the cap (upper cover of the compaction chamber), at this point proceed with horizontal compressions, the opening of the ejection gate and the last hydraulic movement which expels the final package out of the compaction chamber.

The design of the machine comprises the calculation and selection of the elements that make up this system, structural design of the workbench, welding of critical parts, hydraulic oil circuit design, electric circuit of sequence design, power circuit design, electrical control circuit design, equipment and accessories selection.

The basic hydraulic oil circuit will have the following sequence of activation of the hydraulic pistons: A+B+C+D+D-E-D+D-E+C-B-A-, taking into account that "A" is the gate piston, "B" is the lock piston, "C" is the first horizontal compression piston, "D" is the second horizontal compression piston and "E" is the ejection gate piston.

The hydraulic oil system will be designed based on the sequence as a first instance and secondly based on the considerations of the Peruvian Technical Standard detailing minimum density of metallic scrap packages to have a good resistance to handling.

**Key words:** baler, scrap, metal.

**INDICE DE CONTENIDO**

**CAPITULO I**

GENERALIDADES .....	15
---------------------	----

**CAPITULO II**

MARCO TEÓRICO.....	20
2.1. MARCO CONCEPTUAL GENERAL.....	20
2.1.1. PROCESAMIENTO DE CHATARRA METALICA: .....	20
2.1.2. PROCESO DE RECICLAJE DE RESIDUOS METALICOS .....	20
2.1.3. CHATARRA.....	22
2.1.4. CONDICIONES GENERALES DE LA CHATARRA .....	23
2.1.5. CLASIFICACIÓN DE LA CHATARRA .....	24
2.1.6. RESISTENCIA AL MANIPULEO .....	27
2.1.7. MÉTODOS PARA EL MANIPULEO DE LA CHATARRA .....	27
2.1.8. CARACTERÍSTICAS DE LOS EQUIPOS DE COMPACTACIÓN .....	29
2.1.9. CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN DE LOS EQUIPOS DE COMPACTACIÓN .....	30
2.1.10. DETERMINACIÓN DEL TIPO DE PRENSA Y DE SU ACCIONAMIENTO .....	33

**CAPÍTULO III**

METODOLOGÍA DE DISEÑO DE LA MÁQUINA .....	34
3. METODOLOGÍA DE DISEÑO .....	34
3.1. PLANEAMIENTO O DETALLE DEL PROBLEMA .....	35
3.1.1. PUNTO CRÍTICO DEL PROBLEMA.....	35
3.1.2. ESTADO DE LA TECNOLOGÍA .....	35
3.1.3. ANALIZANDO LA SITUACION DEL PROBLEMA.....	36
3.1.4. COMPROBAR LA POSIBILIDAD DE REALIZACION .....	37
3.1.5.DETALLE COMPLETO DE LA LISTA DE EXIGENCIAS .....	38
3.2. ELABORACIÓN DEL CONCEPTO.....	41
3.2.1. DETERMINAR LA ESTRUCTURA DE FUNCIONES .....	41
3.2.2. DEFINICIÓN BÁSICA DE LAS FUNCIONES DE LA MÁQUINA. ....	41
3.2.3. FIJAR LOS PROCESOS TÉCNICOS .....	44
3.2.4. DETERMINAR LAS ENTRADAS Y SALIDAS DE CADA PROCESOS .....	46
3.2.5. PROBLEMAS QUE PRESENTAN LAS SALIDAS .....	47
3.2.6. SOLUCIONES PLANTEADAS A LAS SALIDAS .....	47
3.2.7. PRINCIPIOS TECNOLOGICOS POSIBLES PARA SOLUCIONAR PROBLEMAS TÉCNICOS.....	49
3.2.8 MATRIZ MORFOLÓGICA .....	51
3.2.9. CONCEPTO ÓPTIMO Y VARIANTES QUE LO CONDICIONAN .....	53
3.3. ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	54

3.3.1 DETERMINAR EL PROYECTO PRELIMINAR .....	54
3.4. ELABORACIÓN DE DETALLES .....	54
3.4.1. DETALLAR.....	54
3.4.2. PROPORCIONAR EL FUNDAMENTO MATEMÁTICO. ....	54
3.4.3. ELABORACIÓN DE FORMAS, DIMENSIONES DEFINITIVAS Y COMPLETAS....	54
3.4.4. DEFINIR EL MATERIAL CLASES DE FABRICACION TOLERANCIAS Y ACABADO SUPERFICIAL .....	55
3.4.5. DESARROLLA LAS PIEZAS CLASES DE FABRICACION TOLERANCIAS Y ACABADO SUPERFICIAL .....	55
<b>CAPITULO IV</b>	
DISEÑO DE LA MÁQUINA .....	56
4. DISEÑO DE CILINDROS HIDRÁULICOS:.....	56
4.1. DIAMETRO DE VASTAGOS REQUERIDO.....	57
4.2. DETERMINACION DE LÍMITES Y AJUSTES:.....	61
4.3. LONGITUD DE VÁSTAGOS .....	64
4.4. COMPROBACION DE FUERZAS REQUERIDAS: .....	66
4.5. CÁLCULO DE DIÁMETROS DE CILINDROS .....	73
4.6. CALCULO DE LA CAMISA .....	76
4.7. CÁLCULO DE TAPAS DE LOS CILINDROS .....	79
4.8. CÁLCULO DE PERNOS DE SUJECIÓN PARA LA TAPA DE FONDO:.....	83
4.10. DISEÑO DE LA CÁMARA DE COMPACTACIÓN.....	102
4.10.1. CALCULO DEL ESPESOR DE LAS PAREDES DE LA CÁMARA.....	102
4.10.2. CARGA DISTRIBUIDA EN LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMPACTACION:.....	103
4.10.3. CÁLCULO DE LA LONGITUD MÍNIMA DE LOS REFUERZOS.....	105
4.10.4. CALCULO DE LA SOLDADURA .....	111
4.11. DISEÑO DE LA PUERTA DE ESCAPE DEL PAQUETE.....	118
4.11.1 CALCULO DEL ESPESOR DE LA PUERTA Y LOS REFUERZOS .....	118
4.11.2. CALCULO DE SOLDADURA .....	125
4.11.3. CALCULO DE LAS CORREDERAS .....	131
4.11.4. ANÁLISIS DE LA SECCIÓN DE MÁXIMA CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS.....	134
4.11.5. SOLDADURA EN REFUERZOS .....	141
4.12. DISEÑO DE LA TAPA PRENSORA Y ELEMENTOS.....	144
4.12.1. ARTICULACIÓN DE LA TAPA PRENSORA.....	144
4.12.2. DISEÑO DE TRANSMISIÓN ARTICULADA DEL BRAZO DE LA TAPA PRENSORA.....	148
4.12.3. CALCULO DEL EJE VASTAGO-SOPORTES DE LA TAPA .....	149
4.12.4. CALCULO DEL ACOUPLE DEL VÁSTAGO-TAPA PRENSORA Y APOYOS .....	152

4.12.5. ESTRUCTURA DE LOS SOPORTES DE ACOPLE VÁSTAGO CON TAPA PRENSORA.....	155
4.12.6.- REFUERZOS DEL EJE DE LOS SOPORTES VASTAGO-TAPA PRENSORA.....	159
4.13. ARTICULACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO DE LA TAPA PRENSORA .....	161
4.14. CALCULO DE LOS EJES PIVOT .....	163
4.14.1. SOLDADURA DE UNIÓN DEL MUÑÓN INTERMEDIO .....	166
4.14.2. SOLDADURA DE EJES PIVOT CON MUÑÓN:.....	167
4.15. DISEÑO DE APOYOS DEL CILINDRO HIDRÁULICO DE LA TAPA PRENSORA	170
4.16. DISEÑO DE LAS ABRAZADERAS CÚBICAS .....	172
4.16.1. CALCULO DE LOS TORNILLOS DE ABRAZADERA CÚBICA .....	172
4.17. CALCULO DE LOS SOPORTES .....	183
4.17.1. CALCULO DE LA SOLDADURA .....	185
4.18. SEGUROS DE LA TAPA PRENSORA .....	186
4.19. UNIÓN VASTAGO-EMPUJADOR.....	188
4.19.1. CALCULO DEL ESPESOR DE LA BRIDA DE SUJECCIÓN .....	189
4.19.2. CALCULO DE LOS PERNOS DE UNIÓN .....	194
4.20. UNIÓN DE LOS CILINDROS HORIZONTALES CON LA PRENSA.....	195
4.20.1 CALCULO DE LA SOLDADURA .....	197
4.20.2. CALCULO DE LOS PERNOS DE UNION .....	198
4.22. CAUDAL DEL SISTEMA HIDRAULICO .....	222
4.22.1. VELOCIDAD DE FLUIDO RECOMENDADA EN TUBERÍAS .....	224
4.23. SELECCIÓN DEL FLUÍDO HIDRÁULICO .....	225
4.24. DEPOSITO DE ACEITE .....	227
4.25. DISEÑO DEL CIRCUITO ELECTRO HIDRAULICO.....	231
4.25.1. CIRCUITO OLEO HIDRÁULICO:.....	231
4.25.2. SECUENCIA DE ACTUADORES HIDRÁULICOS .....	233
4.26. CONTROL ELÉCTRICO/OLEOHIDRAULICO.....	236
4.26.1. CONTROL MECÁNICO.....	236
4.26.3 CONTROL ELECTRÓNICO.....	236
4.26.4. METODOLOGÍA DE DISEÑO.....	237
4.26.5. DISEÑO DE CIRCUITO DE CONTROL CON METODO CASCADA.....	237
4.26.6. CONTROL CON PILOTAJE ELECTROHIDRÁULICO .....	239
4.26.7. CONTROL ELECTRICO DEL CIRCUITO DE PODER .....	241
4.26.8. CIRCUITO ELÉCTRICO DE PODER .....	242
<b>CAPITULO V</b>	
SELECCIÓN DE EQUIPOS.....	244
5. SELECCIÓN DE EQUIPOS HIDRÁULICOS: .....	244
5.1. SELECCIÓN DE EQUIPO DE BOMBEO HIDRÁULICO.....	245

5.1.1. CÁLCULO DE LA POTENCIA DE LA BOMBA .....	246
5.1.2. DETERMINACION DEL EJE DE LA BOMBA.....	260
5.1.3. SELECCIÓN FINAL DEL EQUIPO DE BOMBEO .....	263
5.2. SELECCIÓN DE MOTOR .....	263
5.2.1. POTENCIA DEL MOTOR .....	263
5.2.2. NOMENCLATURA DE PROTECCIÓN IP .....	265
5.2.2. SELECCIÓN DE MOTOR ELÉCTRICO.....	267
5.3. SELECCIÓN DE EQUIPOS HIDRÁULICOS .....	269
5.3.1. VALVULAS DIRECCIONALES:.....	271
5.3.2. VALVULAS DE CONTROL DE FLUJO Y PRESION .....	274
5.3.3. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN:.....	277
5.3.4. MANIFOLDS O DISTRIBUIDORES DE CONEXIÓN MÚLTIPLE .....	279
5.3.5. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE ACEITE.....	279
5.3.6. FILTROS .....	283
5.3.6. MANGUERAS HIDRAULICAS .....	284
5.4. SELECCIÓN DE SELLOS Y JUNTAS DE LOS PISTONES HIDRAULICOS .....	286
5.5. SELECCIÓN DE COMPONENTES ELÉCTRICOS.....	298
5.5.1. RELÉ DE CONTROL MONOFÁSICO.....	298
5.5.2. RELÉ DE CONTROL TRIFASICO .....	299
5.5.3. RELÉ DE TEMPORIZACIÓN .....	300
5.5.4. RELÉ DE CONTACTO .....	301
5.5.5. RELÉ TÉRMICO DE SOBRECARGA.....	302
5.5.5. PULSADORES DE START Y STOP.....	303
5.6. ANALISIS ECONÓMICO.....	304
CONCLUSIONES .....	315
BIBLIOGRAFÍA .....	316
PLANOS.....	318
ANEXOS.....	348

### ***ÍNDICE DE ILUSTRACIONES***

FIGURA N° 1: CICLO DEL METAL .....	15
FIGURA N° 2: MAQUINA COMPACTADORA DE METAL DE ACCIÓN SIMPLE. ....	30
FIGURA N° 3: MAQUINA COMPACTADORA DE METAL DE ACCIÓN DOBLE .....	31
FIGURA N° 4: MAQUINA COMPACTADORA DE METAL DE ACCIÓN TRIPLE.....	32
FIGURA N° 5 MÁQUINA DE TRIPLE COMPRESIÓN, VISTA LATERAL. ....	44
FIGURA N° 6 MÁQUINA DE TRIPLE COMPRESIÓN, VISTA ISOMÉTRICA. ....	44

FIGURA N° 7. DIAGRAMA DE FLUJO DE FUNCIONAMIENTO. ....	45
FIGURA N° 8: VISTA TRIDIMENSIONAL DE LA MÁQUINA.....	48
FIGURA N° 9. SECCIÓN DE CILINDRO HIDRÁULICO .....	57
FIGURA N° 10. VISTA DE SECCIÓN TRANSVERSAL DEL PISTÓN HIDRÁULICO. ....	64
FIGURA N° 11. FACTOR DE CORRECCIÓN SEGÚN TIPO DE MONTAJE. ....	66
FIGURA N° 12. DETALLE DE UNIONES PARA TAPAS PLANAS. ....	80
FIGURA N° 13. ESQUEMA DE LA PARED FRONTAL DE LA BANCADA, .....	103
FIGURA N° 14: SECCIÓN TRANSVERSAL DEL REFUERZO EN ANALISIS .....	106
FIGURA N° 15: SECCIÓN TRANSVERSAL DEL ÁREA EN ANÁLISIS. ....	109
FIGURA N° 16. ANÁLISIS DE SOLDADURA EN SECCIÓN. ....	111
FIGURA N° 17. ANALISIS DE SOLDADURA EN SECCIÓN. ....	114
FIGURA N° 18. VISTA LATERAL DE LA COMPUERTA DE EXPULSIÓN. ....	119
FIGURA N° 19. VISTA ISOMÉTRICA DE LA COMPUERTA DE EXPULSIÓN .....	120
FIGURA N° 20. ANÁLISIS DE SOLDADURA DE LA SECCIÓN.....	120
FIGURA N° 21. SECCIÓN TRANSVERSAL DE PARTE ANALIZADA .....	123
FIGURA N° 22. SECCIÓN TRANSVERSAL DE SOLDADURA ANALIZADA.....	125
FIGURA N° 23. SECCIÓN TRANSVERSAL DE SOLDADURA ANALIZADA.....	128
FIGURA N° 24. COMPUERTA DE EXPULSIÓN Y CORREDERAS ISOMÉTRICAS. ....	131
FIGURA N° 25. SECCIÓN TRANSVERSAL DE CORREDERAS ANALIZADAS.....	131
FIGURA N° 26. D.C.L. DE CORREDERAS ANALIZADAS .....	132
FIGURA N° 27. SECCIÓN TRANSVERSAL DE REFUERZOS DE CORREDERAS .....	132
FIGURA N° 28. SECCIÓN TRANSVERSAL DE CORREDERAS ANALIZADAS .....	135
FIGURA N° 29. SECCIÓN TRANSVERSAL DE CORREDERAS ANALIZADAS.....	138
FIGURA N° 30. VISTA DE PERFIL DE CORREDERAS Y COMPUERTA. ....	140
FIGURA N° 31. SECCIÓN DE CORDONES DE SOLDADURA DE CORREDERAS. ....	141
FIGURA N° 32. SECCIÓN UNITARIA DE SOLDADURA DE CORREDERAS DE LA COMPUERTA DE EXPULSIÓN PARA EL CÁLCULO DE MOMENTO DE INERCIA. ...	142
FIGURA N° 33. D.C.L. DE TAPA PRENSORA. ....	144
FIGURA N° 34. D.C.L. DEL EJE DE LA TAPA PRENSORA. ....	145
FIGURA N° 35. TRANSMISIÓN ARTICULADA DEL BRAZO DE LA TAPA .....	149
FIGURA N° 36. VISTA ISOMÉTRICA DE ACOPLE DEL VÁSTAGO-TAPA .....	152
FIGURA N° 37. VISTA SUPERIOR DE LOS SOPORTES DE ACOPLE VÁSTAGO-TAPA .....	155
FIGURA N° 38. VISTA FRONTAL, LATERAL, SUPERIOR E ISOMÉTRICA DE ESTRUCTURA DE LOS SOPORTES DE ACOPLE VÁSTAGO-TAPA. ....	156
FIGURA N° 39. ÁREA SOLDADA DEL ELEMENTO ANALIZADO .....	158
FIGURA N° 40. SECCIÓN TRANSVERSAL DE LOS REFUERZOS DEL EJE DEL SOPORTE DE VÁSTAGO-TAPA PRENSORA. ....	159
FIGURA N° 41. VISTA ISOMÉTRICA DE ARTICULACIÓN DEL CILINDRO	

HIDRÁULICO DE LA TAPA PRENSORA. PLANO M-004.....	161
FIGURA N° 42. VISTA FRONTAL Y LATERAL DE ARTICULACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO DE LA TAPA PRENSORA. PLANO M-004.....	162
FIGURA N° 43. VISTA SUPERIOR E ISOMÉTRICA DE ARTICULACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO DE LA TAPA PRENSORA. PLANO M-004.....	162
FIGURA N° 44. DIAGRAMA DE FUERZAS Y ESFUERZOS DE EJE PÍVOT. PLANO M-004 .....	163
FIGURA N° 45. VISTAS DE PERFIL Y FRONTAL CON SECCIÓN TRANSVERSAL DE SOLDADURA DE MUÑÓN INTERMEDIO. PLANO M-004.....	166
FIGURA N° 46. VISTAS DE PERFIL CON SECCIÓN TRANSVERSAL DE SOLDADURA Y FRONTAL CON SECCIÓN TRANSVERSAL DE SOLDADURA DE MUÑÓN INTERMEDIO.PLANO M-004.....	168
FIGURA N° 47. ANÁLISIS DE CORDONES DE SOLDADURA EN MUÑÓN INTERMEDIO. .....	168
FIGURA N° 48. VISTA FRONTAL E INFERIOR DE UN APOYO DEL CILINDRO DE LA TAPA PRENSORA. PLANO M-004.....	171
FIGURA N° 49. D.C.L DE ABRAZADERA CÚBICA (CENTÍMETROS) .....	173
FIGURA N° 50. VISTA INFERIOR DE UN APOYO DEL CILINDRO DE LA TAPA PRENSORA.....	185
FIGURA N° 51. SECCIÓN DE CORTE A'-A DE LA UNIÓN DEL EMPUJADOR CON EL VÁSTAGO DEL PISTÓN. PLANO M -008. ....	189
FIGURA N° 52. DIAGRAMA INDICADOR DE FUERZAS DEL EMPUJADOR.....	191
FIGURA N° 53. SECCIÓN TRANSVERSAL DE EMPUJADOR .....	192
FIGURA N° 54. D.C.L FLEXIÓN DE EMPUJADOR DE EMPUJADOR .....	192
FIGURA N° 55. VISTA DE UNIÓN DE CILINDROS CON BANCADA .....	196
FIGURA N° 56. CARACTERÍSTICAS DEL ACEITE TELEX E. HLP.....	226
FIGURA N° 57. VISTA ISOMÉTRICA DEL TANQUE DE ACEITE.....	227
FIGURA N° 58. PARTE DE TANQUE DE ACEITE. ....	228
FIGURA N° 59. CUADRO DE SECUENCIA DE ACTIVACIÓN DE ACTUADORES EN EL TIEMPO. FUENTE PROPIA.....	233
FIGURA N° 60. CIRCUITO OLEO HIDRÁULICO.....	235
FIGURA N° 61. CONTROL ELÉCTRICO DEL CIRCUITO OLEO HIDRÁULICO. ....	240
FIGURA N° 62. CONTROL ELÉCTRICO DEL CIRCUITO DE PODER.....	242
FIGURA N° 63. CIRCUITO ELÉCTRICO DE PODER, CONEXIÓN DE DOS MOTORES EN ESTRELLA-DELTA. ....	243
FIGURA N° 64. CURVA CARACTERÍSTICAS DEL COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA A 50 (CC/REV).....	255
FIGURA N° 65.CURVA CARACTERÍSTICAS DEL COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA A 65 (CC/REV).....	257
FIGURA N° 66. CARACTERÍSTICAS DE EJE ESTRIADO SELECCIONADO. ....	261
FIGURA N° 67. VISTA ISOMÉTRICA DE MOTOR, DETALLE DE EJE ESTRIADO.....	261
FIGURA N° 68. SECCIÓN TRANSVERSAL DE PUERTOS.....	262

FIGURA N° 69.- CURVA CARACTERÍSTICAS DEL COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA A 65 (CC/REV).....	264
FIGURA N° 70. NOMENCLATURA DE PROTECCIÓN IP DE MOTORES ELÉCTRICOS.) .....	265
FIGURA N° 71. MOTORES DE APLICACIÓN GENERAL DE HIERRO FUNDIDO 50HZ. FUENTE: “CATÁLOGO DE MOTORES ELÉCTRICOS ABB” .....	268
FIGURA N° 72. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL SENSOR MAGNÉTICO DE PROXIMIDAD INDUCTIVO.....	271
FIGURA N° 73. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE VÁLVULAS DIRECCIONALES CON PILOTAJE ELÉCTRICO O DE SOLENOIDE.....	272
FIGURA N° 74. VÁLVULAS MODULARES ACCIONADAS POR SOLENOIDE.. .....	272
FIGURA N° 75. TABLA DE VÁLVULAS DIRECCIONALES.....	273
FIGURA N° 76. SELECCIÓN DE VÁLVULAS DIRECCIONALES.....	274
FIGURA N° 77. VÁLVULAS DE CONTROL DE FLUJO Y PRESIÓN. ....	275
FIGURA N° 78. CONFIGURACIONES DE VÁLVULAS DE CONTROL DE FLUJO. ....	276
FIGURA N° 79. MANÓMETRO ENERPAC GA45GC.....	277
FIGURA N° 80. CARACTERÍSTICAS DE MANÓMETRO ENERPAC.....	277
FIGURA N° 81. CONTADOR DE FLUJO SIEMENS SITRANS F M.....	278
FIGURA N° 82. BENEFICIOS DE CAUDALÍMETRO SIEMENS SITRANS F M .....	278
FIGURA N° 83. CARACTERÍSTICAS DE MANIFOLDS ENERPAC. ....	279
FIGURA N° 84. REFRIGERADOR ACEITE – AIRE. FUENTE CATALOGO HYDAC.....	280
FIGURA N° 85. GRÁFICA DE POTENCIA DE REFRIGERACIÓN ESPECÍFICA. ....	282
FIGURA N° 86. CUADRO DE CARACTERÍSTICAS DE REFRIGERADORES ACEITE-AIRE.....	283
FIGURA N° 87. CARACTERÍSTICAS DE FILTROS FL DE ENERPAC.....	284
FIGURA N° 88. MANGUERAS HIDRÁULICAS FLEXIBLES TRIAGLE, CATALOGO DICSA .....	284
FIGURA N° 89. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS MANGUERA FLEXIBLE TRIAGLE. CATALOGO DICSA.....	285
FIGURA N° 90. CONEXIONES ESTÁNDAR HEMBRA PARA TUBERÍAS FLEXIBLES. CATALOGO DICSA.....	285
FIGURA N° 91 CONEXIONES ESTÁNDAR MACHO PARA TUBERÍAS FLEXIBLES. CATALOGO DICSA.....	286
FIGURA N° 92. SECCIÓN TRANSVERSAL DE JUNTA HIDRÁULICA DE PISTÓN Y DE ALOJAMIENTOS. * FUENTE: CATÁLOGO DE JUNTAS HIDRÁULICAS TSS .....	287
FIGURA N° 93.-DISTRIBUCIÓN DE CARGA RADIAL. FUENTE: CATALOGO DE JUNTAS HIDRÁULICAS TSS .....	289
FIGURA N° 94. SECCIÓN TRANSVERSAL DE JUNTA HIDRÁULICA DE ANILLO Y DE ALOJAMIENTOS.....	290
FIGURA N° 95. SECCIÓN TRANSVERSAL DE JUNTAS HIDRÁULICAS DE VÁSTAGO Y DE ALOJAMIENTOS RECOMENDADOS POR EL FABRICANTE. ....	292
FIGURA N° 96. SECCIÓN TRANSVERSAL DE JUNTAS HIDRÁULICAS PRIMARIAS DE	

VÁSTAGO Y DE ALOJAMIENTOS RECOMENDADOS POR EL FABRICANTE.....	293
FIGURA N° 97. SECCIÓN TRANSVERSAL DE JUNTAS HIDRÁULICAS PRIMARIAS DE VÁSTAGO Y DE ALOJAMIENTOS RECOMENDADOS POR EL FABRICANTE.....	294
FIGURA N° 98. SECCIÓN TRANSVERSAL DE RASCADOR DE DOBLE EFECTO Y DE ALOJAMIENTOS RECOMENDADOS POR EL FABRICANTE. ....	296
FIGURA N° 99. SECCIÓN TRANSVERSAL DE JUNTA ESTÁTICA DUAL SEAL Y DE ALOJAMIENTOS RECOMENDADOS POR EL FABRICANTE. ....	297
FIGURA N° 100. RELÉ DE CONTROL MONOFÁSICO.....	299
FIGURA N° 101. RELÉ DE CONTROL TRIFÁSICO. ....	300
FIGURA N° 102. RELÉ DE TEMPORIZACIÓN. ....	301
FIGURA N° 103. RELÉ TÉRMICO DE SOBRECARGA TF140DU. ....	302
FIGURA N° 104. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE RELÉ DE SOBRE CARGA. ....	303
FIGURA N° 105. PULSADOR DE START.....	303
FIGURA N° 106. PULSADOR DE STOP.....	304
FIGURA N° 107. BLOQUE DE CONTACTOS NO Y NC.....	304

#### ***ÍNDICE DE TABLAS***

TABLA N° 1- CLASIFICACION DE CHATARRA DE ACERO A GRANEL .....	25
TABLA N° 2 - CHATARRA DE ACERO EN PAQUETES .....	26
TABLA N° 3 - CHATARRA DE ACERO EN BRIQUETAS .....	26
TABLA N° 4 - LISTA DE EXIGENCIAS DEL PROYECTO .....	39
TABLA N° 5 - BLACK BOX.....	46
TABLA N° 6 : PRINCIPIOS TECNOLÓGICOS DE “PROCESO DE ADMISIÓN DE CHATARRA”.....	49
TABLA N° 7 : PRINCIPIOS TECNOLÓGICOS DE “PROCESO DE PRIMERA COMPACTACIÓN” .....	49
TABLA N° 8: PRINCIPIOS TECNOLÓGICOS DE “PROCESO DE SEGUNDA COMPACTACIÓN” .....	50
TABLA N° 9 : PRINCIPIOS TECNOLÓGICOS DE “PROCESO DE TERCERA COMPACTACIÓN” .....	50
TABLA N° 10: PRINCIPIOS TECNOLÓGICOS DE “PROCESO DE EXPULSIÓN DEL PAQUETE” .....	51
TABLA N° 11: PRINCIPIOS TECNOLÓGICOS DE “PROCESO DE RETRACCIÓN DE LOS PISTONES” .....	51
TABLA N° 12 : MATRIZ MORFOLÓGICA.....	52
TABLA N° 13 : CONCEPTO ÓPTIMO Y VARIANTES QUE LO CONDICIONAN .....	53
TABLA N° 14 : DIAMETROS DE VASTAGOS CALCULADOS .....	60
TABLA N° 15: DESCRIPCIÓN DE AJUSTES RECOMENDABLES MEDIANTE EL SISTEMA DEL AGUJERO BASE (ANSI B4.2) .....	61
TABLA N° 16: SELECCIÓN DE GRADOS DE TOLERANCIA INTERNACIONALES EN	

SERIE MÉTRICA (ANSI B4.2) .....	62
TABLA N° 17: DEVIACIONES FUNDAMENTALES ( $\delta F$ ) PARA EJES EN SERIE MÉTRICA (ANSI B4.2) .....	62
TABLA N° 18: DIAMETROS MÁXIMOS Y MINIMOS DE BRIDAS GUÍA Y VASTAGOS EN SISTEMA MÉTRICO .....	64
TABLA N° 19: DIAMETRO DE CILINDROS CALCULADOS .....	76
TABLA N° 20 : PROPIEDADES DEL ACERO DIN AISI1045.....	81
TABLA N° 21: RESUMEN DE DIMENSIONES PARA ESPESORES DE PARED DEL CILINDRO Y BRIDA TRASERA .....	82
TABLA N° 22: AREAS DE ESFUERZOS DE ROSCAS ESTANDAR AMERICANO .....	83
TABLA N° 23: VALORES DE LOS FACTORES DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS, K, PARA CIERTO TIPO DE UNIONES.....	84
TABLA N° 24: VALORES DE LOS FACTORES DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS, KF, EN PERNOS SOMETIDOS A CARGAS DE TRACCIÓN .....	84
TABLA N° 25: ESPECIFICACIONES SAE PARA MATERIALES DE PERNOS .....	85
TABLA N° 26: ESPECIFICACIÓN ASTM PARA MATERIALES DE PERNOS .....	86
TABLA N° 27: RESUMEN DE PERNOS CALCULADOS .....	101
TABLA N° 28: FACTOR DE SEGURIDAD PARA CONFIGURACION DE CARGA .....	113
TABLA N° 29: CARACTERÍSTICAS DE PERNOS GRADO SAE 5 .....	174
TABLA N° 30: SELECCIÓN DE PERNOS.....	176
TABLA N° 31. DIMENSIONES DE TUERCAS HEXAGONALES ESTÁNDAR S.I. ....	177
TABLA N° 32 DIMENSIONES DE ARANDELAS PLANAS ESTÁNDAR S.I.....	178
TABLA N° 333. DIMENSIONES DE ARANDELAS PLANAS STANDAR .....	201
TABLA N° 34.- DIMENSIONES DE TORNILLOS DE CABEZA HEXAGONAL .....	202
TABLA N° 35. CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL ANALIZADO .....	206
TABLA N° 36. TABLA DE REACCIONES Y MOMENTOS -BANCADA.....	208
TABLA N° 37. TABLA DE ESFUERZOS RESULTANTES - BANCADA.....	208
TABLA N° 38. TABLA DE DESPLAZAMIENTOS - BANCADA .....	209
TABLA N° 39. TABLA DE REACCIONES Y MOMENTOS –TAPA PRESORA.....	210
TABLA N° 40. TABLA DE ESFUERZOS RESULTANTES – TAPA PRESORA .....	212
TABLA N° 41. TABLA DE DESPLAZAMIENTO – TAPA PRESORA.....	212
TABLA N° 42. TABLA DE FUERZAS Y MOMENTOS - CORREDERAS .....	213
TABLA N° 43. TABLA DE ESFUERZOS RESULTANTES - CORREDERAS.....	215
TABLA N° 44. TABLA DE DESPLAZAMIENTO - CORREDERAS.....	215
TABLA N° 45. TABLA DE FUERZAS Y MOMENTOS – COMPUERTA DE EXPULSION .....	217
TABLA N° 46. TABLA DE ESFUERZO RESULTANTES – COMPUERTA DE EXPULSION.....	218
TABLA N° 47. TABLA DE DESPLAZAMIENTO – COMPUERTA DE EXPULSIÓN .....	218
TABLA N° 48. TABLA DE FUERZAS Y MOMENTOS. EJE PIVOT.....	220

TABLA N° 49. TABLA DE ESFUERZOS RESULTANTES. EJE PIVOT .....	221
TABLA N° 50. TABLA DE DESPLAZAMIENTO - EJE PIVOT .....	221
TABLA N° 51: CÁLCULO DE CAUDAL TEÓRICO DEL SISTEMA .....	223
TABLA N° 52: TIEMPOS Y VELOCIDADES DE PISTONES .....	224
TABLA N° 53. TABLA DE VOLÚMENES INTERNOS DEL SISTEMA .....	229
TABLA N° 54. TABLA DE COEFICIENTES “K” PARA PERDIDA DE CARGA SINGULARES.....	249
TABLA N° 55 : ESPECIFICACIONES ESTÁNDAR DE BOMBAS PGP/PGM 640 .....	253
TABLA N° 56: CARGAS DE EJE DE BOMBA TIPO PGP/PGM 600 .....	260
TABLA N° 57: DIMENSIONES DE PUERTOS .....	262
TABLA N° 58: CODIGO DE PÉDIDO FINAL DE BOMBA SELECCIONADA .....	263
TABLA N° 59: DESIGNACIÓN IP - PRIMER DÍGITO .....	265
TABLA N° 60: DESIGNACIÓN IP - SEGUNDO DÍGITO .....	266
TABLA N° 61: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE TURCON GLID RING .....	287
TABLA N° 62: SELECCIÓN DE EMPAQUETADURA CENTRAL DEL ÉMBOLO TURCON GLIDRING .....	288
TABLA N° 63: ESPECIFICACIONES TECNICAS DE AROS ZURCON SLYDRING.....	290
TABLA N° 64: SELECCIÓN DE AROS GUÍA PARA ÉMBOLO ZURCON SLYDRING...291	
TABLA N° 65: MÁXIMA CARGA RADIAL .....	292
TABLA N° 66: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE JUNTAS DE VÁSTAGO TURCON STEPSEAL 2K .....	293
TABLA N° 67: SELECCIÓN JUNTAS DE VASTAGO TURCÓN STEPSEAL 2K.....	294
TABLA N° 68: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE JUNTAS DE VÁSTAGO ZURCON RIMSEAL.....	295
TABLA N° 69: SELECCIÓN JUNTAS DE VÁSTAGO ZURCÓN RIMSEAL .....	296
TABLA N° 70: SELECCIÓN JUNTAS DE ELEMENTO RASCADOR DE DOBLE EFECTO ZURCON DA22 .....	297
TABLA N° 71: SELECCIÓN JUNTAS ESTÁTICAS DUAL SEAL.....	297
TABLA N° 72. ANÁLISIS DE GASTOS GENERALES .....	305
TABLA N° 73. PRESUPUESTO DE LA MÁQUINA .....	306
TABLA N° 74. DATOS TÉCNICOS DE MOTOR WEG W22 DE 37KW .....	309
TABLA N° 75. OPCIONES TARIFARIAS EN BAJA TENSION 220V EN SOLES.....	311
TABLA N° 76. TARIFA ELECTRICA PARA BAJA TENSION .....	312
TABLA N° 77. CARACTERÍSTICAS DE SERVICIO DE LA MAQUINA .....	314

## CAPITULO I

### GENERALIDADES

#### 1.1. ANTECEDENTES DEL TEMA

El reciclaje de los metales contribuye significativamente a no empeorar el entorno medioambiental actual. Al reciclar chatarra, se reduce significativamente la contaminación de agua, aire y los desechos de la minería en un 70 por ciento. Asimismo, obtener aluminio reciclado reduce un 95 por ciento la contaminación del aire, ahorra un 90 por ciento de la energía consumida al elaborarlo y contribuye a la menor utilización de energía eléctrica, en comparación con el procesado de materiales vírgenes.



**Figura N° 1:** *Ciclo del Metal. Fuente: Página web de SIDERPERU – GERDAU (www.siderperu.com.pe)*

Esta tesis va dirigida a una de las fases del proceso de reciclaje de metales ferrosos y no ferrosos, para la que se necesita de un proceso de reducción volumétrica para la movilización sencilla de paquetes de chatarra.

Las máquinas utilizadas para la compactación de chatarra y el embalado metálico constan de un sistema hidráulico en general ya que estos pueden llegar a grandes presiones de compactación a costos menores que sistemas neumáticos y con menor esfuerzo de los componentes con respecto a sistemas mecánicos.

Estas máquinas se definen por su tipo de accionamiento y capacidad. En los siguientes capítulos se definirán las características detalladas de la máquina a diseñar.

## **1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA**

Una vez que la vida del acero llega a su fin, se convierte en chatarra. Esta chatarra, no es más que un contaminante para el mundo, ya que es un material que, debido a su composición y magnitud aporta de manera negativa a la aglomeración del mismo en basureros y rellenos sanitarios.

La chatarra metálica acumulada ocupa grandes volúmenes debido a la variedad de formas y acumulación desordenada de la misma que al final significan un problema de espacio y de tiempo al momento de hacer movilizaciones para el reciclaje.

Un usuario que tiene su micro o pequeña empresa manufacturera podría significar también un problema el acumular su chatarra y tener que hacer varios viajes en camiones a centros de reciclaje ubicados estratégicamente en el país, pues estas son abastecidas de proveedores formales y estos son abastecidos de proveedores informales, pues se considera al usuario como un potencial proveedor informal por lo que sería muy

beneficioso para el mismo contar con una máquina de compactación de chatarra o embaladora de chatarra dentro de su patio mecánico o nave industrial.

### **1.3. OBJETIVOS**

#### **1.3.1. OBJETIVOS GENERALES**

Diseñar una máquina capaz de embalar la chatarra metálica mediante procesos de reducción volumétrica de tal manera de que como producto final tengamos un paquete comprimido de chatarra metálica de fácil almacenamiento y manipuleo.

#### **1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Desarrollar un sistema hidráulico capaz de comprimir cuerpos metálicos dentro de una cámara de compresión triarías.
- Desarrollar un sistema de control oleo hidráulico para su operación.
- Mostrar una guía de diseño de sistemas hidráulicos en general.

### **1.4. JUSTIFICACIÓN**

En Para ser un proveedor de chatarra, se debe tener presente lo siguiente <sup>(1)</sup>:

- Seguridad en la carga
- Cargar chatarra de un solo tipo o compartida
- Evitar impurezas en la carga
- Cargar solo materiales aceptados mediante condiciones pre establecidas.

En el Perú contamos con tres empresas dedicadas al reproceso masivo de metales inservibles:

---

<sup>1</sup> Página principal de SiderPerú ( <http://www.sider.com.pe> )

• **ACEROS AREQUIPA<sup>2</sup>**: Cuya planta de reciclaje se encuentra en la ciudad de Ica (Pisco), Debido a la alta demanda de chatarra, Aceros Arequipa cuenta con una planta de recolección de chatarra en Lima, ubicada en la Av. Argentina en el distrito del Callao. Esta planta compra la chatarra a los depósitos, que a su vez son compradores de pequeños recolectores de chatarra. El centro de acopio de Lima, clasifica ésta chatarra, y la prensa para poder ser enviada a la planta de Pisco. Los proveedores de este centro pueden ser de Lima como a nivel nacional; la chatarra puede llegar de Cuzco, del norte, e inclusive de Iquitos.

• **SIDERPERU - GERDAU<sup>3</sup>**: Cuya planta de reciclaje se encuentra en la ciudad de Chimbote. Gerdau es la más grande recicladora de Latinoamérica, contribuyendo a la preservación del medio ambiente y a la reducción de la cantidad de material depositado en rellenos y locales inadecuados. En SIDERPERU, los co-productos generados son reciclados por la industria siderúrgica o por otros sectores de la economía. Aprovecha los materiales metálicos para la producción de acero principalmente y de algunos metales no ferrosos para aleaciones, los materiales no reaprovechados se envían a relleno industrial aprobado por las autoridades ambientales que siguen rigurosamente la legislación vigente.

• **MEPSA (Metalurgia del Perú S.A.)<sup>4</sup>**: Cuya planta de reciclaje se encuentra en la ciudad de Lima. Ofrece soluciones técnicas y de ingeniería de desgaste para el sector metalúrgico, minero e industrial a nivel mundial, produciendo y comercializando bolas de molienda y piezas de gran tonelaje y precisión con el metal reciclado, adecuando procesos y materiales a las necesidades de cada cliente.

---

<sup>2</sup> Artículo Final: Reciclaje, Aceros Arequipa ( <https://grupo6dso.wordpress.com> )

<sup>3</sup> Página principal de SiderPerú ( <http://www.sider.com.pe> )

<sup>4</sup> Página principal de MEPSA ( <http://www.mepesa.com> )

### 1.5. ALCANCES Y LIMITACIONES

El siguiente proyecto mostrará el diseño de una máquina compactadora de chatarra que consta de 3 pistones hidráulicos principales de compresión axial, y pistones hidráulicos auxiliares de accionamiento de la puerta de expulsión y de los seguros de la tapa prensora.

El diseño de la máquina consta de selección de materiales adecuados, cálculo de pistones hidráulicos para su construcción, cálculo estructural de la bancada, ejes, diseño del tanque de aceite, selección de equipos eléctricos, selección de empaquetaduras de los pistones hidráulicos, circuitos de control eléctricos y oleo hidráulicos. El diseño se plasmará en diseño 3D virtual en CAD.

Una de las limitaciones de este proyecto es la admisión de chatarra, ya que la máquina se complementa con una tolva con sensor de peso, para controlar la densidad exacta del paquete final, debido a que este proyecto se la enfocado en el diseño de la máquina de compactación no se conseguirá paquetes exactamente cúbicos, pero si la densidad mínima requerida de cada paquete. Se puede tener un control de peso auxiliar en una balanza externa para así lograr paquetes de las mismas dimensiones.

Otra limitación es el tipo de chatarra a compactar debe de ser seleccionada por sus dimensiones antes de entrar a la cámara de compactación en los capítulos posteriores se analizarán estas restricciones.

Se cuenta como limitación de este proyecto también la implementación de la automatización electrónica el enfoque se realiza es el de un control electrohidráulico que es eficiente.

## CAPITULO II

### MARCO TEÓRICO

#### 2.1. MARCO CONCEPTUAL GENERAL

##### 2.1.1. PROCESAMIENTO DE CHATARRA METALICA:

Primero definimos chatarra metálica como el residuo sólido metálico ferroso o no ferroso. Estos residuos son altamente reciclables especialmente los residuos ferrosos, los cuales son de fácil selección magnética, y los residuos no ferrosos de metales como el cobre, oro estaño, zinc, etc.

Las máquinas que tienen como finalidad el reciclaje del metal se dividen dependiendo del proceso de reciclaje y las características de los equipos según su función.

##### 2.1.2. PROCESO DE RECICLAJE DE RESIDUOS METALICOS

- **ACUMULACION:** Los metales se acumulan en pilas de acopio de chatarra metálica, dentro de una industria que tenga residuos metálicos o planta de reciclaje de residuos metálicos.

- **CLASIFICACION:** Consta de la selección de los diversos metales por su tamaño y por su clase para poder ser almacenados en el futuro.
- **ALMACENAMIENTO:** Se realiza una reducción volumétrica previa para el almacenamiento de los residuos metálicos para poder ser almacenados y movilizados de manera fácil y ordenada. (Máquinas hidráulicas para reducción volumétrica)
- **MOVILIZACION:** Los residuos metálicos se transportan a la planta para la siguiente de reciclaje.
- **CONMINUCION:** Los residuos metálicos comprimidos pasan por un proceso de trituración hasta un tamaño de partícula seleccionable para diferir los distintos tipos de metales a su estación de reciclaje correspondiente.
- **SELECCIÓN SEGÚN COMPOSICIÓN:** En este proceso se separa los residuos metálicos ferrosos de los no ferrosos, con el uso de electroimanes se procede a separar sencillamente los metales ferrosos de los no ferrosos siguiendo su camino independiente en el ciclo de reciclaje.
- **FLOTACIÓN ELECTROLÍTICA:** los residuos metálicos pasan por un proceso de inmersión en agua bajo efectos de electricidad y reactivos químicos con la finalidad de que los metales más livianos queden flotando en la superficie de la mezcla obteniendo que el metal se concentre en la parte inferior del ciclón, este proceso se lleva a cabo en celdas de flotación, al igual que en procesos de selección de mineral en la gran minería.
- **FUNDICIÓN:** El metal ya seleccionado pasa por un proceso de calentamiento crítico al punto de cambio de fase del metal para poder ser fusionado con metal compatible reciclado para luego ser tratado térmicamente con enfriamientos rápidos o lentos dependiendo de las características de dureza, ductilidad o tenacidad que se requiera en

moldes de forma homogénea para su facilidad en el transporte a su siguiente fase de proceso de manufactura o para transporte virtual.

• **PROCESOS DE MANUFACTURA:** Estos bloques de acero moldeado pasan a su siguiente fase de deformación plástica pudiendo ser por diversos métodos por lo general calentando el metal a temperaturas críticas de cambio de fase, estas son: fundición, laminado, forjado entre los más comunes.

*\*El proyecto de tesis va dirigido al proceso de almacenamiento inicial de los residuos metálicos no seleccionados por su composición, para este proceso se utilizan equipos de enfardado hidráulico o de compactación.*

### 2.1.3. CHATARRA<sup>5</sup>

El manipuleo y el transporte de la chatarra se realizan casi siempre de una manera ineficiente, debido a las características físicas de la chatarra. Mediante el uso de grúas y camiones se traslada hacia las fundiciones. La chatarra se debe clasificar previamente, a fin de lograr un conjunto de elementos de propiedades similares que permitan obtener una fundición de un metal homogéneo. Con un proceso previo de reducción de tamaño (corte, aplastamiento, doblado, etc.) se mejora el transporte, el manipuleo y se aprovecha mejor los espacios. En la chatarra clasificada, de planchas delgadas, este procedimiento previo se puede lograr, empleando un compactador de chatarra, el mismo que permite confinar la chatarra en un volumen determinado, de tal manera que al reducir sus dimensiones, mediante la acción de cilindros hidráulicos, se produce el aplastamiento de la chatarra y el proceso de compactación.

---

<sup>5</sup> Norma Técnica Peruana ITINTEC 341.148:1982

#### 2.1.4. CONDICIONES GENERALES DE LA CHATARRA <sup>[6]</sup>

La chatarra de cualquiera de las clasificaciones indicadas estará libre de materiales no ferrosos tales como estaño, plomo, cobre, cinc, bronce, latón, etc., e impurezas, tierra, goma, trapos, madera, etc., así como también de materiales excesivamente oxidados o quemados, maraña de alambre, latas, amortiguadores armados, barrido de taller, viruta, laminilla y bimetálicos, excepto en los casos en que se indica expresamente otra cosa. En caso de contener alambre, éste se presentará fuertemente atado. No se admitirán piezas de fundición de hierro gris, maleable, u otra de cualquier origen. No se admitirá material estañado, cincado, etc., aunque haya sido previamente quemado para eliminar los recubrimientos, excepto en los casos en que se indica expresamente otra cosa. No se admitirán recubrimientos de pinturas nitro celulósicos, proyectiles, bombas, granadas, envases de gases que no estén abiertos, tanques de automotores, amortiguadores, unidades selladas de artefactos domésticos y en general, recipientes cerrados, que puedan provocar accidentes durante la manipulación o empleo de la chatarra. No se admitirán elementos de aleación que resulten nocivo en los procesos siderúrgicos, ni tampoco residuos de escorias o fundiciones tales como fondos de cuchara, derrames, bloques, etc. En los pedidos de chatarra de acero, el comprador deberá indicar:

- a) Cantidad pedida, en toneladas.
- b) Tipo de chatarra.
- c) Dimensiones de los paquetes (cuando corresponda, y mediante acuerdo previo).
- d) Requisitos opcionales o especiales, si se requieren.

---

<sup>6</sup> Norma Técnica Peruana ITINTEC 341.148:1982

## 2.1.5. CLASIFICACIÓN DE LA CHATARRA <sup>[7]</sup>

### 2.1.5.1. CLASIFICACIÓN SEGÚN ORIGEN:

- **Chatarra de Acero al Carbono**

Es el material constituido ya sea por desperdicios y/o desechos de acero, provenientes de los procesos de fabricación o transformación, o por materiales de acero al carbono en desuso, y utilizable sólo para fusión.

- **Chatarra de Acero Interno o de Recirculación**

Es aquella que se produce en las propias plantas durante los procesos de fabricación de acero al carbono, fundición, laminación, forja, etc.

- **Chatarra de Acero de Transformación Industrial**

Es aquella que se produce en las industrias de transformación de los productos siderúrgicos, constituida por recortes, virutas, piezas defectuosas y otros desperdicios y/o desechos.

- **Chatarra de Acero de Recuperación**

Es aquella constituida por materiales en desuso.

La chatarra de acero se clasificará según los criterios siguientes relacionados con su forma de presentación:

A - Chatarra de acero que se presenta a granel.

B - Chatarra de acero que se presenta en paquetes.

C - Chatarra de acero que se presenta en briquetas.

---

<sup>7</sup> Norma Técnica Peruana ITINTEC 341.148:1982

**TABLA N° 1- CLASIFICACION DE CHATARRA DE ACERO A GRANEL**

<b>CLASE</b>	<b>DESCRIPCION</b>
<b>CHATARRA DE ACERO A-I</b>	Es la chatarra de acero de 9 mm. o más de espesor sin dimensionar.
<b>CHATARRA DE ACERO A-I-1</b>	Es la chatarra de acero de 9 mm. o más de espesor y en trozos de tamaño máximo de 1,50 m. x 0,50 m.
<b>CHATARRA DE ACERO A-I-2</b>	Es la chatarra de acero de 9 mm. o más de espesor y en trozos de tamaño máximo de 0,50 m x 0,50 m.
<b>CHATARRA DE ACERO A-I-3</b>	Es la chatarra de acero de 9 mm. o más de espesor y en trozos de tamaño máximo de 0,30 m. x 0,30 m.
<b>CHATARRA DE ACERO A-2</b>	Es la chatarra de acero de espesores iguales o mayores a 6 mm. e inferior a 9 mm., sin dimensionar.
<b>CHATARRA DE ACERO A-2-1</b>	Es la chatarra de acero de espesores iguales o mayores a 6 mm. e inferior a 9 mm. y en trozos de tamaño máximo de 1,50 m. x 0,50 m.
<b>CHATARRA DE ACERO A-2-2</b>	Es la chatarra de acero de espesores iguales o mayores a 6 mm. e inferior a 9 mm. y en trozos de tamaño máximo de 0,50 m. x 0,50 m.
<b>CHATARRA DE ACERO A-2-3</b>	Es la chatarra de acero de espesores iguales o mayores a 6 mm. e inferior a 9 mm. y en trozos de tamaño máximo de 0,30 m. x 0,30 m.
<b>CHATARRA DE ACERO A-3</b>	Es la chatarra de acero de espesores iguales o mayores a 3 mm. e inferior a 6 mm. sin dimensionar.
<b>CHATARRA DE ACERO A-3-1</b>	Es la chatarra de acero de espesores iguales o mayores a 3 mm. e inferiores a 6 mm. y en trozos de tamaño máximo de 1,50 m. x 0,50 m.
<b>CHATARRA DE ACERO A-3-2</b>	Es la chatarra de acero de espesores iguales o mayores a 3 mm. e inferior a 3 mm. y en trozos de tamaño máximo de 0,50 m. x 0,50 m.
<b>CHATARRA DE ACERO A-3-3</b>	Es la chatarra de acero de espesores iguales o mayores a 3 mm. e inferior a 6 mm. y en trozos de tamaño máximo de 0,30 m x 0,30 m.
<b>CHATARRA DE ACERO A-4</b>	Es la chatarra de acero de espesor menor 3 mm. sin dimensionar.
<b>CHATARRA DE ACERO A-4-1</b>	Es la chatarra de acero de espesor menor a 3 mm. y en trozos de tamaño máximo de 1,50 m. x 0,50 m.
<b>CHATARRA DE ACERO A-4-2</b>	Es la chatarra de acero de espesor menor a 3 mm. y en trozos de tamaño máximo de 0,50 m. x 0,50 m.

*Fuente: Norma técnica peruana ITINTEC 341.148:1982*

**TABLA N° 2 - CHATARRA DE ACERO EN PAQUETES**

<b>CLASES</b>	<b>DESCRIPCION</b>
<b>CHATARRA DE ACERO B-1</b>	Es la chatarra de acero compuesto por trozos o recortes de planchas laminada en frío o decapada, prensada por la industria automotriz, con una densidad mínima del paquete, de 1,2 t/m <sup>3</sup> y un tamaño que se establece por acuerdo previo.
<b>CHATARRA DE ACERO B-2</b>	Es la chatarra de acero compuesto por trozos o recortes de plancha negra y/o decapada nueva, limpia, sin recubrimientos, prensada y fuertemente comprimida, con una densidad mínima del paquete, de 1,2 t/m <sup>3</sup> . No debe incluir planchas para uso eléctrico o cualquier otro material con más de 0,50% de silicio (Si). Su tamaño se establece por acuerdo previo.
<b>CHATARRA DE ACERO B-3</b>	Es la chatarra de acero constituida exclusivamente por hojalata proveniente de fábricas de envases para alimentos, fluidos, etc., desestañada únicamente por medios químicos o electrolíticos que puedan asegurar un contenido de estaño menor de 0,20%. Sn, prensada y fuertemente comprimida, con una densidad mínima del paquete, de 1,2 t/m <sup>3</sup> , y un tamaño que se establece por acuerdo previo.
<b>CHATARRA DE ACERO B-4</b>	Es la chatarra de acero constituida por planchas en desuso, con poco óxido, cincadas y/o negras, que no contiene virutas, envases o trozos de hojalata, prensada y fuertemente comprimida, con una densidad mínima de paquete, de 1,2 t/m <sup>3</sup> , y un tamaño que se establece por acuerdo previo.
<b>CHATARRA DE ACERO B-5</b>	Es la chatarra de acero constituida por planchas en desuso, con poco óxido, cincadas y/o negras, prensadas y fuertemente comprimidas, con una densidad mínima del paquete, de 1,2 t/m <sup>3</sup> , y un tamaño que se establece por acuerdo previo.
<b>CHATARRA DE ACERO B-6</b>	Es la chatarra de acero constituida por planchas en desuso, pudiendo incluir enlozados, latas de basural y envases de hojalata, pero libre de tierra, objetos extraños, metales no ferrosos, materiales no metálicos, prensada y fuertemente comprimida, con una densidad mínima del paquete, de 1,2 t/m <sup>3</sup> , y un tamaño que se establece por acuerdo previo.

*Fuente: Norma técnica peruana ITINTEC 341.148:1982*

**TABLA N° 3 - CHATARRA DE ACERO EN BRIQUETAS**

<b>CLASE</b>	<b>DESCRIPCION</b>
<b>CHATARRA DE ACERO C-1</b>	Es la chatarra compactada en briquetas de virutas de acero al carbono, de forma homogénea con una densidad no menor de 5 Kg/dm <sup>3</sup> , que no contiene aglomerantes y/o ligantes y cuyo contenido de inclusiones no metálicas tales como tierra, aceite, arena, etc., no excede del 3%.

*Fuente: Norma técnica peruana ITINTEC 341.148:1982*

### **2.1.6. RESISTENCIA AL MANIPULEO <sup>[8]</sup>**

La chatarra de acero en paquetes deberá resistir sin romperse ni deshacerse el paquete, 2 caídas sobre un piso de cemento, desde una altura de 10 m. La chatarra de acero en briquetas deberá resistir una caída sobre un piso de cemento desde una altura de 2m., sin agrietarse ni partirse, admitiéndose solamente una disgregación no mayor de 2,5% de la masa total de la briketa ensayada. La chatarra de acero en briquetas no deberá contener más de 0,10% azufre y fósforo en total, teniendo como máximo 0,05% de azufre.

#### **A) INSPECCIÓN Y RECEPCIÓN:**

Las condiciones de inspección y recepción, así como aceptación o rechazo, se establecerán por convenio previo, limitándose a las características específicas de los tipos de chatarra que establece la Norma técnica peruana ITINTEC 341.148:1982

#### **B) MÉTODOS DE ENSAYO:**

Los métodos de ensayo que se emplean para verificar las características de la chatarra se establecen por convenio previo, excepto para aquellos ensayos, como el de resistencia al manipuleo, que se han indicado. Para la determinación del contenido de azufre, indicado, se emplearán las Normas ITINTEC 341.015 y 341.016.

### **2.1.7. MÉTODOS PARA EL MANIPULEO DE LA CHATARRA <sup>[9]</sup>**

Casi todo el material ferroso y no ferroso que se usa en la actualidad como chatarra se procesa enfardando, cizallando o desmenuzando. El enfardado por ejemplo, se logra

---

<sup>8</sup> Norma Técnica Peruana ITINTEC 341.148:1982

<sup>9</sup> Norma Técnica Peruana ITINTEC 341.148:1982

mediante una preparación previa del material a granel que consiste en clasificarlo y limpiarlo para luego ser depositado en las prensas enfardadoras. Cuando se trata de enfardar chatarra voluminosa y de forma difícil hay necesidad de recortar previamente el material para obtener pedazos más uniformes, este trabajo se realiza mediante cizallas hidráulicas de gran rendimiento. La alimentación de las prensas enfardadoras se efectúa según las necesidades (peso y volumen) y puede ser en forma continua con ayuda de fajas transportadoras (fábricas de automóviles), mediante grúas (grandes patios de chatarra) o simplemente en forma manual con ayuda de palas u otras herramientas.

El desmenuzamiento en cambio, ya es un tratamiento mucho más elaborado y como su nombre lo indica produce material en trozos de buena forma, pequeños, densos y de fácil manipulación, más limpios y más libres de materiales no ferrosos. Lógicamente este tratamiento requiere tecnología más sofisticada que trae consigo mayores costos de inversión. Para el desmenuzamiento se procede a cargar los materiales de chatarra en bruto (en el estado en que son suministrados) por medio de grúas equipadas con grandes cucharas sobre un transportador de acero que se desplaza hasta el desmenuzador-Inmediatamente después del desmenuzamiento, la primera separación magnética eleva el acero desmenuzado y lo separa de la suciedad, de los materiales no ferrosos, del caucho, etc. Luego siguen dos etapas más de limpieza, en forma magnética y con ciclones de aire, aspirando éstos últimos la mayor parte de la suciedad suelta y liviana. En nuestro país, en las chatarrerías de Lima por ejemplo, se procesa principalmente chatarra liviana que consiste en su mayoría de todo tipo de envases de hojalata, en especial de envases de leche evaporada, que son recolectados de los basurales con ayuda de triciclos o simplemente en forma manual en sacos y bolsas. Estas latas antes de ser compactadas son quemadas para eliminar todo el papel y el

barniz que puedan contener. Por otro lado, algunas de las empresas que tienen desperdicios metálicos de sus procesos de fabricación (procesos de estampado, utilización de hojalata, etc.), cuentan con pequeñas prensas enfardadoras para empaquetar dichos desperdicios y obtener así mejores precios en la venta de éstos. La chatarra ya compactada es transportada a las acerías, y fundiciones por lo general en camiones o camionetas.

### **2.1.8. CARACTERÍSTICAS DE LOS EQUIPOS DE COMPACTACIÓN**

La línea de prensas empaquetadoras de desechos metálicos es amplia y considera casi completamente las necesidades del mercado mundial. La gran mayoría de los equipos de compactación están diseñados con sistemas hidráulicos, debido principalmente a las ventajas que estos sistemas ofrecen para transmitir grandes fuerzas con sencillez. Por otro lado, muchos de estos equipos son construidos con cizallas que facilitan el recorte de materiales sobrantes. De esta forma, los equipos de compactación pueden ser divididos según el número de direcciones en las cuales se ejerce la presión, o sea, según cuantas etapas de prensado distintas se requiere para que quede compactada la chatarra. La escala se extiende desde prensas de acción simple hasta aquellas de cuatro etapas de prensado.

Algunas ventajas de los sistemas de compactación hidráulicos:

- Los sistemas hidráulicos permiten transmitir grandes fuerzas con facilidad y sencillez en el control.
- Se obtiene simplificación estructural con notable reducción del espacio y peso.
- Se requiere poco mantenimiento y las reparaciones se efectúan con rapidez.

## 2.1.9. CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN DE LOS EQUIPOS DE COMPACTACIÓN

### 2.1.9.A. PRENSAS DE ACCIÓN SIMPLE



**Figura N° 2:** *Maquina compactadora de metal de acción simple. Fuente: catálogo de ENERPAT*

Son fabricadas para usos especiales como por ejemplo aquellas que se emplean especialmente para la formación de paquetes de aluminio o las prensas que comprimen carrocerías de automóviles aplanándolas. Estas últimas, llamadas aplastadoras de autos, se emplean para prensar los autos viejos muy voluminosos y difícilmente transportables reduciéndolos a una altura de cerca de 300 mm. y disminuyendo así los costos de transporte.

### 2.1.9.B. PRENSAS DE ACCION DOBLE



**Figura N° 3:** *Maquina compactadora de metal de acción doble. (Se puede apreciar que la compuerta de expulsión se encuentra en la parte frontal de la cámara de compactación) Fuente: catálogo de Advance Hydrau-Tech PVT.LTD.*

Las prensas empaquetadoras de acción doble se fabrican para cantidades menores de chatarra y comprimen bidimensionalmente a ésta por medio de una tapa prensora y un empujador horizontal. Por otro lado, existen también las prensas de acción doble con cizallamiento que recorta y compacta la chatarra con ayuda de dos empujadores horizontales, El empujador pre compactador tiene arriba una cubierta de chapa protectora del largo del recorrido del empujador que esta rígidamente unida a la chapa de prensado. Como la cubierta se mueve con el empujador protege el émbolo siendo posible cargar chatarra sobre dicha chapa mientras el empujador se encuentra en la posición más adelantada.

### 2.1.9.C. PRENSAS DE ACCION TRIPLE



**Figura N° 4:** Máquina compactadora de metal de acción triple. (Máquina elegida para el diseño por sus características) Fuente: catálogo de Advance Hydrau-Tech PVT.LTD.

Las prensas con tapa de acción triple, por otro lado, son prensas universales para ser empleadas en el patio de chatarra. Ellas elaboran todos los tipos posibles de chatarra prensable según el tamaño. Mediante la manipulación de la tapa de prensado de la prensa (dispuesta con un eje bisagra) y con el empujador de prensado previo es posible elaborar también trozos difíciles de chatarra en forma de paquetes muy densos. Por otro lado, estas máquinas se emplean también en plantas incineradoras de basura, debiendo prensar la chatarra metálica que ha sido separada de la basura y de los residuos de incineración. Como este tipo de prensa enfardadora es el tema del presente trabajo sus características y forma de funcionamiento se presenta en capítulos posteriores.

### **2.1.10. DETERMINACIÓN DEL TIPO DE PRENSA Y DE SU ACCIONAMIENTO**

Como ya se ha mencionado, el proyecto se orienta a la compactación de desechos metálicos livianos, ya sean desechos nuevos de chapa como de desperdicios metálicos de basurales. Concretamente se trata de una prensa enfardadora de mediana capacidad y que pueda ser utilizada en patios de chatarra, fábricas, plantas incineradoras de basura, etc. Para las necesidades mencionadas se puede emplear prensas empaquetadoras de acción doble con tapa prensora como prensas de acción triple también con tapa. Las prensas enfardadoras apisonadoras no son las más adecuadas ya que se diseñan para gran producción en serie. Por otro lado, las prensas de acción doble con tapa son pequeñas y de poca capacidad, por esta razón se emplean en pequeños patios de chatarra y principalmente para chatarra no ferrosa.

Elegimos una máquina de triple compresión debido a su mayor complejidad para el diseño para fines didácticos y por su notable eficiencia comparada con máquinas de compresión simple y doble.

## CAPÍTULO III

### METODOLOGÍA DE DISEÑO DE LA MÁQUINA

#### 3. METODOLOGÍA DE DISEÑO<sup>10</sup>

Para el diseño de la máquina se utilizará el método normalizado VDI 2222. Este método no requiere experiencia del diseñador en el proceso y además de que se permite la optimización de cada fase aun cuando se haya pasado ya por ellas, esto presenta una ventaja para el diseñador novato. Las principales fases de este método son:

1. **PLANEAMIENTO O DETALLE DEL PROBLEMA:** En esta fase se analiza el problema, las necesidades del mismo, las posibles soluciones y su factibilidad de realización.
2. **ELABORACION DEL CONCEPTO:** en esta etapa se identifican las funciones de la máquina y se realiza una matriz morfológica para tener mayor posibilidad de soluciones preliminares.

---

<sup>10</sup> Norma VDI 2222 (Verein Deutscher Ingenieure) denominada “Enfoque sistemático para el diseño de sistemas técnicos y productos”

3. **ELABORACION DEL PROYECTO:** en esta etapa el primer paso es seleccionar la solución óptima y en base a esta selección se realiza el desarrollo completo del diseño.

4. **ELABORACION DE DETALLES:** Finalmente se designan los valores definitivos del diseño, se definen acabado superficial, tolerancias y materiales. También se elaborarán los documentos y planos que se requieran para sustentar el proyecto elaborado.

### **3.1. PLANEAMIENTO O DETALLE DEL PROBLEMA**

#### **3.1.1. PUNTO CRÍTICO DEL PROBLEMA**

Se prevé que en el funcionamiento de la máquina compactadora de chatarra puedan ocurrir los siguientes problemas críticos:

- Sobre presión en el sistema hidráulico
- Pandeo de los vástagos de los pistones hidráulicos
- Sobre esfuerzo en las paredes de la cámara de compactación
- Presión interna de la cámara de compactación superior a presión del pistón de la tapa prensora.
- Que los seguros se puedan cizallar por corte directo.
- Que la densidad del paquete no sea suficiente como para resistir el manipuleo y caídas.
- Que algún pistón sea activado en una secuencia no correspondiente

#### **3.1.2. ESTADO DE LA TECNOLOGÍA**

Se conocen múltiples modelos de cámaras de compactación con la misma finalidad, esto depende del diseñador, estos cuentan con pistones hidráulicos de alta ingeniería

seleccionados de algún catálogo proveedor, y por lo general un sistema de control electrohidráulico o control electrónico.

En la actualidad contamos con máquinas hidráulicas de compactación de banco estacionadas en industrias de reciclaje o empresas que brindan el servicio de compactación y enfardado de residuos reciclables.

Las máquinas compactadoras de chatarra en la actualidad utilizan pistones hidráulicos de alta calidad, sensores de proximidad magnética, transductores de haz de luz o laser, sistemas de control con PLC, sistemas de control electrónicos con micro controladores y servo drives, sistemas de control eléctrico.

Luego del análisis del diseño se sabe que la máquina contará con los siguientes sistemas:

- a) Sistema oleo hidráulico (válvula de vías, de seguridad, válvula reguladora de presión, válvula de control de flujo, filtro de retorno, filtro de aspiración, bomba de aceite, red de distribución, pistones, manómetro.
- b) Mecánico (Estructura de la bancada y tanque de aceite, ejes, acoples, abrazaderas)
- c) Eléctrico (motor eléctrico, sistema de control eléctrico, pulsadores, solenoides)

### **3.1.3. ANALIZANDO LA SITUACION DEL PROBLEMA.**

El principal problema es el control de la densidad del paquete. Este está directamente relacionado con es el control del peso del metal de admisión ya que no contamos con la tolva auxiliar con sensor de peso que sería ideal y que es la manera más eficiente de optimizar este proceso ya que controlando el peso de admisión se tiene controlada la densidad de salida de paquetes con iguales dimensiones entre sí. Este problema significa

que tendríamos que contar con un depósito auxiliar como una carretilla, la cual se pueda pesar en una balanza y poder ingresar una cantidad exacta de metal dentro de la cámara de compactación.

### **3.1.4. COMPROBAR LA POSIBILIDAD DE REALIZACION**

Este proyecto considera varios aspectos como el medio ambiental, social, económico, y tecnológico.

**Aspecto medio ambiental:** se conocen los grandes beneficios que trae el reciclaje en general. Cuando uno recicla metal no solo los basureros metálicos se liberan de carga si no también que se controla el consumo de minerales requeridos que son explotados de nuestra Tierra para simplemente recircularlos, los residuos de la fabricación de metales (escoria) se envían a relleno industrial aprobado por las autoridades ambientales que siguen rigurosamente la legislación vigente.

**Aspecto social:** El reciclaje siendo un proveedor informal, es decir proveedor pequeño de proveedores industriales genera conciencia en primer lugar de cuidar el medio donde vivimos, genera cultura de reciclaje en general y reutilización de elementos inservibles, es decir la basura ya no se le considera como tal si no como una potencial materia prima, satisfacción personal y reconocimiento social y porque no por las autoridades y entidades importantes del país por promover el reciclaje.

**Aspecto económico:** Si bien es cierto la máquina es diseñada para una empresa manufacturera de mediana o pequeña gama, el hecho de tener la iniciativa de proveer a proveedores formales, genera puestos de trabajo a nivel nacional para los proveedores informales y formales, esto dicho sea de paso se generan también ingresos al vender la chatarra en paquetes.

**Aspecto tecnológico:** Contribuye reduciendo tiempos de recolección de chatarra al momento de venderla comparado con un tiempo muy corto de formación del paquete. Contribuye con una estación de deformación volumétrica dentro de la planta. Se desea un control automatizado electrónicamente, pues este proyecto se realiza con un control electrohidráulico para automatizarlo eléctricamente con pulsadores y finales de carrera magnéticos.

Los materiales, el motor, la bomba, y accesorios seleccionadas a se encuentran todos disponibles en la ciudad de Arequipa, inclusive ya contamos con una sucursal de FESTO en nuestra ciudad quien nos provee de los accesorios oleo hidráulicos necesarios.

Se tienen como empresas metal mecánicas en Arequipa a IMCO, FIMA, METALTEC, TECNICAS METALICAS, V&P, PRODISE, INCOSEL, MIM, STEEL ING SAC, ECOM SRL, COBERTURAS METÁLICAS BIHULIS EIRL y muchas otras más de mediana y pequeña capacidad. Por esta temporada estas empresas en su mayoría se encuentran con proyectos pequeños o sin proyectos debido a la situación económica actual de minerales en el mundo y la bolsa de valores. Por lo que los proyectos de baja capacidad son los que están teniendo mayor auge. Es por eso que nos enfocamos en las empresas manufactureras de capacidad media a baja, y se realiza el presente proyecto de tesis.

### **3.1.5. DETALLE COMPLETO DE LA LISTA DE EXIGENCIAS**

El equipo que se necesita diseñar debe realizar básicamente las funciones que a continuación se van a dividir en sistemas con el fin de determinar las exigencias o deseos que debe cumplir la máquina.

**TABLA N° 4 - LISTA DE EXIGENCIAS DEL PROYECTO**

<b>PROYECTO DE TESIS</b>		<b>DISEÑO DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA DE CHATARRA</b>	<b>N° de identificación: N/A</b>
<b>CLIENTE</b>		<b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>	<b>Redactado por: R.F.A.S.</b>
<b>FECHA</b>			<b>Fecha: 24/01/2016</b>
<b>CAMBIOS</b>	<b>DESEO O EXIGENCIA</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>RESPONSABLE</b>
GEOMETRIA	E	Las medidas internas de la cámara de compactación serán 1200 x 1000 x 600 mm.	R.F.A.S.
	D	Las medidas del paquete formado son de 300x300x(300 variable) mm	R.F.A.S.
CONDICIONES GENERALES	E	Los empujadores horizontales deben ser también de construcción reforzada y rígida.	R.F.A.S.
	E	Debe proveerse para la prensa una puerta de escape del paquete compactado de gran resistencia y rigidez así como seguros para la tapa prensora y evitar así que ésta se levante durante la compactación horizontal.	R.F.A.S.
	E	El sistema hidráulico de la prensa debe estar diseñado en base a normas internacionales que permitan un proyecto confiable y que aseguren la fácil intercambiabilidad de piezas.	R.F.A.S.
	E	Las paredes de la cámara de compactación, así como, la tapa prensora y las zonas donde halla fricción, deben recubrirse con planchas de acero resistente al desgaste y de fácil intercambiabilidad.	R.F.A.S.
	D	El fluido hidráulico debe ser en base de aceite mineral.	R.F.A.S.
	D	La máquina tiene la capacidad de comprimir chatarra ferrosa y no ferrosa siempre y cuando siga los parámetros de selección de chatarra a comprimir.	R.F.A.S.
FISICA	D	El peso final del paquete fluctúa entre 80 Kg a 100Kg	R.F.A.S.
	E	La densidad del paquete deberá ser mayor o igual que 1.2TN/m <sup>3</sup> según la norma técnica peruana ITINTEC 1:06-001	R.F.A.S.
	E	El paquete debe resistir el manipuleo según norma ITINTEC.	R.F.A.S.
CALIDAD	E	El tipo de chatarra a comprimir es Chatarra tipo A-1-3, A-2-3 y A-3-3	R.F.A.S.

	E	El paquete debe ser categorizado en chatarra tipo B-2, B-3, B-4, B-5 y B-6	R.F.A.S.
RENDIMIENTO	D	La capacidad de producción debe ser aproximadamente 20 paquetes/hora según norma ITINTEC.	R.F.A.S.
	D	El tiempo neto teórico para la producción de un paquete conformado es de 120 segundos.(sin contar tiempo de carga)	R.F.A.S.
	D	Máxima reducción volumétrica de 100% a 12.5%	R.F.A.S.
	D	Capacidad de compactación teórica de 0.72m <sup>3</sup> a 0.09 m <sup>3</sup>	R.F.A.S.
CONTROL	E	Debe tener válvulas de 3/2 vías para el control independiente de la tapa prensora	R.F.A.S.
	E	Debe tener control automatizado después del cierre de la tapa prensora	R.F.A.S.
	E	Para el motor eléctrico se requiere de pulsadores de inicio y parada.	R.F.A.S.
EQUIPOS	E	El motor eléctrico debe ser trifásico y trabajar a 60HZ de frecuencia	R.F.A.S.
	E	Energía trifásica	R.F.A.S.
	E	La bomba de engranajes internos debe ser capaz de suplir al sistema con la presión máxima calculada.	R.F.A.S.
SEGURIDAD	E	El operario deberá contar con los elementos de protección personal requeridos	R.F.A.S.
	E	El equipo deberá ser operado solo por una persona	R.F.A.S.
	E	El equipo puede ser cargado por más de una persona	R.F.A.S.
	E	La presión máxima del sistema debe cumplir con los requerimientos del sistema, El cálculo se regirá a la norma DIN ISO 3320 para presiones máximas normalizadas, se tendrá como referencia también algunos catálogos de fabricantes de componentes hidráulicos. <sup>(11)</sup>	R.F.A.S.
	E	Se deberá contar con un pulsador de parada de emergencia	R.F.A.S.
	E	Protección eléctrica según ANSI IEC 60529 <sup>(12)</sup> , en el grado de protección IP <sup>(13)</sup> de equipos eléctricos	R.F.A.S.
FABRICACION	D	La máquina se fabricará en un taller de metal mecánica.	R.F.A.S.

<sup>11</sup> Fabricantes de componentes hidráulicos: REPSOL, SMC, PARKER, ENERPAT

<sup>12</sup> IEC 60529: Degrees of protection provided by enclosures (IP Code). International Electrotechnical Commission, Geneva.

<sup>13</sup> IP: Ingress Protection.

	D	los materiales se habilitaran a los tamaños requeridos y se ensamblaran por procesos de soldadura	R.F.A.S.
	E	se debe hacer una rigurosa limpieza mecánica dentro de los cilindros hidráulicos antes de ponerlos en marcha	R.F.A.S.
	E	se debe hacer pruebas en vacío de operación	R.F.A.S.
USO	D	La máquina debe trabajar 8 horas al día	R.F.A.S.
		La máquina D debe estar bajo sombra.	R.F.A.S.
	D	La máquina debe de estar libre de humedad y polvo	R.F.A.S.
MANTTO	E	Los pistones deben contar con tapas de fondo empernadas para su mantenimiento interno	R.F.A.S.
	D	Se debe hacer orden y limpieza después de cada jornada	R.F.A.S.
PLAZO DE FABRICACION	D	1 mes	R.F.A.S.

*\*Fuente: Elaboración propia*

### 3.2. ELABORACIÓN DEL CONCEPTO

#### 3.2.1. DETERMINAR LA ESTRUCTURA DE FUNCIONES

- A. PROCESO DE LA CARGA DE LA CAMARA DE COMPACTACION
- B. PROCESO DE LA PRIMERA COMPACTACION
- C. PROCESO DE LA SEGUNDA COMPACTACIÓN
- D. PROCESO DE LA TERCERA COMPACTACIÓN
- E. PROCESO DE EXPULSION DEL PAQUETE
- F. PROCESO DE RETRACCIÓN DE LOS PISTONES.

#### 3.2.2. DEFINICIÓN BÁSICA DE LAS FUNCIONES DE LA MÁQUINA.

Esta máquina se diseña para comprimir chatarra metálica ferrosa y no ferrosa con fines de reciclaje, y está destinada a usuarios que produzcan desperdicios metálicos en empresas manufactureras de mediana y baja capacidad.

La función básica es compactar material reciclable reduciendo su volumen para poder

ser de fácil manipuleo y acumulación, los procesos a seguir por esta máquina para su funcionamiento son:

**A. PROCESO DE CARGA DE LA CAMARA DE COMPACTACIÓN:** Este proceso se puede realizar manualmente, con una grúa de pinzas usando complementariamente una tolva con control de peso de admisión. Este proceso es variable en el tiempo dependiendo de los factores que existan en el lugar de trabajo como numero de operarios, condiciones ambientales, método a utilizar para la carga de la cámara de admisión, etc.

**B. PROCESO DE PRIMERA COMPACTACIÓN O COMPRESION DE LA TAPA PRENSORA.**

El lecho de alimentación de la prensa es cargado con chatarra. La plancha de prensado comprendida en la tapa compresora comprime la chatarra hacia la cámara de compresión, hasta llegar a la altura tope desde la base de la cámara de compactación siendo esta de 300 mm Este proceso se puede realizar varias veces para comprimir el volumen de la chatarra inicialmente hasta llegar al peso requerido como mínimo en caso no cumpla con el mismo en una primera instancia.

**C. PROCESO DE SEGUNDA COMPACTACIÓN O COMPRESION HORIZONTAL 1.**

La tapa compresora comprime la chatarra hacia la parte inferior de la cámara de compresión hasta el límite de altura designado, el siguiente paso es asegurar la cámara de compactación con los pistones de seguridad montados a la parte superior de la tapa compresora. Una vez asegurado la tapa compresora a la bancada se inicia el segundo

movimiento hidráulico realizado por el pistón horizontal el cual realiza un movimiento transversal en una segunda compresión con un movimiento de vástago expansivo llegando a su límite de carrera posicionándose a 300mm de la pared frontal de la cámara de compactación, al ser la primera compresión longitudinal.

#### **D. PROCESO DE LA TERCERA COMPACTACIÓN O COMPRESION HORIZONTAL 2.**

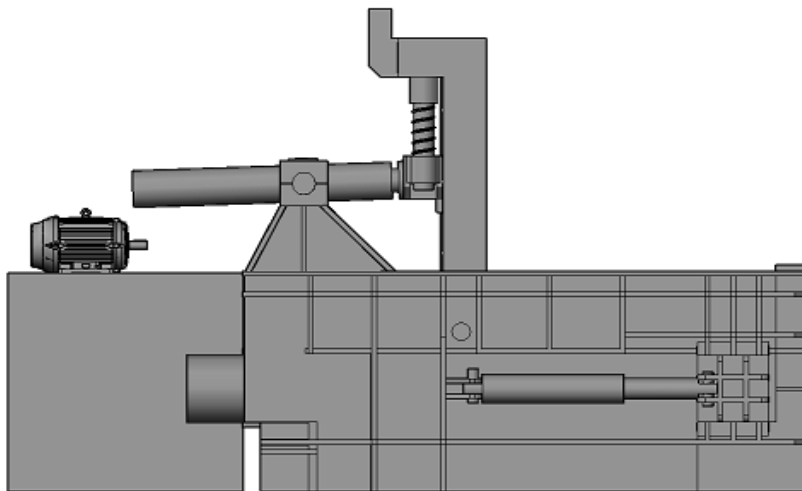
Después de haber llegado a su límite de carrera del vástago el pistón de la compresión 1, la siguiente fase del proceso de compactación es la extensión del segundo vástago horizontal transversal con referencia al último movimiento, a diferencia de la compresión número 1 el vástago del pistón de la segunda compresión horizontal se extiende a hasta estar a 300mm de la compuerta de expulsión del paquete.

#### **E. PROCESO DE EXPULSION DEL PAQUETE**

Una vez que el paquete metálico comprimido ha alcanzado las medidas requeridas, la compuerta de expulsión está lista para ser activada, la posición del pistón de expulsión es normalmente extendida, por lo que su primer movimiento será de retracción después de esto el pistón de compresión horizontal 2 es nuevamente activado para empujar el paquete fuera de la máquina

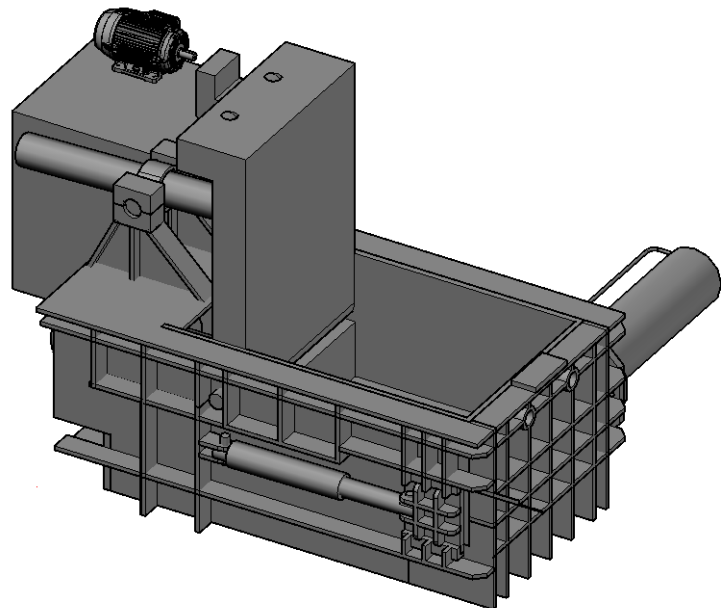
#### **F. PROCESO DE RETRACCIÓN DE LOS PISTONES.**

Después de este movimiento se realizan los movimientos de retracción de todos los pistones que intervienen en el proceso, a excepción de la compuerta de expulsión la cual realizaría un movimiento de extensión ya que es el único pistón normalmente extendido de esta forma se inicia el ciclo.



**Figura N° 5** Máquina de triple compresión, vista lateral. Fuente: *Elaboración propia*

**Figura N° 6** Máquina de triple compresión, vista isométrica. Fuente: *elaboración propia*



### 3.2.3. FIJAR LOS PROCESOS TÉCNICOS

Para cumplir con cada función principal se plantea una secuencia ordenada de procesos técnicos parciales, con esto planteamos el siguiente diagrama de flujo (figura 7).

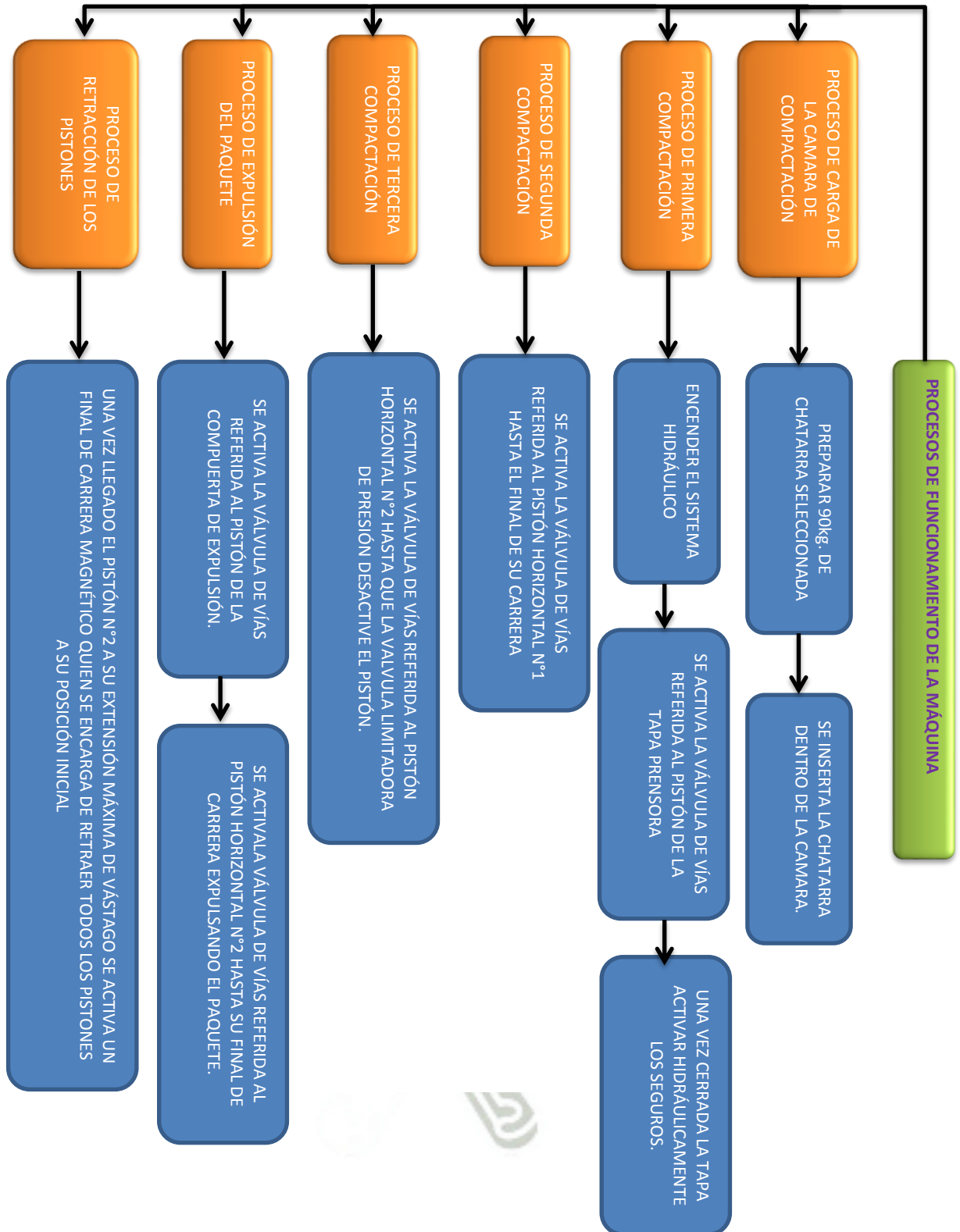


Figura N° 7. Diagrama de flujo de funcionamiento. Fuente: Elaboración propia

**3.2.4. DETERMINAR LAS ENTRADAS Y SALIDAS DE CADA  
PROCESOS (BLACK BOX).**

**TABLA N° 5 - BLACK BOX**

<b>ENTRADAS</b>	<b>SUBPROCESO</b>	<b>SALIDAS</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Energía mecánica</li> </ul>	Seleccionar la chatarra	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Trabajo</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Energía mecánica</li> </ul>	Cargar la cámara de compactación	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Trabajo</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Energía mecánica.</li> <li>• Energía Eléctrica.</li> <li>• Energía Hidráulica.</li> </ul>	Encender el sistema hidráulico	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Trabajo.</li> <li>• Calor.</li> <li>• Presión.</li> <li>• Ruido.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Energía mecánica.</li> <li>• Energía Eléctrica.</li> <li>• Energía Hidráulica.</li> </ul>	Activar el pistón de la tapa prensora	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Succión.</li> <li>• Presión.</li> <li>• Fuerza de empuje.</li> <li>• Calor.</li> <li>• Ruido.</li> <li>• Disminución volumétrica.</li> <li>• Trabajo</li> <li>• Desgaste</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Energía mecánica.</li> <li>• Energía Eléctrica.</li> <li>• Energía Hidráulica.</li> </ul>	Activar los seguros hidráulicos	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Succión.</li> <li>• Presión.</li> <li>• Calor.</li> <li>• Fuerza de empuje.</li> <li>• Ruido.</li> <li>• Trabajo</li> <li>• Desgaste</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Energía mecánica.</li> <li>• Energía Eléctrica.</li> <li>• Energía Hidráulica.</li> </ul>	Activar el pistón horizontal 1	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Succión.</li> <li>• Presión.</li> <li>• Fuerza de empuje.</li> <li>• Calor.</li> <li>• Fricción.</li> <li>• Ruido.</li> <li>• Disminución volumétrica.</li> <li>• Trabajo.</li> <li>• Desgaste.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Energía mecánica.</li> <li>• Energía Eléctrica.</li> <li>• Energía Hidráulica.</li> </ul>	Activar el pistón horizontal 2	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Succión.</li> <li>• Presión.</li> <li>• Fuerza de empuje.</li> <li>• Calor.</li> <li>• Fricción.</li> <li>• Ruido.</li> <li>• Disminución volumétrica.</li> <li>• Trabajo.</li> <li>• Desgaste.</li> </ul>

<ul style="list-style-type: none"> <li>• Energía mecánica.</li> <li>• Energía Eléctrica.</li> <li>• Energía Hidráulica.</li> </ul>	<p>La válvula limitadora de presión llegando a su presión pico desactiva el pistón horizontal 2</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Succión.</li> <li>• Presión.</li> <li>• Calor.</li> <li>• Fuerza de empuje.</li> <li>• Ruido.</li> <li>• Trabajo</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Energía mecánica.</li> <li>• Energía Eléctrica.</li> <li>• Energía Hidráulica.</li> </ul>	<p>El pistón horizontal dos al retraerse retrae el pistón de la compuerta de expulsión el que se encuentra normalmente extendido.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Succión.</li> <li>• Presión.</li> <li>• Calor.</li> <li>• Fuerza de empuje.</li> <li>• Ruido.</li> <li>• Trabajo</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Energía mecánica.</li> <li>• Energía Eléctrica.</li> <li>• Energía Hidráulica.</li> </ul>	<p>Una vez el pistón de la compuerta de expulsión en su punto de retracción máximo se activa el pistón de extensión del cilindro horizontal 2.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Succión.</li> <li>• Presión.</li> <li>• Calor.</li> <li>• Fuerza de empuje.</li> <li>• Ruido.</li> <li>• Trabajo</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Energía mecánica.</li> <li>• Energía Eléctrica.</li> <li>• Energía Hidráulica.</li> </ul>	<p>Una vez llegado a su extensión máxima el pistón activa por medio de finales de carrera magnéticos el pistón de cierre de la tapa prensora y la retracción sistemática de todos los pistones</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Succión.</li> <li>• Presión.</li> <li>• Calor.</li> <li>• Fuerza de empuje.</li> <li>• Ruido.</li> <li>• Trabajo</li> </ul>

*\*Fuente: Elaboración propia*

### 3.2.5. PROBLEMAS QUE PRESENTAN LAS SALIDAS

Las salidas que podrían ocasionar problemas adicionales son:

- Presión (en caso sobrepase el límite admisible)
- Calor. (Recalentamiento de la máquina)
- Fricción (Dentro de la cámara de compactación)
- Ruido (En el funcionamiento del sistema)

### 3.2.6. SOLUCIONES PLANTEADAS A LAS SALIDAS

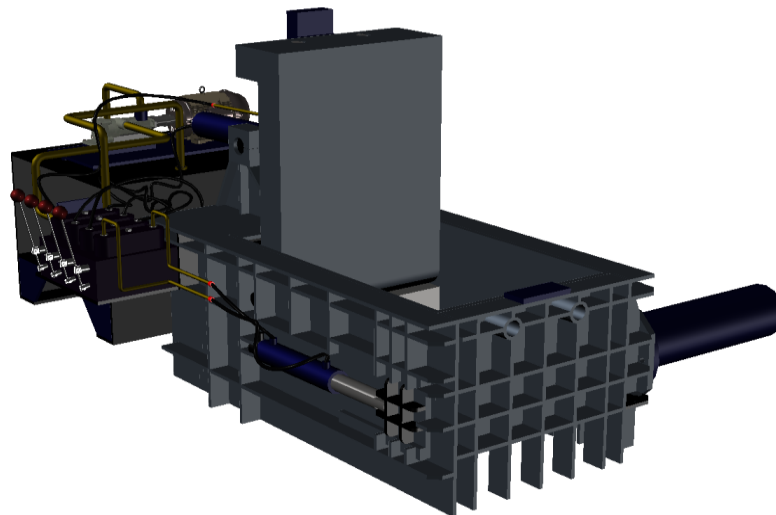
La solución práctica para el problema de la presión es contar con válvulas de control de presión hidráulico, que actuaran protegiendo al sistema de posibles sobrepresiones y ayudaran a controlar una densidad media de todos los paquetes a producir.

El problema de la fricción es atenuado recubriendo las paredes de la cámara con planchas laminadas de acero anti impacto CHRONOS K-700 de aceros Böhler, el cual tiene alta resistencia al desgaste y abrasión. (Ver anexo)

Para el problema del recalentamiento por uso continuo se recomienda en primer lugar el uso de la máquina en un ambiente ventilado, seleccionar la chatarra en los tipos de chatarra ya mencionados previamente para evitar sobre calentamientos por esfuerzo mecánico.

<sup>14</sup>El ruido en la operación de un motor eléctrico tiene una potencia sonora de aproximadamente 75 KHz lo que equivale a aproximadamente 35 decibeles, lo que es nivel aceptable para el oído humano cuyo límite es 55 decibeles.

De todas maneras se requiere de uso de protección auditiva por parte de los involucrados en la operación.



**Figura N° 8:** *Vista tridimensional de la máquina. Fuente: elaboración propia*

---

<sup>14</sup> (3M) Soluciones de seguridad y equipos de protección personal. [www.3m.com.pe](http://www.3m.com.pe)

### 3.2.7. PRINCIPIOS TECNOLÓGICOS POSIBLES PARA SOLUCIONAR PROBLEMAS TÉCNICOS.

TABLA N° 6 : PRINCIPIOS TECNOLÓGICOS DE “PROCESO DE ADMISIÓN DE CHATARRA”

PROCESO DE ADMISION DE CHATARRA	TECNOLOGÍA DISPONIBLE
Seleccionar la chatarra	manualmente, con grúas, con electroimanes
Cargar la cámara de compactación	manualmente, manualmente y con balanza, con grúas y tolva con balanza, con electroimanes y tolva con balanza

*\*fuente: elaboración propia*

TABLA N° 7 : PRINCIPIOS TECNOLÓGICOS DE “PROCESO DE PRIMERA COMPACTACIÓN”

PROCESO DE PRIMERA COMPACTACIÓN	TECNOLOGÍA DISPONIBLE
Se enciende el sistema hidráulico	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pulsador de encendido del control eléctrico</li> <li>• Pulsador de encendido eléctrico por PLC</li> <li>• Switch de encendido electrónico</li> <li>• Botonera de control con mando a distancia</li> </ul>
se activa el pistón de la tapa prensora	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Válvula de control direccional múltiple de vías pilotada por el fluido hidráulico</li> <li>• Válvula de control direccional simple de vías pilotada por el fluido hidráulico</li> <li>• Válvula de control direccional combinada pilotada por el fluido hidráulico</li> </ul>
	<p style="text-align: center;"><b>INTERVIENEN TAMBIÉN:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Válvula reguladora de caudal hidráulico</li> <li>• Válvula reguladora de presión</li> <li>• Válvula limitadora de presión</li> <li>• Manómetro hidráulico</li> <li>• Válvula anti retorno</li> </ul>
Se activa los seguros de la tapa prensora	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Válvula de control direccional múltiple de vías pilotada por el fluido hidráulico</li> <li>• Válvula de control direccional simple de vías pilotada por el fluido hidráulico</li> <li>• Válvula de control direccional combinada pilotada por el fluido hidráulico</li> </ul>
	<p style="text-align: center;"><b>INTERVIENEN TAMBIÉN:</b></p>

	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Válvula reguladora de caudal hidráulico</li> <li>• Válvula reguladora de presión</li> <li>• Válvula limitadora de presión</li> <li>• Manómetro hidráulico</li> <li>• Válvula anti retorno</li> </ul>
--	---

*\*fuente: elaboración propia*

**TABLA N° 8: PRINCIPIOS TECNOLÓGICOS DE “PROCESO DE SEGUNDA COMPACTACIÓN”**

PROCESO DE SEGUNDA COMPACTACIÓN	TECNOLOGÍA DISPONIBLE
Se activa el pistón horizontal numero 1	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Válvula de control direccional múltiple de vías pilotada por el fluido hidráulico</li> <li>• Válvula de control direccional simple de vías pilotada por el fluido hidráulico</li> <li>• Válvula de control direccional combinada pilotada por el fluido hidráulico</li> </ul>
	<p style="text-align: center;"><b>INTERVIENEN TAMBIÉN:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Válvula reguladora de caudal hidráulico</li> <li>• Válvula reguladora de presión</li> <li>• Válvula limitadora de presión</li> <li>• Manómetro hidráulico</li> <li>• Válvula anti retorno</li> <li>• Finales de carrera</li> </ul>

*\*fuente: elaboración propia*

**TABLA N° 9 : PRINCIPIOS TECNOLÓGICOS DE “PROCESO DE TERCERA COMPACTACIÓN”**

PROCESO DE TERCERA COMPACTACIÓN	TECNOLOGÍA DISPONIBLE
Se activa el pistón horizontal numero 2	<ul style="list-style-type: none"> <li>• válvula de control direccional múltiple de vías pilotada por el fluido hidráulico</li> <li>• válvula de control direccional simple de vías pilotada por el fluido hidráulico</li> <li>• Válvula de control direccional combinada pilotada por el fluido hidráulico</li> </ul>
	<p style="text-align: center;"><b>INTERVIENEN TAMBIÉN:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Válvula reguladora de caudal hidráulico</li> <li>• Válvula reguladora de presión</li> <li>• Válvula limitadora de presión</li> <li>• Manómetro hidráulico</li> <li>• Válvula anti retorno</li> <li>• Finales de carrera</li> </ul>

*\*fuente: elaboración propia*

**TABLA N° 10: PRINCIPIOS TECNOLÓGICOS DE “PROCESO DE EXPULSIÓN DEL PAQUETE”**

<b>PROCESO DE EXPULSIÓN DEL PAQUETE</b>	<b>TECNOLOGÍA DISPONIBLE</b>
Se activa el pistón de la compuerta de expulsión y nuevamente el pistón horizontal numero 2	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Válvula de control direccional múltiple de vías pilotada por el fluido hidráulico</li> <li>• Válvula de control direccional simple de vías pilotada por el fluido hidráulico</li> <li>• Válvula de control direccional combinada pilotada por el fluido hidráulico</li> </ul>
	<b>INTERVIENEN TAMBIÉN:</b>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Válvula reguladora de caudal hidráulico</li> <li>• Válvula reguladora de presión</li> <li>• Válvula limitadora de presión</li> <li>• Manómetro hidráulico</li> <li>• Válvula anti retorno</li> <li>• Finales de carrera</li> </ul>

*\*fuente: elaboración propia*

**TABLA N° 11: PRINCIPIOS TECNOLÓGICOS DE “PROCESO DE RETRACCIÓN DE LOS PISTONES”**

<b>PROCESO DE RETRACCIÓN DE PISTONES</b>	<b>TECNOLOGÍA DISPONIBLE</b>
Los pistones vuelven a sus posiciones iniciales	<ul style="list-style-type: none"> <li>• válvula de control direccional múltiple de vías pilotada por el fluido hidráulico</li> <li>• válvula de control direccional simple de vías pilotada por el fluido hidráulico</li> <li>• Válvula de control direccional combinada pilotada por el fluido hidráulico</li> </ul>
	<b>INTERVIENEN TAMBIÉN:</b>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Válvula reguladora de caudal hidráulico</li> <li>• Válvula reguladora de presión</li> <li>• Válvula limitadora de presión</li> <li>• Manómetro hidráulico</li> <li>• Válvula anti retorno</li> <li>• Finales de carrera</li> </ul>

*\*fuente: elaboración propia*

### 3.2.8 MATRIZ MORFOLÓGICA

A continuación se muestra la Tabla 12 como “Matriz morfológica”.

**TABLA N° 12 : MATRIZ MORFOLÓGICA**

PROCESOS PRINCIPALES	SOLUCION 1	SOLUCION 2	SOLUCIÓN 3
<b>PROCESO DE ADMISION DE CHATARRA</b>			
Seleccionar la chatarra	MANUALMENTE	GRÚA	ELECTROIMÁN
Cargar la cámara de compactación	MANUALMENTE CON BALANZA	GRÚA CON TOLVA Y SENSOR DE PESO	ELECTROIMÁN CON SENSOR DE PESO
<b>PROCESO DE PRIMERA COMPACTACIÓN</b>			
Se enciende el sistema hidráulico	Pulsador de encendido del control eléctrico	Pulsador de encendido electrónico por PLC	Pulsador de encendido con mando a distancia
Se activa el pistón de la tapa prensora	Válvula de control direccional múltiple vías pilotada por el fluido hidráulico	Válvula de control direccional simple de vías pilotada por el fluido hidráulico	Válvula de control direccional combinada pilotada por el fluido hidráulico
Se activa los seguros de la tapa prensora	Válvula de control direccional múltiple vías pilotada por el fluido hidráulico	Válvula de control direccional simple de vías pilotada por el fluido hidráulico	Válvula de control direccional combinada pilotada por el fluido hidráulico
<b>PROCESO DE SEGUNDA COMPACTACIÓN</b>			
Se activa el pistón horizontal numero 1	Válvula de control direccional múltiple vías pilotada por el fluido hidráulico	Válvula de control direccional simple de vías pilotada por el fluido hidráulico	Válvula de control direccional combinada pilotada por el fluido hidráulico
<b>PROCESO DE TERCERA COMPACTACIÓN</b>			
Se activa el pistón horizontal numero 2	Válvula de control direccional múltiple vías pilotada por el fluido hidráulico	Válvula de control direccional simple de vías pilotada por el fluido hidráulico	Válvula de control direccional combinada pilotada por el fluido hidráulico
<b>PROCESO DE EXPULSIÓN DEL PAQUETE</b>			
Se activa el pistón de la compuerta de expulsión y nuevamente el pistón horizontal numero 2	Válvula de control direccional múltiple vías pilotada por el fluido hidráulico	Válvula de control direccional simple de vías pilotada por el fluido hidráulico	Válvula de control direccional combinada pilotada por el fluido hidráulico
<b>PROCESO DE RETRACCIÓN</b>			
Los pistones vuelven a sus posiciones iniciales	Válvula de control direccional múltiple vías pilotada por el fluido hidráulico	Válvula de control direccional simple de vías pilotada por el fluido hidráulico	Válvula de control direccional combinada pilotada por el fluido hidráulico

*\*fuente: elaboración propia*

### 3.2.9. CONCEPTO ÓPTIMO Y VARIANTES QUE LO CONDICIONAN

TABLA N° 13 : CONCEPTO ÓPTIMO Y VARIANTES QUE LO CONDICIONAN

PROCESOS PRINCIPALES	SOLUCION ELEGIDA	RESULTADO	
<b>PROCESO DE ADMISION DE CHATARRA</b>			
Seleccionar la chatarra	Manualmente	El diseño se centró en la máquina de compactación de chatarra pues el usuario podría contar con las alternativas referidas anteriormente en caso de que no se toma la solución disponible y la selección se daría por operarios de manera manual con herramientas de apoyo.	
Cargar la cámara de compactación	Manualmente con balanza	El proceso de carga o admisión de la cámara compactadora de chatarra se hará manualmente dependiendo de la posibilidad de lo contrario se puede realizar con una carretilla o elemento de apoyo	
<b>PROCESO DE PRIMERA COMPACTACIÓN</b>			
Se enciende el sistema hidráulico	Pulsador de encendido del control eléctrico	El sistema de control eléctrico vendrá accionado por pulsadores de control eléctrico debido a su practicidad y su precio comparado con sistemas de control electrónico o por mando a distancia.	
Se activa el pistón de la tapa prensora	Válvula de control direccional múltiple de vías pilotada por eléctricamente	Se seleccionó la válvula direccional múltiple de vías pilotadas por el fluido hidráulico, para su utilidad es la fusión de varias válvulas direccionales simples en un solo componente, comparado a otros tipos de válvulas, la válvula de control multidireccional tiene una estructura compacta, pequeña pérdida de presión, la resistencia del movimiento de la válvula de diapositiva, varias funciones, larga vida, simple fabricar.	
Se activa los seguros de la tapa prensora			
<b>PROCESO DE SEGUNDA COMPACTACIÓN</b>			
Se activa el pistón horizontal numero 1			
<b>PROCESO DE TERCERA COMPACTACIÓN</b>			
Se activa el pistón horizontal numero 2			
<b>PROCESO DE EXPULSIÓN DEL PAQUETE</b>			
Se activa el pistón de la compuerta de expulsión y nuevamente el pistón horizontal numero 2			
<b>PROCESO DE RETRACCIÓN</b>			
Los pistones vuelven a sus posiciones iniciales			

*\*Fuente: elaboración propia*

### **3.3. ELABORACIÓN DEL PROYECTO**

En esta fase se profundiza en la concretización del diseño de la máquina.

#### **3.3.1 DETERMINAR EL PROYECTO PRELIMINAR.**

El diseño inicia con el cálculo de los pistones hidráulicos, continúa con el cálculo estructural de los elementos de la máquina que son críticos para el diseño, se continúa con el cálculo de energía y se seleccionan equipos y accesorios.

### **3.4. ELABORACIÓN DE DETALLES**

#### **3.4.1. DETALLAR**

Con la información recopilada del proyecto se procede a plasmar el mismo en diseños virtuales en AutoCAD 2013 y en TECLA Estructuras V.20.

El diseño se plasmó en hojas de tamaño A3 con diferentes escalas señaladas en los planos.

#### **3.4.2. PROPORCIONAR EL FUNDAMENTO MATEMÁTICO.**

Este punto se desarrolla en el capítulo IV ingeniería de diseño.

#### **3.4.3. ELABORACIÓN DE FORMAS, DIMENSIONES DEFINITIVAS Y COMPLETAS.**

Este punto se muestra de forma detallada en los planos adjuntos.

Las necesidades que requiere la prensa para su diseño se crean en base al logro de los objetivos de dicha máquina según su tipo y forma de accionamiento.

#### **3.4.4. DEFINIR EL MATERIAL CLASES DE FABRICACIÓN TOLERANCIAS Y ACABADO SUPERFICIAL.**

Estos detalles están presentes en los planos adjuntos en el proyecto.

#### **3.4.5. DESARROLLA LAS PIEZAS CLASES DE FABRICACIÓN TOLERANCIAS Y ACABADO SUPERFICIAL.**

Estos detalles están presentes en los planos adjuntos en el proyecto.



## CAPITULO IV

### DISEÑO DE LA MÁQUINA

#### 4. DISEÑO DE CILINDROS HIDRÁULICOS:

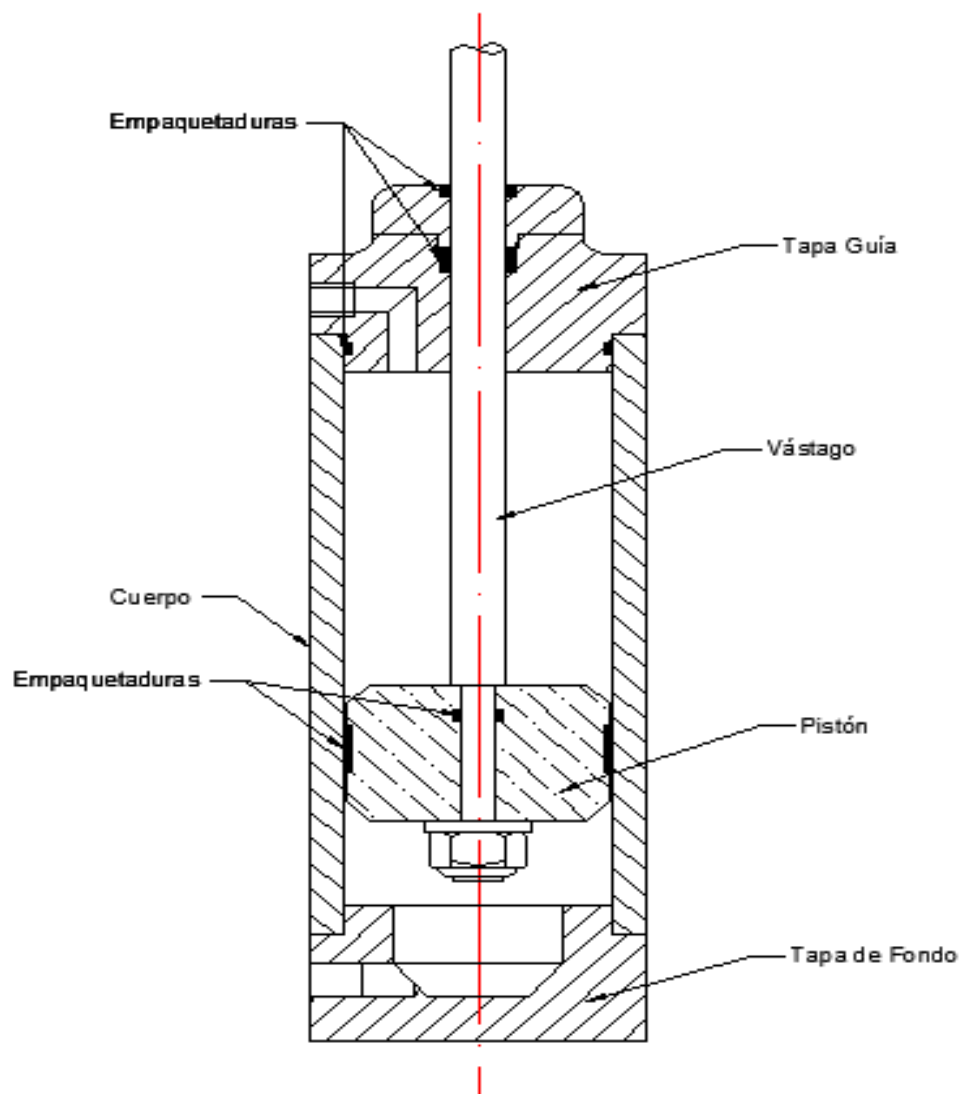
##### *CONDICIONES PRELIMINARES:*

Se preseleccionan capacidades de los pistones debido a carecer de características técnicas de la chatarra por su variedad de forma y geometría. Este es un proceso iterativo por el que se pasará y se comprobará si la selección fue correcta y está dentro de los límites permisibles. Entonces los parámetros preliminares de capacidades según datos históricos en máquinas similares en marcas como ENERPAT (ver anexo), por lo pronto tomamos:

- Para el pistón de la tapa prensora se considera 50 TN
- Para el pistón es horizontales 1 y 2 se considera 100 TN
- Para la compuerta de expulsión y seguros: se considera 30 TN

#### 4.1. DIAMETRO DE VÁSTAGOS REQUERIDO

Para el cálculo de las diferentes partes que conforman los cilindros hidráulicos se ha recurrido principalmente a las normas DIN 2413 y DIN 24334 de Diseño de tuberías de presión de acero.



**Figura N° 9.** *Sección de Cilindro Hidráulico*

## DIN2413

### 1.- Alcance y ámbito de aplicación

Esta norma cubre el diseño de tuberías rectas de acero a presión con una forma circular en sección transversal y una relación diámetro exterior entre interior,  $d_x/d'x$ , de hasta 2,0, para las siguientes condiciones de servicio (denominados como casos de carga). El diseño de los accesorios de tubería (por ejemplo, bridas, ramas) se llevará a cabo de acuerdo con las Normas DIN y los códigos de prácticas pertinentes.

También para un mejor enfoque se presenta la **figura 9** donde se muestra las diferentes partes de un cilindro hidráulico.

Considerando las siguientes fórmulas:

$$\sigma_{ac} = \frac{\sigma_k}{V_k} \dots (ec. 4. 1)$$

$$\sigma_{ac} = \frac{F_{adm}}{A} \Rightarrow \sigma_{ac} = \frac{F_{adm}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \dots (ec. 4. 2)$$

$$d^2 = \frac{4 \cdot F_{adm}}{\pi \cdot \sigma_{ac} \cdot \eta} \dots (ec. 4. 3)$$

Dónde:

$\sigma_{ac}$ : Esfuerzo admisible de compresión

$\sigma_k$ : Esfuerzo de Euler para un E constante, equivalente al  $\sigma_{fluencia}$  del material.

$\eta$ : Coeficiente de rozamiento del vástago (0.85 a 0.95)

$V_k$ : Coeficiente de seguridad de pandeo. Puede ser ideal o real, dependiendo de la configuración del sistema si es que se consideran excentricidades máximas de carga o si es que se considera un sistema con carga axial ideal.

Considerando que el esfuerzo crítico no supera el límite de proporcionalidad, que es lo ideal para evitar entrar en la zona plástica y por lo tanto el pandeo, entonces  $V_k = V_{ki}$ ; para los valores de coeficiente de seguridad de pandeo tenemos <sup>(15)</sup>:

$V_{ki} = 2.5$  Hipótesis de carga 1, Excentricidad mínima inevitable.

$V_{ki} = 2.19$  Hipótesis de carga 2, sin excentricidad.

\*Teoría de Engesser-Karman según DIN4114

El tipo de acero que se emplea para el diseño de los vástagos, barras de acero normalizado, rectificado y cromado DIN Ck45 o el SAE 1045 que es un acero mejorado al carbono de alta calidad apropiado para estos fines y que es de fácil adquisición en nuestro medio (Boehler EH) .El acero SAE 1045 en estado normalizado (ver características técnicas en el anexo) tiene un límite de fluencia de 31.6 Kg/mm<sup>2</sup>., y un módulo de elasticidad del acero de 210 GPa. Finalmente, el factor de seguridad al pandeo (V) está determinado por la relación entre la tensión de pandeo crítica ( $K_p$ ) y la tensión de trabajo real sobre el vástago (K). Reemplazando valores en la formula anterior y tomando el caso crítico:

$$\sigma_{ac} = \frac{31.6 \text{ kg/mm}^2}{2.5} = 12.64 \text{ kg/mm}^2$$

#### Cálculo:

- Tapa Prensora:

$$d^2 = \frac{4. (50000 \text{ kgf})}{\pi. (12.64 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2})(0.85)}$$

$$d = 76.97 \text{ mm}$$

---

<sup>15</sup> Teoría de Engesser-Karman según DIN4114 del libro “Pandeo en el campo Plástico” por Nicolás Krukoski.

- Compresión 1:

$$d^2 = \frac{4. (100000 \text{ kgf})}{\pi. (12.64 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2})(0.85)}$$

$$d = 108.85 \text{ mm}$$

- Compresión 2:

$$d^2 = \frac{4. (100000 \text{ kgf})}{\pi. (12.64 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2})(0.85)}$$

$$d = 108.85 \text{ mm}$$

- Compuerta de expulsión y seguro de tapa prensora:

$$d^2 = \frac{4. (30000 \text{ kgf})}{\pi. (12.4 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2})(0.85)}$$

$$d = 60.19 \text{ mm}$$

**TABLA N° 14 : DIAMETROS DE VASTAGOS CALCULADOS**

Parte	Diámetro calculado	NORMA DIN-ISO 3320
<b>Tapa Prensora</b>	76.97 mm	100 mm
<b>Compresión 1</b>	108.85 mm	125 mm
<b>Compresión 2</b>	108.85 mm	125 mm
<b>Compuerta de expulsión</b>	60.19 mm	70 mm
<b>Seguro de tapa prensora</b>	60.19 mm	70 mm

*\*Fuente propia*

#### 4.2. DETERMINACIÓN DE LÍMITES Y AJUSTES:

**TABLA N° 15: DESCRIPCIÓN DE AJUSTES RECOMENDABLES MEDIANTE EL SISTEMA DEL AGUJERO BASE (ANSI B4.2)**

Tipo de ajuste	Descripción	Símbolo
<b>juego</b>	ajuste suelto en operación: para tolerancias comerciales amplias o márgenes en elementos externos	H11/c11
	Ajuste libre en operación: no se debe emplear cuando la exactitud es esencial, pero resulta adecuado para grandes variaciones de temperatura, altas velocidades de operación o grandes presiones en el eje.	H9/d9
	Ajuste estrecho en operación: para operación en máquinas de precisión y para la ubicación exacta a velocidades y presiones moderadas en el eje	H8/f7
	Ajuste deslizante: donde las partes no se van a operar libremente pero se deben mover y girar libremente y tener una ubicación precisa	H7/g6
	Ajuste de holgura localizada: proporciona un ajuste firme para la ubicación de partes estacionarias, pero se puede ensamblar y desensamblar libremente	H7/h6
<b>Transición</b>	Ajuste de transición localizada: para ubicación precisa; un parámetro intermedio entre holgura e interferencia	H7/k6
	Ajuste de transición localizada: para una ubicación más precisa; donde es permisible una mayor interferencia	H7/n6
<b>Apriete</b>	Ajuste de interferencia localizada: para partes que requieren rigidez y alineación con la mejor precisión de ubicación, pero sin requisitos especiales de presión en el diámetro interior.	H7/p6
	Ajuste de impulso medio: para partes de acero ordinarias o ajustes de contracción en secciones ligeras; el ajuste más firme que se puede realizar con elementos de hierro fundido	H7/s6
	Ajuste forzado: adecuado para partes que se puedan someter a esfuerzos elevados, o para ajustes de contracción donde resulten imprácticas las fuerzas de alta presión	H7/u6

*\*Fuente capítulo 2 del libro de Shigley y Mischke.*

**TABLA N° 16: SELECCIÓN DE GRADOS DE TOLERANCIA INTERNACIONALES EN SERIE MÉTRICA (ANSI B4.2)**

Grados de tolerancia	Tamaños básicos					
	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11
<b>0-3</b>	0.006	0.010	0.014	0.025	0.040	0.060
<b>3-6</b>	0.008	0.012	0.018	0.030	0.048	0.075
<b>6-10</b>	0.009	0.015	0.022	0.036	0.058	0.090
<b>10-18</b>	0.011	0.018	0.027	0.043	0.070	0.110
<b>18-30</b>	0.013	0.021	0.033	0.052	0.084	0.130
<b>30-50</b>	0.016	0.025	0.039	0.062	0.100	0.160
<b>50-80</b>	0.019	0.030	0.046	0.074	0.120	0.190
<b>80-120</b>	0.022	0.035	0.054	0.087	0.140	0.220
<b>120-180</b>	0.025	0.040	0.063	0.100	0.160	0.250
<b>180-250</b>	0.029	0.046	0.072	0.115	0.185	0.290
<b>250-315</b>	0.032	0.052	0.081	0.130	0.210	0.320
<b>315-400</b>	0.036	0.057	0.089	0.140	0.230	0.360

*\*Fuente tabla E-11 del libro de Shigley y Mischke.*

**TABLA N° 17: DEVIACIONES FUNDAMENTALES ( $\delta_F$ ) PARA EJES EN SERIE MÉTRICA (ANSI B4.2)**

Tamaños básicos	Letra de la desviación superior ( d )
<b>0-3</b>	-0.020
<b>3-6</b>	-0.030
<b>6-10</b>	-0.040
<b>10-14</b>	-0.050
<b>14-18</b>	-0.050
<b>18-24</b>	-0.065
<b>24-30</b>	-0.065
<b>30-40</b>	-0.080
<b>40-50</b>	-0.080
<b>50-65</b>	-0.100
<b>65-80</b>	-0.100
<b>80-100</b>	-0.120
<b>100-120</b>	-0.120
<b>120-140</b>	-0.145
<b>140-160</b>	-0.145
<b>160-180</b>	-0.145
<b>180-200</b>	-0.170
<b>200-225</b>	-0.170

*\*Fuente tabla E-12 del libro de Shigley y Mischke*

En esta sección se determinara los límites y ajustes de los vástagos y la brida guía de cada pistón (agujero – eje) según el sistema métrico de unidades.

Entonces tenemos para el cálculo de los diámetros máximos y mínimos del vástago y del agujero donde se ajustan que en este caso es la brida guía se utilizan las siguientes fórmulas ()<sup>16</sup>

Para agujeros:

$$D_{m\acute{a}x} = D + \Delta D \dots (\text{ec. 4.4})$$

$$D_{m\acute{i}n} = D \dots (\text{ec. 4.5})$$

Para ejes con ajustes de holgura c, d, f, g, h:

$$d_{m\acute{a}x} = d + \delta_F \dots (\text{ec. 4.6})$$

$$d_{m\acute{i}n} = d + \delta_F - \Delta d \dots (\text{ec. 4.7})$$

En nuestro caso tenemos un ajuste de H9/d9, con los diámetros seleccionamos los datos correspondientes a las desviaciones en las tablas 3,4 y 5.

A continuación la tabla 5 muestra el resumen de resultados de diámetros máximos y mínimos calculados.

---

<sup>16</sup> Fórmulas correspondientes al capítulo 2 del libro de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley y Mischke.

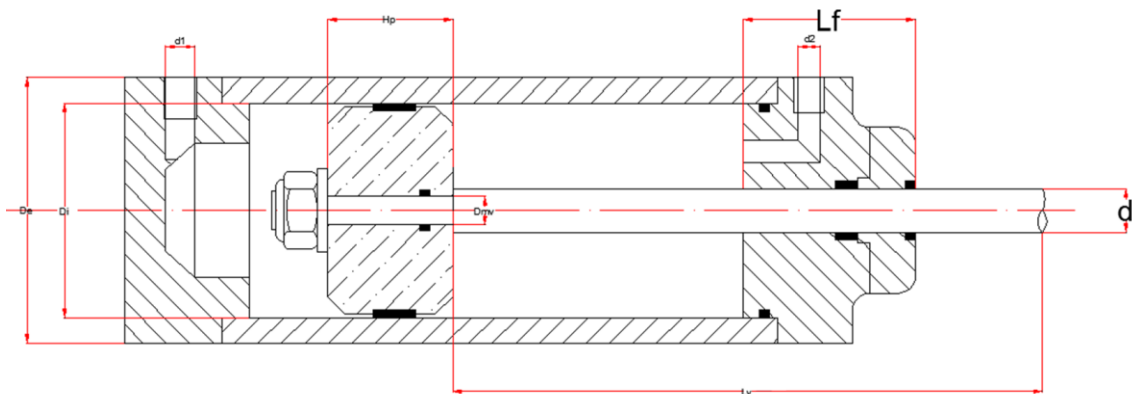
**TABLA N° 18: DIAMETROS MÁXIMOS Y MÍNIMOS DE BRIDAS GUÍA Y VÁSTAGOS EN SISTEMA MÉTRICO**

Parte	Tamaño o básico	Desviaciones		Brida guía		Vástago	
		$\Delta D$	$\delta_F$	Dmin	Dmáx	dmin	dmáx
Tapa Prensaora	100.00	0.08 7	-0.1 70	100.0 0	100.08 7	99.743	99.830
Compresión 1	125.00	0.10 0	-0.2 00	125.0 0	125.10 0	124.70 0	124.80 0
Compresión 2	125.00	0.10 0	-0.2 00	125.0 0	125.10 0	124.70 0	124.80 0
Compuerta de expulsión	70.00	0.07 4	-0.1 50	70.00	70.074	69.776	69.850
Seguro de tapa prensaora	70.00	0.07 4	-0.1 50	70.00	70.074	69.776	69.850

\*Fuente propia

### 4.3. LONGITUD DE VÁSTAGOS

Según el esquema tenemos que las longitudes de vástago son aproximadamente para:



**Figura N° 10.** Vista de sección transversal del pistón hidráulico. Fuente: elaboración propia

<sup>(17)</sup> Donde  $L_f = (0.8 \text{ a } 1.2) d \dots(\text{ec.4.8})$

<sup>17</sup> Recomendación de “Manual de recipientes a Presión” de Eugene F. Megyesy.

• **Tapa prensora:**

$$848.52\text{mm} + (0.8 \text{ a } 1.2) d$$

$$848.52\text{mm} + (0.8 \text{ a } 1.2) (100) = 928.52 \text{ a } 968.52 \text{ mm}$$

Usaremos 1000mm para el cálculo

• **Compresión 1:**

$$900 \text{ mm} + (0.8 \text{ a } 1.2) d$$

$$900 \text{ mm} + (0.8 \text{ a } 1.2) (125) = 1000 \text{ a } 1050 \text{ mm}$$

Usaremos 1100 mm para el cálculo.

• **Compresión 2:**

$$700 \text{ mm} + (0.8 \text{ a } 1.2) d$$

$$700 \text{ mm} + (0.8 \text{ a } 1.2) (125) = 800 \text{ a } 850 \text{ mm}$$

Usaremos: 900 mm para el cálculo.

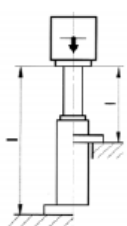
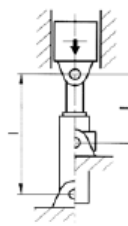
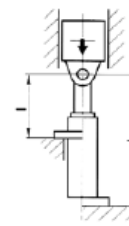
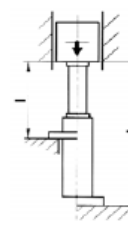
• **Compuerta de expulsión y seguros:**

$$400\text{mm} + (0.8 \text{ a } 1.2) d$$

$$400\text{mm} + (0.8 \text{ a } 1.2) (70) = 456 \text{ a } 484 \text{ mm}$$

Usaremos: 500 mm para el cálculo.

#### 4.4. COMPROBACION DE FUERZAS REQUERIDAS:

FACTOR DE CORRECCIÓN SEGÚN TIPO MONTAJE CORRECTION FACTOR DEPENDING ON THE MOUNTING STYLE								
SITUACIÓN DEL MONTAJE DEL CILINDRO CYLINDER MOUNTING SITUATION	CASO 1	CASE 1	CASO 2	CASE 2	CASO 3	CASE 3	CASO 4	CASE 4
								
EJEMPLO EXAMPLE	Un extremo libre, el otro fijo. One free end, the other fixed.		Dos extremos articulados. Two articulated ends.		Un extremo articulado, el otro fijo. One articulated end, the other fixed		Dos extremos fijos. Two fixed ends.	
MONTAJE MTG. STL.	MF3, MF4, MS2		MT4, MP3, MP5		MF3, MF4, MS2		MF3, MF4, MS2	
L <sub>p</sub>	L <sub>p</sub> = 2 x l		L <sub>p</sub> = l		L <sub>p</sub> = 0,7 x l		L <sub>p</sub> = 0,5 x l	

**Nota:** "l" es la longitud extendida del vástago.

**Note:** "l" is the extended rod length.

**Figura N° 11.** Factor de corrección según tipo de montaje. Fuente: Catálogo de cilindros hidráulicos "Esperia".

Donde "l" es la Longitud extendida del vástago.

(<sup>18</sup>) Fórmula de Euler para elementos a compresión:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot C_s} \dots (ec. 4.9)$$

Donde:

F<sub>p</sub>:Carga axial máxima admisible de pandeo sobre el vástago en (kgf)

E: Módulo de elasticidad del material del vástago, acero AISI SAE1045, E=21GPa

L<sub>p</sub>: Carrera efectiva del vástago del cilindro

<sup>18</sup> Fórmula de Euler, extraída del libro de Shigley

$C_s$ : Coeficiente de seguridad en el cálculo de 3.

I: Momento de inercia de la sección del vástago.

Para una sección circular el momento de inercia es:

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \dots (4.10)$$

**Para la Compresión 1:**

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot C_s}$$

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot (21 \times 10^9) \cdot (\pi \cdot (.125)^4)}{(64)(1.1 * 0.7)^2(3)}$$

$$F_p = 1396452,87 \text{ N}$$

$$F_p = 142,35 \text{ Tn} > 100 \text{ Tn} \dots \text{OK} \checkmark$$

**Para la Compresión 2:**

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2}$$

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot (21 \times 10^9) \cdot (\pi \cdot (.125)^4)}{(64)(0.9 * 0.7)^2(3)}$$

$$F_p = 2086059,24 \text{ N}$$

$$F_p = 212,646 \text{ Tn} > 100 \text{ Tn} \dots \text{OK} \checkmark$$

**Para la Tapa prensora:**

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2}$$

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot (21 \times 10^9) \cdot (\pi \cdot (.1)^4)}{(64)(0.7 * 0.1)^2(3)}$$

$$F_p = 692104.39 \text{ N}$$

$$F_p = 70.55 \text{ Tn} > 50 \text{ Tn} \dots \text{OK} \checkmark$$

**Para la Compuerta de expulsión:**

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2}$$

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot (21 \times 10^9) \cdot (\pi \cdot (0.07)^4)}{(64)(0.5)^2(3)}$$

$$F_p = 664697.05 \text{ N}$$

$$F_p = 67.75 \text{ Tn} > 30 \text{ Tn} \dots \text{OK} \checkmark$$

Para el cálculo del diámetro de vástago se utilizan los siguientes parámetros (NORMA DIN 4114) para evitar el pandeo relacionado con la esbeltez [19] [20]

Para:  $\lambda > 100$

$$K_p = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \dots (\text{ec.4.11})$$

$$E = 2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2 \text{ (Teoría de Euler)}$$

Para:  $\lambda < 100$

$$K_p = 31.7 - 0.1\lambda \dots (\text{ec.4.12}) \quad (\text{Teoría de Engesser y Tetmajer en kg/mm}^2)$$

<sup>19</sup> “Recomendaciones CIRSOC 302-1” Método de cálculo para los problemas de estabilidad del equilibrio en estructuras de acero. CIRSOC (Centro de Investigación de los Reglamentos nacionales de Seguridad en Obras Civiles)

<sup>20</sup> “Pandeo en el campo plástico” - Nicolas Krukouski

A) **Grado de Esbeltez:**

$$\lambda = \frac{4L_p}{d_v} \dots (\text{ec.4.13})$$

$\lambda$  = Grado de esbeltez.

$d_v$  = Diámetro del vástago.

$L_p$  = Longitud libre sometida al pandeo.

$$L_{k \text{ tapa}} = L ; L_{k \text{ comp1}} = 2L ; L_{k \text{ comp2}} = 2L ; L_{k \text{ compuerta}} = 0.5 L$$

• Tapa Prensora:

$$\lambda = \frac{4 \cdot L_k}{d}$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot (1000)}{100}$$

$$\lambda = 40$$

• Compresión 1:

$$\lambda = \frac{4 \cdot L_k}{d} = \frac{4 \cdot (0.5)(1100)}{125}$$

$$\lambda = 17.6$$

• Compresión 2:

$$\lambda = \frac{4 \cdot L_k}{d}$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot (0.5)(900)}{125}$$

$$\lambda = 14.4$$

- Compuerta de expulsión:

$$\lambda = \frac{4 \cdot L_k}{d} = \frac{4 \cdot (0.5)(500)}{70}$$

$$\lambda = 14.28$$

**Esfuerzo crítico de Pandeo:** Dados los valores de esbeltez usamos la Teoría de

Engesser y Tetmajer (para  $\lambda < 100$ ):  $\sigma_{kp} = 31.7 - 0.1\lambda$

- Tapa Prensora:

$$\sigma_{kp} = 31.7 - 0.1\lambda$$

$$\sigma_{kp} = 31.7 - 0.1(40)$$

$$\sigma_{kp} = 27.7 \text{ kg/mm}^2$$

- Compresión 1:

$$\sigma_{kp} = 31.7 - 0.1\lambda$$

$$\sigma_{kp} = 31.7 - 0.1(14.4)$$

$$\sigma_{kp} = 30.26 \text{ kg/mm}^2$$

- Compresión 2:

$$\sigma_{kp} = 31.7 - 0.1\lambda$$

$$\sigma_{kp} = 31.7 - 0.1(17.6)$$

$$\sigma_{kp} = 29.94 \text{ kg/mm}^2$$

- Compuerta de expulsión:

$$\sigma_{kp} = 31.7 - 0.1\lambda$$

$$\sigma_{kp} = 31.7 - 0.1(14.28)$$

$$\sigma_{kp} = 30.27 \text{ kg/mm}^2$$

**Esfuerzo real de pandeo:**

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

- Tapa Prensora:

$$\sigma_r = \frac{4(50000 \text{ kgf})}{\pi(100)^2}$$

$$\sigma_r = 6.366 \text{ kgf/mm}^2$$

- Compresión 1:

$$\sigma_r = \frac{4(100000 \text{ kgf})}{\pi(125)^2}$$

$$\sigma_r = 8.14 \text{ kgf/mm}^2$$

- Compresión 2:

$$\sigma_r = \frac{4(100000 \text{ kgf})}{\pi(125)^2}$$

$$\sigma_r = 8.14 \text{ kgf/mm}^2$$

- Compuerta de expulsión:

$$\sigma_r = \frac{4(30000 \text{ kgf})}{\pi(70)^2}$$

$$\sigma_r = 7.795 \text{ kgf/mm}^2$$

**Comprobación de Zona de Pandeo:**

Un elemento sometido a una fuerza axial de compresión está libre de pandeo si cumple [21]:

$$\sigma_{\text{real}} \leq \sigma_{\text{ac}} ; \frac{\sigma_{\text{kp}}}{\sigma_{\text{real}}} \geq V_k$$

---

<sup>21</sup> Condición extraída del libro de “Pandeo en el campo plástico” de Nicolás Krukoski

## • Tapa Prensora:

$$6.366 \text{ kgf/mm}^2 \leq 12.64 \text{ kg/mm}^2 \quad \dots \text{ OK } \checkmark$$

$$\frac{27.7}{6.366} \geq 2.5 ; 4.35 \geq 2.5 \quad \dots \dots \text{ OK } \checkmark$$

## • Compresión 1:

$$8.14 \text{ kgf/mm}^2 \leq 12.64 \text{ kg/mm}^2 \quad \dots \text{ OK } \checkmark$$

$$\frac{30.26}{8.14} \geq 2.5 ; 3.71 \geq 2.5 \quad \dots \dots \text{ OK } \checkmark$$

## • Compresión 2:

$$8.14 \text{ kgf/mm}^2 \leq 12.64 \text{ kg/mm}^2 \quad \dots \text{ OK } \checkmark$$

$$\frac{29.94}{8.14} \geq 2.5 ; 3.5 \geq 2.5 \quad \dots \dots \text{ OK } \checkmark$$

## • Compuerta de expulsión:

$$7.795 \text{ kgf/mm}^2 \leq 12.64 \text{ kg/mm}^2 \quad \dots \text{ OK } \checkmark$$

$$\frac{30.27}{7.795} \geq 2.5 ; 3.88 \geq 2.5 \quad \dots \dots \text{ OK } \checkmark$$

CONCLUSION: los diámetros seleccionados cumplen las restricciones de falla por pandeo.

#### 4.5. CÁLCULO DE DIÁMETROS DE CILINDROS

$$F_{\text{extension}} = P_d \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \dots (\text{ec. 4. 14})^{[22]}$$

Donde:

**F<sub>extension</sub>** : Fuerza de extensión de salida del cilindro

**D**: diámetro interior del cilindro hidráulico

**P<sub>d</sub>**<sup>23</sup>: Es el valor que debe utilizarse en las ecuaciones para el cálculo de las partes constitutivas de los recipientes sometidos a presión, dicho valor será el siguiente:

Si  $P_o > 300 \text{ lb/pulg}^2$

Si  $P_o \leq 300 \text{ lb/pulg}^2$

$P = (1.1) P_o$

$P = P_o + 30 \text{ lb/pulg}^2$

Según la norma se requiere tener una densidad de paquete de 1.2TN/m<sup>3</sup> como mínimo para que el paquete pueda resistir el manipuleo sin des aglomerarse, por esto tomamos como densidad de los paquetes a comprimir como 2TN/m<sup>3</sup> y con esto encontramos la presión máxima operación, para esto primero definimos el peso mínimo de un paquete cúbico de 30cm x 30cm x 30cm:

$$\rho = \frac{m}{v}$$

---

<sup>22</sup> Formula extraída del libro de J. Roldán Villoria, Neumática, hidráulica y electricidad aplicada, Ed. Thomson Paraninfo.

<sup>23</sup> Recomendaciones extraídas de PRESSURE VESSEL HANDBOOK. Eugene F. Megyesy. Sixth Edition 1992.

$$2 \frac{T}{m^3} = \frac{m}{0.3 * 0.3 * 0.3 m^2} \rightarrow m = 54 kg.$$

Por lo que se recomienda mantener un promedio de 60 kg por carga para tener un paquete simétrico, gracias al sensor de presión que se implementará la densidad en todos los paquetes será homogénea.

Ahora designamos la presión máxima de operación.

$$P = \frac{F}{A}$$

$$A = \frac{F}{P}$$

Reemplazando en la fórmula de la densidad:

$$\rho = \frac{m}{v}$$

$$\rho = \frac{m}{A \cdot L} = \frac{m}{\frac{F}{P} \cdot L} = \frac{54kg.}{\frac{9.81m/s^2(100000Kgf) * (0.3m)}{P}} = 2 T/m^3$$

$$P = 145 bar$$

La presión de operación es 145 bar. Para el diseño tomamos 145bar como presión de operación. Se sabe que 145bar = 2103.051 lb/pulg<sup>2</sup>, Por lo tanto la presión de diseño es:

$$P_d = 1.1 * 145bar$$

$$P_d = 160 bar$$

La presión de prueba en sistemas hidráulicos es aproximadamente 50% mayor a la

presión de diseño por lo que la presión del sistema sería.

$$P_d = 160\text{bar} * 1.5 = 240\text{bar}$$

Según la norma DIN ISO 3320 las presiones nominales recomendadas (en negrita) para los sistemas hidráulicos son:

25 40 **63** 100 **160** 200 250 315 **400** 500 **630**

Por lo que al tener una presión de prueba de 240 bar.

Calculamos los cilindros.

- Para la Tapa Prensora

$$F_{\text{extension}} = P \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$9.81(50000) = 16(10^6) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$D = 197.56 \text{ mm}$$

- Para Compresiones 1 y 2:

$$F_{\text{extension}} = P \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$9.81(100000) = 16(10^6) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$D = 279.4 \text{ mm}$$

- Para la Compuerta de Expulsión:

$$F_{\text{extension}} = P \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$9.81(30000) = 16(10^6) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \Rightarrow D = 153.03 \text{ mm}$$

TABLA N° 19: DIAMETRO DE CILINDROS CALCULADOS

ITEM	Diámetro calculado	NORMA DIN-ISO 3320
<b>Tapa Prensora</b>	197.56mm	200 mm
<b>Compresión 1</b>	279.4 mm	280 mm
<b>Compresión 2</b>	279.4 mm	280 mm
<b>Compuerta y seguros</b>	153.03 mm	160 mm

\*Fuente propia

#### 4.6. CALCULO DE LA CAMISA

Ya que en la ciudad de Arequipa contamos con diferentes proveedores de acero con certificado de inspección o de calidad como “ACEROS AREQUIPA” El material de la camisa son tubos estirados en frío pulidos internamente al acabado superficial requerido de acero AISI-SAE 1045, estos tubos laminados y pulidos son de alta resistencia y son ideales para su aplicación para cilindros hidráulicos en general. Según el manual de recipientes a presión (ver bibliografía) es de 25% el esfuerzo último a la tensión del material para aceros con mediano contenido de carbono, entonces:

$$s_{\text{adm}} = 0.25 s_u \dots (\text{ec. 4. 15})$$

$$s_{\text{adm}} = 0.25 \left( \frac{565 \text{ MPa}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right) \left( \frac{1\text{m}^2}{10^6} \right) = 14.4 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = 141.25\text{MPa}$$

Luego, en base a las consideraciones y fórmulas expuestas se han calculado los espesores mínimos de las tapas de fondo y guía de los diferentes cilindros del sistema. Para el cálculo del espesor (e) de las paredes del cuerpo del cilindro según **DIN 2413** (teoría de cálculo de cilindros de paredes gruesas), se utiliza la siguiente formula <sup>(24)</sup>:

$$t = \frac{PR}{\sigma_{adm} \cdot E - 0.6P} \dots (\text{ec. 4. 16})$$

Donde:

P = Presión de diseño o presión máxima de trabajo (kgf/mm<sup>2</sup>)

t: Espesor del cuerpo (mm)

E: eficiencia de la junta = 1 para soldadura TIG con una inspección radiográfica total y con placa de respaldo temporal, a tope con un solo cordón de soldadura. (ver anexo: tipo de juntas soldadas)

$\sigma_{adm}$  = Esfuerzo admisible del material del cuerpo (14.4 kg/mm<sup>2</sup>)

R = Radio interior del cuerpo (mm)

P = Presión de trabajo del aceite en el cilindro (kg/cm<sup>2</sup>)

16MPa = 1.63 kg/mm<sup>2</sup>

En lo que a la presión de trabajo en los cilindros se refiere, se ha seleccionado la presión de 16 MPa., según **DIN 24334**.

### ***Material de los tubos estirados en frío.***

Las planchas de acero y tubos sin costura en material AISI 1045 o Ck 45 vienen en los siguientes espesores según norma ASTM 1011 TB para espesores de planchas LAC y

LAF:

---

24 Formula extraída de PRESSURE VESSEL HANDBOOK. Eugene F. Megyesy. Sixth Edition 1992.

6mm, 8mm, 9mm, 12mm, 16mm, 19mm, 25mm, 32mm, 38mm, 50mm,(dentro de nuestro rango)

Para el cilindro de la tapa prensora:

$$t = \frac{(1.63)(100)}{(14.4) \cdot (1) - 0.6(1.63)}$$

$$t = 12.14 \text{ mm} \cong 16 \text{ mm}$$

Para los cilindros horizontales:

$$t = \frac{(1.63)(160)}{(14.4) \cdot (1) - 0.6(1.63)}$$

$$t = 19.43 \text{ mm} \cong 25 \text{ mm}$$

Para el cilindro de la compuerta de expulsión y seguros:

$$t = \frac{(1.63)(80)}{(14.4) \cdot (1) - 0.6(1.63)}$$

$$t = 9.71 \text{ mm} \cong 12 \text{ mm}$$

Finalmente, con las consideraciones mencionadas y las fórmulas expuestas se obtienen los valores del espesor (e), diámetro interior (Di) y diámetro exterior (D) del cuerpo de los diferentes cilindros del sistema.

#### 4.7. CÁLCULO DE TAPAS DE LOS CILINDROS

$$t = d \sqrt{\frac{C'.P}{S.E}} \dots (\text{ec. 4.17})[25]$$

Donde:

t: espesor del cuerpo

d: diámetro interno

C': Constante adimensional que depende de la forma de unión entre la tapa y el cilindro.

P: Presión de diseño

E: eficiencia de soldaduras = 1 (no presenta)

S: Esfuerzo máximo permisible del material de la tapa a tensión.

Tanto como para la tapa guía como para la tapa de fondo seleccionamos el tipo de tapas planas,

Las ecuaciones anteriores serán usadas con las siguientes restricciones:

1. Deberá ser de sección circular.
2. Deberá ser fabricada con alguno de los materiales ferrosos listados en las normas ANSI B-16.5. (**Acero DIN Ck 45 equivalente a AISI 1045**)
3. El espesor obtenido, de la ecuación correspondiente, deberá considerarse como mínimo y deberá agregarse la tolerancia por corrosión si existiera.

---

<sup>25</sup> Formula y restricciones extraídas del PRESSURE VESSEL HANDBOOK. Eugene F. Megyesy. Sixth Edition 1992.

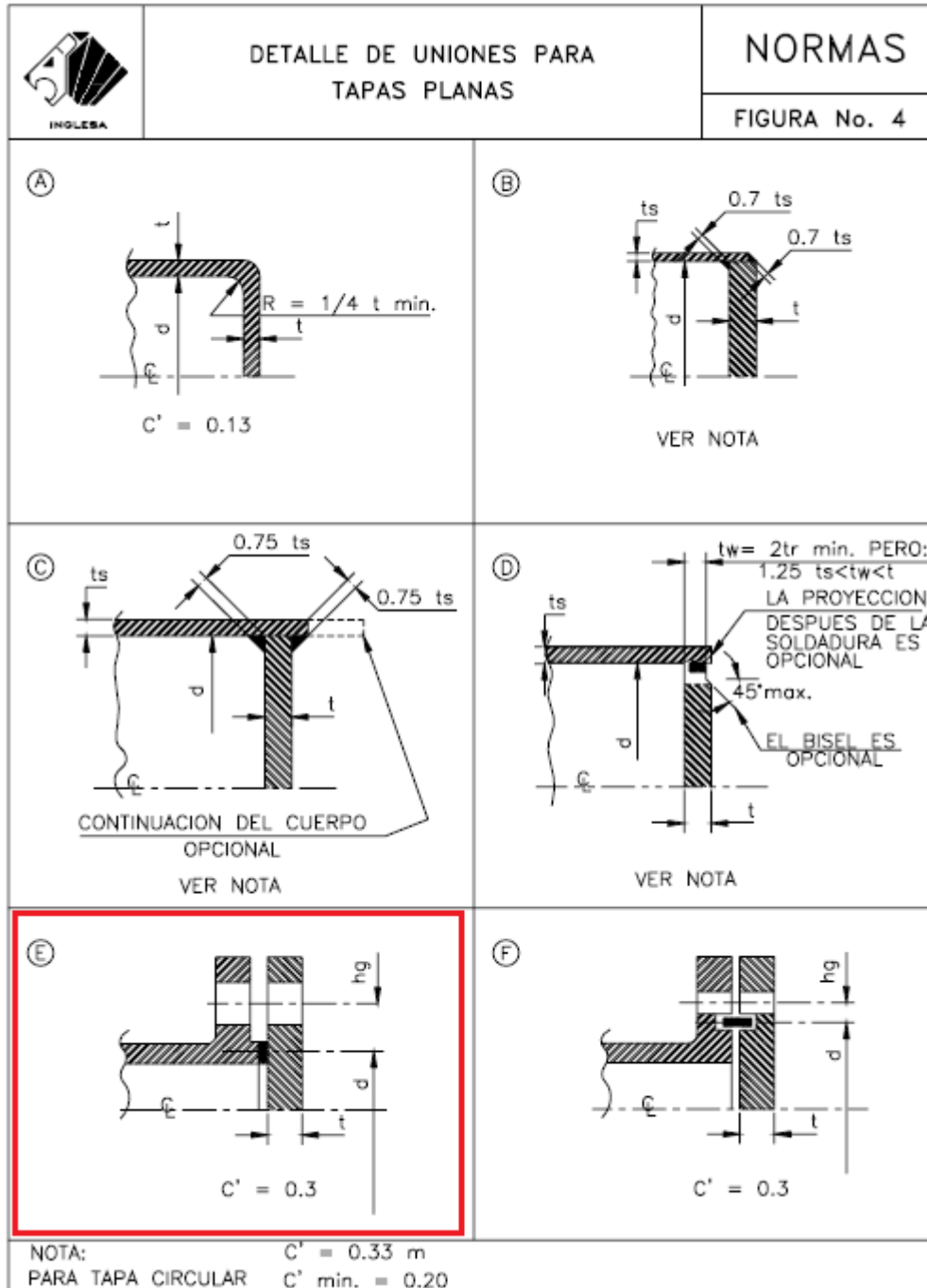


Figura N° 12. Detalle de uniones para tapas planas. Fuente. PRESSURE VESSEL HANDBOOK. Eugene F. Megyesy. Sixth Edition 1992

**TABLA N° 20 : PROPIEDADES DEL ACERO DIN AISI1045**

Medidas	Límite Elástico (Mpa)	Resistencia a la Tracción (Mpa)	Alarg. (%)	Impacto (J)
<b>d ≤ 16</b>	≥ 1000	1200- 1400	≥ 9	≥ 35
<b>16 &lt; d ≤ 40</b>	≥ 900	1100-1300	≥ 10	≥ 45
<b>40 &lt; d ≤ 100</b>	≥ 800	1000-1200	≥ 11	≥ 45
<b>100 &lt; d ≤ 160</b>	≥ 700	900- 1100	≥ 12	≥ 45
<b>160 &lt; d ≤ 250</b>	≥ 600	800 - 950	≥ 13	≥ 45
<b>250 &lt; d ≤ 500</b>	≥ 540	740 - 890	≥ 14	≥ 45
<b>500 &lt; d ≤ 750</b>	≥ 490	690 - 840	≥ 15	≥ 40

*\*Propiedades del Acero AISI 1045 (ver anexo)*

LAS TAPAS GUÍA SERÁN SOLDADAS:

a) Para el cilindro de la tapa prensora:

$$t = d \sqrt{\frac{C' \cdot P}{S \cdot E}}$$

$$t = 200 \sqrt{\frac{0.2(1.63)}{14.4(1)}}$$

$$t = 30.09 \text{ mm}$$

b) Para los cilindros horizontales, compresión 1 y 2:

$$t = d \sqrt{\frac{C' \cdot P}{S \cdot E}}$$

$$t = 280 \sqrt{\frac{0.2(1.63)}{14.4(1)}}$$

$$t = 42.12 \text{ mm}$$

c) Para el cilindro de la compuerta de expulsión y seguros:

$$t = d \sqrt{\frac{C'.P}{S.E}}$$

$$t = 125 \sqrt{\frac{0.3(1.63)}{14.4(1)}}$$

$$t = 18.8 \text{ mm}$$

**TABLA N° 21: RESUMEN DE DIMENSIONES PARA ESPESORES DE PARED DEL CILINDRO Y BRIDA TRASERA**

Característica Parte	Espesor de cilindro		Espesor de tapas	
	Calculado	Normado	Calculado	Normado
Cilindro de tapa prensora	12.14 mm	16 mm	30.09 mm	32 mm
Cilindro de compresión 1	19.43 mm	25 mm	42.12 mm	50 mm
Cilindro de compresión 2	19.43 mm	25 mm	42.12 mm	50 mm
Cilindro de compuerta	9.71 mm	16 mm	18.8 mm	19 mm
Cilindro de seguro	9.71 mm	16 mm	18.8 mm	19 mm

\*Fuente propia

#### 4.8. CÁLCULO DE PERNOS DE SUJECCIÓN PARA LA TAPA DE FONDO:

Para el cálculo de los pernos se utilizaran las tablas siguientes:

**TABLA N° 22: AREAS DE ESFUERZOS DE ROSCAS ESTANDAR AMERICANO**

DIAMETRO NOMINAL Pulg.	ROSCA GRUESA			ROSCA FINA		
	HILOS POR PULGAD A	AREA DE ESFUERZO		HILO S POR PULG	AREA DE ESFUERZO	
		Pulg <sup>2</sup>	mm <sup>2</sup>		Pulg <sup>2</sup>	mm <sup>2</sup>
1/4	20	0,0318	20,53	28	0,0364	2.1,47
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	76,5
1/2	13	0,1419	91,55	20	0,1600	103,2
½	12	0,1378	88,88			
9/16	12	0,1819	117,4	18	0,20,3 0	131,0
5/8	11	0,2260	145,8	18	0,256	165,1
¾	10	0,3345	215,8	16	0,373	240,6
7/8	9	0,4617	297,9	14	0,5095	328,7
1	8	0,6057	390,8	12	0,663	427,8
1 1/8	7	0,7633	492,4	12	0,8557	552,1
1 ¼	7	0,9691	625,2	12	0,0721	692,2
1 3/8	6	1,1549	745,1	12	1,3147	848,2
1 ½	6	1,4053	906,6	12	1,581	1020
1 ¾	5	1,8995	1225	12	2,1875	1411
2	4.5	2,1982	1612	12	2,8-31 7	1 866
2 ¼	4.5	3,2477	2095	12	3,6943	2383
2 ½	4	3,9988	2580	12	4,595 1	2875
2 ¾	4	4,9340	3183	12	5,594	3609
3	4	5,9674	3850	12	6,6912	4317

\*Fuente: Libro "Diseño de elementos de máquinas", Bernard J.Hamrock

**TABLA N° 23: VALORES DE LOS FACTORES DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS, K, PARA CIERTO TIPO DE UNIONES**

TIPO DE UNION	K
Empaquetadura blanda con espárragos	1
Empaquetadura blanda con pernos pasantes	0,75
Empaquetadura de asbestos con pernos pasantes	0,6
Empaquetadura de cobre suave con pernos pasantes	0,5
Empaquetadura de cobre duro con pernos pasantes	0,25
Uniones metal a metal	0,00

*\*Fuente: Libro “Diseño de elementos de máquinas”, Bernard J.Hamrock*

**TABLA N° 24: VALORES DE LOS FACTORES DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS, Kf, EN PERNOS SOMETIDOS A CARGAS DE TRACCIÓN**

TIPO DE ROSCA	RECOCIDO		TRATADO TERMICAMENTE (Templado, y revenido)	
	LAMINADA	MECANIZADA	LAMINADA	MECANIZADA
American	2,2	2,8	3	3.8
Whitwort	L4	1.8	2.6	3,3

*\*Fuente: Libro “Diseño de elementos de máquinas”, Bernard J.Hamrock*

**TABLA N° 25: ESPECIFICACIONES SAE PARA MATERIALES DE PERNOS**

SAE GRADO	TIPO DE ACERO	DIAM. Pulg.	CARGA DE PRUEBA kgf/mm <sup>2</sup>	ESF. DE ROTURA kgf/mm <sup>2</sup>	DUREZA BHN	OBS.
<b>0</b>	-	¼ - 1 ½	--	"		SAE: 1010, 1012, 1015, 1018
<b>1</b>	Bajo % C	¼ - 1 ½	--	38,7	207 máx	SAE: 1010, 1015, 1018 ASTM A307 grado B
<b>2</b>	Bajo y medio %C	¼ - 1 ½ 9/16 - ¾ 7(8 - 1 ½)	<b>38.7</b> <b>36.6</b> <b>19.7</b>	48.6 45.1 38.7	241 241 207	SAE: 1015, 1018, 1038
<b>3</b>	Medio %C Trabajado en frío	¼ - ½ 9/16 - 5/8	<b>58.9</b> <b>56.3</b>	77.5 70.4	207/269 207/269	SAE: 1035, 1038, 1040, 10445 ASTM: A449, A325
<b>5</b>	Medio %C Templado y revenido	¼ - 1 ½ 9/16 - ¾ 7(8 - 1 ½)	<b>59.9</b> <b>54.9</b> <b>52.1</b>	84.5 81.0 73.9	241/302 235/302 223/285	SAE: 1035, 1038, 1040, 10445 ASTM: A449, A325
<b>6</b>	Medio %C Templado y revenido	¼ - ¾ 7/8 - 1 1 - 1 ½	<b>77.5</b> <b>73.9</b>	98.6 93.7	285/331 269/331	
<b>7</b>	Medio %C Templado y revenido	¼ - 5/8 9/16 - ¾	<b>73.9</b>	93.7	269/321	Rosca laminada después del tratamiento térmico
<b>8</b>	Medio %C Templado y revenido	¼ - 1 ½	<b>84.5</b>	105.6	302/352	SAE: 8635, 8640, 4140, 4037 ASTM: A354 grado BD

*\*Fuente: Libro "Diseño de elementos de máquinas", Bernard J. Hamrock*

TABLA N° 26: ESPECIFICACIÓN ASTM PARA MATERIALES DE PERNOS

DESIG- NACION	GRADO	TIPO DE ACERO	TEMP MaX °C	DIAMETRO Pulg.	ESFUERZO DE ROTURA	ESF. DE FLUENCIA Kgf/mm <sup>2</sup>	EQUIV SAE Grado
A307	B	Carbono	230	½ - 1	38.7 – 63,4	--	1
A325		Carbono	400	½ - 1 1 1/8 – 1 ½	84,5 73,9	64.8 57.0	5
A449	BB	Carbono		¼ - 1 1 1/8 – 1 ½ 1 5/8 – 3	84.5 73.9 63.4	64.8 57.0 40.8	5
A354	BC	Aleado	400	¼ - 2 ½	73.9	58.4	
A354	BD	Aleado	400	¼ - 2 ½	88.0	76.8	
A354		Aleado		¼ - 1 ½	105.6	88.0	8
A354	B5	Aleado	540	½ 2 ½	105.6	91.5	8
A193	B6	Aleado	540	¼ - 4	70.4	56.3	
A193	B6	Aleado	540	¼ - 4	77.5	59.9	
A193	B7	Aleado	540	¼ - 4	88.0	73.9	
A193	B14 B16	Aleado	590	¼ - 2 ½	88.0	73.9	
A193	B8, B8C B8M, B8T	Inoxidable	800	¼ - 2 ½	52.8	21.1	
A320	1.7	Aleado	-100°	¼ - 4	88.0	73.9	
A320	1.10	Aleado	-100°	¼ - 2 ½	49.3	28.2	
A320	1.9	Aleado	-140°	¼ - 4	88.0	73.9	
A320	BRP	Inoxidable	-200°	¼ - 2 ½ ¼ - 4	52.8	21.1	

\*Fuente: Libro “Diseño de elementos de máquinas”, Bernard J.Hamrock

## 1.- PARA CILINDROS HORIZONTALES COMPRESION 1 y 2:

### Diámetro sometido a Presión:

Se tiene la siguiente recomendación [<sup>26</sup>]:

$$D = 0.5(D_p + D_i) \dots (\text{ec. 4. 18})$$

Se recomienda que el diámetro del círculo "D<sub>p</sub>" de pernos se encuentre 20% distanciado del diámetro interno. Es decir  $D_p = 1.2 D_i$

$$D = 0.5(D_p + D_i)$$

$$D = 0.5(2.2D_i)$$

$$D = 0.5(2.2)(280) = 308 \text{ mm} = 0.308 \text{ m}$$

### Área total sometida a presión:

$$A = \frac{\pi(0.308)^2}{4} = 0.0745 \text{ m}^2$$

### Cálculo de la fuerza externa:

$$F_e = (P). (A) = (16 \text{ MPa})(0.0745 \text{ m}^2) = 1192000 \text{ N}$$

$$F_e = 267971.13 \text{ lb}$$

$$F_{e\text{Total}} = C(F_e) \dots (\text{ec. 4. 19})$$

---

<sup>26</sup> Recomendación del Libro de PRESSURE VESSEL HANDBOOK. Eugene F. Megyesy. Sixth Edition 1992.

$$F_{eTotal} = 1.5(267971.13) = 401956.704 \text{ lb}$$

Dónde:

C: es el factor de carga de apertura que varía entre los valores de 1.2 a 2, el valor C determina la relación que hay entre la Presión de prueba (Pp) y la presión de trabajo (Po), para cilindros hidráulicos la presión de prueba es aproximadamente 50% más de la Presión de trabajo, es decir tomamos un valor de 1.5 para C.

### **Selección del material para los pernos:**

Para la selección del material se hace un proceso similar al iterativo, se selecciona un material estimado, se determina el diámetro del perno y se hace una comprobación para verificar si el material elegido fue el correcto.

Nosotros al tratarse de altas presiones de operación y de prueba tomamos el material para pernos siguiente:

**ACERO A354 (SAE GRADO 8 /Acero aleado GRADO BD)**

Margen de diámetros: 1/4" – 1 1/2"

Esfuerzo a la ruptura (Sp): 105.6 kgf/mm<sup>2</sup>

Esfuerzo a la fluencia (Sy): 88 kgf/mm<sup>2</sup>

### **Número de pernos:**

El número de pernos que se seleccionará será equivalente al diámetro del recipiente en pulgadas, redondeado al múltiplo de 4 más cercano.

**Diámetro interior de cilindros horizontales**

$$280 \text{ mm} = 11.02''$$

Numero de pernos aproximados: 12 pernos

**Área total de esfuerzo:**

$$A_{st} = \frac{F_{eTotal}}{S_{do}} \dots (\text{ec. 4.20})$$

Donde  $S_{do}$  es el esfuerzo de diseño que es:

$$S_{do} = 0.4 \cdot S_y \dots (\text{ec. 4.21})$$

$$S_{do} = 0.4 \cdot \left( 88 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right) = 35.2 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} = 50064.25 \text{ PSI}$$

$$A_{st} = \frac{F_{eTotal}}{S_{do}} \dots (\text{ec. 4.22})$$

$$A_{st} = \frac{401956.704}{50064.25 \text{ PSI}} \Rightarrow A_{st} = 8.02 \text{ pulg}^2$$

Área de esfuerzo del perno:

$$A_s = \frac{A_{st}}{n}; A_s = \frac{8.02 \text{ pulg}^2}{12}$$

$$A_s = 0.66 \text{ pulg}^2$$

• 1 1/8" 12UNC

• 1" 12 UN

**SELECCIONAMOS 12 PERNOS DE 1 1/8" 12 UNC**

Los diámetros fueron seleccionados con la tabla 6. Se seleccionaron dos diámetros para cada número de pernos, uno con rosca fina UNF y otro con rosca dura UNC.

- Ya que todos los diámetros seleccionados están dentro del Margen de diámetros del material:  $\frac{1}{4}'' - 1 \frac{1}{2}''$ , seleccionamos el número menor de pernos en este caso es 12 pernos y seleccionamos  $1 \frac{1}{8}''$  12 UNC, por tener mayor dureza y mayor área de sección transversal.

Margen mínimo:

$$\text{para } d_{\text{perno}} > 1''$$

$$m = d_{\text{perno}}$$

$$m = 1 \frac{1}{8}''$$

$$D_{\text{int}} + 2m = D_p$$

$$11.02 + 2(1.125) = D_p$$

$$D_p = 13.27''$$

Paso mínimo entre pernos:

$$p = \frac{\pi \cdot D}{n} = \frac{\pi \cdot (13.27'')}{n} = 3.47''$$

Recomendado:

$$3d_b \leq p \leq 7d_b$$

$$3(1 \frac{1}{8}'') \leq p \leq 7(1 \frac{1}{8}'')$$

$$3.375 \leq p \leq 7.875 \rightarrow \text{OK!}$$

Entonces el paso es 3.47"

Usamos 12 pernos SAE GRADO 8 de 1 1/8" 12UNC

Selección de empaquetadura:

Ajuste manual:

$$F_i = 8000 (d_b)$$

$$F_i = 8000 (1 \frac{1}{8}'' )$$

$$F_i = 9000 \text{ lbs}$$

Fuerza actuante por perno:

$$F_o = \frac{401956.704}{12} = 33496.395 \frac{\text{lbs}}{\text{perno}}$$

$$F_i = (1 - K)F_o$$

$$9000 = (1 - K)(33496.395)$$

$$K = 0.73$$

Ingresamos a la tabla 23 y con el valor de K, concluimos que usaremos una empaquetadura blanda con pernos pasantes.

## 2.- PARA EL CILINDRO DE LA TAPA PRENSORA.

Siguiendo el mismo procedimiento para la tapa prensora se tiene:

**Diámetro sometido a Presión:**

$$D = 0.5(D_p + D_i)$$

$$D = 0.5(2.2D_i)$$

$$D = 0.5(2.2)(200) = 220 \text{ mm} = 0.220 \text{ m}$$

**Área total sometida a presión:**

$$A = \frac{\pi(0.220)^2}{4} = 0.038 \text{ m}^2$$

**Cálculo de la fuerza externa:**

$$F_e = (P) \cdot (A) = (16 \text{ MPa})(0.038 \text{ m}^2) = 608194.4 \text{ N}$$

$$F_e = 136727.54 \text{ lb}$$

$$F_{e\text{Total}} = C(F_e) = 1.5(136398.28) = 205091.31 \text{ lb}$$

Donde:

C: es el factor de carga de apertura = 1.5

**Selección del material para los pernos:**

**ACERO A449** (SAE GRADO 5 /Acero al carbono)

Margen de diámetros: ¼” – 1”

Esfuerzo a la ruptura (Sp): 84.5 kgf/mm<sup>2</sup>

Esfuerzo a la fluencia ( $S_y$ ): 64.8 kgf/mm<sup>2</sup>

**Número de pernos:** El número de pernos que se seleccionará será equivalente al diámetro del recipiente en pulgadas, redondeado al múltiplo de 4 más cercano.

**Diámetro interior del cilindro de la tapa prensora**

200 mm = 7.87"

Numero de pernos aproximados: 8 pernos

**Área total de esfuerzo:**

$$A_{st} = \frac{F_{eTotal}}{S_{do}}$$

Donde  $S_{do}$  es el esfuerzo de diseño que es:

$$S_{do} = 0.4 \cdot S_y \dots (\text{ec. 4.23})$$

$$S_{do} = 0.4 \cdot \left(64.8 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}\right) = 25.92 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} = 36865.497 \text{ PSI}$$

$$A_{st} = \frac{F_{eTotal}}{S_{do}}$$

$$A_{st} = \frac{205091.31 \text{ lb}}{36865.497 \text{ PSI}} \Rightarrow A_{st} = 5.56 \text{ pulg}^2$$

Área de esfuerzo del perno:

$$A_s = \frac{A_{st}}{n}$$

$$A_s = \frac{5.56 \text{ pulg}^2}{8}$$

$$A_s = 0.695 \text{ pulg}^2$$

1 1/8" 7UNC

1 1/8" 12UNF

Ya que todos los diámetros seleccionados están fuera del Margen de diámetros del material: 1/4" – 1", por lo tanto seleccionamos un nuevo material.

### **SELECCIÓN DE MATERIAL:**

**ACERO A354** (SAE GRADO 8 /Acero aleado GRADO BD)

Margen de diámetros: 1/4" – 1 1/2"

Esfuerzo a la ruptura (Sp): 105.6 kgf/mm<sup>2</sup>

Esfuerzo a la fluencia (Sy): 88 kgf/mm<sup>2</sup>

**Área total de esfuerzo:**

$$A_{st} = \frac{F_{eTotal}}{S_{do}}$$

Donde  $S_{do}$  es el esfuerzo de diseño que es:

$$S_{do} = 0.4 \cdot S_y$$

$$S_{do} = 0.4 \cdot \left( 88 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right) = 35.2 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} = 50064.25 \text{ PSI}$$

$$A_{st} = \frac{F_{eTotal}}{S_{do}} = \frac{205091.31 \text{ lb}}{50064.25 \text{ PSI}} \Rightarrow A_{st} = 4.09 \text{ pulg}^2$$

Área de esfuerzo del perno:

$$A_s = \frac{A_{st}}{n}$$

$$A_s = (4.09 \text{ pulg}^2) / 8$$

$$A_s = 0.51 \text{ pulg}^2$$

1" 8UNC

1" 12UNF

**SELECCIONAMOS 8 PERNOS DE 1" 8UNC**

Se seleccionaron dos diámetros para cada número de pernos, uno con rosca fina UNF y otro con rosca dura UNC. Ya que todos los diámetros seleccionados están dentro del Margen de diámetros del material: 1/4" – 1 1/2", seleccionamos el número menor de pernos en este caso es 8 pernos y seleccionamos **1" 8UNC**, por ser rosca dura, las roscas finas se aplican cuando se necesita una profundidad demasiado grande comparado con

el espesor, por ejemplo en husillos huecos o en tubos.

Margen mínimo:

$$\text{para: } \frac{5}{8}'' < d_{\text{perno}} \leq 1''$$

$$m = d_{\text{perno}} + \frac{1}{16}'' \dots (\text{ec. 4.24})$$

$$m = 1 \frac{1}{16}''$$

$$D_{\text{int}} + 2m = D_p \dots (\text{ec. 4.25})$$

$$7.87'' + 2(1.0625) = D_p$$

$$D_p = 9.99''$$

Paso mínimo entre pernos:

$$p = \frac{\pi \cdot D}{n} = \frac{\pi \cdot (9.99)}{8} = 3.92''$$

Recomendado:

$$3d_b \leq p \leq 7d_b$$

$$3(1'') \leq p \leq 7(1'')$$

$$3 \leq p \leq 7 \rightarrow \text{OK!}$$

Entonces el paso es 3.92''

Usamos 8 pernos SAE GRADO 8 de 1'' 8UNC

### 3.-PARA CILINDROS DE LA COMPUERTA DE EXPULSIÓN Y SEGURO DE LA TAPA PRENSORA:

**Diámetro sometido a Presión:**

$$D = 0.5(D_p + D_i)$$

$$D = 0.5(2.2D_i)$$

$$D = 0.5(2.2)(160) = 176 \text{ mm} = 0.176 \text{ m}$$

**Área total sometida a presión:**

$$A = \frac{\pi(0.176)^2}{4} = 0.02432 \text{ m}^2$$

**Cálculo de la fuerza externa:**

$$F_e = (P).(A) = (16 \text{ MPa})(0.02432 \text{ m}^2) = 389244.41 \text{ N}$$

$$F_e = 87505.62 \text{ lb}$$

$$F_{e\text{Total}} = C(F_e) = 1.5(87505.62 \text{ lb}) = 131258.43 \text{ lb}$$

Donde:

C: es el factor de carga de apertura es 1.5

**Selección del material para los pernos:**

**ACERO A449** (SAE GRADO 5 /Acero al carbono)

Margen de diámetros: 1/4" – 1"

Esfuerzo a la ruptura ( $S_p$ ): 84.5 kgf/mm<sup>2</sup>

Esfuerzo a la fluencia ( $S_y$ ): 64.8 kgf/mm<sup>2</sup>

### Número de pernos:

El número de pernos que se seleccionará será equivalente al diámetro del recipiente en pulgadas, redondeado al múltiplo de 4 más cercano.

### Diámetro interior de cilindros horizontales

160 mm = 6.3"

Numero de pernos aproximados: 4 a 8 pernos

### Área total de esfuerzo:

$$A_{st} = \frac{F_{eTotal}}{S_{do}}$$

Donde  $S_{do}$  es el esfuerzo de diseño que es:

$$S_{do} = 0.4 \cdot S_y$$

$$S_{do} = 0.4 \cdot \left( 64.8 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right) = 25.9 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} = 36865.497 \text{ PSI}$$

$$A_{st} = \frac{F_{eTotal}}{S_{do}}$$

$$A_{st} = \frac{131258.43 \text{ lb}}{36865.497 \text{ PSI}} \Rightarrow A_{st} = 3.56 \text{ pulg}^2$$

Área de esfuerzo del perno:

$$A_s = \frac{A_{st}}{n}$$

$$A_s = \frac{3.56 \text{ pulg}^2}{4}$$

$$A_s = 0.89 \text{ pulg}^2$$

- 1 1/4" 7UNC
- 1 1/4" 12UNF

$$A_s = \frac{A_{st}}{n}$$

$$A_s = \frac{3.56 \text{ pulg}^2}{8}$$

$$A_s = 0.445 \text{ pulg}^2$$

- 7/8" 9UNC
- 7/8" 14UNF

Se tiene como opciones dos diámetros para cada número de pernos, uno con rosca fina UNF y otro con rosca dura UNC. Ya que todos los diámetros seleccionados están dentro del Margen de diámetros del material: 1/4" – 1", seleccionamos 7/8" 9UNC, por estar dentro del margen y ser rosca dura.

Margen mínimo:

$$\text{para: } \frac{5}{8}'' < d_{\text{perno}} \leq 1''$$

$$m = d_{\text{perno}} + \frac{1}{16}''$$

$$m = 0.9375''$$

$$D_{\text{int}} + 2m = D_{\text{p}}$$

$$6.3'' + 2(0.9375) = D_{\text{p}}$$

$$D_{\text{p}} = 8.17''$$

Paso mínimo entre pernos:

$$p = \frac{\pi \cdot D}{n} = \frac{\pi \cdot (8.17'')}{8} = 3.2''$$

Recomendado:

$$3d_{\text{b}} \leq p \leq 7d_{\text{b}}$$

$$3(7/8'') \leq p \leq 7(7/8'')$$

$$2.62'' \leq p \leq 6.125'' \rightarrow \text{OK!}$$

Entonces el paso es 3.2''

Usamos 8 pernos SAE GRADO 5 de 7/8'' $\phi$  - 9UNC

**TABLA N° 27: RESUMEN DE PERNOS CALCULADOS**

<b>Pernos para tapas traseras de cilindros</b>	<b>Material</b>	<b>Designación</b>	<b>N° pernos</b>
<b>Cilindros horizontales 1 y 2</b>	<b>ACERO A354</b> (SAE GRADO 8/ acero aleado GRADO BD)	1 1/8” 6UNC	12
<b>Tapa prensora</b>	<b>ACERO A354</b> (SAE GRADO 8/ acero aleado GRADO BD)	1” 8UNC	8
<b>Compuesta y seguros</b>	<b>ACERO A449</b> (SAE GRADO 5/ acero al carbono)	7/8” 9UNC	8

*\*Fuente propia.*

#### **4.8.1.- ACABADOS SUPERFICIALES PARA PISTONES HIDRÁULICOS<sup>27</sup>**

**CAMISAS:** Construidas con tubos sin costura de Acero SAE 1020 o 1045. Eventualmente para aplicaciones especiales con Acero SAE 4140. Terminación superficial interior bruñida con una rugosidad media (Ra) de 0,20 micrones. Para el caso de ser utilizadas en cilindros neumáticos se croman interiormente con un espesor de 0,03 mm.

**VASTAGOS:** Construidos de Acero SAE 4140 bonificado o SAE 1045. Recubiertos con una capa de cromo duro de 0,100 mm. Dureza de la capa de cromo 900 a 1.000 Vickers. Eventualmente también se templean por inducción superficialmente. Rectificados y pulidos hasta obtener una rugosidad media (Ra) de 0,10 micrones. Para aplicaciones especiales se realizan cromados en varias capas.

**BRIDAS:** Construidas en Acero SAE 1020 o 1045.

<sup>27</sup> Recomendaciones extraídas del Cap. III, ACTUADORES HIDRAULICOS del libro “NEUMÁTICA E HIDRÁULICA” de Antonio Creus Solé, ver bibliografía

**PISTON:** Construidos en Acero SAE 1045. Para el caso de ser utilizados en cilindros neumáticos se croman las superficies expuestas con un espesor de 0,03 mm.

**EMPAQUETADURAS:** Se proveen con distintos tipos de diseños, anillo deslizante con expansor, multi-V, U de labios simétricos o asimétricos, de perfil angular, anillos tóricos, se seleccionarán más adelante.

#### **4.10. DISEÑO DE LA CÁMARA DE COMPACTACIÓN**

##### **4.10.1. CALCULO DEL ESPESOR DE LAS PAREDES DE LA CÁMARA**

La cámara de compactación así como la tapa prensora y la gran mayoría de partes de la prensa, están diseñadas en base a planchas de acero soldadas. Las planchas de acero tipo estructural que produce SIDER PERÚ (ver características generales en el anexo) son adecuadas para fines constructivos y son de fácil adquisición en nuestro medio.

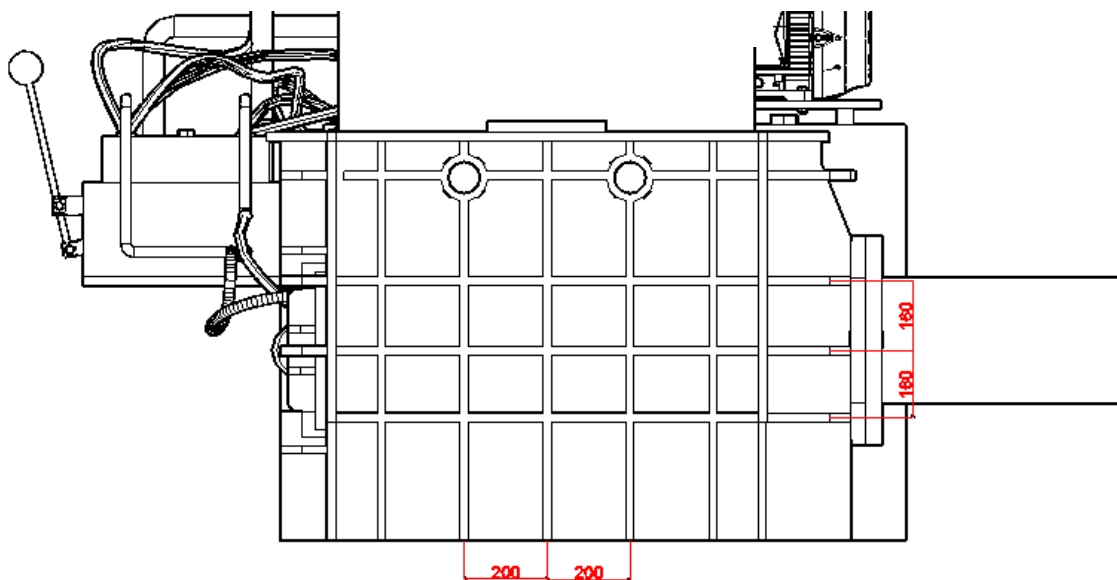
Las paredes de la cámara, sobre todo en las zonas afectadas por la máxima presión de compactado, están reforzadas con refuerzos longitudinales y transversales. Cuando una placa está reforzada por algún elemento de rigidez, una zona de la placa puede considerarse como a la de viga que colabora íntegramente con el refuerzo añadido, el cual actúa como alma.

Con los refuerzos mencionados, se evita también utilizar planchas de acero de grandes espesores y se proporciona adecuada rigidez a la cámara para poder soportar las presiones de compactado. En la fig. 5.1 se muestra un esquema de la pared posterior de la cámara reforzada y afectada por la máxima presión de compactado.

De igual forma se considera afectada por dicha presión toda la zona que rodea al paquete

en el momento en que éste termina de ser conformado, Las cargas que actúan sobre todos los elementos de la prensa, son cargas dinámicas puramente pulsantes que van de cero a un valor máximo en el momento en que termina de ser conformado el paquete. El acero tipo estructural de SIDER PERÚ E1 acero SAE 1045 en estado normalizado (ver características técnicas en el anexo) tiene un límite de fluencia de  $31.6 \text{ Kg/mm}^2$ .

Esfuerzo máximo permisible ( $s_{adm}$ ):  $0.475 s_y = 31.6 \text{ kgf/mm}^2 * (0.475) = 1500 \text{ kgf/cm}^2$



**Figura N° 13.** Esquema de la pared frontal de la bancada, parte frontal de la cámara de compactación. (Fuente: diseño en AutoCAD Plano M-001)

#### 4.10.2. CARGA DISTRIBUIDA EN LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMPACTACION:

Caso crítico: que la fuerza máxima de extensión del pistón se aproxime a la fuerza de reacción del paquete compactado.

El cilindro fue diseñado para soportar 100 TON

Entonces teniendo 100 Ton = 100000kgf

$A = 30 \times 30 \text{ cm}^2$

Tenemos una carga distribuida o presión constante en las paredes de:

$P = 100000 \text{ kgf} / 900 \text{ cm}^2$

$P = 111.11 \text{ kgf/cm}^2$

Este valor es el valor de presión máxima dentro de la cámara de compactación que se da esforzando la presión de operación en la etapa de compactación final debe ser aproximadamente la presión máxima de prueba debe ser 1.5 veces la presión de diseño.

Para el cálculo del espesor de plancha se toma una de las secciones limitadas por los refuerzos de  $16 \times 20 \text{ cm}^2$ , y se aplica la teoría de placas planas. Se considera todos los bordes de la placa apoyados y una carga uniformemente distribuida sobre toda la superficie. En base a estas consideraciones, el espesor mínimo ( $t$ ) de las paredes de la cámara se calcula con la siguiente expresión<sup>28</sup>:

$$t = \left( \frac{0.75 P b^2}{S_b (1 + 1.61 \alpha^3)} \right)^{1/2} \dots (\text{ec. 4.24})$$

Dónde:

$P$ :  $111.11 \text{ kg/cm}^2$  (carga distribuida sobre la sección, presión de compactado final)

---

<sup>28</sup> Expresión según caso 36 del Cap. IX del libro "Fórmulas de Resistencia de Materiales, Esfuerzos y Deformaciones" de Raymond 3. Roark, ver bibliografía.

b: 16 cm. (ancho de la sección)

$\alpha$ : 16/20 (ancho de la sección/largo de la sección)

$\sigma_b$ : Esfuerzo admisible del material de las paredes de la cámara,  $K_{adm} = 0.5K_p$ ; (1500 kg/cm<sup>2</sup>)

Luego, reemplazando los valores en la expresión anterior:

$$t = \left( \frac{0.75 (111.11) 16^2}{1500 (1 + 1.61 (0.8)^3)} \right)^{1/2} \dots (\text{ec. 4.25})$$

$$t \geq 2.79 \text{ cm.}$$

Por lo tanto seleccionamos planchas de 32 mm. (1 1/4") según producción de SIDER PERU) para las paredes de la cámara se está asegurando el valor obtenido para "t".

Ahora bien, para el cálculo de los refuerzos de las paredes, es necesario tomar una sección y examinarla considerándola como una viga, donde la pared en sí actúa como ala y el refuerzo añadido como alma. La Fig. 5.2 muestra la sección de la viga así como las cargas que **actúa sobre ella**.

#### 4.10.3. CÁLCULO DE LA LONGITUD MÍNIMA DE LOS REFUERZOS.

$$\sigma_{adm} = \frac{M \cdot c}{I} \dots (\text{ec. 4.26})$$

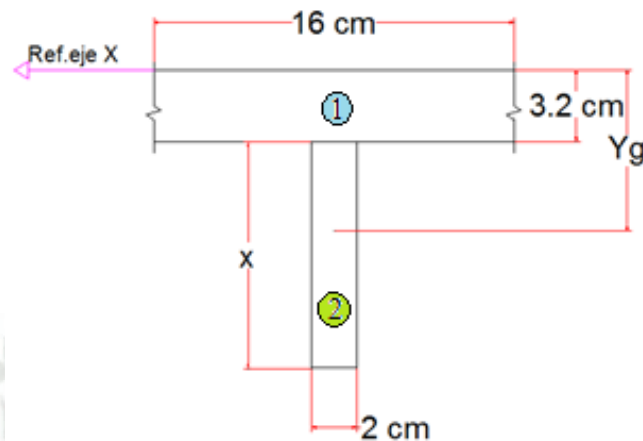
Donde:

$\sigma_{adm}$  : Esfuerzo admisible del material siendo:  $0.5 * S_y = 0.5(3000 \text{ kg/cm}^2) = 1500 \text{ kg/cm}^2$

M: Momento flector máximo de la viga

c: Distancia del eje de referencia al Centro de Gravedad del conjunto de las áreas.

I: Momento de inercia de la sección.



**Figura N° 14:** Sección transversal del refuerzo en analisis

La fuerza cortante será:

$$R_1 = R_1 = \frac{wL}{2} = \frac{[(111.11\text{kgf/cm}^2)(16\text{ cm})](20\text{ cm})}{2} = 17777.6\text{ kgf}$$

El ancho real de la viga es de 16 cm, sin embargo, se considera un ancho efectivo 15% mayor al real (18.4 cm.) para aproximar la carga lineal (w). Esto se debe a que en vigas continuas y construcciones reforzadas, las precauciones adoptadas contra la deformación lateral tienden a incrementar el ancho efectivo sobre el caso de una ala con los bordes libres ( ).<sup>29</sup>

Momento flexionante máximo:

$$M_{\max} = \frac{wL^2}{8} = \frac{[(111.11\text{kgf/cm}^2)(18.4\text{ cm})](20\text{ cm})^2}{8} = 102221,2\text{ kgf. cm}$$

<sup>29</sup> Según recomendaciones del Cap. VII del libro “Fórmulas de Resistencia de Materiales, Esfuerzos y Deformaciones” de Raymond J. Roark, ver bibliografía.

Hallamos Centro de gravedad ( $\bar{x}$ )

$$\bar{x} = \frac{(16)(3.2)(1.6) + (2)(x)\left(\frac{x}{2} + 3.2\right)}{(16)(3.2) + 2x}$$

$$\bar{x} = \frac{81.9 + x^2 + 6.4x}{51.2 + 2x}$$

Hallamos el momento de inercia de los rectángulos 1 y 2 respecto al eje x de referencia:

$$I_{x1} = \frac{bh^3}{12} = \frac{16 \cdot (3.2)^3}{12} = 43.69 \text{ cm}^4$$

$$I_{x2} = \frac{bh^3}{12} = \frac{2 \cdot (x)^3}{12} = \frac{x^3}{6} \text{ cm}^4$$

Hallamos el momento de inercia de la sección en conjunto (<sup>30</sup>)

$$I = \sum \bar{I}_x \dots (\text{ec. 4.27})$$

$$I = \sum (I_x + AC^2)$$

Donde:

C: es la distancia del centroide de cada rectángulo al centroide del conjunto.

A: Área de la sección parcial (Rectángulo1 o Rectángulo2)

Reemplazando valores:

$$I = \sum (I_x + AC^2)$$

<sup>30</sup>Ecuación extraída del libro de Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Ed. Mc Graw-Hill

$$I = [43.69 + (3.2)(16)(Y_G - 1.6)^2] + \left[ \frac{x^3}{6} + 2x \left( \frac{x}{2} + 3.2 - Y_G \right)^2 \right] \dots \dots (\text{ec. 4.28})$$

Reemplazando la Ecuación 4.25 y demás datos en la Ecuación 4.26.:

$$\sigma_{adm} = \frac{M. c}{I} \dots (\text{ec. 4.29})$$

**\*NOTA:** La sección se encuentra sometida a un momento flector el cual también genera esfuerzos de compresión y de tensión, en las fibras superiores e inferiores de la sección de la viga respectivamente.

**\*Esfuerzo de Compresión por flexión:**

$$\sigma_{adm} = \frac{M. c}{I}$$

Se analiza con la distancia:  $c = \bar{x}$

$$\sigma_{adm} = \frac{M. c}{I}$$

$$1500: \frac{(102221,2 \text{ kgf. cm}) \left( \frac{81.9 + x^2 + 6.4x}{51.2 + 2x} \right)}{\left[ 43.69 + (3.2)(16) \left( \frac{81.9 + x^2 + 6.4x}{51.2 + 2x} - 1.6 \right)^2 \right] + \left[ \frac{x^3}{6} + 2x \left( \frac{x}{2} + 3.2 - \frac{81.9 + x^2 + 6.4x}{51.2 + 2x} \right)^2 \right]}$$

$$x = 3.95 \text{ cm}$$

**\*Esfuerzo de Tensión por flexión**

$$\sigma_{adm} = \frac{M. c}{I}$$

Se analiza con la distancia  $c = x + 3.2 - \bar{x}$

$$1500: \frac{(102221,2 \text{ kgf. cm})(x + 3.2 - \frac{81.9 + x^2 + 6.4x}{51.2 + 2x})}{[43.69 + (3.2)(16)(\frac{81.9 + x^2 + 6.4x}{51.2 + 2x} - 1.6)^2] + [\frac{x^3}{6} + 2x(\frac{x}{2} + 3.2 - \frac{81.9 + x^2 + 6.4x}{51.2 + 2x})^2]}$$

$$x = 8.56 \text{ cm}$$

Reemplazando y resolviendo...

Hallamos que la longitud mínima del refuerzo de 20 mm de espesor es:

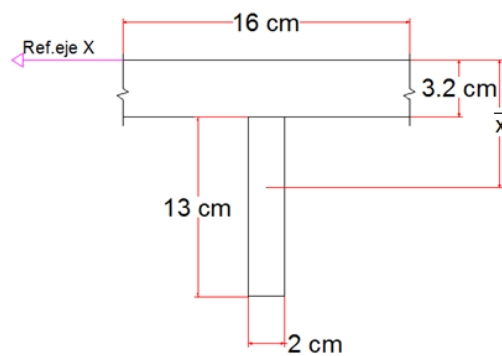
Por compresión: 3.95 cm

Por tensión: 8.56 cm

Entonces por seguridad le damos 50% más a la longitud mínima y tendríamos:

Longitud de refuerzos:  $8.56 \text{ cm} \times 1.5 = 12.84 \text{ cm} = 13 \text{ cm}$

**\*Calculamos el esfuerzo flexionante en refuerzos (<sup>31</sup>):**



**Figura N° 15:** sección transversal del área en análisis.

La distancia  $Y_g$  al centro de gravedad de la sección:

$$\bar{x} = \frac{1.6 (51.2) + 9.7(26)}{51.2 + 30}$$

<sup>31</sup> Metodología de cálculo de diseño de elementos de máquinas por Roebert L. Mott.

$$\bar{x} = 4.33 \text{ cm.}$$

Hallamos el momento de inercia de los rectángulos 1 y 2 respecto al eje x de referencia:

$$I_{x1} = \frac{bh^3}{12} = \frac{16 \cdot (3.2)^3}{12} = 43.69 \text{ cm}^4$$

$$I_{x2} = \frac{bh^3}{12} = \frac{2 \cdot (13)^3}{12} = 366.16 \text{ cm}^4$$

Hallamos el momento de inercia de la sección en conjunto:

$$I = \sum \ddot{I}_x$$

$$I = \sum (I_x + AC^2)$$

$$I = [43.69 + (3.2)(16)(4.33 - 1.6)^2] + [366.16 + (13)(2)(9.7 - 4.33)^2]$$

$$I = 1541.198 \text{ cm}^4$$

Reemplazando:

Esfuerzo a compresión:

$$\sigma_f = \frac{(102221,2 \text{ kgf. cm})(4.33 \text{ cm})}{1541.198 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_f = 287.19 \text{ kgf/cm}^2 < 1500 \text{ kgf/cm}^2 \dots (\text{OK})$$

Esfuerzo a tensión:

$$\sigma_f = \frac{(102221,2 \text{ kgf. cm})(13 + 3.2 - 4.33 \text{ cm})}{1541.198 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_f = 787.28 \text{ kgf/cm}^2 < 1500 \text{ kgf/cm}^2 \dots (\text{OK})$$

#### 4.10.4. CALCULO DE LA SOLDADURA

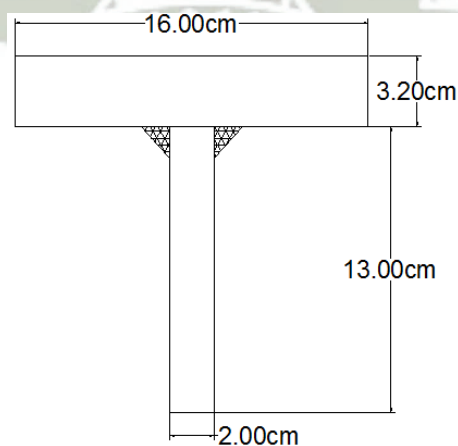
Tomando las consideraciones del libro de “Diseño en Ingeniería Mecánica” de Joseph E. Shigley y Charles L. Mischke, del capítulo 8, “soldadura adhesión y uniones permanentes”, nos limitaremos al método de cálculo conservador (ignorar las cargas y esfuerzos normales) debido a la irregularidad de la macroestructura del cordón de soldadura y la inexactitud de las hipótesis existentes sobre soldadura a tope y de filete (Von Mises, Salakian), utilizando el método conservador como un método seguro. Para el cálculo de los refuerzos se consideró una sección de pared y refuerzo como una viga apoyada en sus extremos, por ser el caso más desfavorable.

En los cálculos previos se obtuvieron los siguientes datos:

$$F = 35555.2 \text{ kgf}$$

$$\bar{x} = 4.33 \text{ cm}$$

$$I = 1541.198 \text{ cm}^4$$



**Figura N° 16.** Análisis de soldadura en sección.

Analizamos la sección donde actúa la fuerza y calculamos la carga por cm longitudinal de soldadura:

$$f_w = \frac{V * A * y}{I * n} \dots (\text{ec. 4.30})$$

Donde:

$f_w$ : Carga por cm de soldadura.

V: Fuerza Actuante

y: Distancia del centro del ala, ubicada encima de los cordones de soldadura, al centro de gravedad.

I: Momento de inercia del conjunto.

n: Número de cordones de soldadura.

Reemplazando los datos tenemos lo siguiente:

$$f_w = \frac{(35555.2) * (3.2)(16) * (4.33 - 1.6)}{(1541.198) * (2)}$$

$$f_w = 1612.305 \text{ kgf/cm}$$

Por lo tanto hallamos el espesor mínimo del cordón de soldadura:

$$w = \frac{f_w}{S_w} \dots (\text{ec. 4.31})$$

**TABLA N° 28: FACTOR DE SEGURIDAD PARA CONFIGURACION DE CARGA**

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n*
Tensión	A tope	0.60 S <sub>y</sub>	1.67
Aplastamiento	A tope	0.90 S <sub>y</sub>	1.11
Aplastamiento	A tope	0.60-0.66 S <sub>y</sub>	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	0.60 S <sub>y</sub>	1.67
Cortante	Á tope o de filete	0.30 S <sub>ut</sub>	1.3

*\*Fuente: Libro de Shigley cap.9 tabla 9-5*

*\* El factor de seguridad n se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.*

*\*El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder 0.40S<sub>y</sub>, del metal base.*

De la tabla tenemos el esfuerzo permisible de la soldadura:

$$S_w = 0.3(S_{ut}) \dots (\text{ec. 4.32})$$

Utilizando un electrodo E60XX

$$S_w = 0.3(60 \text{ Ksi}) = 0.3 \left( 4218.34 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right) = 1265.5 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Por lo tanto el espesor mínimo del cordón de soldadura es:

$$w = \frac{1612.305 \text{ kgf/cm}}{1265.5 \text{ kgf/cm}^2} = 1.27 \text{ cm}$$

Según consideraciones del libro de Diseño de elementos de máquinas de Robert L. Mott

y siguiendo las consideraciones de la AWS tenemos lo siguiente:

- El espesor de la soldadura no debe exceder nunca el espesor del metal base más delgada, es decir:  $w < 2\text{cm}$ .
- Del capítulo de uniones soldadas del libro de Diseño de elementos de máquinas de Robert L. se rescata: “cuando se requiera tener la resistencia completa por medio de cordones de soldadura de filete a ambos lados con metales bases de espesores diferentes,

es necesario que:  $w = 0.75 t$ , donde  $t =$  espesor de metal base más delgado.”

Por lo tanto teniendo las restricciones ya mencionadas tenemos que:

$$1.27 \text{ cm} < w < 2 \text{ cm}$$

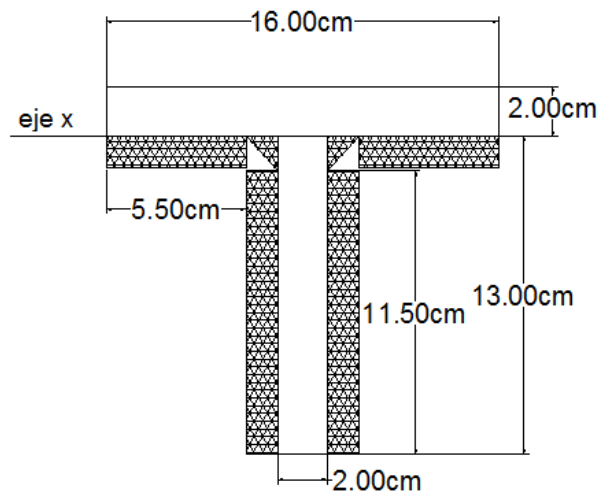
El espesor recomendado es:

$$w = 0.75 * (2 \text{ cm}) = 1.5 \text{ cm}$$

Ya que está dentro del rango admisible, pues queda como el ancho de soldadura definitivo.

#### A) ANÁLISIS DE CORDONES DE SOLDADURA EN EMPOTRAMIENTOS:

Analizamos la sección en los apoyos donde hay mayor concentración de esfuerzos.



**Figura N° 17.** Analisis de soldadura en sección.

$$\bar{x} = \frac{2(5.5)(1.5)(0.75) + 2(1.5)(11.5)(7.25)}{2(5.5)(1.5) + 2(11.5)(1.5)}$$

$$\bar{x} = 5.14 \text{ cm.}$$

$$I_{x1} = I_{x2} = \frac{bh^3}{12} = \frac{5.5(1.5)^3}{12} = 1.546 \text{ cm}^4$$

$$I_{y1} = I_{y2} = \frac{b^3h}{12} = \frac{(5.5)^3(1.5)}{12} = 20.79 \text{ cm}^4$$

$$I_{x3} = I_{x4} = \frac{bh^3}{12} = \frac{1.5(11.5)^3}{12} = 190.1 \text{ cm}^4$$

$$I_{y3} = I_{y4} = \frac{b^3h}{12} = \frac{(1.5)^3(11.5)}{12} = 3.234 \text{ cm}^4$$

$$I_{wx} = \sum (I_x + AC^2)$$

$$I_{wx} = 2[1.546 + (5.5)(1.5)(5.14 - 0.75)^2] + 2[190.1 + (11.5)(1.5)(13/2 - 5.14)^2]$$

$$I_{wx} = 765.09 \text{ cm}^4$$

$$I_{wy} = \sum (I_y + AC^2)$$

$$I_{wy} = 2[20.79 + (5.5)(1.5)(5.25)^2] + 2[3.234 + (11.5)(1.5)(1.75)^2]$$

$$I_{wy} = 720.6 \text{ cm}^4$$

$$J_w = I_{wx} + I_{wy} = 765.09 \text{ cm}^4 + 720.6 \text{ cm}^4 = 1485.69 \text{ cm}^4$$

En el cálculo de los refuerzos obtuvimos el momento flector actuante que es:

$$M = 102221,2 \text{ kgf. cm}$$

Reemplazando en:

$$\sigma_{adm} = \frac{M \cdot c}{J_w}$$

Esfuerzo a compresión:

$$\sigma_f = \frac{(102221,2 \text{ kgf. cm})(5.14 \text{ cm})}{1485.69 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_f = 353.65 \text{ kgf/cm}^2$$

Esfuerzo a tensión:

$$\sigma_f = \frac{(102221,2 \text{ kgf. cm})(13 - 5.14 \text{ cm})}{1485.69 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_f = 540.8 \text{ kgf/cm}^2$$

Si en la sección soldada examinada se originan tensiones normales ("flexión por ejemplo) y de cortadura, la tensión comparativa se calcula con la siguiente expresión:

$$K_c = (K^2 + t^2)^{1/2} \dots (\text{ec. 4.33})$$

De esta forma, la carga cortante  $Q$  y el momento flector  $M_T$  en los empotramientos son respectivamente:

El esfuerzo cortante producido por la carga cortante  $Q$  es:

$$T = \frac{Q}{A} \dots (\text{ec. 4.34})$$

$$T = \frac{17777.6 \text{ kgf}}{1.5 \text{ cm}(34\text{cm})} = 348.5 \text{ kg/cm}^2$$

Luego, el esfuerzo de comparación es:

$$K_c = (k^2 + T^2)^{1/2}$$

$$K_c = ((348.5 \text{ kg/cm}^2)^2 + (540.8 \text{ kg/cm}^2)^2)^{1/2}$$

$$K_c = 643.36 \text{ kg/cm}^2$$

Por otro lado, para aceptar el valor de  $K_c$ , es necesario el valor del esfuerzo admisible de soldadura, por cortante de acuerdo a la tabla 19, se indica que el esfuerzo de corte no

debe exceder 0.3 (Su)=1265.5  $\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

Tenemos como esfuerzo combinado:

$$K_c = 643.36 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} < 1265.5 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

El Acero AISI 1045 tiene un esfuerzo a la fluencia de 45ksi que son 310 Mpa, por lo que seleccionamos el electrodo E60XX, Obviamente el metal de aporte tiene mayor resistencia ultima a la tracción y en la unión adopta las características de ambos metales por lo que hay que verificar si cumple con el esfuerzo permisible del metal base de acuerdo a las consideraciones tomadas como referencia del libro del libro de “Diseño en Ingeniería Mecánica” de Joseph E. Shigley y Charles L. Mischke. (Pág. 551).

El esfuerzo cortante no debe exceder el 0.4 (Sy) del metal base en este caso para el acero AISI 1045 tenemos un Sy= 3160 kgf/cm<sup>2</sup>, entonces el esfuerzo permisible al corte es:

$$S_{adm} = (3160 \text{ kgf/cm}^2) (0.4) = 1264 \text{ kgf/cm}^2$$

Notamos que los esfuerzos permisibles son casi iguales por lo tanto cumple para todas las condiciones de carga tanto para corte como para flexión debido a que el esfuerzo permisible más crítico en cualquiera de las configuraciones es el esfuerzo permisible para corte con un factor de seguridad de n=3.33, que hallamos en tablas o simplemente dividiendo 1/0.3, de acuerdo a la teoría de la energía de distorsión como el criterio de falla.

#### 4.11. DISEÑO DE LA PUERTA DE ESCAPE DEL PAQUETE

La puerta de escape del paquete es una puerta corrediza que tapa el orificio de salida de este y es movida por la acción de un cilindro hidráulico.

La puerta se desliza sobre dos correderas una superior y otra inferior, y que a la vez la sirven como puntos de apoyo la figura muestra un esquema del mecanismo mencionado.

El material de la puerta es acero estructural de SIDER PERU y está reforzada longitudinal y transversalmente al igual que las paredes de la cámara de compactación.

##### 4.11.1 CALCULO DEL ESPESOR DE LA PUERTA Y LOS REFUERZOS

Para el cálculo del espesor de la puerta se toma una sección de 12 x 12 cm<sup>2</sup>., limitada por los refuerzos de ésta y se aplica la teoría de placas planas.

Igualmente se consideran los bordes de la placa apoyados y cargada con una fuerza distribuida en toda la superficie. Según esto, el espesor "t" se calcula con la siguiente expresión:

$$t = \left( \frac{0.75 P b^2}{s_b (1 + 1.61 \alpha^3)} \right)^{1/2} \dots (ec. 4.35)$$

Donde :

P = 111.11 kg/cm<sup>2</sup>., (carga distribuida)

b = 12 cm., (ancho de la sección).

$\alpha$  = 12/12 (ancho/largo)

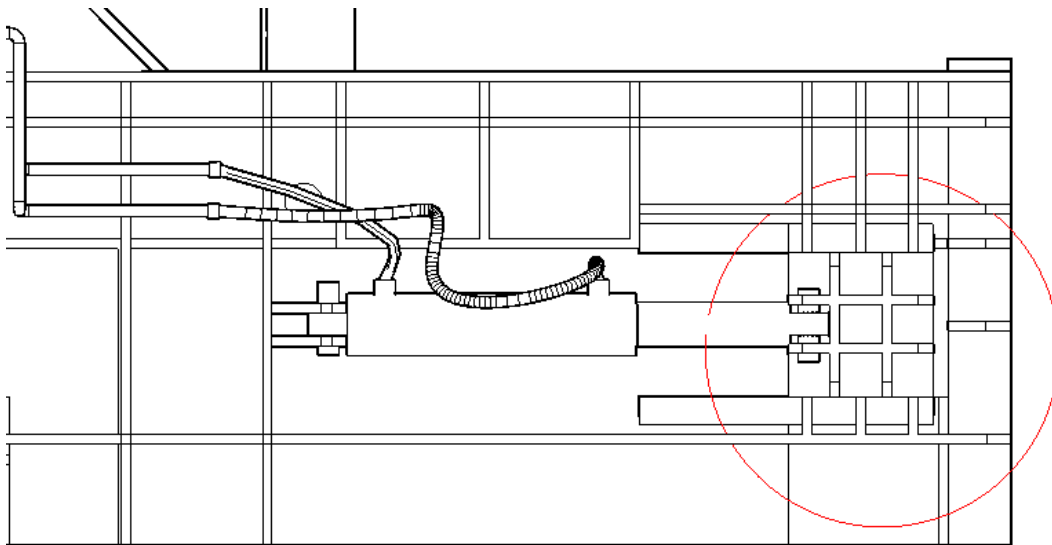
$S_b = 1500 \text{ kg/cm}^2$  (esfuerzo admisible del material).

Reemplazando los valores en la expresión anterior:

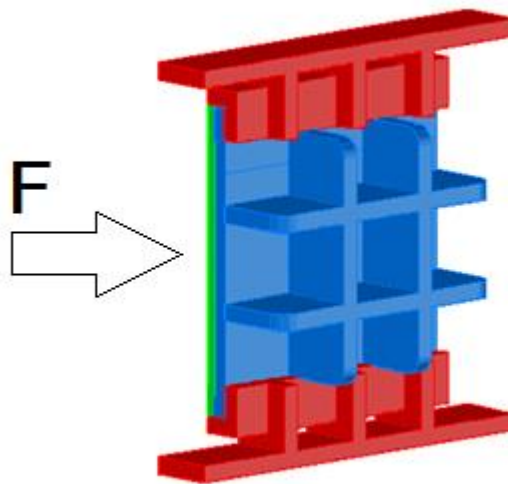
$$t = \left( \frac{0.75 (111.11) (12)^2}{1500 (1 + 1.61 (1)^3)} \right)^{1/2}$$

$t = 1.75 \text{ cm}$

En este caso seleccionamos planchas de 20 mm. (3/4") de espesor, aproximando el valor mayor más próximo dentro de los espesores normados.



**Figura N° 18.** Vista lateral de la compuerta de explosión. Plano M-010

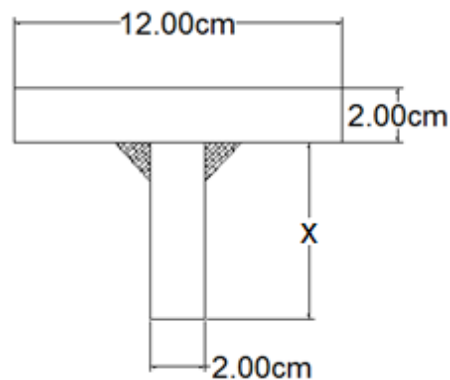


**Figura N° 19.** Vista isométrica de la compuerta de expulsión

Para el cálculo de los refuerzos de la puerta, se examina una sección de pared con refuerzo como si fuera una viga con sus extremos apoyados.

La fig. 18 muestra la sección transversal de la viga.

Como se está considerando a la viga apoyada en sus extremos, la sección más peligrosa se encuentra en el medio de ésta donde el momento flector es:



**Figura N° 20.** Análisis de soldadura de la sección

Momento flexionante máximo:

$$M_{\max} = \frac{wL^2}{8} = \frac{[(111.11 \text{kgf/cm}^2)(12 \text{ cm})(1.15)](12 \text{ cm})^2}{8} = 27599.724 \text{ kgf. cm}$$

Hallamos Centro de gravedad  $\bar{x}$ :

$$\bar{x} = \frac{(12)(2)(1) + (2)(x) \left(\frac{x}{2} + 2\right)}{(12)(2) + 2x}$$

$$\bar{x} = \frac{24 + x^2 + 4x}{2x + 24}$$

Hallamos el momento de inercia de los rectángulos 1 y 2 respecto al eje x de referencia:

$$I_{x1} = \frac{bh^3}{12} = \frac{12(2)^3}{12} = 8 \text{ cm}^4$$

$$I_{x2} = \frac{bh^3}{12} = \frac{2 \cdot (x)^3}{12} = \frac{x^3}{6} \text{ cm}^4$$

Hallamos el momento de inercia de la sección en conjunto:

$$I = \sum \ddot{I}_x$$

$$I = \sum (I_x + AC^2)$$

Donde:

C: es la distancia del centroide de cada rectángulo al centroide del conjunto.

A: Área de la sección parcial (Rectángulo1 o Rectángulo2)

Reemplazando valores:

$$I = \sum (I_x + AC^2)$$

$$I = [8 + (2)(24)(Y_G - 1)^2] + \left[ \frac{x^3}{6} + 2x \left( \frac{x}{2} + 2 - Y_G \right)^2 \right] \dots \text{(Ecuación 2)}$$

Reemplazando la Ecuación 2 y demás datos en la Ecuación 1:

$$\sigma_{adm} = \frac{M \cdot Y}{I}$$

**\*NOTA:** La sección se encuentra sometida a un momento flector el cual también genera esfuerzos de compresión y de tensión, en las fibras superiores e inferiores de la sección de la viga respectivamente.

**\*Esfuerzo de Compresión por flexión:**

$$\sigma_{adm} = \frac{M \cdot c}{I}$$

Se analiza con la distancia:  $Y = \bar{x}$

**\*Esfuerzo de Tensión por flexión**

$$\sigma_{adm} = \frac{M \cdot c}{I}$$

Se analiza con la distancia:  $c = \bar{x} + 2 - Y_G$

Reemplazando y resolviendo...

Hallamos que la longitud mínima requerida del refuerzo de 20 mm de espesor es:

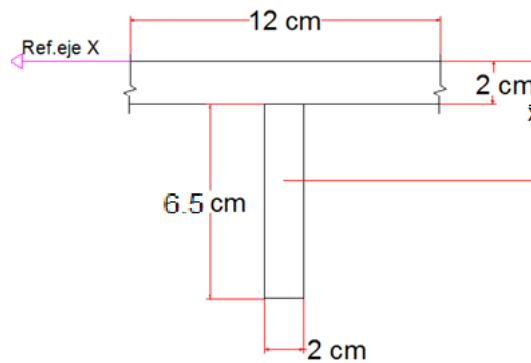
Por compresión: 2.05 cm

Por tensión: 4.23 cm

Entonces por seguridad le damos 50% más a la longitud mínima y tendríamos:

Longitud de refuerzos:  $4.23\text{cm} \times 1.5 = 6.34\text{ cm} = 6.5\text{ cm}$

**\*Calculamos el esfuerzo flexionante en refuerzos:**



**Figura N° 21.** Sección transversal de parte analizada

La distancia  $\bar{x}$  al centro de gravedad de la sección:

$$\bar{x} = \frac{12(2) + 5.25(13)}{24 + 13}$$

$$\bar{x} = 2.493\text{ cm.}$$

Hallamos el momento de inercia de los rectángulos 1 y 2 respecto al eje x de referencia:

$$I_{x1} = \frac{bh^3}{12} = \frac{12(2)^3}{12} = 8 \text{ cm}^4$$

$$I_{x2} = \frac{bh^3}{12} = \frac{2(6.5)^3}{12} = 45.77 \text{ cm}^4$$

Hallamos el momento de inercia de la sección en conjunto:

$$I = \sum \ddot{I}_x$$

$$I = \sum (I_x + AC^2)$$

$$I = [8 + (2)(12)(2.493 - 1)^2] + [45.77 + (6.5)(2)(5.25 - 2.493)^2]$$

$$I = 206.08 \text{ cm}^4$$

Reemplazando:

Esfuerzo de compresión por flexión:

$$\sigma_f = \frac{(27599.724 \text{ kgf. cm})(2.493 \text{ cm})}{206.08 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_f = 333.88 \text{ kgf/cm}^2 < 1500 \text{ kgf/cm}^2 \dots (\text{OK})$$

Esfuerzo de tensión por flexión:

$$\sigma_f = \frac{(27599.724 \text{ kgf. cm})(6.5 + 2 - 2.493 \text{ cm})}{206.08 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_f = 804.5 \text{ kgf/cm}^2 < 1500 \text{ kgf/cm}^2 \dots (\text{OK})$$

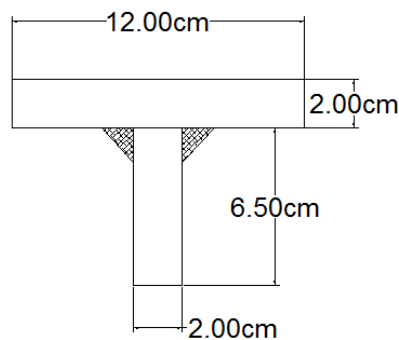
Hay que señalar finalmente que la zona de la puerta que ha de estar en contacto con el paquete debe de tener una plancha de acero resistente el desgaste y a la fricción, al igual

que las paredes de la cámara.

Una alternativa para las planchas de forrado, son las planchas CHRONIT T-1 400 de aceros BOHELER cuyas características técnicas se presentan en el anexo.

#### 4.11.2. CALCULO DE SOLDADURA

##### A. CALCULO DE SOLDADURA DE PUERTA:



**Figura N° 22.** Sección transversal de soldadura de parte analizada

En los cálculos previos se obtuvieron los siguientes datos:

$$F = (111.11 \text{ kgf/cm}^2)(12 \text{ cm})(1.15)](12 \text{ cm})$$

$$F = 18399.816 \text{ kgf}$$

$$I = 206.08 \text{ cm}^4$$

$$\bar{x} = 2.493 \text{ cm.}$$

Analizamos la sección donde actúa la fuerza y calculamos la carga por cm longitudinal de soldadura:

$$f_w = \frac{V * A * y}{I * n} \dots (ec. 4.36)$$

Donde:

$f_w$ : Carga por cm de soldadura.

V: Fuerza Actuante

y: Distancia del centro del ala, ubicada encima de los cordones de soldadura, al centro de gravedad.

I: Momento de inercia del conjunto.

n: Número de cordones de soldadura.

Reemplazando los datos tenemos lo siguiente:

$$f_w = \frac{(18399.816 \text{ kgf}) * (2)(12) * (2.493 - 1)}{(206.08) * (2)}$$

$$f_w = 1599.62 \text{ kgf/cm}$$

Por lo tanto hallamos el espesor mínimo del cordón de soldadura:

$$w = \frac{f_w}{S_w} \dots (ec. 4.37)$$

De la tabla 19 del tenemos el esfuerzo permisible de la soldadura:

$$S_w = 0.3(S_{ut})$$

Utilizando un electrodo E60XX

$$S_w = 0.3(60 \text{ Ksi}) = 0.3 \left( 4218.34 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right) = 1265.5 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Por lo tanto el espesor mínimo del cordón de soldadura es:

$$w = \frac{1599.62 \text{ kgf/cm}}{1265.5 \text{ kgf/cm}^2} = 1.264 \text{ cm}$$

Según consideraciones de la AWS tenemos lo siguiente:

- El espesor de la soldadura no debe exceder nunca el espesor del metal base más delgada, es decir:  $w < 2\text{cm}$ .
- Del capítulo de uniones soldadas del libro de Diseño de elementos de máquinas de Robert L. Mott se rescata: “cuando se requiera tener la resistencia completa por medio de cordones de soldadura de filete a ambos lados con metales bases de espesores diferentes, es necesario que:  $w = 0.75 t$ , donde  $t =$  espesor de metal base más delgado.”

Por lo tanto teniendo las restricciones ya mencionadas tenemos que:

$$1.264 \text{ cm} < w < 2\text{cm}$$

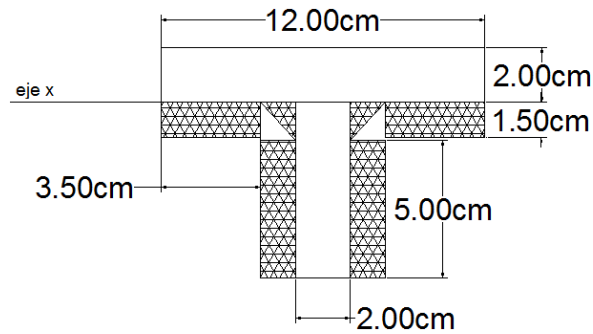
El espesor recomendado es:

$$w = 0.75 * (2\text{cm}) = 1.5\text{cm}$$

Ya que está dentro del rango admisible, pues queda como el ancho de soldadura definitivo.

## **B. SOLDADURA EN EMPOTRAMIENTOS:**

Analizamos la sección en los apoyos donde hay mayor concentración de esfuerzos.



**Figura N° 23.** Sección transversal de soldadura de parte analizada

$$\bar{x} = \frac{2(3.5)(1.5)(0.75) + 2(1.5)(5)(4)}{2(3.5)(1.5) + 2(5)(1.5)}$$

$$\bar{x} = 2.66 \text{ cm.}$$

$$I_{x1} = I_{x2} = \frac{bh^3}{12} = \frac{3.5(1.5)^3}{12} = 0.984 \text{ cm}^4$$

$$I_{y1} = I_{y2} = \frac{b^3h}{12} = \frac{(3.5)^3(1.5)}{12} = 5.36 \text{ cm}^4$$

$$I_{x3} = I_{x4} = \frac{bh^3}{12} = \frac{1.5(5)^3}{12} = 15.62 \text{ cm}^4$$

$$I_{y3} = I_{y4} = \frac{b^3h}{12} = \frac{(1.5)^3(5)}{12} = 1.4 \text{ cm}^4$$

$$I_{wx} = \sum (I_x + AC^2)$$

$$I_{wx} = 2[0.984 + (3.5)(1.5)(2.66 - 0.75)^2] + 2[15.625 + (5)(1.5)(6.5 - 2.66)^2]$$

$$I_{wx} = 292.7 \text{ cm}^4$$

$$I_{wy} = \sum (I_y + AC^2)$$

$$I_{wy} = 2[5.36 + (3.5)(1.5)(6 - 3.5/2)^2] + 2[1.4 + (5)(1.5)(1.75)^2]$$

$$I_{wy} = 249.11 \text{ cm}^4$$

$$J_w = I_{wx} + I_{wy} = 292.7 \text{ cm}^4 + 249.11 \text{ cm}^4 = 541.81 \text{ cm}^4$$

En el cálculo de los refuerzos obtuvimos el momento flector actuante que es:

$$M = 27599.724 \text{ kgf. cm}$$

Reemplazando en:

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{M \cdot c}{I}$$

Esfuerzo a compresión:

$$\sigma_f = \frac{(27599.724 \text{ kgf. cm})(2.66\text{cm})}{541.81 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_f = 135.5 \text{ kgf/cm}^2$$

Esfuerzo a tensión:

$$\sigma_f = \frac{(27599.724 \text{ kgf. cm})(6.5 - 2.66\text{cm})}{541.81 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_f = 195.6 \text{ kgf/cm}^2$$

Si en la sección soldada examinada se originan tensiones normales ("flexión por ejemplo) y de cortadura, la tensión comparativa se calcula con la siguiente expresión:

$$K_c = (K^2 + t^2)^{1/2}$$

De esta forma, la carga cortante Q y el momento flector  $M_T$  en los empotramientos son respectivamente:

El esfuerzo cortante producido por la carga cortante Q es:

$$R1 = R2 = \frac{(111.11 \text{ kgf/cm}^2)(12 \text{ cm})(1.15)](12 \text{ cm})}{2}$$

$$Q = 9199.9 \text{ kgf}$$

$$T = \frac{Q}{A} = \frac{9199.9 \text{ kgf}}{1.5 \text{ cm}(17 \text{ cm})} = 360.78 \text{ kg/cm}^2$$

Luego, el esfuerzo de comparación es:

$$K_c = (k^2 + T^2)^{1/2}$$

$$K_c = ((360.78 \text{ kg/cm}^2)^2 + (195.6 \text{ kgf/cm}^2)^2)^{1/2}$$

$$K_c = 410.4 \text{ kg/cm}^2$$

Por otro lado, para aceptar el valor de  $K_c$ , es necesario el valor del esfuerzo admisible de soldadura, previamente hallado:

$$S_w = 1265.5 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

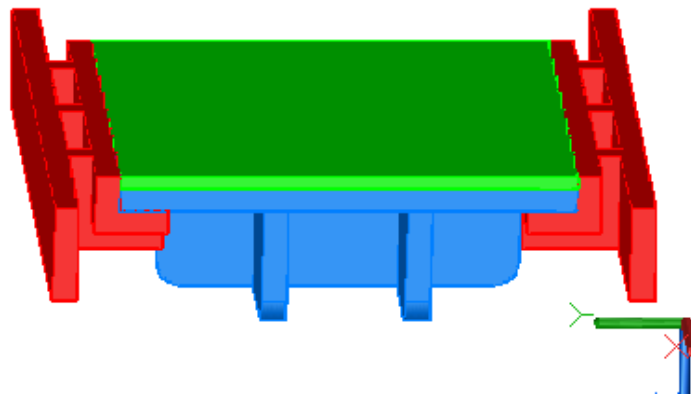
Tenemos como esfuerzo combinado:

$$K_c = 511.14 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} < 1265.5 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Para materiales delgados es recomendable usar un E6013 para lograr un arco ligero y suave y además tiene una buena penetración. Es un electrodo cuyo material de aporte es rútilico potásico, el arco eléctrico se forma con tanto con corriente continua como alterna y permite al soldador hacer la operación en cualquier posición.

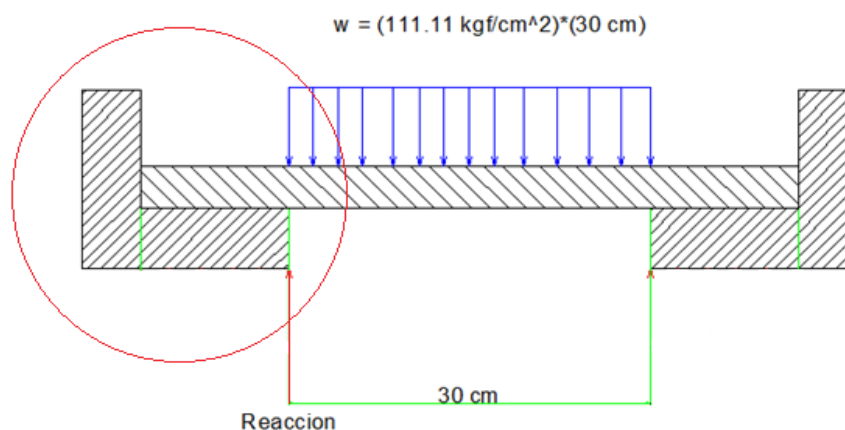
### 4.11.3. CALCULO DE LAS CORREDERAS

Las correderas en las cuales se desliza la puerta de escape del paquete compactado deben servir también como puntos de apoyo para dicha puerta y por lo tanto deben poder soportar entre las dos la máxima fuerza de compactado.



**Figura N° 24.** *Compuerta de expulsión y correderas isométricas.*

En la figura anterior se observa la compuerta y las correderas con sus refuerzos en una vista isométrica, en la imagen siguiente se observa el diagrama de cuerpo libre q se realiza aislando uno de los refuerzos angulares para su respectivo diseño.



**Figura N° 25.** *Sección transversal de correderas analizadas*

Analizando el refuerzo angular:

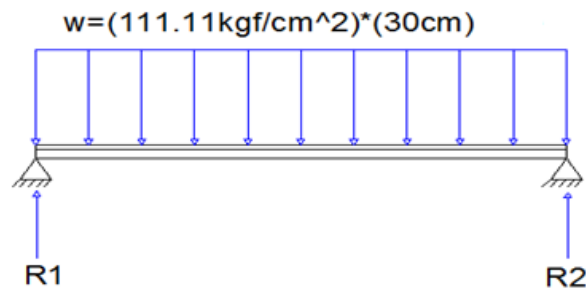


Figura N° 26. D.C.L. de correderas analizadas

$$F = \left( \frac{111.11 \text{ kgf}}{\text{cm}^2} \right) (30 \text{ cm})(9 \text{ cm}) = 30000 \text{ kgf}$$

$$R1 = R2 = 15000 \text{ kgf}$$

$$M_{\max} = \frac{wL^2}{8} = \frac{\left( \frac{111.11 \text{ kgf}}{\text{cm}^2} \right) (30 \text{ cm})(9 \text{ cm})^2}{8} = 33749.66 \text{ kgf. cm}$$

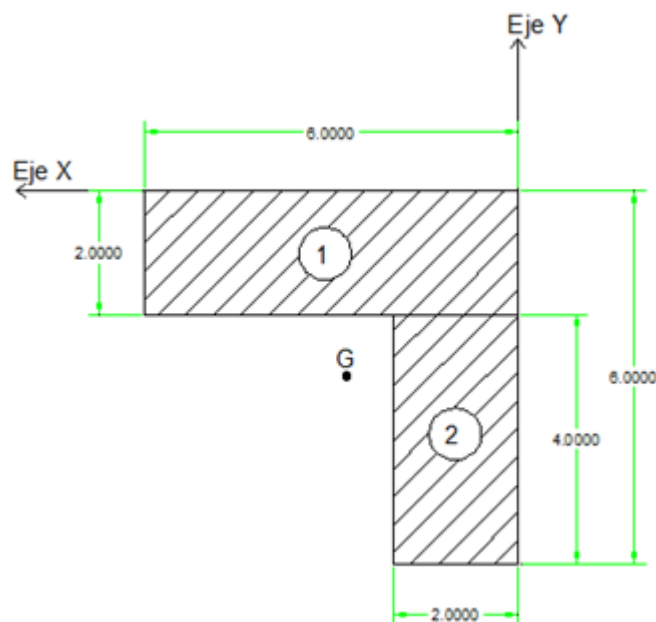


Figura N° 27. Sección transversal de refuerzos de correderas analizadas

$$\bar{x} = \left( \frac{12 + 8(4)}{12 + 8} \right) = 2.2 \text{ cm}$$

$$\bar{y} = \left( \frac{12(3) + 8}{12 + 8} \right) = 2.2 \text{ cm}$$

$$I_{x1} = \frac{bh^3}{12} = \frac{6(2)^3}{12} = 4 \text{ cm}^4$$

$$I_{y1} = \frac{b^3h}{12} = \frac{(6)^3(2)}{12} = 36 \text{ cm}^4$$

$$I_{x2} = \frac{bh^3}{12} = \frac{2(4)^3}{12} = 10.66 \text{ cm}^4$$

$$I_{y2} = \frac{b^3h}{12} = \frac{(2)^3(4)}{12} = 2.66 \text{ cm}^4$$

$J_G$  = Segundo momento polar del area respecto al centroide

$J$  = Segundo momento polar del área del conjunto

$r_1$  = Distancia de G a centroide del área 1

$r_2$  = Distancia de G a centroide del área 2

$$r_1 = r_2 = \sqrt{[(2.2 - 1)^2 + (3 - 2.2)^2]} = 1.44 \text{ cm}$$

$$J_{G1} = I_{x1} + I_{y1} = 4 + 36 = 40 \text{ cm}^4$$

$$J_{G2} = I_{x2} + I_{y2} = 10.66 + 2 = 13.32 \text{ cm}^4$$

$$J = (J_{G1} + A_1 r_1^2) + (J_{G2} + A_2 r_2^2) \dots \text{(ec. 4.38)}$$

$$J = (40 + 12(1.44)^2) + (13.32 + 8(1.44)^2) = 188.89 \text{ cm}^4$$

Esfuerzo de compresión por flexión:

$$\sigma_f = \frac{M \cdot \bar{x}}{J} \dots (\text{ec. 4.39})$$

$$\sigma_f = \frac{(33749.66 \text{ kgf} - \text{cm})(2.2\text{cm})}{188.89 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_f = 394.94 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} < 1500 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Esfuerzo de tensión por flexión:

$$\sigma_f = \frac{M \cdot \bar{x}}{J}$$

$$\sigma_f = \frac{(33749.66 \text{ kgf} - \text{cm})(6 - 2.2\text{cm})}{188.89 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_f = 679 \text{ kgf/cm}^2 < 1500 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Teniendo la reacción en el diagrama de cuerpo libre del refuerzo angular:

$$R1 = R2 = 15000 \text{ kgf}$$

#### 4.11.4. ANÁLISIS DE LA SECCIÓN DE MÁXIMA CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS.

En la siguiente figura mostramos un corte que se hizo un uno de los apoyos donde recae la reacción del refuerzo angular, Para poder hallar con facilidad el centro de gravedad del conjunto asumiremos el área 1 (delimitada por un rectángulo de color amarillo), y el área 2 que viene a ser todo lo demás.

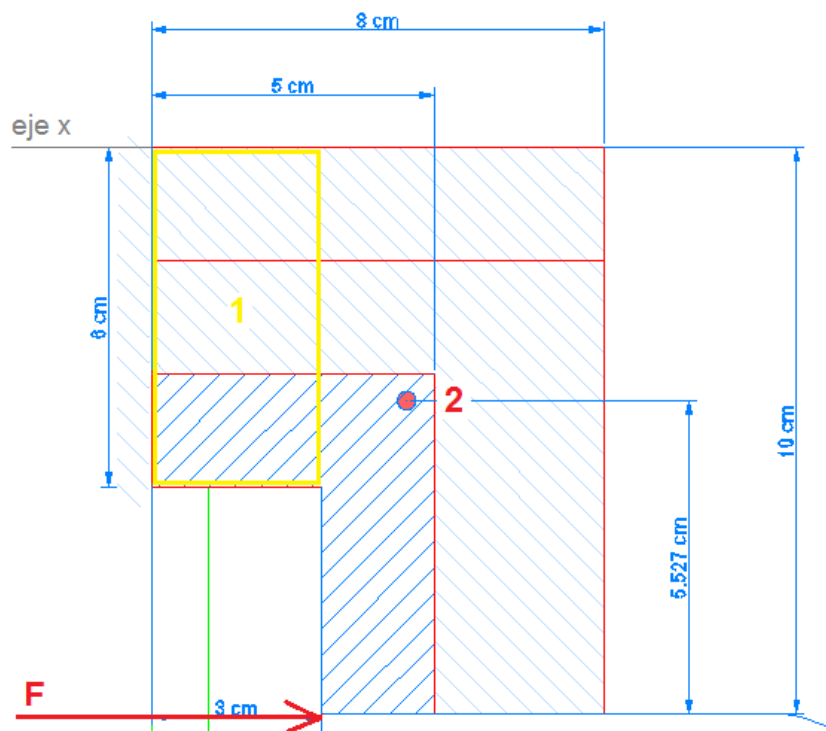


Figura N° 28. Sección transversal de correderas analizadas

Por lo tanto:

$$\bar{x} = \left( \frac{10(5)(5) + 6(3)(3)}{50 + 18} \right) = 4.47 \text{ cm}$$

$$\bar{y} = \left( \frac{10(5)(2.5) + 6(3)(6.5)}{50 + 18} \right) = 3.55 \text{ cm}$$

El momento de inercia de la sección transversal respecto al eje "X":

$$I_{x1} = \frac{bh^3}{12} = \frac{3(6)^3}{12} = 54 \text{ cm}^4$$

$$I_{y1} = \frac{b^3h}{12} = \frac{(3)^3(6)}{12} = 13.5 \text{ cm}^4$$

$$I_{x2} = \frac{bh^3}{12} = \frac{5(10)^3}{12} = 416.66 \text{ cm}^4$$

$$I_{y2} = \frac{b^3h}{12} = \frac{(5)^3(10)}{12} = 104.16 \text{ cm}^4$$

Hallamos el momento de inercia de la sección en conjunto:

$$I_{wx} = \sum (I_x + AC^2)$$

$$I_{wx} = [54 + (6)(3)(1.47)^2] + [416.66 + (5)(10)(0.43)^2]$$

$$I_{wx} = 518.8 \text{ cm}^4$$

$$I_{wy} = \sum (I_y + AC^2)$$

$$I_{wy} = [13.5 + (6)(3)(6.5 - 3.55)^2] + [104.16 + (5)(10)(3.55 - 2.5)^2]$$

$$I_{wy} = 329.43 \text{ cm}^4$$

$$J_w = I_{wx} + I_{wy} = 518.8 \text{ cm}^4 + 329.43 \text{ cm}^4 = 848.23 \text{ cm}^4$$

Momento Flector:  $F \times$  (Distancia de la fuerza al centro de gravedad del conjunto)

$$M = (15000 \text{ kgf})(10 - 4.47 \text{ cm}) = 82950 \text{ kgf. cm}$$

Ahora bien, con los valores de la sección obtenidos es posible calcular el esfuerzo máximo en la sección por acción del momento flector  $M_T$ :

a) Esfuerzo a flexión con respecto al eje "x":

$$\sigma_{fx} = \frac{M \cdot \bar{x}}{J_w}$$

Esfuerzo a flexión en zona superior de la sección:

$$\sigma_f = \frac{(82950 \text{ kgf. cm})(4.47 \text{ cm})}{848.23 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_{fx} = 437.1 \text{ kgf/cm}^2$$

Esfuerzo a flexión en zona inferior de la sección:

$$\sigma_f = \frac{(82950 \text{ kgf. cm})(5.53 \text{ cm})}{848.23 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_{fx} = 540.8 \text{ kgf/cm}^2$$

El esfuerzo máximo a flexión respecto al eje “x” es:

$$\sigma_{fx} = 540.8 \text{ kgf/cm}^2$$

b) Esfuerzo a flexión con respecto al eje “y”:

$$\sigma_{fy} = \frac{M \cdot \bar{y}}{J_w}$$

Esfuerzo a flexión en zona superior de la sección:

$$\sigma_{fy} = \frac{(82950 \text{ kgf. cm})(3.55 \text{ cm})}{848.23 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_{fy} = 347.16 \text{ kgf/cm}^2$$

Esfuerzo a flexión en zona inferior de la sección:

$$\sigma_f = \frac{(82950 \text{ kgf. cm})(6.45 \text{ cm})}{848.23 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_f = 630.75 \text{ kgf/cm}^2 < 1500 \text{ kgf/cm}^2 \dots (\text{OK})$$

El esfuerzo máximo a flexión respecto al eje “y” es:

$$\sigma_{fy} = 630.75 \text{ kgf/cm}^2$$

**El Esfuerzo a flexión resultante es:**

$$\sigma_{v'''} = \sqrt{\sigma_{fx}^2 + \sigma_{fy}^2} \dots (\text{ec. 4.40})$$

$$\sigma_{v'''} = \sqrt{(540.8 \text{ kgf/cm}^2)^2 + (630.75 \text{ kgf/cm}^2)^2}$$

$$\sigma_{v'''} = 830.85 \text{ kgf/cm}^2$$

c) El esfuerzo cortante directo:

$$\sigma_{v'} = \frac{Q}{A} = \frac{15000 \text{kgf}}{68 \text{ cm}^2} = 220.58 \text{ kg./cm}^2$$

Luego, El esfuerzo de corte total es:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{v'}^2 + \sigma_{v''}^2}$$

$$\sigma_v = ((220.58)^2 + (830.85)^2)^{1/2}$$

$$\sigma_v = 859.63 \text{kgf./cm}^2 < 1500 \text{ kg. /cm}^2$$

Análisis de la corredera propiamente.

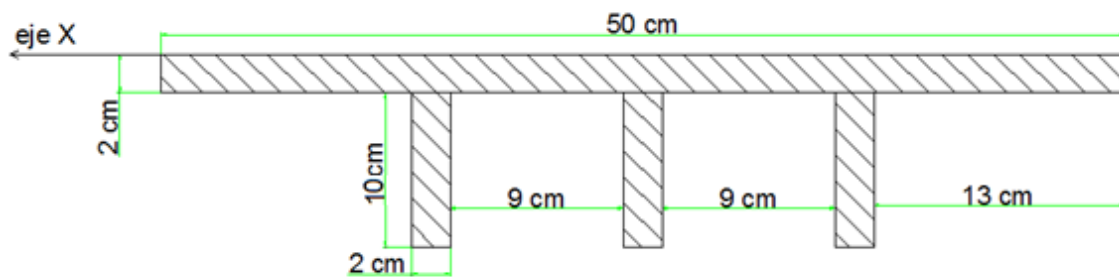


Figura N° 29. Sección transversal de correderas analizadas

Luego, según la fig. 5.7 el área de la sección transversal es:

$$A = 50(2) + 3(10)(2) = 160 \text{ cm}^2$$

La distancia  $\bar{x}$  al centro de gravedad de la sección del conjunto respecto del eje x, es:

$$\bar{x} = \frac{50(2) + 3(20)(7)}{50(2) + 3(2)(10)} = 3.25 \text{ cm}$$

El momento de inercia de la sección transversal respecto al eje "X":

$$I_{x1} = \frac{bh^3}{12} = \frac{50(2)^3}{12} = 33.333 \text{ cm}^4$$

$$I_{y1} = \frac{b^3h}{12} = \frac{(50)^3(2)}{12} = 20833.333 \text{ cm}^4$$

$$I_{x2} = \frac{bh^3}{12} = \frac{2(10)^3}{12} = 166.66 \text{ cm}^4$$

$$I_{y2} = \frac{b^3h}{12} = \frac{(2)^3(10)}{12} = 6.66 \text{ cm}^4$$

Hallamos el momento de inercia de la sección en conjunto:

$$I = \sum \ddot{I}_x$$

$$I_{wx} = \sum (I_x + AC^2)$$

$$I_{wx} = [33.333 + (2)(50)(2.25)^2] + (3)[166.66 + (2)(8)(3.75)^2]$$

$$I_{wx} = 1714.56 \text{ cm}^4$$

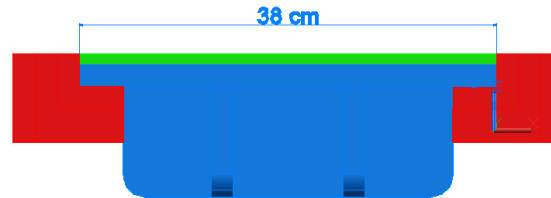
$$I_{wy} = \sum (I_y + AC^2)$$

$$I_{wy} = [20833.333 + (2)[6.66 + (2)(10)(11)^2]$$

$$I_{wy} = 25686.65 \text{ cm}^4$$

$$J_w = 1714.56 \text{ cm}^4 + 25686.65 \text{ cm}^4 = 27401.21 \text{ cm}^4$$

Ahora bien, con los valores de la sección obtenidos es posible calcular el esfuerzo máximo en la sección por acción del momento flector  $M_T$ :



**Figura N° 30.** Vista de perfil de correderas y compuerta de expulsión.

Reemplazando en:

$$\sigma_{adm} = \frac{M \cdot Y_G}{I}$$

$$M = (111.11 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2})(30\text{cm})(30\text{cm})[(19\text{cm} + 1.527\text{cm})]$$

$$M = 2052679.47\text{kgf. cm}$$

Resistencia de diseño a la flexión zona superior de la sección:

$$\sigma_f = \frac{(2052679.47\text{kgf. cm})(3.25 \text{ cm})}{27401.21\text{cm}^4}$$

$$\sigma_f = 243.46 \text{ kgf/cm}^2 < 1500 \text{ kgf/cm}^2 \dots (\text{OK})$$

Resistencia de diseño a la flexión zona inferior de la sección:

$$\sigma_f = \frac{(2052679.47\text{kgf. cm})(12 - 3.25 \text{ cm})}{27401.21\text{cm}^4}$$

$$\sigma_f = 655.48 \text{ kgf/cm}^2 < 1500 \text{ kgf/cm}^2 \dots (\text{OK})$$

El esfuerzo cortante por la carga cortante Q es:

$$T = \frac{Q}{A} = \frac{50000}{160} = 312.5 \text{ kg./cm}^2$$

Luego, la tensión de comparación es:

$$K_c = ((312.5)^2 + (655.48)^2)^{1/2}$$

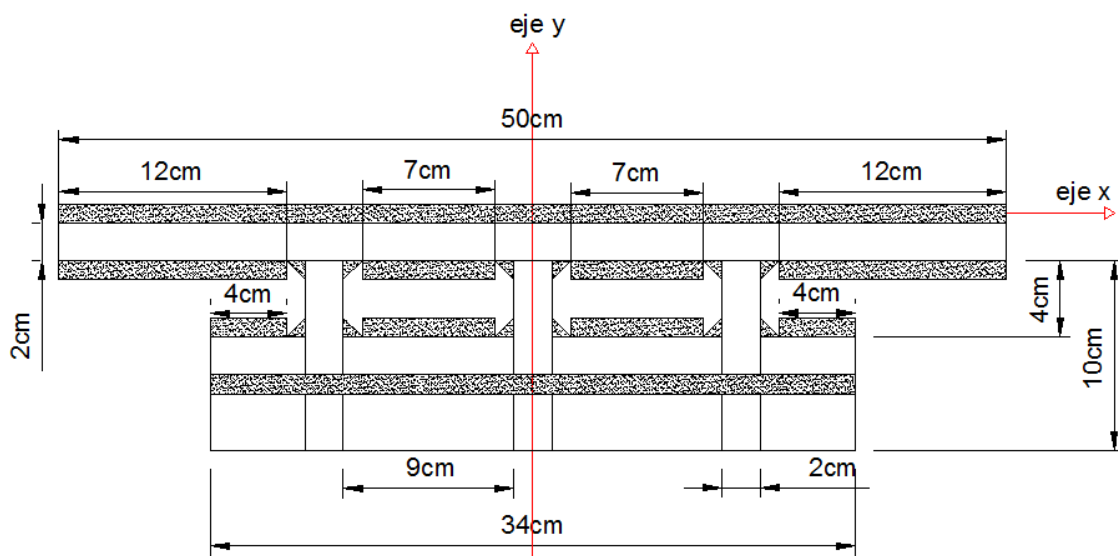
$$K_c = 699.12 \text{ kgf. /cm} < 1500 \text{ kg. /cm}^2$$

#### 4.11.5. SOLDADURA EN REFUERZOS

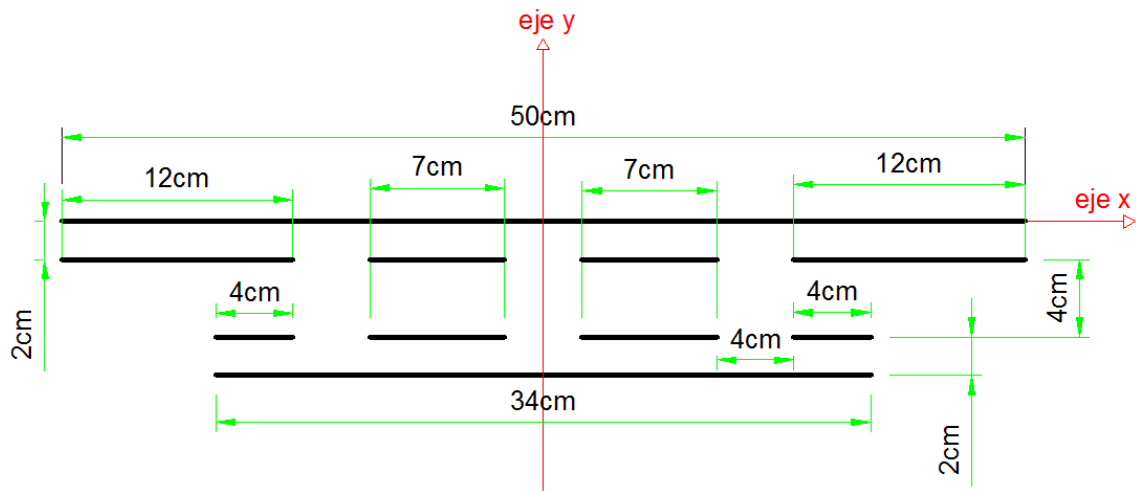
Para las correderas es necesario verificar la resistencia de la soldadura en la unión con la estructura de la prensa (paredes de la cámara).

Según se aprecia en la fig. 5.6

Según esto, la sección soldada es aproximadamente la siguiente:



**Figura N° 31.** Sección de cordones de soldadura de correderas de la compuerta de expulsión.



**Figura N° 32.** Sección unitaria de soldadura de correderas de la compuerta de expulsión para el cálculo de momento de inercia.

La distancia  $\bar{x}$  al centro de gravedad de la sección del conjunto respecto del eje x, es:

$$\bar{x} = \frac{50(0) + 2(12)(2) + 2(7)(2) + 2(7)(6) + 2(4)(6) + 34(8)}{50 + 24 + 28 + 8 + 34} = 3.33 \text{ cm}$$

El momento de inercia de la sección transversal respecto al eje "X":

$$I_{wx} = \sum (I_x + AC^2) = 0 + 50(3.33)^2 = 554.44 \text{ cm}^4$$

$$I_{wx} = \sum (I_x + AC^2) = 0 + 2(12)(1.33)^2 = 42.45 \text{ cm}^4$$

$$I_{wx} = \sum (I_x + AC^2) = 0 + 2(7)(1.33)^2 = 24.76 \text{ cm}^4$$

$$I_{wx} = \sum (I_x + AC^2) = 0 + 2(7)(2.67)^2 = 99.8 \text{ cm}^4$$

$$I_{wx} = \sum (I_x + AC^2) = 0 + 2(4)(2.67)^2 = 57.03 \text{ cm}^4$$

$$I_{wx} = \sum (I_x + AC^2) = 0 + (34)(4.67)^2 = 741.5 \text{ cm}^4$$

El momento de inercia de la sección transversal respecto al eje "Y":

$$I_{wy} = \sum (I_y + AC^2) = \frac{(50)^3}{12} + (50)(0)^2 = 10416.66 \text{ cm}^4$$

$$I_{wy} = \sum (I_y + AC^2) = 2\left(\frac{(12)^3}{12} + (12)(19)^2\right) = 8952 \text{ cm}^4$$

$$I_{wy} = \sum (I_y + AC^2) = 4\left(\frac{(7)^3}{12} + (7)(5.5)^2\right) = 961.33 \text{ cm}^4$$

$$I_{wy} = \sum (I_y + AC^2) = 2\left(\frac{(4)^3}{12} + (4)(15)^2\right) = 1810.66 \text{ cm}^4$$

$$I_{wy} = \sum (I_y + AC^2) = \frac{(34)^3}{12} + 34(0)^2 = 3275.33 \text{ cm}^4$$

El momento polar de inercia de la sección transversal es:

$$J_w = \sum I_{wx} + \sum I_{wy}$$

$$J_w = 1519.98 + 25415.98 = 26935.96 \text{ cm}^4$$

El esfuerzo cortante por cm de soldadura:

$$T = \frac{Q}{A} = \frac{50000 \text{ kgf}}{144 \text{ cm}} = 347.22 \text{ kfg/cm}$$

Reemplazando en:

$$\sigma_{adm} = \frac{M \cdot Y_G}{J_w}$$

$$M = 2052679.47 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

Resistencia de diseño a la flexión zona superior de la sección:

$$\sigma_f = \frac{(2052679.47 \text{ kgf} \cdot \text{cm})(3.33 \text{ cm})}{26935.96 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma_f = 253.76 \text{ kgf/cm}^2 < 1500 \text{ kgf/cm}^2 \dots (\text{OK})$$

Resistencia de diseño a la flexión zona inferior de la sección:

$$\sigma_f = \frac{(2052679.47 \text{kgf. cm})(4.67 \text{cm})}{26935.96 \text{ cm}^4}$$

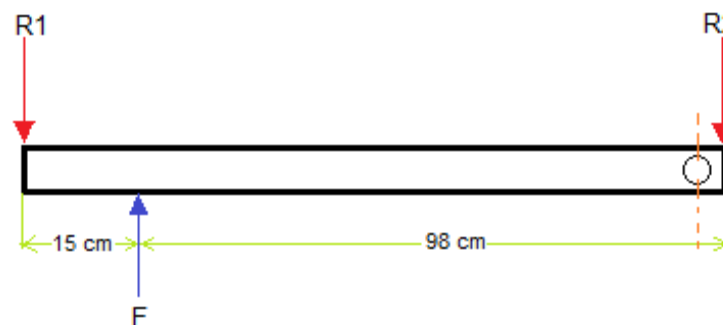
$$\sigma_f = 355.88 \text{ kgf/cm}^2 < 1500 \text{ kgf/cm}^2 \dots (\text{OK})$$

#### 4.12. DISEÑO DE LA TAPA PRENSORA Y ELEMENTOS

La tapa prensora de la prensa compactadora está diseñada en base a planchas de acero, soldadas con refuerzos longitudinales y transversales en forma similar a las paredes de la cámara de compactación.

##### 4.12.1. ARTICULACIÓN DE LA TAPA PRENSORA

La tapa prensora se apoya y gira alrededor de un eje de acero muy resistente según se muestra en el esquema de la Fig. 5.15, dicho eje se sostiene a la vez en la estructura de la prensa.



**Figura N° 33.** D.C.L. de tapa prensora. Plano M-002

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = 100 \text{ Tn}$$

$$\sum M_{en F} = 0$$

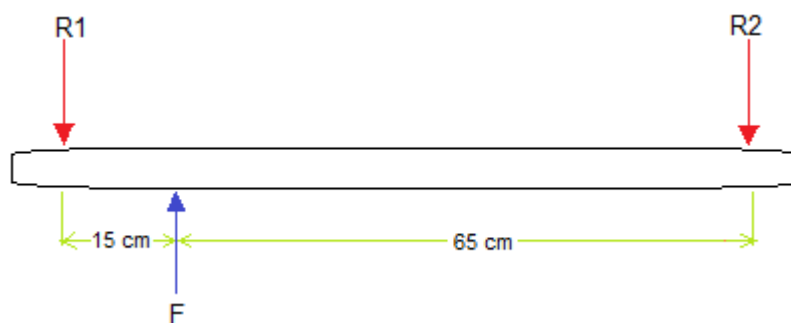
$$R_1(15) = R_2(98)$$

$$R_1 = 6.533 R_2$$

$$R_1 = 86.726 \text{ Tn}$$

$$R_2 = 13.274 \text{ Tn}$$

Diagrama de cuerpo libre en el eje de la tapa:



**Figura N° 34.** D.C.L. del eje de la tapa prensora.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = 13.274 \text{ Tn}$$

$$\sum M_{en F} = 0$$

$$R_1(15) = R_2(65)$$

$$R_1 = 4.33 R_2$$

$$R_1 = 10785.13 \text{ kgf}$$

$$R_2 = 2488.87 \text{ kgf}$$

Momento máximo:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{13274(15)(65)}{80}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 161776.875 \text{ kgf.cm}$$

$$d^3 \geq \frac{32 M_T}{\pi K_{adm}} \dots (\text{ec. 4.41})$$

Luego, reemplazando en la expresión anterior:

$$K_{adm} = 4000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ (acero 34CrNiMo6, ver anexos)}$$

$$M_T = \frac{Pab}{L} = 13274 \frac{(15 \text{ cm})(65 \text{ cm})}{80 \text{ cm}} = 161776.875 \text{ kg.cm}$$

$$d^3 \geq \frac{32 (161776.875)}{\pi (4000)}$$

$$d \geq 7.44 \text{ cm}$$

*\*se asume un diámetro de 8 cm.*

Esfuerzo Cortante directo:

$$\tau = \frac{Q}{A}$$

$$\tau = \frac{4(13274)}{\pi (8)^2} = 264 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzo Cortante por Cargas Combinadas:

$$S_{sd} = \frac{16}{\pi d^3 (1 - K^4)} \sqrt{\left[ K_m \cdot M + \frac{\alpha \cdot F \cdot d_o (1 + K^2)}{8} \right]^2 + (K_t \cdot T)^2} \dots (\text{ec. 4. 42})$$

Donde:

$S_{sd}$ : Esfuerzo Cortante

$K$ : Relación di/do (diámetro interno/diámetro externo)

$K_m$ : Factor de carga de momento flector.

$K_t$ : Factor de carga de momento torsor.

$\alpha$ : Factor de carga axial.

$M$ : Momento flector máximo.

$T$ : Momento torsor máximo.

$F$ : Carga axial.

Debido a que la configuración del diagrama del cuerpo libre del eje en análisis solo sufre de esfuerzos cortantes y flexionantes, la fórmula se simplifica a:

$$S_{sd} = \frac{16 \cdot K_m \cdot M}{\pi d^3} \dots (\text{ec. 4. 43})$$

De la tabla de factores de carga de ejes:

$K_m = 1.5$  (eje giratorio con carga aplicada gradualmente)

Por lo que se tiene:

$$S_{sd} = \frac{16 \cdot (1.5) \cdot (161776.875 \text{ kg} \cdot \text{cm})}{\pi (8 \text{ cm})^3}$$

$$S_{sd} = 2413.83 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzo de comparación:

$$Kc = \sqrt{\tau^2 + S_{sd}^2} \dots (\text{ec. 4.44})$$

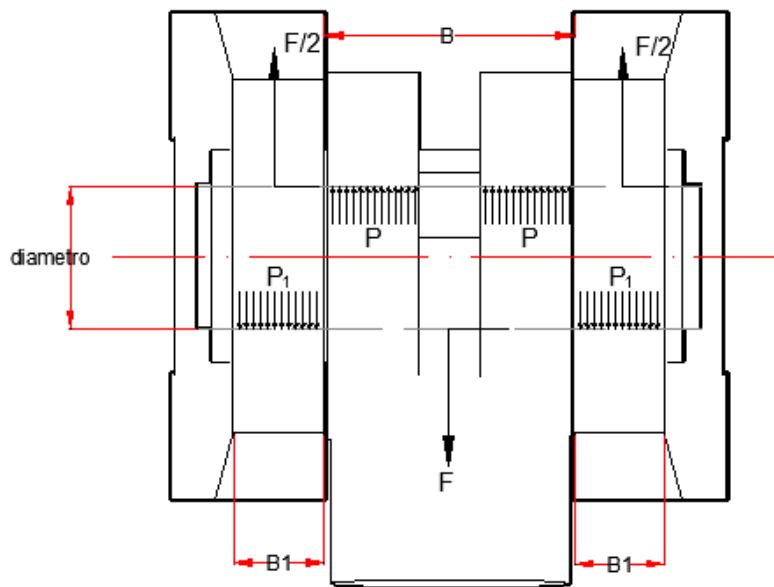
$$Kc = \sqrt{\left(264 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2 + \left(2413.83 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2}$$

$$Kc = 2428.23 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} < 4000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

*\*El diámetro del eje es 8 cm*

#### 4.12.2. DISEÑO DE TRANSMISIÓN ARTICULADA DEL BRAZO DE LA TAPA PRENSORA

La transmisión articulada es aquella a través de la cual el cilindro hidráulico transmite movimiento y fuerza prensora a la tapa, la figura 34 muestra la transmisión mencionada.



**Figura N° 35.** *Transmisión articulada del brazo de la tapa prensora. Plano M-004*

#### 4.12.3. CALCULO DEL EJE VASTAGO-SOPORTES DE LA TAPA

Según la Figura, sobre el eje de la transmisión actúa una fuerza  $F$  en forma de una carga distribuida. Dicha fuerza es producida por el vástago del cilindro de la tapa prensora.

El cilindro tiene una capacidad de carga de 50TN para el cálculo se le asigna 30% de sobrecarga, entonces trabajamos con 65Tn.

Teniendo en cuenta la fuerza ( $F$ ) en el centro del eje es posible hacer el cálculo de éste por flexión. Según esto, el esfuerzo máximo producido por el momento flector en la sección más peligrosa (punto medio del eje) es:

$$K = \frac{M_T}{W} \dots (\text{ec. 4.45})$$

Donde:

$$M_T = \frac{F}{8} (B + 2B_1); \dots (ec. 4.46)$$

Momento flector a la mitad del eje.

$$W = \frac{\pi d^3}{32}; \dots (ec. 4.47)$$

Módulo de la sección transversal del eje en función de su diámetro "d".

Luego, despejando  $d^3$ , de la expresión (1) y reemplazando  $M_T$ ,  $W$  y  $K = K_{adm}$ , se obtiene:

$$d^3 \geq \frac{32 F (B + 2B_1)}{8 \pi (K_{adm})} \dots (ec. 4.48)$$

Reemplazando valores en la expresión (2) se obtiene:

$$d^3 \geq \frac{32 (65000) (15 + 2(8))}{8 \pi (4000)}$$

$$d \geq 8.62 \text{ cm.}$$

El diámetro real del eje calculado es de 90 mm. Con lo que se está asegurando el valor obtenido anteriormente.

El material del eje es acero 34rNiMo6 (según DIN) recomendado para ejes sometidos a grandes esfuerzos y que se puede conseguir con facilidad en nuestro medio (ver características técnicas en el anexo). El límite elástico de dicho acero para diámetros de hasta 100 mm. es de 80 Kg/mm<sup>2</sup>, por lo cual se ha considerado un valor admisible de 40 Kg./mm<sup>2</sup>, (4000 Kg./cm<sup>2</sup>.) para los cálculos. Por otro lado, las presiones  $P$  y  $P_1$  que se

originan entre el eje y los casquillos del brazo y de los apoyos (ver fig. 5.9) se calculan según las siguientes expresiones:

$$P = \frac{F}{B d} \dots (\text{ec. 4. 49})$$

$$P_1 = \frac{F}{2B_1 d} \dots (\text{ec. 4. 50})$$

Luego, reemplazando los valores correspondientes en las expresiones anteriores se obtiene:

$$P = \frac{65000}{15(9)}$$

$$P = 481.48 \text{ kg/cm}^2 < 1700 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Kadm)}$$

$$P_1 = \frac{65000}{2(8)(9)}$$

$$P_1 = 451.38 \text{ Kg/cm}^2 < 1700 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (Kadm)}$$

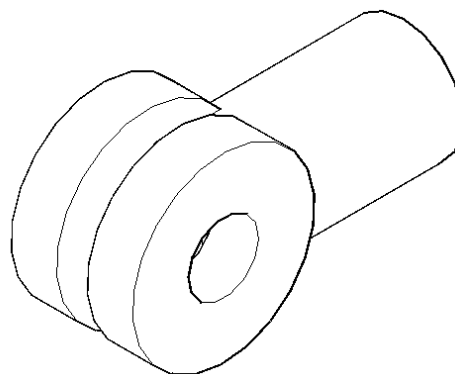
El material de los casquillos del brazo y apoyos es un acero SANDVIK 4LM en base a las barras de acero perforadas SANDVIK de Suecia, de fácil adquisición en nuestro medio y que en su estado de suministro (laminado en caliente) tienen un límite elástico mínimo de 34 Kg/mm<sup>2</sup>., (ver características técnicas en el anexo).

Por esta razón, se ha considerado un esfuerzo admisible para las barras perforadas de 17

Kg/mm<sup>2</sup>. (1700 Kg/cm<sup>2</sup>) y se ha comparado con las presiones de trabajo P y P<sub>x</sub> para asegurar que no se produce aplastamiento sobre los casquillos.

#### 4.12.4. CALCULO DEL ACOUPLE DEL VÁSTAGO-TAPA PRENSORA Y APOYOS

Se trata aquí del cálculo de los cuerpos del brazo y los apoyos que por tratarse de piezas cilíndricas se calculan utilizando la teoría 'de cilindros de paredes gruesas [<sup>32</sup>].



Vista Isométrica  
Esc. 1/5

**Figura N° 36.** Vista isométrica de acople del vástago-tapa prensora. Plano M-003

Según esto, los esfuerzos radiales (K) y tangenciales (K<sub>t</sub>) de un cilindro de paredes gruesas sometido a presión interior y exterior en función de su radio (r), estén dados por las siguientes expresiones:

$$K_{r/t} = \frac{P_1 a^2 - P_0 b^2}{b^2 - a^2} \pm \frac{(P_1 - P_0) a^2 b^2}{r^2 (b^2 - a^2)} \dots \text{(ec. 4. 51)}$$

<sup>32</sup> El cálculo se tuvo se ha considerado del Cap. IX del libro “Resistencia de materiales” de V.I. Feodosiev.

Donde:

$a$  = Radio interior del cilindro

$b$  = Radio exterior del cilindro

$P_1$  = Presión interior del cilindro

$P_o$  = Presión exterior del cilindro

Por otro lado, el esfuerzo equivalente ( $K_{eq}$ ) según la teoría de la máxima tensión cortante es:

$$K_{eq} = K_t - K_r \dots (\text{ec. 4.52})$$

Luego, reemplazando las expresiones de (ec. 4.51) en (ec. 4.52) para  $r = a$  (radio interior del cilindro, zona de mayor esfuerzo) y  $P_o = 0$ ; se obtiene:

$$K_{eq} = \frac{2P_1 b^2}{b^2 + a^2} \dots (\text{ec. 4.53})$$

Luego, despejando " $b^2$ " de ec. 4.53 se obtiene:

$$b^2 = \frac{K_{eq} a^2}{K_{eq} - 2P_1} \dots (\text{ec. 4.54})$$

Ahora bien, las presiones  $P$  y  $P_1$  calculadas en 5.1.1, actúan sobre los casquillos protectores de brazo y apoyos, pero no sobre los cuerpos de dichos elementos. Como los casquillos tienen un espesor de pared de 10 mm. (Inicialmente supuesto), los cuerpos del brazo y apoyos tienen un diámetro interior de 110 mm. Según esto, empleando las

expresiones (3) y (4) del acápite 5.3.1, se calculan las presiones que actúan en el interior de los cuerpos mencionados:

$$P' = \frac{65000}{(15)(11)} = 393.9 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$P'_1 = \frac{65000}{2(8)(11)} = 369.3 \text{ kg/cm}^2$$

Los cuerpos de los apoyos están diseñados también en base a las barras de acero perforadas SANDVIK, en cambio, el cuerpo del brazo, es de un acero 42CrMo4 que para barras en estado de bonificado para diámetro superiores a los 100 mm., tienen un límite de fluencia mínimo de 55 Kg/mm<sup>2</sup>., (ver características técnicas en el anexo).

Reemplazando entonces, los valores de: a = 5.5 cm.; P<sub>2</sub> = 393.9 Kg/cm<sup>2</sup>., y K<sub>cq</sub> = K<sub>adm</sub> = 2750 Kg/cm<sup>2</sup>., en la expresión (4) para el acople del brazo se obtiene:

$$b^2 \geq \frac{2750 (5.5)^2}{2750 - 2(393.9)}$$

$$b \geq 6.5 \text{ cm}$$

De igual forma, para el cuerpo de los apoyos, reemplazando: a= 5.5 cm; P<sub>1</sub> = 369.3 kg/cm<sup>2</sup> y K<sub>aq</sub> = K<sub>adm</sub> = 1700 kg/cm<sup>2</sup> en la expresión (4) se obtiene:

$$b^2 \geq \frac{1700 (5.5)^2}{1700 - 2(369.3)}$$

$$b \geq 7.3 \text{ cm}$$

Tomamos un radio mínimo exterior uniforme de 7.5 cm, que nos da un espesor de pared mínimo de 2cm de acero 42CrMo4 según recomendaciones del catálogo de STEERFORTH que sigue la norma DIN24556 o ISO8132 acerca de soportes y accesorios para cilindros hidráulicos. Hay que señalar, que los casquillos protectores se diseñan para ser introducidos en los cuerpos respectivos con un ajuste indeterminado que permite desmontar y montar con el martillo y sin deterioro.

#### 4.12.5. ESTRUCTURA DE LOS SOPORTES DE ACOPLE VÁSTAGO CON TAPA PRENSORA.

Los apoyos calculados en el acápite anterior van soldados a unas estructuras o silletas que a su vez van soldadas a la tapa prensora de la compactadora. La fig. (11.3.a) muestra un esquema de la estructura mencionada, así como la figura 11.3.b muestra las vistas frontal, superior, lateral e isométrica de los mismos.

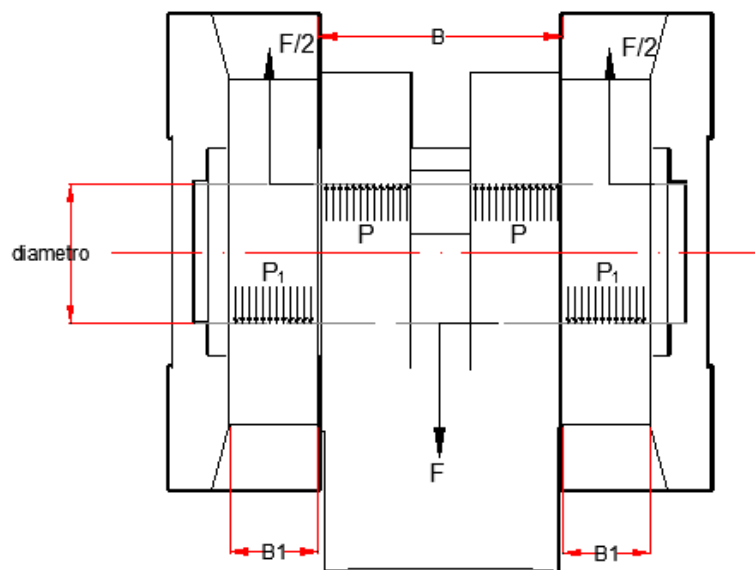
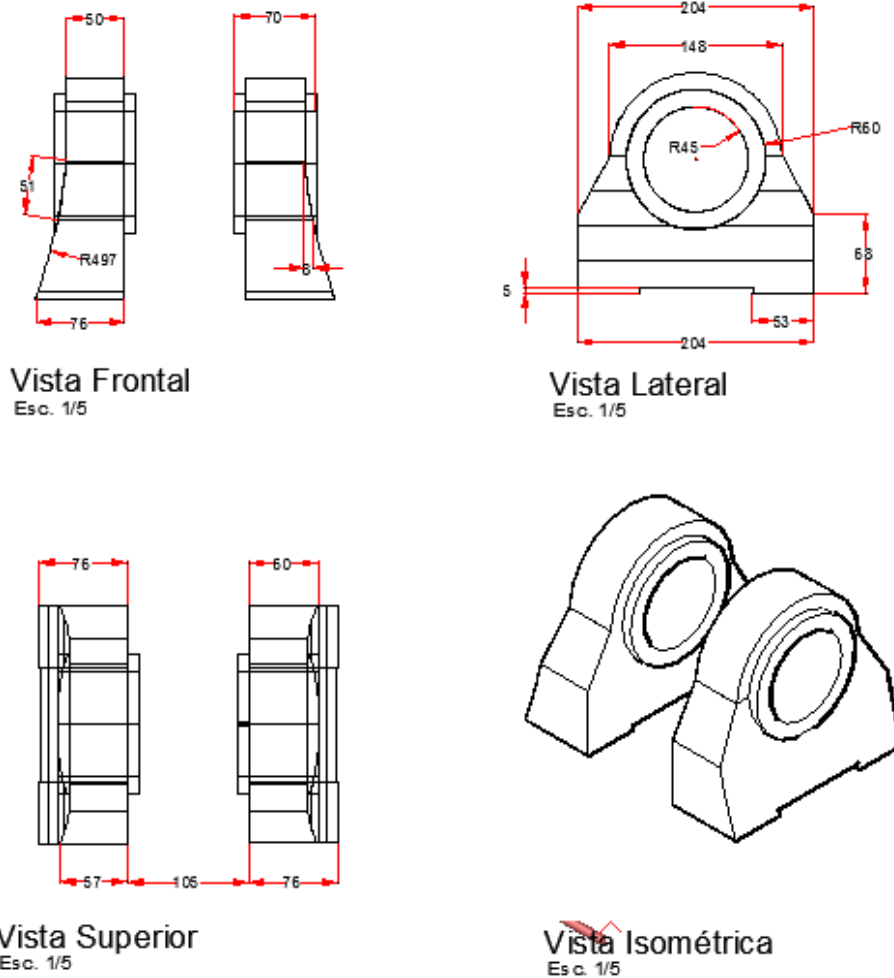


Figura N° 37. Vista superior de estructura de los soportes de acople vástago-tapa



**Figura N° 38.** Vista frontal, lateral, superior e isométrica de estructura de los soportes de acople vástago-tapa. Plano M-003

La zona más peligrosa se encuentra en la base de la estructura donde la carga cortante  $Q$  y el momento flector  $M$  son respectivamente:

$$Q = 32500 \text{ kg}$$

$$M_T = 11.5(32500) = 373.75 \times 10^3 \text{ kg. -cm}$$

Luego, según la figura el área de la sección transversal de la base de la estructura es:

$$A = 2(2) (50) + 2(2) (24) = 296 \text{ cm}^2$$

El momento, de inercia del área. de la sección transversal de la base de la estructura s:

$$I = \sum (I_y + AC^2)$$

$$I = 2 \left( \frac{1}{12} 2(50)^3 \right) + 2 (48) (26)^2 = 106562.67 \text{ cm}^4$$

Luego, el esfuerzo flexionante máximo en la base de la estructura producido por  $M_i$  es:

$$P = \frac{M_T \cdot Y_m}{I}$$

$$K = \frac{10^6 (27)}{106562.67} = 329.4 \text{ kg./cm}^2$$

Luego, el esfuerzo cortante producido por  $Q$  es:

$$T = \frac{Q}{A}$$

$$T = \frac{25000}{296} = 109.8 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

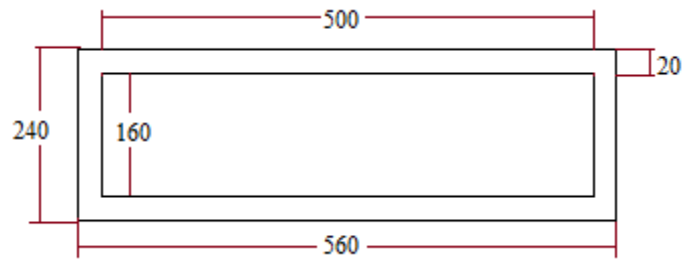
Luego, el esfuerzo de comparación es:

$$K_c = (K^2 + T^2)^{1/2}$$

$$K_c = ((329.4)^2 + (109.8)^2)^{1/2}$$

$$K_c = 347.2 \text{ kg/cm}^2 < 1425 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (kadm)}$$

Por otro lado, también es necesario calcular la soldadura de la base de la estructura de los apoyos, en la unión con la tapa prensara.



**Figura N° 39.** Área soldada del elemento analizado

Según la figura anterior, el área de la sección soldada es la siguiente:

$$A_s = 4(50) + 2(18) + 2(24) = 284 \text{ cm}^2.$$

Luego, el momento de inercia de la sección soldada con respecto al eje y es:

$$I = \sum (I_y + AC^2)$$

$$I = 4 \left( \frac{1}{12} 1(50)^3 \right) + 2(24)(27.5)^2 + 2(18)(24.5)^2 = 106562.67 \text{ cm}^4$$

$$I = 99575.6 \text{ cm}^4$$

Luego, el esfuerzo máximo producido por  $M_t$  es:

$$K' = \frac{M_T \cdot Y_m}{I}$$

$$K' = \frac{1.3 \times 10^6 (28)}{99575.6} = 365.6 \text{ kg/cm}^2$$

El esfuerzo cortante producido por la carga  $Q$  sobre la soldadura:

$$T' = \frac{Q}{A_c}$$

$$T' = \frac{32500}{284} = 114.43 \text{ kg/cm}^2$$

El esfuerzo de comparación es:

$$K'_c = ((365.6)^2 + (114.4)^2)^{1/2} = 383 \text{ kg/cm}^2$$

Por otro lado, para aceptar el valor de  $K_c$ , es necesario el valor del esfuerzo admisible de soldadura, previamente hallado:

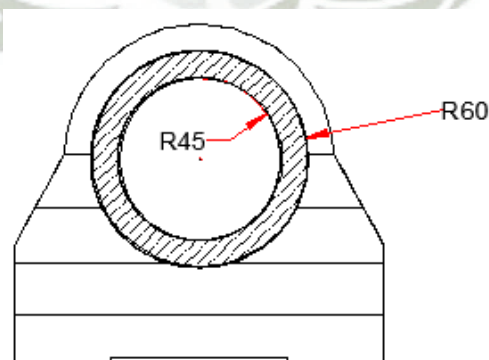
$$S_w = 1265.5 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Comparamos con el valor admisible:

$$K_c = 383 \text{ kg/cm}^2 < 1265.5 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

#### 4.12.6.- REFUERZOS DEL EJE DE LOS SOPORTES VASTAGO-TAPA PRENSORA.

Los brazos, que unen la tapa prensora al eje, y los apoyos, que unen el eje a la estructura de la prensa, están diseñados en base a barras de acero perforadas SANDVIK, empleadas ya anteriormente. De esta forma, la presión (P) que se ejerce sobre los casquillos de los brazos y los apoyos es;



**Figura N° 40.** Sección transversal de los refuerzos del eje del soporte de vástago-tapa prensora. Plano M-003

$$P = \frac{F}{Bd}$$

$$P = \frac{65000}{2(10)(9)}$$

$$P = 361.11 \text{ kg/cm}^2 < 1700 \text{ kg/cm}^2 (k_{adm})$$

De esta forma se comprueba de que no hay aplastamiento.

Ahora bien, como los casquillos -tienen un espesor de 10 mm. los brazos y apoyos tienen un diámetro interior de 120 mm. sobre los cuales actúa la siguiente presión (P'):

$$P' = \frac{F}{2Bd} \dots (\text{ec. 4.55})$$

$$P' = \frac{65000}{2(10)(12)} = 270.8 \text{ kg/cm}^2 < 1700 \text{ kg/cm}^2 (k_{adm})$$

Empleando luego la expresión (4) anterior, es posible calcular el radio exterior de los brazos y apoyos (teoría de cilindros de paredes gruesas sometidos a presión interior):

$$b^2 \geq \frac{K_{adm} \cdot a^2}{K_{adm} - 2P} \dots (\text{ec. 4.56})$$

Donde:

a = Radio interior

b = Radio exterior

Reemplazando entonces, los valores de: a = 6 cm.; P2 = 270.8 Kg/cm<sup>2</sup> ., y K<sub>cq</sub> = K<sub>adm</sub> = 1700 Kg/cm<sup>2</sup> ., en la expresión (4) para el cuerpo del brazo se obtiene:

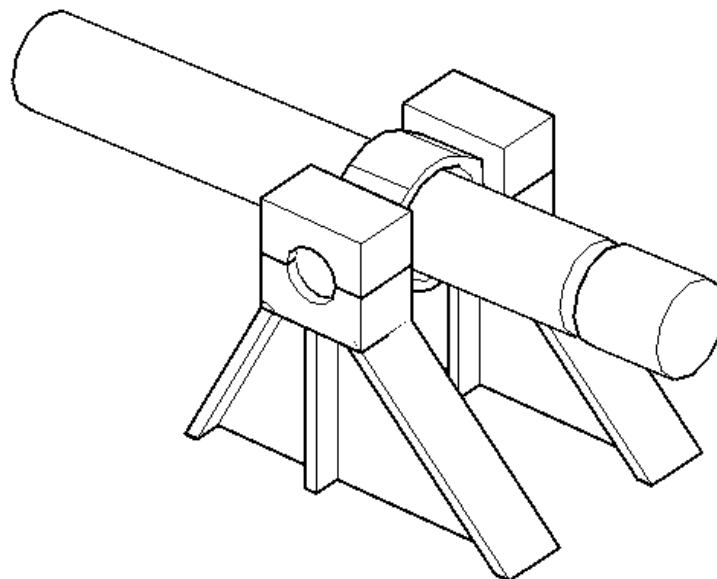
$$b^2 \geq \frac{1700 (6)^2}{1700 - 2(270.8)}$$

$$b \geq 7.3 \text{ cm}$$

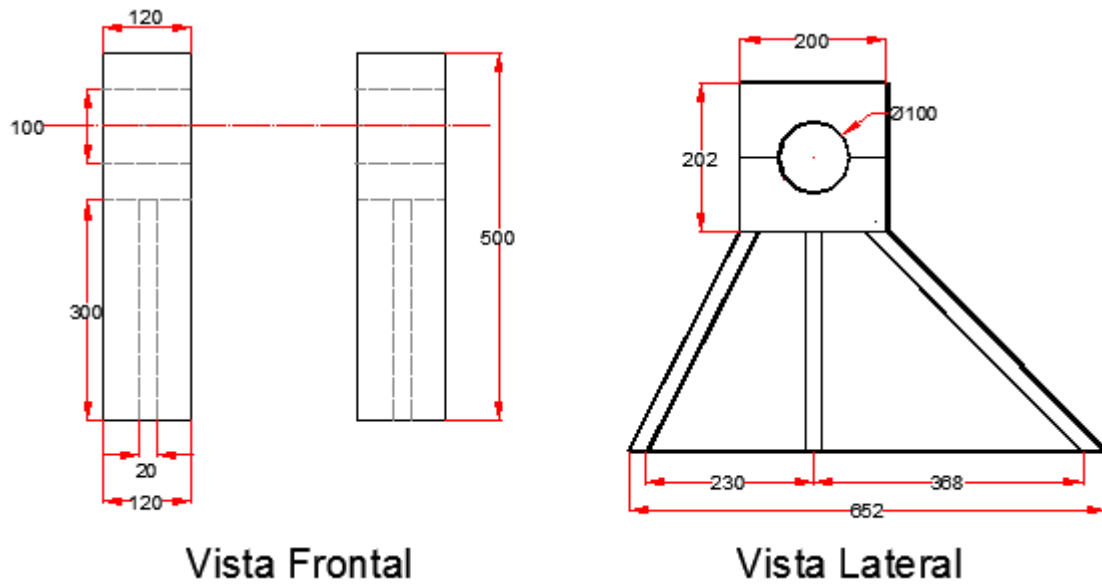
El espesor mínimo de las paredes de los apoyos será de 1.3 cm

#### **4.13. ARTICULACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO DE LA TAPA PRENSORA**

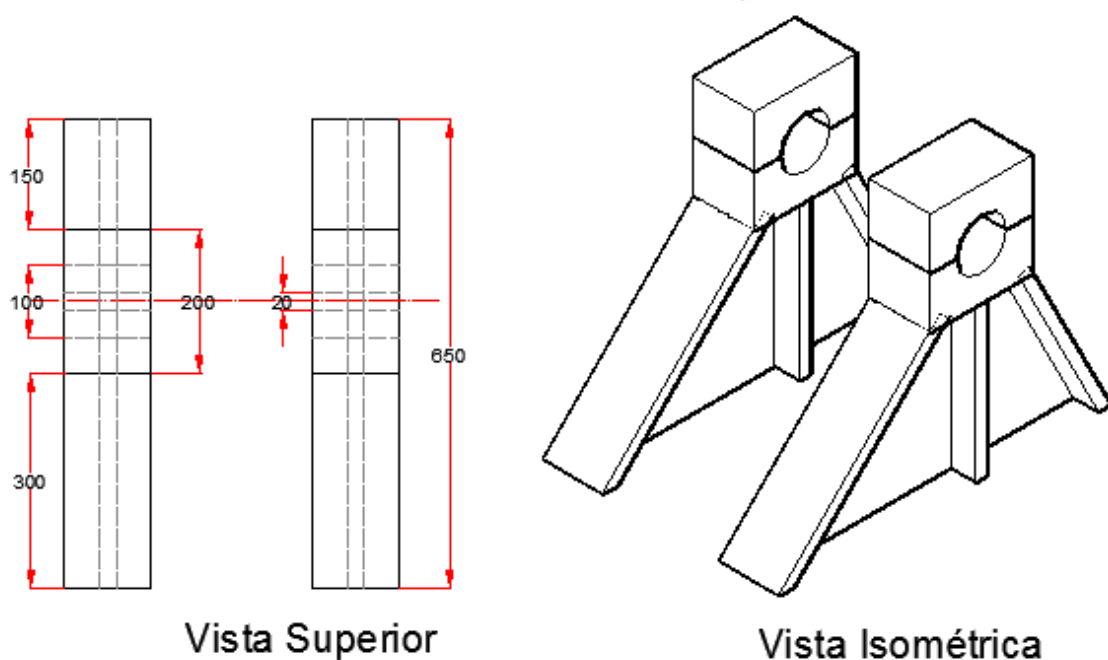
El cilindro hidráulico de la tapa prensora está articulado para poder seguir a dicha tapa en sus movimientos al abrir o cerrar la cámara de compactación, un esquema de la articulación mencionada se muestra en las figuras siguientes.



**Figura N° 41.** *Vista isométrica de articulación del cilindro hidráulico de la tapa prensora. Plano M-004*



**Figura N° 42.** Vista frontal y lateral de articulación del cilindro hidráulico de la tapa prensora. Plano M-004



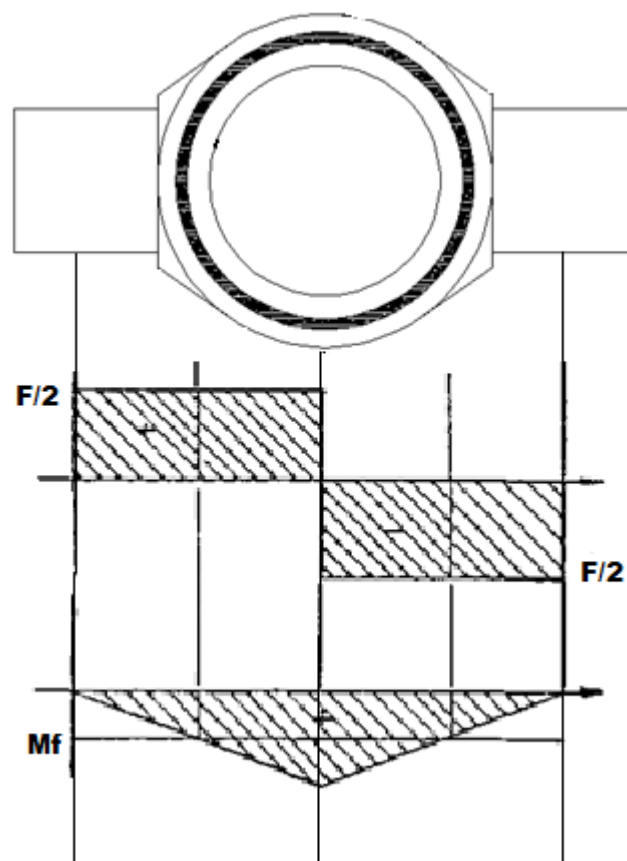
**Figura N° 43.** Vista superior e isométrica de articulación del cilindro hidráulico de la tapa prensora. Plano M-004

Según las Fig. los ejes pivot van unidos a los cubos (mediante un ajuste de apriete) y estos a su vez van soldados al cilindro hidráulico de la tapa prensora.

De esta forma, cilindro cubos y ejes forman un sólo cuerpo que se sostiene y gira en los apoyos.

#### 4.14. CALCULO DE LOS EJES PIVOT

Los ejes pivot unidos a los cubos deben soportar esfuerzos debidos a la flexión cuando el cilindro hidráulico está trabajando. La fig. , muestra un esquema del sistema con los diagramas de cargas y momentos flectores.



**Figura N° 44.** Diagrama de fuerzas y esfuerzos de eje pivot. Plano M-004

Según la Fig. anterior, la zona más peligrosa se encuentra en la unión de los cubos con el cuerpo del cilindro hidráulico, zona que se encuentra soldada y reforzada. Sin embargo, para el cálculo de los ejes pivót se está considerando como si entre la unión y los apoyos solamente actuarán dichos ejes; en realidad los cubos y sus refuerzos contribuyen en la resistencia del conjunto. Los ejes pivót tienen en la zona de los cubos un diámetro de 100 mm. y en la zona de los apoyos un diámetro de 90 mm., estas medidas son inicialmente supuestas. Según esto, la carga cortante y el momento flector en la zona de mayor peligro son respectivamente:

$$Q = 32500 \text{ kg}$$

$$M_T = 5 (32500) = 162500 \text{ kg.-cm}$$

Luego hallamos el diámetro de los ejes pivót, de la expresión previamente propuesta:

$$d^3 \geq \frac{32 M_T}{\pi K_{adm}} \dots (\text{ec. 4. 57})$$

Luego, reemplazando en la expresión anterior:

El Acero que se usa para el muñón de sujeción y ejes pivót es: S355JR/ST523/ASTM A572 GR50 de acuerdo a la norma DIN 24556, ISO 8132 referidas a elementos de sujeción y accesorios para cilindros hidráulicos.

Esfuerzo de fluencia:  $35 \text{ kg/mm}^2$

Esfuerzo admisible:  $1750 \text{ kg/cm}^2$

Hallamos el diámetro de los ejes pivót

$$d^3 \geq \frac{32 (162500 \text{ kg.} \cdot \text{cm})}{\pi (1750)}$$

$$d \geq 9.816 \text{ cm.}$$

\*Asignamos un valor de 10 cm al diámetro de los ejes pivot.

De esta forma, la presión (P) que se ejerce sobre los casquillos de los apoyos es:

$$P = \frac{F}{Bd}$$

$$P = \frac{65000}{2(10)(10)}$$

$$P = 325 \text{ kg/cm}^2 < 1700 \text{ kg/cm}^2 (k_{adm})$$

De esta forma se comprueba de que no hay aplastamiento.

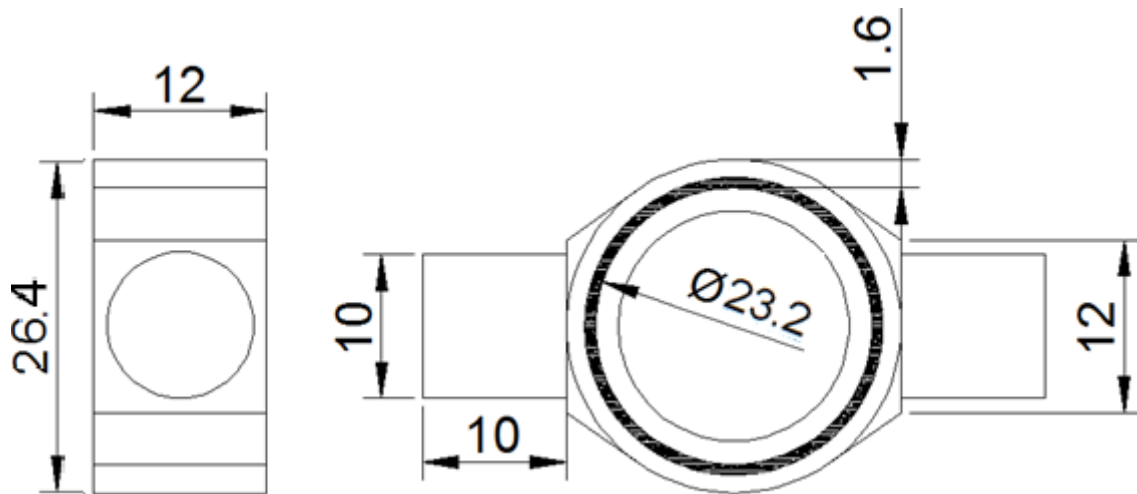
Ahora bien, como los casquillos -tienen un espesor de 10 mm. los apoyos tienen un diámetro interior de 120 mm. sobre los cuales actúa la siguiente presión (P'):

$$P' = \frac{F}{2Bd}$$

$$P' = \frac{65000}{2(10)(12)} = 270.8 \text{ kg/cm}^2 < 1700 \text{ kg/cm}^2 (k_{adm})$$

\*No existe aplastamiento en los casquillos de los apoyos

#### 4.14.1. SOLDADURA DE UNIÓN DEL MUÑÓN INTERMEDIO



**Figura N° 45.** *Vistas de perfil y frontal con sección transversal de soldadura de muñón intermedio. Plano M-004*

El plano XY donde se ubica la soldadura es perpendicular a la fuerza actuante y concéntrica con el centro de gravedad de la misma por lo tanto no existen momentos flectores ni torsores, lo cual indica que la soldadura sufre corte directo:

$$T = \frac{Q}{A}$$

$$T = \frac{65000}{\left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi (23.2)^2}{4}\right)}$$

Donde:

D: Diámetro exterior del cordón de soldadura

T: Esfuerzo cortante de la soldadura, Utilizamos el electrodo E7018 recomendado para uniones de ejes:

$$S_w = 0.3(70 \text{ Ksi}) = 1479.545 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Hallamos el Diámetro “D”, reemplazando T:

$$T \geq \frac{65000}{\left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi(19.2)^2}{4}\right)}$$

$$1476.41 \geq \frac{65000}{\left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi(23.2)^2}{4}\right)}$$

$$D \geq 24.37\text{cm}$$

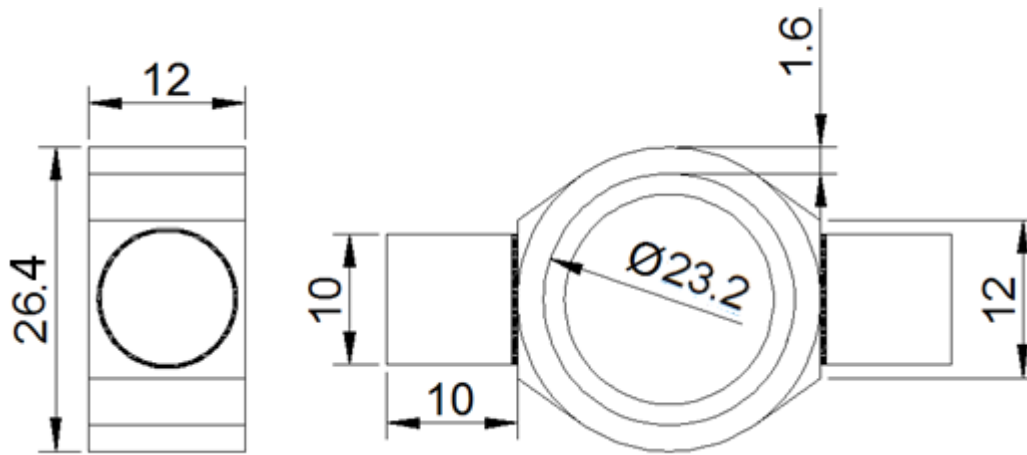
Entonces el espesor para el cordón de soldadura es 1.17 cm para ambos lados es decir para cada lado se tiene un espesor mínimo de 0.58cm.

$$0.58\text{cm} < e < 1.6\text{cm}$$

En este caso tomamos **10mm** de espesor de cordón de soldadura de filete de contorno para la unión del muñón con el cilindro con un electrodo E7018.

#### 4.14.2. SOLDADURA DE EJES PIVOT CON MUÑÓN:

De la tabla 9-3 (del libro de Diseño en ingeniería Mecánica J.E.Shigley, del capítulo Soldadura adhesión y diseño de uniones permanentes), para soldadura de filete de contorno circular se considera:

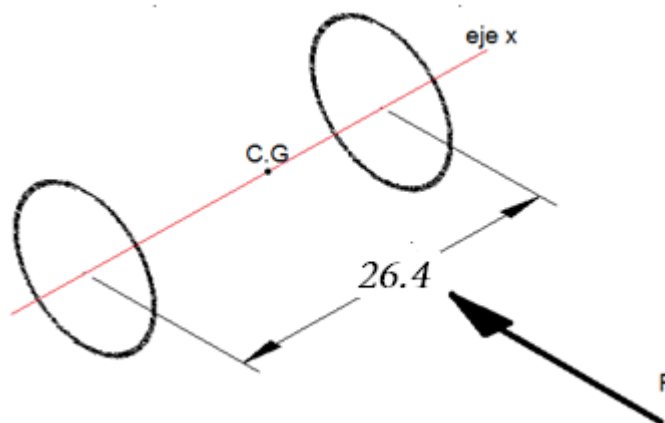


**Figura N° 46.** *Vistas de perfil con sección transversal de soldadura y frontal con sección transversal de soldadura de muñón intermedio. Plano M-004*

$$A = 1.414\pi r$$

$$I_u = \pi r^3$$

El momento generado por la fuerza es:



**Figura N° 47.** *Análisis de cordones de soldadura en muñón intermedio.*

$$M = 65000\text{kgf} (13.2\text{cm}) = 858000 \text{ kgf-cm}$$

El momento de inercia del conjunto con respecto del eje x es:

$$I_x = \sum (I_u + AC^2)$$

$$I_x = \pi(5\text{cm})^3 + 1.414\pi h(5\text{cm}) * (13.2)^2$$

$$I_x = \pi(5\text{cm})^3 + 1.414\pi h(5\text{cm}) * (13.2)^2 \dots (1)$$

Cálculo del ancho de la soldadura, analizamos:

Por Cortante Directo:

$$T = \frac{Q}{A}$$

$$T = \frac{65000}{2(1.414\pi h(5\text{cm}))} \dots (2)$$

Por Flexión reemplazamos la ecuación 1:

$$\sigma_{adm} = \frac{M.c}{I_x}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{(65000)(13.2)(13.2)}{\pi(5\text{cm})^3 + 1.414\pi h(5\text{cm}) * (13.2)^2} \dots (3)$$

El esfuerzo resultante es:

$$K_r^2 = T^2 + K_f^2$$

Reemplazando las ecuaciones 2 y 3:

$$K_r^2 = \left( \frac{65000}{2(1.414\pi h(5\text{cm}))} \right)^2 + \left( \frac{(65000)(13.2)(13.2)}{\pi(5\text{cm})^3 + 1.414\pi h(5\text{cm}) * (13.2)^2} \right)^2 \dots (4)$$

\*El esfuerzo resultante tiene que ser menor que el esfuerzo permisible a la soldadura. El electrodo que se usa para la soldadura es el mismo que venimos usando ya que está dentro de los límites de esfuerzo a tracción permisibles para este electrodo, el acero AISI1045 y el acero ASTM 572 Gr50 ambos son aceros de mediano contenido de carbono sus propiedades son muy similares y su soldabilidad es buena, debido a eso el electrodo seleccionado sigue siendo el E7018 cuyo esfuerzo admisible a la soldadura es:

$$S_w = 0.3(70 \text{ Ksi}) = 1479.545 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Reemplazo de valores en la ecuación 4 y cálculo:

El espesor mínimo de soldadura “h” calculado es: 1.58cm

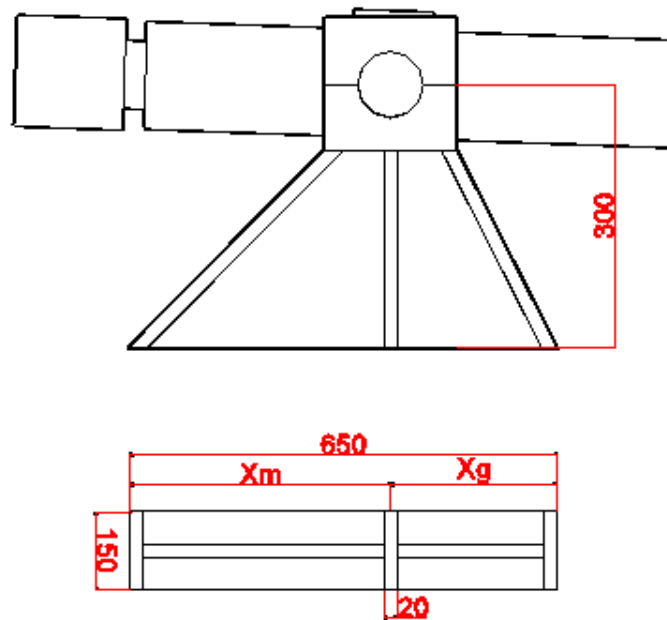
Tenemos por el espesor de las placas base:

$$1.1564\text{cm} \leq h \leq 1.6\text{cm}$$

\*Seleccionamos un espesor de soldadura de 16mm con un electrodo E7018.

#### **4.15. DISEÑO DE APOYOS DEL CILINDRO HIDRÁULICO DE LA TAPA PRENSORA**

Los apoyos sobre los cuales se sostiene y gira el cilindro hidráulico de la tapa prensora comprenden: el muñón de sujeción, en los que se acoplan los ejes pívot; y los Brackets que son las estructuras de los apoyos. Los Brackets están diseñados en base a acero estructural y barras perforadas de acero 4LM SANDVIK unidas mediante soldadura; las dos partes de los cubos se acoplan mediante cuatro pernos según se muestra en la figura.



**Figura N° 48.** Vista frontal e inferior de un apoyo del cilindro de la tapa prensora. Plano M-004.

Los cubos estén diseñados en base a acero estructural y barras perforadas de acero 4LM SANDVIK unidas mediante soldadura; las dos partes de los cubos se acoplan mediante cuatro pernos según se muestra en la figura anterior.

Tenemos que el espesor de la placa es de  $t=10\text{cm}$ , que en este caso está formado por dos placas unidas por pernos de sujeción.

$$a \geq \frac{F}{2tf_y} + \frac{2d_o}{3} \dots (\text{ec. 4. 58})$$

$$a \geq \frac{32500\text{kgf}}{2(10)(1500)} + \frac{2(10)}{3}$$

$$a \geq 7.75 \text{ cm}$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{\pi r * t}$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{32500}{\pi(5) * 10}$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{32500}{\pi(5) * 10}$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{207\text{kgf}}{\text{cm}^2} < \frac{1500\text{kgf}}{\text{c}} \text{m}^2$$

*\*a: distancia del borde de la placa al borde del agujero*

#### 4.16. DISEÑO DE LAS ABRAZADERAS CÚBICAS

Para cargas estáticas se utiliza una precarga que genera un esfuerzo tan elevado como 90% de la resistencia de prueba. Para cargas variables (FATIGA), se utilizan valores de precarga de 75% o más de la resistencia de prueba.

A partir del esfuerzo límite mínimo a la tracción  $\sigma_{pr}$ , se determina la carga de prueba  $F_{pr}$ , valor que expresa la máxima carga que un elemento roscado es capaz de resistir, esta última se obtiene a partir de:

##### 4.16.1. CALCULO DE LOS TORNILLOS DE ABRAZADERA CÚBICA

- Diagrama de distribución de fuerzas.

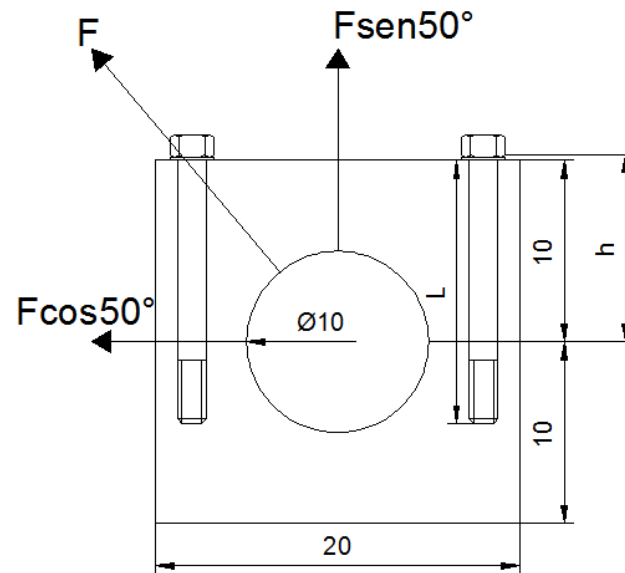


Figura N° 49. D.C.L de abrazadera cúbica (centímetros)

- Fuerza externa (F) = 32500 kgf
- Fuerza cortante ( $F_v$ ) =  $32500(\cos 50^\circ) = 20890.59$  kgf
- Fuerza de tracción ( $F_t$ ) =  $32500(\sen 50^\circ) = 24896.44$  kgf

Para el cálculo de los tornillos primero, se trabaja con un acero SAE grado 5, tentativamente para la posible iteración futura, debido a ser uno de los más comerciales y de tener la misma cantidad de carbono y resistencia a la tracción que los elementos a unir.

a) **Cálculo del número de tornillos y el área efectiva de cada perno.**

Del acero se tiene las siguientes características:

TABLA N° 29: CARACTERÍSTICAS DE PERNOS GRADO SAE 5

Grado SAE	Rango del diámetro (pulg)	Resistencia de prueba mínima (kpsi)	Resistencia elástica mínima (Kpsi)	Resistencia a la tracción mínima (Kpsi)	Material
5	¼ - 1	85	120	92	Acero de mediano
	1 1/8 - 1 1/2	74	105	81	Carbono, templado y revenido

\*Fuente: Libro de Diseño de elementos de Máquinas de Robert L. Mott.

De acuerdo con las condiciones del sistema se asume el rango de ¼” a 1”.

La resistencia de prueba mínima es de 85 kpsi que equivale a 59.77kgf/mm<sup>2</sup>

Area de tracción de prueba (A<sub>tp</sub>):

$$A_{tp} = \frac{(F.S)(F_t)}{\sigma_{pr}} \dots (\text{ec. 4.59})$$

$$A_{tp} = \frac{(1.5)(24896.44 \text{ kgf})}{59.77 \text{ kgf/mm}^2} = 624.753 \text{ mm}^2$$

El rango de diámetros varía de ¼” a 1” que equivale a (6.35mm a 25.4mm),

$$A_{min} = \frac{\pi(6.35)^2}{4} = 31.67 \text{ mm}^2$$

$$A_{max} = \frac{\pi(25.4)^2}{4} = 506.7 \text{ mm}^2$$

Rango de número de tornillos:

$$\frac{A_{tp}}{A_{min}} = \frac{624.75 \text{ mm}^2}{31.67 \text{ mm}^2} = 19.72 \cong 20 \text{ pernos}$$

$$\frac{A_{tp}}{A_{max}} = \frac{624.75 \text{ mm}^2}{506.7 \text{ mm}^2} = 1.23 \cong 2 \text{ pernos}$$

*\*Se proponen 4 tornillos, uno por cada vértice de la sección por estabilidad siempre tomando números pares, y entre menos pernos que den estabilidad, habrá una mayor sección por perno.*

#### **b) Diámetro de los tornillos**

Área efectiva ( $A_s$ ):

$$A_s = \frac{A_{tp}}{N} = \frac{624.75 \text{ mm}^2}{4} = 156.187 \text{ mm}^2$$

Con este dato se determinan las características del tornillo a seleccionar en la tabla siguiente según la norma DIN 931 para pernos y tornillos de cabeza hexagonal:

**TABLA 21**

**TABLA N° 30: SELECCIÓN DE PERNOS**

DIAM. NOMINAL d (mm)	SERIE DE PASO BASTO (MC)			SERIE DE PASO FINO (MF)			ALTURA DE LA TUERCA H (mm)
	PASO P (mm)	AREA DE ESFUERZO DE TRACCIÓN AT (mm <sup>2</sup> )	AREA DE RAÍZ AT (mm <sup>2</sup> )	PASO P (mm)	AREA DE ESFUERZO DE TRACCIÓN AT (mm <sup>2</sup> )	AREA DE RAÍZ AT (mm <sup>2</sup> )	
4	0.70	8.78	7.75				3.0
5	0.80	14.2	12.7				4.0
6	1.00	20.1	17.9				5.0
8	1.25	36.6	32.8	1.00	39.2	36.0	6.5
10	1.50	58.8	52.3	1.25	61.2	56.3	8.0
12	1.75	84.3	476.3	1.25	92.1	86.0	10.0
14	2.00	115.0	104.0	1.50	125.0	116.0	11.0
16	2.00	157.0	144.0	1.50	167.0	157.0	13.0
20	2.50	245.0	225.0	1.50	272.0	259.0	16.0
24	3.00	353.0	324.0	2.00	384.0	365.0	19.0

*\*Fuente: Libro de Diseño de elementos de Máquinas de Robert L. Mott.*

*\*SE SELECCIONA EL TORNILLO MC16x2*

**c) Cálculo de la Rigidez Efectiva. [33]**

**▪ RIGIDEZ EFECTIVA DEL TORNILLO**

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \dots (\text{ec. 4.60})$$

Donde:

$k_b$ : Rigidez efectiva del perno

$A_t$ : Area efectiva a tensión

$l_t$ : Longitud de la parte roscada de agarre

<sup>33</sup> Recomendaciones del capítulo 8 del libro d “Diseño ene ingeniería mecánica” de Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke - 1998

$A_d$ : Área del diámetro del sujetador ( $\frac{\pi d^2}{4} = 201mm^2$ )

$l_d$ : Longitud de la parte sin rosca del agarre

$E$ : Módulo de elasticidad del material del tornillo.

**Longitud de agarre efectivo:**

$$L_{ae} = h + d/2 \dots (\text{ec. 4.61})$$

$$h = t_{arandela} + t_1 = 4 \text{ mm} + 100\text{mm} = 104 \text{ mm}$$

$$L_{ae} = 104 \text{ mm} + \frac{16\text{mm}}{2} = 112\text{mm}$$

(Donde,  $t_1$  es el espesor del elemento superior comprendido en la unión, y  $t_{arandela}$  es el espesor hallado en la tabla 32. Seleccionamos 16R que es arandela regular (N: delgada, W: ancha)

**TABLA N° 31. DIMENSIONES DE TUERCAS HEXAGONALES ESTÁNDAR S.I.**

Tamaño nominal, pulg.	Radio mínimo de filete	Tipo de tornillo		Altura
		prisionero	pesado	
		W	W	H
M5	0.2	8		3.65
M6	0.3	10		4.15
M8	0.4	13		5.5
M10	0.4	16		6.63
M12	0.6	18	21	7.76
M14	0.6	21	24	9.09
M16	0.6	24	27	10.32
M20	0.8	30	34	12.88
M24	0.8	36	41	15.44
M30	1	46	50	19.48
M36	1	55	60	23.38

\*Fuente. Diseño de elementos de máquinas – Shigley

**TABLA N° 32** DIMENSIONES DE ARANDELAS PLANAS ESTÁNDAR S.I.

Tamaño de arandela	Diámetro		Espesor
	DI	DE	
10N	10.85	20	2.3
10R	10.85	28	2.8
10W	10.85	39	3.5
12N	13.3	25.4	2.8
12R	13.3	34	3.5
12W	13.3	44	3.5
14N	15.25	28	2.8
14R	15.25	39	3.5
14W	15.25	50	4
16N	17.25	32	3.5
16R	17.25	44	4
16W	17.25	56	4.6
20N	21.8	39	4
20R	21.8	50	4.6
20W	21.8	66	5.1
24N	25.6	44	4.6
24R	25.6	56	5.1
24W	25.6	72	5.6
30N	32.4	56	5.1
30R	32.4	72	5.6
30W	32.4	90	6.4
36N	38.3	66	5.6
36R	38.3	90	6.4
36W	38.3	110	8.5

*\*Fuente. Diseño de elementos de máquinas – Shigley*

**Longitud del sujetador:**  $L = L_{ae} = 112mm$

**Longitud roscada del agarre:**

$$L_t = 2d + 6mm \dots (ec. 4.62)$$

$$L_t = 2(16mm) + 6mm = 38 mm$$

**Longitud sin roscar del agarre:**

$$L_t = L - L_t \dots (\text{ec. 4. 63})$$

$$L_t = 112\text{mm} - 38\text{mm} = 74\text{mm}$$

Reemplazando todos los valores en la ecuación de la rigidez efectiva:

$$k_b = \frac{(201\text{mm}^2)(157\text{mm}^2)E}{(201\text{mm}^2)(38\text{mm}) + (157\text{mm}^2)(74\text{mm})}$$

$$k_b = 1.63E$$

▪ RIGIDEZ EFECTIVA DE LOS ELEMENTOS

$$k_m = \frac{0.577\pi Ed}{2\ln\left(\frac{0.577l + 0.5d}{0.577l + 2.5d}\right)} \dots (\text{ec. 4. 64})$$

*\*Donde  $k_m$  es la rigidez efectiva de los elementos a unir y  $l$  viene a ser el espesor de los mismos; esta fórmula solo es útil para casos en los que los dos elementos son simétricos y teniendo en cuenta que el diámetro de la arandela es 50% más grande que la del tornillo.*

Reemplazando,  $l = 100\text{mm}$  y  $d = 16\text{mm}$ ; se obtiene:

$$k_m = 13.22E \dots (\text{ec. 4. 65})$$

**d) Carga de pretensión (Fi)**

$$F_o = \sigma_{tmin} * A_s \dots (\text{ec. 4. 66})$$

$$F_o = 92\text{kpsi} \left( \frac{1\text{kgf}/\text{mm}^2}{1.422\text{kpsi}} \right) * (157\text{mm}^2)$$

$$F_o = 10157.52 \text{ kgf/mm}^2$$

*\*Donde  $F_o$  es la carga de apertura. Para cargas estáticas se utiliza una precarga que genera un esfuerzo tan elevado como 90% de la carga de apertura. Para cargas variables (FATIGA), se utilizan valores de precarga de 75% a 90% más de la carga de apertura, por lo que se trabajará con el 80%.*

$$F_i = (0.8)F_o \dots (\text{ec. 4.67})$$

$$F_i = (0.8)(10157.52 \text{ kgf/mm}^2)$$

$$F_i = 8126.016 \text{ kgf/mm}^2$$

e) **Carga resultante del tornillo ( $F_b$ )**

$$F_b = \frac{k_b * P}{k_b + k_m} + F_i \dots (\text{ec. 4.68})$$

$$F_b = \frac{1.4E * (6224.1 \text{ kgf})}{1.4E + 13.2E} + 8126.016 \text{ kgf}$$

$$F_b = 8722 \text{ kgf}$$

f) **Carga resultante de los elementos ( $F_m < 0$ )**

$$F_m = \frac{k_m * P}{k_b + k_m} - F_i \dots (\text{ec. 4.69})$$

$$F_m = \frac{13.2E * (6224.1 \text{ kgf})}{1.63E + 13.2E} - 8126.016 \text{ kgf}$$

$$F_m = -2577.62 \text{ kgf}$$

**g) Esfuerzos en el tornillo.**

**Esfuerzo de Fatiga.**- para una carga externa que varía de 0 a P,

Fuerza máxima:

$$F_{max} = \frac{k_b * P}{k_b + k_m} + F_i$$

$$F_{max} = \frac{1.63E * (6224.1kgf)}{1.63E + 13.2E} + 8126.016 kgf$$

$$F_{max} = 8810.12 kgf$$

Fuerza mínima:

$$F_{min} = F_i$$

$$F_{min} = 8126.016 kgf$$

Componente alternante y media de carga:

$$\sigma_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2A_s} \dots (\text{ec. 4. 70})$$

$$\sigma_a = \frac{8810.12 kgf - 8126.016 kgf}{2(157mm^2)} = 2.17 kgf/mm^2$$

$$\sigma_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2A_s} \dots (\text{ec. 4. 71})$$

$$\sigma_m = \frac{8810.12 kgf + 8126.016 kgf}{2(157mm^2)} = 53.93 kgf/mm^2$$

Cálculo del esfuerzo de fatiga:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{fat}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ut}} = 1$$

$$\frac{2.17}{\sigma_{fat}} + \frac{53.93}{84.5} = 1$$

$$\sigma_{fat} = 6.02 \text{ kgf/mm}^2$$

**Esfuerzos a la tracción:**

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_s}$$

$$\sigma_t = \frac{8810.12 \text{ kgf}}{156.187 \text{ mm}^2} = 56.41 \text{ kgf/mm}^2$$

Esfuerzo total en el eje Y:

$$\sigma_{ty} = \sigma_t + \sigma_{fat} = 56.41 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} + 6.02 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{ty} = 62.43 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} < 64.7 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \dots \text{OK}$$

*\*Siendo  $64.7 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$  el esfuerzo mínimo a la tracción del material*

**Esfuerzo Cortante:**

$$\tau_{xy} = \frac{F_v}{A_d} \dots (\text{ec. 4.72})$$

$$\tau_{xy} = \frac{5222.65 \text{ kgf}}{201 \text{ mm}^2} = 26 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} < 42.19 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \dots \text{OK}$$

*\*Siendo  $42.19 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$  el esfuerzo cortante de diseño equivalente al 50% del límite*

*elástico del material*

**Esfuerzo de aplastamiento:**

$$\sigma_{apl} = \frac{F_v}{A_{apl}} \dots (\text{ec. 4.73})$$

$$\sigma_{apl} = \frac{F_v}{d \cdot L_{apl}} = \frac{5222.65 \text{kgf}}{16 \text{mm} \cdot 100 \text{mm}} = 3.264 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} < 42.19 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \dots OK$$

*\*Siendo  $42.19 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$  el esfuerzo de diseño en aplastamiento equivalente al 40% del límite elástico del material.*

**Esfuerzo de Von Mises [34]:**

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_{apl}^2 - \sigma_t \cdot \sigma_{apl} + 3\tau_{xy}^2} \dots (\text{ec. 4.74})$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(62.43)^2 + (3.264)^2 - (62.43)(3.264) + 3(26)^2}$$

$$\sigma_{VM} = 75.7 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} < 84.38 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

*\*La teoría de fallo de Von Mises plantea un esfuerzo biaxial de comparación para la unión no permanente por la teoría de energía de distorsión, el cual es comparado con el límite elástico del material en estudio, el cual es 120 KPSI que equivale a 84.38kgf/mm*

#### **4.17. CALCULO DE LOS SOPORTES**

La zona más peligrosa de la estructura se encuentra en su base donde la carga cortante Q

<sup>34</sup> “Diseño de elementos de máquinas” de Robert L. Mott - 2006

y el momento flector  $M_t$  son respectivamente:

$$Q = 32500 \text{ kg}$$

$$M_T = 35 (32500) = 1137500 \text{ kg.-cm.}$$

El área de la base de la estructura es la siguiente:

$$A = 2(65) + 3(2)(13) = 208 \text{ cm}^2$$

Luego, la distancia  $X_g$ , al centro de gravedad de la sección es:

$$X_g = \frac{32.5(130) + 64(26) + 25(26) + 1(26)}{208}$$

$$X_g = 31.6 \text{ cm}$$

Luego, el momento de inercia de la sección respecto al eje "y" es:

$$I_x = \frac{1}{12} 2 (65)^3 + 26(64)^2 + 26(25)^2 + 26(1)^2$$

$$I_x = 168542.83 \text{ cm}^4$$

Con los valores obtenidos es posible calcular el esfuerzo máximo producida por  $M$  en la base de la estructura:

$$K = \frac{M_T \cdot X_m}{I_x}$$

$$K = \frac{1137500 (33.4)}{168542.83} = 225.41 \text{ kg/cm}^2$$

Luego, el esfuerzo cortante producido por Q en la base es:

$$T = \frac{Q}{A}$$

$$T = \frac{32500}{208} = 156.3 \text{ kg. cm}^2$$

Luego, el esfuerzo de comparación es:

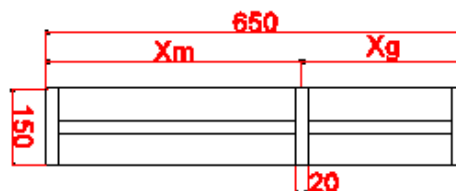
$$K_c = (k^2 + T^2)^{1/2}$$

$$K_c = ((225.41)^2 + (156.3)^2)^{1/2}$$

$$K_c = 274.3 \text{ kg/cm}^2 < 1425 \text{ kg/cm}^2 (k_{adm})$$

#### 4.17.1. CALCULO DE LA SOLDADURA

La estructura de los apoyos va soldada en su base a la estructura de la prensa y debe soportar también la carga cortante Q y el momento flector  $M_t$ ; según esto el área de la soldadura es la siguiente:



**Figura N° 50.** Vista inferior de un apoyo del cilindro de la tapa prensora

$$A = 200 \text{ cm}^2$$

$$X_m = 33.4 \text{ cm}$$

$$I_x = 168542.83 \text{ cm}^4$$

Luego, el esfuerzo máximo producido por  $M_T$  sobre la soldadura de la base es:

$$K = \frac{M_T \cdot X_m}{I_x}$$

$$K = \frac{1137500(33.4)}{168542.83} = 225.41 \text{ kg/cm}^2$$

Luego, el esfuerzo cortante sobre la soldadura:

$$T = \frac{Q}{A}$$

$$T = \frac{32500}{200} = 162.5 \text{ kg.cm}^2$$

Luego, el esfuerzo de comparación es:

$$K_c = ((225.41)^2 + (162.5)^2)^{1/2}$$

$$K_c = 277.87 \text{ kg/cm}^2 < 1265.5 \text{ kg/cm}^2 (k_{adm})$$

#### 4.18. SEGUROS DE LA TAPA PRENSORA

La tapa prensora posee dos seguros accionados también hidráulicamente para evitar que se levante durante la compactación horizontal. Dicho seguros van colocados en el extremo de la tapa sobre la pared de fondo de la cámara de compactación según se muestra en la figura.

Para el cálculo de los seguros, se considera que la máxima fuerza (F) que actúa sobre

ellos es de 100 Tn, teniendo en cuenta la presión interna de la cámara que es de 111.11 kgf/cm<sup>2</sup> multiplicada por el área de la cara superior del cubo compactado que es de 30cm x 30cm esto significa que cada uno de los seguros soportará una carga de 50 Tn. en forma distribuida a lo largo de la longitud en contacto de los mismos con la tapa.

La sección transversal de los seguros es rectangular de 14 cm. de ancho por 4 cm. de espesor (según el diseño preliminar) y para los cálculos se les considera empotrados con una longitud fuera del empotramiento de 4 cm. (ver figura anterior).

El material para los seguros es un acero 34CrMo6 (según DIN) con un esfuerzo admisible de 4000 Kg. /cm<sup>2</sup> por ser el material utilizado en ejes.

De esta forma, examinando uno de los seguros, el momento flector y la fuerza cortante en el empotramiento son:

$$M_T = \frac{WL^2}{2} = \frac{WL(L)}{2} = \frac{\left(\frac{F}{2}\right)L}{2}$$

$$M_T = \frac{(50000)4}{2} = 100000 \text{ kg. -cm.}$$

Reacción en cada apoyo:

$$Q_T = F/2$$

$$Q = \frac{100000}{2} = 50000 \text{ kg. (2 apoyos)}$$

Luego, el esfuerzo máximo producido por  $M_T$  en el empotramiento es:

$$\sigma_M = \frac{M_T}{W}$$

Donde:

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6}$$

(Módulo de la sección transversal del seguro h = espesor, b = ancho)

$$\sigma_M = \frac{6(100000)}{14(4)^2} = 2678.6 \frac{kg}{cm^2}$$

Luego, el esfuerzo cortante producido por Q es:

$$\tau = \frac{Q}{b h}$$

$$\tau = \frac{50000}{14(4)} = 892.8 \text{ kg./cm}^2$$

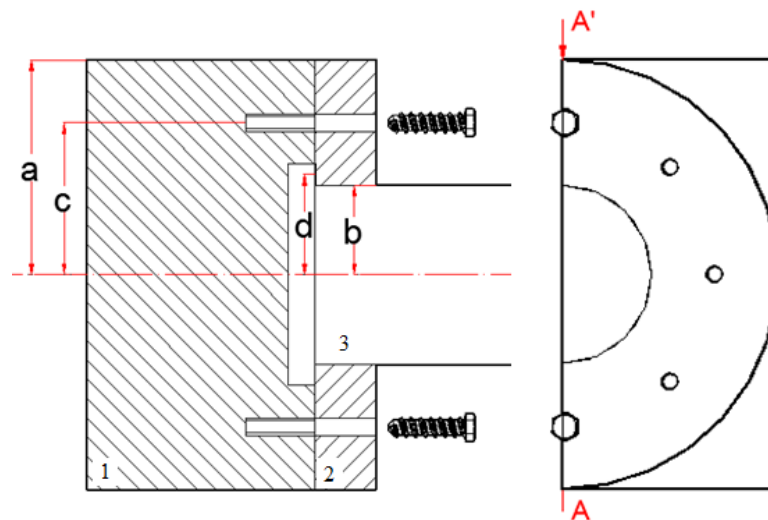
Luego, la tensión de comparación es:

$$K_c = ((2678.6)^2 + (892.8)^2)^{1/2}$$

$$K_c = 2824 \text{ kg/cm}^2 < 4000 \text{ kg/cm}^2$$

#### 4.19. UNIÓN VASTAGO-EMPUJADOR

Los vástagos de los cilindros hidráulicos con los empujadores horizontales y también la unión del vástago del cilindro de la puerta de escape con ésta, son unidos mediante placas partidas según se muestra en la figura.



**Figura N° 51.** Sección de corte A'-A de la unión del empujador con el vástago del pistón.  
Plano M -008.

1. Empujador

2. Brida de sujeción

3. vástago

#### 4.19.1. CALCULO DEL ESPESOR DE LA BRIDA DE SUJECIÓN

Para el cálculo de la brida de sujeción se utiliza la teoría de placas planas considerando a ésta apoyada sobre un círculo concéntrico, próximo al borde exterior con una carga uniforme a lo largo de una circunferencia concéntrica, próxima al borde interior, según esto, el espesor mínimo de la placa se calcula con la siguiente expresión:

$$t^2 \geq \frac{3W}{2\pi m K_{adm}} \left( \frac{2a^2 (m+1)}{a^2 - b^2} \ln \left( \frac{c}{d} \right) + (m-1) \frac{c^2 - d^2}{a^2 - b^2} \right) \dots \text{(ec. 4. 75)}^{[35]}$$

Donde:

t = Espesor de la placa (mm.)

a = Radio exterior de la placa (mm.)

<sup>35</sup> Expresión según caso 15 del capítulo de placas planas del libro “Fórmulas de Resistencia de Materiales, Esfuerzos y Deformaciones: de Raymond. Roark, ver bibliografía.”

$b$  = Radio interior de la placa (mm.)

$c$  = Radio de los apoyos (mm.)

$d$  = Radio de la aplicación de la carga (mm.)

$W$  = Carga total aplicada (Kg.)

$K_{adm}$  = esfuerzo admisible del material de la placa ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

$m$  = Inversa del módulo de Poisson (el módulo de Poisson para el acero es  $\nu=0.3$ ; la inversa viene a ser  $m=1/0.3 = 3.33$ ).

Por otro lado la placa partida de unión está solicitada en la carrera de retorno, o sea, cuando el vástago por intermedio de la placa jala al empujador hasta su posición inicial. Para la unión vástago-puerta de escape, la placa de unión es solicitada en la carrera de trabajo ya que la puerta es jalada para abrirla.

Según esto, para la placa de unión de los empujadores horizontales se tienen los siguientes datos:

$a = 150$  mm.

$b = 62.5$  mm.

$c = 120$  mm.

$d = 77.5$  mm. (valores pre dimensionados)

$K_{adm}$  = Acero 34CrNiMo6

Límite elástico  $600 \text{ MPa} = 61.18 \text{ kg}/\text{mm}^2$  (ver anexo),  $K_{adm} = 30.6 \text{ kg}/\text{mm}^2$

La fuerza total aplicada es  $W = F_{en} - F_r$  la fuerza de retracción hidráulica por el coeficiente de rozamiento del empujador con la base [36].

$$F_{en} = S_2 * P_o \dots (\text{ec. 4. 76})$$

---

<sup>36</sup> Recomendaciones extraídas del Cap. III, ACTUADORES HIDRAULICOS del libro "NEUMATICA E HIDRAULICA" de Antonio Creus Solé, ver bibliografía

Donde:

$F_{en}$ : Fuerza de entrada del vástago o de retracción.

$S_2$ : Sección de empuje del lado del vástago,

$$S_2 = \frac{(d_c^2 - d_v^2)\pi}{4} \dots (\text{ec. 4.77})$$

Donde:

$d_c$ : diámetro del cilindro

$d_v$ : diámetro del vástago

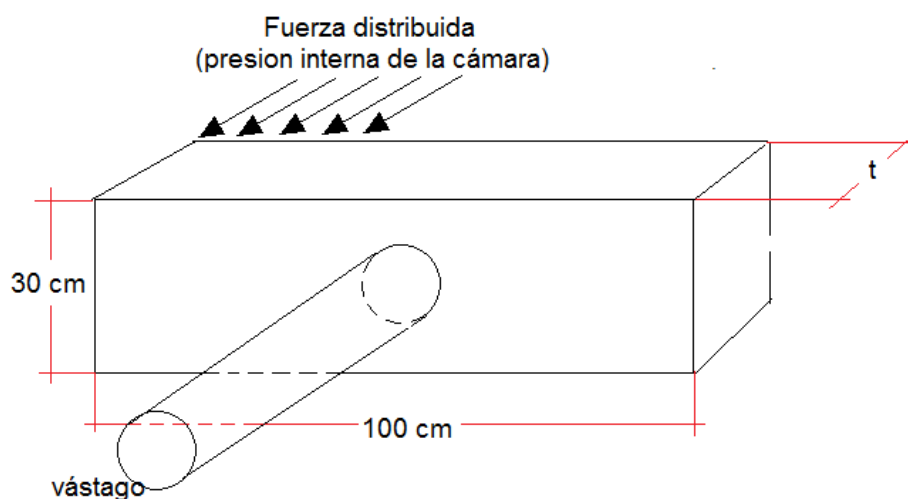
$P_o$ : Presión de operación del sistema hidráulico. ( 16 MPa = 1.63kgf/mm<sup>2</sup>)

$$F_{en} = \frac{\pi[(280\text{mm})^2 - (125\text{mm})^2](1.63\text{kgf/mm}^2)}{4}$$

$$F_{en} = 80362.12 \text{ kgf}$$

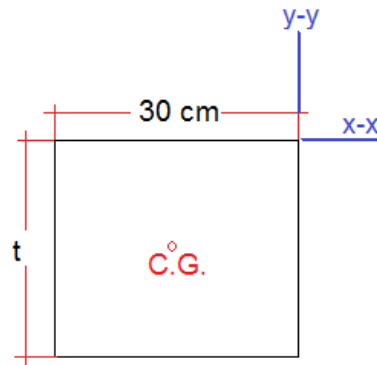
La fuerza de rozamiento que existe en la superficie de contacto del bloque con la base de la cámara es:

Tenemos un bloque con las siguientes dimensiones:



**Figura N° 52.** Diagrama indicador de fuerzas del empujador.

Analizamos el bloque como si fuese una viga empotrada a la altura del eje del vástago.



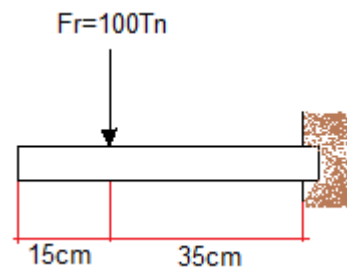
**Figura N° 53.** Sección transversal de empujador

$$\bar{x} = t/2$$

$$I_x = \frac{bh^3}{12}$$

$$I_x = \frac{(300)(t)^3}{12}$$

Asumiendo como nula la flexión en el eje del vástago analizamos el bloque como una viga empotrada en el eje del vástago.



**Figura N° 54.** D.C.L flexión de empujador de empujador

$$\sigma_f \geq \frac{M_f \cdot \bar{x}}{I_x}$$

$$30.6 \text{ kgf/mm}^2 \geq \frac{(100Tn)(350\text{mm}) \cdot (t/2)}{\frac{(300)(t)^3}{12}}$$

$$t \geq 151\text{mm}$$

Tomamos un espesor para el empujador horizontal de 16 cm.

Entonces tendríamos un volumen de:  $100\text{cm} \times 30\text{cm} \times 16\text{cm} = 48000 \text{ cm}^3$

$$\rho = \frac{m}{v}$$

$$7.84 = \frac{m}{48000}$$

$$m = 376320\text{g} = 376.32 \text{ kg}$$

\*Hallamos las fuerzas de fricción estática y dinámica:

Para contacto de acero-acero tenemos los siguientes coeficientes de rozamiento estático y dinámico respectivamente:

$$\mu_{fe} = 0.15$$

$$\mu_{fd} = 0.09$$

\*Los coeficientes de rozamiento son valores adimensionales establecidos para contacto con diferentes materiales según la tabla siguiente.

Luego, reemplazando éstos valores se obtiene:

$$F_{re} = \mu_e \cdot N$$

$$F_{re} = 0.15(376.32\text{kgf}) = 56.44\text{kgf}$$

$$F_{rd} = \mu_d \cdot N$$

$$F_{rd} = 0.09(376.32\text{kgf}) = 33.86\text{kgf}$$

La fuerza de rozamiento para salir del equilibrio y mantener un estado dinámico es:

$$F_r = F_{re} + F_{rd} = 56.44\text{kgf} + 33.86\text{kgf} = 90.3\text{kgf}$$

$$W = F_{en} - F_r$$

$$W = 80362.12kgf - (-90.3kgf) = 80452.42kgf$$

Reemplazando en la ecuación:

$$t^2 \geq \frac{3(80452.42)}{2\pi(3.33)30.6} \left( \frac{2(150)^2(3.33 + 1)}{150^2 - 62.5^2} \ln \left( \frac{120}{77.5} \right) \right. \\ \left. + (3.33 - 1) \frac{120^2 - 77.5^2}{150^2 - 62.5^2} \right)$$

$$t \geq 46.038 \text{ mm}$$

*\*Entonces tomamos 1 7/8" (47.62) como espesor de brida del empujador.*

#### 4.19.2. CALCULO DE LOS PERNOS DE UNIÓN

Los pernos de unión son aquellos que fijan la placa partida ya sea a los empujadores o a la puerta de escape. El método de cálculo es el mismo seguido anteriormente y se realiza simultáneamente para ambos casos (empujadores y puerta). La fuerza de trabajo axial sobre los pernos es:

Primero, se trabaja con un acero SAE grado 5, tentativamente para la posible iteración futura, debido a ser uno de los más comerciales y de tener la misma cantidad de carbono y resistencia a la tracción que los elementos a unir.

##### a) Cálculo del número de tornillos y el área efectiva de cada perno.

Del acero grado SAE 5 se tienen las características en la tabla 16.

De acuerdo con las condiciones del sistema se asume el rango de 1/4" a 1".

La resistencia de prueba mínima es de 85 kpsi que equivale a  $59.77\text{kgf/mm}^2$

La carga actuante es de tracción y es equivalente a la fuerza de rozamiento resultante:

$$F_r = F_e = F_{re} + F_{rd} = 56.44\text{kgf} + 33.86\text{kgf} = 90.3\text{kgf}$$

Area de tracción de prueba ( $A_{tp}$ ):

$$A_{tp} = \frac{(F.S)(F_t)}{\sigma_{pr}} = \frac{(1.5)(90.3\text{kgf})}{59.77\text{kgf/mm}^2} = 2.29\text{mm}^2$$

El rango de diámetros varía de  $\frac{1}{4}$ " a 1" que equivale a (6.35mm a 25.4mm),

$$A_{min} = \frac{\pi(6.35)^2}{4} = 31.67\text{mm}^2$$

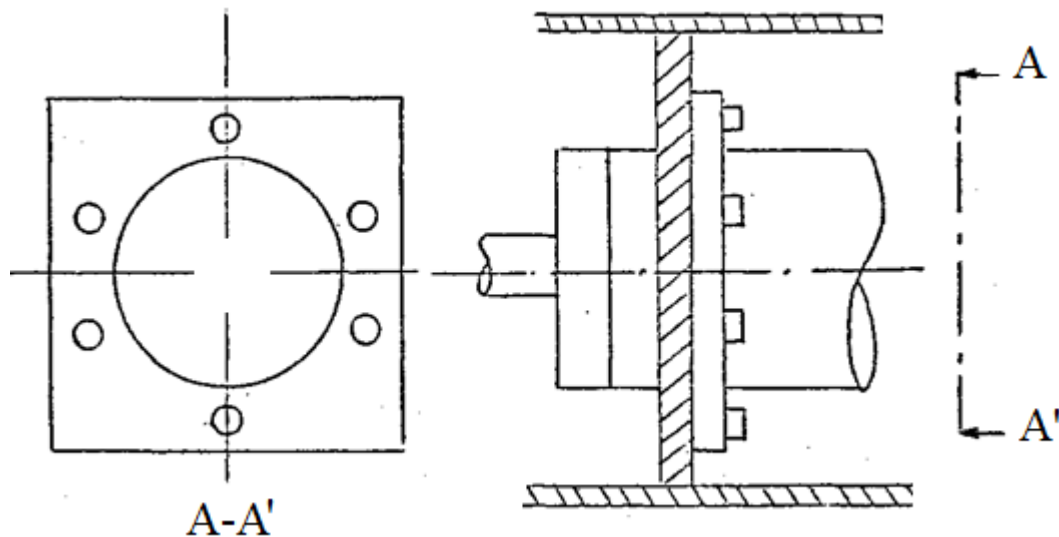
$$A_{max} = \frac{\pi(25.4)^2}{4} = 506.7\text{mm}^2$$

Debido a que el área de tracción de prueba es muy pequeña simplemente se asume un diámetro de  $\frac{1}{4}$ "

*\*Se proponen 8 tornillos de  $\frac{1}{4}$ " para darle rigidez a la brida de sujeción.*

#### 4.20. UNIÓN DE LOS CILINDROS HORIZONTALES CON LA PRENSA

Cada uno de los cilindros hidráulicos de los empujadores horizontales lleva una plancha de unión soldada a través de la cual quedan empernados a la estructura de la prensa; la fig. 15. (a) muestra un dibujo explicativo de la unión.



**Figura N° 55.** Vista de unión de cilindros con bancada

Como la plancha mide 50 x 50 cm. Con un círculo concéntrico de 33 cm. De diámetro, el área de apoyo es:

$$A_{cilindro} = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A_{cilindro} = \frac{\pi(33cm)^2}{4} = 855.27cm^2$$

Presión interna de la cámara de compactación = 111.11 kgf/cm<sup>2</sup>, calculamos la fuerza actuante.

$$F = P.A$$

$$F = 111.11 \text{ kgf/cm}^2(855.27 \text{ cm}^2)$$

$$F = W = 95029.42 \text{ kgf}$$

Luego, reemplazando los valores de: a = 25 cm., b = 17 cm., w = 62.8 Kg/cm<sup>2</sup>, c=18cm, d=16.5 y K<sub>adm</sub> = 1425 Kg/cm<sup>2</sup> (acero AISI 1045) en la expresión anterior, se obtiene:

$$t^2 \geq \frac{3W}{2\pi m K_{adm}} \left( \frac{2a^2 (m+1)}{a^2 - b^2} \ln \left( \frac{c}{d} \right) + (m-1) \frac{c^2 - d^2}{a^2 - b^2} \right)$$

$$t^2 \geq \frac{3(95029.42)}{2\pi 3.33(1425)} \left( \frac{2(25)^2 (3.33 + 1)}{(25)^2 - (15)^2} \ln \left( \frac{18}{16.5} \right) + (3.33 - 1) \frac{18^2 - 16.5^2}{25^2 - 15^2} \right)$$

$$t \geq 4.98 \text{ cm}$$

Seleccionamos un espesor de 50.8mm ya que es un tamaño estándar para planchas de acero AISI1045 según la norma ASTM1011 que equivale a una plancha de 2"

#### 4.20.1 CALCULO DE LA SOLDADURA

Asumiendo el método de cálculo de soldadura por espesor de costura unitaria: El plano XY donde se ubica la soldadura es perpendicular a la fuerza actuante y concéntrica con el centro de gravedad de la misma por lo tanto no existen momentos flectores ni torsiones, lo cual indica que la soldadura sufre corte directo:

$$\tau = \frac{Q}{A}$$

$$\tau = \frac{F_t}{\left( \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi (d)^2}{4} \right)}$$

Donde:

$F_t$ : Fuerza de tracción

D: Diámetro exterior del cordón de soldadura

d: Diámetro interior del cordón de soldadura

$\tau$ : Esfuerzo cortante de la soldadura previamente hallado es:

$$S_w = 0.3(70 \text{ Ksi}) = 1479.545 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Hallamos el Diámetro “D”, reemplazando  $\tau$ :

$$\tau \geq \frac{100000}{\left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi (d)^2}{4}\right)}$$

$$1479.545 \geq \frac{100000}{\left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi (33)^2}{4}\right)}$$

$$D \geq 34.27 \text{ cm}$$

Entonces el espesor para el cordón de soldadura es 1.279cm para ambos lados es decir para cada lado se tiene un espesor mínimo de 0.639cm.

$$0.639\text{cm} < e < 1.6\text{cm}$$

En este caso tomamos **10mm** de espesor de cordón de soldadura de filete de contorno para la unión del muñón con el cilindro con un electrodo E7018.

#### 4.20.2. CALCULO DE LOS PERNOS DE UNION

Primero, se trabaja con un acero SAE grado 5, tentativamente para la posible iteración futura, debido a ser uno de los más comerciales y de tener la misma cantidad de carbono y resistencia a la tracción que los elementos a unir.

##### a) Cálculo del número de pernos y el área efectiva de cada perno.

Del acero grado SAE 5 se tienen las características en la tabla 16.

De acuerdo con las condiciones del sistema se asume el rango de ¼” a 1”.

La resistencia de prueba mínima es de 85 kpsi que equivale a  $59.77 \text{kgf/mm}^2$

Area de tracción de prueba ( $A_{tp}$ ):

$$A_{tp} = \frac{(F.S)(F_t)}{\sigma_{pr}} = \frac{(1.5)(98100 \text{ kgf})}{59.77 \text{kgf/mm}^2} = 2461.93 \text{ mm}^2$$

El rango de diámetros varía de  $\frac{1}{4}$ " a 1" que equivale a (6.35mm a 25.4mm),

$$A_{min} = \frac{\pi(6.35)^2}{4} = 31.67 \text{ mm}^2$$

$$A_{max} = \frac{\pi(25.4)^2}{4} = 506.7 \text{ mm}^2$$

Rango de número de pernos:

$$\frac{A_{tp}}{A_{min}} = \frac{2461.93 \text{ mm}^2}{31.67 \text{ mm}^2} = 77.73 \cong 78 \text{ pernos}$$

$$\frac{A_{tp}}{A_{max}} = \frac{2461.93 \text{ mm}^2}{506.7 \text{ mm}^2} = 4.85 \cong 5 \text{ pernos}$$

*\*Se proponen 8 pernos para bridas se recomienda usar múltiplos de 4 para el número de pernos según el Manual de Recipientes a Presión.*

#### **h) Diámetro de los tornillos**

Are efectiva ( $A_s$ ):

$$A_s = \frac{A_{tp}}{N} = \frac{2461.93 \text{ mm}^2}{8} = 307.74 \text{ mm}^2$$

Con este dato se determinan las características del tornillo a seleccionar en la tabla 22

siguiente según la norma DIN 931 para pernos y tornillos de cabeza hexagonal.

*\*SE SELECCIONA EL PERNO 1" 8h UNC*

**i) Cálculo de la Rigidez Efectiva.**

▪ RIGIDEZ EFECTIVA DEL TORNILLO [<sup>37</sup>]

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \dots (\text{ec. 4.78})$$

Donde:

$k_b$ : Rigidez efectiva del perno

$A_t$ : Área efectiva a tensión =  $A_s$

$l_t$ : Longitud de la parte roscada de agarre

$A_d$ : Área del diámetro del sujetador ( $\frac{\pi d^2}{4} = 506.69 \text{mm}^2$ )

$l_d$ : Longitud de la parte sin rosca del agarre

$E$ : Módulo de elasticidad del material del tornillo.

**Longitud de agarre efectivo:**

$$L_{ae} = h + d/2$$

$$h = t_{arandela} + t_1 = (0.134 * 25.4) \text{mm} + 50.8 \text{mm} = 54.2 \text{mm}$$

---

<sup>37</sup> Expresión extraída del libro de Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Ed. Mc Graw-Hill - 1998

$$L_{ae} = 54.2mm + \frac{25.4 mm}{2} = 67.1 mm$$

(Donde,  $t_1$  es el espesor del elemento superior comprendido en la unión (plancha superior), y  $t_{arandela}$  es el espesor de la tabla 34:

**TABLA N° 333. DIMENSIONES DE ARANDELAS PLANAS STANDAR**

Tamaño del sujetador	tamaño de la arandela	Diámetro		Espesor
		DI	DE	
#6	0.138	0.156	0.375	0.049
#8	0.164	0.188	0.438	0.049
#10	0.19	0.218	0.5	0.049
#12	0.216	0.25	0.562	0.065
1/4 N	0.25	0.281	0.625	0.065
1/4 W	0.25	0.312	0.734	0.065
5/16 N	0.312	0.344	0.688	0.065
5/16 W	0.312	0.375	0.875	0.083
3/8 N	0.375	0.406	0.812	0.065
3/8 W	0.375	0.438	1	0.083
7/16 N	0.438	0.469	0.922	0.065
7/16 W	0.438	0.5	1.25	0.083
1/2 N	0.5	0.531	1.062	0.095
1/2 W	0.5	0.562	1.375	0.109
9/16 N	0.562	0.594	1.156	0.095
9/16 W	0.562	0.625	1.469	0.109
5/8 N	0.625	0.656	1.312	0.095
5/8 W	0.625	0.688	1.75	0.134
3/4 N	0.75	0.812	1.469	0.134
3/4 W	0.75	0.812	2	0.148
7/8 N	0.875	0.938	1.75	0.134
7/8 W	0.875	0.938	2.25	0.165
1 N	1	1.062	2	0.134
1W	1	1.062	2.5	0.165
1 1/8 N	1.125	1.25	2.25	0.134
1 1/8 W	1.125	1.25	2.75	0.165
1 1/4N	1.25	1.375	2.5	0.165
1 1/4W	1.25	1.375	3	0.165

*\*Fuente. Diseño de elementos de máquinas - Shigley.*

**TABLA N° 34.- DIMENSIONES DE TORNILLOS DE CABEZA HEXAGONAL**

Tamaño nominal, pulg.	Radio mínimo de filete	tipo de tornillo		
		prisionero	pesado	altura
		W	W	H
1/4	0.015	7/16		5/32
5/16	0.015	1/2		13/64
3/8	0.015	9/16		15/64
7/16	0.015	5/8		9/32
1/2	0.015	3/4	7/8	5/16
5/8	0.015	15/16	1 1/16	25/64
3/4	0.02	1 1/8	1 1/4	15/32
7/8	0.02	1 5/16	1 7/16	35/64
1	0.04	1 1/2	1 1/8	39/64
1 1/4	0.06	1 7/8	2	25/32
1 3/8	0.06	2 1/16	2 3/16	27/32
1 1/2	0.06	2 1/4	2 3/8	15/16

*\*Fuente. Diseño de elementos de máquinas - Shigley.*

**Longitud del sujetador:**

$$L > L_G + H \dots (\text{ec. 4.79})$$

$$L > 50.8 \text{ mm} + 50.8 \text{ mm} + (0.134 * 25.4\text{mm}) + \left(\frac{39}{64} * 25.4\text{mm}\right)$$

$$L > 120.48 \text{ mm}$$

*\*La longitud del sujetador **L** será de 120.65 mm. Que equivale a 4 3/4” Donde, **L<sub>G</sub>** es la suma de longitud de los espesores de ambas planchas más el espesor de la arandela, **H** es la altura de la cabeza de la tuerca hexagonal extraída de la tabla 31.*

**Longitud roscada del agarre:**

$$L_t = 2d + 6\text{mm}; \quad \text{para } L \leq 125, d \leq 48\text{mm}$$

$$L_t = 2(25.4mm) + 6mm = 56.8 mm$$

**Longitud sin roscar del agarre:**

$$L_d = L - L_t = 120.65 mm - 56.8mm = 63.85 mm$$

Reemplazando todos los valores en la ecuación de la rigidez efectiva:

$$k_b = \frac{(506.69mm^2)(307.74 mm^2)E}{(506.69mm^2)(56.8 mm) + (307.74 mm^2)(63.85 mm)}$$

$$k_b = 3.21E$$

▪ RIGIDEZ EFECTIVA DE LOS ELEMENTOS

$$k_m = \frac{0.577\pi Ed}{2\ln\left(5 \frac{0.577l + 0.5d}{0.577l + 2.5d}\right)} \dots \text{(ec. 4. 80)}$$

*\*Donde  $k_m$  es la rigidez efectiva de los elementos a unir y  $l$  viene a ser el espesor de los mismos; esta fórmula solo es útil para casos en los que los dos elementos son simétricos y teniendo en cuenta que el diámetro de la arandela es 50% más grande que la del perno.*

Reemplazando,  $l = 50.8$  y  $d = 25.4 mm$ ; se obtiene:

$$k_m = \frac{0.577\pi E(25.4mm)}{2\ln\left(5 \frac{0.577(50.8mm) + 0.5(25.4mm)}{0.577(50.8mm) + 2.5(25.4mm)}\right)}$$

$$k_m = \frac{0.577\pi E(25.4mm)}{1.63} = 28.24E$$

**j) Carga de pretensión (Fi)**

$$F_o = \sigma_{tmin} * A_s$$

$$F_o = 92kpsi \left( \frac{1kgf}{1.422 kpsi} \right) * (307.74 mm^2)$$

$$F_o = 19910 kgf$$

*\*Donde  $F_o$  es la carga de apertura. Para cargas estáticas se utiliza una precarga que genera un esfuerzo tan elevado como 90% de la carga de apertura. Para cargas variables (FATIGA), se utilizan valores de precarga de 75% a 90% más de la carga de apertura, por lo que se trabajará con el 80%.*

$$F_i = (0.8)F_o$$

$$F_i = (0.8)(19910 kgf)$$

$$F_i = 15928.03 kgf$$

**k) Carga resultante del tornillo ( $F_b$ )**

$$F_b = \frac{k_b * P}{k_b + k_m} + F_i \dots (\text{ec. 4.81})$$

$$F_b = \frac{3.21E * (100000kgf/8)}{3.21E + 28.24E} + 15928.03 kgf$$

$$F_b = 17203.86 kgf$$

**l) Carga resultante de los elementos ( $F_m < 0$ )**

$$F_m = \frac{k_m * P}{k_b + k_m} - F_i \dots (\text{ec. 4.82})$$

$$F_m = \frac{28.24E * (100000 kgf/8)}{3.21E + 28.24E} - 15928.03 kgf$$

$$F_m = -4703.86 \text{ kgf}$$

**m) Esfuerzos en el perno.**

**Esfuerzo de Fatiga.**- para una carga externa que varía de 0 a P,

Fuerza máxima:

$$F_{max} = \frac{k_b * P}{k_b + k_m} + F_i$$

$$F_{max} = F_b = 17203.86 \text{ kgf}$$

Fuerza mínima:

$$F_{min} = F_i$$

$$F_{min} = 15928.03 \text{ kgf}$$

Componente alternante y media de carga:

$$\sigma_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2A_s} = \frac{17203.86 \text{ kgf} - 15928.03 \text{ kgf}}{2(307.74\text{mm}^2)} = 2.07 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2A_s} = \frac{17203.86 \text{ kg} + 15928.03 \text{ kgf}}{2(307.74\text{mm}^2)} = 53.83 \text{ kgf/mm}^2$$

Cálculo del esfuerzo de fatiga:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{fat}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ut}} = 1$$

$$\frac{2.07}{\sigma_{fat}} + \frac{53.83}{84.5} = 1$$

$$\sigma_{fat} = 5.7 \text{ kgf/mm}^2$$

**Esfuerzos a la tracción:**

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_s}$$

$$\sigma_t = \frac{12500 \text{ kgf}}{307.74 \text{ mm}^2} = 40.61 \text{ kgf/mm}^2$$

Esfuerzo total en el eje Y:

$$\sigma_{ty} = \sigma_t + \sigma_{fat} = 40.61 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} + 5.7 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{ty} = 46.31 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} < 64.7 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \dots \text{OK}$$

\*Siendo  $64.7 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$  el esfuerzo mínimo a la tracción del material

#### 4.21. ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS DE PARTES CRÍTICAS DE LA MÁQUINA.

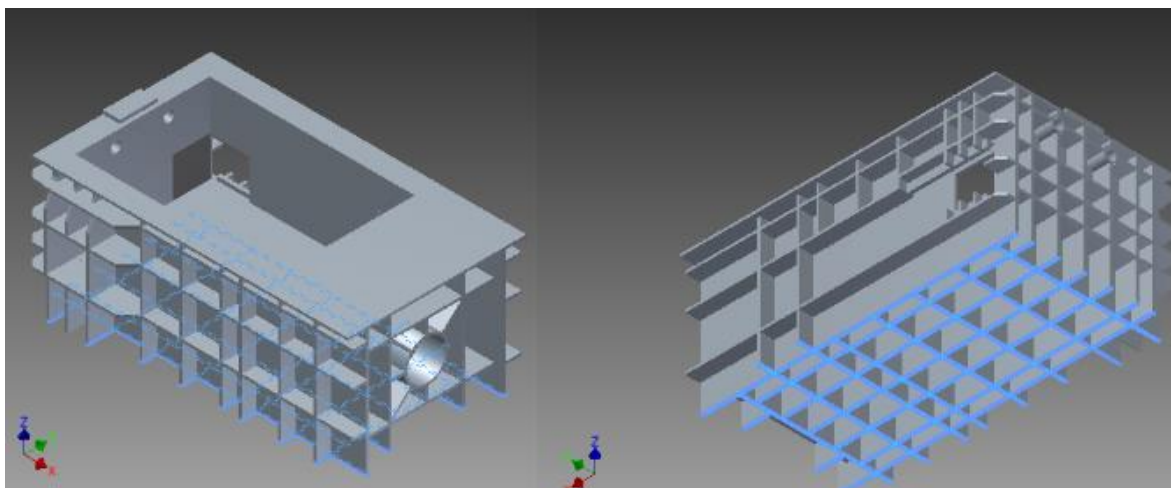
**TABLA N° 35. CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL ANALIZADO**

Nombre	ACERO AISI-SAE 1045	
General	Mass Density	7.85 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	310.264 MPa
	Ultimate Tensile Strength	564.681 MPa
Esfuerzo	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0.4 ul
	Shear Modulus	71.4286 GPa

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

## 1) PARTE 1 : BANCADA METÁLICA

### *a. CONFIGURACION DE FIJACIÓN.*

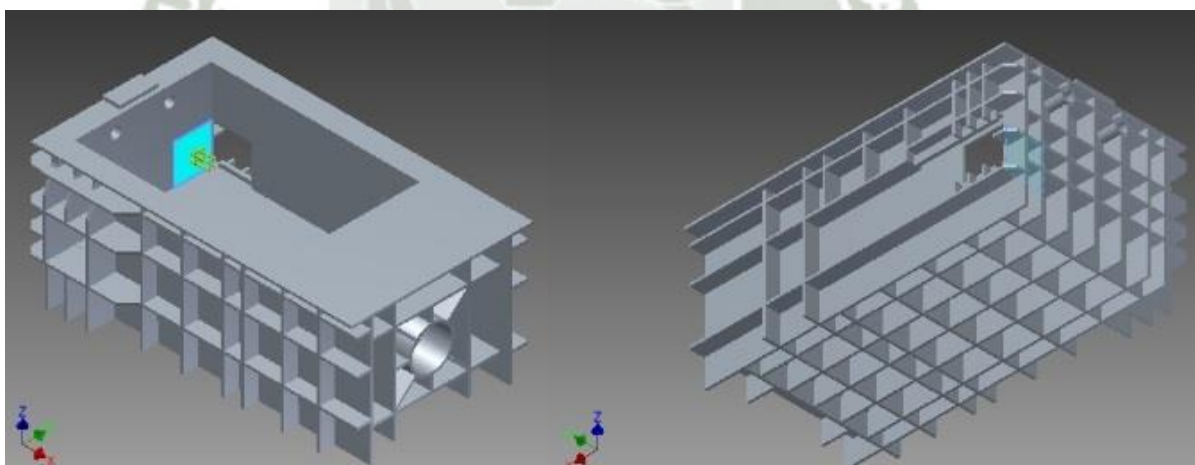


**Figura N° 56. Configuración de apoyos – bancada.**

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

### *b. CONFIGURACIÓN DE CARGA*

Carga distribuida: 16MPa



**Figura N° 57. Configuración de carga - bancada**

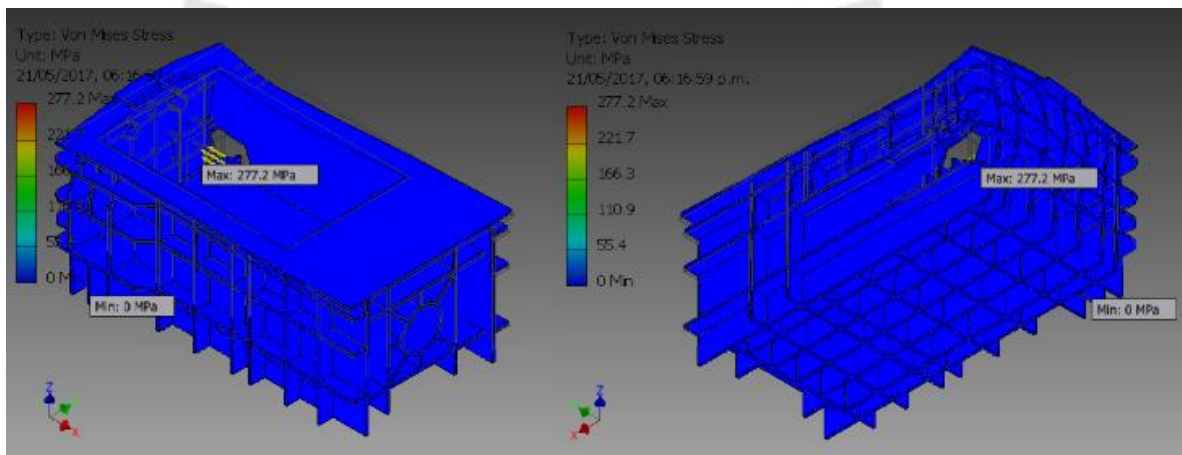
\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**TABLA N° 36. TABLA DE REACCIONES Y MOMENTOS -BANCADA**

Nombre de apoyo	Fuerza de Reacción		Momento	
	Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Magnitud	Componente (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1 (base de bancada)	167947 N	167947 N	100487 N m	0 N m
		0 N		76763.1 N m
		0 N		-64846.3 N m

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**c. ESFUERZOS**



**Figura N° 58. Esfuerzo de Von Mises – bancada.**

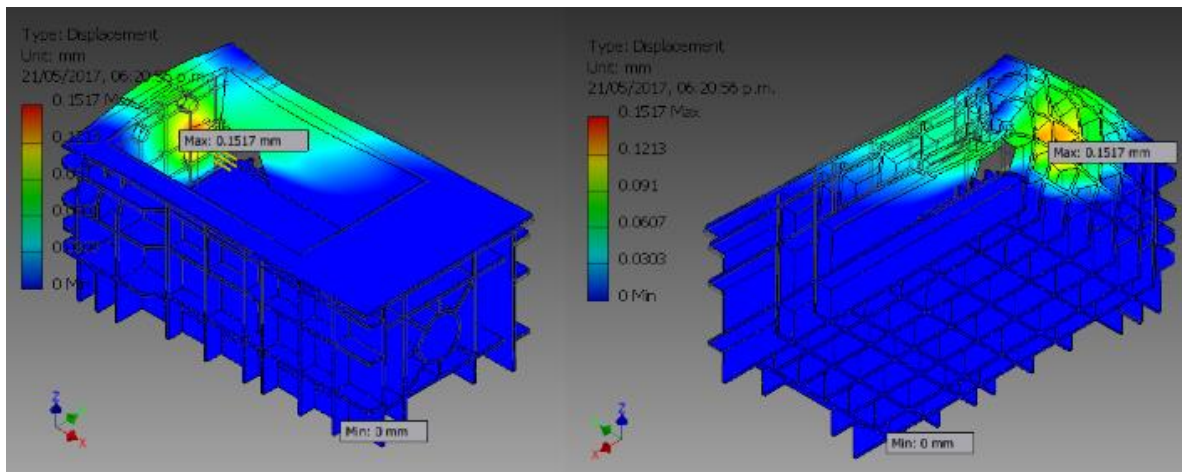
\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**TABLA N° 37. TABLA DE ESFUERZOS RESULTANTES - BANCADA**

Nombre	Mínimo	Máximo
Volume	403621000 mm <sup>3</sup>	
Mass	3168.43 kg	
Von Mises Stress	0.000868378 MPa	277.161 MPa
1st Principal Stress	-24.8215 MPa	550.661 MPa
3rd Principal Stress	-55.2032 MPa	268.868 MPa

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**d. DESPLAZAMIENTO**



**Figura N° 59. Desplazamiento en bancada.**

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**TABLA N° 38. TABLA DE DESPLAZAMIENTOS - BANCADA**

Nombre	Mínimo	Máximo
Displacement	0 mm	0.151684 mm
X Displacement	-0.151531 mm	0.011749 mm
Y Displacement	-0.0707923 mm	0.0377666 mm
Z Displacement	-0.0435088 mm	0.0128537 mm

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

- El esfuerzo de Von Mises es menor al esfuerzo a la fluencia del material por ende no existe deformación plástica, por lo tanto el diseño cumple con los requerimientos de resistencia.
- Vemos que el desplazamiento máximo es de 0.15mm cumple con la tolerancia de  $\pm 1$ mm.

## 2) PARTE 2: TAPA PRESORA

### a. CONFIGURACIÓN DE FIJACIÓN

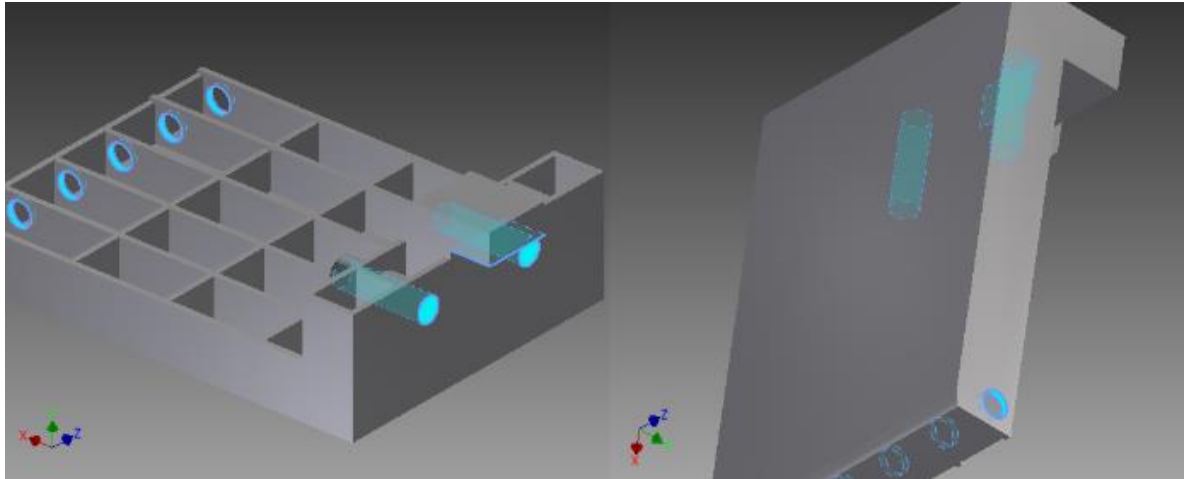


Figura N° 60. Configuración de apoyos de tapa presora.

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

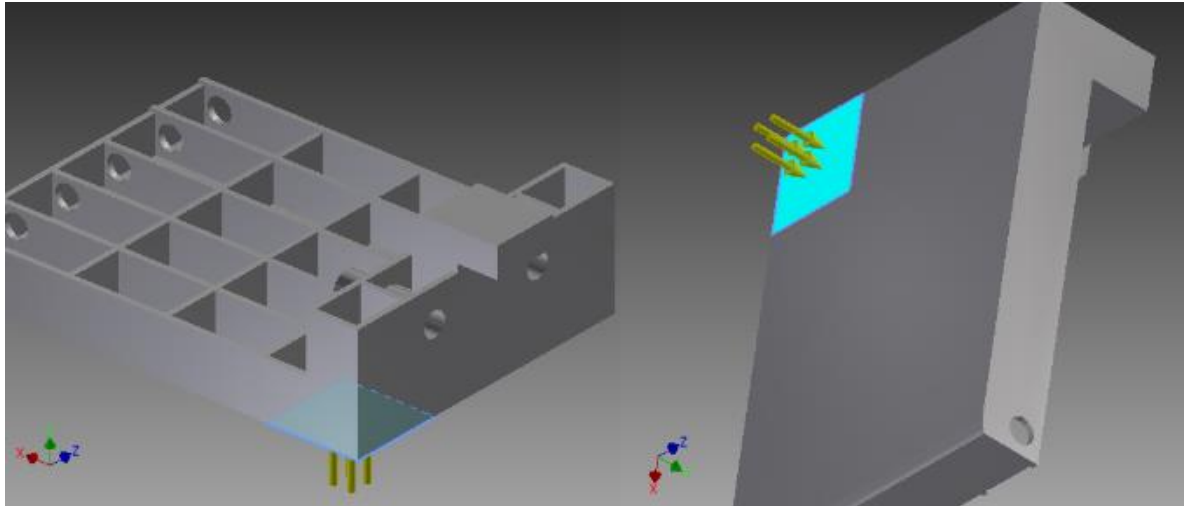
TABLA N° 39. TABLA DE REACCIONES Y MOMENTOS –TAPA PRESORA

Nombre de apoyo	Fuerza de Reacción		Momento	
	Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Magnitud	Componente (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1 (apoyo de seguro izquierdo)	1350000 N	0 N	506168 N m	-472521 N m
		-1350000 N		0 N m
		0 N		181464 N m

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

### b. CONFIGURACIÓN DE CARGA:

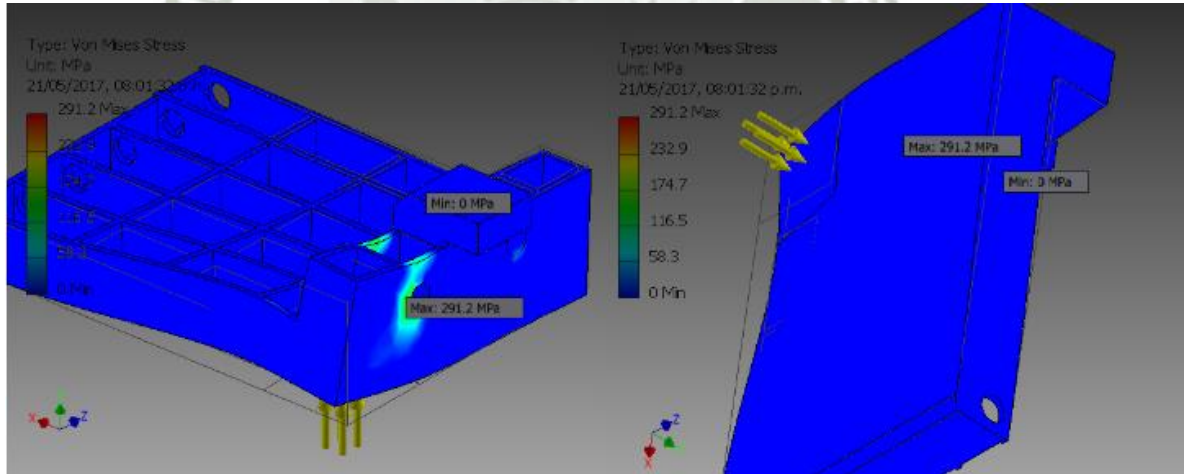
Carga distribuida: 16MPa



**Figura N° 61. Configuración de carga de la tapa presora.**

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**c. ESFUERZOS:**



**Figura N° 62. Configuración de esfuerzos de tapa presora.**

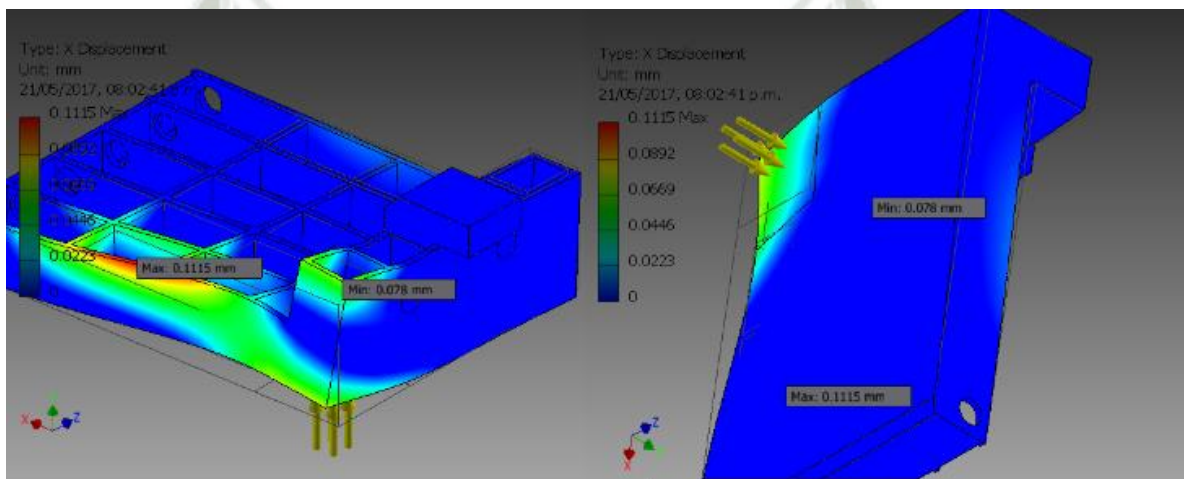
\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**TABLA N° 40. TABLA DE ESFUERZOS RESULTANTES – TAPA PRESORA**

Nombre	Mínimo	Máximo
Volume	133943000 mm <sup>3</sup>	
Mass	1051.46 kg	
Von Mises Stress	0.0405647 MPa	291.169 MPa
1st Principal Stress	-80.0296 MPa	166.5 MPa
3rd Principal Stress	-329.184 MPa	38.3432 MPa

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**d. DESPLAZAMIENTO:**



**Figura N° 63. Esfuerzo de Von Mises de la tapa presora.**

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**TABLA N° 41. TABLA DE DESPLAZAMIENTO – TAPA PRESORA**

Nombre	Mínimo	Máximo
Displacement	0 mm	0.475223 mm
Safety Factor	1.06558 ul	15 ul
X Displacement	-0.0780453 mm	0.111491 mm
Y Displacement	-0.0792735 mm	0.454785 mm
Z Displacement	-0.174166 mm	0.130126 mm

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

- El esfuerzo de Von Mises es menor al esfuerzo a la fluencia del material por ende no existe deformación plástica, por lo tanto el diseño cumple con los requerimientos de resistencia.
- Vemos que el desplazamiento máximo es de 0.4547mm cumple con la tolerancia de  $\pm 1$ mm.

### 3) PARTE 3: CORREDERAS DE COMPUERTA DE EXPULSIÓN

#### a. CONFIGURACION DE FIJACIÓN.

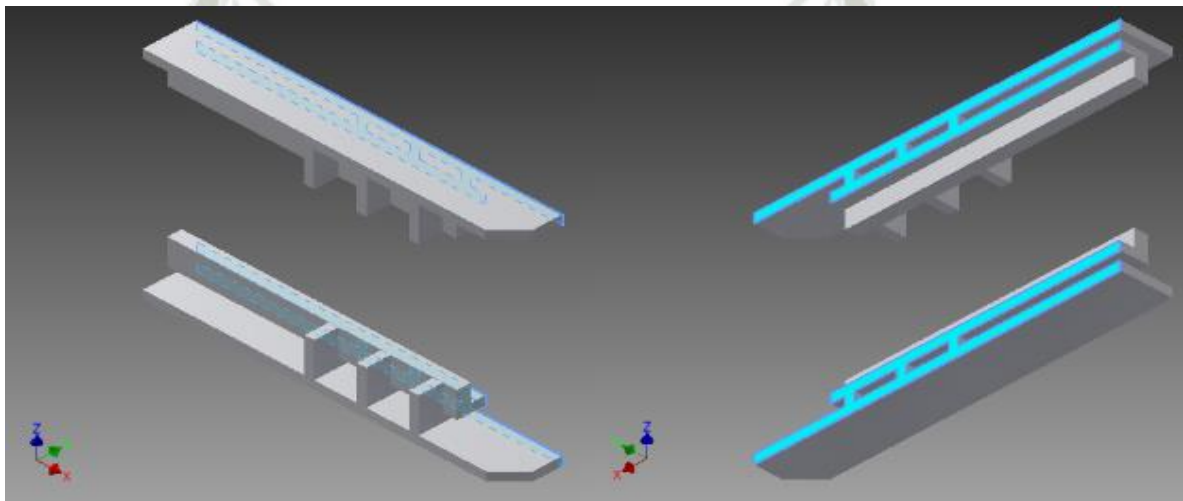


Figura N° 64. Configuración de fijación de correderas.

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

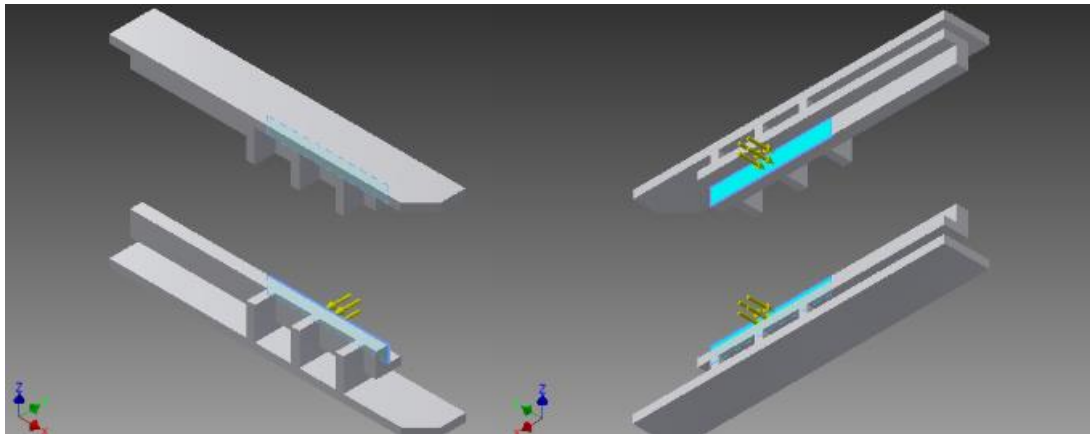
TABLA N° 42. TABLA DE FUERZAS Y MOMENTOS - CORREDERAS

Nombre de apoyo	de	Fuerza de Reacción		Momento	
		Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Magnitud	Componente (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1 (unión bancada)	con	384000 N	0 N	40584.9 N m	0 N m
			384000 N		0 N m
			0 N		40584.9 N m

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**b. CONFIGURACIÓN DE CARGA:**

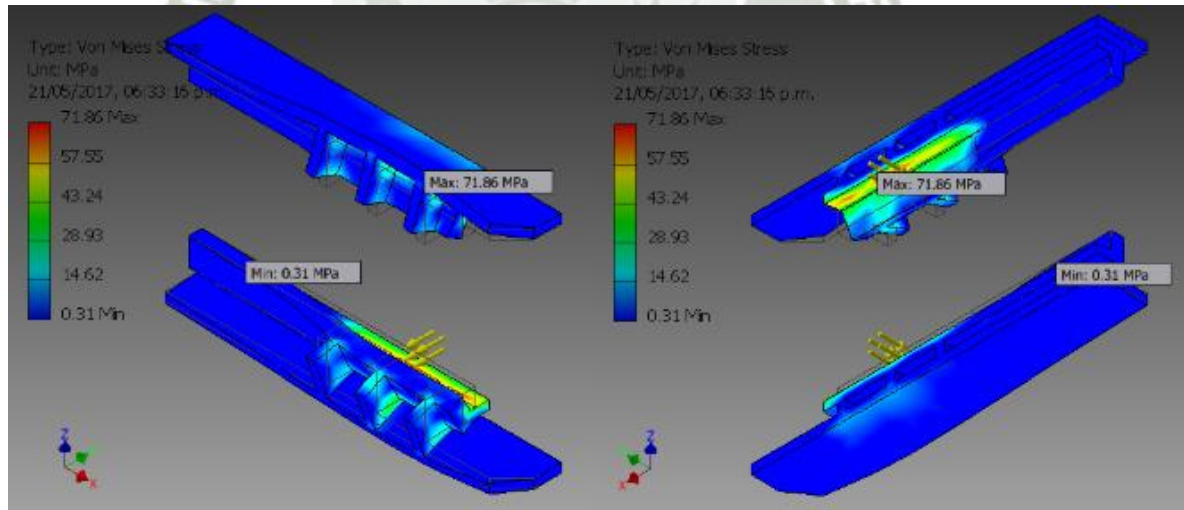
CARGA DISTRIBUIDA: 16Mpa



**Figura N° 65. Configuración de carga de correderas.**

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**c. ESFUERZOS:**



**Figura N° 66. Esfuerzo de Von Mises en correderas.**

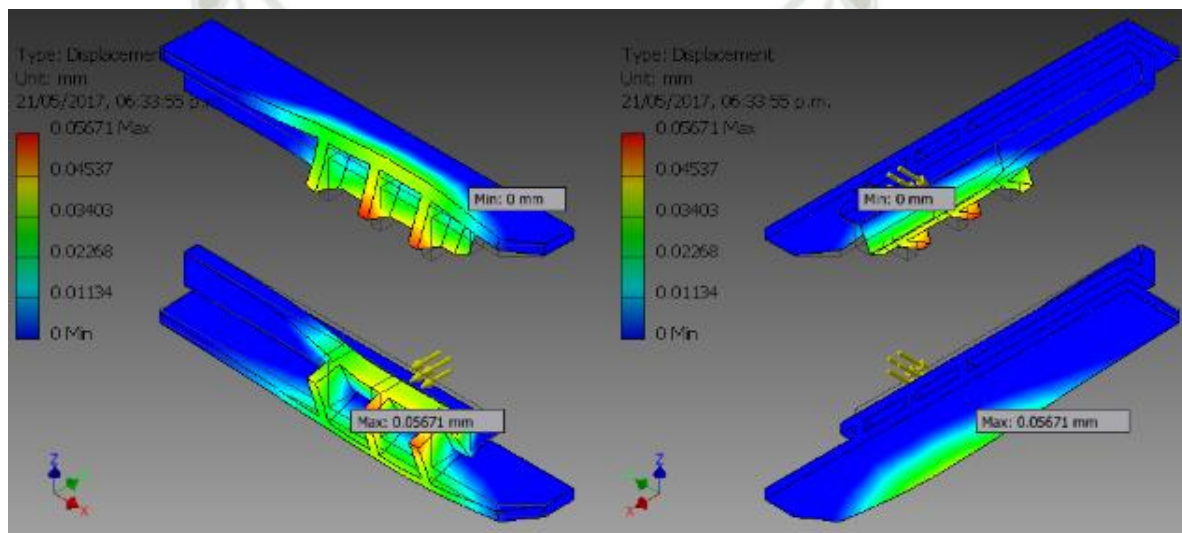
\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**TABLA N° 43. TABLA DE ESFUERZOS RESULTANTES - CORREDERAS**

Nombre	Mínimo	Máximo
Volume	6959520 mm <sup>3</sup>	
Mass	54.6322 kg	
Von Mises Stress	0.312027 MPa	71.8587 MPa
1st Principal Stress	-29.6857 MPa	96.2935 MPa
3rd Principal Stress	-58.0144 MPa	52.9801 MPa

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**d. DESPLAZAMIENTO**



**Figura N° 67. Desplazamiento en correderas.**

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**TABLA N° 44. TABLA DE DESPLAZAMIENTO - CORREDERAS**

Nombre	Mínimo	Máximo
Displacement	0 mm	0.056709 mm
X Displacement	-0.00559832 mm	0.00395323 mm
Y Displacement	-0.0419111 mm	0.00922223 mm
Z Displacement	-0.0434051 mm	0.0435481 mm

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

- El esfuerzo de Von Mises es menor al esfuerzo a la fluencia del material por ende no existe deformación plástica, por lo tanto el diseño cumple con los requerimientos de resistencia.
- Vemos que el desplazamiento máximo es de 0.056 mm cumple con la tolerancia de  $\pm 1$ mm.

#### 4) PARTE 4: COMPUERTA DE EXPULSIÓN.

##### a. CONFIGURACIÓN DE FIJACIÓN.

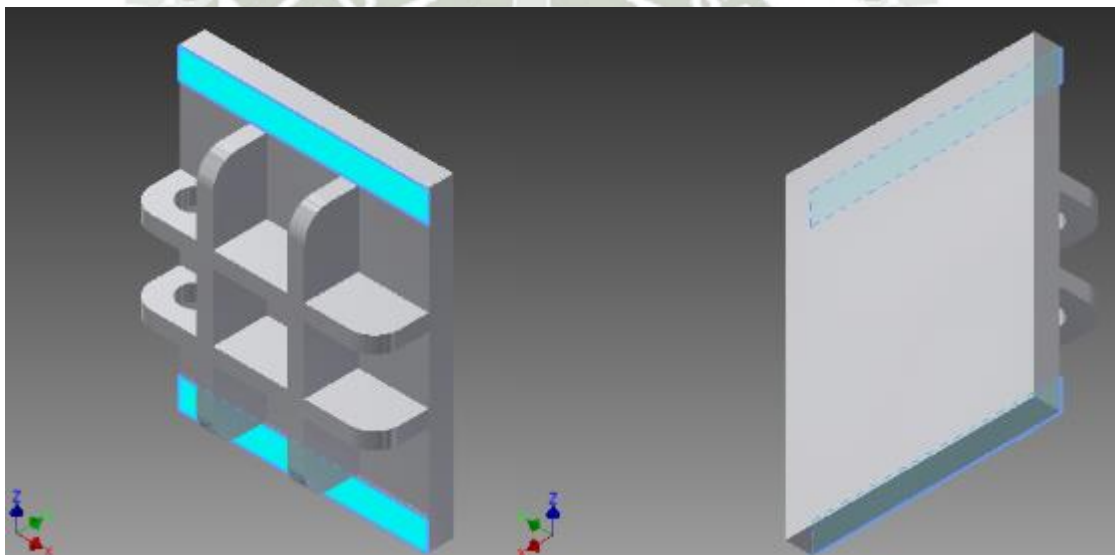
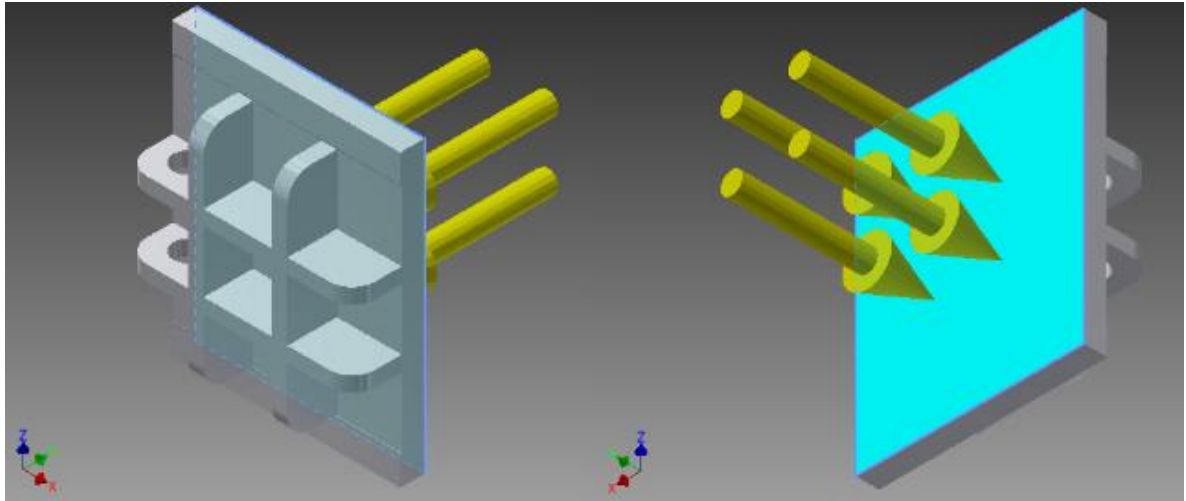


Figura N° 68. Configuración de apoyos en compuerta de expulsión.

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

##### b. CONFIGURACIÓN DE CARGA:

Carga distribuida: 16MPa



**Figura N° 69. Configuración de carga en compuerta de expulsión.**

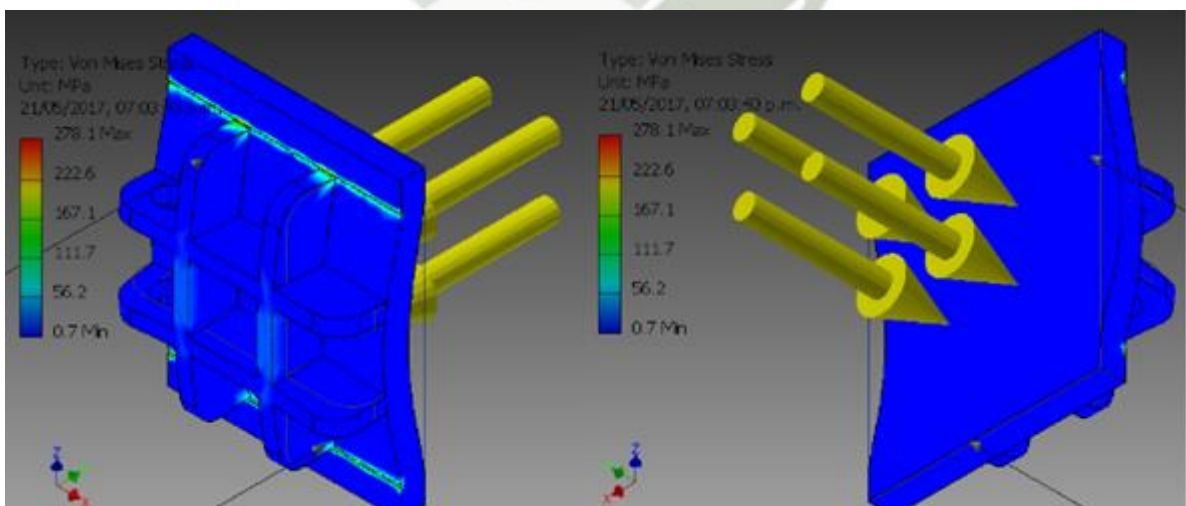
\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**TABLA N° 45. TABLA DE FUERZAS Y MOMENTOS – COMPUERTA DE EXPULSION**

Nombre de apoyo	Fuerza de Reacción		Momento	
	Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Magnitud	Componente (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1 (apoyo con correderas)	384000 N	0 N	40584.9 N m	0 N m
		384000 N		0 N m
		0 N		40584.9 N m

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**c. ESFUERZOS**



**Figura N° 70. Esfuerzo de Von Mises en compuerta de expulsión.**

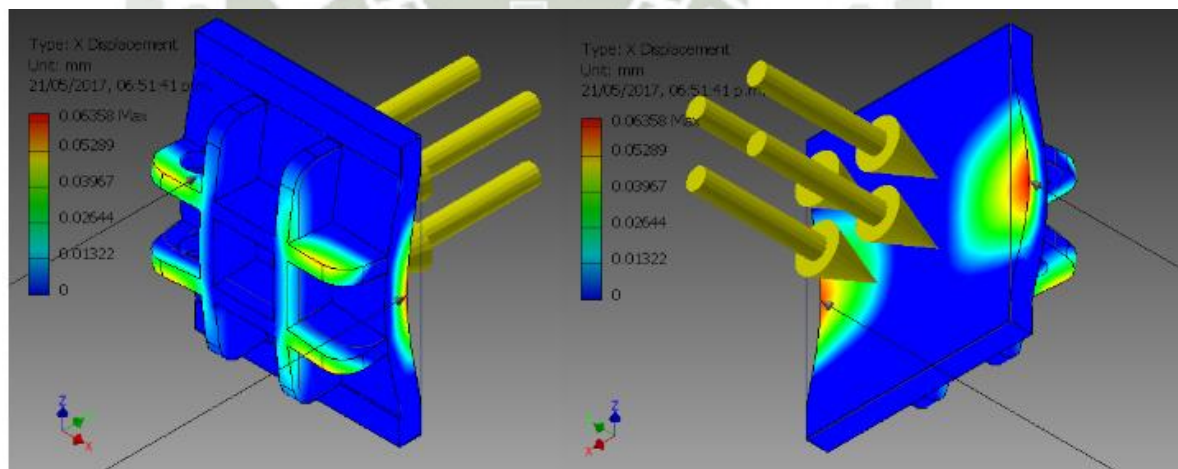
\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**TABLA N° 46. TABLA DE ESFUERZO RESULTANTES – COMPUERTA DE EXPULSION**

Nombre	Mínimo	Máximo
Volume	4840700 mm <sup>3</sup>	
Mass	37.9995 kg	
Von Mises Stress	0.709564 MPa	278.102 MPa
1st Principal Stress	-217.799 MPa	90.8358 MPa
3rd Principal Stress	-490.434 MPa	42.3676 MPa

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**d. DESPLAZAMIENTO**



**Figura N° 71. Desplazamiento en compuerta de expulsión.**

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**TABLA N° 47. TABLA DE DESPLAZAMIENTO – COMPUERTA DE EXPULSION**

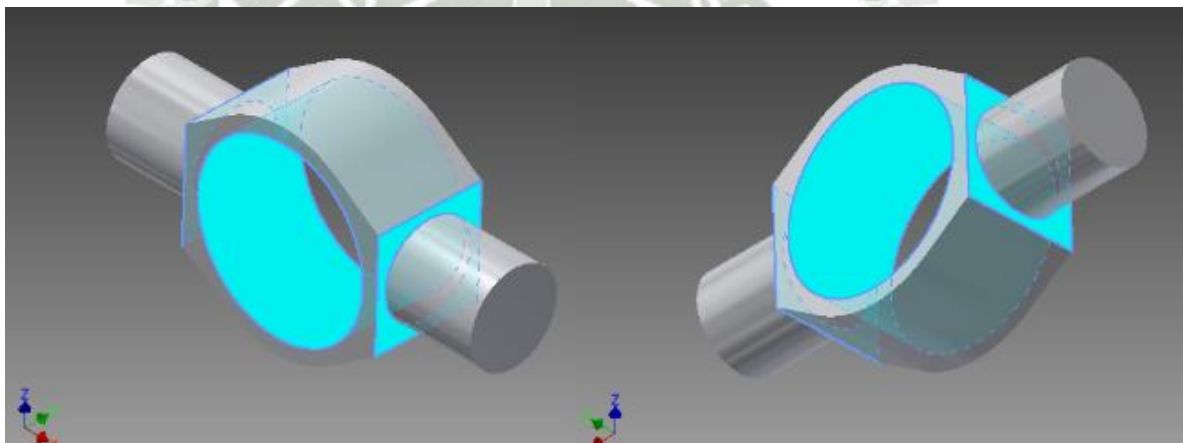
Nombre	Mínimo	Máximo
Displacement	0 mm	0.109404 mm
X Displacement	-0.0123958 mm	0.011921 mm
Y Displacement	-0.109249 mm	0.00223292 mm
Z Displacement	-0.0311745 mm	0.0314127 mm

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

- El esfuerzo de Von Mises es menor al esfuerzo a la fluencia del material por ende no existe deformación plástica, por lo tanto el diseño cumple con los requerimientos de resistencia.
- Vemos que el desplazamiento máximo es de 0.109 mm cumple con la tolerancia de  $\pm 1$ mm.

## 5) PARTE 5: EJE PIVOT DE CILINDRO DE TAPA PRESORA.

### *a. CONFIGURACIÓN DE FIJACIÓN:*

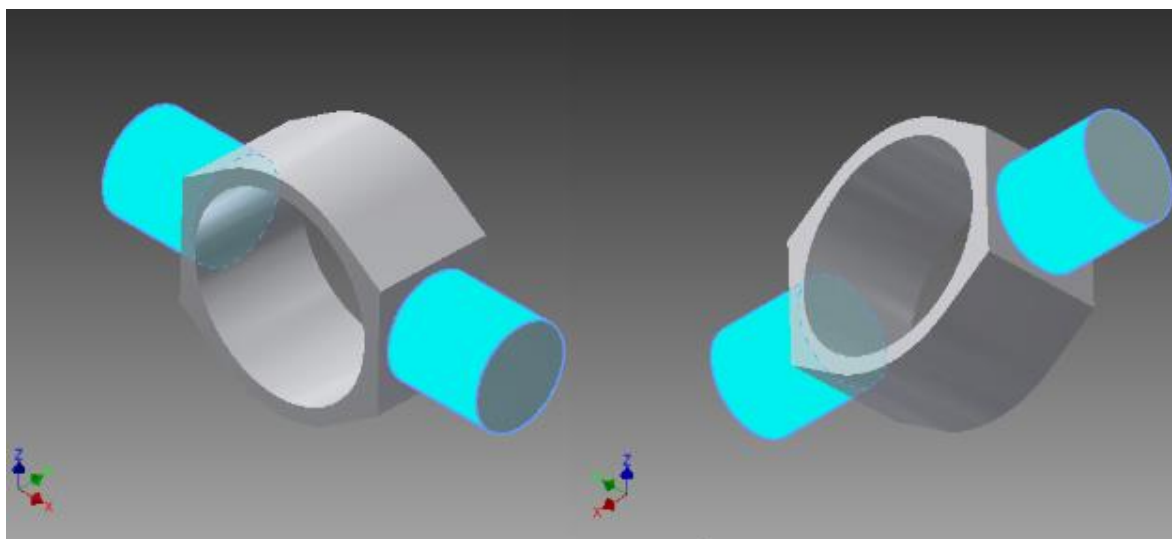


**Figura N° 72. Configuración de apoyos en eje Pivot.**

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

### *b. CONFIGURACIÓN DE CARGA:*

CARGA PUNTUAL: 50TN



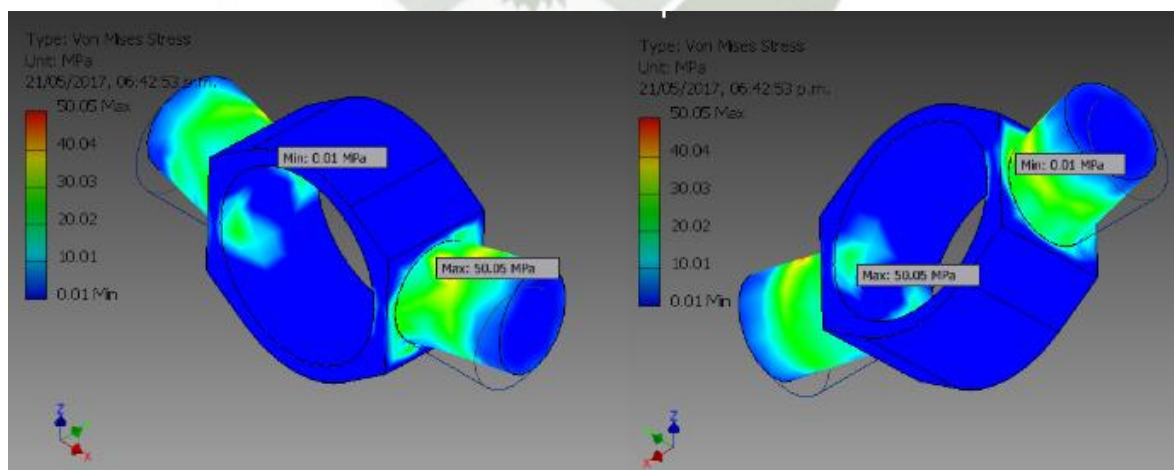
**Figura N° 73. Configuración de carga en eje pivot.**

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**TABLA N° 48. TABLA DE FUERZAS Y MOMENTOS. EJE PIVOT**

Nombre de apoyo	Fuerza de Reacción		Momento	
	Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Magnitud	Componente (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1 (apoyo con soportes de eje)	384000 N	490000 N	0 N	0 N m
		384000 N	-460449 N	0 N m
		0 N	-167590 N	40584.9 N m

**c. ESFUERZOS:**



**Figura N° 74. Esfuerzo de Von Mises en eje pivot.**

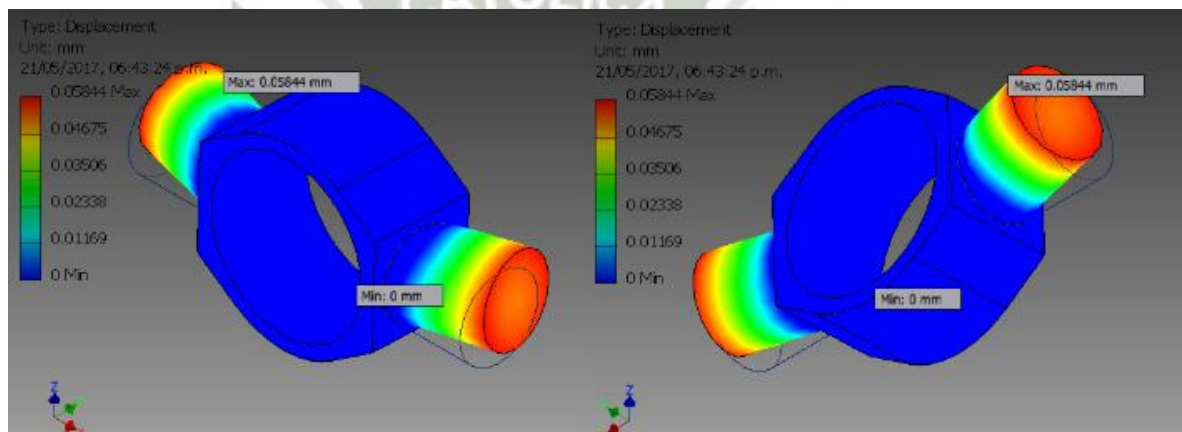
\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**TABLA N° 49. TABLA DE ESFUERZOS RESULTANTES. EJE PIVOT**

Nombre	Mínimo	Máximo
Volume	3089780 mm <sup>3</sup>	
Mass	24.2548 kg	
Von Mises Stress	0.00563394 MPa	50.0489 MPa
1st Principal Stress	-28.963 MPa	64.2859 MPa
3rd Principal Stress	-59.7107 MPa	29.889 MPa

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**d. DESPLAZAMIENTO**



**Figura N° 75. Desplazamiento en eje pivot.**

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

**TABLA N° 50. TABLA DE DESPLAZAMIENTO - EJE PIVOT**

Nombre	Mínimo	Máximo
Displacement	0 mm	0.0584378 mm
X Displacement	-0.0203043 mm	0.0205057 mm
Y Displacement	-0.0000535382 mm	0.0532282 mm
Z Displacement	-0.000154256 mm	0.0203176 mm

\*Fuente. Reporte de simulación en Autodesk Inventor Professional 2015.

- El esfuerzo de Von Mises es menor al esfuerzo a la fluencia del material por ende no existe deformación plástica, por lo tanto el diseño cumple con los requerimientos de resistencia.
- Vemos que el desplazamiento máximo es de 0.058 mm cumple con la tolerancia de  $\pm 1$ mm.

#### 4.22. CAUDAL DEL SISTEMA HIDRÁULICO

El sistema oleo hidráulico de la prensa enfardadora es en realidad un sistema simple si lo comparamos con muchos complejos sistemas de maquinaria hidráulica que existe actualmente en el mercado. Sin embargo, dicho sistema cumple a cabalidad los fines para los que ha sido diseñado.

El caudal del sistema es la primera necesidad para el cálculo de la potencia y selección de los equipos hidráulicos, se toma en cuenta que para el sistema el caudal que fluye a lo largo de él es constante, esta relación es importante para poder encontrar velocidad de fluido y tiempos de extensión y retracción de los pistones. El cálculo del caudal se resume en la siguiente tabla:

**TABLA N° 51: CÁLCULO DE CAUDAL TEÓRICO DEL SISTEMA**

Descripción	Tapa prensora	Compresión inicial	Compresión final A	Compresión final B	Compuerta	Seguros
LONGITUD DE CARRERA	100	110	60	90	50	50
DIAMETRO DE VÁSTAGO	10	12.5	12.5	12.5	7	7
DIAMETRO DE CILINDRO	20	28	28	28	16	16
ÁREA DE EMPUJE DE EXTENSIÓN (cm <sup>2</sup> )	314.15	615.734	615.734	615.734	201.056	201.05
ÁREA DE EMPUJE DE RETRACCIÓN (cm <sup>2</sup> )	235.6125	493.019	493.019	493.019	162.57	162.57
TIEMPO DE EXTENSIÓN EN FUNCIÓN DEL CAUDAL ( $\frac{cm^3 \cdot s}{Q}$ )	31415	67730.74	36944.04	55416.06	10052.8	10052.8
TIEMPO DE RETRACCIÓN EN FUNCIÓN DEL CAUDAL ( $\frac{cm^3 \cdot s}{Q}$ )	23561.25	54232.107	29581.1	44371.724	8128.631	8128.6
TIEMPO DE EXTENSIÓN Y RETRACCIÓN INDIVIDUAL EN FUNCIÓN DEL CAUDAL ( $\frac{cm^3 \cdot s}{Q}$ )	54976.25	121962.84	66525.1	99787.784	18181.43	18181.4
TIEMPO TOTAL DE EXTENSIÓN Y RETRACCIÓN EN FUNCIÓN DEL CAUDAL ( $\frac{cm^3 \cdot s}{Q}$ )	379614.93					
CAUDAL CALCULADO ( $\frac{cm^3}{s}$ ) [con t = 120 s.]	3163.45					

*\*Fuente propia.*

Se necesita aproximadamente según las restricciones de la máquina 20 paquetes por hora, es decir 3 minutos por paquete.

Tiempo de carga o de inactividad de la máquina aproximado = 60 segundos

Tiempo de extensión total + tiempo de retracción total= 120 segundos.

Con este dato reemplazamos en la ecuación del tiempo total de extensión y retracción:

$$\frac{379614.93}{Q} = 120 ; \rightarrow Q = 189.8 \text{ cc/s}$$

**TABLA N° 52: TIEMPOS Y VELOCIDADES DE PISTONES**

Descripción	Tapa prensora	Compresión inicial	Compresión final A	Compresión final B	Compuerta	Seguros
TIEMPO DE EXTENSIÓN (s)	9.93	21.41	11.68	17.52	3.18	3.178
TIEMPO DE RETRACCIÓN (s)	7.45	17.14	9.35	14.03	2.57	2.570
VELOCIDAD DE EXTENSIÓN(cm/s)	10.07	5.14	5.14	5.14	15.73	15.734
VELOCIDAD DE RETRACCIÓN(cm/s)	13.43	6.42	6.42	6.42	19.46	19.459

*\*Fuente propia*

#### 4.22.1. VELOCIDAD DE FLUIDO RECOMENDADA EN TUBERÍAS

Velocidad de fluido RECOMENDADAS de impulsión en tuberías: 2.0 a 5.0 m/s [<sup>38</sup>]

- **Con velocidad: 2m/s**

$$Q = V \times A = (2518 \text{ cc/s}) = (2 \text{ m/s}) (A)$$

$$Q = V \times A = (2518 \text{ cc/s}) = (200 \text{ cm/s}) (A)$$

$$A = \pi d^2 / 4 = 12.59 \text{ cm}^2$$

$$d = 4 \text{ cm}$$

- **Con velocidad: 5 m/s:**

$$Q = V \times A = (2518 \text{ cc/s}) = (5 \text{ m/s}) (A)$$

$$Q = V \times A = (2518 \text{ cc/s}) = (500 \text{ cm/s}) (A)$$

$$A = \pi d^2 / 4 = 5.03 \text{ cm}^2$$

$$d = 2.53 \text{ cm}$$

<sup>38</sup> Recomendaciones extraídas del Cap. III, ACTUADORES HIDRAULICOS del libro "NEUMATICA E HIDRAULICA" de Antonio Creus Solé, ver bibliografía

**Velocidad de fluido RECOMENDADAS retorno en tuberías: 1.5 a 4.0 m/s**

- **Con velocidad: 1.5 m/s**

$$Q = V \times A = (2518 \text{ cc/s}) = (150 \text{ cm/s}) (A)$$

$$A = \pi d^2 / 4 = 16.78 \text{ cm}^2$$

$$d = 4.62 \text{ cm}$$

- **Con velocidad: 4m/s**

$$Q = V \times A = (2518 \text{ cc/s}) = (400 \text{ cm/s}) (A)$$

$$A = \pi d^2 / 4 = 6.29 \text{ cm}^2$$

$$d = 2.83 \text{ cm}$$

**Rangos de diámetros internos de tuberías permisibles:**

Caudal de fluido de impulsión: 2.53 cm. - 4 cm.

Caudal de retorno: 2.83cm. - 4.62 cm.

***TODAS LAS TUBERÍAS SERÁN DE 1 1/2" (3.81cm) DE DIÁMETRO INTERIOR.***

#### **4.23. SELECCIÓN DEL FLUÍDO HIDRÁULICO**

Con los sistemas hidráulicos hay dos consideraciones primarias – el grado de viscosidad y el tipo de aceite hidráulico. Estas especificaciones son establecidas principalmente tomando en cuenta la bomba usada en el sistema, la temperatura de operación y la presión de operación del sistema. Pero aquí no termina esto. Otros aspectos a considerar

son: el tipo de aceite base, la calidad del lubricante en su conjunto y las propiedades de desempeño. Los requerimientos de un sistema con base en estos aspectos pueden variar drásticamente basados en el ambiente operacional, el tipo de máquina para la cual es empleada esta unidad y muchas otras variables. [39]

Los factores que influyen en la selección de un fluido hidráulico son la viscosidad, la variación de temperatura y factores externos que se nivelan con el uso de aditivos para aumentar la vida útil del fluido, el sistema hidráulico que está en proceso no tiende a tener altas severidades térmicas por lo que fabricantes como REPSOL recomiendan este tipo de aceites. Se selecciona el aceite TELEX E.HLP -46 por ser un valor medio de viscosidad.

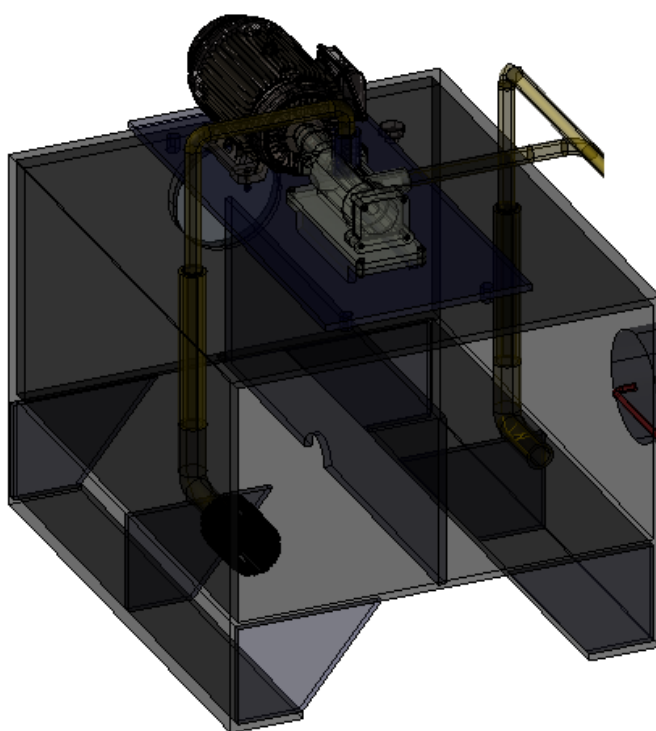
	UNIDAD	METODO	VALOR
Grado ISO			46
Viscosidad a 100°C	cSt	ASTM D 445	6,8
Viscosidad a 40°C	cSt	ASTM D 445	46
Indice de Viscosidad		ASTM D 2270	98
Densidad a 15°C	g/cm <sup>3</sup>	ASTM D 4052	0,880
Punto de inflamación	°C	ASTM D 92	225
Punto de congelación	°C	ASTM D 97	-24
Corrosión al cobre 3h a 100°C		ASTM D 130	1a
Desemulsión a 54°C	min	ASTM D 1401	<30
Resistencia a la herrumbre A y B		ASTM D 665	Pasa
Aeroemulsión a 50°C	min	ASTM D 3427	2,4
FZG, Escalón de carga		DIN 51354	12
TAN	mg KOH/g	ASTM D 664	0,38
RBOT	min	ASTM D 2272	400

**Figura N° 76.** Características del aceite TELEX E. HLP – 46. Fuente: Catálogo de REPSOL PERÚ.

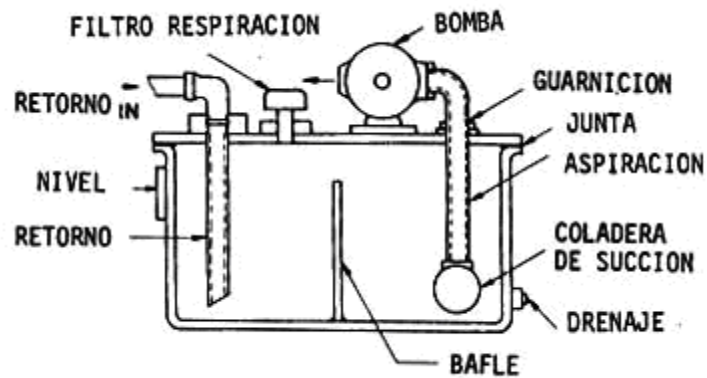
<sup>39</sup> Extracto del fabricante Swiss Oil ( [www.swissoil.com](http://www.swissoil.com))

#### 4.24. DEPOSITO DE ACEITE

A toda instalación hidráulica le corresponde un depósito de aceite el cual adecuadamente proyectado y construido, debe estar en disposición de cumplir las siguientes funciones: recipiente de almacenaje, filtrado del aceite y del aire, transmisión del calor, soporte para una bomba con su correspondiente motor de accionamiento y, eventualmente, también bloques o placas para elementos de control.



**Figura N° 77.** Vista isométrica del tanque de aceite.



**Figura N° 78.** Parte de tanque de aceite.

En cuanto al tamaño del depósito, éste debe contener como mínimo todo el fluido que requiere el sistema y mantener un nivel lo suficientemente alto para que no haya un efecto de torbellino en la línea de aspiración de la bomba, si esto ocurre, entrará aire al sistema.

En los equipos industriales se acostumbra emplear un depósito cuya capacidad sea por lo menos dos o tres veces la capacidad de la bomba en litros por minuto.

Tamaño del tanque <sup>[40]</sup>

Volumen del tanque = caudal de la bomba (lt/min) x 2 o 3.

En el caso de la prensa enfardadora, la bomba del sistema hidráulico debe suministrar un caudal de 189.8 lpm, luego:

Capacidad del tanque = 3 x (189.8 lpm) = 569.45 litros. = 0.569m<sup>3</sup>

<sup>40</sup> Recomendación extraída del “Manual de Oleohidráulica Industrial” de la compañía VICKERS-SPERRY RAND, ver bibliografía.

**TABLA N° 53. TABLA DE VOLÚMENES INTERNOS DEL SISTEMA**

Descripción	Tapa prensora	Compresión inicial	Compresión final A	Compresión final B	Compuerta	Seguros
LONGITUD DE CARRERA (m)	1	1.1	0.6	0.9	0.5	0.5
DIAMETRO DE VÁSTAGO (m)	0.1	0.125	0.125	0.125	0.07	0.07
DIAMETRO DE CILINDRO (m)	0.2	0.28	0.28	0.28	0.16	0.16
ÁREA DE EMPUJE DE EXTENSIÓN (cm <sup>2</sup> )	0.03	0.06	0.06	0.06	0.02	0.02
ÁREA DE EMPUJE DE RETRACCIÓN (cm <sup>2</sup> )	0.02	0.05	0.05	0.05	0.02	0.02
LONGITUD DE TUBERÍAS(m)	2.50	2.30	5.90	5.90	4.50	3.20
VOLUMEN DE LA CÁMARA (m <sup>3</sup> )	0.0314	0.0677	0.0369	0.0554	0.0101	0.0101
VOLUMEN DENTRO DE LAS TUBERÍAS (m <sup>3</sup> )	0.0029	0.0026	0.0067	0.0067	0.0051	0.0036
VOLUMEN DE ACEITE TOTAL (m <sup>3</sup> )	0.24					

\*Fuente propia.

Capacidad mínima del tanque = 3 x (189.8 lpm) =569.45 litros.=0.569m<sup>3</sup>

Volumen de aceite requerido:

$$v_{aceite} > 0.56 + 0.24 \text{ m}^3$$

$$v_{aceite} > 0.9 \text{ m}^3$$

El volumen del tanque es diseñado con las siguientes dimensiones:

$$v_{tanque} = 1.4 * 1.2 * 0.7 = 1.17m^3 > 0.9m^3 \rightarrow ok$$

El tanque está fabricado con placas de acero soldadas y con soportes adecuados que separan el depósito del suelo. Estos depósitos, son diseñados y construidos según los requerimientos del sistema por las compañías especializadas en óleo hidráulica. En nuestro medio, MARCO PERUANA S.A., diseñada y construye según pedido.

Sin embargo, se presenta a continuación las consideraciones necesarias a tomar en el diseño de dicho depósitos.

Todo el interior del depósito debe estar cubierto con pintura anticorrosiva para reducir la oxidación que puede producirse por la condensación del vapor de agua; esta pintura debe ser compatible con el fluido utilizado.

El fondo del tanque debe estar inclinado y poseer un tapón de drenaje en su punto más bajo para que pueda ser completamente vaciado.

Debe disponerse tapas que puedan retirarse con facilidad para realizar una buena limpieza.

Se recomienda un nivel visual para comprobar la cantidad de fluido, así como, una fina malla en el orificio de llenado para eliminar los contaminantes cuando se vierte el aceite.

Es necesario también disponer en el depósito un respiradero que también debe contener un filtro de aire. Si la atmósfera es sucia es mejor usar un filtro de aire con baño de aceite. Con el respiradero, en el tanque se busca mantener la presión atmosférica en el interior.

En general, cuanto mayor sea el caudal, mayor debe ser el respiradero necesario.

Por otro lado, es necesario también que una placa desviadora se extienda a lo largo del

centro del tanque.

Esta placa tiene generalmente  $2/3$  de la altura del nivel de aceite y su función es separar la línea de entrada de la bomba de la línea de retorno, de esta forma se evita que el mismo fluido pueda recircular continuamente, obligándolo a realizar un circuito determinado por el tanque.

Con la placa se impide también las turbulencias en el tanque, se permite la sedimentación de materias extrañas en el fondo, se ayuda a separar el aire del fluido y se disipa mejor el calor a través de las paredes.

Finalmente hay que señalar, que la mayoría de las líneas que van al depósito deben terminar bajo el nivel de aceite y evitar así la posible entrada de aire que originaría espuma. Sin embargo, las líneas de drenaje, pueden terminar encima del nivel del fluido. Las líneas que terminan cerca del fondo y no llevan filtro, deben cortarse en un ángulo de 45 grados.

#### **4.25. DISEÑO DEL CIRCUITO ELECTRO HIDRÁULICO**

Para diseñar el circuito electro hidráulico del sistema se requiere cumplir con todas las necesidades de movimiento vectorial, presión, caudal, velocidad etc.

##### **4.25.1. CIRCUITO OLEO HIDRÁULICO:**

Para el circuito oleo hidráulico está constituido por las vías por donde va a circular el fluido hidráulico es decir, el recorrido del fluido a presión por actuadores, válvulas, elementos de medición, elementos de control de flujo, filtros, depósito de aceite, etc.; dependiendo de las exigencias independientes de cada circuito.

En este caso el circuito oleo hidráulico está constituido por:

- 05 Actuadores con diferentes dimensiones y capacidades (calculados previamente)
- 10 Finales de carrera eléctricos de proximidad magnética
- 04 Válvulas direccionales de 4/2 vías con pilotaje eléctrico.
- 01 Válvula direccional de 5/3 vías con pilotaje eléctrico y con muelles de retorno.
- 05 Reguladores de caudal ajustable con pilotaje automático.
- 04 Válvulas de estrangulación ajustable.
- 05 Caudalímetros
- 01 Manómetro
- 02 válvula de seguridad pilotada
- 01 Regulador de presión ajustable con drenaje
- 02 válvulas check
- 02 Válvulas de seguridad
- 02 motores eléctricos
- 02 bombas hidráulicas
- 02 ventiladores de refrigeración para el motor
- 02 enfriadores de aceite
- 02 filtros
- 01 depósito de aceite.
- 01 Manifold de 5 x 1
- 03 Manifold de 2 x 1

#### 4.25.2. SECUENCIA DE ACTUADORES HIDRÁULICOS

La secuencia de acción versus el tiempo es: A+B+C+D+D-E-D+D-E+C-B-A-

DESCRIPCIÓN	ACTUADOR	A+B+C+D+D-E-D+D-E+C-B-A-
ACTUADOR DE LA TAPA PRENSORA	A	[Timeline for Actuator A: High from start to end]
ACTUADOR DE LOS SEGUROS	B	[Timeline for Actuator B: High from start to end]
ACTUADOR DE LA EMPUJADOR 1	C	[Timeline for Actuator C: High during the first and last pulses]
ACTUADOR DEL EMPUJADOR 2	D	[Timeline for Actuator D: High during the first and last pulses]
ACTUADOR DE LA COMPUERTA	E	[Timeline for Actuator E: High during the middle pulse]

**Figura N° 79.** Cuadro de secuencia de activación de actuadores en el tiempo. Fuente propia.

Cabe aclarar que la retracción del actuador D en el primer pulso va definida por la presión del sistema, cuando la presión dentro de la cámara de compactación llegue ser igual a la configurada en el presostato o sensor de presión se activará nuevamente la válvula direccional pilotada, esto con el fin de tener una densidad de paquetes homogénea. Recordamos que la densidad mínima del paquete según la norma técnica peruana ITINTEC 341.148:1982 es de: 1.2 T/m<sup>3</sup>.

Designamos 2T/m<sup>3</sup> > 1.2T/m<sup>3</sup> como densidad homogénea del paquete a compactar.

Idealmente se requiere formar paquetes de 30cm x 30cm. Esto quiere decir:

$$\rho = \frac{m}{v}$$

$$2 \frac{T}{m^3} = \frac{m}{0.3 * 0.3 * 0.3 m^2} \rightarrow m = 54 kg.$$

Por lo que se recomienda mantener un promedio de 60 kg por carga para tener un

paquete simétrico, gracias al sensor de presión la densidad que tendremos en todos los paquetes será homogénea.

Ahora designamos la presión de activación del sensor de presión.

$$P = \frac{F}{A}$$

$$A = \frac{F}{P}$$

Reemplazando en la fórmula de la densidad:

$$\rho = \frac{m}{v}$$

$$\rho = \frac{m}{A \cdot L}$$

$$\rho = \frac{m}{\frac{F}{P} \cdot L}$$

$$\rho = \frac{54kg.}{\frac{9.81m}{s^2(100000Kgf)} * (0.3m) \cdot P}$$

$$\frac{54kg.}{\frac{9.81m}{s^2(100000Kgf)} * (0.3m) \cdot P} = 2 T/m^3$$

$$P = 145 \text{ bar}$$

Entonces configuramos el sensor de presión a 145 bar para su activación. También cabe resaltar que se ha realizado un circuito automático desde la activación del actuador B,

dando al actuador A un libre movimiento de expulsión y retracción según los inconvenientes que se presenten en campo. Una vez que el actuador A se encuentre totalmente extendido se activa el sensor de proximidad de extensión A+, que es el que da el paso a que se pueda activar la secuencia automática comenzando con el pulsador B de los seguros. A continuación se muestra el esquema del circuito oleo hidráulico del sistema.

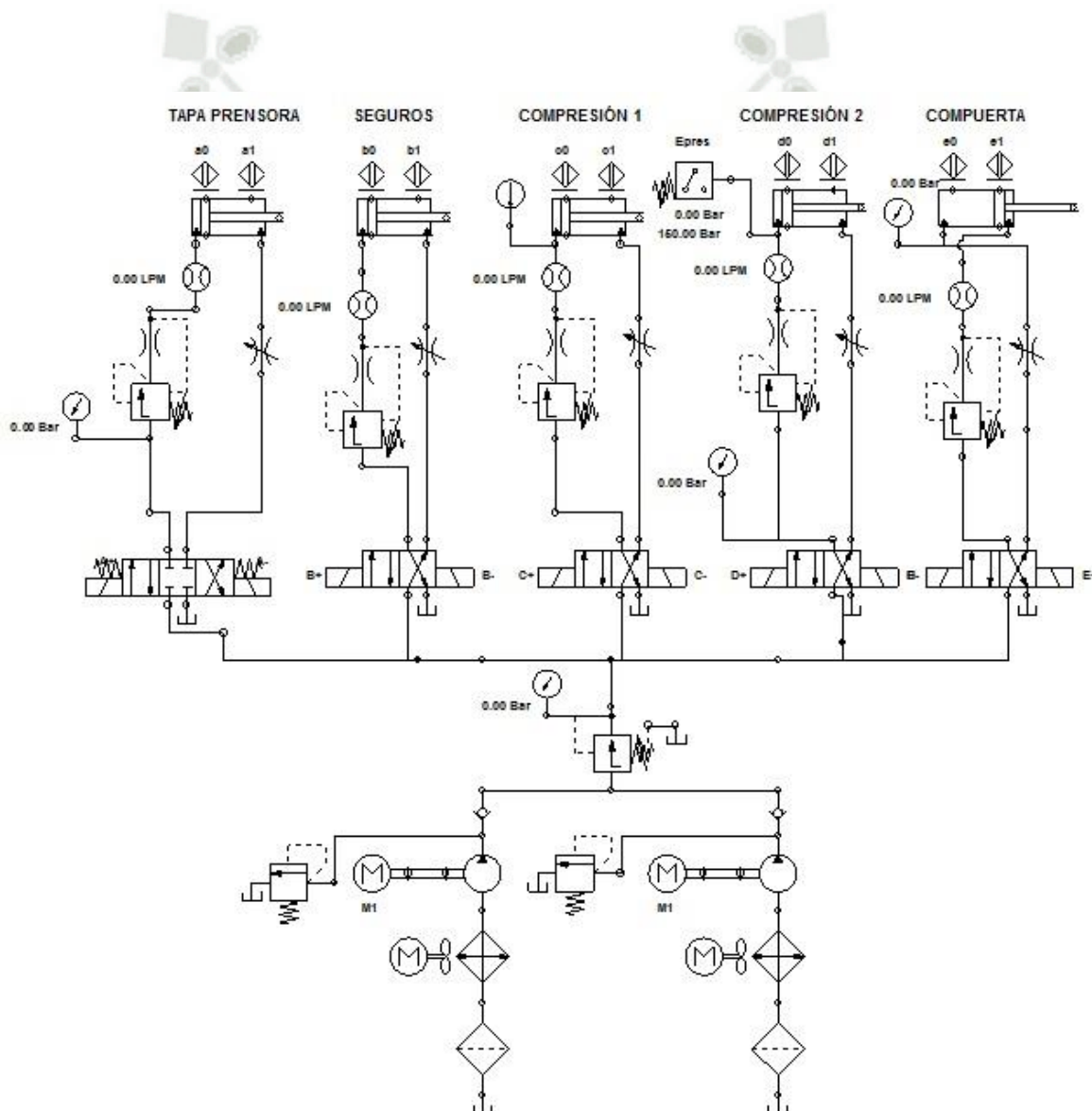


Figura N° 80. Circuito oleo hidráulico.

#### **4.26. CONTROL ELÉCTRICO/OLEOHIDRAULICO.**

El control de un circuito oleo hidráulico se pueden utilizar:

- Control hidráulico o mecánico
- Control eléctrico
- Control electrónico

##### **4.26.1. CONTROL MECÁNICO.**

El control mecánico se realiza netamente con equipos y accesorios hidráulicos utilizando pulsadores mecánicos, finales de carrera de rodillo por ejemplo con activación mecánica y las secuencias se realizan con eficiencia aunque incluyendo más válvulas de secuencia, válvulas de simultaneidad, por las pérdidas de presión entre fases y otros accesorios que son potenciales concentradores de contaminantes y partículas del fluido hidráulico lo que a la larga requerirá de un mantenimiento extensivo o hasta incluso en un caso extremo falla de algún componente.

##### **4.26.2. CONTROL ELÉCTRICO.**

El control eléctrico de un circuito hidráulico trae mayores beneficios como son rápido mantenimiento en caso de alguna falla de componente eléctrico, menos componentes hidráulicos por ende menos riesgo de contaminación del fluido hidráulico, menos espacioso entre otras ventajas.

##### **4.26.3 CONTROL ELECTRÓNICO.**

El control electrónico es igual de eficiente que el anterior sin embargo el volumen que ocupa puede ser ridículo comparado con el volumen del control mecánico o eléctrico, se utilizan software para el control y equipos como el PLC para poder hacer seguimiento al funcionamiento del circuito, de hecho esta es la solución más práctica sin

embargo el costo es elevado en comparación con los dos anteriores por lo que decidimos trabajar con el control eléctrico.

#### 4.26.4. METODOLOGÍA DE DISEÑO

[<sup>41</sup>] El control parte del análisis de las secuencias de los actuadores, según eso de acuerdo a la complejidad del caso se decide que metodología utilizar, existen dos métodos esenciales para la automatización de un circuito electro hidráulico complejo.

- El primero es el método de CASCADA.
- El segundo es el método PASO a PASO

Estos dos métodos simplifican y ordenan la manera de diseñar un circuito complejo, las ventajas son similares entre ambos. También conocido como modelo clásico, modelo tradicional o modelo lineal secuencial. Él método de la cascada es considerado como el enfoque clásico para el ciclo de vida del desarrollo de sistemas, se puede decir que es un método puro que implica un desarrollo rígido. Esta es una secuencia de actividades (o etapas) que consisten en el análisis de requerimientos, el diseño, la implementación, la integración y las pruebas.

#### 4.26.5. DISEÑO DE CIRCUITO DE CONTROL CON MÉTODO CASCADA

1.- Para utilizar el método de cascada se realiza primero la determinación de la secuencia lógica que es:

A+B+C+D+D-E-D+D-E+C-B-A-

---

<sup>41</sup> Referencias extraídas de J. Roldán Villoria - Neumática, hidráulica y electricidad aplicada, Ed. Thomson Paraninfo.

Decidimos que el actuador A será independiente del circuito automatizado por diferentes situaciones que podrían presentarse en el campo. Ya que el actuador “A” tiene que estar extendido para que inicie la secuencia automática debe terminar con la retracción del mismo por lo que la secuencia a automatizar viene a ser la siguiente, teniendo por su puesto las restricciones adecuadas para su debida activación.

B+C+D+D-E-D+D-E+C-B-A-

2.- Seguidamente se requiere designar el número de grupos, un grupo se conforma siempre y cuando uno de los actuadores no se repita en el mismo. Por lo que de la secuencia lógica tenemos:

G1= B+C+D+

G2= D-

G3 = E-D+

G4= D-E+C-B-A-

Teniendo designados los grupos procedemos al diseño del sistema eléctrico de control automatizado del circuito oleo hidráulico.

Para el diseño primeramente se requiere de sensores de proximidad en los puntos muertos superior e inferior. Esto debido a que los sensores electromecánicos de rodillo por ejemplo no podrían ser posicionados dentro de la cámara de compactación justamente por trabajar con presiones elevadas y otros cuerpos que podrían activarlos cuando no está prevista su activación.

Los sensores de proximidad se fijan externamente en el cilindro como especie de

abrazadera.

El uso de sensores de proximidad facilita la instalación para el circuito de control por lo que se utilizaran dos sensores de proximidad por cada actuador posicionados en extensión 0% y 100% respectivamente.

#### **4.26.6. CONTROL CON PILOTAJE ELECTROHIDRÁULICO**

Para el diseño primero se parte insertando contactos normalmente abiertos y relés según se muestra en la figura, partiendo de las dependencias entre grupos, siendo el último movimiento del grupo la predecesora del inicio de activación del siguiente. Así una vez que activa el grupo siguiente energiza un contacto normalmente cerrado del grupo anterior para desactivar la energía en ese grupo predecesor y que solo se active la secuencia perteneciente al grupo actual. Para la activación secuencial de las válvulas de vías pilotadas eléctricamente se usa los contactos normalmente abiertos o cerrados de los sensores de proximidad según se requiera. Una vez que se termina de designar los predecesores con su relé respectivo se procede a una segunda parte donde se utilizan los contactos normalmente abiertos de los relés previamente diseñados para cada grupo y se insertan los solenoides de las válvulas de vías pilotadas eléctricamente respectivamente de cada uno de los grupos sabiendo que el relé “K1” pertenece al grupo “G1”, y así hasta el relé “K4” que pertenece al grupo “G4”.

Una vez terminado esto se procede a insertar el control de la tapa prensora designando el relé “KT1” como el relé asociado a la extensión del actuador la tapa prensora y “KT2” como el relé asociado a la retracción del actuador de la tapa prensora. (Podemos observar en la figura N°77 que el circuito posee dos pulsadores para la tapa prensora independientemente del circuito diseñado para la secuencia automatizada)

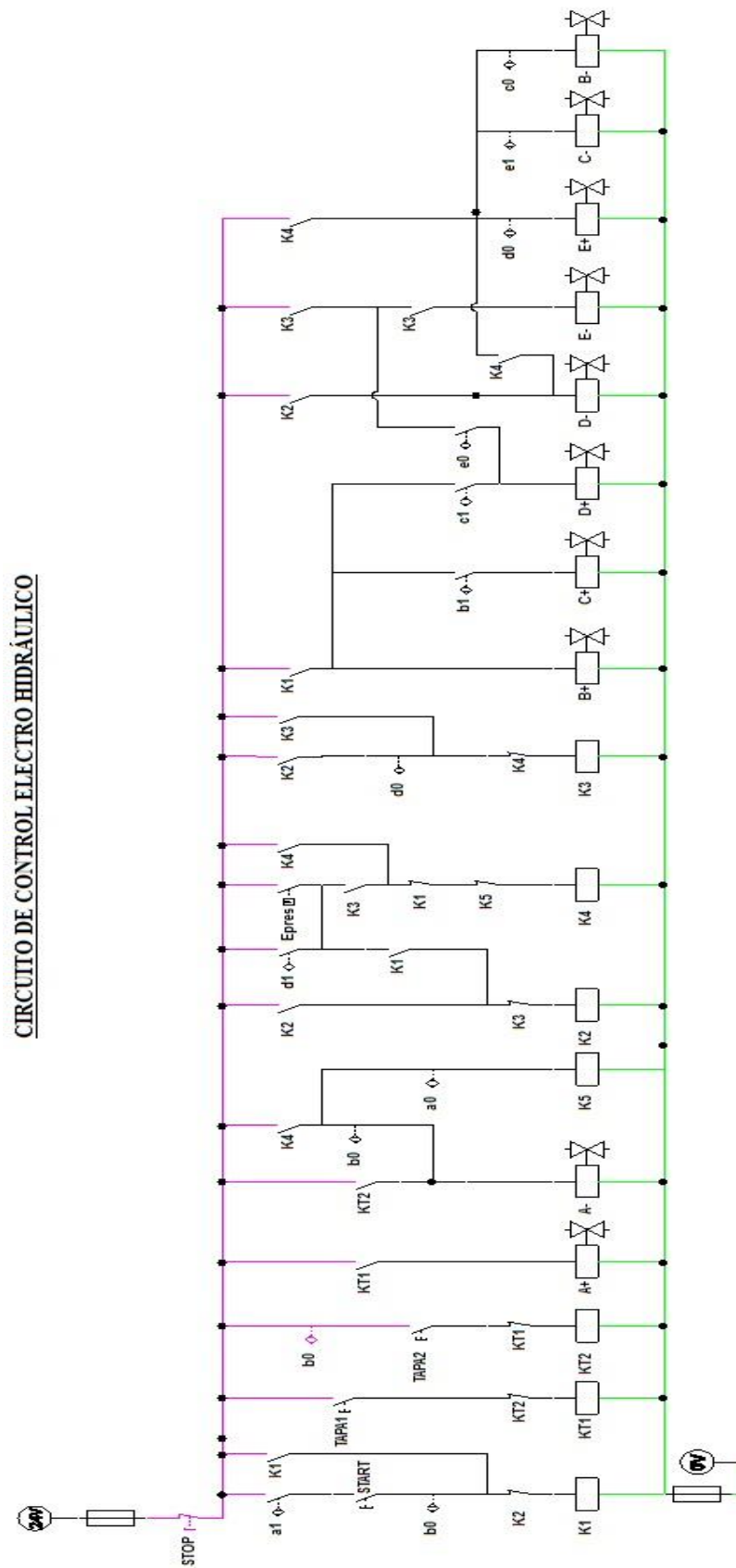


Figura N° 81. Control eléctrico del circuito oleo hidráulico.

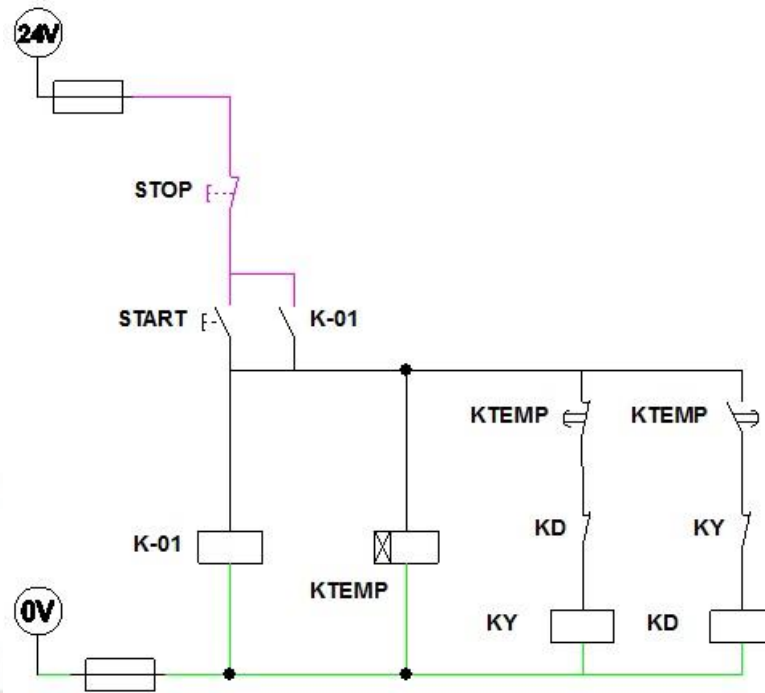
Para este caso utilizamos dos pulsadores normalmente abiertos. Una vez hecho esto se insertan los solenoides correspondientes al actuador “A” de manera que se activen por los relés anteriores respectivamente, nótese que el final de carrera de proximidad del punto muerto inferior del actuador “A” es la dependencia final para la activación del relé “K5” que desactiva el grupo 4 y se puede comenzar el ciclo nuevamente.

#### **4.26.7. CONTROL ELÉCTRICO DEL CIRCUITO DE PODER**

En figura N°78 se muestra el circuito de control o de mando del circuito eléctrico de poder. Se parte con los botones de STOP (NC) y de START (NA) y un relés denominado “K01” este irá enclavado para con un solo pulso del botón de START tengamos el sistema funcionando sin pausa.

El relé “K01” activa a su vez activa el temporizador que una vez que se energiza se activa después del tiempo configurado esto debido a que en el circuito de poder como se ve se tiene un arranque estrella-delta esto con la finalidad de protección del sistema en el arranque ya que es un arranque gradual.

Después de 5 segundos se activa el temporizador, es decir se activan sus contactos normalmente cerrado “KY” normalmente abierto “KD” que activan el relé del circuito configurado en estrella y el circuito configurado en delta respectivamente.



**Figura N° 82.** Control eléctrico del circuito de poder.

#### 4.26.8. CIRCUITO ELÉCTRICO DE PODER

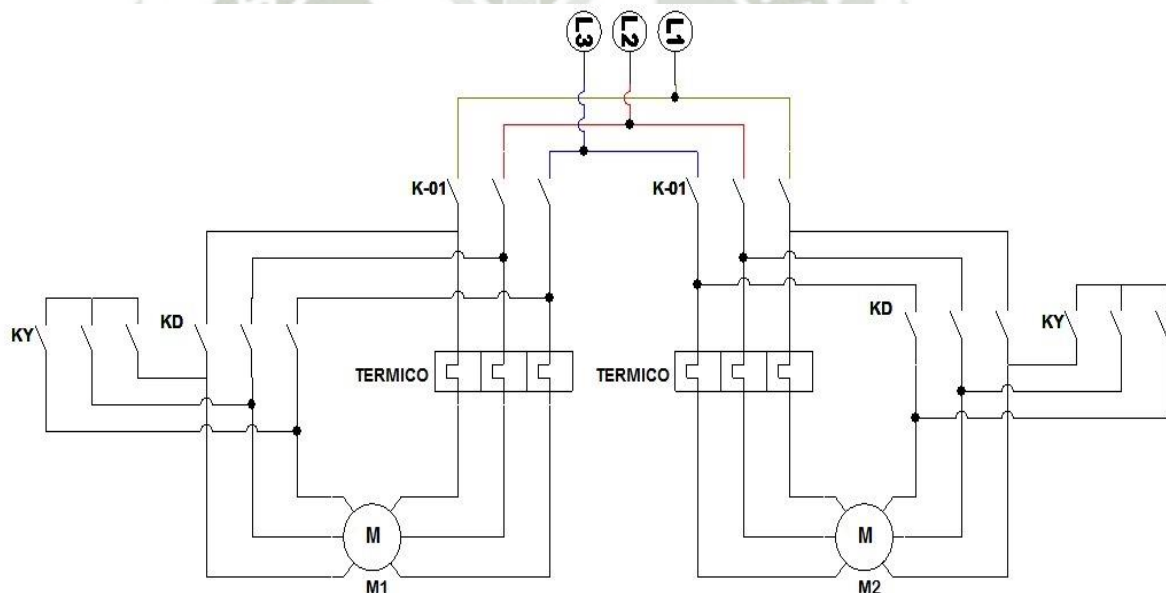
El circuito de poder está configurado por dos motores de inducción, dos relés térmicos de sobrecarga y los correspondientes contactos abiertos de los relés “KY” y “KD”.

Una vez energizado el sistema se activan los contactos de “KY” lo que quiere decir que el sistema está configurado en estrella después del tiempo configurado en el temporizador se desactiva “KY” y a su vez se activan los contactos normalmente abiertos “KD” configurándose el funcionamiento den delta así ambos motores funcionarán prolongadamente hasta que se pulse el botón de STOP del circuito de mando del circuito de poder.

### ***ARRANQUE ESTRELLA-DELTA***

Este arranque se basa en conectar el motor en estrella sobre una red donde debe de conectare en triángulo. De esta forma durante el arranque los devanados del estator están a una tensión  $\sqrt{3}$  veces inferior a la nominal.

Las ventajas de esta conexión de arranque es que tanto la corriente de arranque como el par de arranque disminuyen a 1/3 de un arranque en conexión delta, siendo un sistema eléctrico trifásico debemos buscar que nuestro motor eléctrico sea de 380/420 por configuración de la red, ya que en caso fuese de 400/230 sería complicado debido a que la tensión nominal de 230 es casi obsoleta.



**Figura N° 83.** *Circuito eléctrico de poder, conexión de dos motores en estrella-delta.*

## CAPITULO V

### SELECCIÓN DE EQUIPOS

#### 5. SELECCIÓN DE EQUIPOS HIDRÁULICOS:

Para la selección de equipos consideramos como principal proveedor a la empresa MARCO PERUANA S.A. ya que fuera de contar con marcas de renombre internacional muestran una amplia gama de productos y si fuese necesario con el servicio técnico requerido para la implementación, ensamble y mantenimiento. MARCO PERUANA S.A. es representante de las siguientes marcas de **accesorios oleo hidráulicos** de alta confiabilidad en el mundo:

- VICKERS (bombas, válvulas y cilindros hidráulicos)
- EATON (bombas y motores hidráulicos)
- **PARKER** (bombas, válvulas y cilindros hidráulicos)
- EATON WINNER (mangueras hidráulicas)
- EATON DuraForce (motores hidráulicos)
- CHAR-LYNN (motores hidráulicos)

- HYDROKRAFT (bombas y motores de gran tamaño)
- INTERNORMEN TECHNOLOGY (filtros y tratamiento de aceites)
- DICSA (mangueras, conectores y adaptadores)
- SAI (motores hidráulicos de alto torque y baja velocidad)
- HYDRO CONTROL (válvulas direccionales)
- KAWASAKI (bombas y motores oleo hidráulicos)
- VELJAN (bombas y motores hidráulicos de paleta)
- HAWE HIDRAULIK (bombas y válvulas hasta 10000 PSI)
- PARKER GRESEN (válvulas direccionales)

### **5.1. SELECCIÓN DE EQUIPO DE BOMBEO HIDRÁULICO**

Se seleccionarán bombas de engranajes debido a sus prestaciones como elevadas presiones con desplazamiento elevado, cuya aplicación es idónea para prensas hidráulicas.

De las bombas de engranajes seleccionamos la marca PARKER debido a tener bombas de elevada presión de operación comparada con otros proveedores vistos anteriormente.

Notamos que las bombas de PARQUER en su mayoría trabajan de 500 a 3000 RPM, por lo que trabajaremos en un régimen medio de 1500RPM en caso de seleccionar motores síncronos de 4 polos ya que es la velocidad nominal con la frecuencia de la red de distribución nacional.

### 5.1.1. CÁLCULO DE LA POTENCIA DE LA BOMBA

En primer lugar calculamos la velocidad media en el desplazamiento de salida del vástago que consume mayor caudal:

$$v = \frac{L}{t} = \frac{1.1}{21.4} = 0.05 \text{ m/s} = 5 \text{ cm/s}$$

$$Q = v * A$$

$$Q = 0.05 * \left( 0.280 * 0.280 * \frac{3.1415}{4} \right)$$

$$Q = 0.05 * (0.06157) = 3.078 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 184.68 \text{ lpm}$$

Sin tomar las pérdidas de carga la presión en el lado del embolo sería:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{981000}{0.06157} = 159.33 \text{ bar}$$

### ***CALCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN EL MOVIMIENTO DE SALIDA DEL VÁSTAGO.***

Calculamos el caudal en la salida del vástago:

$$Q_1 = v * A_1$$

$$v = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{Q_1}{A_1}$$

$$Q_2 = Q_1 * \frac{A_2}{A_1}$$

$$Q_2 = \frac{Q_1 * (A_1 - A_{vástago})}{A_1}$$

$$Q_2 = \frac{184.68 * (0.06157 - 0.01227)}{0.06157}$$

$$Q_2 = 147.87 \text{ lpm}$$

Calculamos la velocidad real en las tuberías:

$$v = \frac{Q_2}{A_{tub}}$$

$$v = \frac{4 * Q_2}{3.1415 * d^2_{tub}}$$

$$v = \frac{4 * (147.87) * 10^{-3}}{3.1415 * (0.0381)^2 * 60}$$

$$v = 2.16 \text{ m/s}$$

Hallamos el coeficiente de rozamiento “f” y el número de Reynolds.

$$Re = \frac{v * D}{\nu} \dots (\text{ec. 5.1})$$

La viscosidad cinemática del aceite según el catalogo del proveedor es 46 cSt.

Reemplazamos:

$$Re = \frac{2.16 * 0.0381}{4.6 * 10^{-5}} = 1789.04$$

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1789.04} = 0.0357$$

***Pérdida de presión en la tubería:***

$$\Delta P_{tub} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \dots (\text{ec. 5.2})$$

$$\Delta P_{tub} = 0.0357 * \frac{(5.969)}{0.0381} * 880 * \frac{(2.16)^2}{2} = 11511.88 = 0.15 \text{ bar}$$

### *Pérdida de presión en válvulas y accesorios:*

A continuación los accesorios que presentan pérdidas de carga en la línea crítica.

- Válvula reguladora de caudal
- Válvula de vías
- Válvula de seguridad
- Válvula de estrangulación
- En línea: 7 codos de 90° y 1 “T” por salida lateral.

Para estimar las pérdidas de presión en los accesorios de la línea crítica utilizamos la siguiente fórmula.

$$h = K \left( \frac{v^2}{2g} \right) \dots (\text{ec. 5.3})^{[42]}$$

En donde:

h: pérdida de carga o de energía (m)

K: coeficiente empírico (adimensional)

v: velocidad media del flujo (m/s)

g: aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

A continuación se muestra una tabla de coeficientes empíricos dimensionales “K”, para encontrar las pérdidas de carga en singularidades, de manera aproximada.

---

<sup>42</sup> Fórmula extraída de STREETER, Victor y E. Benjamin Wylie. Fundamentos de Mecánica de Fluidos. Mc Graw Hill. 8va. Edición

**TABLA N° 54. TABLA DE COEFICIENTES “K” PARA PERDIDA DE CARGA SINGULARES... [43]**

VALORES DEL COEFICIENTE "K" EN PERDIDAS SINGULARES		
ACCESORIOS	K	L/D
Válvula esférica (totalmente abierta)	10	350
Válvula en ángulo recto (totalmente abierta)	5	175
Válvula de seguridad (totalmente abierta)	2.5	-
Válvula de retención (totalmente abierta)	2	135
Válvula de compuerta (totalmente abierta)	0.2	13
Válvula de compuerta (abierta $\frac{3}{4}$ )	1.15	35
Válvula de compuerta (abierta $\frac{1}{2}$ )	5.6	160
Válvula de compuerta (abierta $\frac{1}{4}$ )	24	900
Válvula de mariposa (totalmente abierta)	-	40
“T” por la salida lateral	1.8	67
Codo a 90° de radio corto	0.9	32
Codo a 90° de radio normal	0.75	27
Codo a 90° de radio grande	0.6	20
Codo a 45° de radio corto	0.45	-
Codo a 45° de radio normal	0.4	-
Codo a 45° de radio grande	0.35	-

\*Fuente STREETER, Victor y E. Benjamin Wylie. *Fundamentos de Mecánica de Fluidos*. Mc Graw Hill. 8va. Edición.

- Válvula reguladora de caudal

$$h = K \left( \frac{v^2}{2g} \right) \dots (\text{ec. 5.4})$$

$$h = 2 \left( \frac{(2.16)^2}{2 * 9.81} \right)$$

$$h = 0.475 \text{ m} = 0.05 \text{ bar}$$

- Válvula de vías:

$$h = K \left( \frac{v^2}{2g} \right)$$

$$h = 5 \left( \frac{(2.16)^2}{2 * 9.81} \right)$$

<sup>43</sup> Fórmula extraída de STREETER, Victor y E. Benjamin Wylie. *Fundamentos de Mecánica de Fluidos*. Mc Graw Hill. 8va. Edición

$$h = 1.18 \text{ m} = 0.12 \text{ bar}$$

- Válvula de seguridad

$$h = K \left( \frac{v^2}{2g} \right)$$

$$h = 2.5 \left( \frac{(2.16)^2}{2 * 9.81} \right)$$

$$h = 0.594 \text{ m} = 0.06 \text{ bar}$$

- Válvula de estrangulación

$$h = K \left( \frac{v^2}{2g} \right)$$

$$h = 2 \left( \frac{(2.16)^2}{2 * 9.81} \right)$$

$$h = 0.475 \text{ m} = 0.05 \text{ bar}$$

- En línea: 7 codos de 90°

$$h = K \left( \frac{v^2}{2g} \right)$$

$$h = 7 * 0.9 * \left( \frac{(2.16)^2}{2 * 9.81} \right)$$

$$h = 1.49 \text{ m} = 0.15 \text{ bar}$$

- En línea: “T” por la salida lateral

$$h = K \left( \frac{v^2}{2g} \right)$$

$$h = 1 * 1.8 * \left( \frac{(2.16)^2}{2 * 9.81} \right)$$

$$h = 0.42\text{m} = 0.04\text{bar}$$

Total de pérdida de carga en singularidades:

$$\Delta P_{\text{accesorios}} = 0.05 + 0.12 + 0.06 + 0.05 + 0.15 + 0.04$$

$$\Delta P_{\text{accesorios}} = 0.425 \text{ bar}$$

Por lo tanto las pérdidas totales de presión lado del vástago:

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_{\text{tub}} + \Delta P_{\text{accesorios}}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 0.15 + 0.425 \text{ bar} = 0.575 \text{ bar}$$

Se realiza un D.C.L dentro del pistón y luego la sumatoria de fuerzas actuantes, entonces:

$$P_1 * A_1 = F + P_2 * A_2$$

$$P_1 = \frac{F}{A_1} + P_2 * \frac{A_2}{A_1} \dots (\text{ec. 5.5})$$

$$P_1 = \frac{981000}{0.06157} * 10^{-5} + 0.575 * \frac{0.01227}{0.06157}$$

$$P_1 = 159.33 + 0.114 = 159.44 \text{ bar}$$

Calculo del a pérdida de carga en el lado del émbolo:

$$v = \frac{Q_1}{A_{\text{tub}}}$$

$$v = \frac{Q_1}{A_{tub}}$$

$$v = \frac{4 * Q_1}{3.1415 * d^2_{tub}}$$

$$v = \frac{4 * (184.68) * 10^{-3}}{3.1415 * (0.0381)^2 * 60}$$

$$v = 2.69m/s$$

Hallando el número de Reynolds:

$$Re = \frac{v * D}{\nu}$$

$$Re = \frac{2.69 * 0.0381}{4.6 * 10^{-5}} = 2230.32$$

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{2230.32} = 0.0286$$

***Pérdida de presión en la tubería:***

$$\Delta P_{tub} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = 0.0286 * \frac{(5.969)}{0.0381} * 880 * \frac{(2.62)^2}{2} = 13533.11 = 0.13 \text{ bar}$$

***Presión requerida total:***

$$P_{total} = 159.44 + .13 = 159.57 \text{ bar}$$

En la siguiente tabla se muestran las especificaciones técnicas de las bombas de engranajes PARKER de la serie PGP/PGM 640:

**TABLA N° 55 : ESPECIFICACIONES ESTÁNDAR DE BOMBAS PGP/PGM 640**

Desplazamiento	Código	450	500	550	600	650	700	750	800	900	1000
	cm³/rev	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100
Max. Presión continua	bar	310	310	310	290	265	245	225	210	190	180
Min. Velocidad a máxima presión de salida	rpm	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
Máxima velocidad en ingreso & máxima presión de salida	rpm	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
Dimensión "X"	mm	132	136	136	138	138	142	142	142	150	150
Dimensión "Y"	mm	183	189	189	196	196	203	203	203	216	216
Peso aproximado	kg.	21.2	22	22	22.6	22.6	23.3	23.3	25	25.5	25.5

\*Fuente: "Catalogue HY30-3300/UK - Heavy-duty cast-iron Pumps and Motors - PARKER"

Con los datos que tenemos:

$$Q = 184.68 \text{ lpm}$$

$$P = 159.57 \text{ bar}$$

$$N = 1500 \text{ rpm} \text{ (Media estándar en máquinas de jaula de ardilla de 4 polos)}$$

Calculamos el desplazamiento mínimo de operación: ( $D_{mo}$ )

$$D_{mo} \left( \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right) = \frac{Q(\text{cm}^3/\text{min})}{N(\text{rpm})}$$

Reemplazando valores:

$$D_{mo}(cm^3/rev) = 102.6$$

a) Primera instancia:

Ingresando a la tabla se selecciona el desplazamiento superior inmediato al resultado, Código 1000 (Columna roja). Se procede a verificar que los otros parámetros sean adecuados. Se puede apreciar que la presión máxima de operación con este desplazamiento es de 180 bar presión insuficiente debido a que nuestra presión de prueba es de 240 bar por lo que descartamos esta posibilidad, si avanzamos a la derecha con desplazamientos mayores tenemos menos presión máxima de operación.

b) Segunda instancia:

Se observa que desplazamiento y la presión están en proporción inversa por lo que, vamos nuevamente a la tabla con una presión igual que 265 bar (columna verde en tabla), con este valor de presión se tiene un valor de desplazamiento igual a 70:

$$70 \frac{cm^3}{rev} * 1500rpm = 105 lpm < 184.68lpm$$

Tendríamos que trabajar a 2600rpm aproximadamente lo que demandaría el funcionamiento exigido del equipo reduciendo su vida útil.

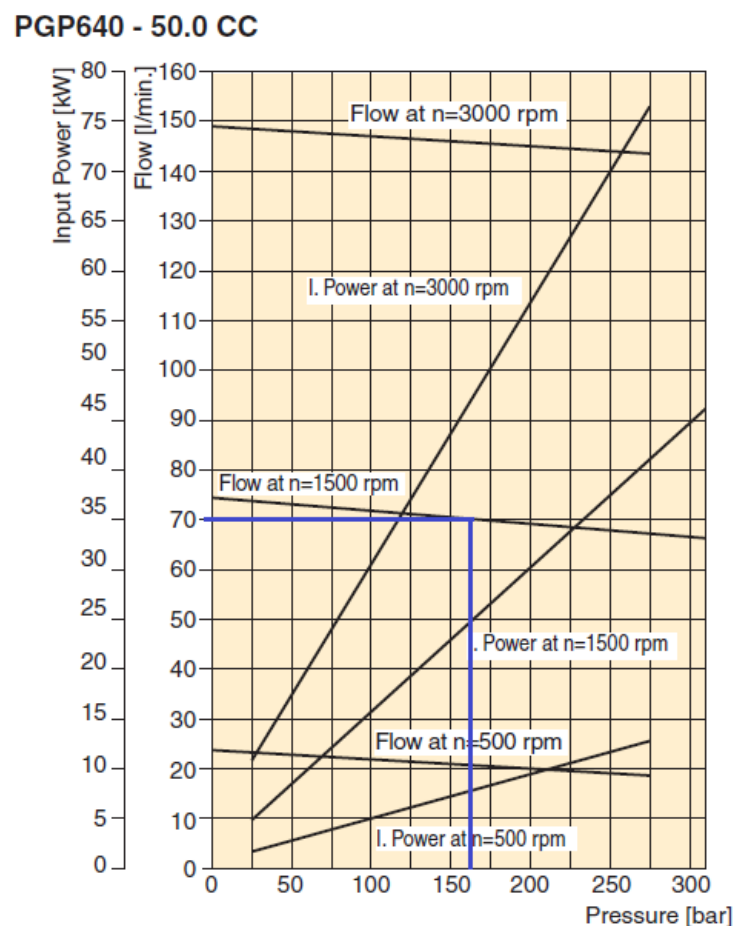
c) Tercera instancia:

Se concluye que trabajar con una sola bomba va a significar trabajar al límite, que nuestro desplazamiento mínimo es de 106.22 cc/rev encontrando un desplazamiento máximo de 100cc/rev para presiones que no cubren con las necesidades del sistema, por ende se toma la decisión de trabajar con dos bombas en paralelo.

Es decir para seleccionar la bomba se requiere ingresar a tablas con la mitad del desplazamiento es decir 53.11 Ingresando nuevamente a la tabla con este valor se selecciona la bomba con código 550 (Columna azul).

d) Cuarta instancia:

Comprobación de la selección de la bomba preliminar. El proveedor no proporciona gráficas de comportamiento de la bomba a 55cc, por lo que se procederá a hallar los datos necesarios en las gráficas de 50cc y de 65cc para una posterior interpolación a 55cc.



**Figura N° 84.** Curva características del comportamiento de la bomba a 50 (cc/rev).  
Fuente: “Catalogue HY30-3300/UK - Heavy-duty cast-iron Pumps and Motors - PARKER”

- Calculando el caudal a 1500rpm con desplazamiento de 50cc:

Datos de la gráfica:

$$N = 1500rpm ; Q = 70 lpm ; P = 159.57 bar$$

- Calculando el rendimiento volumétrico a 160 bar con desplazamiento de 50cc:

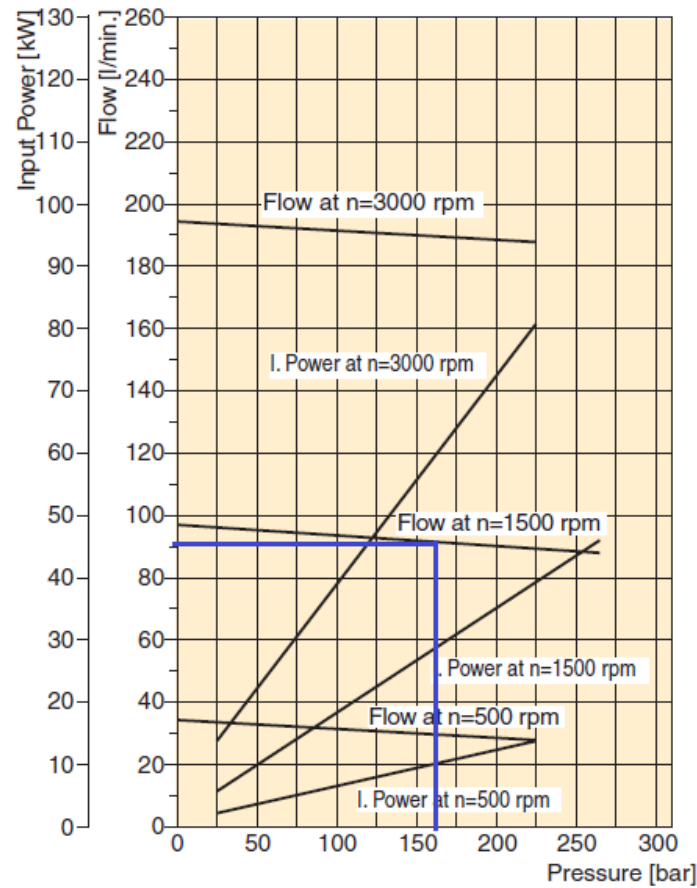
$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_t} \dots (ec. 5.6)$$

$$\eta_v = \frac{70}{(1500rpm \cdot 50 ltm)} = 0.933$$

El rendimiento volumétrico de la bomba es de 93.3 % a 1500rpm y 160 bar en la gráfica de bombas con desplazamiento de 50cc. Ahora se procede a hacer el mismo cálculo en la gráfica de bombas con desplazamiento de 65cc. Nos ubicamos en la presión del sistema siendo 160 bar trazamos la vertical hasta el cruce con la curva de régimen de giro de 1500rpm y se proyecta en el eje de las ordenadas hasta el eje izquierdo de caudal en litros por minuto.



PGP640 - 65.0 CC



**Figura N° 85.** Curva características del comportamiento de la bomba a 65 (cc/rev).  
Fuente: “Catalogue HY30-3300/UK - Heavy-duty cast-iron Pumps and Motors - PARKER”

- Calculando el caudal con desplazamiento de 65cc:

*Datos de la gráfica:*

$$N = 1500 \text{ rpm} ; Q = 92 \text{ lpm} ; P = 159.57 \text{ bar}$$

- Calculando el rendimiento a 250bar con desplazamiento de 65cc:

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_t}$$

$$\eta_v = \frac{90 \text{ lpm}}{(1500 \text{ rpm} \cdot 65 \text{ ltm})} = 0.923$$

El rendimiento de la bomba es de 92.3 % a 1500rpm y 159.57bar en la gráfica de bombas con desplazamiento de 65cc.

Calculo de caudal según curvas de comportamiento de bombas para un desplazamiento de 55cc.

*Datos:*  $D_0 = 50 \text{ cc/rev} ; Q_0 = 70 \text{ lpm}$

$$D_x = 55 \text{ cc/rev} ; Q_x = x$$

$$D_1 = 65 \text{ cc/rev} ; Q_1 = 92 \text{ lpm}$$

*Interpolation lineal:*

$$y_x = y_0 + \frac{x - x_0}{x_1 - x_0} (y_1 - y_0)$$

$$y_x = 70 + \frac{55 - 50}{65 - 50} (92 - 70)$$

$$y_x = 77.33 \text{ lpm}$$

Comprobamos la eficiencia de la bomba:

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_t}$$

$$\eta_b = \frac{77.33 \text{ lpm}}{(1500 \text{ rpm} \cdot 55 \text{ ltm})} = 0.93$$

Recordamos que el requerimiento de caudal mínimo para el sistema hidráulico es:

$$Q_{min} = 184.68 \text{ lpm}$$

Utilizando dos bombas en paralelo tendríamos el siguiente caudal:

$$Q_{55cc} = 2 * 77.33 \text{ lpm} = 154.66 \text{ lpm} > 184.68 \text{ lpm} \rightarrow NO$$

Observamos que el caudal real que brindarían dos bombas en paralelo de desplazamiento de 55cc no es suficiente para cubrir los requerimientos de caudal del sistema.

Ahora repetimos el análisis con una bomba de 65cc (sabemos de acuerdo a la tabla que su presión máxima es de 265bar > presión nominal):

De la figura 64 se puede obtener los datos del comportamiento real de la bomba:

$$N = 1500rpm ; Q = 92 \text{ lpm} ; P = 159.57 \text{ bar}$$

*Del cálculo previo:*

$$\eta_v = 0.93$$

Utilizando dos bombas en paralelo tendríamos el siguiente caudal:

$$Q_{65cc} = 2 * 92 \text{ lpm} = 184 \text{ lpm} \cong 184.68 \text{ lpm}$$

Pre Seleccionamos dos bombas **PGP/PGM 640 código 650.**

### 5.1.2. DETERMINACIÓN DEL EJE DE LA BOMBA

$$Torque_{eje}[Nm] = \frac{Desplazamiento[cc/rev] * Presión [bar]}{57.2} \dots (ec. 5.7)^{[44]}$$

$$Torque_{eje}[Nm] = \frac{65[cc/rev] * 160 [bar]}{57.2} = 181.81$$

Ingresamos a la siguiente tabla con el rating de torque de la bomba PGP/PGM 640 y el valor de torque hallado.

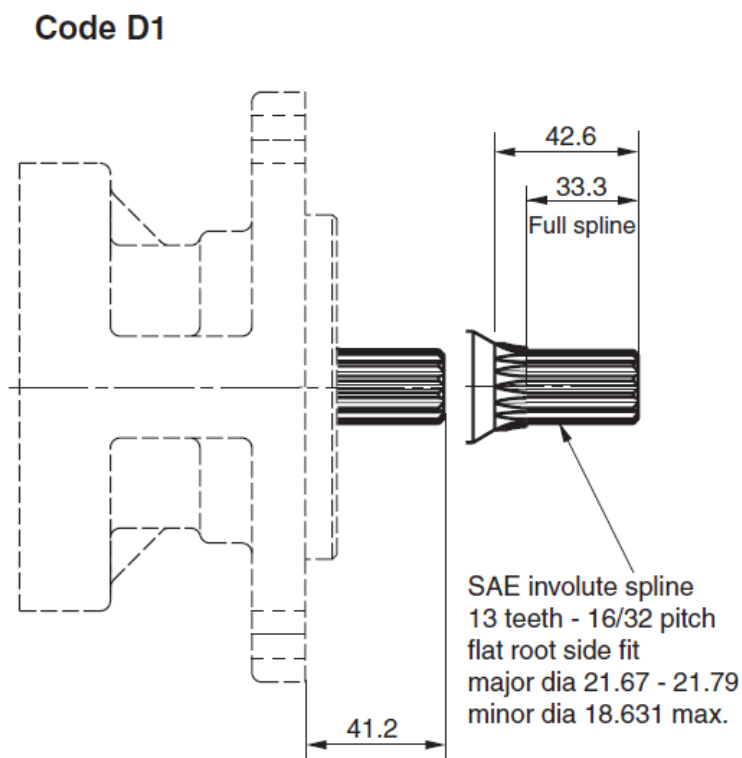
TABLA N° 56: CARGAS DE EJE DE BOMBA TIPO PGP/PGM 600

Código	DESCRIPCIÓN	TYPE	RATING DE TORQUE		
			620[Nm]	625[Nm]	640[Nm]
D1	13T, 16/32 DP, 41.2L, SAE "B"	estriado	272	272	328
E1	E1 15T, 16/32 DP, 46.0L, SAE "B-B"	estriado	460	460	503
E4	E4 14T, 12/24 DP, 55.6L, SAE "C"	estriado	—	-272	960
M3	M3 Ø25.4, 6.3 KEY, M8, 46L, SAE "B-B"	paralelo	325	325	—
T1	T1 Ø21.59, 11.2L, 4.0key, M14x1.5	Cónico 1:8	218	218	—
T2	T2 Ø25.0, 12.0L, 5.0 KEY, M16x1.5	Cónico 1:5	301	—	—
N1	N1 1 1/4" SAE-C	Enchavetado	—	—	678

\*Fuente: "PARKER Catalogue HY30-3300/UK - Heavy-duty cast-iron Pumps and Motors"

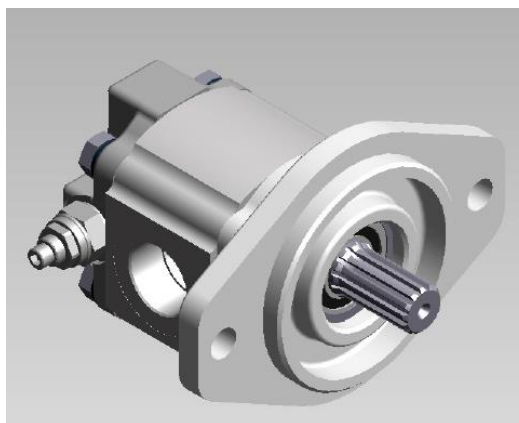
Seleccionamos el eje con código D1 cuya descripción indica que estamos seleccionando el siguiente eje:

<sup>44</sup> Fórmula extraída del catálogo de bombas y motores de Parker (pag78). Shaft Loads.



**Figura N° 86.** Características de eje estriado seleccionado. Fuente: “PARKER Catalogue HY30-3300/UK - Heavy-duty cast-iron Pumps and Motors”

- Diámetro mayor: 21.67 – 21.79mm
- Diámetro menor: 18.631 mm
- Tipo: 13T, 16/32 DP



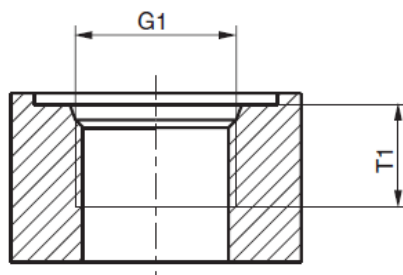
**Figura N° 87.** Vista isométrica de motor, detalle de eje estriado. Fuente: “PARKER

*Catalogue HY30-3300/UK - Heavy-duty cast-iron Pumps and Motors”*

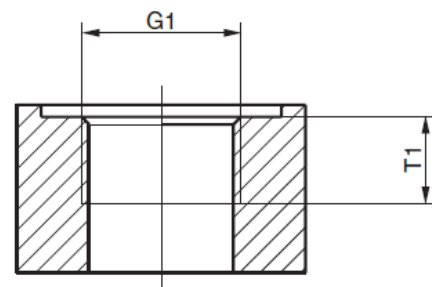
Entramos a la tabla de diámetro interno con los datos de hilo roscado interno para un diámetro interior de 1 ½” de puertos tenemos:

**PGP/PGM 640 Porting**

**Code D**  
SAE straight thread



**Code E**  
BSP - thread



**Figura N° 88.** Sección transversal de puertos (fuente catalogo Parker)

**TABLA N° 57: DIMENSIONES DE PUERTOS**

Código	G1	T1
	Dimensiones	
<b>D5</b>	1 1/16-12 UN	19
<b>D6</b>	1 5/16-12 UN	19
<b>D7</b>	1 5/8-12 UN	19
<b>D8</b>	1 7/8-12 UN	19
<b>E4</b>	5/8-14 BSP	16.3
<b>E5</b>	3/4-16 BSP	19
<b>E6</b>	1-11 BSP	18
<b>E7</b>	1 1/4-11 BSP	20
<b>E8</b>	1 1/2-11 BSP	22

\*Fuente: “PARKER Catalogue HY30-3300/UK - Heavy-duty cast-iron Pumps and Motors”

Seleccionamos para el para ambos puertos el código D8 debido a que para los racores de conexión flexible de 1 ½” se toma 3/8” adicionales al diámetro interior de estas.

### 5.1.3. SELECCIÓN FINAL DEL EQUIPO DE BOMBEO

Finalmente para la selección de la bomba se hace la orden al proveedor de la siguiente forma:

**TABLA N° 58: CÓDIGO DE PÉDIDO FINAL DE BOMBA SELECCIONADA**

PGP - 640 - A - 0650 - C - D1 - A4 - N - D8 – D8 - B1 - B1		
PGP	Gear Design / Type	PARKER Gear Pump
640	Series	600
A	Unidad	Unidad simple
650	Desplazamiento	65 cc/rev
C	Sentido de giro	Horario
D1	Eje	SAE "B" estriado, 13T, 16/32 DP
A4	Brida	Brida de montaje SAE de 4 pernos
N	Sello de eje	Sello de eje NBR
D8	Puerto de succión lateral	1 7/8-12 UN
D8	Puerto de presión lateral	1 7/8-12 UN
B1	Puerto de succión posterior	Ninguno
B1	Puerto de succión posterior	Ninguno

*\*Fuente propia*

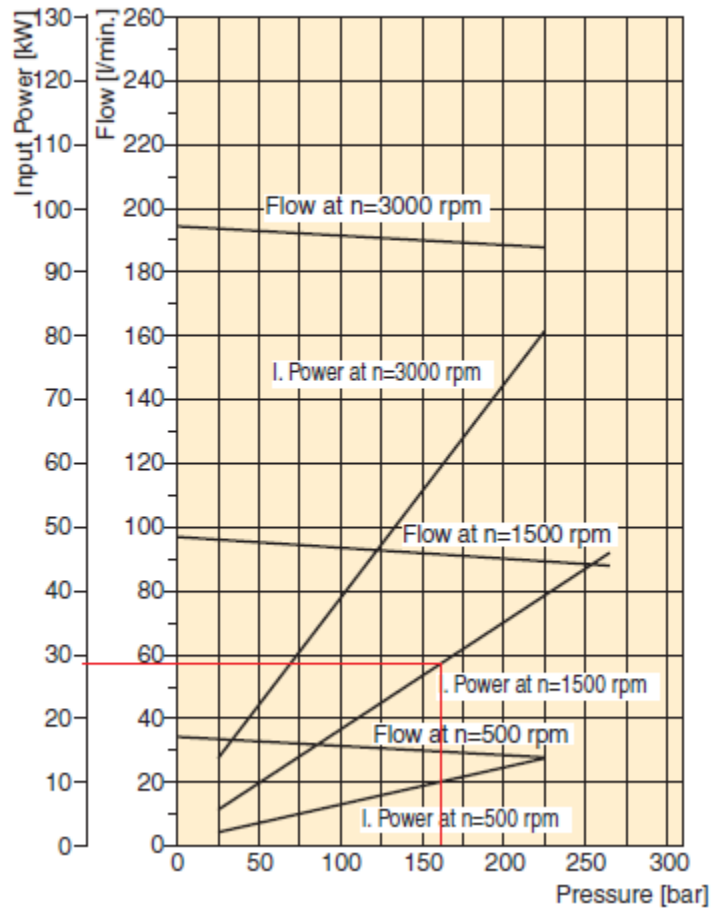
Ingresando a la gráfica de comportamiento de la bomba PGP540 con 65cc, hallamos la potencia real.

## 5.2. SELECCIÓN DE MOTOR

### 5.2.1. POTENCIA DEL MOTOR

De la gráfica de la bomba seleccionada, hallamos el valor de potencia de ingreso a la bomba en KW ingresando a la tabla con el caudal y la presión requeridos.

PGP640 - 65.0 CC



**Figura N° 89.-** Curva características del comportamiento de la bomba a 65 (cc/rev).  
Fuente: "Catalogue HY30-3300/UK - Heavy-duty cast-iron Pumps and Motors - PARKER"

La potencia nominal viene a ser:

$$Potencia_{bomba} = 28KW$$

Se necesita un motor eléctrico que aporte la potencia de la bomba entre la eficiencia teórica de la bomba que es 0.93, por lo que se requeriría una potencia de la bomba de 30KW.

### 5.2.2. NOMENCLATURA DE PROTECCIÓN IP

Primeramente se requiere seleccionar un grado de protección IP al motor. La nomenclatura estándar según IEC es 60529:

Nomenclatura estándar IEC 60529



**Figura N° 90.** Nomenclatura de protección IP de motores eléctricos. (Fuente: Wikipedia)

#### a. Primer dígito (IP [X] [ ])

El estándar IEC 60529 establece para el primer dígito que el equipo a ser certificado debe cumplir con alguna de las siguientes condiciones.

**TABLA N° 59: DESIGNACIÓN IP - PRIMER DÍGITO**

Nivel	Tamaño del objeto entrante	Efectivo contra
0	—	Sin protección
1	<50 mm	El elemento que debe utilizarse para la prueba (esfera de 50 mm de diámetro) no debe llegar a entrar por completo.
2	<12.5 mm	El elemento que debe utilizarse para la prueba (esfera de 12,5 mm de diámetro) no debe llegar a entrar por completo.
3	<2.5 mm	El elemento que debe utilizarse para la prueba (esfera de 2,5 mm de diámetro) no debe entrar en lo más mínimo.
4	<1 mm	El elemento que debe utilizarse para la prueba (esfera de 1 mm de diámetro) no debe entrar en lo más mínimo.
5	Protección contra polvo	La entrada de polvo no puede evitarse, pero el mismo no debe entrar en una cantidad tal que interfiera con el correcto funcionamiento del equipamiento.
6	Protección fuerte contra polvo	El polvo no debe entrar bajo ninguna circunstancia

\*Fuente. Wikipedia

#### b. Segundo dígito (IP - [ ] [X])

El estándar IEC 60529 establece para el segundo dígito que el equipo a ser certificado debe cumplir con alguna de las siguientes condiciones.

**TABLA N° 60: DESIGNACIÓN IP - SEGUNDO DÍGITO**

<b>Nivel</b>	<b>Protección frente a</b>	<b>Método de prueba</b>	<b>Resultados</b>
0	Sin protección.	Ninguno	El agua entrará en el equipamiento en poco tiempo.
1	Goteo de agua	Se coloca el equipamiento en su lugar de trabajo habitual.	No debe entrar el agua cuando se la deja caer, desde 200 mm de altura respecto del equipo, durante 10 minutos (a razón de 3-5 mm <sup>3</sup> por minuto)
2	Goteo de agua	Se coloca el equipamiento en su lugar de trabajo habitual.	No debe entrar el agua cuando se la deja caer, durante 10 minutos (a razón de 3-5 mm <sup>3</sup> por minuto). Dicha prueba se realizará cuatro veces a razón de una por cada giro de 15° tanto en sentido vertical como horizontal, partiendo cada vez de la posición normal de trabajo.
3	Agua nebulizada. (spray)	Se coloca el equipamiento en su lugar de trabajo habitual.	No debe entrar el agua nebulizada en un ángulo de hasta 60° a derecha e izquierda de la vertical a un promedio de 11 litros por minuto y a una presión de 80-100 kN/m <sup>2</sup> durante un tiempo que no sea menor a 5 minutos.
4	Chorros de agua	Se coloca el equipamiento en su lugar de trabajo habitual.	No debe entrar el agua arrojada desde cualquier ángulo a un promedio de 10 litros por minuto y a una presión de 80-100 kN/m <sup>2</sup> durante un tiempo que no sea menor a 5 minutos.
5	Chorros de agua.	Se coloca el equipamiento en su lugar de trabajo habitual.	No debe entrar el agua arrojada a chorro (desde cualquier ángulo) por medio de una boquilla de 6,3 mm de diámetro, a un promedio de 12,5 litros por minuto y a una presión de 30 kN/m <sup>2</sup> durante un tiempo que no sea menor a 3 minutos y a una distancia no menor de 3 metros.

6	Chorros muy potentes de agua.	Se coloca el equipamiento en su lugar de trabajo habitual.	No debe entrar el agua arrojada a chorros (desde cualquier ángulo) por medio de una boquilla de 12,5 mm de diámetro, a un promedio de 100 litros por minuto y a una presión de 100 kN/m <sup>2</sup> durante no menos de 3 minutos y a una distancia que no sea menor de 3 metros.
7	Inmersión completa en agua.	El objeto debe soportar sin filtración alguna la inmersión completa a 1 metro durante 30 minutos.	No debe entrar agua.
8	Inmersión completa y continúa en agua.	El equipamiento eléctrico / electrónico debe soportar (sin filtración alguna) la inmersión completa y continua a la profundidad y durante el tiempo que especifique el fabricante del producto con el acuerdo del cliente, pero siempre que resulten condiciones más severas que las especificadas para el valor 7.	No debe entrar agua
9K	Potentes chorros de agua a alta temperatura	Protegido en contra de chorros de corto alcance a alta presión y de alta temperatura.	Duración del Test:  Volumen de agua: 14–16 litros por minuto Presión: [8000–10000 kPa / 80–100 Bar] distancia de 0.1–0.15 m Temperatura del agua: 80 °C

\*Fuente. Wikipedia

Por lo tanto, el motor deberá tener un grado de IP54/IP55 ya que estará, habitualmente, expuesto a la intemperie.

### 5.2.2. SELECCIÓN DE MOTOR ELÉCTRICO

Para la selección del motor eléctrico encontramos en nuestro medio una de las marcas de mejor calidad y rendimiento, la marca WEG cuyo proveedor es la empresa Hidrostral

S.A. entre otras. Con el requerimiento de potencia de 30 KW, con 60 Hz de frecuencia con las tensiones de red de 220/480-380V. Seleccionamos los motores trifásicos de inducción de jaula de ardilla

## W22 - IE3 Premium Efficiency - 60 Hz

Potencia		Carcasa	Par nominal (kgfm)	Corriente con rotor trabado I/In	Par con rotor trabado T/In	Par máximo Tb/Tn	Momento de inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB(A)	RPM	380 V						Corriente nominal In (A)
								Caliente	Frio				% de la potencia nominal			Factor de potencia			
													50	75	100	50	75	100	
0,12	0,16	63	0,068	5,0	2,7	3,3	0,0005	48	106	6,7	48	1725	58,0	64,0	66,0	0,45	0,56	0,65	0,425
0,18	0,25	63	0,103	5,0	2,5	3	0,0006	39	86	7,7	48	1710	62,0	67,0	70,0	0,49	0,61	0,70	0,558
0,25	0,33	63	0,142	5,5	2,9	3,2	0,0007	30	66	8,2	48	1710	66,0	71,0	73,4	0,46	0,59	0,69	0,750
0,37	0,5	71	0,213	5,1	2,8	2,9	0,0007	52	114	8,5	47	1690	75,0	77,5	78,2	0,49	0,62	0,70	1,03
0,75	1	90S	0,416	7,6	2,6	3,2	0,0049	24	53	18,5	51	1755	80,0	84,0	85,5	0,60	0,72	0,79	1,69
1,1	1,5	L90S	0,610	7,6	2,7	3,2	0,0060	18	40	22,0	51	1755	82,5	85,5	86,5	0,60	0,73	0,80	2,42
1,5	2	L90S	0,832	7,7	2,8	3,3	0,0066	15	33	23,0	51	1755	84,0	86,0	86,5	0,59	0,72	0,80	3,29
2,2	3	100L	1,23	7,6	3,8	3,7	0,0097	24	53	33,0	54	1740	86,6	88,2	89,5	0,59	0,72	0,79	4,72
3	4	112M	1,66	7,8	2,6	3,5	0,0156	27	59	42,0	56	1760	87,2	89,0	89,5	0,58	0,70	0,79	6,45
3,7	5	112M	2,05	7,6	2,4	3,3	0,0181	23	51	44,0	56	1755	88,1	89,3	89,5	0,61	0,74	0,80	7,85
4,5	6	112M	2,51	7,0	2,4	3	0,0180	17	37	44,0	56	1745	88,7	89,5	89,5	0,61	0,74	0,80	9,55
5,5	7,5	132S	3,04	8,4	2,4	3,6	0,0488	16	35	67,0	58	1765	89,9	91,2	91,7	0,63	0,76	0,82	11,1
7,5	10	132S	4,14	8,2	2,3	3,5	0,0563	13	29	72,0	58	1765	90,8	91,6	92,0	0,66	0,78	0,84	14,7
9,2	12,5	132M/L	5,08	8,5	2,4	3,5	0,0676	9	20	86,0	58	1765	91,0	91,8	92,4	0,66	0,78	0,84	18,1
11	15	160M	6,04	7,6	2,9	3,4	0,1188	15	33	112	64	1775	90,6	92,4	92,7	0,63	0,75	0,81	22,2
15	20	160M	8,23	7,7	3	3,5	0,1471	13	29	133	64	1775	91,6	93,2	93,4	0,64	0,75	0,82	29,8
18,5	25	160L	10,2	7,3	2,7	3,2	0,1813	12	26	148	64	1770	92,4	93,6	93,8	0,64	0,75	0,81	36,9
22	30	180M	12,1	7,2	3	3	0,1919	20	44	176	64	1775	93,0	93,8	94,0	0,66	0,76	0,81	43,9
30	40	200M	16,5	6,6	2,5	2,8	0,3202	22	48	215	66	1775	93,6	94,2	94,4	0,70	0,79	0,84	57,4
37	50	200L	20,3	6,4	2,5	2,7	0,3728	20	44	243	66	1775	94,0	94,5	94,6	0,70	0,80	0,84	70,7
45	60	225S/M	24,6	7,5	2,4	2,8	0,6367	14	31	404	67	1780	94,2	94,7	95,1	0,71	0,80	0,85	84,5
55	75	225S/M	30,1	7,5	2,4	2,8	0,7346	12	26	430	67	1780	94,5	95,0	95,4	0,74	0,83	0,87	101
75	100	250S/M	41,0	8,5	3,4	3,6	1,01	12	26	505	68	1780	94,6	95,2	95,5	0,68	0,78	0,85	140
90	125	280S/M	49,1	7,2	2	2,7	1,87	24	53	683	73	1785	94,7	95,3	95,6	0,75	0,83	0,86	167
110	150	280S/M	60,0	7,9	2,4	2,9	2,33	20	44	753	73	1785	94,8	95,5	95,8	0,75	0,83	0,86	203
132	180	315S/M	71,8	7,4	2,4	2,6	3,00	24	53	958	75	1790	94,5	95,5	96,2	0,74	0,82	0,86	243
150	200	315S/M	81,6	7,8	2,7	2,7	3,55	20	44	1029	75	1790	94,9	95,9	96,2	0,73	0,82	0,86	276
185	250	315S/M	101	7,6	2,4	2,5	3,89	20	44	1072	75	1790	95,3	96,0	96,3	0,75	0,83	0,87	336
200	270	355M/L	109	7,4	2,3	2,4	5,76	25	55	1388	78	1790	95,4	96,1	96,3	0,76	0,83	0,86	367
220	300	355M/L	120	7,3	2,5	2,4	6,30	22	48	1438	78	1790	95,6	96,2	96,4	0,77	0,84	0,87	398
260	350	355M/L	141	7,3	2,3	2,3	7,20	20	44	1519	78	1790	95,8	96,4	96,5	0,78	0,85	0,87	470
300	400	355M/L	163	7,8	2,5	2,4	8,09	12	26	1615	78	1790	95,9	96,4	96,6	0,76	0,84	0,87	542
330	450	355M/L	180	7,8	2,6	2,6	9,51	14	31	1751	78	1790	96,0	96,5	96,7	0,73	0,82	0,86	603
370	500	355M/L	201	7,6	2,7	2,4	11,1	18	40	1916	78	1790	96,3	96,6	96,8	0,74	0,83	0,86	675
400	550	355M/L	218	7,4	2,4	2,4	11,6	15	33	1966	78	1790	96,3	96,6	96,8	0,74	0,83	0,86	731

Figura N° 91. Motores de aplicación general de hierro fundido 60Hz. Fuente: “catálogo de motores eléctricos WEG Línea W22”

Finalmente al tener dos bombas en paralelo las potencia eléctrica del sistema es la resultante de la suma de las potencias de las bombas por lo que.

Seleccionamos 2 motores eléctricos trifásicos de jaula de ardilla cerrados y autoventilados de 30KW tipo IE3 de la marca WEG.

### 5.3. SELECCIÓN DE EQUIPOS HIDRÁULICOS

Previamente se diseñó el circuito Oleo hidráulico apropiado cuyo requerimiento es el siguiente:

- 05 Actuadores con diferentes dimensiones y capacidades (calculados previamente)
- 10 Finales de carrera eléctricos de proximidad magnética
- 04 Válvulas direccionales de 4/2 vías con pilotaje eléctrico.
- 01 Válvula direccional de 5/3 vías con pilotaje eléctrico y con muelles de retorno.
- 01 Reguladores de caudal ajustable con pilotaje automático.
- 04 Válvulas de estrangulación ajustable.
- 01 Regulador de presión ajustable con drenaje
- 02 válvulas check
- 02 Válvulas de seguridad
- 02 ventiladores de refrigeración para el motor
- 02 enfriadores de aceite
- 02 filtros
- 01 Manifold de 5 x 1
- 03 Manifold de 2 x 1
- 05 Caudalímetros
- 01 Manómetro
- 02 motores eléctricos
- 02 bombas hidráulicas
- 01 depósito de aceite.

Procedemos con la selección de equipos hidráulicos:

## **FINALES DE CARRERA ELÉCTRICOS DE PROXIMIDAD MAGNÉTICA**

Estos sensores de proximidad, reaccionan ante los campos magnéticos de imanes permanentes y de electroimanes activando así los contactares normalmente abiertos o cerrados gracias al campo magnético creado por la sonda que es un imán permanente o electroimán la cual estará insertada en el émbolo del cilindro activándose así el relé correspondiente, estos finales de carrera de proximidad son ideales para el control hidráulico o neumático en condiciones limitadas de contacto con finales de carrera electromecánicos.

La empresa peruana Globel Perú entre otras es una de los proveedores locales de diferentes marcas reconocidas a nivel mundial en lo que se refiere a equipos y accesorios en el rubro de electricidad y electrónica.

La marca Allen-Bradley trae una amplia gama de sensores de proximidad. La selección del sensor de proximidad varía únicamente en las dimensiones, material del transductor y diámetro equivalente de la sección cilíndrica del mismo.



Tubular Sensors  
**871C Analog Output, 3-Wire DC**  
Plastic Face/Nickel-Plated Brass Barrel

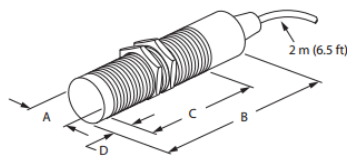


**871C Cable Style**  
12, 18, 30 mm

**Correction Factors**

Target Material	Correction Factors
Steel	1.0
Stainless Steel	0.7...0.8
Brass	0.4...0.5
Aluminum	0.3...0.4
Copper	0.2...0.3

**Approximate Dimensions [mm (in.)]**



**Specifications**

	12 mm	18 mm	30 mm
Analog Output	0...10V Sourcing		
Load Current	5 mA		
Operating Voltage	18...30V DC		
Repeatability	≤1%		
Ripple	10%		
Slew Speed	1.0V/ms	0.7V/ms	0.1V/ms
Δ Output/Δ Distance	0.25 mm/V	0.375 mm/V	0.875 mm/V
Linearity Tolerance	6.25%		
Temperature Drift	±0.3V		
Protection Type	Transient noise, reverse polarity, short-circuit, and overload		
Certifications	CE Marked for all applicable directives		
Enclosure Type Rating	NEMA 1, 2, 3, 4, 12, 13; IP67 (IEC529)		
Housing Material	Nickel-plated brass barrel, plastic face (PBT)		
Connection Type	Cable: 2 m (6.5 ft) length, 3-conductor PVC		
LED	None		
Operating Temperature [C (F)]	-25...+70 ° (-13...+158 °)		
Shock	30 g, 11 ms		
Vibration	55 Hz, 1 mm amplitude, 3 planes		

**Figura N° 92.** Especificaciones técnicas del sensor magnético de proximidad inductivo.  
Fuente: Catálogo de Allen-Bradley

**5.3.1. VÁLVULAS DIRECCIONALES:**

El requerimiento es de:

- 04 Válvulas direccionales de 4/2 vías con pilotaje eléctrico.
- 01 Válvula direccional de 5/3 vías con pilotaje eléctrico y con muelles de retorno.

ENERPAC es una marca con una amplia gama de productos hidráulicos. La línea de válvulas Enerpac, diseñada y fabricada para un funcionamiento seguro de hasta 10,000 psi, permite el montaje directo en la bomba o a distancia, operación en forma manual o mediante solenoide e instalación en línea, brindando soluciones flexibles para controlar nuestro sistema hidráulico. En el Perú UNIMAQ S.A. es proveedor de ENERPAC, seleccionamos Las válvulas correspondientes cumplen con los requerimientos de presión y caudal, las seleccionamos por su configuración.

## Válvulas modulares direccionales

## Serie VP

Foto: VP-12



### Válvulas de solenoide direccionales

- Diseño de válvula de resorte dual para impedir fugas internas
- Válvula de retención de admisión estándar
- Conmutación de régimen elevado
- Apilable hasta una altura de 8 estaciones de válvulas
- Presión de funcionamiento: 250-5000 psi
- Capacidad de flujo de aceite 427 pulg<sup>3</sup>/min (7 l/min) a 5000 psi
- Capacidad de flujo de aceite 915 pulg<sup>3</sup>/min (15 l/min) a 0 psi
- Filtración integrada y conexiones hidráulicas calibre 1/4"
- Múltiples opciones de voltaje

Presión: 5000 psi

Flujo máx: 915 pulg<sup>3</sup>/min (15 l/min)

**E** Modular directional valves

**F** Electro distributeurs

**D** Wegesitzventile

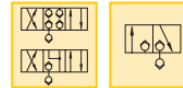


Figura N° 93. Especificaciones técnicas de válvulas direccionales con pilotaje eléctrico o de solenoide. Fuente: Catálogo ENERPAC

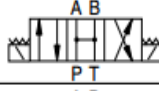
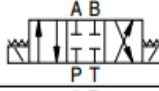
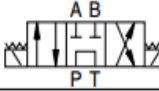
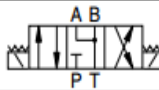
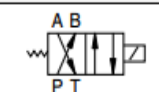
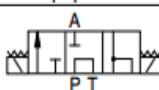
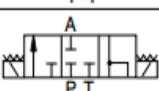
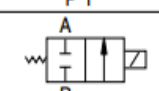
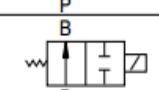
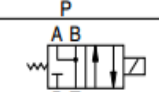
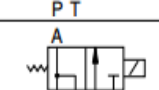
## Válvulas modulares accionadas por solenoide

**ENERPAC**   
POWERFUL SOLUTIONS. GLOBAL FORCE.

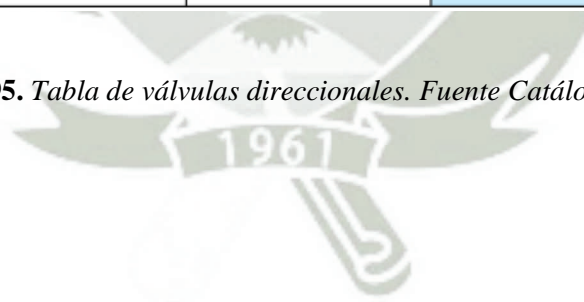
▼ De arriba hacia abajo: VEC-15600D, VEK-15000B, VEC-15000B



Figura N° 94. Válvulas modulares accionadas por solenoide. Fuente: Catálogo ENERPAC.

Diagrama del flujo de la válvula	Utilizadas con cilindros de	Código de la válvula	Símbolo hidráulico
4-vías, 3-posiciones (4/3) centro abierto	Doble acción	<b>A</b>	
4-vías, 3-posiciones (4/3) centro cerrado	Doble acción	<b>B</b>	
4-vías, 3-posiciones (4/3) centro en tándem	Doble acción	<b>C</b>	
4-vías, 3-posiciones (4/3) centro flotante	Doble acción	<b>D</b>	
4-vías, 2-posiciones (4/2) compensación cruzada	Doble acción	<b>E</b>	
3-vías, 3 posiciones (3/3) centro en tándem	Simple acción	<b>F</b>	
3-vías, 3-posiciones (3/3) centro cerrado	Simple acción	<b>G</b>	
2-vías, 2-posiciones (2/2) normalmente cerrada	Descarga del sistema	<b>H*</b>	
2-vías, 2-posiciones (2/2) normalmente abierta		<b>K*</b>	
4-vías, 2-posiciones (4/2) compensación flotante	Doble acción	<b>M</b>	
3-vías, 2-posiciones (3/2) normalmente abierta	Simple acción	<b>P</b>	

**Figura N° 95.** Tabla de válvulas direccionales. Fuente Catálogo ENERPAC.



▼ Así se genera un número de modelo para encargar una válvula modular de solenoide:

<b>VEA</b>	-	<b>1</b>	<b>5</b>	<b>600</b>	-	<b>D</b>
1		2	3	4		5
Código de válvula modular		Capacidad de flujo	Voltaje	Válvulas auxiliares		Manifold

**1 Código de válvula modular**

A = 4/3 Centro abierto  
 B = 4/3 Centro cerrado  
 C = 4/3 Centro en tándem  
 D = 4/3 Centro flotante  
 E = 4/2 Compensación cruzada  
 F = 3/3 Centro en tándem  
 G = 3/3 Centro cerrado  
 H = 2/2 Normalmente cerrado  
 K = 2/2 Normalmente abierto  
 M = 4/2 Compensación flotante  
 P = 3/2 Normalmente abierto

**2 Capacidad de flujo de aceite**  
 1 = 920 pulg<sup>3</sup> por minuto (15 l/min)

**3 Voltaje de solenoide**  
 1 = 24 VCC, 50 / 60 Hz  
 2 = 230 V, 1 monofásica, 50 Hz  
 5 = 115 V, 1 monofásica, 60 Hz  
 6 = 230 V, 1 monofásica, 60 Hz

**Ejemplo** \_\_\_\_\_  
 La válvula **VEA-15600-D** es una válvula modular con una trayectoria de flujo de centro abierto de 4 vías y 3 posiciones, de 115 VCA y con válvula integrada de retención accionada por piloto para montaje en una bomba Enerpac.  
 Se incluye kit de pernos **BK-2**.

**4 Válvulas auxiliares**

000 = Sin válvulas auxiliares  
 100 = Válvula de alivio **VS-11** únicamente  
 150 = Válvula de alivio **VS-11** y válvula de retención accionada por piloto de 3 vías **VS-51** únicamente para **VEF/VEG**  
 160 = Válvula de alivio **VS-11** y válvula de retención accionada por piloto de 4 vías **VS-61** únicamente para **VEA/VEB/VEC/VED**  
 500 = Válvula de retención accionada por piloto de 3 vías **VS-51** únicamente para **VEF/VEG**  
 600 = Válvula de retención de 4 vías accionada por piloto **VS-61** únicamente para **VEA/VEB/VEC/VED**

**5 Manifold**

A = Sin múltiple  
 B = Manifold de montaje remoto  
 D = Manifold montado en bomba únicamente para **VEA/VEC/VEF**

Figura N° 96. Selección de válvulas direccionales. Fuente: Catálogo ENERPAC.

Seleccionamos:

- Una válvula VEB – 12000A
- Una válvula VEE – 12000 A

### 5.3.2. VALVULAS DE CONTROL DE FLUJO Y PRESIÓN

La función de las válvulas de regulación de caudal ajustable como su nombre lo dice

estrangula el caudal de entrada reduciendo el área de salida del flujo de aceite a un caudal deseable en nuestro caso será Para el caso de las válvulas reguladoras de caudal también acudimos al catálogo de ENERPAC.

## Válvulas de control de flujo y presión

▼ De izquierda a derecha: V-152, V-66, V-82, V-161, V-42, V-17



- Todas las válvulas tienen asignada una presión de servicio de 10,000 psi
- Todas las válvulas cuentan con conexiones NPTF para garantizar la protección contra fugas con la presión nominal asignada
- Todas las válvulas están pintadas, revestidas o niqueladas para brindar mayor resistencia a la corrosión

**Figura N° 97.** Válvulas de control de flujo y presión. Fuente: Catálogo ENERPAC





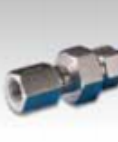








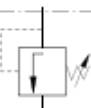

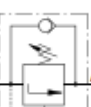
Tipo de válvula y número de modelo		Descripción		Símbolo hidráulico
Válvula de aguja V-82 V-182F V-8F		<b>V-82:</b> Para controlar la velocidad del cilindro. También puede utilizarse como válvula de cierre para retenciones de la carga temporales. Tiene conexiones hembra de 3/8" NPTF. <b>V-182:</b> Similar a V-82 pero con puertos hembra	1/4" NPTF. También apropiado para usarse como protección de manómetro. <b>V-8F:</b> Parecida a la V-82, pero con dosificación muy fina para lograr un control preciso del caudal. <b>No se recomienda su uso como válvula de cierre.</b>	
Válvula amortiguadora V-91		<b>V-91:</b> Regulable para dosificar el aceite que sale del medidor con el fin de evitar que la aguja del manómetro se rompa cuando se liberan la carga o la presión en forma repentina. También se la puede utilizar como válvula de cierre para proteger	al manómetro en aplicaciones de ciclo frecuente. Roscas hembra y macho de 1/2" NPTF para usarlas con los adaptadores del manómetro GA-1, GA-2 o GA-4.	
Válvula Auto Damper® de amortiguación automática V-10		<b>V-10:</b> Para usarse cuando se debe controlar la presión del manómetro en aplicaciones de ciclos frecuentes. Crea una resistencia al flujo cuando se libera una carga en forma repentina.	No requiere ajustes. Roscas hembra y macho de 1/2" NPTF para usarlas con los adaptadores del manómetro GA-1, GA-2 o GA-4.	
Válvula de retención V-17		<b>V-17:</b> Construcción sólida para resistir impactos y operar con una baja caída de presión. Se cierra suavemente sin golpes. Tiene conexiones hembra de 3/8" NPTF.		
Válvula de retención de mando indirecto V-42		<b>V-42:</b> Puede montarse en el cilindro para retener la carga en caso de pérdida de presión en el sistema. Se la usa normalmente con cilindros de doble acción en los que la conexión piloto recibe la presión desde un conector en T en la línea de	retracción del cilindro. Tiene conexiones hembra de 3/8" NPTF. Relación de la presión del piloto 14% (6.5:1).	
Válvula de retención accionada manualmente V-66* V-66F		<b>V-66:</b> Se utiliza para aplicaciones de retención de carga con cilindros de simple o doble acción. Se abre la válvula manualmente para permitir que el aceite regrese al tanque cuando el cilindro se retrae.	<b>V-66F:</b> Parecida a la V-66, pero con capacidad de dosificación muy fina para lograr un control preciso del flujo. No diseñada para aplicaciones de sujeción de cargas.	
Válvula de alivio de presión V-152*		<b>V-152:</b> Limita la presión que desarrolla la bomba en el circuito hidráulico y de esta manera limita también la fuerza creada por otros componentes. Se abre la válvula cada vez que se alcanza la presión preestablecida. Para aumentar la configuración del valor de la presión, gire la	palanca en sentido horario. Incluye: • conjunto de manguera de línea de retorno de 3 pies. • repetibilidad de ±3% e • intervalo de ajuste de 800-10,000 psi.	
Válvula secuencial V-161		<b>V-161:</b> Para controlar el flujo de aceite hacia un circuito secundario. Se bloquea el caudal hasta que la presión del sistema llega al valor de la configuración de la válvula V-161. Una vez alcanzado este nivel de presión, se abre	la válvula V-161 para permitir el flujo hacia el circuito secundario. Siempre se mantiene una diferencia de presión entre el circuito primario y el secundario. <b>Presión mínima de operación: 2000 psi.</b>	

Figura N° 98. Configuraciones de Válvulas de control de Flujo. Fuente: Catálogo ENERPAC

Seleccionamos:

- 01 Válvulas V-8F – (Válvula de aguja o de estrangulación)
- 01 Válvula V-66F – (Válvula de control ajustable de flujo o de retención accionada manualmente)
- 02 Válvulas V-17 – (Válvula de retención o válvula check)

- 03 Válvula V-152 (Válvula de alivio de presión / Válvula de seguridad)

### 5.3.3. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN:

- MANÓMETROS

Ensamblaje del adaptador del manómetro
ENERPAC
POWERFUL SOLUTIONS. GLOBAL FORCE.

▼ GA45GC



Presión de operación máxima:  
**10,000 psi**


Conexión 1:  
**3/8" rosca NPTF macho de 3/8"**

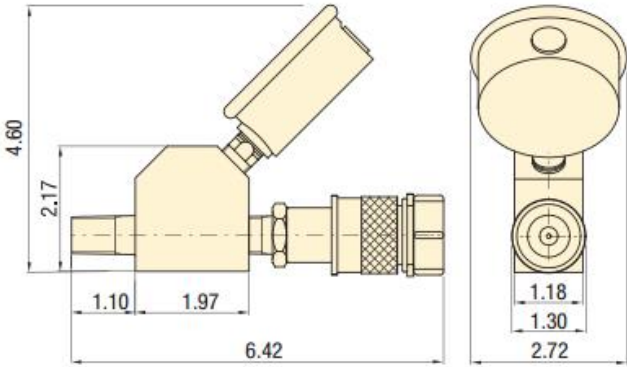
Conexión 2:  
**Acoplador CR-400**

**El adaptador del manómetro en ángulo de 45° mejora las condiciones de trabajo seguro**

Figura N° 99. Manómetro ENERPAC GA45GC. Fuente Catalogo ENERPAC.

▼ El ensamble del adaptador del manómetro es la ventana del sistema; permite una lectura fácil de la presión para un funcionamiento seguro.





No. de modelo	Puerto del manómetro	Extremo macho	Extremo hembra	Rango del manómetro	
				(psi)	(bar)
GA45GC	G2535L	3/8" NPTF	CR-400	0-10,000	0-700

Figura N° 100. Características de manómetro ENERPAC. Fuente: Catalogo ENERPAC

## CAUDALÍMETROS:

El proveedor ENERPAC no cuenta con medidores de flujo por lo que seleccionamos el caudalímetro de SIEMENS, otra marca líder accesible en Perú.

## CONTADOR DE CAUDAL SITRANS F M

**Sinopsis**



**Datos técnicos**

<b>Contador</b>	
<b>Precisión</b>	Calibración estándar: ± 0,4% ± 2 mm/s Calibración ampliada DN 50 ... DN 300 (2" ... 12"): ± 0,2 % del caudal ± 2 mm/s
<b>Supresión de caudales lentos</b>	0,05 %
<b>Conductividad del fluido</b>	Agua limpia > 20 µs/cm
<b>Temperatura</b>	
Ambiente	-20 ... +60 °C (-4 ... +140 °F)
Fluidos	0 ... 70 °C (32 ... 158 °F)
Almacenamiento	-40 ... +70 °C (-40 ... +158 °F)
<b>Clasificación de la carcasa</b>	
Sensor separado	IP68 según EN 60529/NEMA 6P, 10 mH <sub>2</sub> O cont.
Versión compacta	IP68 según EN 60529/NEMA 6P, 3 mH <sub>2</sub> O for seis meses
<b>Certificados y homologaciones</b>	
<b>Calibración</b>	
• Calibración estándar	2 x 25 % y 2 x 90 %
• Etalonnage spécial	Calibración de 5 puntos : 20 %, 40 %, 60 %, 80 %, 100 % de Q <sub>max</sub> de fábrica

Figura N° 101. Contador de flujo SIEMENS SITRANS F M. Catálogo de SIEMENS

### Beneficios

#### Montaje sencillo

- Solución en montaje compacto o separado con cable preinstalado en fábrica
- Carcasa IP68/NEMA 6P. El sensor se puede enterrar.
- Alimentación de corriente flexible: batería interna o externa o alimentación por la red soportada por batería

#### Estabilidad a largo plazo/Bajo coste total de propiedad

- La ausencia de piezas móviles en una construcción robusta se traduce en menos desgaste.
- Las versiones básica y avanzada del transmisor con diferentes módulos de comunicación adicionales opcionales satisfacen diversos requisitos de los clientes y ofrecen una elevada rentabilidad.
- Incertidumbre máx. hasta 0,2%
- Medición bidireccional con un destacable rendimiento con caudales bajos
- Hasta diez años de servicio sin mantenimiento en las aplicaciones típicas

#### Informaciones inteligentes fácilmente disponibles

- Un sinfín de informaciones en el sitio
- Función de estadística y diagnóstico
- El módulo opcional GSM/GPRS de alto rendimiento constituye una solución eficiente para la medición y supervisión remotas a través de comunicaciones inalámbricas.

Figura N° 102. Beneficios de caudalímetro SIEMENS SITRANS F M

### 5.3.4. MANIFOLDS O DISTRIBUIDORES DE CONEXIÓN MÚLTIPLE

Según el requerimiento necesitamos un manifold que tenga como mínimo 5 conexiones hembra y otro manifold con mínimo 2 conexiones hembra, vemos la siguiente tabla del fabricante ENERPAC de múltiples de distribución o Manifold.

Múltiples			
Descripción		Número de modelo	Dimensiones (pulg)
Manifold de 7 pulg. de largo con 7 conexiones hembra.		A-64	
Manifold de 14 pulg. de largo, que permite el montaje directo de las válvulas de control en el múltiple. 7 conexiones hembra.		A-65	
Manifold hexagonal de 6 conexiones. Se suministra con tapones para todas las conexiones de 3/8"-18 NPTF.		A-66	
Manifold premontado Funciona como una válvula de flujo dividido para controlar 2 a 4 cilindros de simple acción simultáneamente. Todas las conexiones son de 3/8"-18 NPTF.		AM-21 AM-41	

Figura N° 103. Características de manifolds ENERPAC.

Seleccionamos entonces:

- 01 Manifold A-65
- 01 Manifold AM -41

### 5.3.5. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE ACEITE

Utilizamos un sistema de refrigeración de aceite con ventilación de aire, de la marca HYDAC.

### REFRIGERADORES DE ACEITE-AIRE

#### DESCRIPCIÓN

#### GENERALIDADES

En los sistemas hidráulicos, la energía se transforma y se transporta. La tarea del refrigerador es evacuar este calor.

#### VENTAJAS DEL REFRIGERADOR DE ACEITE-AIRE

- Es ecológico; es imposible intercambiar agua/aceite
- Para la puesta en marcha sólo se requiere la energía eléctrica
- ningún otro circuito para el medio refrigerante aire

ELD 0-4.5



ELD 0-4.5

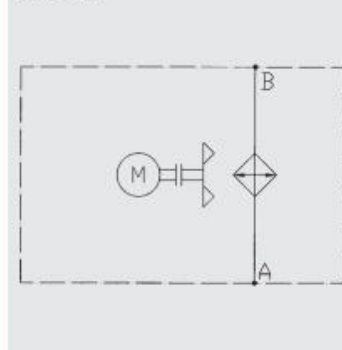


Figura N° 104. Refrigerador aceite – aire. Fuente catalogo HYDAC

Para seleccionar el equipo apropiado se debe primero conocer la potencia disipada por un motor eléctrico. Para esto se considera 20% de pérdida de potencia disipada es decir:

$$P = 37KW(0.2) = 7.4KW = 6362.8Kcal/h$$

Las condiciones ambientales en Arequipa se supondrán con una máxima de 35°C y una mínima de -5°C. Un fluido hidráulico que supera los 82°C se considera no apto para su operación, esto se puede deber a que su viscosidad fue decreciendo y el recalentamiento de equipos, válvulas y tuberías. El rango de temperaturas en operación normal es de temperaturas ambientales a 60°C aproximadamente.

El fabricante HYDAC recomienda la siguiente fórmula para la selección del enfriador:

$$P_v = \frac{\Delta T \cdot C_{aceite} \cdot \rho_{aceite} \cdot V_{deposito}}{t \cdot 60} \dots (ec. 5.9)^{[45]}$$

Donde:

$P_v$ : Potencia de disipación [kW]

$P_{ref.esp}$ : Potencia de refrigeración específica. [kW/°K]

<sup>45</sup> Fórmula extraída del catálogo de HYDAC de refrigeradores aceite-aire

$V_{deposito}$ : Contenido del depósito [l]

$\rho_{aceite}$ : Densidad [kg/l] para aceite mineral: 0.88 kg/l

$C_{aceite}$ : Capacidad calorífica específico. [kJ/kg°K] para aceite mineral 1,88 kJ/kg°K

$\Delta T$ : Aumento de temperatura en el sistema [°K] Asumimos un cambio de temperatura crítico de 20°C a 80°C.

$t$ : Tiempo de servicio [min] Según acotaciones del fabricante en dos horas de servicio se alcanza temperaturas límite.

Reemplazando en la fórmula:

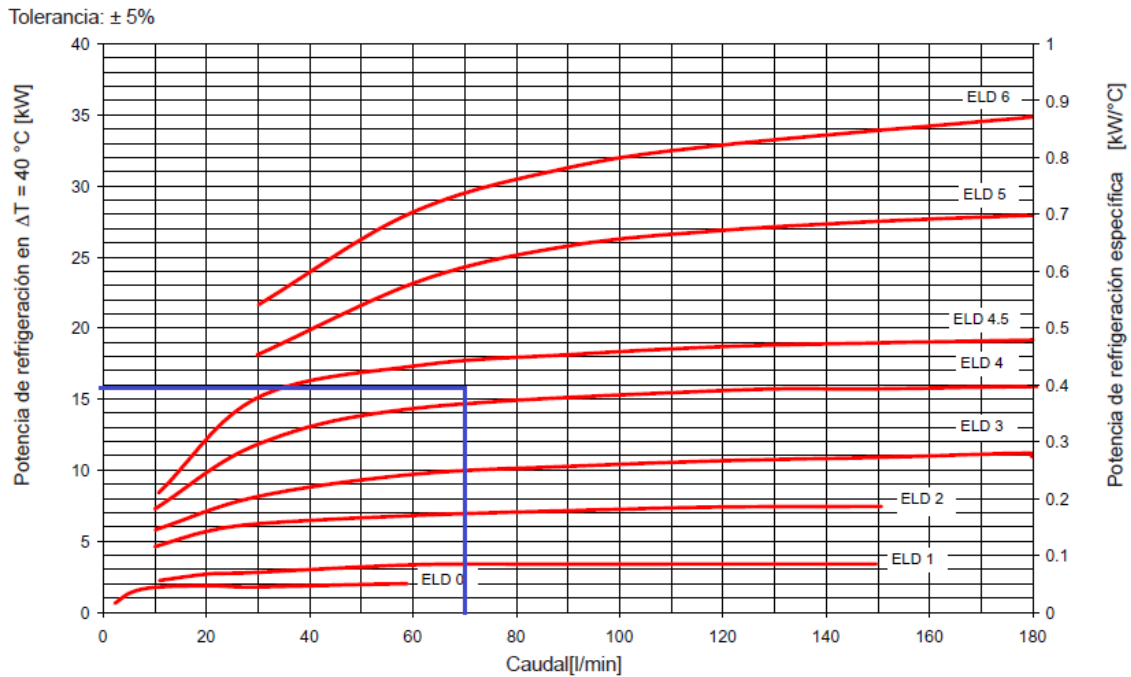
$$P_v = \frac{(60) \cdot (1.88 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}) \cdot (0.88 \text{ kg/l})(1170\text{l})}{2 * 60 * 60} = 16.13 \text{ KW}$$

Por otro lado la fórmula de potencia de refrigeración específica según recomendaciones del fabricante es:

$$P_{ref.esp} = \frac{P_v}{T_{recomendada} - T_{ambiente}} \dots (\text{ec. 5. 10})$$

$$P_{ref.esp} = \frac{16.13}{60 - 25} = 0.46 \text{ KW}/^\circ\text{K}$$

Con la potencia de refrigeración específica obtenida y el caudal independiente por cada bomba (65 lpm) ingresamos a la gráfica proyectando los ejes respectivos.



**Figura N° 105.** Gráfica de potencia de refrigeración específica.

Notase que la intersección está entre las curvas ELD4 y ELD4.5.

Seleccionamos ELD4.5 debido a tener mayor rango de potencia de refrigeración.

Con esta selección ingresamos al siguiente cuadro donde notamos que los refrigeradores ELD4.5 poseen las características muy similares por lo que procederemos a definir la selección.

Tipo de refrigerador	Tensión [V]	Caudal de aceite a 1,5 bar, potencia de disipación [l/min]	Corriente nominal con tensión nominal [A]	Potencia de motor [kW]	Fusible recomendado [A]	Diámetro de ventilador [mm]	Clase de protección IP [-]	Umbral de ruido (distancia 1m) [dB(A)]	Máx. presión de servicio [bar]	Máx. temperatura de aceite [°C]	Máx. viscosidad [mm <sup>2</sup> /s]	Peso [kg]
ELD0	12	30	3.0	0.05	5	140	67	68	16	130	2000	2.7
ELD0	24	30	1.6	0.05	5	140	67	68	16	130	2000	2.7
ELD1	12	90	8.0	0.10	15	190	67	73	16	130	2000	4.0
ELD1	24	90	3.2	0.10	7.5	190	67	73	16	130	2000	4.0
ELD2	12	170	9.4	0.14	20	255	67	74	16	130	2000	9.4
ELD2	24	170	5.2	0.14	15	255	67	74	16	130	2000	9.4
ELD3	12	180	17.5	0.23	25	305	67	79	16	130	2000	11
ELD3	24	180	8	0.23	20	305	67	79	16	130	2000	11
ELD4	12	180	22.5	0.30	30	385	67	76	16	130	2000	15.9
ELD4	24	180	10.5	0.30	20	385	67	76	16	130	2000	15.9
ELD4.5	12	280	22.5	0.30	30	385	67	76	16	130	2000	22
ELD4.5	24	280	10.5	0.30	20	385	67	76	16	130	2000	22
ELD5	12	170	35	0.46	2x25	305	67	80	16	130	2000	30.3
ELD5	24	170	16	0.46	2x20	305	67	80	16	130	2000	30.3
ELD6	12	140	45	0.60	2x30	385	67	77	16	130	2000	36.6
ELD6	24	140	21	0.60	2x20	385	67	77	16	130	2000	36.6

**Figura N° 106.** Cuadro de características de refrigeradores aceite-aire

Sseleccionamos el refrigerador de **ELD4.5 de 24V.**

### 5.3.6. FILTROS

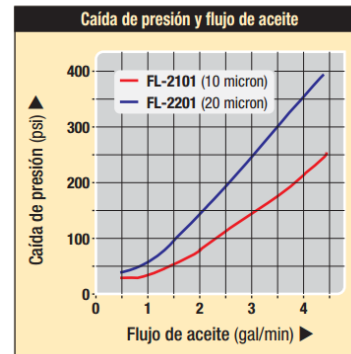
El fabricante ENERPAC muestra los filtros FL de alta presión cuyo nivel de filtración supera por el 100% a los filtros recomendados para sistemas hidráulicos de alta presión. Estos son filtros compactos en serie de alta presión, Su particularidad es que minimiza la posibilidad de acumulación de virutas y residuos que podrían estar líquido hidráulico por desgaste de algún componente, hecho que puede causar daño en los componentes del sistema hidráulico.

Este filtro usa una malla metálica plisada de acero inoxidable que brinda mayor área de filtración para una presión máxima de sistema de hasta 5000 psi.

### Filtración

**Filtro de 20 micrones** que brinda la vida útil más prolongada antes de que sea necesario cambiarlo

Se recomienda el **filtro de 10 micrones** para los componentes hidráulicos más sensibles



Serie FL

Figura N° 107. Características de filtros FL de ENERPAC. Fuente Catalogo ENERPAC

### 5.3.6. MANGUERAS HIDRÁULICAS

Se selecciona mangueras hidráulicas flexibles de alta resistencia a la presión y la abrasión en la marca DICSA.

#### Mangueras hidráulicas Triagle

Hydraulic hoses Triagle  
Tuyaux hydrauliques Triagle  
Tubi idraulici Triagle

##### Manguera EN 853 1SN /SAE 100 R1AT

EN 853 1SN /SAE 100 R1AT Hose

Tuyau EN 853 1SN /SAE 100 R1AT

Tubi EN 853 1SN /SAE 100 R1AT




DN	Ø INNER Ø INT.	Part n° Referencia	€
3/16"	4,8	ML223003	6,93
1/4"	6,7	ML223004	5,46
5/16"	8	ML223005	5,64
3/8"	9,85	ML223006	6,86
1/2"	12,7	ML223008	8,31
5/8"	16	ML223010	10,86
3/4"	19	ML223012	12,20
1"	25,4	ML223016	17,05
1"1/4	31,8	ML223020	24,40
1"1/2	38,1	ML223024	32,65
2"	50,2	ML223032	42,30

Figura N° 108. Mangueras hidráulicas flexibles triagle, Catalogo DICSA

Características		
<ul style="list-style-type: none"> <li>Usado previsto: hidráulico</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Material: de caucho sintético</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Otras características: a prueba de abrasión, resistente al aceite, resistente a las intemperies, especial, con trenzado de acero</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Diámetro interno: Mín.: 5 mm Máx.: 51.2 mm</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Diámetro externo: Mín.: 11.8 mm Máx.: 63 mm</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Presión: Mín.: 40 bar (580.15 psi) Máx.: 250 bar (3625.94 psi)</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Temperatura: Mín.: -40 °C (-40 °F) Máx.: 100 °C (212 °F)</li> </ul>		

**Figura N° 109.** Especificaciones técnicas manguera flexible triagle. Catalogo DICSA

Las conexiones para las tuberías flexibles hembra y macho serán las mismas para las válvulas del sistema, accesorios y cilindros.

Hembras giratorias rectas JIC 37°			
<i>JIC Swivel female 37° cone</i>			
<i>Femelle tournante droite JIC cône 37°</i>			
<i>Femmina diritta JIC 37°</i>			
			
DN	THREAD ROSCA	Part n° Referencia	€
3/16"	7/16" 20h UNF	241420703	1,54
1/4"	7/16" 20h UNF	241420704	1,21
1/4"	1/2" 20h UNF	241420804	1,40
5/16"	1/2" 20h UNF	241420805	1,97
1/4"	9/16" 18h UNF	241420904	1,37
5/16"	9/16" 18h UNF	241420905	1,40
3/8"	9/16" 18h UNF	241420906	1,41
3/8"	5/8" 18h UNF	241421006	2,48
5/16"	3/4" 16h UNF	241421205	2,11
3/8"	3/4" 16h UNF	241421206	1,91
1/2"	3/4" 16h UNF	241421208	2,11
3/8"	7/8" 14h UNF	241421406	2,55
1/2"	7/8" 14h UNF	241421408	2,33
5/8"	7/8" 14h UNF	241421410	2,89
1/2"	1"1/16 12h UNF	241421708	4,20
5/8"	1"1/16 12h UNF	241421710	3,98
3/4"	1"1/16 12h UNF	241421712	3,59
1"	1"1/16 12h UNF	241421716	7,41
3/4"	1"5/16 12h UNF	241422112	7,72
1"	1"5/16 12h UNF	241422116	7,79
1"	1"5/8 12h UNF	241422616	13,25
1"1/4	1"5/8 12h UNF	241422620	13,34
1"1/4	1"7/8 12h UNF	241423020	25,89
1"1/2	1"7/8 12h UNF	241423024	18,55
2"	2"1/2 12h UNF	241424032	34,40


**Figura N° 110.** Conexiones estándar hembra para tuberías flexibles. Catalogo DICSA

**Macho JIC 37°**

Male JIC 37° cone

Mâle fixe JIC cône 37°

Maschio JIC 37°



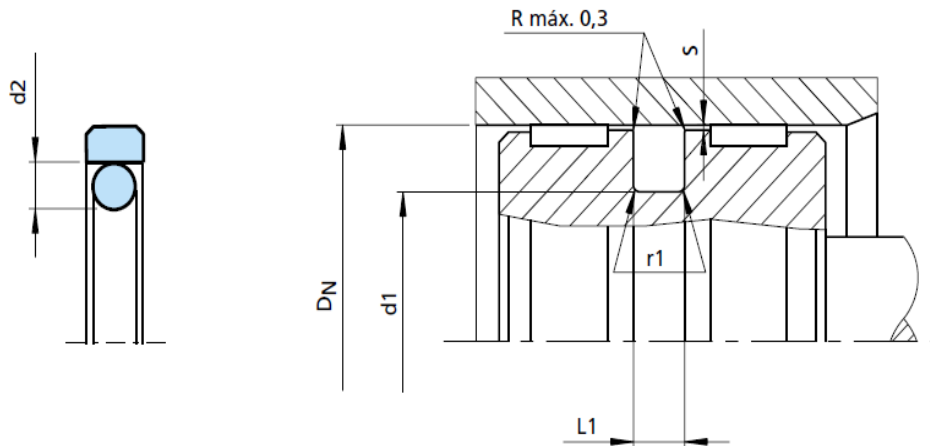
DN	THREAD ROSCA	Part nº Referencia	€
1/4"	7/16" 20h UNF	241400704	1,15
1/4"	1/2" 20h UNF	241400804	2,05
5/16"	1/2" 20h UNF	241400805	1,90
1/4"	9/16" 18h UNF	241400904	1,51
5/16"	9/16" 18h UNF	241400905	1,62
3/8"	9/16" 18h UNF	241400906	1,40
3/8"	3/4" 16h UNF	241401206	1,91
1/2"	3/4" 16h UNF	241401208	2,11
3/8"	7/8" 14h UNF	241401406	2,72
1/2"	7/8" 14h UNF	241401408	2,48
5/8"	7/8" 14h UNF	241401410	2,81
1/2"	1"1/16 12h UNF	241401708	4,20
5/8"	1"1/16 12h UNF	241401710	3,81
3/4"	1"1/16 12h UNF	241401712	4,77
3/4"	1"5/16 12h UNF	241402112	7,61
1"	1"5/16 12h UNF	241402116	9,56
1"	1"5/8 12h UNF	241402616	15,56
1"1/4	1"5/8 12h UNF	241402620	17,04
1"1/4	1"7/8 12h UNF	241403020	24,04
1"1/2	1"7/8 12h UNF	241403024	24,04
2"	2"1/2 12h UNF	241404032	44,51

Figura N° 111 Conexiones estándar macho para tuberías flexibles. Catalogo DICSA

#### 5.4. SELECCIÓN DE SELLOS Y JUNTAS DE LOS PISTONES HIDRÁULICOS

Las juntas y sellos son elementos de mucha importancia dentro de la hidráulica, puesto que, debido a ellas resulta posible el trabajo racional de las instalaciones, inclusive a muy altas presiones. Básicamente deben distinguirse dos tipos de juntas: las juntas estáticas (en tapas de cierre) cuya misión es hermetizar o darle estanqueidad al espacio que separa a dos piezas acopladas y fijadas entre sí, y las juntas dinámicas destinadas a hermetizar o evitar fugas entre dos piezas en movimiento. Estas últimas existen en una gran variedad de perfiles y formas desarrolladas por los distintos fabricantes para ser utilizadas según la presión de trabajo y la velocidad de desplazamiento de las partes. En nuestro caso, la selección de todos los tipos de juntas en los cilindros hidráulicos se hace en base a los productos de la firma "TSS" DISPONIBLE en MARCO PERUANA A.-

**JUNTA HIDRAULICA DE PISTON GLIDRING.**



**Figura N° 112.** Sección transversal de junta hidráulica de pistón y de alojamientos.  
\* Fuente: Catálogo de juntas hidráulicas TSS

**TABLA N° 61:** ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE TURCON GLID RING

Diámetro de Camisa DN H9			D. alojamiento d1 h9	Ancho de alojamiento L1 + 0.2	Radio r1	Holgura radial S max.*			Sección junta tórica d2
App. STD	App. Ligera	App. Pesada				10 MPa	20 MPa	40 MPa	
8 - 14.9	15 - 39.9	-	DN - 4.9	2.2	0.4	0.3	0.2	0.15	1.78
15 - 39.9	40 - 79.9	-	DN - 7.5	3.2	0.6	0.4	0.25	0.15	2.62
40 - 79.9	80 - 132.9	15 - 39.9	DN - 11.0	4.2	1	0.4	0.25	0.2	3.53
80 - 132.9	133 - 329.9	40 - 79.9	DN - 15.5	6.3	1.3	0.5	0.3	0.2	5.33
133 - 329.9	330 - 669.9	80 - 132.9	DN - 21.0	8.1	1.8	0.6	0.35	0.25	7
330 - 669.9	670 - 999.9	133 - 329.9	DN - 24.5	8.1	1.8	0.6	0.35	0.25	7
670 - 999.9	-	330 - 669.9	DN - 28.0	9.5	2.5	0.7	0.5	0.3	8.4
≥ 1000	≥ 1000	≥ 1000	DN - 38.0	13.8	3	1	0.7	0.6	12

\* A Presiones > 40MPa use la tolerancia diametral H8/f8 (camisa/pistón) en el área posterior a la junta \* Fuente: Catálogo de juntas hidráulicas TSS ver anexos.

Usamos la aplicación Estándar para todos los pistones entonces se tiene:

Selección del sello central del pistón tipo TURCON GLID RING T .para cilindros de doble efecto. A continuación un extracto de las especificaciones técnicas.

**TABLA N° 62: SELECCIÓN DE EMPAQUETADURA CENTRAL DEL ÉMBOLO TURCON GLIDRING**

Parte	Diámetro de camisa	Diámetro de alojamiento		Ancho de alojamiento	Radio	Holgura radial S max.*			Sección junta tórica
		d1	h9	L1 + 0.2	r1	10 MPa	20 MPa	40 Mpa	d2
<b>Tapa Prensora</b>	160	139		8.1	1.8	0.6	0.35	0.25	7
<b>Compresión 1</b>	250	229		8.1	1.8	0.6	0.35	0.25	7
<b>Compresión 2</b>	250	229		8.1	1.8	0.6	0.35	0.25	7
<b>Compuerta de expulsión</b>	125	109.5		6.3	1.3	0.5	0.3	0.2	5.33
<b>Seguro de tapa prensora</b>	125	109.5		6.3	1.3	0.5	0.3	0.2	5.33

\* Fuente: Propia.

Vemos que las holguras radiales máximas se especifican para presiones de 10, 20 y 40 MPa al tener nosotros una presión de 25MPa utilizamos la holgura respectiva a 40MPa.

### **B.- JUNTA HIDRÁULICA DE ANILLO SLYDRING.**

En sistemas hidráulicos la presión y caudal de entrada influye directamente en la velocidad de despliegue del émbolo, variables que influyen también en la selección de equipos y accesorios, en este caso influye en la selección de juntas de presión y en el diseño del elemento que ha de alojar estas. Es por este motivo que la selección de las juntas adecuada previa a un diseño final del embolo es conveniente para conseguir las

holguras recomendadas por los fabricantes y la estanqueidad requerida de los fluidos dentro de sus cavidades según la norma ISO 10766 (Dimensiones de alojamientos de anillos de sección rectangular para pistones hidráulicos.)

**CALCULO DE ANCHO DE ANILLO RECTANGULAR:**

$$\text{Ancho SlydRing®} = \frac{F * f}{d_N * P_r} \dots (\text{ec. 5. 11})$$

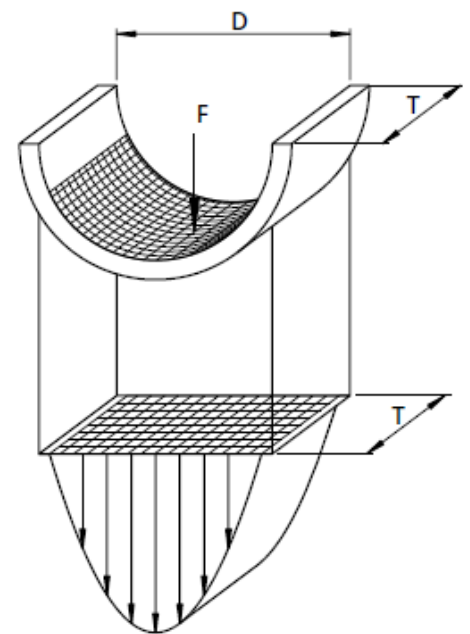
Donde:

F = Máxima carga radial [N]

f = Factor de seguridad [2]

$d_N$  = Diámetro del vástago [mm]

$P_r$  = Presión radial de SlydRing® [25N/mm<sup>2</sup>]

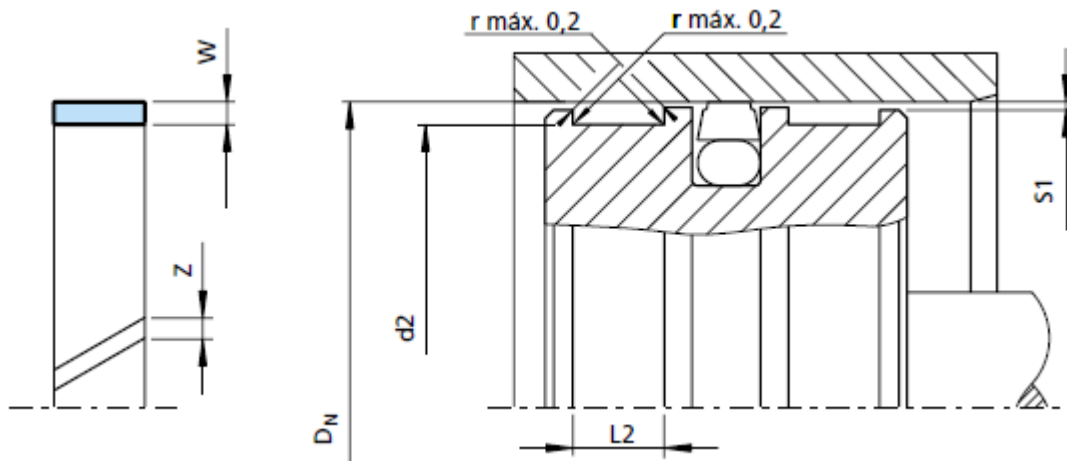


**Figura N° 113.-Distribución de carga radial. Fuente: Catalogo de juntas hidráulicas TSS**

$$\text{Ancho SlydRing®} = \frac{F * 2}{125 * 25}$$

La fuerza radial F es difícil de determinar ya que depende del ajuste radial “s1” el ajuste o la holgura que haya entre el pistón y las paredes del cilindro por lo que partimos de esta premisa y determinamos la fuerza radial.

A continuación la figura muestra la sección del pistón y los alojamientos de los anillos de sección rectangular.



**Figura N° 114.** Sección transversal de junta hidráulica de anillo y de alojamientos.  
Fuente: Catálogo de juntas hidráulicas TSS

**TABLA N° 63:** ESPECIFICACIONES TECNICAS DE AROS ZURCON SLYDRING

N° Serie TSS	Diámetro cilindro	Diámetro alojamiento	Ancho Alojamiento	Espesor aro	Abertura aro
	DN H9	d2 h8	L2 + 0.2	W	Z
GP41	80 - 20	DN - 3.1	2.5	1.55	3
GP43	10 - 50	DN - 3.1	4.0	1.55	3
GP65	16 - 140	DN - 5.0	5.6	2.50	3
GP69	60 - 220	DN - 5.0	9.7	2.50	3
GP73	130 - 400	DN - 5.0	15.0	2.50	3
GP75	280 - 999.9	DN - 5.0	25.0	2.50	3
GP75X	1000 - 4200	DN - 5.0	25.0	2.50	3
GP98	280 - 999.9	DN - 8.0	25.0	4.00	3
GP98X	1000 - 2200	DN - 8.0	25.0	4.00	3
GP99	100 - 999.9	DN - 8.0	9.7	4.00	3

\* A Presiones > 40MPa use la tolerancia diametral H8/f8 (camisa/pistón) en el área posterior a la junta

\* Fuente: Catálogo de juntas hidráulicas TSS ver anexos.

**TABLA N° 64: SELECCIÓN DE AROS GUÍA PARA ÉMBOLO ZURCON  
SLYDRING**

Parte	N° Diámetro	N° Serie	Diámetro cilindro	Diámetro alojamiento	Ancho Alojamiento	Espesor aro	Abertura aro
		TSS	DN H9	d2 h8	L2 + 0.2	W	Z
Tapa Prensora	160	GP69	60 - 220	155	9.7	2.50	3
		GP73	130 - 400	155	15.0	2.50	3
Compresión 1	250	GP73	130 - 400	245	15.0	2.50	3
Compresión 2	250	GP73	130 - 400	245	15.0	2.50	3
Compuerta de expulsión	125	GP65	16 - 140	120	5.6	2.50	3
		GP69	60 - 220	120	9.7	2.50	3
Seguro de tapa prensora	125	GP65	16 - 140	120	5.6	2.50	3
		GP69	60 - 220	120	9.7	2.50	3

\* Fuente: Propia.

Al no tener una fuerza radial determinada tenemos algunas alternativas de selección, ya que el ancho del alojamiento depende directamente de la fuerza radial elegimos la alternativa con mayor ancho de alojamiento. En la Tabla 26 las líneas sombreadas en color gris son las opciones favorables y las que están sombreadas con color rosado son las opciones no favorables. El material utilizado para las juntas hidráulicas es Zurcon Z48 que es una resina de copolyester elastómera de alto grado, ver anexos.

TABLA N° 65: MÁXIMA CARGA RADIAL

Parte	Ancho Alojamiento L2 + 0.2	F radial máx. (KN)
Tapa Prensora	15.0	23.43
Compresión 1	15.0	23.43
Compresión 2	15.0	23.43
Compuerta de expulsión	9.7	15.15
Seguro de tapa prensora	9.7	15.15

\* Fuente: Propia.

### C.- JUNTAS HIDRÁULICAS DE VÁSTAGO

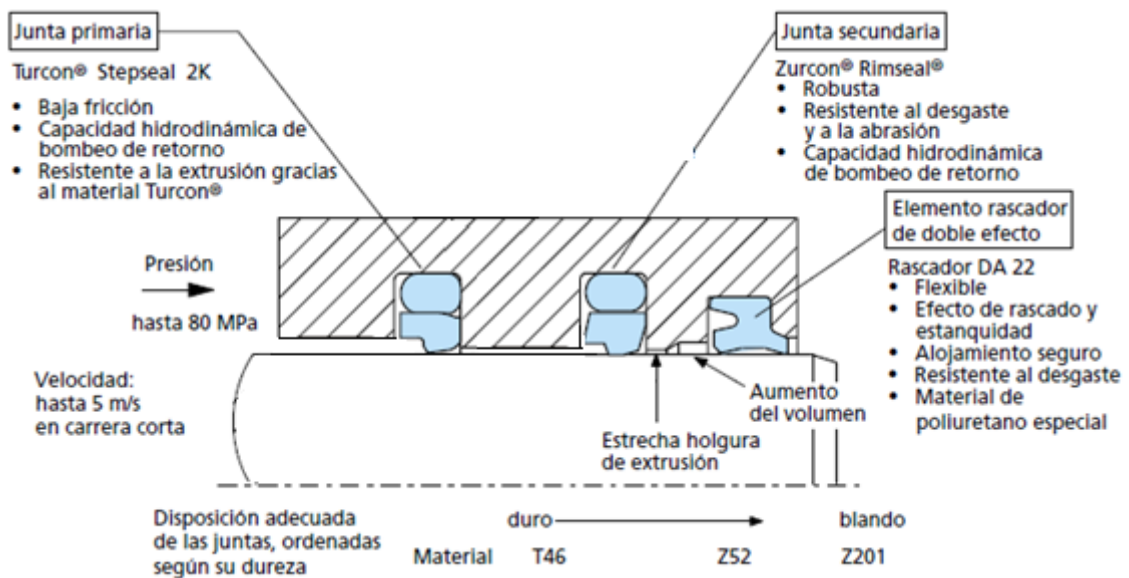
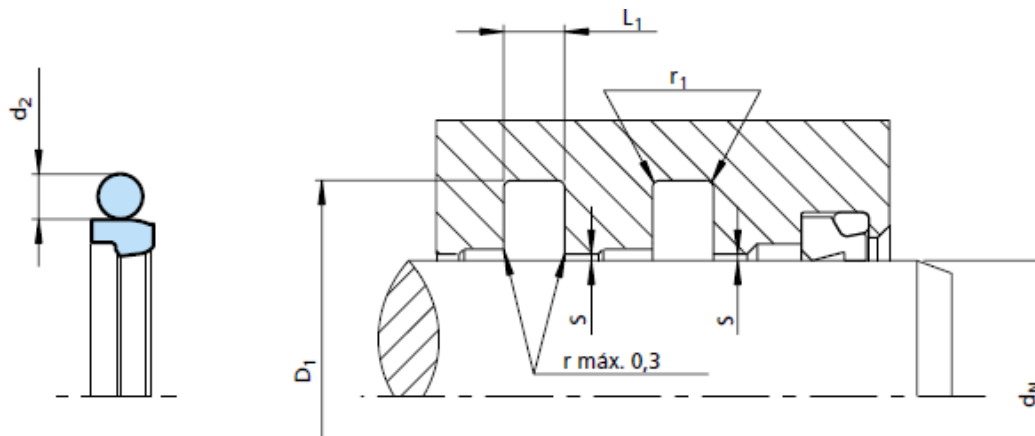


Figura N° 115. Sección transversal de juntas hidráulicas de vástago y de alojamientos recomendados por el fabricante. Fuente: Catálogo de juntas hidráulicas TSS

• **JUNTA PRIMARIA STEPSEAL**



**Figura N° 116.** Sección transversal de juntas hidráulicas primarias de vástago y de alojamientos recomendados por el fabricante. Fuente: Catálogo de juntas hidráulicas TSS

**TABLA N° 66:** ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE JUNTAS DE VÁSTAGO TURCON STEPSEAL 2K

N° Serie TSS	Diámetro vástago dN f8/h9			Diámetro alojamiento <b>D1 H9</b>	Ancho Alojamiento <b>L1 + 0.2</b>	Radio <b>r1</b>	Holgura radial Smáx*			Sección Junta tórica <b>d2</b>
	App. STD	App. Ligera	App. Pesada				10 Mpa	20 Mpa	40 Mpa	
RSK0	3 - 7.9	8 - 18.9	-	DN + 4.9	2.2	0.4	0.3	0.2	0.15	1.78
RSK1	8 - 18.9	19 - 37.9	-	DN + 7.3	3.2	0.6	0.4	0.25	0.15	2.62
RSK2	19 - 37.9	38 - 199.9	8 - 18.9	DN + 10.7	4.2	1	0.5	0.3	0.2	3.53
RSK3	38 - 199.9	200 - 255.9	19 - 37.9	DN + 15.1	6.3	1.3	0.7	0.4	0.25	5.33
RSK4	200 - 255.9	256 - 649.9	38 - 199.9	DN + 20.5	8.1	1.8	0.8	0.6	0.35	7
RSK8	256 - 649.9	650 - 999.9	200 - 255.9	DN + 24.0	8.1	1.8	0.9	0.7	0.4	7
RSK5	650 - 999.9	≥ 1000	256 - 649.9	DN + 27.3	9.5	2.5	1	0.8	0.5	8.4
RSK6	≥ 1000	-	650 - 999.9	DN + 38.0	13.8	3	1.2	0.9	0.6	12

\* A Presiones > 40MPa use la tolerancia diametral H8/f8 (camisa/pistón) en el área posterior a la junta

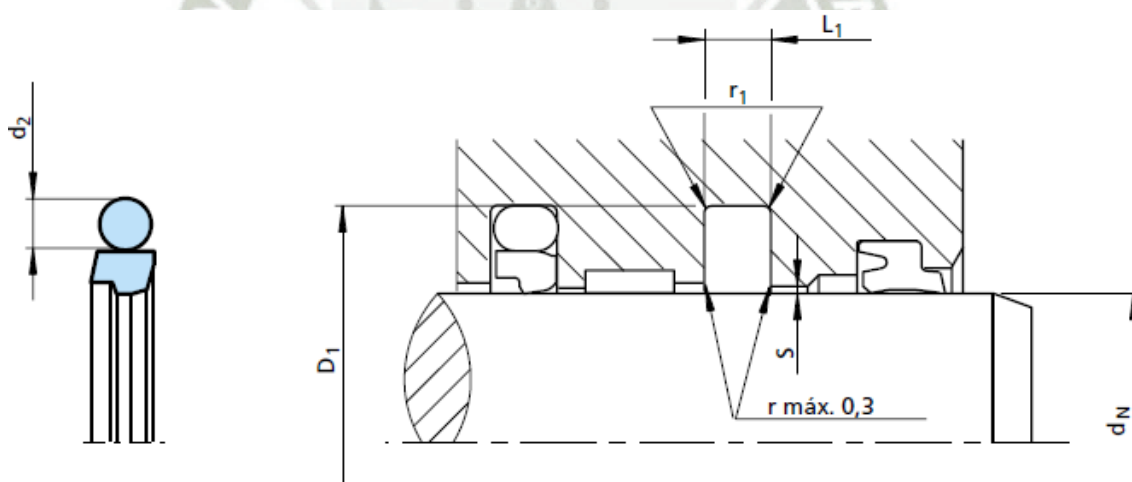
\* Fuente: Catálogo de juntas hidráulicas TSS

**TABLA N° 67: SELECCIÓN JUNTAS DE VASTAGO TURCÓN STEPSEAL 2K**

Parte	Diámetro vástago dN	N° Serie TSS	Diámetro vástago dN f8/h9	Diámetro alojamiento	Ancho Alojamiento	Radio	Holgura Radial S máx.*	Sección Junta tórica
			App. STD	D1 H9	L1 + 0.2	r1	40 Mpa	d2
<b>Tapa Prensaora</b>	100	RSK3	38 - 199.9	115.1	6.3	1.3	0.25	5.33
<b>Compresión 1</b>	125	RSK3	38 - 199.9	140.1	6.3	1.3	0.25	5.33
<b>Compresión 2</b>	125	RSK3	38 - 199.9	140.1	6.3	1.3	0.25	5.33
<b>Compuerta de expulsión</b>	70	RSK3	38 - 199.9	85.1	6.3	1.3	0.25	5.33
<b>Seguro de tapa prensaora</b>	70	RSK3	38 - 199.9	85.1	6.3	1.3	0.25	5.33

\* Fuente: Propia.

**• JUNTA SECUNDARIA DE VASTAGO ZURCON RIMSEAL**



**Figura N° 117.** Sección transversal de juntas hidráulicas primarias de vástago y de alojamientos recomendados por el fabricante. Fuente: Catálogo de juntas hidráulicas TSS

**TABLA N° 68: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE JUNTAS DE VÁSTAGO  
ZURCON RIMSEAL**

DIÁMETRO VÁSTAGO DN F8/H9			DIÁMETRO ALOJAMIENTO	ANCHO ALOJAMIENTO	RADIO	HOLGURA RADIAL SMÁX*			SEC. JUNTA TÓRICA
App. STD	App. Ligera	App. Pesada	D1 H9	L1 + 0.2	r1	10	20	40	d2
N° Serie TSS RR13	N° Serie TSS RR15	N° Serie TSS RR11				Mpa	Mpa	Mpa	
8 - 18.9	19 - 37.9	-	DN + 7.3	3.2	0.6	0.4	0.25	0.15	2.62
19 - 37.9	38 - 199.9	8 - 18.9	DN + 10.7	4.2	1	0.4	0.25	0.15	3.53
38 - 199.9	200 - 255.9	19 - 37.9	DN + 15.1	6.3	1.3	0.5	0.3	0.2	5.33
200 - 255.9	256 - 649.9	38 - 199.9	DN + 20.5	8.1	1.8	0.6	0.35	0.25	7
256 - 649.9	650 - 999.9	200 - 255.9	DN + 24.0	8.1	1.8	0.6	0.35	0.35	7
650 - 999.9	1000 - 2200	256 - 649.9	DN + 27.3	9.5	2.5	0.7	0.5	0.4	8.4
1000 - 2200	-	650 - 999.9	DN + 38	13.8	3	1	0.7	0.5	12

\* Fuente: Catálogo de juntas hidráulicas TSS

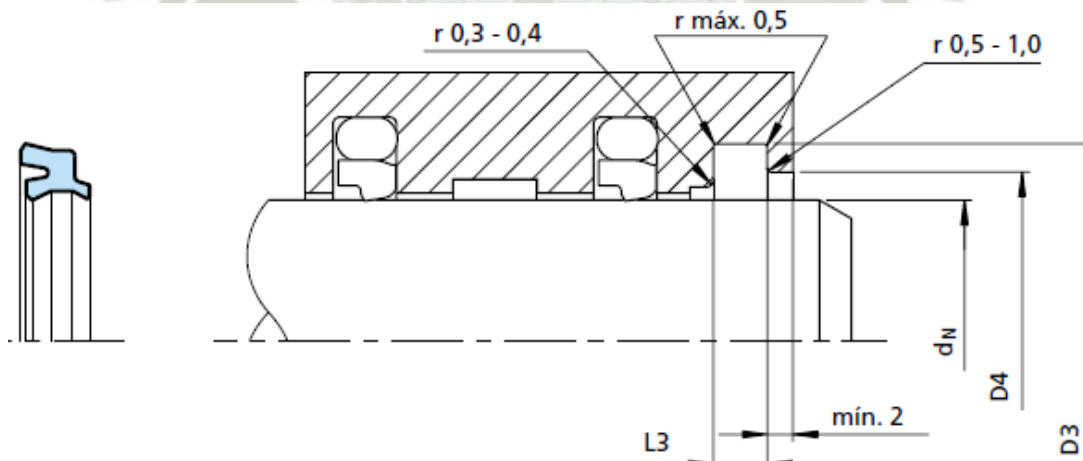
\* A Presiones > 40MPa use la tolerancia diametral H8/f8 (camisa/pistón) en el área posterior a la junta

**TABLA N° 69: SELECCIÓN JUNTAS DE VÁSTAGO ZURCÓN RIMSEAL**

Parte	Diámetro vástago dN	Diámetro vástago dN f8/h9	Diámetro alojamiento	Ancho Alojamiento	Radio	Holgura Radial S máx. *	Sección Junta tórica
		App. STD N° Serie TSS RR13	D1 H9	L1 + 0.2	r1	40 Mpa	d2
<b>Tapa Prensora</b>	100	38 - 199.9	115.1	6.3	1.3	0.25	5.33
<b>Compresión 1</b>	125	38 - 199.9	140.1	6.3	1.3	0.25	5.33
<b>Compresión 2</b>	125	38 - 199.9	140.1	6.3	1.3	0.25	5.33
<b>Compuerta de expulsión</b>	70	38 - 199.9	85.1	6.3	1.3	0.25	5.33
<b>Seguro de tapa prensora</b>	70	38 - 199.9	85.1	6.3	1.3	0.25	5.33

\* Fuente: Propia.

• **ELEMENTO RASCADOR DE DOBLE EFECTO**



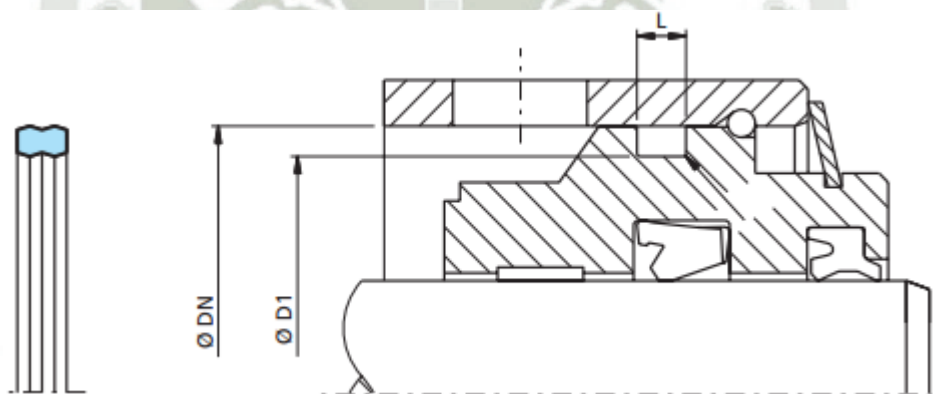
**Figura N° 118.** Sección transversal de rascador de doble efecto y de alojamientos recomendados por el fabricante. Fuente: Catálogo de juntas hidráulicas TSS

**TABLA N° 70: SELECCIÓN JUNTAS DE ELEMENTO RASCADOR DE DOBLE EFECTO ZURCON DA22**

	Diámetro vástago	Diámetro alojamiento	Ancho Alojamiento	Diámetro de entrada
Parte	dN f8/h9	D3 H9	L3 + 0.1	D4 H11
<b>Tapa Prensora</b>	100	110	5	103
<b>Compresión 1</b>	125	140	8.5	129
<b>Compresión 2</b>	125	140	8.5	129
<b>Compuerta de expulsión</b>	70	80	6	73
<b>Seguro de tapa prensora</b>	70	80	6	73

\* Fuente: Catálogo de juntas hidráulicas TSS ver anexos

• **JUNTAS ESTÁTICAS DUAL SEAL**



**Figura N° 119.** Sección transversal de junta estática dual seal y de alojamientos recomendados por el fabricante.\* Fuente: Catálogo de juntas hidráulicas TSS

**TABLA N° 71: SELECCIÓN JUNTAS ESTÁTICAS DUAL SEAL**

	Orificio	Alojamiento o	Anchura del alojamiento	Radio
Parte	DN H8	D1 h9	L +0.2	r +- 0.2
<b>Tapa Prensora</b>	160	150.8	9.7	0.6
<b>Compresión 1</b>	250	240.8	9.7	0.6
<b>Compresión 2</b>	250	240.8	9.7	0.6
<b>Compuerta de expulsión</b>	125	116.4	9	0.3
<b>Seguro de tapa prensora</b>	125	116.4	9	0.3

\* Fuente: Propia.

## **5.5. SELECCIÓN DE COMPONENTES ELÉCTRICOS.**

En nuestro circuito de control eléctrico tenemos diferentes. A continuación se hace un listado de los requerimientos para la implementación de los circuitos de control electrohidráulico y de mando.

- 07 Relés de control monofásico
- 03 Relés de control trifásico
- 01 Relé de temporización
- 01 Relé de protección
- 04 pulsadores normalmente abiertos
- 02 pulsadores normalmente cerrados

### **5.5.1. RELÉ DE CONTROL MONOFÁSICO**

Este tipo de relé controla el circuito de mando del circuito oleo hidráulico básicamente los contactores del K1 al K5, KT1 Y KT2, este circuito como su nombre lo dice va conectado a red monofásica. Seleccionamos el relé de control monofásico CM SRS 22 del fabricante ABB.



Control de corriente y de tensión, monofásica

Tipo		CM-SRS.11	CM-SRS.12	CM-SRS.21	CM-SRS.22
Función		Integral			Control de corriente
Principio de medición		Integral			
Rangos de medición CA/CC		3 - 30 mA 10 - 100 mA 0,1 - 1 A	0,3 - 1,5 A 1 - 5 A 3 - 15 A <sup>0</sup>	3 - 30 mA 10 - 100 mA 0,1 - 1 A	0,3 - 1,5 A 1 - 5 A 3 - 15 A <sup>0</sup>
Funciones	Valor umbral	un valor umbral ajustable mediante escalas			
	Histéresis	ajustable, 3 - 30 % del valor umbral			
	Control de sobretensión y subtensión	seleccionable, control de sobretensión o subtensión			
	Retardo de tiempo $T_v$	ninguno			
	Función de tiempo $T_v$	ninguno			
	Retardo de arranque $T_s$	ninguno			
Contactos salida	Número / Tipo	1 SPDT			2 SF
	Principio de funcionamiento	principio de circuito abierto			
Anchura					
Tensiones de alimentación y	110 - 130 V CA	1SVR 430 841 R0200	1SVR 430 841 R0300	1SVR 430 841 R0400	1SVR 430 841 R0500
Código de pedido	220 - 240 V CA	1SVR 430 841 R1200	1SVR 430 841 R1300	1SVR 430 841 R1400	1SVR 430 841 R1500
	24 - 240 V CA/CC	1SVR 430 840 R0200	1SVR 430 840 R0300	1SVR 430 840 R0400	1SVR 430 840 R0500

Figura N° 120. Relé de control monofásico. Fuente catálogo de ABB

### 5.5.2. RELÉ DE CONTROL TRIFÁSICO

Este relé sirve para el control del circuito de poder o de fuerza, este circuito está conectado a red trifásica por las condiciones de los equipos. Seleccionamos el relé de control trifásico CM – PBE del fabricante ABB.



**Control trifásico**

Tipo		CM-PBE	CM-PVE	CM-PFE
Monitores	Pérdida de fase	✓	✓	✓
	Secuencia de fase		✓	✓
	Subtensión		✓ fija	
	Sobretensión		✓ fija	
	Asimetría			
Principio de funcionamiento				
Contactos salida	Número	1 n/a	1 n/a	1 n/a
	Retardo de tiempo	500 ms fijo		
Anchura				
Tensión de monitorización	90–170 V 50/60 Hz	Alimentado por el circuito de medición	Código de pedido	
	160–300 V 50/60 Hz			
	180–280 V 50/60 Hz			
	185–265 V 50/60 Hz			
	200–500 V 50/60 Hz			1SVR 550 870 R 9400 <sup>1)</sup>
	208–440 V 50/60 Hz			
	220–240 V 50/60 Hz			
	300–500 V 50/60 Hz			1SVR 550 881 R 9400 <sup>1)</sup>
	320–460 V 50/60 Hz			
	380V 50/60Hz			
	380–415 V 50/60 Hz			1SVR 550 871 R 9500
	380–440 V 50/60 Hz			
	400V 50/60Hz			1SVR 550 882 R 9500


<sup>1)</sup> Con control de neutro. Medición y selección de los valores umbral entre conductor de fase y neutro. Los errores de pérdida de fas

**Figura N° 121.** Relé de control trifásico. Fuente: Catalogo ABB

**5.5.3. RELÉ DE TEMPORIZACIÓN**

Este relé se encuentra situado en nuestro circuito de mando del circuito de fuerza, tiene un retardo al activarse graduable por el usuario en este caso se le configuró a 5 segundo ya que el arranque del motor está con la configuración estrella – delta para un arranque suave de protección y este relé es el conmutador de configuraciones propiamente. Seleccionamos el relé de temporización GAMA CT-D, modular del fabricante ABB.

Gama CT-D, modular



Tipo	Símbolo	Función	Diagrama temporización	Contactos salida	7 rangos de tiempo (0,05 s - 100 h)	Tensión de alimentación	Contactos control temp. inicio	Código de pedido
CT-MFD		Temporizador multifunción <sup>1)</sup>		1 SPDT	✓	24 - 240 V CA, 24 - 48 V CC	✓	1SVR 500 020 R0000
CT-ERD		Retardo a la conexión		1 SPDT	✓	24 - 240 V CA, 24 - 48 V CC		1SVR 500 100 R0000
CT-AHD		Retardo a la desconexión		1 SPDT	✓	24 - 240 V CA, 24 - 48 V CC	✓	1SVR 500 110 R0000
CT-VWD		Conexión por impulso		1 SPDT	✓	24 - 240 V CA, 24 - 48 V CC		1SVR 500 130 R0000
CT-EBD		Arranque intermitente con ON		1 SPDT	✓	24 - 240 V CA, 24 - 48 V CC		1SVR 500 150 R0000
CT-TGD		Generador de impulsos <sup>2)</sup>		1 SPDT	2 x	24 - 240 V CA, 24 - 48 V CC		1SVR 500 160 R0000

Figura N° 122. Relé de temporización. Fuente Catalogo ABB

#### 5.5.4. RELÉ DE CONTACTO

Se requieren para nuestro circuito 10 contactos normalmente abiertos, el relé seleccionado de la marca ABB- AF16 (Z) contiene dos pulsadores normalmente abiertos, por lo que seleccionamos 5 unidades.

AF16(Z) contactors are used for controlling power circuits up to 690 V AC and 220 V DC.

They are mainly used for controlling 3-phase motors, non-inductive or slightly inductive loads.

- AF..(Z) contactors include an electronic coil interface providing reduced pull-in and holding consumption, particularly for AC control circuits
- Only four coils are needed to cover control voltages between 24...500 V 50/60 Hz or 20...500 V DC.

AF..(Z) offer extended operating limits and are suitable worldwide for different control voltages. e.g.: the coil 100...250 V 50/60 Hz - DC is suitable for Europe (230 V 50 Hz) and for North America (120 V 60 Hz and 208 V 60 Hz).

AF..(Z) contactors can manage large control voltage variations

- AF..Z contactors equipped with a 24...60 V 50/60 Hz - 20...60 V DC coil allow direct control by 24 V DC 500 mA PLC-output
- AF..Z contactors withstand short voltage dips and voltage sags (SEMI F47-0706 compliance)
- AF..(Z) contactors have built-in surge protection and do not require additional surge suppressors.



Figura N° 123. Contactor AF16 (Z)

Ordering Details

IEC	UL/CSA	Control voltage	Main contacts	Auxiliary contacts fitted	Type	Order code	EAN	Weight
Rated power	3-phase motor rating	Uc min. ... Uc max.						Pack(ing)
400 V	480 V		⏏	⏏				1 piece
AC-3	hp	V 50/60 Hz : V DC						kg

3-pole Contactors

7.5	10	24...60	20...60	3 0	1 0	AF16-30-10-11	1SBL 177 001 R1110	3471523110618	0.270
		48...130	48...130	3 0	1 0	AF16-30-10-12	1SBL 177 001 R1210	3471523110625	0.270
		100...250	100...250	3 0	1 0	AF16-30-10-13	1SBL 177 001 R1310	3471523110632	0.270
		250...500	250...500	3 0	1 0	AF16-30-10-14	1SBL 177 001 R1410	3471523110649	0.310

Note: AF16-30-10-11 not suitable for a direct control by PLC-output. AF16-30-10-11 available in some countries: please consult your ABB representative.

Figura N° 124. Datos técnicos AF16-30-10-13

### 5.5.5. RELÉ TÉRMICO DE SOBRECARGA.

Este relé sirve para proteger el circuito de mando de algún posible incremento de tensión que pudiese dañar el equipo.

Se conmuta cuando sobre pasa el límite de tensión o corriente admisibles.

Seleccionamos el Relé CM-SIS del fabricante ABB por tener mayor rango de medición.

Thermal overload relays are economic electromechanical protection devices for the main circuit. They are used mainly to protect motors against overload and phase failures. Starter combinations are setup together with contactors.



Figura N° 125. Relé térmico de sobrecarga TF140DU. Fuente: Catalogo ABB.

Seleccionamos el relé tipo TF140DU-110, ya que la corriente nominal del motor eléctricos es de 98 A.

**Description**

- Overload protection – trip class 10A
- Phase loss sensitivity
- Temperature compensation from -25 ... +55 °C
- Adjustable current setting for overload protection
- Automatic or manual reset selectable
- Trip-free mechanism
- Status indication
- STOP and TEST function
- Direct mounting onto block contactors

**Order data**

TF140DU and TF140DU-V1000 screw terminals  
For AF contactors



Setting range A	Type	Order code	Packing unit PCE	Weight per PCE kg
66 ... 90	TF140DU-90	1SAZ431201R1001	1	0.820
80 ... 110	TF140DU-110	1SAZ431201R1002	1	0.820
100 ... 135	TF140DU-135	1SAZ431201R1003	1	0.820
110 ... 142	TF140DU-142	1SAZ431201R1004	1	0.820
66 ... 90	TF140DU-90 -V1000	1SAZ431301R1001*	1	0.820
80 ... 110	TF140DU-110-V1000	1SAZ431301R1002*	1	0.820
100 ... 135	TF140DU-135-V1000	1SAZ431301R1003*	1	0.820
110 ... 142	TF140DU-142-V1000	1SAZ431301R1004*	1	0.820

\* With ATEX certification

Figura N° 126. Especificaciones técnicas de relé de sobre carga.

### 5.5.5. PULSADORES DE START Y STOP.

Para el pulsador de STAR normalmente abierto seleccionamos el pulsador tipo L3RF.

- Lámparas piloto PLANA Ø30 (al ras).



Modelo	LED	
	CC	CA
L3RF - L3□□	1c/u	
□ - □ □ L		1c/u

※ □ Representa los colores : R, B, G, Y, W.  
● ● ● ● ●

- Agrega un espesor de 2.5 mm, realizado.
- Barreno de montaje: Ø30.5mm.

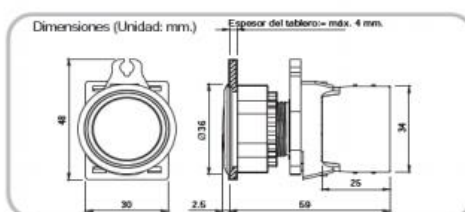


Figura N° 127. Pulsador de START L3RF-L3GD. Fuente ATONICS

Seleccionamos el botón de STOP normalmente cerrado S2ER-E4RAD.

- Botones de paro en emergencia Ø22/25 cabeza D40, (iluminados, realzados).



Modelo	Contactos		LED	
	A	B	CC	CA
S2ER - E4RAD	1c/u			1c/u
* - * 2AD	2c/u			1c/u
* - * BD		1c/u	1c/u	
* - * 2BD		2c/u	1c/u	
* - * ABD	1c/u	1c/u	1c/u	
* - * AL	1c/u			1c/u
* - * 2AL	2c/u			1c/u
* - * BL		1c/u		1c/u
* - * 2BL		2c/u		1c/u
* - * ABL	1c/u	1c/u		1c/u

- Visibilidad mejorada con LED de alta luminosidad.
- Barreno de montaje: Ø22.5 / 25.5mm.
- EMPUJE PARA TRABAJAR Y GIRE PARA RESTABLECER.

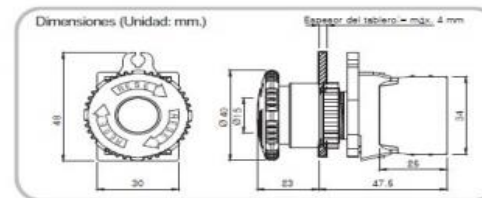


Figura N° 128. Pulsador de STOP S2ER-E4RAD. Fuente Catálogo Atonics.

- Bloque de contactos.

Clasificación	Datos para su pedido		Descripción
	①	②	
Modelo	SA		Accesorios para interruptores.
Contacto / Bloque LEDs		CA	Contacto A (normalmente abierto).
		CB	Contacto B (normalmente cerrado).
		LD	Bloque LEDs (12-30 VCC / CA).
		LA	Bloque LEDs (100-220VCA 50 / 60HZ).

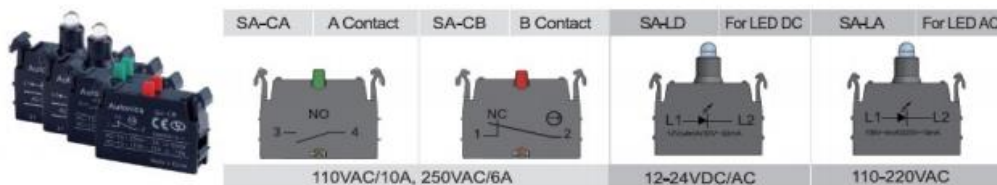


Figura N° 129. Bloque de contactos NO y NC. Fuente Catálogo Atonics.

## 5.6. ANÁLISIS ECONÓMICO.

A continuación se muestra la tabla de gastos generales y presupuesto de la máquina, cabe resaltar que la producción de una sola máquina es más costosa que si producimos más de una debido a que tenemos material sobrante que abastece en algunos casos el requerido por una máquina nueva.

**TABLA N° 72. ANÁLISIS DE GASTOS GENERALES**

Ítem	DESCRIPCION	UND	CANT.	DIAS	SALARIO DÍA	TOTAL
<b>1.0</b>	<b>Área Técnica</b>	-				
	<b>INGENIERÍA</b>					
	Supervisor de Fabricación, montaje y prueba en vacío.	und	1	30.0	100.00	3,000.00
	<b>Personal técnico</b>					
	Oficial armador calderero	und	3	30.0	50.00	4,500.00
	Maestro caldero	und	1	30.0	80.00	2,400.00
	Soldador 3G/4G	und	1	10.0	95.00	950.00
Técnico mecánico electricista	und	1	10.0	60.00	600.00	
<b>Oficina Técnica</b>						
Dibujante de planos as built	und	15	1.0	60.00	900.00	
<b>SUBTOTAL 1</b>						<b>12,350.00</b>
<b>2.0</b>	<b>Servicios</b>					
	<b>Maquinado de piezas</b>					
	SVT Servicio de torneado	GLB	1	1.0	5,000.00	5,000.00
SVT servicio de pulido y bruñido	GLB	1	1.0	3,000.00	3,000.00	
<b>SUBTOTAL 2</b>						<b>8,000.00</b>
<b>3.0</b>	<b>Alquiler de Máquinas</b>					
	Alquiler de montacargas con chofer	GLB	1	1.0	300.00	300.00
<b>SUBTOTAL 3</b>						<b>300.00</b>
<b>4.0</b>	<b>Seguridad</b>					
	Implementos seguridad ( EPP )	und	5	1.0	260.00	1,300.00
	Exámenes Médicos Personal	und	5	1.0	210.00	1,050.00
	Seguro SCTR	und	5	1.0	60.00	300.00
<b>SUBTOTAL 3</b>						<b>2,350.00</b>
<b>5.0</b>	<b>Alquiler de Equipos</b>					
	<b>Equipos</b>					
	Esmeril Manual Bosch p/disco de 4 1/2"	und	3	20.0	19.80	1,188.00
	Taladro con broca	und	1	3.0	40.26	120.79
	Máquina de soldar Invertec VPRO 350	und	1	4.0	84.92	339.68
	Herramientas manuales para mecánico	und	2	30.0	22.00	1,320.00
Herramientas para izaje liviano (grilletes, cáncamo, eslingas, estrobos)	und	1	20.0	22.00	440.00	
<b>SUBTOTAL 4</b>						<b>3,408.47</b>
<b>TOTAL [S./]</b>						<b>26,408.47</b>

**TABLA N° 73. PRESUPUESTO DE LA MÁQUINA**

ITEM	Material	Marca	Modelo / Formato	Unidad	Cantidad pedida	Requerido [m <sup>2</sup> /m/kg]	Sobrante [m <sup>2</sup> /m/ kg]	Precio Unitario [S/.]	Precio Total Fabricación única [S/.]	Precio Total Producción en serie [S/.]
1	Plancha de 32mm Acero A1045	BOEHLER	1.2x2.4 m <sup>2</sup>	und	2	3.69	2.07	2450.00	4900.00	3135.85
2	Plancha de 20mm Acero A1045	BOEHLER	1.2x2.4 m <sup>2</sup>	und	8	22.09	0.95	1995.00	15960.00	15301.99
3	Plancha LAC de 5.9 mm Acero A36	SIDERPERU	1.2x2.4 m <sup>2</sup>	und	4	9.28	2.24	653.70	2614.80	2106.37
4	Plancha anti desgaste CHRONIT T-1 400 de 2mm	BOEHLER	1.2x2.4 m <sup>2</sup>	und	2	3.00	2.76	4322.00	8644.00	4502.08
5	Barra cilíndrica acero AISI 1045 280mm	JY Steel Pipe Co.	6m	kg	2900	4.60	1.40	2.20	6380.00	6380.00
6	Barra estirada al frio perforada AISI 1045 280mm	JY Steel Pipe Co.	6m	kg	701	1.20	4.80	1.80	1261.37	252.27
7	Barra estirada al frio perforada AISI 1045 200mm	JY Steel Pipe Co.	6m	kg	511	1.20	4.80	1.80	920.45	184.09
8	Barra estirada al frio perforada AISI 1045 160mm	JY Steel Pipe Co.	6m	kg	947	1.60	4.40	1.80	1704.60	454.56
9	Barra perforada de acero AISI 1518 (4LM) 100mm	SANDVIK	6m	kg	370	1.40	4.60	1.70	629.00	146.77
10	Soldadura Supercito E7018	CELLOCORD	5kg	und	20	100.00	-	40	800	800
11	Soldadura Supercito E6013	CELLOCORD	5kg	und	1	4.00	1.00	35	35	35
12	Perno 1 1/8" 12 UNC x 3" Acero A354 Grado BD	-	und	und	12	12.00	-	4.50	54.00	54.00
13	Perno 1" 8 UNC x 3" Acero A354 Grado 8	-	und	und	16	16.00	-	12.00	192.00	192.00
14	Perno 7/8" 9 UNC x 2" Acero A449 Grado 5	-	und	und	8	8.00	-	4.50	36.00	36.00
15	Perno 1 7/8" 12 UNC x 5" Acero A354 Grado 5	-	und	und	16	16.00	-	4.50	72.00	72.00
16	Tuerca hexagonal SAE Grado 5 de 1 1/8"	-	und	und	12	12.00	-	1.50	18.00	18.00
17	Tuerca hexagonal SAE Grado 5 de 1"	-	und	und	16	16.00	-	1.50	24.00	24.00
18	Tuerca hexagonal SAE Grado 5 de 7/8"	-	und	und	8	8.00	-	1.50	12.00	12.00
19	Tuerca hexagonal SAE Grado 5 de 1 7/8"	-	und	und	16	16.00	-	1.50	24.00	24.00

20	Arandela plana 1 1/8"	-	und	und	12	12.00	-	1.50	18.00	18.00
21	Arandela plana 1"	-	und	und	16	16.00	-	1.50	24.00	24.00
22	Arandela plana 7/8"	-	und	und	8	8.00	-	1.50	12.00	12.00
23	Arandela plana 1 7/8"	-	und	und	16	16.00	-	1.50	24.00	24.00
24	Fluido hidráulico de aceite mineral TELEX E.HLP 46	REPSOL	contenedor de 875 kg	und	1	501.16	373.84	7810.00	7810.00	2603.33
25	Finales de carrera eléctricos de proximidad magnética	Allen Bradley	871c, AO, 3-Wire DC	und	10	10.00	-	260.80	2608.00	2608.00
26	Válvulas direccionales de 4/2 vías con pilotaje eléctrico.	ENERPAC	VEE – 12000 A	und	4	4.00	-	2817.00	11268.00	11268.00
27	Válvula direccional de 5/3 vías con pilotaje eléctrico y con muelles de retorno.	ENERPAC	VEB – 12000A	und	1	1.00	-	3250.00	3250.00	3250.00
28	Válvula reguladora de caudal ajustable con pilotaje automático.	ENERPAC	Válvula V-66F	und	1	1	-	2610.00	2610.00	2610.00
29	Válvula de estrangulación ajustable.	ENERPAC	Válvulas V-8F	und	4	4	-	756.00	3024.00	3024.00
30	Válvula reguladora de presión ajustable con drenaje	ENERPAC	Válvula V-152	und	1	1	-	1800.00	1800.00	1800.00
31	Válvulas Anti retorno	ENERPAC	Válvulas V-17	und	2	2	-	720.00	1440.00	1440.00
32	Válvulas de seguridad	ENERPAC	Válvula V-152	und	2	2	-	978.00	1956.00	1956.00
33	Ventiladores de refrigeración para el motor	HYDAC	ELD4.5	und	2	2	-	2620.00	5240.00	5240.00
34	Filtro de aceite	ENERPAC	FL-2201	und	1	1	-	2119.00	2119.00	2119.00
35	Caudalímetros	SIEMENS	SITRANS FM	und	3	3	-	978.00	2934.00	2934.00
36	Manómetro	ENERPAC	GA45GC	und	5	5	-	65.20	326.00	326.00
37	Mangueras flexibles 1SN/SAE 100 R1AT 1 1/2"	DICSA	EN 853 (Formato 50m)	und	1	24.30	25.70	815.00	815.00	407.50
38	Racor hembra giratorio recto de 1 1/2"	DICSA	JIC Swivel female 37°	und	5	5	-	22.00	110.00	110.00
39	Racor macho giratorio recto de 1 1/2"	DICSA	JIC Male 37° cone de 1 1/2"	und	5	5	-	35.00	175.00	175.00

40	Juntas hidráulicas	TSS	Pack de 10 und	und	3	3	-	81.50	244.50	244.50
41	Bomba de engranajes de 65cc	PARKER	PGP-640	und	2	2	-	9835.42	19670.84	19670.84
42	Motor eléctrico trifásico 220/380/440 de 37KW	WEG	W22 IE3 37KW	und	2	2	-	8259.01	16518.03	16518.03
43	Relé de control monofásico	ABB	CM-SRS-2 2	und	1	1	-	65.20	65.20	65.20
44	Relé de control trifásico	ABB	CM -PBE	und	1	1	-	114.10	114.10	114.10
45	Relé de temporización gama CT-D	ABB	CT-D	und	1	1	-	163.00	163.00	163.00
46	Relé térmico de sobrecarga	ABB	CM-SIS	und	1	1	-	97.80	97.80	97.80
47	Relé de contacto	ABB	AF16(Z)	und	3	3	-	91.28	273.84	273.84
46	Pulsador eléctrico NC	Autonics	S2ER-E4R AD	und	2	2	-	32.60	65.20	65.20
47	Pulsador eléctrico NA	Autonics	L3RF -L3GD	und	2	2	-	32.60	65.20	65.20
SUB TOTAL									129121.92	112957.53
UTILIDAD [10%]									12912.19248	11295.753
IGV [18%]									23241.95	20332.36
GASTOS GENERALES [S/.]									26408.47	26408.47
TOTAL [S/.]									191684.53	170994.11
TOTAL [\$]									<b>57736.31</b>	<b>51504.25</b>

\*Fuente: Elaboración Propia de acuerdo a precios del medio.

### 5.6.1. Factibilidad económica

Después de realizar el análisis de gastos generales y el presupuesto final, concluimos que el costo por realizar una sola máquina es de \$57,737 y el precio de una máquina cuando se hace un pedido mayor a 1 unidad es de \$51,505 teniendo un ahorro de \$6232.

En Asia y Europa se encuentra la marca SIERRA, ENERPAT, TFKJ, quienes realizan máquinas de compactación de chatarra de triple acción similar a la que se diseña, sus precios fluctúan entre \$50000 y \$100000 siendo las más económicas las de doble acción y las más costosas las de triple acción.

En el Perú se producen alrededor de 7000 TN/mes e ingresa aproximadamente 50000TN/año de chatarra metálica seleccionada al país debido a la demanda del país. Todos los días salen de Lima en promedio una docena de tráileres de 20 toneladas cada uno con destino a la planta de Pisco. Estos datos según una investigación realizada por el diario Gestión (Economía y finanzas de Perú y el mundo) en el año 2014, Las empresas que brinden servicio de compactación son escasas en el país por lo que el mercado del reciclaje en el Perú es prometedor.

El costo de compactación de chatarra podría calcularse de la siguiente manera.

Primero realizamos el cálculo de consumo energético:

Los datos del motor seleccionado son:

**TABLA N° 74. DATOS TÉCNICOS DE MOTOR WEG W22 DE 37KW**

Potencia (KW)	37
Rendimiento	0.946
Factor de potencia	0.84
Frecuencia (Hz)	60
Rotación nominal (RPM)	1775
Voltaje Nominal (V)	220/380/440
Corriente nominal (A)	122/70.7/61.1
Ip/In	6.4

*\*Fuente: Hoja de datos del motor WEG W22 de 37KW*

a) Corriente de arranque:

Para una configuración delta estándar:

$$P_{3\phi} = \sqrt{3} \cdot I_L \cdot V_L (fp) \dots (\text{ec. 5.12})$$

$$I_{L\Delta} = \frac{P_{3\phi}}{\sqrt{3} \cdot V_L \cdot (fp)} = \frac{(39.11KW)}{\sqrt{3}(220V)(0.84)} = 73.36A$$

Corriente de línea en configuración  $Y - \Delta$ :

$$I_{LY-\Delta} = \frac{I_{\Delta}}{3} \dots (\text{ec. 5.13})$$

$$I_{LY-\Delta} = \frac{61.09A}{3} = 24.45A$$

Corriente de arranque en configuración  $Y - \Delta$ :

$$I_{arrY-\Delta} = I_{LY-\Delta} \cdot \left(\frac{I_p}{I_n}\right) \dots (\text{ec. 5.14})$$

$$I_{arrY-\Delta} = (24.45A)(6.4) = 156.48A$$

b) Potencia reactiva:

$$Q = P_{3\phi} \cdot (\tan\phi) \dots (\text{ec. 5.15})$$

$$Q = (39.11KW)(\tan(32.85^\circ)) = 25.25KVAR$$

A continuación procedemos a calcular la rentabilidad de la máquina y el tiempo de recuperación de la inversión, para esto primero debemos calcular el gasto que comprende el funcionamiento de la máquina es decir el consumo energético en soles y los gastos generales referidos a su funcionamiento.

Para hallar el consumo energético en nuevos soles primeramente definimos las consideraciones de suministro de energía al punto de servicio. Como consideraciones básicas se requiere una instalación de red de baja tensión a 220V trifásica, con la potencia activa requerida se define la tarifa adecuada y una potencia conectada ( $P_c$ )

definida por el usuario que en este caso es de 85KW que abarcan los 78.22KW de potencia activa consumida más 6.5KW aproximados por consumo domiciliario.

**TABLA N° 75. OPCIONES TARIFARIAS EN BAJA TENSION 220V EN SOLES**

Fases	Tipo	Subtipo	Potencia Conectada (Pc)	Opción Tarifaria	Aérea	Subterránea		
Monofásica	C1	C1.1	$P_c \leq 3 \text{ kW}$	BT5A	1,011	1,142		
				BT5B (2 hilos)	326	457		
				BT5B (2 hilos) - Rural (1)	394			
				BT5B (3 hilos)	335	467		
				BT5B (3 hilos) - Rural (1)	405			
		C1.2	$3 \text{ kW} < P_c \leq 10 \text{ kW}$	BT6	254	381		
				BT5A	1,079	1,147		
				BT5B (2 hilos)	392	463		
				BT5B (3 hilos)	404	472		
				BT6	321	387		
Trifásica	C2	C2.1	$P_c \leq 10 \text{ kW}$	BT5A	1,936	2,036		
				BT5B	631	729		
				BT6	399	505		
				BT2/BT3/BT4	2,635	2,742		
		C2.2	$10 \text{ kW} < P_c \leq 20 \text{ kW}$	BT5A	2,005	2,039		
				BT5B	701	734		
				BT6	468	510		
	C3	C3.1	$20 \text{ kW} < P_c \leq 50 \text{ kW}$	BT2/BT3/BT4	2,825	2,866		
				BT5A/BT5B/BT2/BT3/BT4	3,310	3,473		
				C4	$50 \text{ kW} < P_c \leq 75 \text{ kW}$	BT2/BT3/BT4	3,454	4,169
						BT2/BT3/BT4		5,955
						BT2/BT3/BT4		6,747
						BT2/BT3/BT4		7,375

*\*Fuente: Precios para la venta de energía eléctrica EMPRESA DE DISTRIBUCION ELÉCTRICA LUZ DEL SUR S.A.A.- OSINERGMIN*

**TABLA N° 76. TARIFA ELÉCTRICA PARA BAJA TENSIÓN**

<b>SIMPLE MEDICIÓN DE ENERGÍA Y UNA POTENCIA CONTRATADA (1E1P)</b>	<b>Unidad</b>	<b>Media Tensión MT4</b>	<b>Baja Tensión BT4</b>
Cargo Fijo mensual	S./Usuario	3.73	3.73
Cargo por Energía	cent S./kW.h	21.30	23.05
Cargo por potencia activa de generación para calificación "Presentes punta"	S./kW-mes	51.65	56.35
Cargo por potencia activa de generación para calificación "Fuera punta"	S./kW-mes	35.19	38.60
Cargo por potencia activa por uso redes de distribución para calificación "Presentes punta"	S./kW-mes	12.12	53.27
Cargo por potencia activa por uso redes de distribución para calificación "Fuera punta"	S./kW-mes	12.11	48.78
Cargo por Energía Reactiva que exceda el 30% del total de la Energía Activa	cent S./kVArh	4.97	4.97

*\*Fuente: Precios para la venta de energía eléctrica EMPRESA DE DISTRIBUCION ELÉCTRICA LUZ DEL SUR S.A.A. - OSINERGMIN*

Se seleccionó la medición simple de energía con una sola potencia contratada de 85KW debido a los requerimientos de uso.

Calculamos el costo de energía que demanda operar la máquina en una jornada de 8 horas de (7:30 –12:00 y 13:00- 16:30).

a) Cargo Fijo Mensual: Seleccionamos la tarifa de baja tensión BT4, cuyo costo fijo mensual es de S/.3.73/mes lo que es S/.0.124/día.

b) Cargo por Energía:

kWh en una jornada = (2 motores)(39.11KW) (8h)= 625.76kWh

Precio unitario: S/.0.2305/kWh

Cargo por energía en un día: (S/.0.2305/kWh)x(625.76kW) = S/. 144.23

c) Cargo por potencia activa de generación para calificación "Presentes punta"(HP):

No aplica.

d) Cargo por potencia activa de generación para calificación "Fuera punta"(HFP):

Precio unitario: S/. 48.78 / kW-mes

Potencia contratada: 85 kW

Costo Total mes: S/.4146.3

Costo Total día: S/.138.21

e) Cargo por potencia activa por uso redes de distribución para calificación "Presentes punta"(HP): No aplica.

f) Cargo por potencia activa por uso redes de distribución para calificación "Fuera punta"(HFP):

Precio unitario: S/. 38.6 / kW-mes

Potencia contratada: 85 kW

Costo Total mes: S/.3281

Costo Total día: S/.109.36

g) Cargo por Energía Reactiva que exceda el 30% del total de la Energía Activa:

Potencia reactiva total: 50.5 kVAr

Potencia activa al 30%:  $(0.3) (78.22 \text{ kW}) = 23.46 \text{ kW}$

Energía Reactiva que exceda el 30% del total de la Energía Activa: 27.04 kVAr

Precio unitario: S/. 0.0497 / kVArh

Costo Total hora: S/.1.3438

Costo Total día: S/. 10.75

**Costo de energía total día: S/. 402.614**

Sumamos gastos generales de un día:

- 1 operario = 1 x S/.50 = S/.50
- 2 estibadores = 2 x S/.30 = S/.60
- Utilidad día = S/.300

Costo Total de operación en un día:  $(402.614+50+60+300) = S/.812.64$

**TABLA N° 77. CARACTERÍSTICAS DE SERVICIO DE LA MAQUINA**

<i>Variable</i>	<i>Cantidad</i>
Tiempo/paquete (min)	3
Peso aproximado de paquete (kg)	50
Paquetes/hora (teóricos)	20
Eficiencia de operarios	0.8
Paquetes/hora (reales)	16
Paquetes/día (reales)	128
Peso compactado /día (kg)	6400

*\*Fuente: Elaboración propia.*

- Costo de compactación de un Kg de chatarra:

$$(S/.812.64) / (6400\text{kg}) = S/. 0.1269$$

- Costo de compactación de un paquete:

$$(S/. 0.1269) \times (50 \text{ kg}) = S/. 6.34$$

- El precio de la máquina en soles es de: S/.191684.53

- Utilidad diaria es de: S/.300.00

- Tiempo de recuperación de inversión:

$$(S/.191684.53) / (S/.300-\text{dia}) = 639 \text{ días} = 1 \text{ año y } 9 \text{ meses.}$$

*NOTA: Cabe resaltar que el Kg de chatarra metálica se vende a las refinerías S/. 1.70 por lo que compactar un kg de chatarra metálica vale el 7.4% de su costo en las refinerías.*

## CONCLUSIONES

- Para diseñar un sistema hidráulico es necesario partir de premisas bases para el diseño como la capacidad de carga y la presión, adecuándose a las necesidades del caso.
- Los cilindros diseñados no deben ser soldados longitudinalmente ya que su propósito es estar cargados a presiones internas.
- Los vástagos de los cilindros hidráulicos sólo deben soportar cargas puramente axiales para trabajar con eficiencia.
- Para el diseño de bancadas o de soportes de alta resistencia se debe utilizar la teoría de placas planas para máquinas de geometría similar a la máquina diseñada.
- El proceso de compactado de chatarra es muy importante debido a que el transporte virtual de la chatarra se hace más efectiva hacia centros de reciclaje masivo.
- El reciclaje de los metales contribuye significativamente a no empeorar el entorno medioambiental actual. Al reciclar chatarra, se reduce significativamente la contaminación de agua, aire y los desechos de la minería en un 70 por ciento.
- Resulta ser más rentable fabricar la máquina en serie de contar con el capital requerido.
- La máquina tiene una rentabilidad aproximada de S/.9000/mes con un tiempo de 1 año y 9 meses de recuperación de la inversión.
- Gracias al acopio de chatarra metálica compactado y ordenado se ahorra también en el transporte de la carga a las refinerías en 87.5% debido a que la reducción volumétrica es de 8 veces su volumen inicial.

## BIBLIOGRAFÍA

### OLEO HIDRAULICA y CONTROL

- Eugene F. Megyesy - PRESSURE VESSEL HANDBOOK – Sexta edición.
- Elsevier Advanced Technology - Manual de Cierres y Estanqueidad, 4ª Edición, editado por M.Brown.
- Antonio Creus Solé - “NEUMÁTICA E HIDRAULICA” de
- J. Roldán Villoria - Neumática, hidráulica y electricidad aplicada, Ed. Thomson Paraninfo.
- R. Balla. - Electro neumática-training neumático, compendio 1 y 2. Hidraulik Ring.
- M.Carulla. - Circuitos básicos de neumática. Ed. Marcombo
- Guía para la utilización segura de elementos de sellado FSA (FLUID SEALING ASSOCIATION)

### DISEÑO DE MAQUINAS

- Shigley, - Diseño en Ingeniería Mecánica, Ed. Mc Graw-Hill
- Bernard J. Hamrock – Diseño de elementos de máquinas. Ed Mc Graw-Hill
- Robert L. Mott, - Diseño de elementos de máquinas. Ed. Mc Graw-Hill 2006
- Nicolás Krukoski. - “Pandeo en el campo Plástico”.
- Recomendaciones “CIRSOC 302, 302-1” Método de cálculo para los problemas de estabilidad del equilibrio en estructuras de acero.
- .Raymond Roark - “Fórmulas de Resistencia de Materiales, Esfuerzos y Deformaciones”.
- Baumeister, T. Mark’s - Mechanical Engineers Handbook. 6ta Ed. McGraw Hill.

- Hellmut E. - Aparatos de elevación y transporte. Tomo 1. principios y elementos constructivos. Ed. Blume.

### **MECÁNICA DE FLUIDOS**

- STREETER, Victor y E. Benjamin Wylie. Fundamentos de Mecánica de Fluidos. Mc Graw Hill. 8va. Edición.
- GILES, Ronald. Mecánica de fluidos e Hidráulica Serie Schaum. Mc Graw Hill. 3ra. Edición.

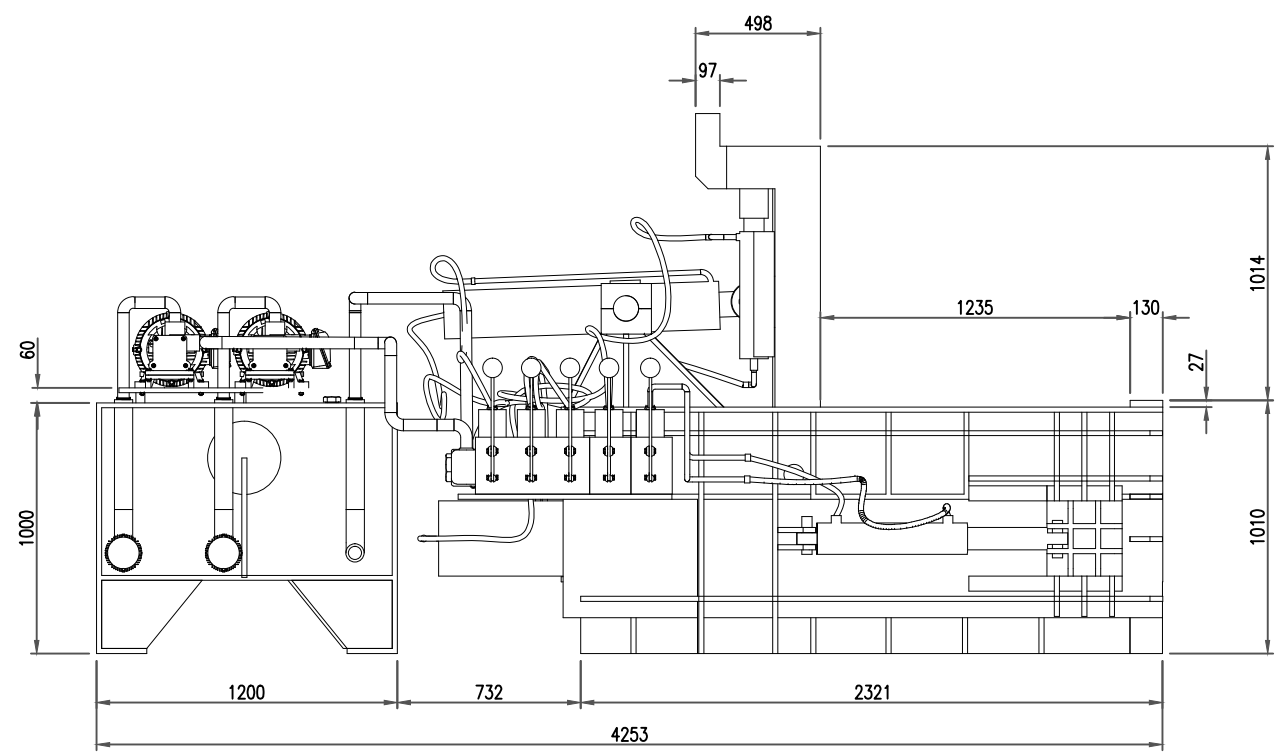
### **MÁQUINAS ELÉCTRICAS**

- IRVIN L. KOSOW. Control de máquinas eléctricas.

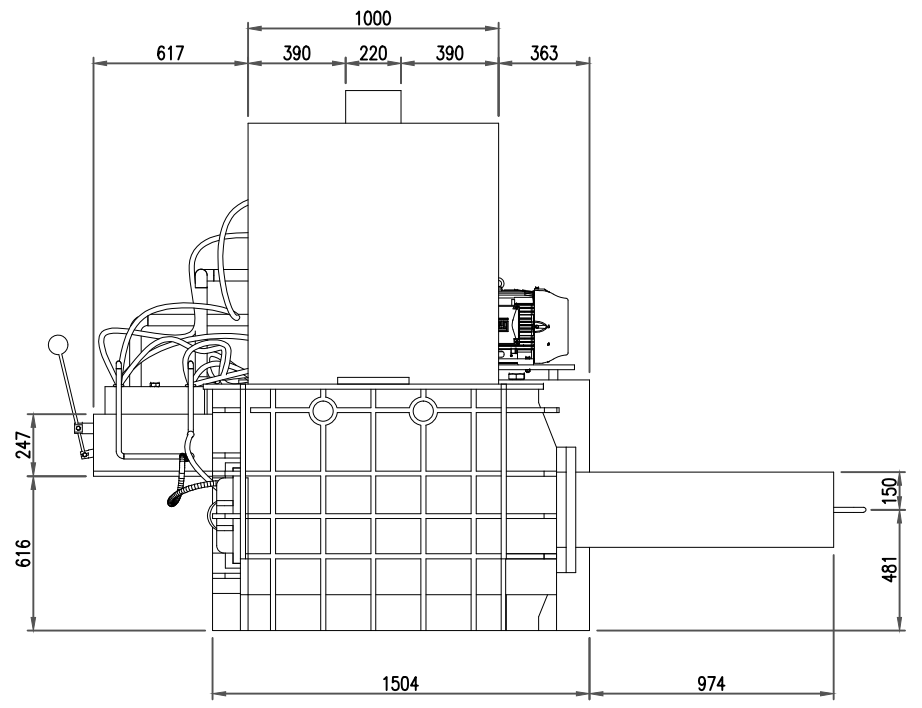




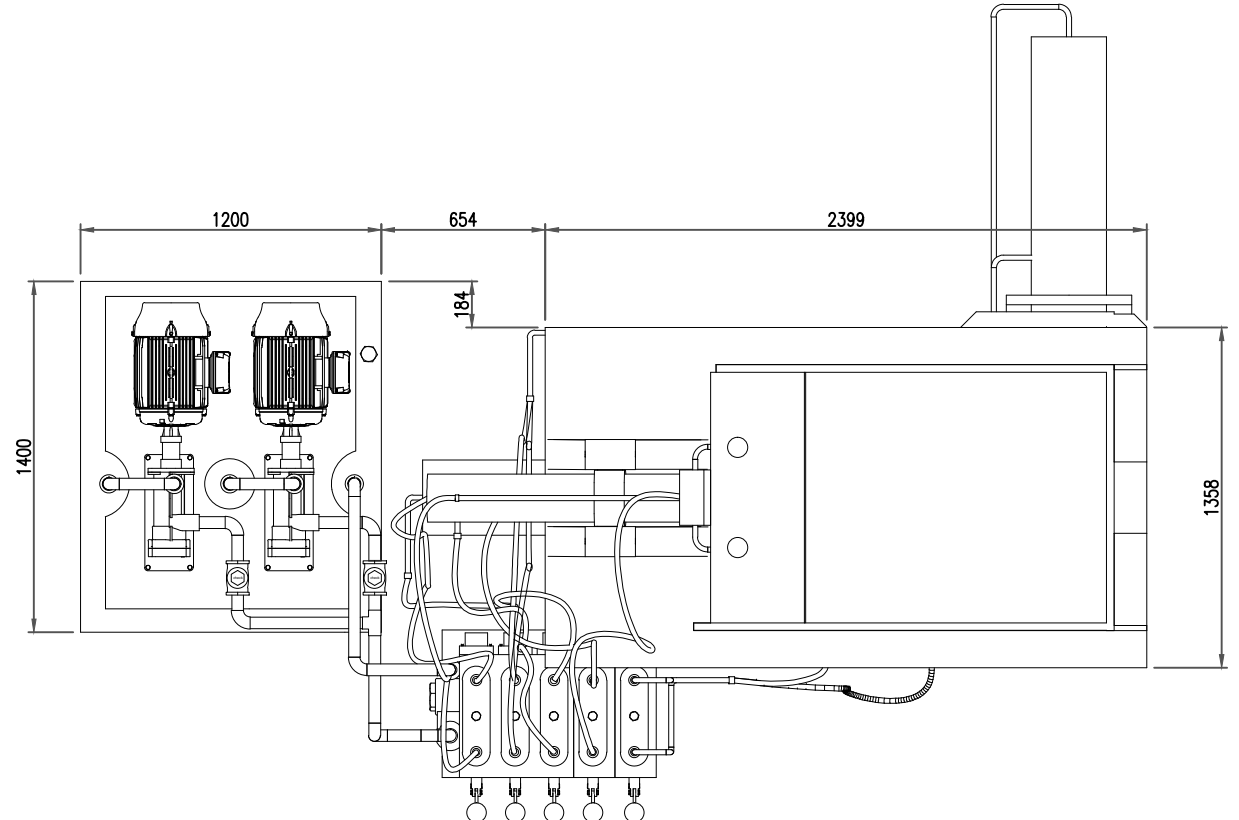
LISTA DE MATERIALES							
ITEM	CANT.	DESCRIPCION	LONGITUD	MARCA	PESO (Kg)		OBSERVACIONES
					UNT.	TOTAL	



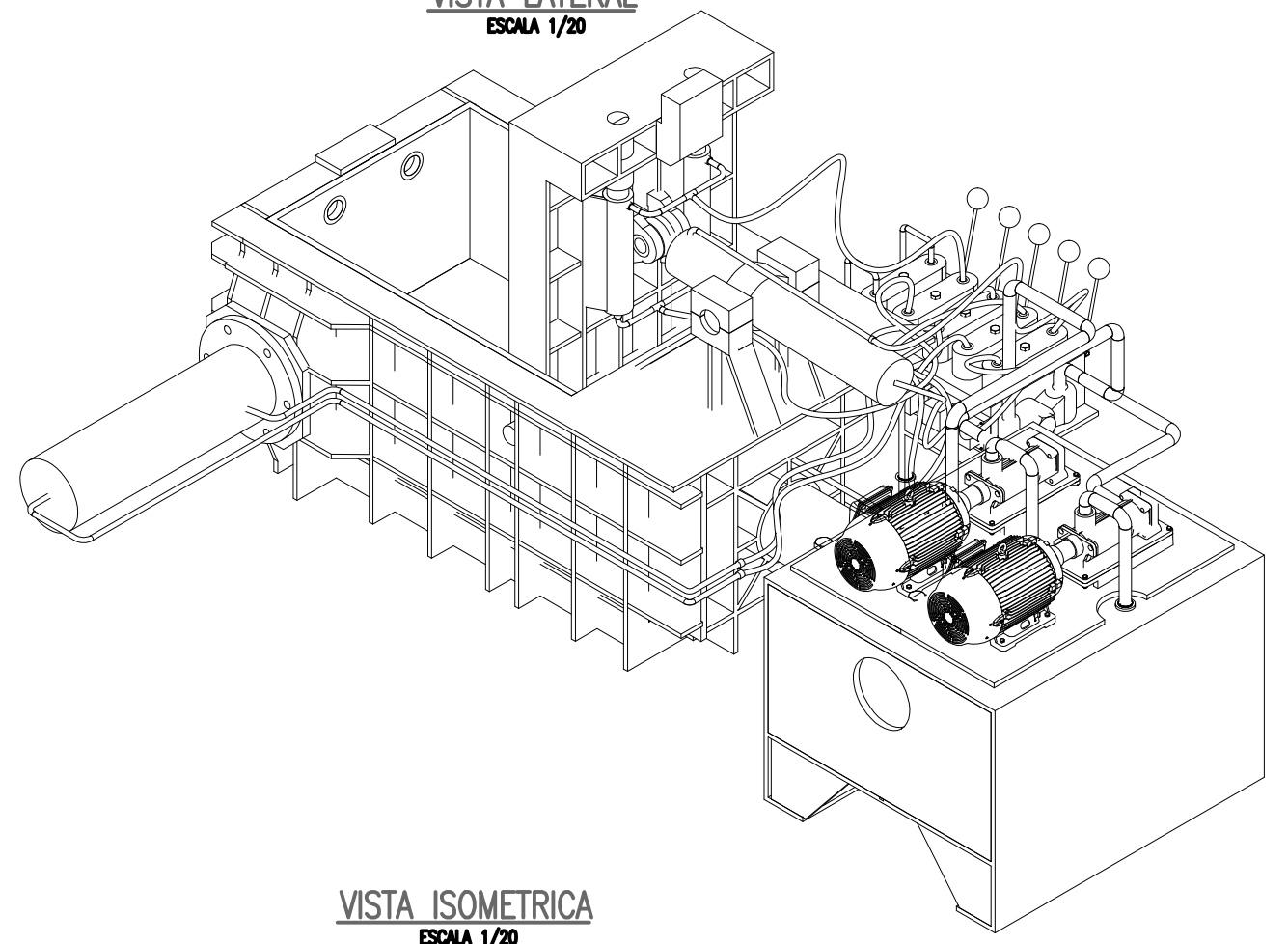
**MAQUINA COMPACTADORA DE CHATARRA**  
**VISTA FRONTAL**  
 ESCALA 1/20



**VISTA LATERAL**  
 ESCALA 1/20



**VISTA SUPERIOR**  
 ESCALA 1/20



**VISTA ISOMETRICA**  
 ESCALA 1/20

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	REL.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	NUMERO DE PLANOS	REFERENCIA DE PLANOS

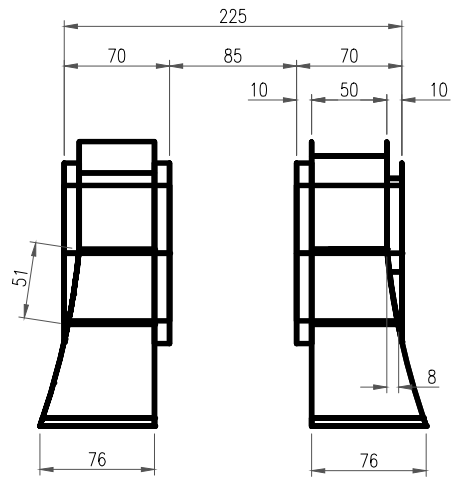
<b>VENDOR:</b> GENERAL: ESTE PLANO Y LA INFORMACION CONTENIDA EN EL, SON PROPIEDAD DE R. ALZAMORA SU USO Y REPRODUCCION SIN APROBACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS. NOMBRE DE PLANO ORIGINAL: FECHA: 11/01/2017 PROYECTOS/INGENIERIA		<b>APROBADO</b> 11/01/2017 R. ALZAMORA R. ALZAMORA R. ALZAMORA R. ALZAMORA R. ALZAMORA R. ALZAMORA U.C.S.M.		UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA PROYECTOS & INGENIERIA AREQUIPA - PERU PROYECTO DE TESIS <b>MAQUINA COMPACTADORA DE CHATARRA METALICA</b> MECANICO <b>ENSAMBLE DE MAQUINA COMPACTADORA PARA CHATARRA</b> VISTAS, SECCIONES Y DETALLES ESCALA: 1:1000 NUMERO DE PLANO: A3-UCSM-PROY- M-001	
--	--	---	--	--	--

G:\PLANOS TESIS\1.ENSAMBLE dos motores.dwg

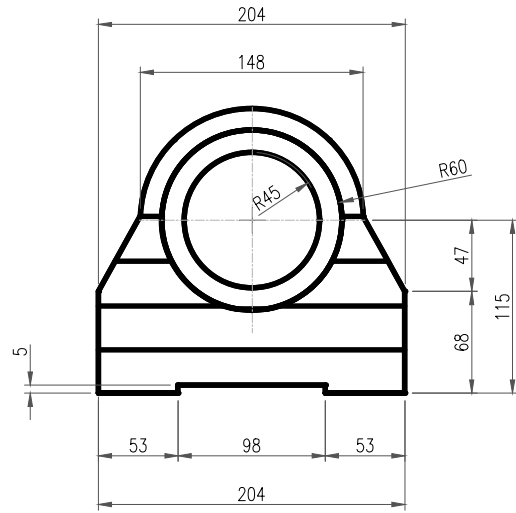
FILE :



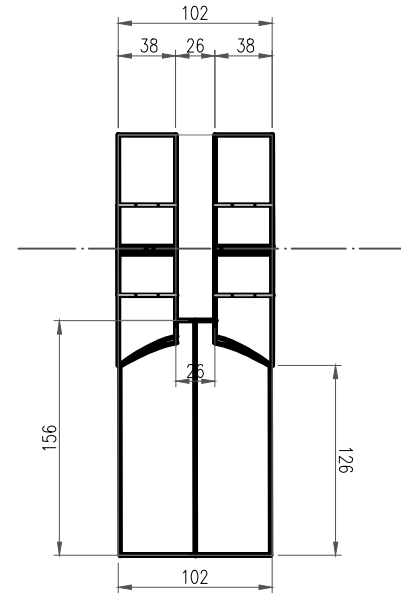
LISTA DE MATERIALES							
ITEM	CANT.	DESCRIPCION	LONGITUD	MARCA	PESO (Kg)		OBSERVACIONES
					UNIT.	TOTAL	



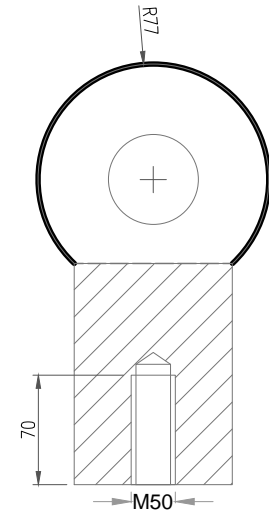
SOPORTE VASTAGO-TAPA PRENSORA  
VISTA FRONTAL  
ESCALA 1/5



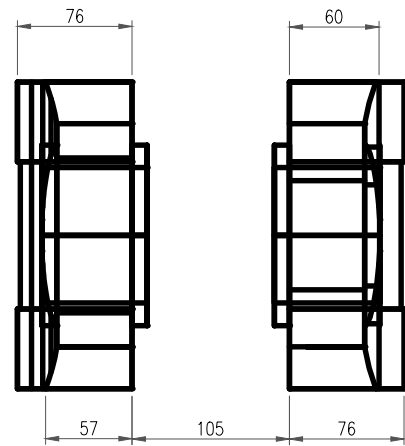
VISTA LATERAL  
ESCALA 1/5



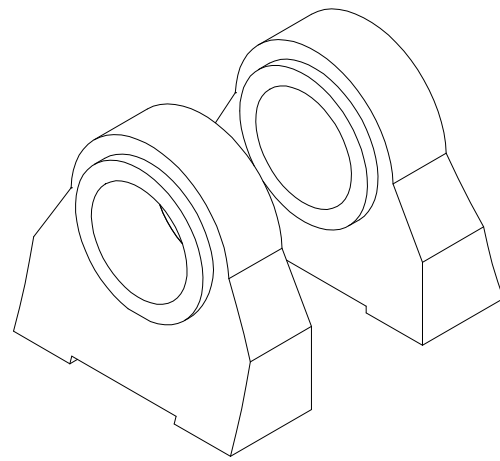
SOPORTE VASTAGO-TAPA PRENSORA  
VISTA FRONTAL  
ESCALA 1/5



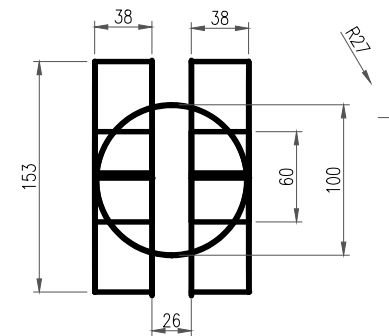
VISTA LATERAL  
ESCALA 1/5



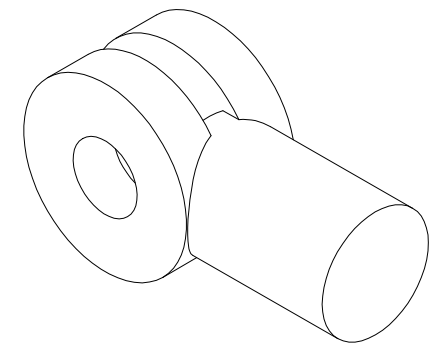
VISTA SUPERIOR  
ESCALA 1/5



VISTA ISOMETRICA  
ESCALA 1/5



VISTA SUPERIOR  
ESCALA 1/5



VISTA ISOMETRICA  
ESCALA 1/5

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.	APROBADO	NUMERO DE PLANOS	REFERENCIA DE PLANOS	VENDOR:	APROBADO	FECHA:	FECHA:	FECHA:	FECHA:	FECHA:	FECHA:	

FORMATO A3

FILE :

11/01/2017

PROYECTOS\INGENIERIA

UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA

PROYECTOS & INGENIERIA  
AREQUIPA - PERU

PROYECTO DE TESIS

MAQUINA COMPACTADORA DE CHATARRA METALICA

PLANO MECANICO

SOPORTE Y CABEZAL DE BASTAGO PARA TAPA PRENSORA

VISTAS , SECCIONES

ESCALA 1:1000

NUMERO DE PLANO A3-UCSM-PROY- M-003

G:\PLANOS TESIS\3.SOPORTE VASTAGO-TAPA.dwg



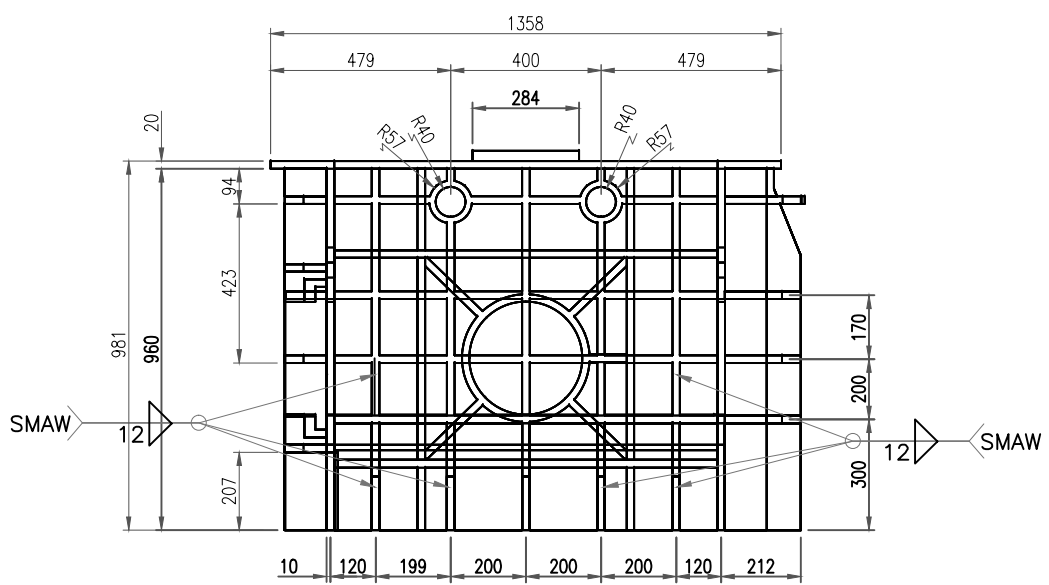




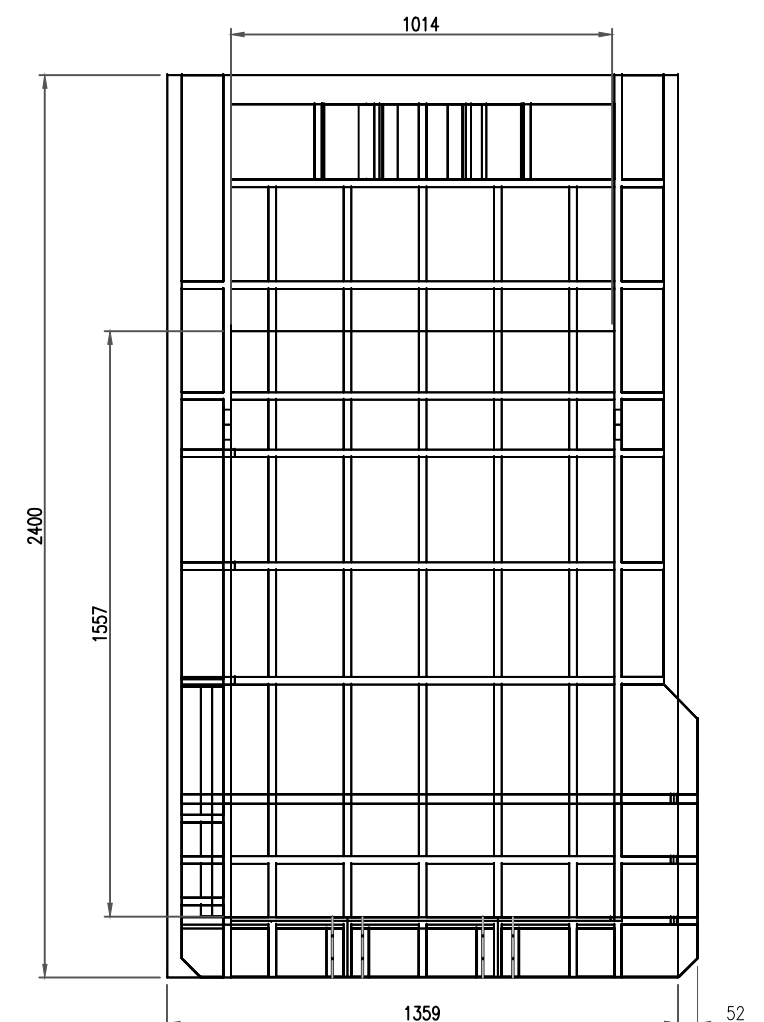
G:\PLANOS TESIS\5.BANCADA 1.dwg

FORMATO A3

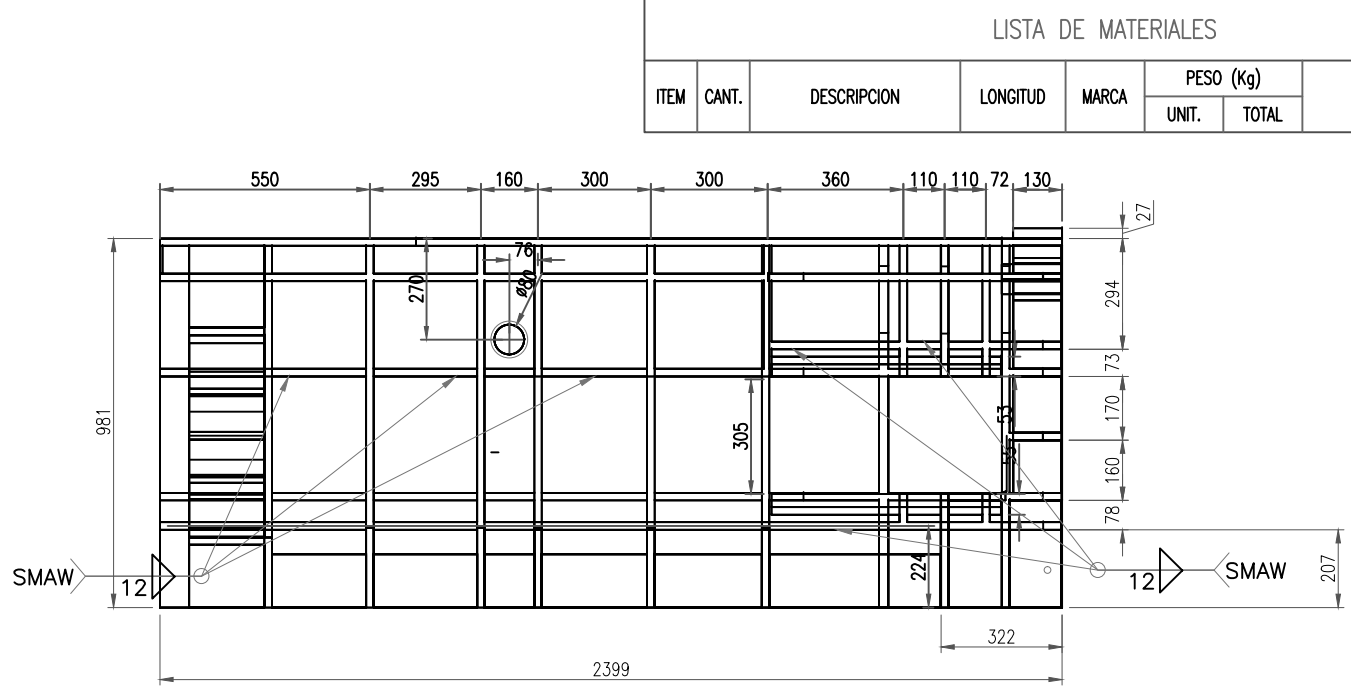
FILE :



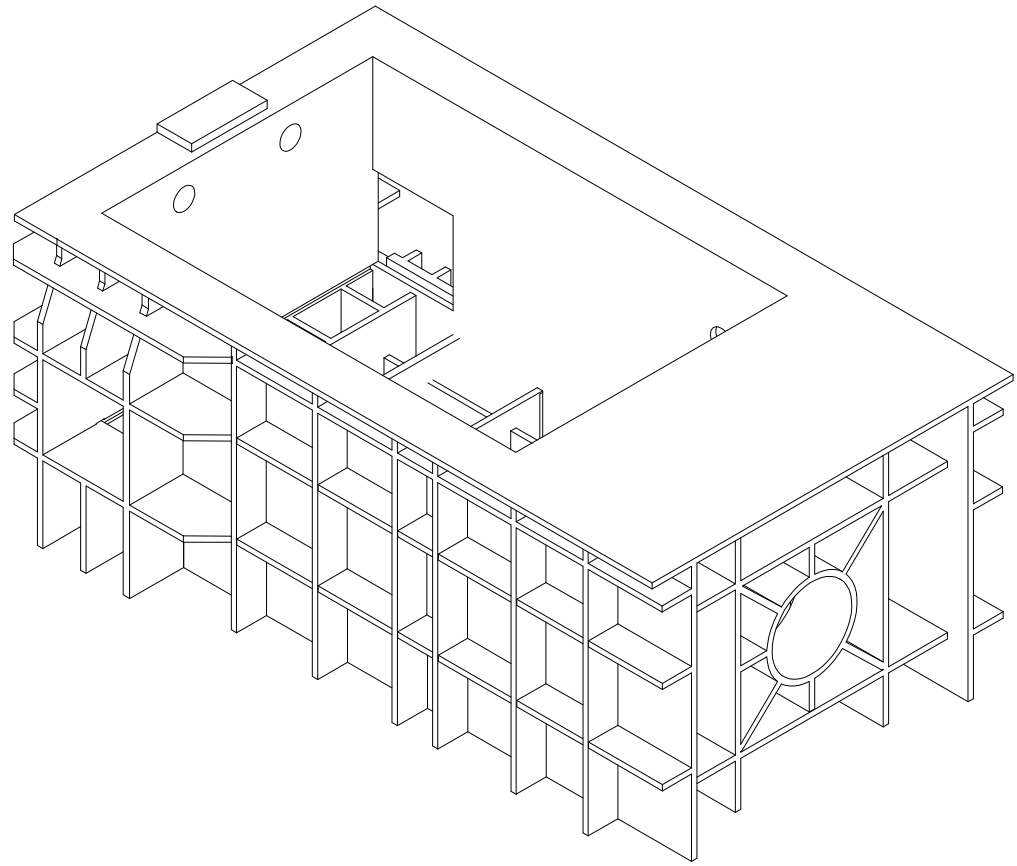
BANCADA-CAMARA DE COMPACTACION  
VISTA FRONTAL  
ESCALA 1/20



VISTA SUPERIOR  
ESCALA 1/20



VISTA LATERAL  
ESCALA 1/20

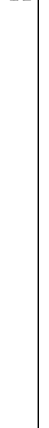


VISTA ISOMETRICA  
ESCALA 1/20

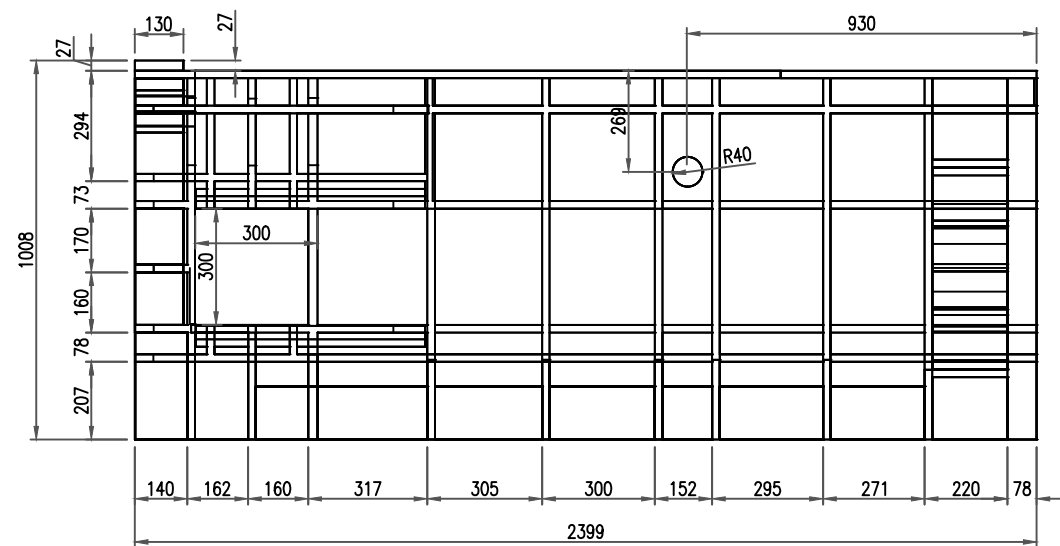
ITEM	CANT.	DESCRIPCION	LONGITUD	MARCA	PESO (Kg)		OBSERVACIONES
					UNIT.	TOTAL	

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.	APROBADO	NUMERO DE PLANOS	REFERENCIA DE PLANOS	VENDOR:	APROBADO	FECHA	CLIENTE	FECHA	ESCALA	NUMERO DE PLANO	REV.
												CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACION CONTENIDA EN EL SON PROPIEDAD DE R. ALZAMORA SU USO Y REPRODUCCION SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.	11/01/2017	11/01/2017	U.C.S.M.	11/01/2017	1:1000	A3-UCSM-PROY- M-005	0

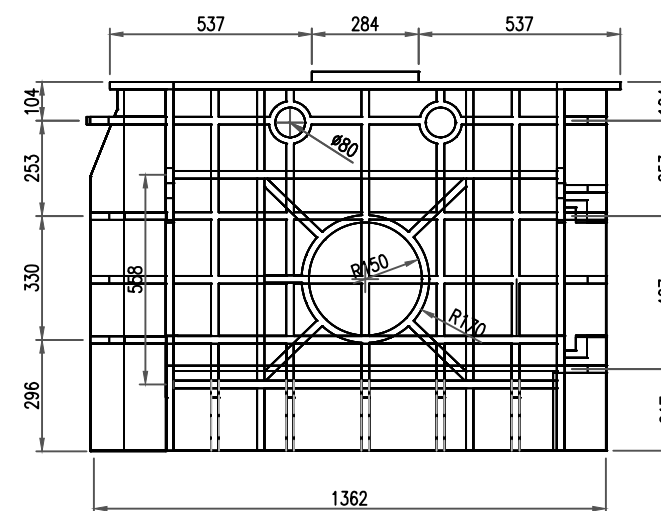
UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA  
PROYECTOS & INGENIERIA  
AREQUIPA - PERU  
PROYECTO DE TESIS  
MAQUINA COMPACTADORA DE CHATARRA METALICA  
MECANICO  
BANCADA CAMARA DE COMPACTACION  
VISTAS , SECCIONES  
ESCALA 1:1000  
NUMERO DE PLANO A3-UCSM-PROY- M-005



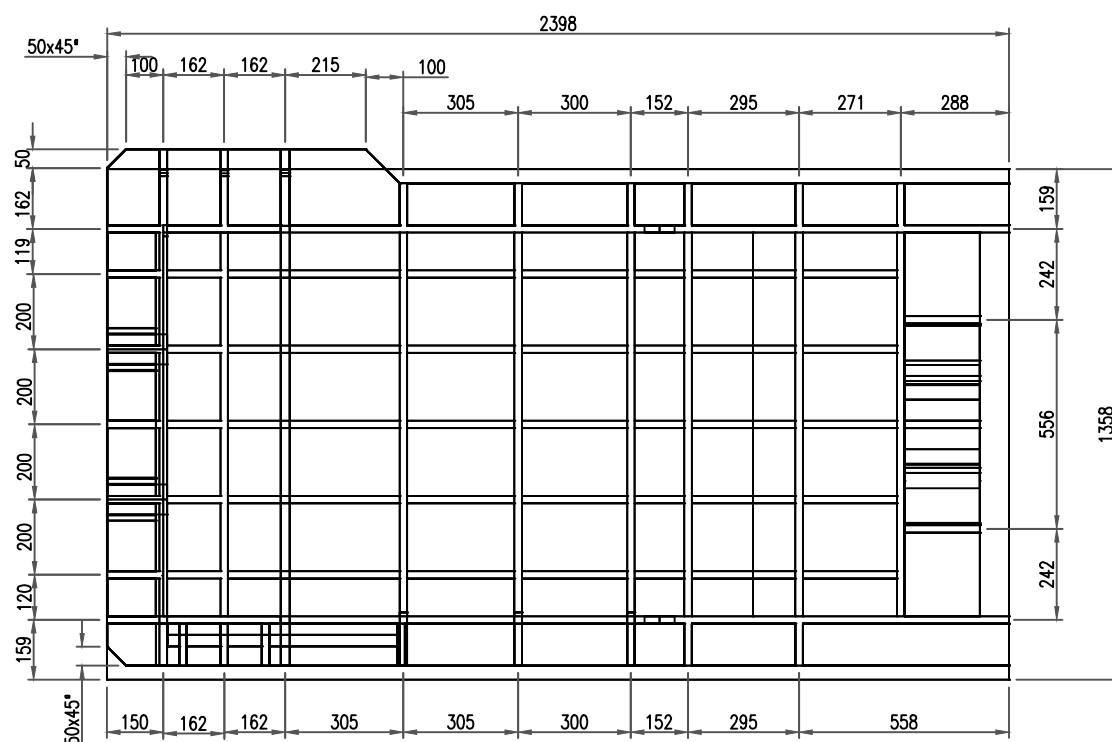
LISTA DE MATERIALES							
ITEM	CANT.	DESCRIPCION	LONGITUD	MARCA	PESO (Kg)		OBSERVACIONES
					UNIT.	TOTAL	



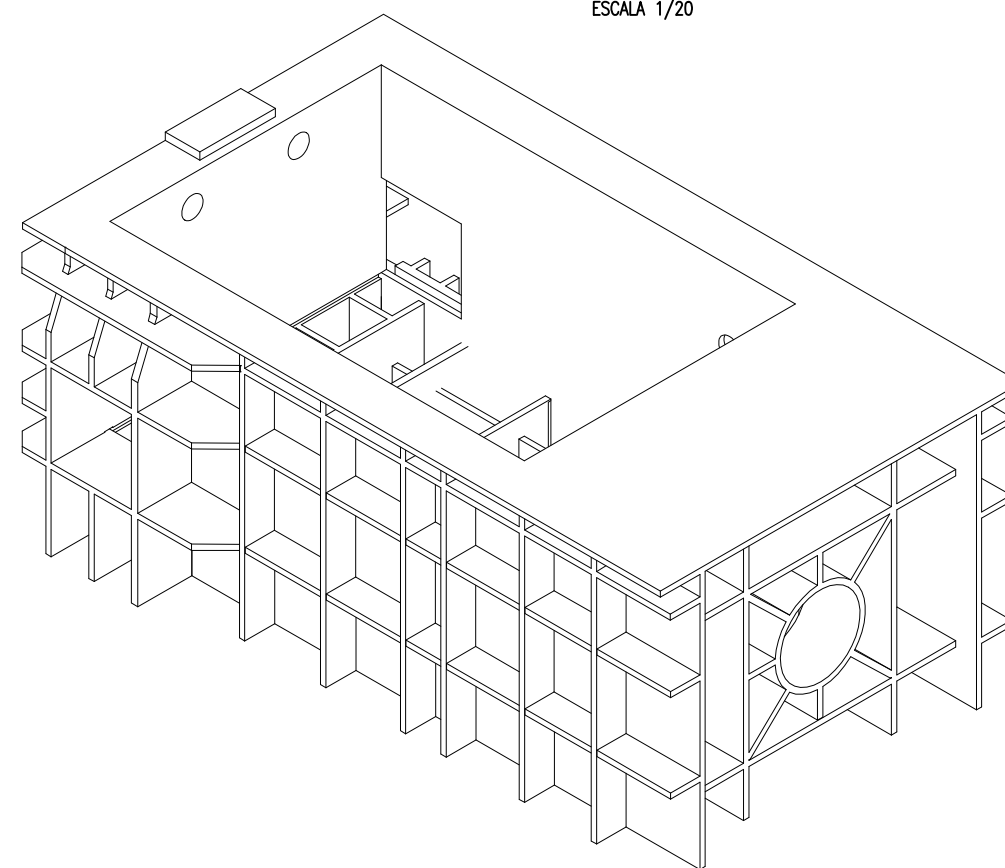
BANCADA-CAMARA DE COMPACTACION  
VISTA FRONTAL  
ESCALA 1/20



VISTA LATERAL  
ESCALA 1/20



VISTA SUPERIOR  
ESCALA 1/20



VISTA ISOMETRICA  
ESCALA 1/20

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.	APROBADO	NUMERO DE PLANOS	REFERENCIA DE PLANOS	VENDOR:	APROBADO	FECHA	DESCRIPCION	ESCALA	NUMERO DE PLANO	REV.	
													11/01/2017	11/01/2017	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA	1:1000	A3-UCSM-PROY- M-006	0	
													CONFIDENCIAL		PROYECTOS & INGENIERIA				
													ESTE PLANO Y LA INFORMACION CONTENIDA EN EL, SON PROPIEDAD DE R. ALZAMORA SU USO Y REPRODUCCION SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.		AREQUIPA - PERU				
													MAQUINA COMPACTADORA DE CHATARRA METALICA		PROYECTO DE TESIS				
													MECANICO						
													BANCADA CAMARA DE COMPACTACION						
													VISTAS , SECCIONES						

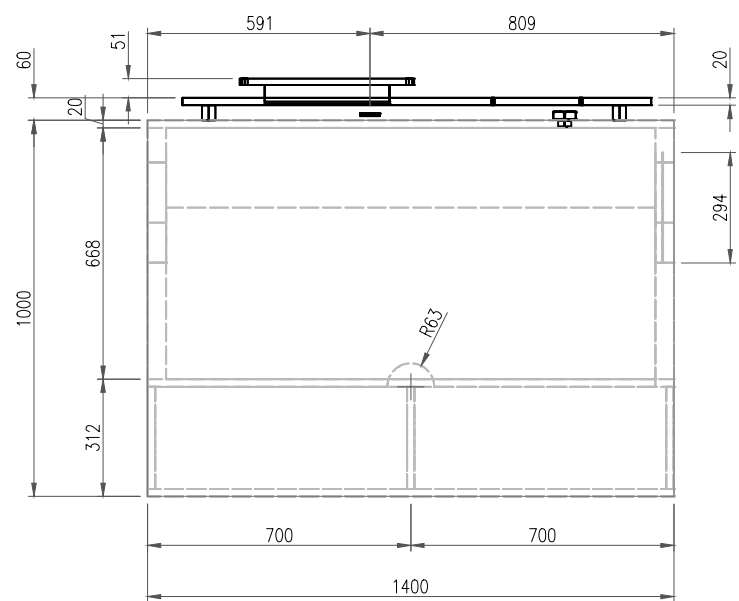
G:\PLANOS TESIS\6.BANCADA 2.dwg

FILE :

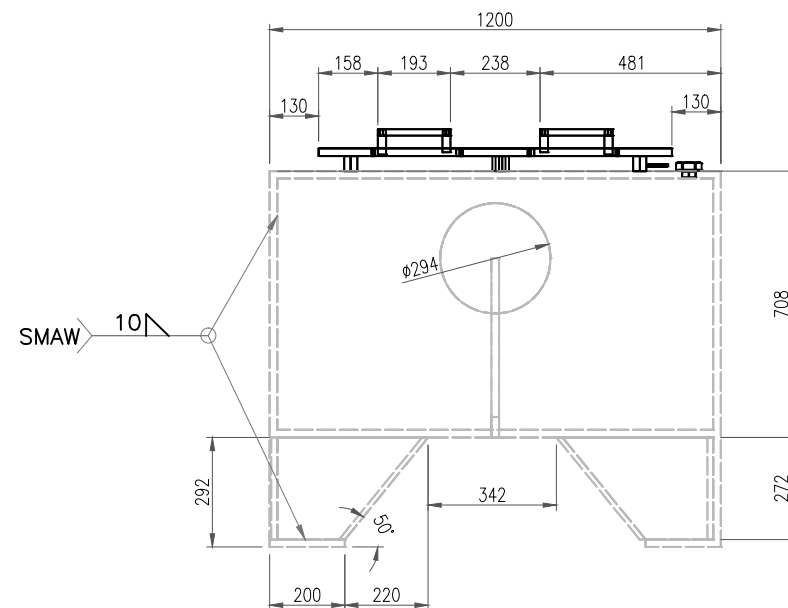
PROYECTOS\INGENIERIA

REV. 0

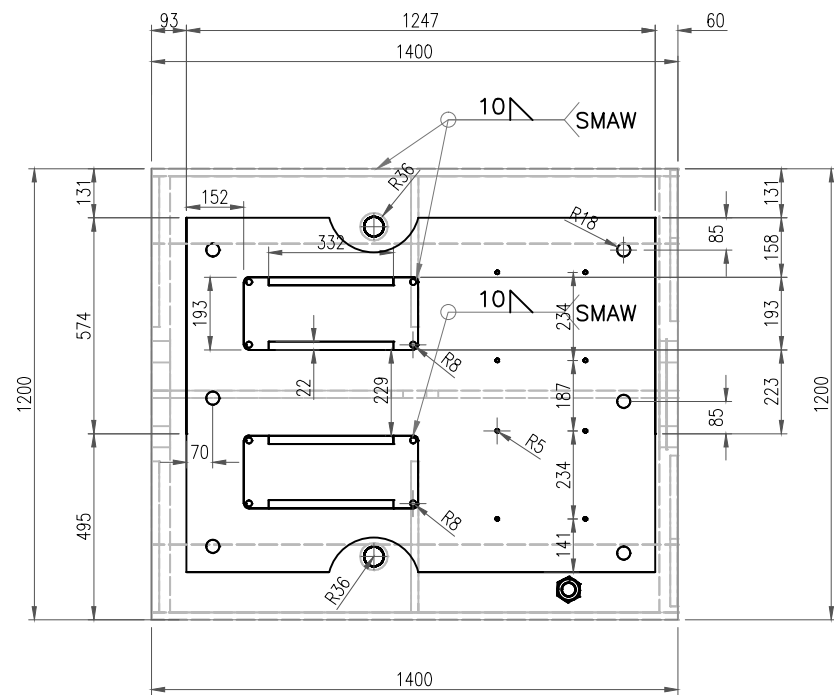
ITEM	CANT.	DESCRIPCION	LONGITUD	MARCA	PESO (Kg)		OBSERVACIONES
					UNIT.	TOTAL	



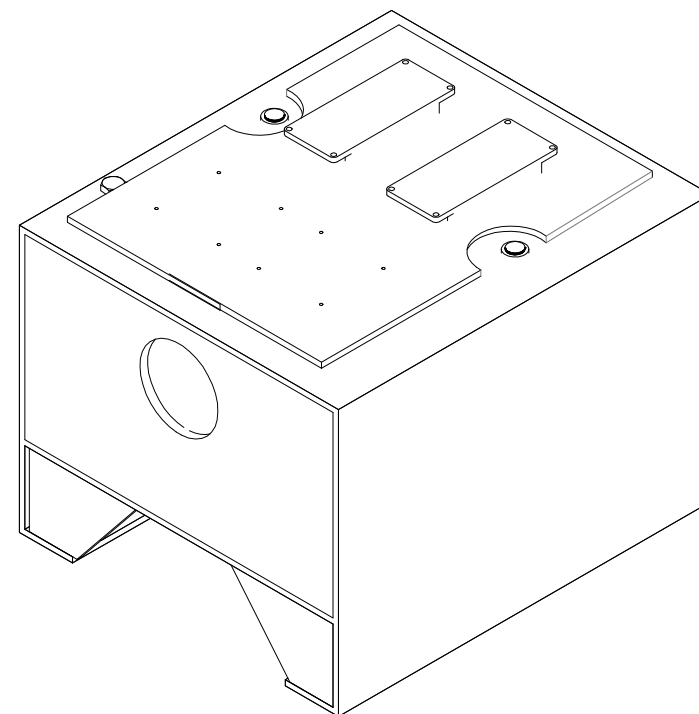
TANQUE DE ACEITE  
VISTA FRONTAL  
ESCALA 1/20



VISTA LATERAL  
ESCALA 1/20



VISTA SUPERIOR  
ESCALA 1/20

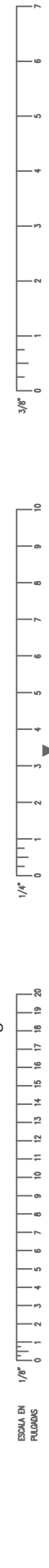


VISTA ISOMETRICA  
ESCALA 1/20

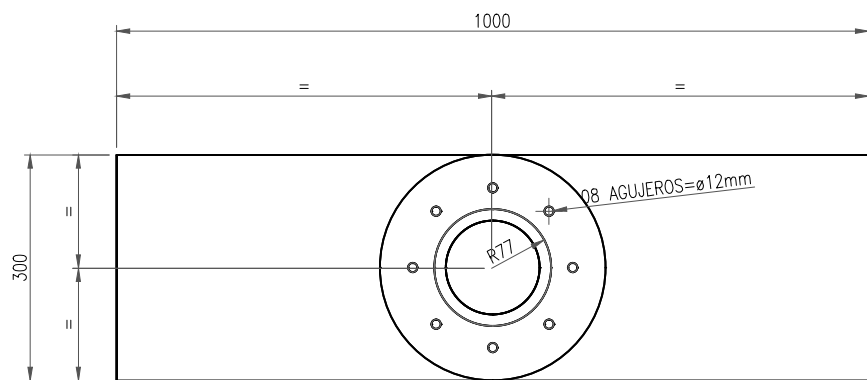
REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.	APROBADO	NUMERO DE PLANOS	REFERENCIA DE PLANOS	VENDOR:	APROBADO 11/01/2017	FECHA :	REVISADO POR :	FECHA :	CLIENTE :	FECHA :	ESCALA	NUMERO DE PLANO	REV.
												CONFIDENCIAL ESTE PLANO Y LA INFORMACION CONTENIDA EN EL, SON PROPIEDAD DE R. ALZAMORA SU USO Y REPRODUCCION SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.	R. ALZAMORA	11/01/2017	R. ALZAMORA	11/01/2017	U.C.S.M.		1:1000	A3-UCSM-PROY- M-007	0


**UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA**  
 PROYECTOS & INGENIERIA  
 AREQUIPA - PERU  
 PROYECTO DE TESIS  
**MAQUINA COMPACTADORA DE CHATARRA METALICA**  
 MECANICO  
**TANQUE DE ACEITE**  
 VISTAS , SECCIONES

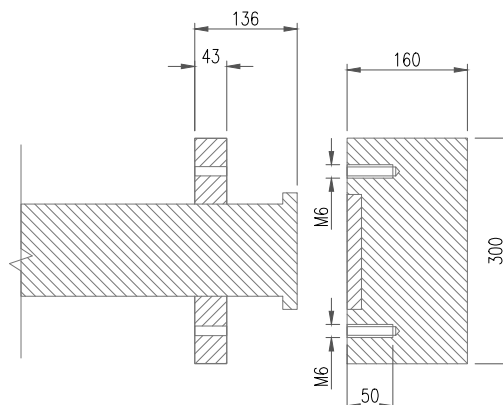
G:\PLANOS TESIS\7.TANQUE DE ACEITE 2 MOTORES.dwg



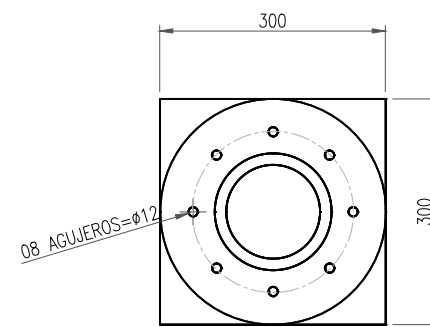
LISTA DE MATERIALES							
ITEM	CANT.	DESCRIPCION	LONGITUD	MARCA	PESO (Kg)		OBSERVACIONES
					UNIT.	TOTAL	



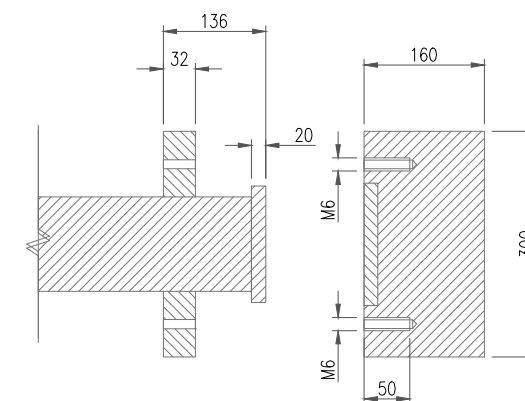
EMPUJADOR INFERIOR  
VISTA FRONTAL  
ESCALA 1/10



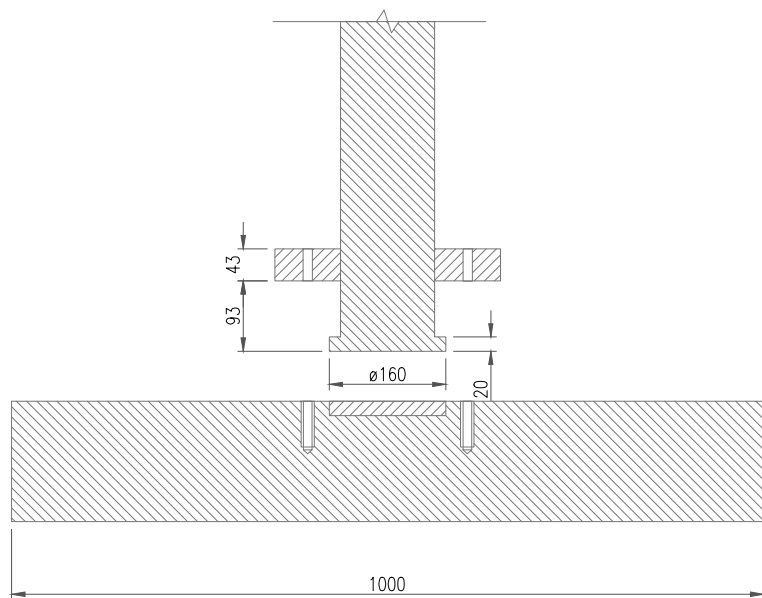
VISTA LATERAL EN CORTE  
ESCALA 1/10



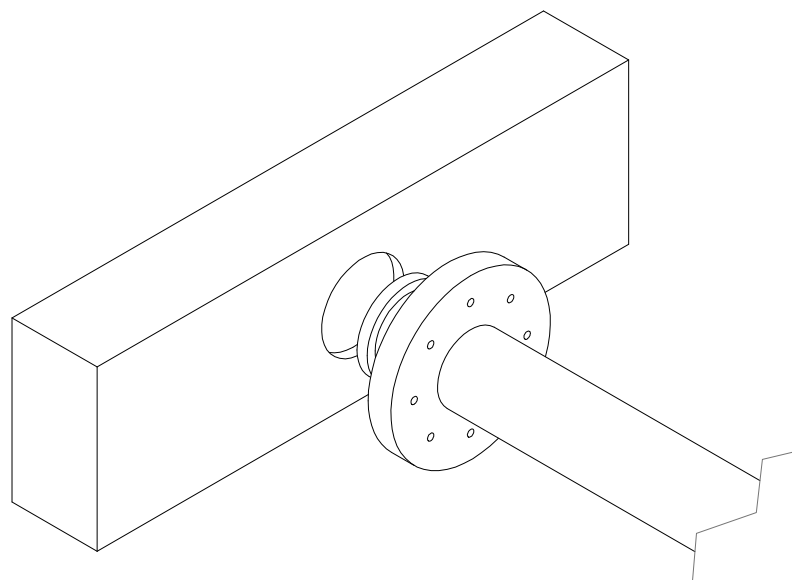
EMPUJADOR LATERAL  
VISTA FRONTAL  
ESCALA 1/10



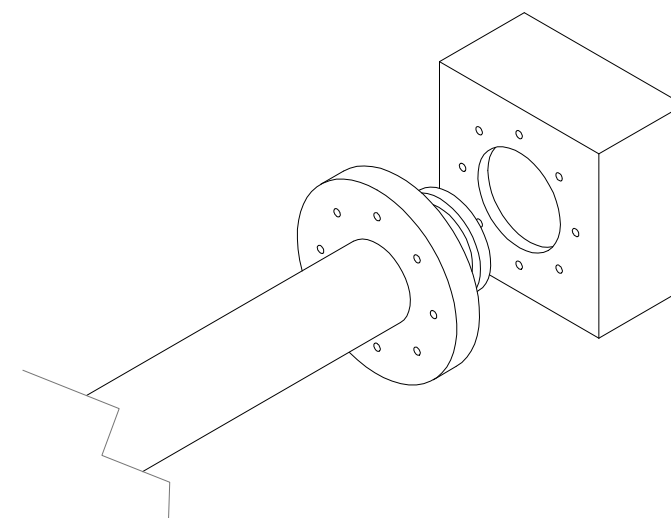
VISTA LATERAL  
ESCALA 1/10



VISTA SUPERIOR EN CORTE  
ESCALA 1/10



VISTA ISOMETRICA  
ESCALA 1/10



VISTA ISOMETRICA  
ESCALA 1/10

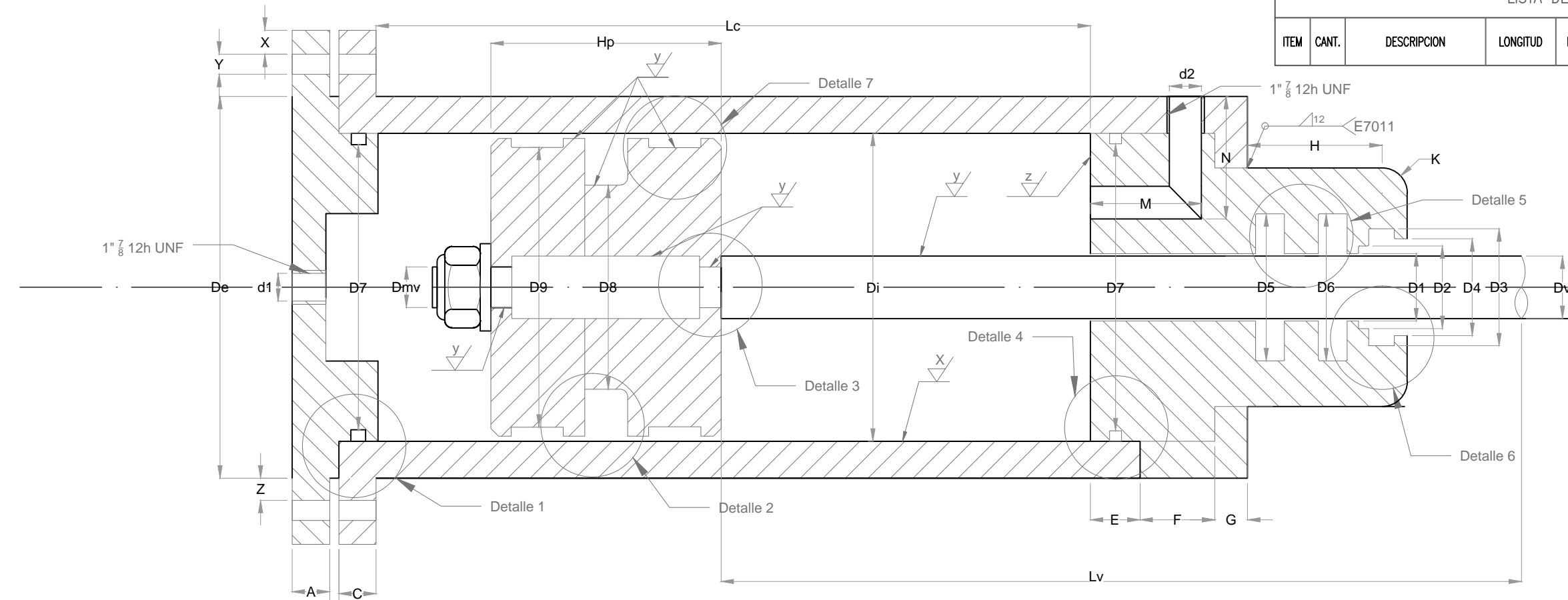
REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.	APROBADO	NUMERO DE PLANOS	REFERENCIA DE PLANOS	VENDOR:	APROBADO	FECHA	DESCRIPCION	ESCALA	NUMERO DE PLANO	REV.
													11/01/2017	11/01/2017	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA	1:1000	A3-UCSM-PROY- M-008	0
												CONFIDENCIAL			PROYECTOS & INGENIERIA			
												ESTE PLANO Y LA INFORMACION CONTENIDA EN EL, SON PROPIEDAD DE R. ALZAMORA SU USO Y REPRODUCCION SIN AUTORIZACION PREVIA, ESTAN PROHIBIDOS.			AREQUIPA - PERU			
												NUMERO DE PLANO ORIGINAL			PROYECTO DE TESIS			
												FECHA			MAQUINA COMPACTADORA DE CHATARRA METALICA			
												11/01/2017			MECANICO			
												U.C.S.M.			EMPUJADOR INFERIOR Y LATERAL			
															VISTAS , SECCIONES			



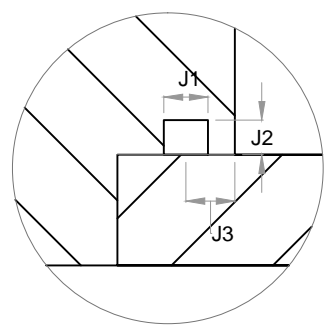


LISTA DE MATERIALES

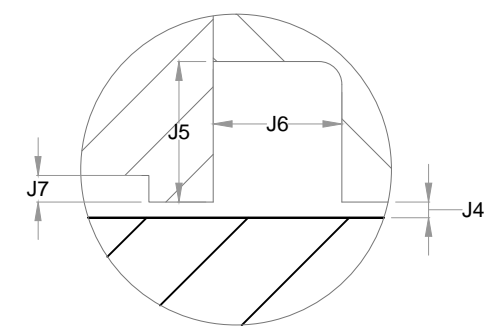
ITEM	CANT.	DESCRIPCION	LONGITUD	MARCA	PESO (Kg)		OBSERVACIONES
					UNIT.	TOTAL	



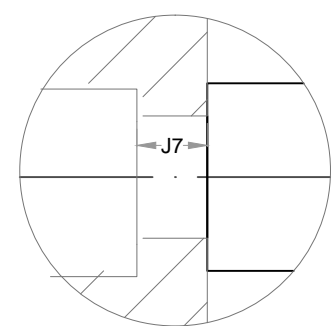
DETALLE 1



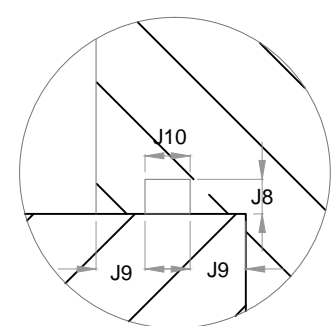
DETALLE 2



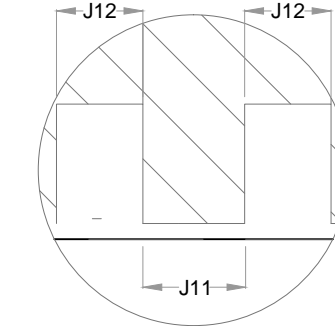
DETALLE 3



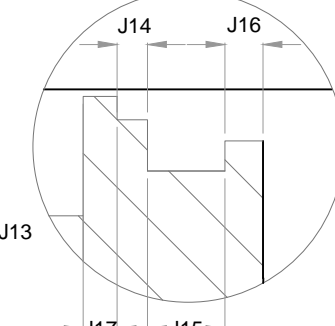
DETALLE 4



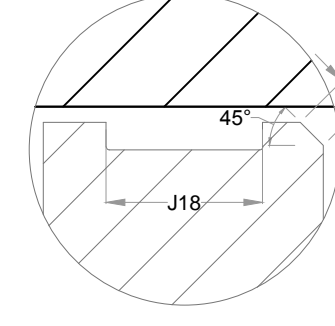
DETALLE 5



DETALLE 6



DETALLE 7



Tolerancias para ajuste de Brida Guía con Vástago del pistón hidráulico					Dimensiones referentes a los detalles 1, 2, 3, 4, 5, 6 y 7																						
Parte	Tamaño básico	Ajuste	Desviaciones		Brida guía		Vástago																				
			$\Delta D$	$\delta_R$	Dmin	Dmáx	dmín	dmáx	J1	J2	J3	J4	J5	J6	J7	J8	J9	J10	J11	J12	J13	J14	J15	J16	J17	J18	J19
Tapa Presora	100	H9/d9	0.09	-0.17	100	100.1	99.74	99.83	9.7	4.6	29.1	0.25	10.5	8.1	2.5	4.6	29.1	9.7	12.6	6.3	0.25	3	5	3	5	15	2.5
Compresión 1	125	H9/d9	0.1	-0.2	125	125.1	124.7	124.8	9.7	4.6	29.1	0.25	10.5	8.1	2.5	4.6	29.1	9.7	12.6	6.3	0.25	3	8.5	3	5	15	2.5
Compresión 2	125	H9/d9	0.1	-0.2	125	125.1	124.7	124.8	9.7	4.6	29.1	0.25	10.5	8.1	2.5	4.6	29.1	9.7	12.6	6.3	0.25	3	8.5	3	5	15	2.5
Compuerta de expulsión	70	H9/d9	0.07	-0.15	70	70.07	69.78	69.85	9	4.3	27	0.25	7.75	6.3	2.5	4.3	27	9	12.6	6.3	0.25	3	6	3	5	9.7	2.5
Seguro de tapa presora	70	H9/d9	0.07	-0.15	70	70.07	69.78	69.85	9	4.3	27	0.25	7.75	6.3	2.5	4.3	27	9	12.6	6.3	0.25	3	6	3	5	9.7	2.5

Dimensiones del cilindro																											
Parte	Lv	Dmv	Hp	Di	De	d1	d2	Lc	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9	A	B	C	E	F	G	H	K	N	M
Tapa Presora	1000	60	80	200	232	38.1	38.1	920	101	102	110	103	115	115	151	139	155	32	30	30	30	50	21	33.2	3	80	77.9
Compresión 1	1100	80	125	280	330	38.1	38.1	975	126	127	140	129	140	140	241	229	245	50	30	30	30	50	30	33.2	3	125	77.9
Compresión 2	900	80	125	250	330	38.1	38.1	775	126	127	140	129	140	140	241	229	245	50	30	30	30	50	30	33.2	3	125	77.9
Compuerta de expulsión	500	50	62.5	280	192	38.1	38.1	437.5	70.5	71.5	80	73	85.1	85.1	116	110	120	25	30	30	30	50	21	33.2	3	62.5	73
Seguro de tapa presora	500	50	62.5	160	192	38.1	38.1	437.5	70.5	71.5	80	73	85.1	85.1	116	110	120	25	30	30	30	50	21	33.2	3	62.5	73

$x$  =  $\nabla$  N4 = Bruñido  
 $y$  =  $\nabla$  N4 = Rectificado y Pulido - Cromado: 0.1 mm espesor Dureza 900-1000 Vickers  
 $z$  =  $\nabla$  N9 / N8 / HD C = 0.05 - 0.8 Rayado Fonográfico - Bicromatado

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.	APROBADO	NUMERO DE PLANOS	REFERENCIA DE PLANOS	VENDOR:	APROBADO	FECHA	DISEÑADO POR:	FECHA	DIBUJADO POR:	FECHA	REVISADO POR:	FECHA	APROBADO POR:	FECHA	JEFE DE PROYECTO:	FECHA	CUENTE:	FECHA	ESCALA	NUMERO DE PLANO	REV.
													11/01/2017		R. ALZAMORA	11/01/2017	R. ALZAMORA	11/01/2017							U.C.S.M.		1:1000	A3-UCSM-PROY- M-011	0

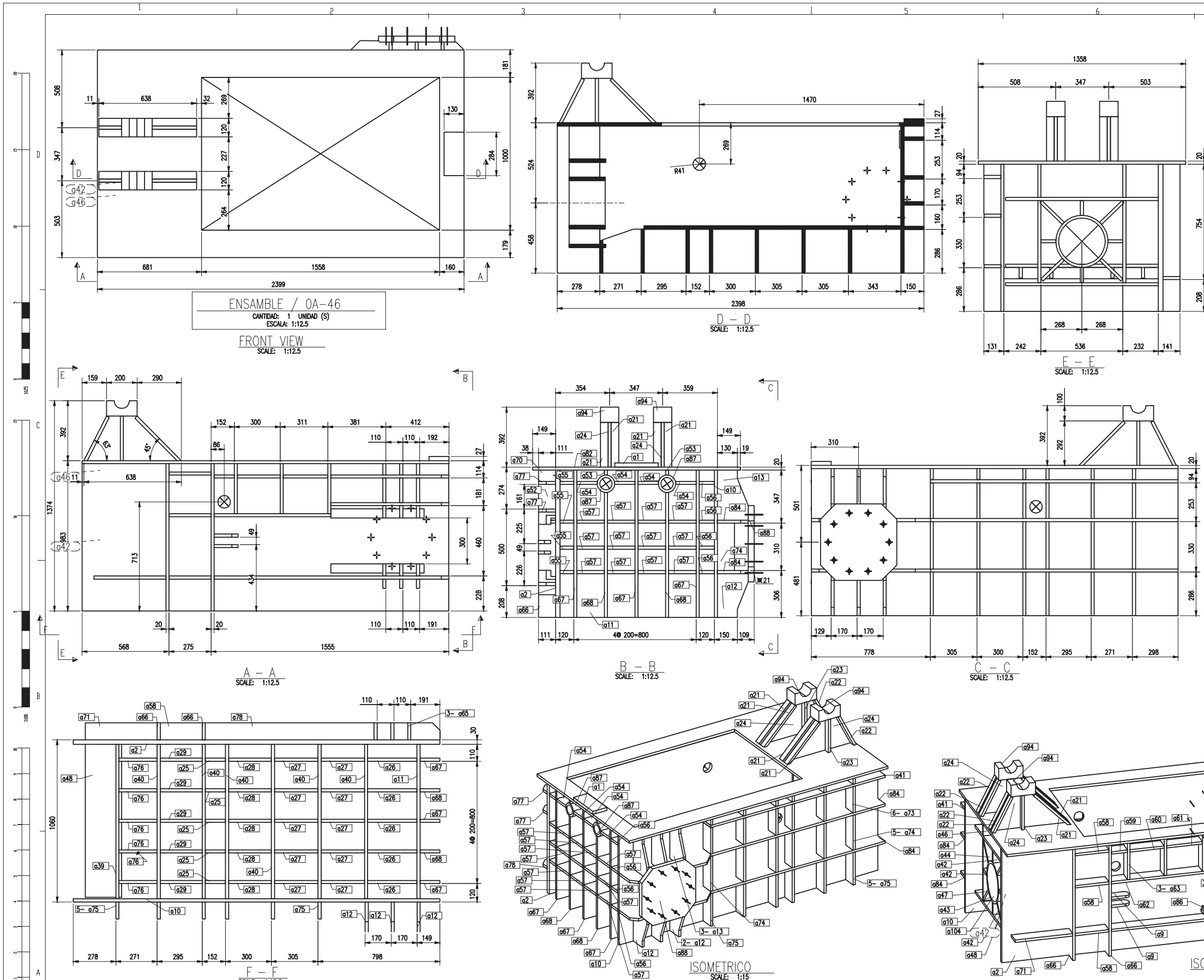
G:\PLANOS TESIS\11.PISTONES.dwg

FILE :

PROYECTOS\INGENIERIA

ESCALA METRICA





ITEM		COD.		DESCRIPCION		PERFILES		LONGITUD (m <sup>2</sup> )		CANTIDAD		PESO (kg.)		AREA (m <sup>2</sup> )	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	a1					PL27X130		283.74	1	1	7.81	7.81	0.10	0.10	
2	a2					PL30X963		2398.35	1	1	543.69	543.69	4.82	4.82	
3	a9					PL20X80		156.45	2	2	1.97	3.93	0.03	0.06	
4	a10					PL20X963		2398.35	1	1	362.46	362.46	4.75	4.75	
5	a11					PL20X963		1010.00	1	1	152.64	152.64	2.00	2.00	
6	a12					PL20X201		285.96	3	3	9.04	27.11	0.11	0.34	
7	a13					PL20X201		326.97	3	3	10.33	31.00	0.13	0.39	
8	a15					PL20X80		111.37	6	6	1.40	8.39	0.02	0.11	
9	a21					PL20X50		411.08	4	4	3.23	12.91	0.06	0.23	
10	a22					PL20X50		327.22	4	4	2.57	10.27	0.05	0.19	
11	a23					PL20X45		291.66	4	4	2.07	8.28	0.04	0.16	
12	a24					PL20X292		637.99	2	2	29.21	58.43	0.28	0.55	
13	a25					PL20X132		288.22	5	5	5.99	29.93	0.09	0.47	
14	a26					PL20X288		322.75	5	5	14.60	73.02	0.21	1.05	
15	a27					PL20X285		288.22	10	10	12.90	128.95	0.19	1.87	
16	a28					PL20X280		288.22	5	5	12.67	63.36	0.18	0.92	
17	a29					PL20X275		288.22	5	5	12.44	62.22	0.18	0.91	
18	a39					PL20X214		1010.00	1	1	33.88	33.88	0.48	0.48	
19	a40					PL20X288		1010.00	6	6	45.70	274.21	0.63	3.80	
20	a41					PL20X111		1620.75	1	1	28.36	28.36	0.43	0.43	
21	a42					PL20X99		200.00	4	4	3.12	12.33	0.05	0.20	
22	a43					PL20X194		200.00	2	2	6.08	12.16	0.09	0.19	
23	a44					PL20X200		204.10	1	1	6.41	6.41	0.10	0.10	
24	a45					PL20X200		204.10	1	1	6.41	6.41	0.10	0.10	
25	a46					PL20X200		217.24	2	2	6.83	13.66	0.10	0.21	
26	a47					PL20X200		537.88	2	2	16.91	33.82	0.24	0.49	
27	a48					PL20X238		1000.00	2	2	37.40	74.81	0.53	1.05	
28	a52					PL20X111		160.80	3	3	2.81	8.43	0.05	0.14	
29	a53					PL20X31		130.00	2	2	0.64	1.28	0.01	0.03	
30	a54					PL20X130		133.00	4	4	2.71	10.86	0.05	0.18	
31	a55					PL20X90		130.00	4	4	1.84	7.35	0.03	0.13	
32	a56					PL20X100		130.00	4	4	2.04	8.16	0.04	0.14	
33	a57					PL20X130		180.00	12	12	3.67	44.09	0.06	0.71	
34	a58					PL20X111		275.00	3	3	4.81	14.43	0.08	0.23	
35	a59					PL20X111		132.29	1	1	2.31	2.31	0.04	0.04	
36	a60					PL20X111		280.03	1	1	4.90	4.90	0.08	0.08	
37	a61					PL20X111		290.92	1	1	5.09	5.09	0.08	0.08	
38	a62					PL20X111		763.24	1	1	13.35	13.35	0.20	0.20	
39	a63					PL20X111		326.97	3	3	5.72	17.15	0.09	0.27	
40	a65					PL20X60		111.37	3	3	1.05	3.15	0.02	0.06	
41	a66					PL20X111		962.62	2	2	16.84	33.68	0.26	0.51	
42	a67					PL20X130		962.61	3	3	19.65	58.94	0.29	0.88	
43	a68					PL20X130		817.14	2	2	16.68	33.36	0.25	0.50	
44	a69					PL20X1000		1680.03	1	1	263.76	263.76	3.47	3.47	
45	a70					PL20X74		111.37	3	3	1.29	3.86	0.02	0.07	
46	a71					PL20X111		470.80	1	1	8.23	8.23	0.13	0.13	
47	a72					PL20X74		111.44	6	6	1.29	7.73	0.02	0.14	
48	a73					PL20X111		233.38	6	6	4.08	24.50	0.07	0.39	
49	a74					PL20X111		309.68	6	6	5.42	32.51	0.09	0.52	
50	a75					PL20X111		285.96	6	6	5.00	30.02	0.08	0.48	
51	a76					PL20X251		288.22	5	5	11.34	56.71	0.15	0.75	
52	a77					PL20X111		772.77	2	2	13.51	27.02	0.20	0.41	
53	a78					PL20X111		1536.01	1	1	26.86	26.86	0.40	0.40	
54	a82					PL20X1358		2399.33	1	1	511.52	511.52	3.65	3.65	
55	a84					PL20X211		2398.35	2	2	79.61	159.23	0.77	1.55	
56	a86					PL10X60		60.00	2	2	17.24	34.48	0.15	0.30	
57	a87					PD114X17		159.00	2	2	6.36	12.72	0.06	0.13	
58	a88					PL38X500		500.00	1	1	74.58	74.58	0.53	0.53	
59	a94					PL120X100		200.00	2	2	18.84	37.68	0.11	0.22	
60	a104					PD340X17.9		235.22	1	1	33.23	33.23	0.27	0.27	
<b>TOTAL:</b>												<b>3691.61</b>	<b>TOTAL:</b>	<b>43.57</b>	

NOTA:  
- TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EXPRESADAS EN MILIMETROS Y LOS NIVELES EN METROS SALVO INDICACION CONTRARIA.

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	NUMERO DE PLANOS	REFERENCIAS DE PLANOS
A	25/22/15	EMITIDO PARA COORDINACION INTERNA	J.M. RA		-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

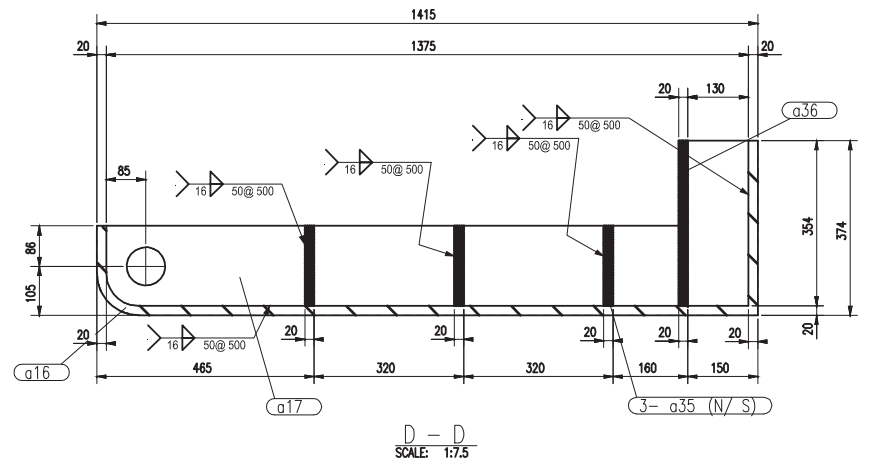
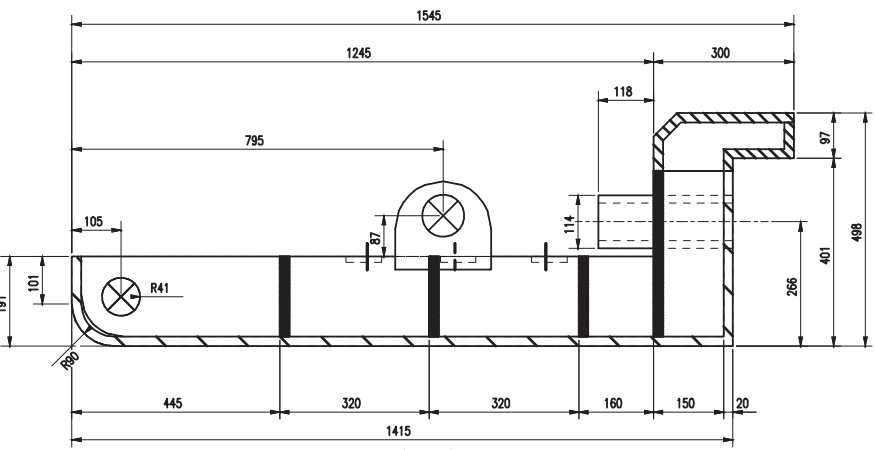
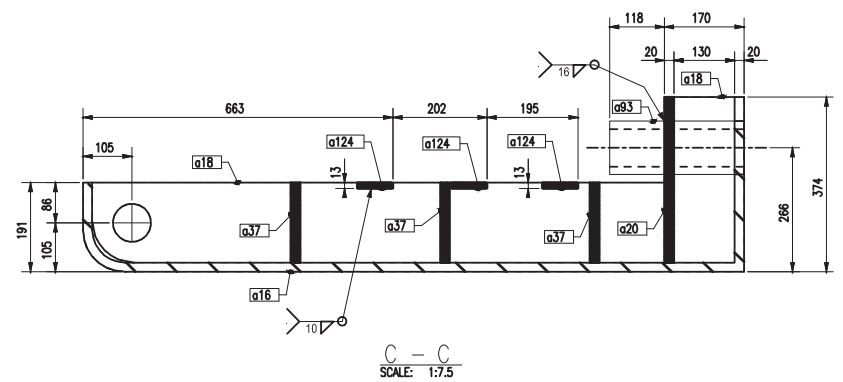
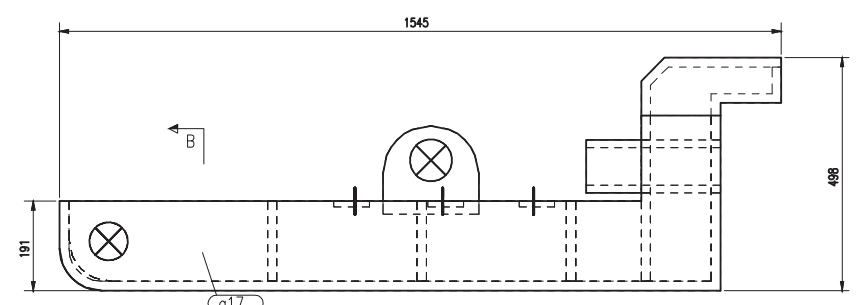
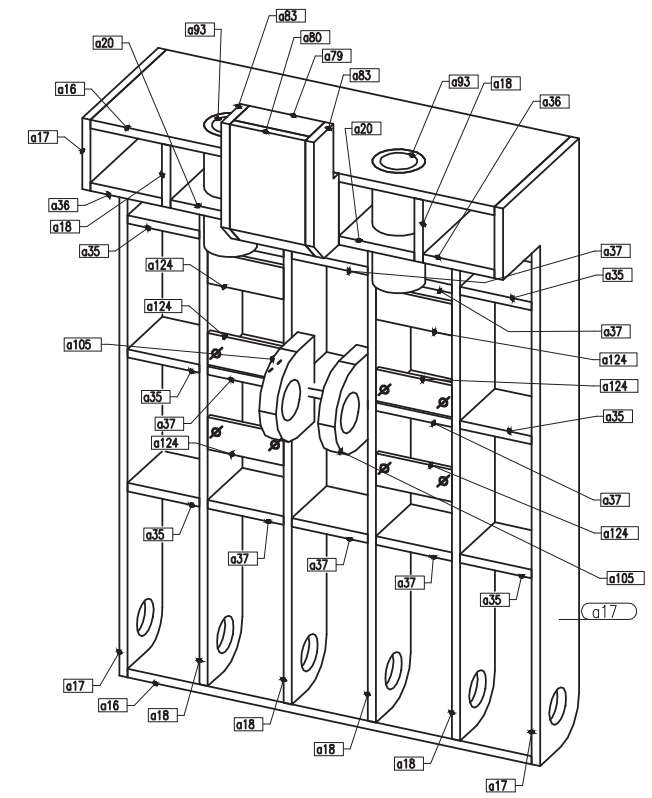
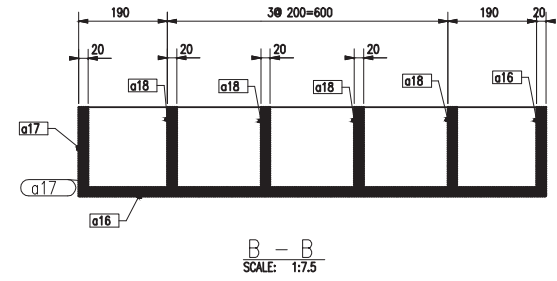
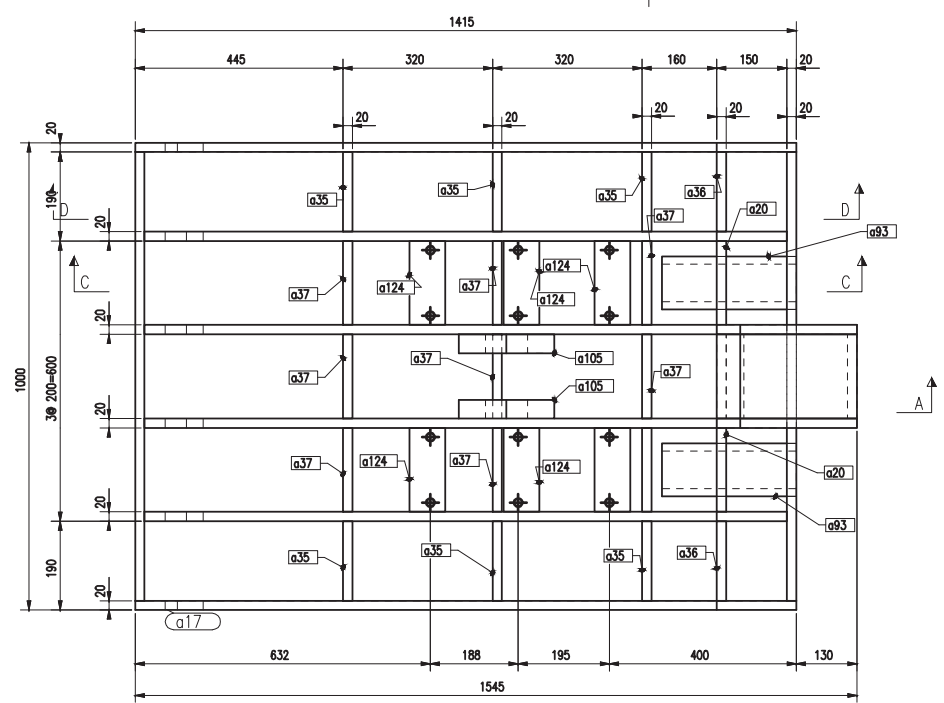
UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA  
PROYECTO  
SCRAP METAL BALER  
VISTAS DE ARMADO  
ESCALA: INDICADA  
NUMERO DE PLANOS: UCSM - TECLA - 001

APROBADO POR: R. ALZAMORA  
DISEÑADO POR: R. ALZAMORA  
REVISADO POR:  
APROBADO POR:  
JEFE DE PROYECTO  
CLIENTE: U.C.S.M.

FECHA:  
FECHA:  
FECHA:  
FECHA:  
FECHA:  
FECHA:

INDICADA

LISTA DE MATERIALES: A-40				CANTIDAD		1	
ITEM	COD.	DESCRIPCION	PERFILES	LONGITUD (m <sup>2</sup> )	CANTIDAD UNIT. TOTAL	PESO (kg) UNIT. TOTAL	AREA (m <sup>2</sup> ) UNIT. TOTAL
1	a16		PL20X960	1906.51	1 1	287.35 287.35	3.75 3.75
2	a17		PL20X374	1415.08	2 2	83.18 166.36	0.67 1.33
3	a18		PL20X354	1375.08	4 4	76.51 306.03	0.59 2.34
4	a20		PL20X180	354.39	2 2	10.01 20.03	0.14 0.27
5	a35		PL20X170	171.37	6 6	4.57 27.44	0.07 0.43
6	a36		PL20X170	354.39	2 2	9.46 18.92	0.14 0.28
7	a37		PL20X171	180.00	9 9	4.84 43.59	0.08 0.68
8	a38		PL20X180	354.39	1 1	10.01 10.01	0.15 0.15
9	a79		PL20X180	233.75	1 1	6.61 6.61	0.10 0.10
10	a80		PL20X180	377.89	1 1	10.68 10.68	0.16 0.16
11	a83		PL20X124	300.00	2 2	5.83 11.66	0.08 0.16
12	a93		PD113.8X16.9	287.94	2 2	11.44 22.88	0.11 0.22
13	a105		PL40X169	204.99	2 2	12.18 24.36	0.09 0.19
14	a124		FL13X76	180.01	6 6	1.37 8.20	0.03 0.20
<b>TOTAL:</b>					<b>964.11</b>	<b>TOTAL:</b>	<b>10.27</b>



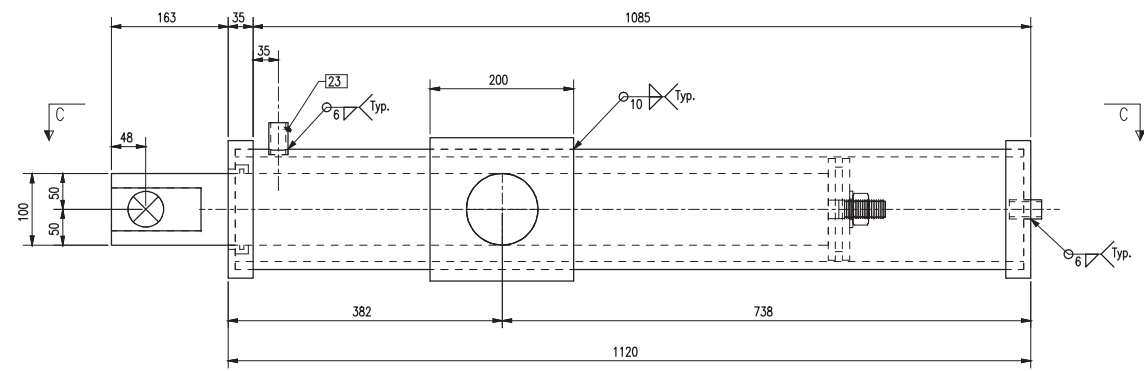
ENSAMBLE / OA-40  
CANTIDAD: 1 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:7.5

NOTA:  
- TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EXPRESADAS EN MILIMETROS Y LOS NIVELES EN METROS SALVO INDICACION CONTRARIA.

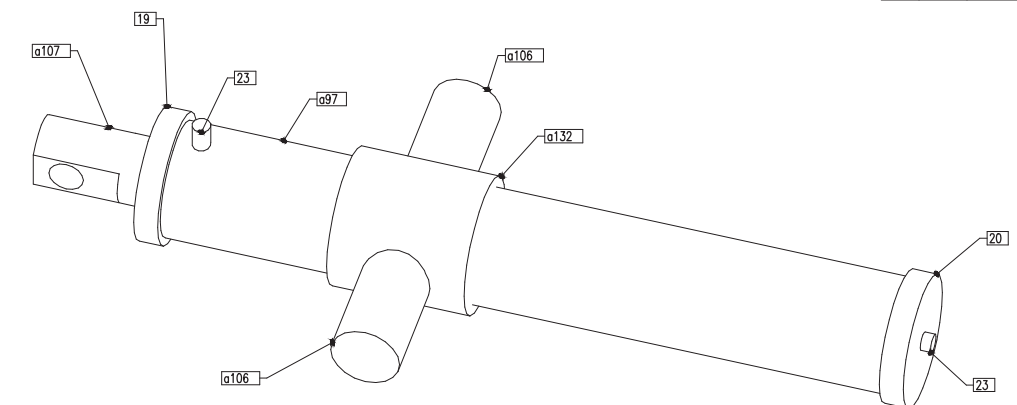
REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	NUMERO DE PLANOS	REFERENCIAS DE PLANOS	APROBADO	FECHA
A	25/22/15	EMITIDO PARA COORDINACION INTERNA	J.M. RA		-	-	-	-	-	-	-	TISENADO POR: R. ALZAMORA	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	DISEÑADO POR: R. ALZAMORA	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	REVISADO POR:	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	APROBADO POR:	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	JEFE DE PROYECTO	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	CLIENTE:	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	U.C.S.M.	FECHA:

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA  
PROYECTO  
SCRAP METAL BALER  
PLANO:  
VISTA DE ARMADO  
ESCALA:  
INDICADA  
NUMERO DE PLANOS:  
UCSM - TECLA - 002

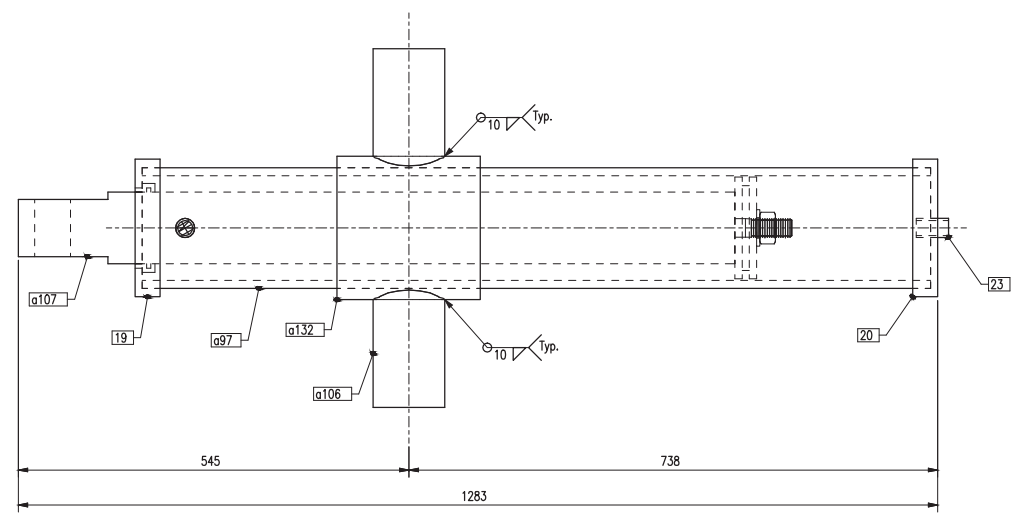
LISTA DE MATERIALES: A-22				CANTIDAD		1				
ITEM	COD.	DESCRIPCION	PERFILES	LONGITUD (m <sup>2</sup> )	CANTIDAD UNIT.	TOTAL	PESO (kg.) UNIT.	TOTAL	AREA (m <sup>2</sup> ) UNIT.	TOTAL
1	19		AB192	35.00	1	1	7.86	7.86	0.08	0.08
2	20		AB192	35.00	1	1	7.86	7.86	0.09	0.09
3	23		PIPE19STD	45.00	2	2	0.07	0.14	0.00	0.01
4	ø97		PIPE152XS	1100.00	1	1	43.90	43.90	0.58	0.58
5	ø106		AB100	500.00	1	1	30.32	30.32	0.13	0.13
6	ø107		AB100	1000.00	1	1	60.64	60.64	0.34	0.34
7	ø132		TUBE200X16	200.00	1	1	14.36	14.36	0.14	0.14
TOTAL:							165.09	TOTAL:	1.36	



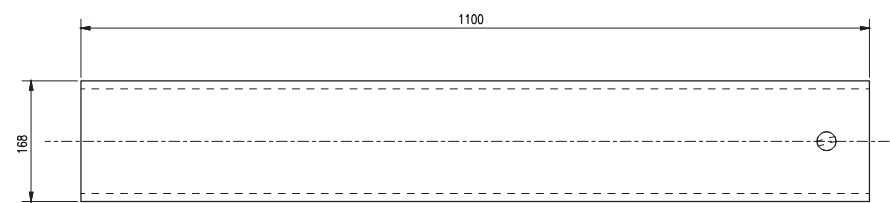
ENSAMBLE / A-22  
CANTIDAD: 1 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:5



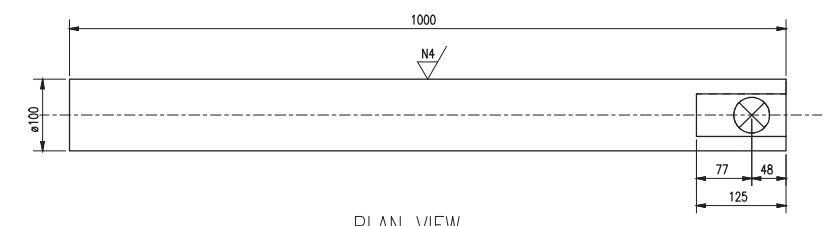
ISOMETRICO - ISOMETRICO  
SCALE: 1:5



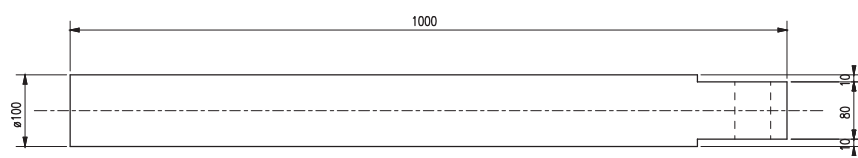
C - C  
SCALE: 1:5



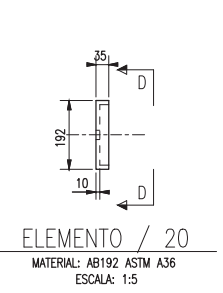
ELEMENTO / ø97  
MATERIAL: PIPE152XS ASTM A36  
ESCALA: 1:5



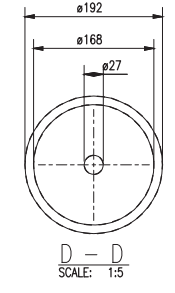
PLAN VIEW  
SCALE: 1:5



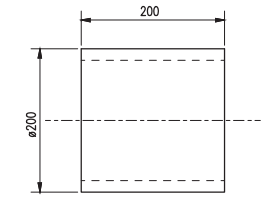
ELEMENTO / ø107  
MATERIAL: AB100 ASTM A36  
ESCALA: 1:5



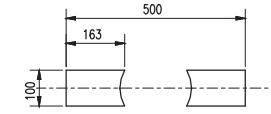
ELEMENTO / 20  
MATERIAL: AB192 ASTM A36  
ESCALA: 1:5



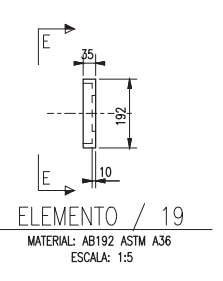
D - D  
SCALE: 1:5



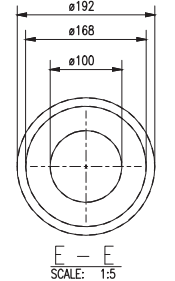
ELEMENTO / ø132  
MATERIAL: TUBE200X16 ASTM A36  
ESCALA: 1:5



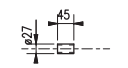
ELEMENTO / ø106  
MATERIAL: AB100 ASTM A36  
ESCALA: 1:5



ELEMENTO / 19  
MATERIAL: AB192 ASTM A36  
ESCALA: 1:5



E - E  
SCALE: 1:5



ELEMENTO / 23  
MATERIAL: PIPE19STD ASTM A36  
ESCALA: 1:5

NOTAS:  
N4 RECTIFICADO Y PULIDO  
CROMADO: 0.1 mm ESPESOR  
DUREZA: 900-1000 VICKERS

NOTA:  
- TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EXPRESADAS EN MILIMETROS Y LOS NIVELES EN METROS SALVO INDICACION CONTRARIA.

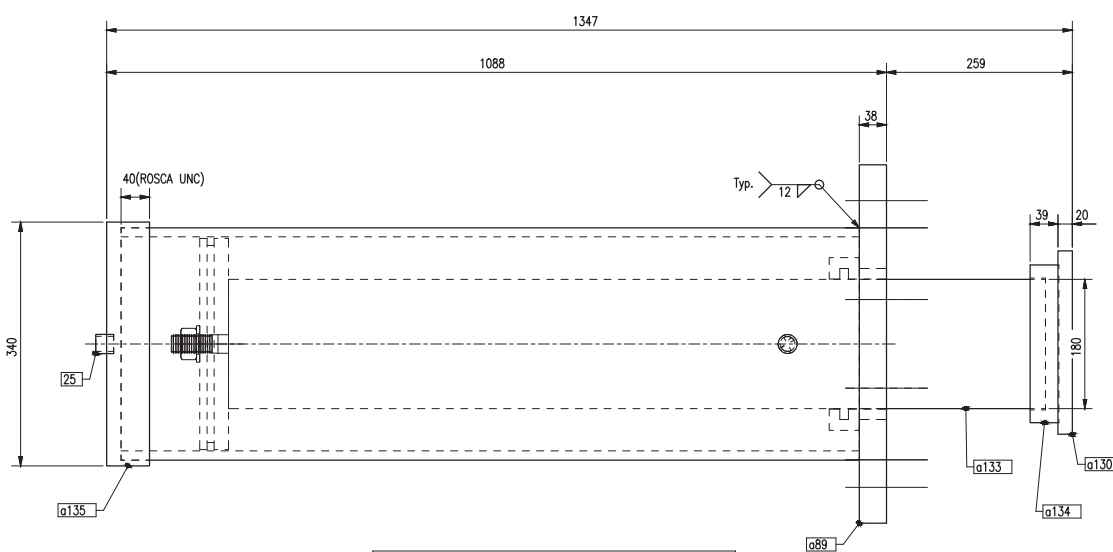
REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	NUMERO DE PLANOS	REFERENCIAS DE PLANOS
A	25/22/15	EMITIDO PARA COORDINACION INTERNA	J.M. R.A.		-	-				---	---
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

FECHA	FECHA
---	---
---	---
---	---
---	---
---	---
---	---
---	---

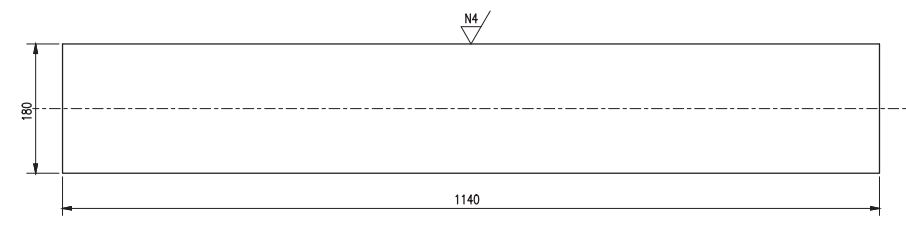
UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA  
PROYECTO  
SCRAP METAL BALER  
DETALLES DE PISTON-MUELA

ESCALA: INDICADA  
NUMERO DE PLANO: UCSM - TECLA - 003  
REV. 0

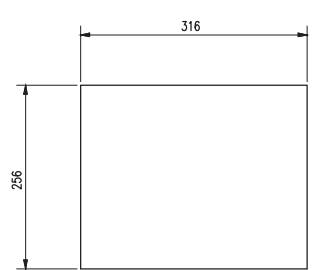
LISTA DE MATERIALES: A-5				CANTIDAD		1				
ITEM	COD.	DESCRIPCION	PERFILES	LONGITUD (m <sup>2</sup> )	CANTIDAD UNIT.	TOTAL	PESO (kg.) UNIT.	TOTAL	AREA (m <sup>2</sup> ) UNIT.	TOTAL
1	24		PIPE19STD	40.00	1	1	0.06	0.06	0.00	0.00
2	25		PIPE19STD	25.00	1	1	0.04	0.04	0.00	0.00
3	ø89		AB500	38.00	1	1	58.33	58.33	0.42	0.42
4	ø101		PIPE310XS	1030.09	1	1	93.38	93.38	1.06	1.06
5	ø130		PL20X256	316.00	1	1	12.70	12.70	0.18	0.18
6	ø133		AB180	1140.09	1	1	225.15	225.15	0.69	0.69
7	ø134		AB220	40.09	1	1	11.86	11.86	0.12	0.12
8	ø135		AB340	60.00	1	1	42.49	42.49	0.29	0.29
TOTAL:							444.02	444.02	TOTAL:	2.77



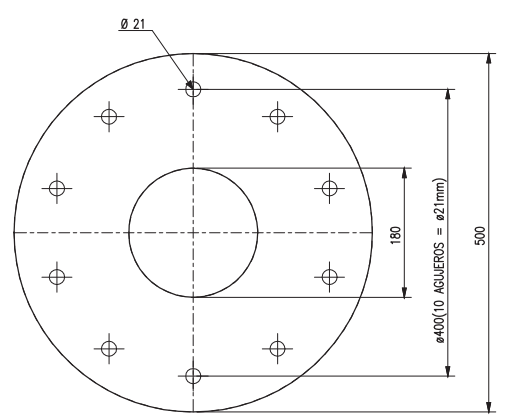
**ENSAMBLE / A-5**  
 CANTIDAD: 1 UNIDAD (S)  
 ESCALA: 1:5



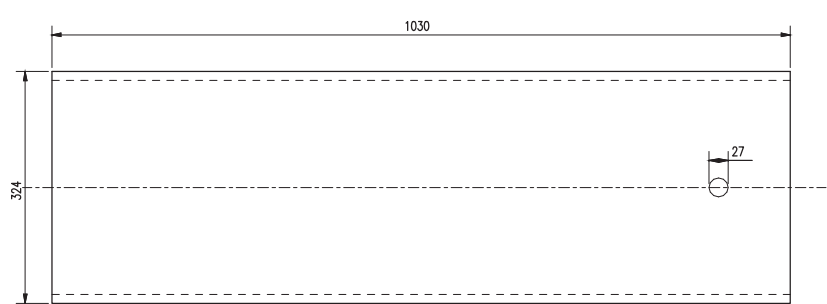
**ELEMENTO / ø133**  
 MATERIAL: AB180 ASTM A36  
 ESCALA: 1:5



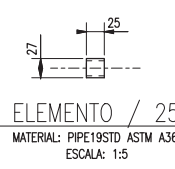
**ELEMENTO / ø130**  
 MATERIAL: PL20X256 ASTM A36  
 ESCALA: 1:5



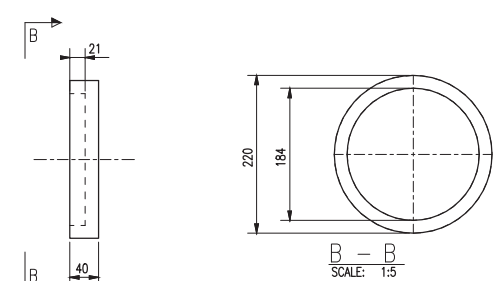
**ELEMENTO / ø89**  
 MATERIAL: AB500 ASTM A36  
 ESCALA: 1:5



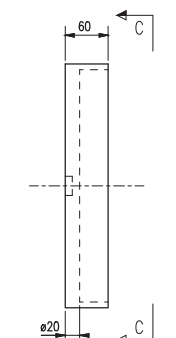
**ELEMENTO / ø101**  
 MATERIAL: PIPE310XS ASTM A36  
 ESCALA: 1:5



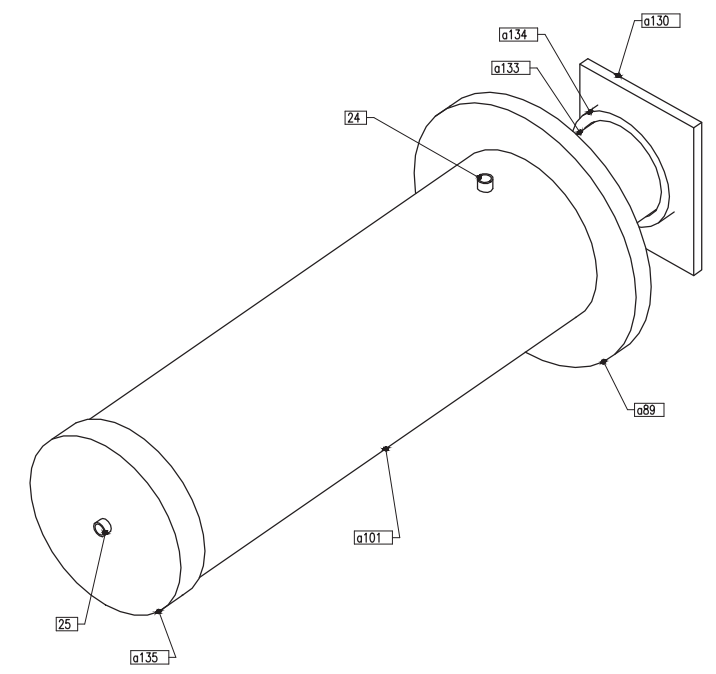
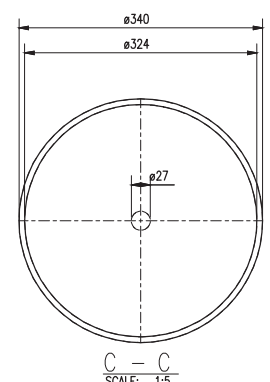
**ELEMENTO / 25**  
 MATERIAL: PIPE19STD ASTM A36  
 ESCALA: 1:5



**ELEMENTO / ø134**  
 MATERIAL: AB220 ASTM A36  
 ESCALA: 1:5



**ELEMENTO / ø135**  
 MATERIAL: AB340 ASTM A36  
 ESCALA: 1:5



V. ISOMETRICA

**NOTAS:**  
 N4 RECTIFICADO Y PULIDO  
 CROMADO: 0.1 mm ESPESOR  
 DUREZA: 900-1000 VICKERS

NOTA:  
 - TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EXPRESADAS EN MILIMETROS Y LOS NIVELES EN METROS SALVO INDICACION CONTRARIA.

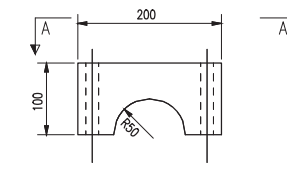
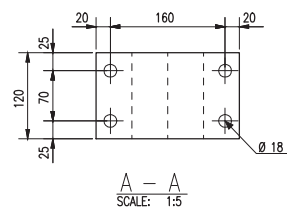
REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	NUMERO DE PLANOS	REFERENCIAS DE PLANOS	APROBADO	FECHA	FECHA	FECHA	FECHA	FECHA	FECHA	FECHA	FECHA	FECHA
A	25/22/15	EMITIDO PARA COORDINACION INTERNA	J.M. R.A.		-	-				---	---										
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-										
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-										
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-										
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-										
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-										

UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARÍA  
 PROYECTO  
 SCRAP METAL BALER

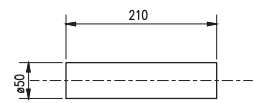
PLANO:  
 DETALLE DE PISTON-CUERPO

ESCALA: INDICADA  
 NUMERO DE PLANO: UCSM-TECLA-004

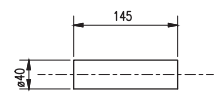
REV. 0  
 A



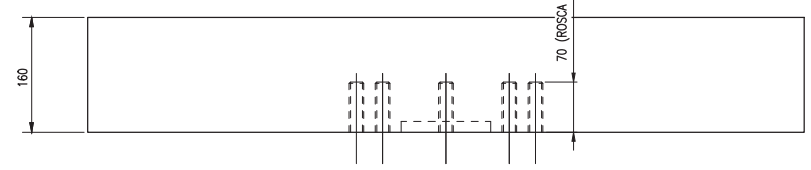
ENSAMBLE / A-23  
CANTIDAD: 2 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:5



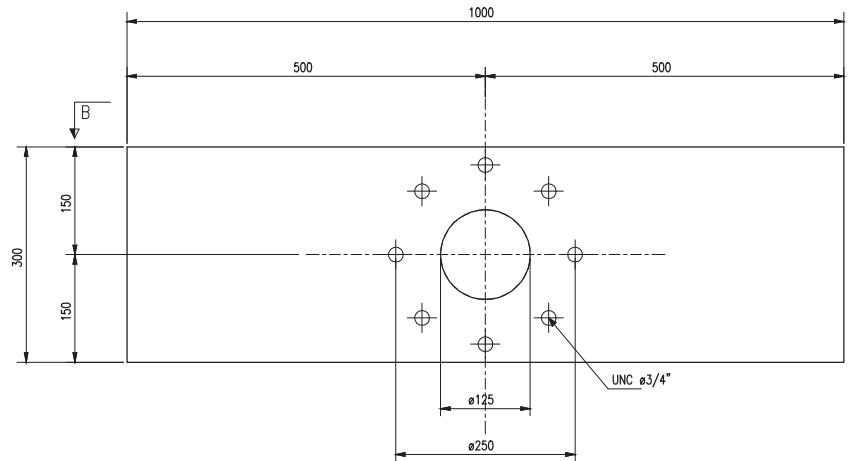
ENSAMBLE / A-34  
CANTIDAD: 1 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:5



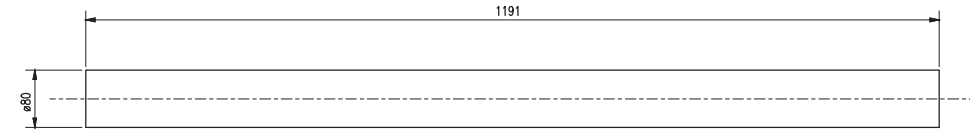
ENSAMBLE / A-43  
CANTIDAD: 2 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:5



B - B  
SCALE: 1:5



ENSAMBLE / A-41  
CANTIDAD: 1 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:5



ENSAMBLE / A-42  
CANTIDAD: 1 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:5

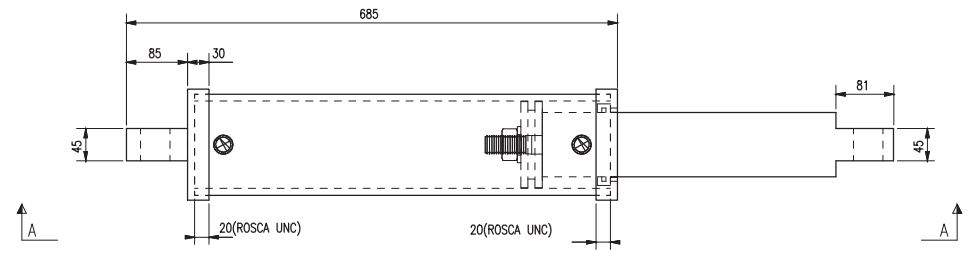
LISTA DE MATERIALES: A-23							CANTIDAD		2	
ITEM	COD.	DESCRIPCION	PERFILES	LONGITUD (m <sup>2</sup> )	CANTIDAD		PESO (kg.)		AREA (m <sup>2</sup> )	
					UNIT.	TOTAL	UNIT.	TOTAL	UNIT.	TOTAL
1	a94		PL120X100	200.00	1	2	18.84	37.68	0.11	0.22
LISTA DE MATERIALES: A-34							CANTIDAD		1	
3	a122		AB50	210.00	1	1	3.15	3.15	0.04	0.04
LISTA DE MATERIALES: A-41							CANTIDAD		1	
5	a99		PL160X300	1000.00	1	1	376.80	376.80	1.02	1.02
LISTA DE MATERIALES: A-42							CANTIDAD		1	
7	a91		AB80	1190.81	1	1	45.79	45.79	0.31	0.31
LISTA DE MATERIALES: A-43							CANTIDAD		2	
9	a108		AB40	145.00	1	2	1.37	2.73	0.02	0.04
							TOTAL:	466.16	TOTAL:	1.63

NOTA:  
- TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EXPRESADAS EN MILIMETROS Y LOS NIVELES EN METROS SALVO INDICACION CONTRARIA.

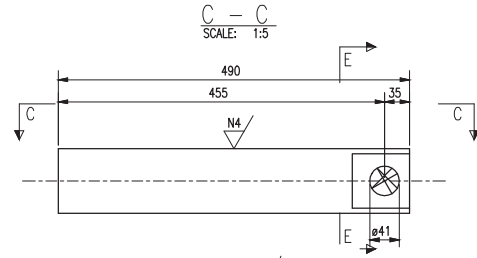
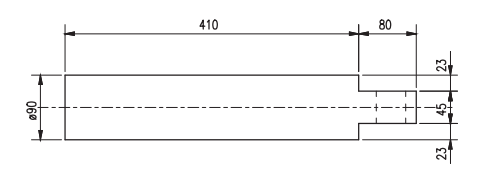
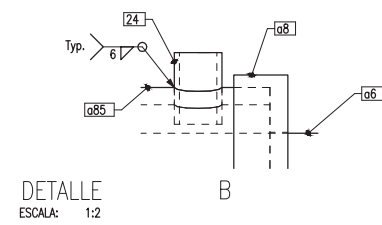
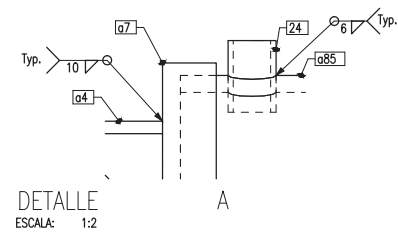
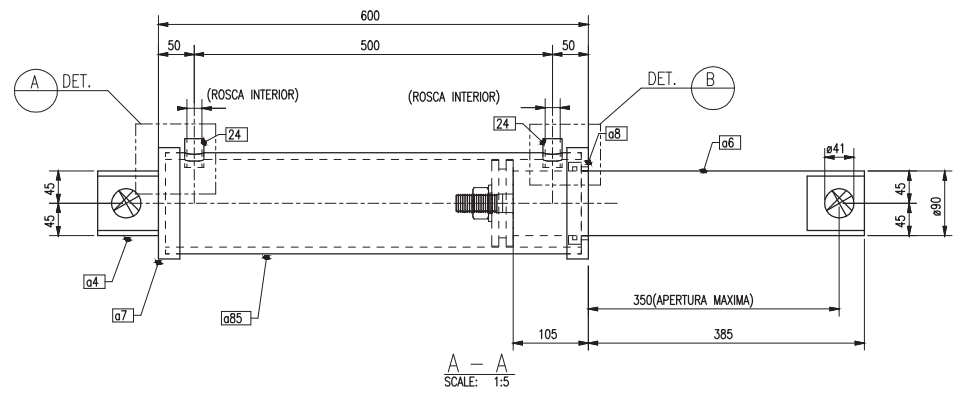
REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	NUMERO DE PLANOS	REFERENCIAS DE PLANOS
A	25/22/15	EMITIDO PARA COORDINACION INTERNA	J.M. R.A.		-	-		-		---	---
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

APROBADO		UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA	
PROYECTO	FECHA:	PROYECTO	
SCRAP METAL BALER	FECHA:	SCRAP METAL BALER	
PLANO:		DETALLE DE PINES Y ACCESORIOS	
ESCALA:	NUMERO DE PLANOS:	UCSM - TECLA - 005	
INDICADA			

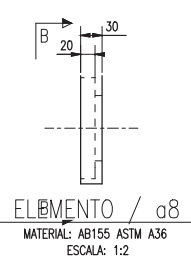
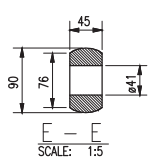
LISTA DE MATERIALES: A-44				CANTIDAD		1				
ITEM	COD.	DESCRIPCION	PERFILES	LONGITUD (m <sup>2</sup> )	CANTIDAD UNIT.	TOTAL	PESO (kg.) UNIT.	TOTAL	AREA (m <sup>2</sup> ) UNIT.	TOTAL
1	24		PIPE19STD	40.00	2	2	0.06	0.13	0.00	0.01
2	04		AB90	85.00	1	1	4.14	4.14	0.03	0.03
3	06		AB90	490.00	1	1	23.85	23.85	0.15	0.15
4	07		AB155	30.00	1	1	4.39	4.39	0.06	0.06
5	08		AB155	30.00	1	1	4.39	4.39	0.05	0.05
6	085		PIPE127XS	580.00	1	1	16.80	16.80	0.26	0.26
TOTAL:							53.70	TOTAL:	0.56	



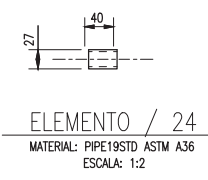
ENSAMBLE / A-44  
CANTIDAD: 1 UNIDAD (S)  
ESCALA: 1:2



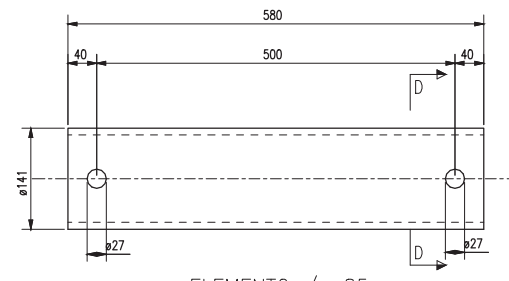
ELEMENTO / 06  
MATERIAL: AB90 ASTM A36  
ESCALA: 1:2



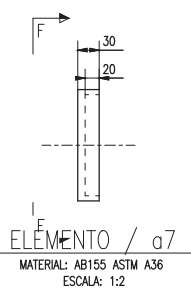
ELEMENTO / 08  
MATERIAL: AB155 ASTM A36  
ESCALA: 1:2



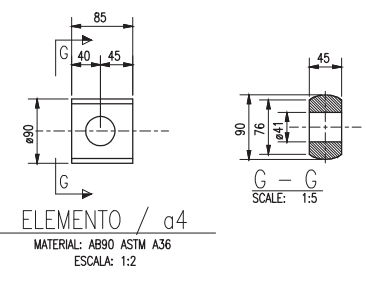
ELEMENTO / 24  
MATERIAL: PIPE19STD ASTM A36  
ESCALA: 1:2



ELEMENTO / 085  
MATERIAL: PIPE127XS ASTM A36  
ESCALA: 1:2



ELEMENTO / 07  
MATERIAL: AB155 ASTM A36  
ESCALA: 1:2



ELEMENTO / 04  
MATERIAL: AB90 ASTM A36  
ESCALA: 1:2

NOTAS:  
N4 RECTIFICADO Y PULIDO  
CROMADO: 0.1 mm ESPESOR  
DUREZA: 900-1000 VICKERS

NOTA:  
- TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EXPRESADAS EN MILIMETROS Y LOS NIVELES EN METROS SALVO INDICACION CONTRARIA.

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	NUMERO DE PLANOS	REFERENCIAS DE PLANOS	APROBADO	FECHA
A	25/22/15	EMITIDO PARA COORDINACION INTERNA	J.M. R.A.		-	-				---	---	DESIGNADO POR: R. ALZAMORA	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	LIBRADO POR: R. ALZAMORA	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	REVISADO POR:	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	APROBADO POR:	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	JEFE DE PROYECTO	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	CLIENTE:	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	U.C.S.M.	---

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA  
PROYECTO  
SCRAP METAL BALER

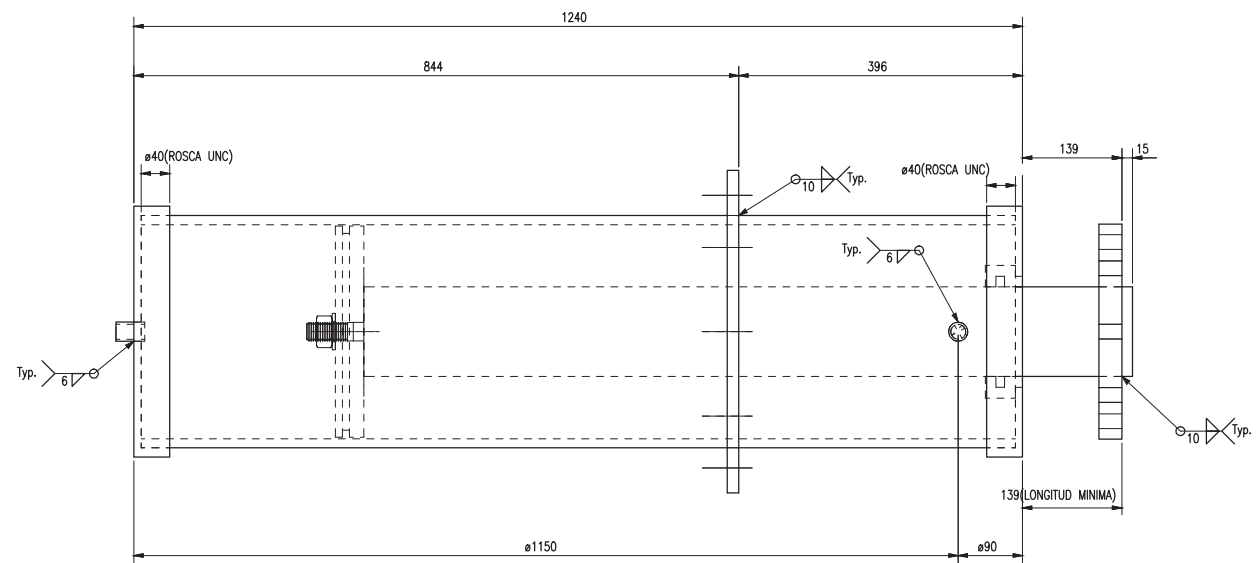
DETALLE DE PISTONES

ESCALA: INDICADA

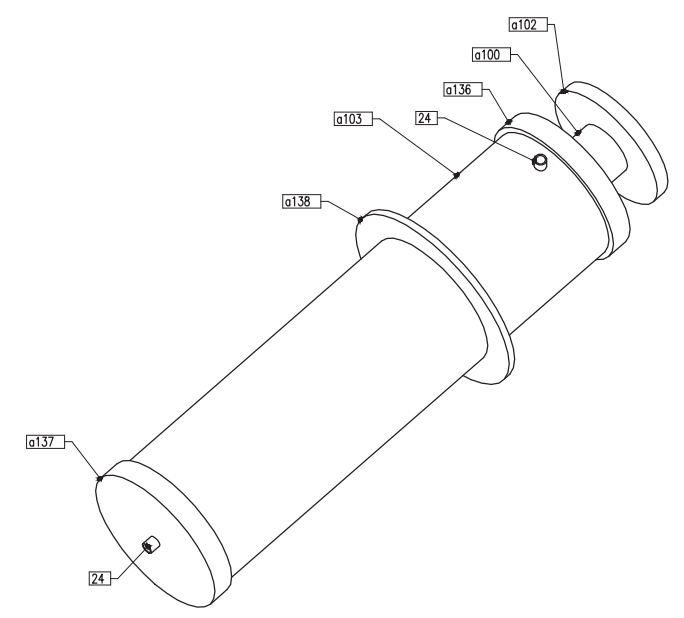
NUMERO DE PLANO: UCMS - TECLA - 006

REV. 0

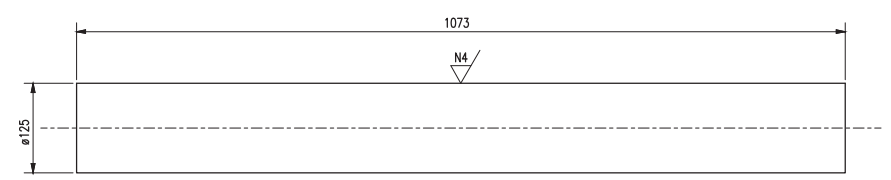
LISTA DE MATERIALES: A-6				CANTIDAD		1	
ITEM	COD.	DESCRIPCION	PERFILES	LONGITUD (m <sup>2</sup> )	CANTIDAD	PESO (kg.)	AREA (m <sup>2</sup> )
					UNIT.	UNIT.	UNIT.
1	24		PIPE19STD	40.00	2	2	0.06
2	ø100		AB125	1072.65	1	1	101.64
3	ø102		AB300	32.00	1	1	17.64
4	ø103		PIPE310XS	1220.00	1	1	110.60
5	ø136		AB350	50.00	1	1	37.52
6	ø137		AB350	50.00	1	1	37.52
7	ø138		AB450	16.00	1	1	19.87
TOTAL:						324.92	TOTAL: 2.61



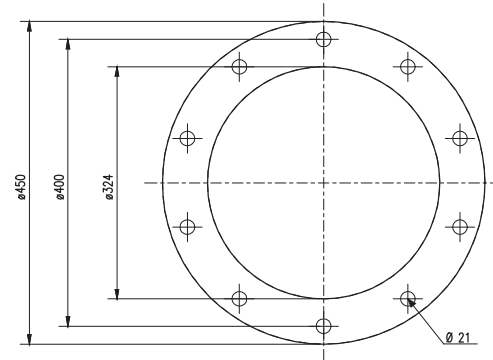
**ENSAMBLE / A-6**  
 CANTIDAD: 1 UNIDAD (S)  
 ESCALA: 1:5



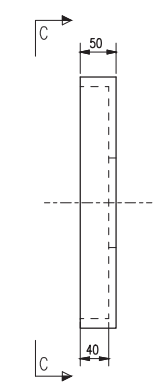
V. ISOMETRICA



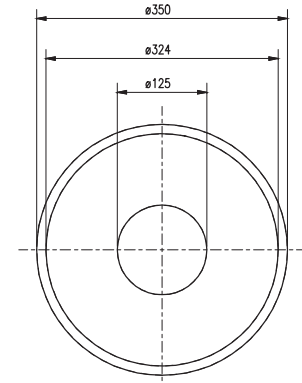
**ELEMENTO / ø100**  
 MATERIAL: AB125 ASTM A36  
 ESCALA: 1:5



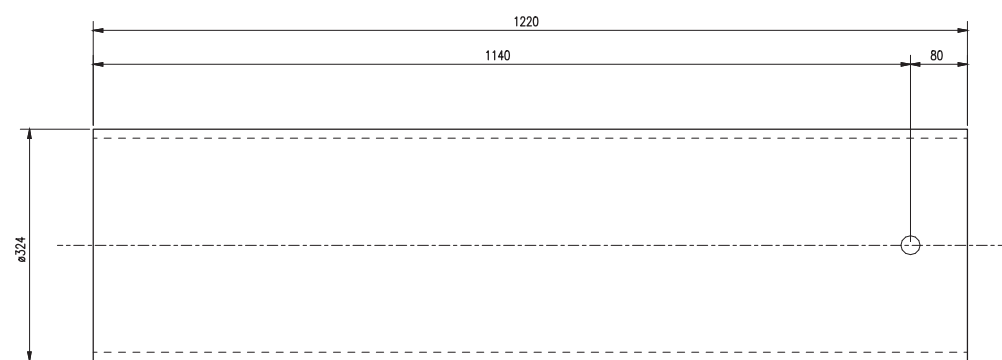
**ELEMENTO / ø138**  
 MATERIAL: AB450 ASTM A36  
 ESCALA: 1:5



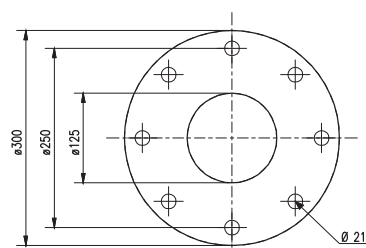
**ELEMENTO / ø136**  
 MATERIAL: AB350 ASTM A36  
 ESCALA: 1:5



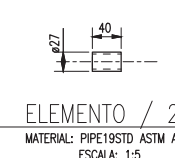
**ELEMENTO / ø137**  
 SCALE: 1:5



**ELEMENTO / ø103**  
 MATERIAL: PIPE310XS ASTM A36  
 ESCALA: 1:5



**ELEMENTO / ø102**  
 MATERIAL: AB300 ASTM A36  
 ESCALA: 1:5



**ELEMENTO / 24**  
 MATERIAL: PIPE19STD ASTM A36  
 ESCALA: 1:5

**NOTAS:**  
 N4 RECTIFICADO Y PULIDO  
 CROMADO: 0.1 mm ESPESOR  
 DUREZA: 900-1000 VICKERS

NOTA:  
 - TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EXPRESADAS EN MILIMETROS Y LOS NIVELES EN METROS SALVO INDICACION CONTRARIA.

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	REV.	FECHA	DESCRIPCION	DES. REV.	APROBADO	NUMERO DE PLANOS	REFERENCIAS DE PLANOS	APROBADO	FECHA
A	25/22/15	EMITIDO PARA COORDINACION INTERNA	J.M. R.A.		-	-				---	---	DESIGNADO POR: R. ALZAMORA	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	LIBERADO POR: R. ALZAMORA	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	REVISADO POR:	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	APROBADO POR:	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	JEFE DE PROYECTO	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	CLIENTE:	FECHA:
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	U.C.S.M.	---

**UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA**  
 PROYECTO  
 SCRAP METAL BALER  
 PLANO:  
 DETALLE DE PISTON-CUERPO  
 ESCALA: INDICADA  
 NUMERO DE PLANO: UCSM - TECLA - 007  
 REV. 0  
 A





**Technical Specification Of The SMB-T200XL Copper Wire Baling Machine**

NO	ITEM	UNIT	T200XL
1	Pressing Force	tons	200
2	Size Of Pressing Chamber	mm	1800x1400x1000
3	Size Of Bale	mm	400x400xVar
4	Weight Of Bale	kgs	180-350
5	Density Of Bale	kg/m <sup>3</sup>	2000
6	Cycle	s	120
7	Production Efficiency	tons/h	3.5-6.0
8	System Pressure	Mpa	25
9	Motor Power	kw	44(2 sets)
10	Size Of Machine	mm	4600x4700x2900
11	Weight Of Machine	tons	25.0

# ACERO GRADO MAQUINARIA



**AISI 1045**

**Soluciones sólidas y duraderas...**

# ACERO AISI-SAE 1045 (UNS G10450)

**1. Descripción:** es un acero utilizado cuando la resistencia y dureza son necesarios en condición de suministro. Este acero medio carbono puede ser forjado con martillo. Responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Cuando se hacen prácticas de soldadura adecuadas, presenta soldabilidad adecuada. Por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de maquinaria.

**2. Normas involucradas:** ASTM A108

**3. Propiedades mecánicas:** Dureza 163 HB (84 HRb)  
Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)  
Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)  
Elongación 16% (en 50 mm)  
Reducción de área (40%)  
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)  
Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

**4. Propiedades físicas:** Densidad 7.87 g/cm<sup>3</sup> (0.284 lb/in<sup>3</sup>)

**5. Propiedades químicas:** 0.43 – 0.50 % C  
0.60 – 0.90 % Mn  
0.04 % P máx  
0.05 % S máx

**6. Usos:** los usos principales para este acero es piñones, cuñas, ejes, tornillos, partes de maquinaria, herramientas agrícolas y remaches.

**7. Tratamientos térmicos:** se da normalizado a 900°C y recocido a 790°C

**NOTA:**

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

## ACERO MAQUINARIA - AISI 1045



## 34 Cr Ni Mo 6

Equivalencias DIN: 34CrNiMo6H W.N.: 1.6582 AISI: 4340

### Composición química

%C	%Si	%Mn	%Ni	%Cr	%Mo	%S	%P
0.30	0.15	0.50	1.30	1.30	0.15	0.02	-
0.38	0.40	0.80	1.70	1.70	0.30	0.04	≤0.035

<b>Estado de Suministro</b>	Bonificado
<b>Dureza de Suministro</b>	275 - 320 HB
<b>Colores de Identificación</b>	Rojo – Marrón claro – Verde
<b>Formato</b>	Barras redondas

### Características

Por su estado de suministro bonificado, permite su aplicación sin necesidad de tratamiento térmico adicional, pero para mayores exigencias se puede tratar térmicamente.

Tienen alta templeabilidad hasta en medidas grandes..

Mayor resistencia a la tracción, torsión y a cambios de flexión, que el 42 CrMoS4H.

Puede utilizarse para trabajo en caliente.

### Aplicaciones

Pernos y tuercas de alta tensión, cigüeñales, ejes de leva, árboles de transmisión, barras de torsión, ejes cardán, ejes de bombas, tornillos sin fin, rodillos de transportadora, vástagos, pines, brazos de dirección, discos de embrague.

Matrices de grandes masas para estampar en caliente.

Se usa mucho en la industria de la aeronáutica para las partes estructurales del ensamble de las alas, fuselaje y tren de aterrizaje, ejes para hélices de aviones.



### Soldadura

Soldable con procedimiento.

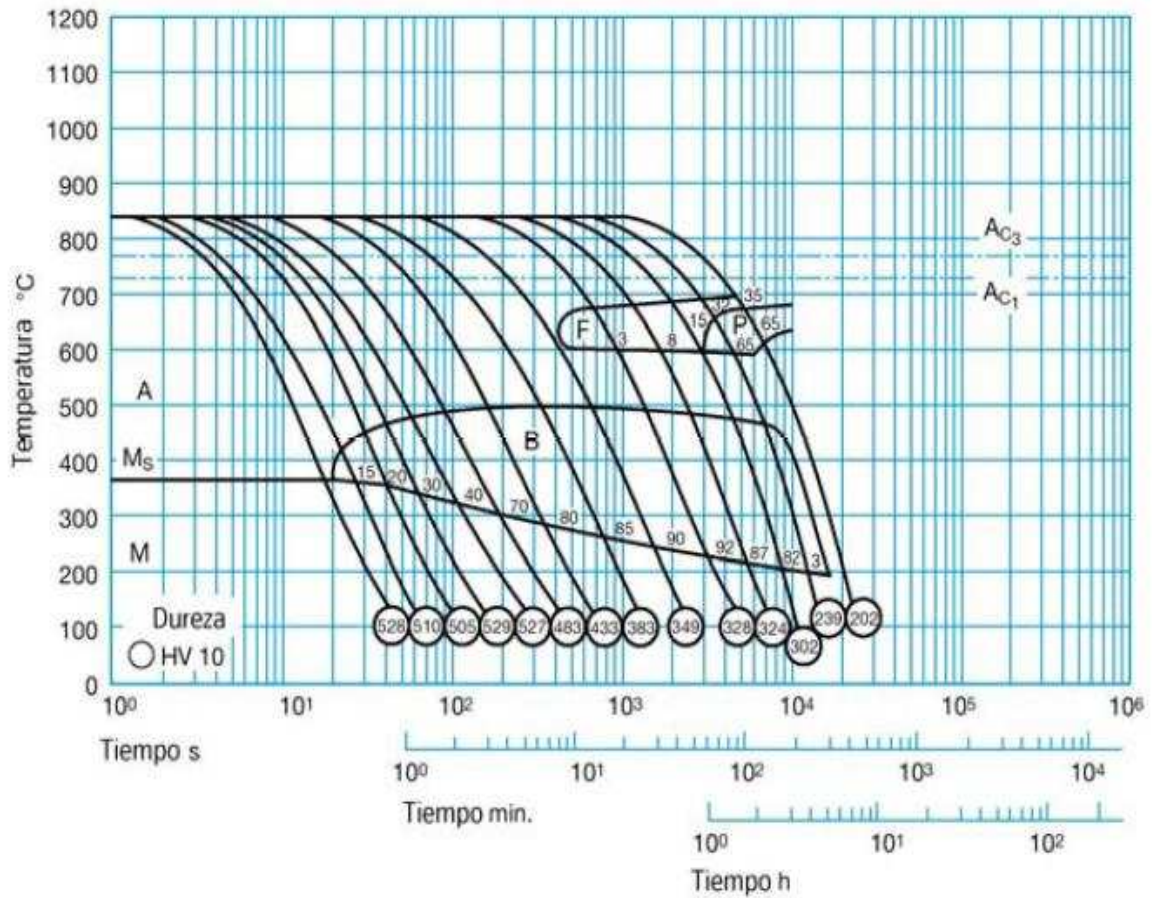
Cualquier consulta comunicarse con el Departamento Técnico de **SOLDEX S.A.**

### Tratamiento Térmico

Temperatura de Temple	Medio de enfriamiento	Temperatura de Nitruración
830 – 860 °C	Aceite	560 °C



**Diagrama TTT – (Temperatura – Tiempo – Transformación)**

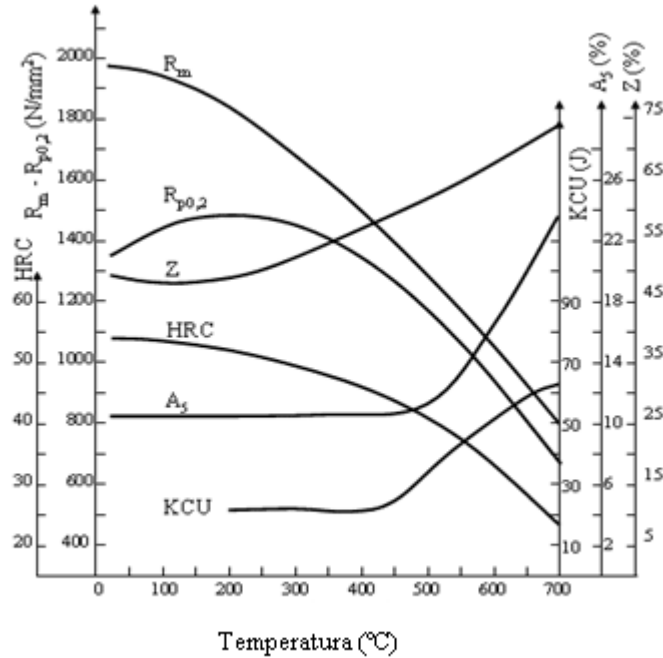


**Propiedades Mecánicas**

Medidas (Diámetros mm)	Límite Elástico (Mpa)	Resistencia a la Tracción (Mpa)	Alarg.(%)	Impacto (J)
$d \leq 16$	$\geq 1000$	1200 – 1400	$\geq 9$	$\geq 35$
$16 < d \leq 40$	$\geq 900$	1100 – 1300	$\geq 10$	$\geq 45$
$40 < d \leq 100$	$\geq 800$	1000 – 1200	$\geq 11$	$\geq 45$
$100 < d \leq 160$	$\geq 700$	900 – 1100	$\geq 12$	$\geq 45$
$160 < d \leq 250$	$\geq 600$	800 – 950	$\geq 13$	$\geq 45$
$250 < d \leq 500$	$\geq 540$	740 – 890	$\geq 14$	$\geq 45$
$500 < d \leq 750$	$\geq 490$	690 – 840	$\geq 15$	$\geq 40$



**CURVA Tº DE REVENIDO VS. PROP. MECANICAS**



- Donde:  
 Rm: Resistencia a la Tracción  
 Rp0.2: Resistencia a la Fluencia  
 Z: Ductilidad o alargamiento  
 HRC: Dureza Rockwell C  
 As : Reducción de Área  
 KCU: Resistencia al Impacto o Tenacidad

**Recomendaciones sobre Mecanizado**

**Torneado**

Parámetros de Corte	Torneado con metal duro		Torneado con acero rápido
	Torneado de desbaste	Torneado Fino	Torneado fino
Velocidad de corte (vc) m/min	90 – 160	100 – 160	12 – 20
Avance (f) mm/r	0,3 – 0,6	0,1 – 0,2	0,05 - 0,1
Profundidad de corte (ap) mm.	2 – 6	2	2
Mecanizado grupo ISO	P40 recubierto con TiAlN	P25	-



## Fresado

### Fresado de Acabado

Parámetros de Corte	Tipo de fresa		
	Metal duro Integral	Insertado metal duro	Acero rápido
Velocidad de corte (vc) m/min	50	100 – 150	17 <sup>1)</sup>
Avance (fz) mm/diente	0,03 – 0,2 <sup>2)</sup>	0,08 – 0,2 <sup>2)</sup>	0,05 – 0,35 <sup>2)</sup>
Mecanizado grupo ISO	K10, P40	P20 – P40	-

- 1) Fresas de acabado rápido recubierto Vc = 24 m/min  
2) Depende del tipo de fresado y diámetro de corte

### Fresado frontal y axial

Parámetros de Corte	Fresado con metal duro	
	Fresado de desbaste	Fresado en fino
Velocidad de corte (vc) m/min	80 – 110	110 – 130
Avance (fz) mm/diente	0,2 – 0,4	0,1 – 0,2
Profundidad de corte (ap) mm.	2 – 5	2
Mecanizado grupo ISO	P20, P40 Carburo revestido	P10, P20 Carburo revestido o cermet

## Taladrado

### Taladrado con brocas de acero rápido

(\*) Brocas de acero rápido recubiertos vc=20 m/min.

Diámetro de broca (mm)	Velocidad de (*) corte (vc) m/min.	Avance (f) mm/r
5	15	0,08 – 0,15
5 – 10	15	0,15 – 0,25
10 – 15	15	0,25 – 0,30
15 – 20	15	0,30 – 0,35

### Taladrado con brocas de metal duro

Parámetros de corte	Tipo de broca		
	Metal duro insertado	Metal duro sólido	Taladro con canales de refrigeración <sup>1)</sup>
Velocidad de corte (vc) m/min	130 – 180	55	45
Avance (f) mm/r	0,05 – 0,25 <sup>2)</sup>	0,10 – 0,25 <sup>2)</sup>	0,15 – 0,35 <sup>2)</sup>

- 1) Brocas con canales de refrigeración interna y plaqueta de metal duro  
2) Depende del diámetro de la broca

**Sinopsis**

**Beneficios**
**Montaje sencillo**

- Solución en montaje compacto o separado con cable preinstalado en fábrica
- Carcasa IP68/NEMA 6P. El sensor se puede enterrar.
- Alimentación de corriente flexible: batería interna o externa o alimentación por la red soportada por batería

**Estabilidad a largo plazo/Bajo coste total de propiedad**

- La ausencia de piezas móviles en una construcción robusta se traduce en menos desgaste.
- Las versiones básica y avanzada del transmisor con diferentes módulos de comunicación adicionales opcionales satisfacen diversos requisitos de los clientes y ofrecen una elevada rentabilidad.
- Incertidumbre máx. hasta 0,2%
- Medición bidireccional con un destacable rendimiento con caudales bajos
- Hasta diez años de servicio sin mantenimiento en las aplicaciones típicas

**Informaciones inteligentes fácilmente disponibles**

- Un sinfín de informaciones en el sitio
- Función de estadística y diagnóstico
- El módulo opcional GSM/GPRS de alto rendimiento constituye una solución eficiente para la medición y supervisión remotas a través de comunicaciones inalámbricas.

**Datos técnicos**

<b>Contador</b>	
<b>Precisión</b>	Calibración estándar: ± 0,4% ± 2 mm/s Calibración ampliada DN 50 ... DN 300 (2" ... 12"): ± 0,2 % del caudal ± 2 mm/s
<b>Supresión de caudales lentos</b>	0,05 %
<b>Conductividad del fluido</b>	Agua limpia > 20 µs/cm
<b>Temperatura</b>	
Ambiente	-20 ... +60 °C (-4 ... +140 °F)
Fluidos	0 ... 70 °C (32 ... 158 °F)
Almacenamiento	-40 ... +70 °C (-40 ... +158 °F)
<b>Clasificación de la carcasa</b>	
Sensor separado	IP68 según EN 60529/NEMA 6P, 10 mH <sub>2</sub> O cont.
Versión compacta	IP68 según EN 60529/NEMA 6P, 3 mH <sub>2</sub> O for seis meses
<b>Certificados y homologaciones</b>	
Calibración	
• Calibración estándar	2 x 25 % y 2 x 90 %
• Etalonnage spécial	Calibración de 5 puntos : 20 %, 40 %, 60 %, 80 %, 100 % de Q <sub>max</sub> de fábrica Calibración de 10 puntos : ascendente y descendente al 20 %, 40 %, 60 %, 80 %, 100 % de Q <sub>max</sub> de fábrica Calibración de par combinado: predeterminada, 5 puntos o 10 puntos Disponibile cuando se pide junto con el contador <sup>1)</sup>
Certificado de materiales según EN 10204-3.1	
Homologaciones para agua potable	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Estándar NSF/ANSI 61<sup>2)</sup> (agua fría), Estados Unidos</li> <li>• WRAS (BS 6920 agua fría), Reino Unido</li> <li>• Listado ACS Francia</li> <li>• DVGW W270 Alemania</li> <li>• Belgaqua (B)</li> <li>• MCERTS (GB)</li> </ul>
Homologaciones para PCI	Caudalímetro FM Fire Service (número de clase 1044) <sup>3)</sup>
Conformidad	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Directiva de equipos a presión: 2014/68/UE<sup>4)</sup></li> </ul> Consulte las curvas de presión/temperatura en la sección MAG 3100 de la página 3/70 <ul style="list-style-type: none"> <li>• CEM: IEC/EN 61326</li> </ul>
<b>Versión del sensor</b>	DN 25 ... 1200 (1" ... 48")
<b>Material del sensor</b>	Acero al carbono ASTM A 105 con revestimiento de epoxi de dos componentes resistente a la corrosión (150 µm/300 µm) Categoría de corrosividad C4 según ISO 12944-2
<b>Principio de medición</b>	Inducción electromagnética
<b>Frecuencia de excitación</b>	
Versión básica	
• Alimentación por batería	DN 25 ... 150 (1" ... 6"): 1/15 Hz DN 200 ... 600 (8" ... 24"): 1/30 Hz DN 700 ... 1200 (28" ... 48"): 1/60 Hz
• Alimentación por red	DN 25 ... 150 (1" ... 6"): 6,25 Hz DN 200 ... 600 (8" ... 24"): 3,125 Hz DN 700 ... 1200 (28" ... 48"): 1,5625 Hz

**Medida de caudal****SITRANS F M****MAG 8000 para aplicaciones de redes de toma y distribución (7ME6810)****Versión avanzada**

• Alimentación por batería	DN 25 ... 150 (1" ... 6"): 1/15 Hz (ajustable hasta 6,25 Hz; vida útil de la batería reducida) DN 200 ... 600 (8" ... 24"): 1/30 Hz (ajustable hasta 3,125 Hz; vida útil de la batería reducida) DN 700 ... 1200 (28" ... 48"): 1/60 Hz (ajustable hasta 1,5625 Hz; vida útil de la batería reducida)
• Alimentación por red	DN 25 ... 150 (1" ... 6"): 6,25 Hz DN 200 ... 600 (8" ... 24"): 3,125 Hz DN 700 ... 1200 (28" ... 48"): 1,5625 Hz

**Bridas**

EN 1092-1 (DIN 2501)	DN 25 y DN 40 (1" y 1½"): PN 40 (580 psi) DN 50 ... 150 (2" ... 6"): PN 16 (232 psi) DN 200 ... 1200 (8" ... 48"): PN 10 o PN 16 (145 psi o 232 psi)
ANSI 16.5 clase 150	1" ... 24": 20 bar (290 psi)
AWWA C-207	28" ... 48": PN 10 (145 psi)
AS 4087	DN 50 ... 1200 (2" ... 48"): PN 16 (232 psi)

**Revestimiento**

EPDM

**Electrodo y electrodos de conexión a tierra**

Hastelloy C276/2.4819

**Trenzas de tierra**

Las trenzas de conexión a tierra se montan en fábrica a cada lado del sensor.

- 1) Debe pedirse con el contador. No es posible pedir el certificado más adelante.
- 2) Incluido el Anexo G.
- 3) No para sensores con revestimiento de 300 µm.
- 4) Para obtener más información sobre requisitos y normas DEP, consulte la página 9/6

## Filtros de alta presión

- Mantenga limpio el sistema hidráulico
- El filtro de malla metálica plisada de acero inoxidable brinda una amplia área de filtrado en un tamaño compacto
- Para una presión máxima de sistema de hasta 5000 psi
- El diseño bidireccional permite el filtrado del aceite en ambas direcciones de flujo
- Cuerpo de dos piezas para fácil recambio de los filtros
- Se pueden obtener grandes flujos con una mínima caída de presión
- Conexiones de orificios roscados en cada extremo para simplificar la instalación

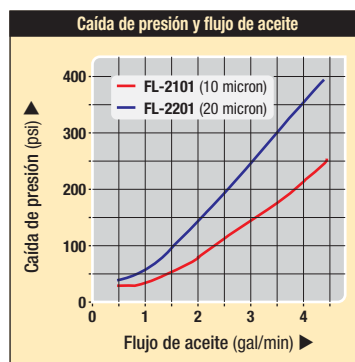
## Aceite hidráulico

- Garantiza lubricidad efectiva
- Protege las piezas esenciales

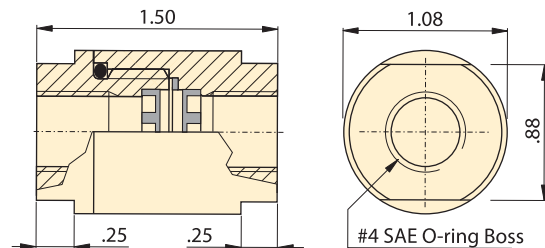
## Filtración

**Filtro de 20 micrones** que brinda la vida útil más prolongada antes de que sea necesario cambiarlo

Se recomienda el **filtro de 10 micrones** para los componentes hidráulicos más sensibles




### Serie FL



## Filtros en serie de alta presión

Número de modelo	Filtración		Conjunto de filtro	lbs
	Nominal	Absoluto		
FL-2101	10	25	FL-2101K	.4
FL-2201	20	40	FL-2201K	.4

## Aceite hidráulico

	Contenido	Número de modelo	Especificaciones aceite hidráulico Enerpac	
	Gal			
	.25	HF-100	0 °F	<12,000 S.U.S
	1	HF-101	100 °F	150/165 S.U.S
	5	HF-102	210 °F	42/45 S.U.S
	55	HF-104	Punto de inflamación.	400°F
			Punto de fluidez	-25 °F
			Punto de anilina	210/220 °F

Nota: Filtros de alta presión: 100 min.

www.enerpacwh.com

**E** Hoses, Filters, Couplers, Oil

**F** Flexibles, Filtres Raccords, Huile

**D** Schläuche, Filter Kupplungen, Öl

## Filtros de alta presión

Los filtros compactos en serie de alta presión evitan que virutas y residuos que ingresan al sistema de líquido hidráulico dañen componentes del sistema hidráulico.

## Aceite hidráulico

Utilice únicamente aceite hidráulico Enerpac original para garantizar un óptimo funcionamiento y una prolongada vida útil de su equipo hidráulico.

## Opciones

### Conectores

 194 

## Importante

No exceda el límite de presión máxima.

La potencia hidráulica es distribuida por los manifolds y transportada por las mangueras y tuberías.



▼ De arriba hacia abajo: HF-101, HF-100, HF-102, LX-101, A65, y FZ1055



## Componentes del sistema Enerpac auténticos

Aceite hidráulico		
Contenido	Número de modelo	El índice de alta viscosidad garantiza lubricidad máxima en una amplia gama de temperaturas de operación.
1 cuarto	<b>HF-100</b>	
1 galón	<b>HF-101</b>	
5 galones*	<b>HF-102</b>	
55 galones	<b>HF-104</b>	
1 galón**	<b>LX-101</b>	

\* Envasado en dos latas de 2½ galones.

\*\* Aceite para bomba manual

### Aceite HF

- Formulado especialmente para bombas de potencia
  - máxima eficiencia volumétrica
  - máxima transferencia de calor
  - evita la cavitación
  - aditivos contra lodos, herrumbre y espuma
- Máxima lubricidad de película protectora
  - aditivos contra oxidación

### Aceite LX para bomba manual

- Formulado especialmente para bombas manuales
  - aditivos contra lodos y herrumbre
- Menor esfuerzo para manipulación con respecto al aceite HF
  - buen rendimiento a baja temperatura
- No para utilizar con bombas de potencia

### ▼ Tabla de especificaciones del aceite

	Aceite LX	Aceite HF
Grado ISO	15	20
Índice de viscosidad	105 min	100 min
Viscosidad a 210 °F	38 S.U.S.	44 S.U.S.
Viscosidad a 100 °F	82 S.U.S.	164 S.U.S.
Viscosidad a 0 °F	1635 S.U.S.	<7636 S.U.S.
Densidad API	34.2	31.0/33.0
Punto de inflamación, C.O.C. °F	375 F	400
Punto de fluidez, °F	-45 F	-45 F
Color de base parafínica	Amarillo	Azul

NOTA: Los grados SAE no aplican a aceite hidráulico.

## Múltiples

Descripción		Número de modelo	Dimensiones (pulg)
<b>Manifold de 7 pulg.</b> de largo con 7 conexiones hembra.		<b>A-64</b>	
<b>Manifold de 14 pulg.</b> de largo, que permite el montaje directo de las válvulas de control en el múltiple. 7 conexiones hembra.		<b>A-65</b>	
<b>Manifold hexagonal de 6 conexiones.</b> Se suministra con tapones para todas las conexiones de 3/8"-18 NPTF.		<b>A-66</b>	
<b>Manifold premontado</b> Funciona como una válvula de flujo dividido para controlar 2 a 4 cilindros de simple acción simultáneamente. Todas las conexiones son de 3/8"-18 NPTF.		<b>AM-21</b> <b>AM-41</b>	

# Aceite hidráulico, manifolds y conectores

## Tuberías recomendadas para aplicaciones de instalaciones manuales

Enerpac no proporciona tuberías ni tubos de alta presión, pero recomienda el uso de tuberías de acero estirado en frío en lugar de los tubos comunes en el caso de las siguientes medidas:


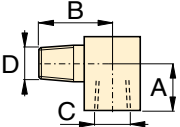

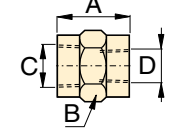

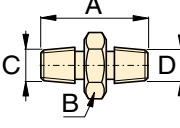

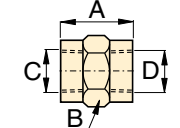

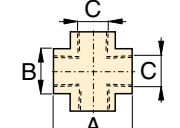

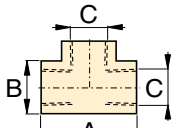

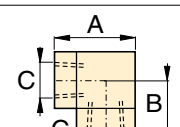

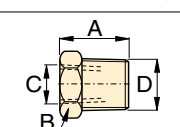

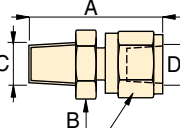

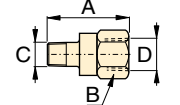
En lugar de tubo de 1/4 de pulgada [6 mm] utilice tubería de 3/8 de pulgada [10 mm] con un espesor de pared mínimo de 0.065 pulgada [1.6 mm].

Para tubo de 10 mm [3/8 de pulgada] utilice como mínimo cédula 80 ó 1/2 de pulgada [12 mm] con un espesor de pared mínimo de 2.4 mm [0.095 pulgada].

Para tubo de 1/2 de pulgada utilice como mínimo cédula 80 o tubería de 3/4 de pulgada [19 mm] con un espesor de pared mínimo de 0.135 pulgada [3.4 mm]. Todos los espesores de pared de tubería se basan en una resistencia a la tracción mínima de 55,000 psi [3,800 bar].

Serie  
**A, AM**  
**FZ,**  
**HF, LX**



Descripción		Número de modelo	Dimensiones (pulg)										
			A	B	C	D							
<b>Codo</b>			<b>FZ-1616</b>	.94	1.30	3/8"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF						
De: Macho 3/8"-NPTF	A: Hembra 3/8"-NPTF												
<b>Conector de reducción</b>			<b>FZ-1615</b>	1.13	1.00	3/8"-18 NPTF	1/4"-18 NPTF						
De: Hembra 3/8"-NPTF	A: Hembra 1/4"-NPTF												
De: Hembra 1/2"-NPTF	A: Hembra 3/8"-NPTF	<b>FZ-1625</b>	1.88	1.14	1/2"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF							
<b>Niple hexagonal</b>			<b>FZ-1608</b>	1.50	.63	1/4"-18 NPTF	1/4"-18 NPTF						
De: Macho 1/4"-NPTF	A: Macho 1/4"-NPTF												
De: Macho 3/8"-NPTF	A: Macho 3/8"-NPTF												
<b>FZ-1617</b>		1.47	.75	3/8"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF								
<b>Acople</b>			<b>FZ-1614</b>	1.13	1.00	3/8"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF						
De: Hembra 3/8"-NPTF	A: Hembra 3/8"-NPTF												
		<b>FZ-1605</b>	1.13	.75	1/4"-18 NPTF	1/4"-18 NPTF							
<b>Cruz</b>			<b>FZ-1613</b>	1.77	1.00	3/8"-18 NPTF	-						
De: Hembra 3/8"-NPTF	A: Hembra 3/8"-NPTF												
<b>Conector en T</b>			<b>FZ-1612</b>	1.77	1.00	3/8"-18 NPTF	-						
De: Hembra 3/8"-NPTF	A: Hembra 3/8"-NPTF												
<b>Codo</b>			<b>FZ-1610</b>	1.38	.88	3/8"-18 NPTF	-						
De: Hembra 3/8"-NPTF	A: Hembra 3/8"-NPTF												
<b>Casquillo reductor roscado</b>			<b>FZ-1630</b>	.75	.75	1/4"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF						
De: Macho 3/8"-NPTF	A: Hembra 1/4"-NPTF												
<b>Conector giratorio</b>			<b>FZ-1660</b>	1.56	.88	3/8"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF						
De: Macho 3/8"-NPTF	A: Hembra 3/8"-NPTF												
<b>Adaptador Hembra</b>													
Macho													
3/8"-18 NPTF	1/4"-18 NPTF								<b>FZ-1055</b>	1.75	.94	1/4"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF
1/2"-14 NPTF	1/4"-18 NPTF								<b>FZ-1633</b>	1.69	1.13	1/4"-18 NPTF	1/2"-14 NPTF
1/2"-14 NPTF	3/8"-18 NPTF	<b>FZ-1634</b>	1.69	1.13	3/8"-18 NPTF	1/2"-14 NPTF							

▼ GA45GC



Presión de operación máxima:

**10,000 psi**

Conexión 1:

**3/8" rosca NPTF macho de 3/8"**

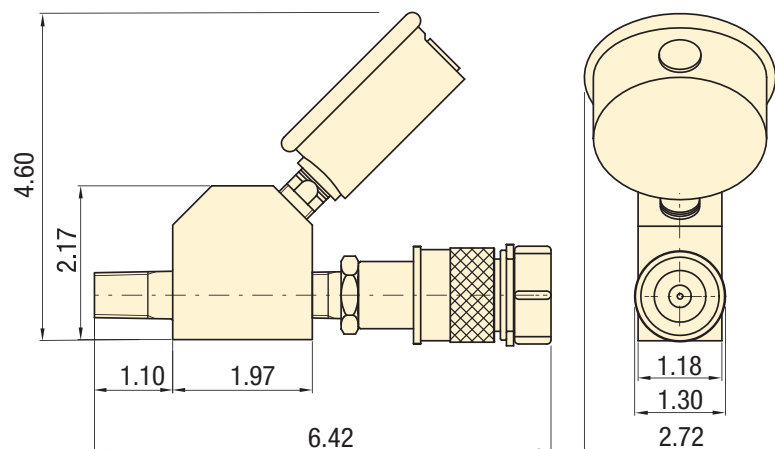
Conexión 2:

**Acoplador CR-400**

**El adaptador del manómetro en ángulo de 45° mejora las condiciones de trabajo seguro**

- El manómetro en ángulo de 45° mejora la visibilidad
- Diseño delgado y estrecho
- Fácil adaptación a una amplia gama de sistemas
- Maximiza el movimiento de carga controlado
- Manómetro amortiguado con glicerina con doble escala
- Acoplador hembra de flujo alto Enerpac

▼ *El ensamblaje del adaptador del manómetro es la ventana del sistema; permite una lectura fácil de la presión para un funcionamiento seguro.*



No. de modelo	Puerto del manómetro	Extremo macho	Extremo hembra	Rango del manómetro	
				(psi)	(bar)
GA45GC	G2535L	3/8" NPTF	CR-400	0-10,000	0-700

# Tubular Sensors

## 871C Analog Output, 3-Wire DC

### Plastic Face/Nickel-Plated Brass Barrel

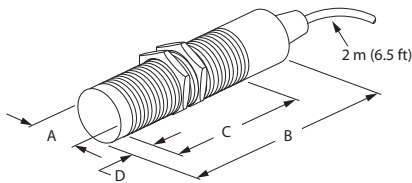


**871C Cable Style**  
12, 18, 30 mm

#### Correction Factors

Target Material	Correction Factors
Steel	1.0
Stainless Steel	0.7...0.8
Brass	0.4...0.5
Aluminum	0.3...0.4
Copper	0.2...0.3

#### Approximate Dimensions [mm (in.)]

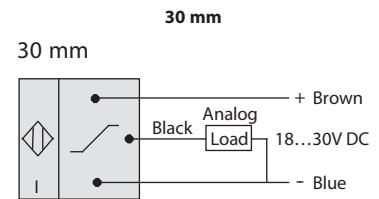
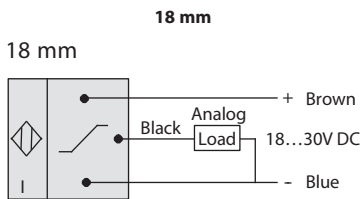
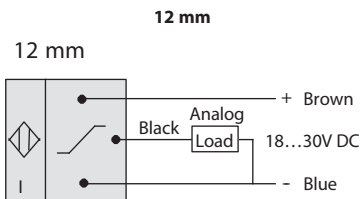


#### Specifications

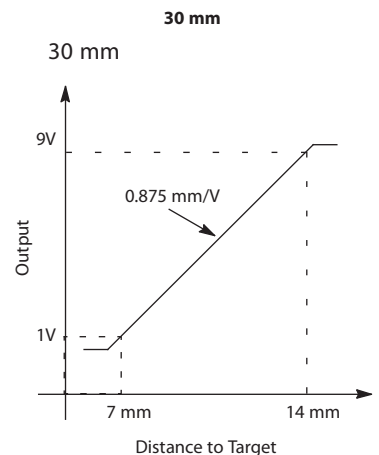
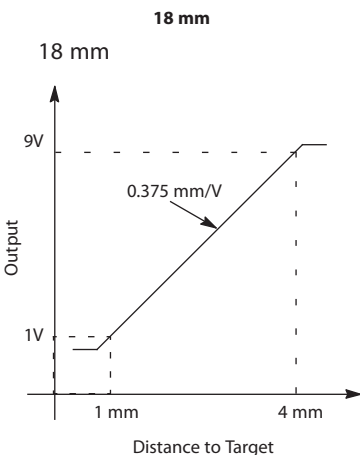
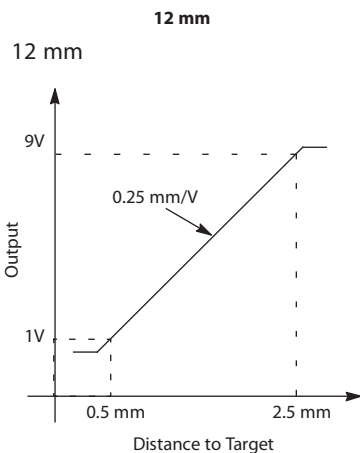
	12 mm	18 mm	30 mm
Analog Output	0...10V Sourcing		
Load Current	5 mA		
Operating Voltage	18...30V DC		
Repeatability	≤1%		
Ripple	10%		
Slew Speed	1.0V/ms	0.7V/ms	0.1V/ms
Δ Output/Δ Distance	0.25 mm/V	0.375 mm/V	0.875 mm/V
Linearity Tolerance	6.25%		
Temperature Drift	±0.3V		
Protection Type	Transient noise, reverse polarity, short-circuit, and overload		
Certifications	CE Marked for all applicable directives		
Enclosure Type Rating	NEMA 1, 2, 3, 4, 12, 13; IP67 (IEC529)		
Housing Material	Nickel-plated brass barrel, plastic face (PBT)		
Connection Type	Cable: 2 m (6.5 ft) length, 3-conductor PVC		
LED	None		
Operating Temperature [C (F)]	-25...+70 ° (-13...+158 °)		
Shock	30 g, 11 ms		
Vibration	55 Hz, 1 mm amplitude, 3 planes		

Thread Size	[mm (in.)]			
	A	B	C	D
12 mm	12.0 (0.47)	80 (3.15)	58 (2.28)	12 (0.47)
18 mm	18.0 (0.71)			
30 mm	30.0 (1.18)		70 (2.75)	

#### Wiring Diagrams



#### Nominal Output



▼ De izquierda a derecha: V-152, V-66, V-82, V-161, V-42, V-17



## Su solución para el control hidráulico

▼ La válvula de alivio de presión V-152 limita la presión o fuerza que se desarrolla en el sistema hidráulico.



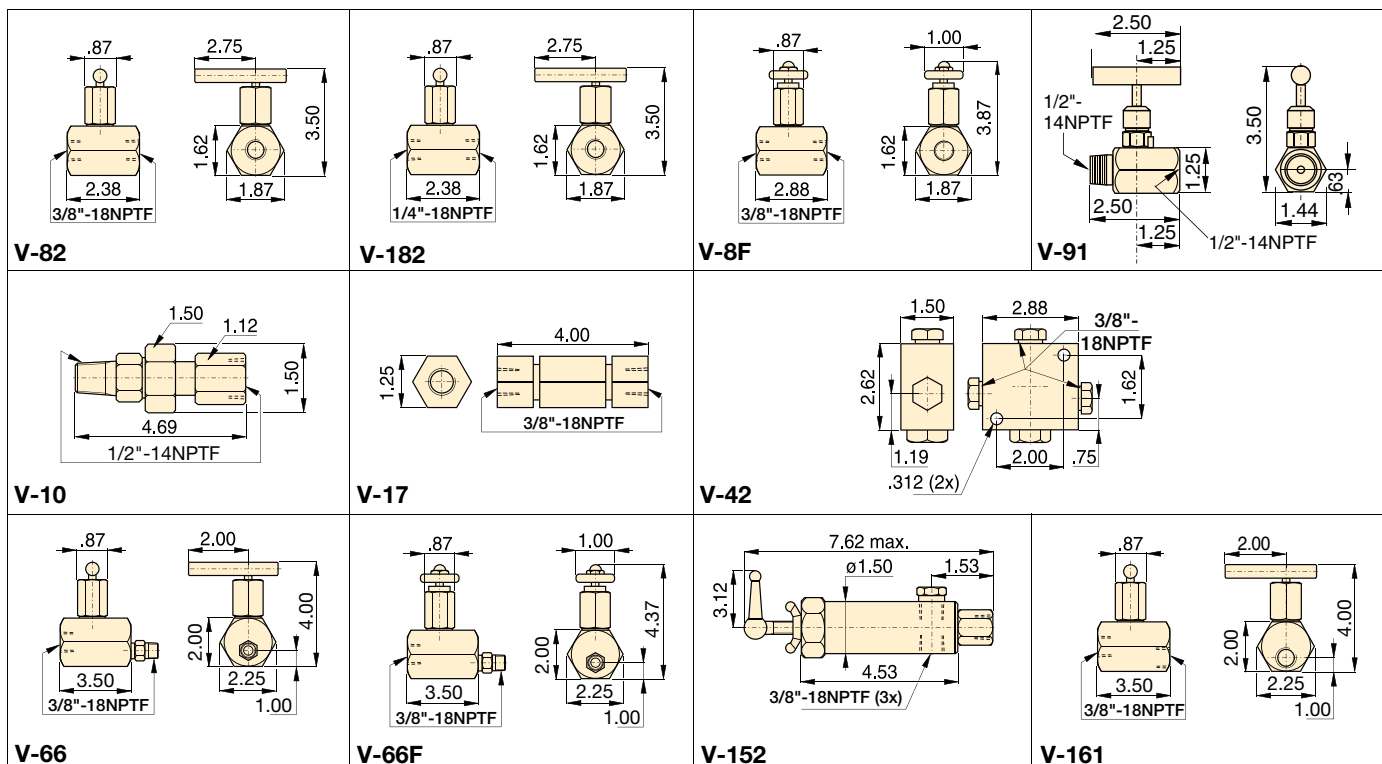
- Todas las válvulas tienen asignada una presión de servicio de 10,000 psi
- Todas las válvulas cuentan con conexiones NPTF para garantizar la protección contra fugas con la presión nominal asignada
- Todas las válvulas están pintadas, revestidas o niqueladas para brindar mayor resistencia a la corrosión



### Aplicaciones de las válvulas

Para ver cómo se utilizan estas válvulas en circuitos hidráulicos típicos, consulte nuestras "Páginas Amarillas".

Página: 242



Las dimensiones de las válvulas están expresadas en pulgadas.

# Válvulas de presión y de control del flujo



## Múltiple premontado

Para manifolds de dos o cuatro puertos con válvulas integrales de control del flujo, consulte

la página de manifold de la sección Componentes del sistema.

Página: 118



## Conectores

Para conocer otros conectores adicionales, consulte la página

correspondiente en la sección "Componentes del sistema".

Página: 119

## Serie V



Presión de operación máxima:

**10,000 psi**

Tipo de válvula y número de modelo		Descripción	Símbolo hidráulico
<b>Válvula de aguja</b> <b>V-82</b> <b>V-182F</b> <b>V-8F</b>		<b>V-82:</b> Para controlar la velocidad del cilindro. También puede utilizarse como válvula de cierre para retenciones de la carga temporales. Tiene conexiones hembra de 3/8" NPTF. <b>V-182:</b> Similar a V-82 pero con puertos hembra	<p>1/4" NPTF. También apropiado para usarse como protección de manómetro.</p> <p><b>V-8F:</b> Parecida a la V-82, pero con dosificación muy fina para lograr un control preciso del caudal. <b>No se recomienda su uso como válvula de cierre.</b></p>
<b>Válvula amortiguadora</b> <b>V-91</b>		<b>V-91:</b> Regulable para dosificar el aceite que sale del medidor con el fin de evitar que la aguja del manómetro se rompa cuando se liberan la carga o la presión en forma repentina. También se la puede utilizar como válvula de cierre para proteger	<p>al manómetro en aplicaciones de ciclo frecuente. Roscas hembra y macho de 1/2" NPTF para usarlas con los adaptadores del manómetro GA-1, GA-2 o GA-4.</p>
<b>Válvula Auto Damper® de amortiguación automática</b> <b>V-10</b>		<b>V-10:</b> Para usarse cuando se debe controlar la presión del manómetro en aplicaciones de ciclos frecuentes. Crea una resistencia al flujo cuando se libera una carga en forma repentina.	<p>No requiere ajustes. Roscas hembra y macho de 1/2" NPTF para usarlas con los adaptadores del manómetro GA-1, GA-2 o GA-4.</p>
<b>Válvula de retención</b> <b>V-17</b>		<b>V-17:</b> Construcción sólida para resistir impactos y operar con una baja caída de presión. Se cierra suavemente sin golpes. Tiene conexiones hembra de 3/8" NPTF.	
<b>Válvula de retención de mando indirecto</b> <b>V-42</b>		<b>V-42:</b> Puede montarse en el cilindro para retener la carga en caso de pérdida de presión en el sistema. Se la usa normalmente con cilindros de doble acción en los que la conexión piloto recibe la presión desde un conector en T en la línea de	<p>retracción del cilindro. Tiene conexiones hembra de 3/8" NPTF. Relación de la presión del piloto 14% (6.5:1).</p>
<b>Válvula de retención accionada manualmente</b> <b>V-66*</b> <b>V-66F</b>		<b>V-66:</b> Se utiliza para aplicaciones de retención de carga con cilindros de simple o doble acción. Se abre la válvula manualmente para permitir que el aceite regrese al tanque cuando el cilindro se retrae.	<p><b>V-66F:</b> Parecida a la V-66, pero con capacidad de dosificación muy fina para lograr un control preciso del flujo.</p> <p>No diseñada para aplicaciones de sujeción de cargas.</p>
<b>Válvula de alivio de presión</b> <b>V-152*</b>		<b>V-152:</b> Limita la presión que desarrolla la bomba en el circuito hidráulico y de esta manera limita también la fuerza creada por otros componentes. Se abre la válvula cada vez que se alcanza la presión preestablecida. Para aumentar la configuración del valor de la presión, gire la	<p>palanca en sentido horario. Incluye:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• conjunto de manguera de línea de retorno de 3 pies.</li> <li>• repetibilidad de ±3% e</li> <li>• intervalo de ajuste de 800-10,000 psi.</li> </ul>
<b>Válvula secuencial</b> <b>V-161</b>		<b>V-161:</b> Para controlar el flujo de aceite hacia un circuito secundario. Se bloquea el caudal hasta que la presión del sistema llega al valor de la configuración de la válvula V-161. Una vez alcanzado este nivel de presión, se abre	<p>la válvula V-161 para permitir el flujo hacia el circuito secundario. Siempre se mantiene una diferencia de presión entre el circuito primario y el secundario.</p> <p><b>Presión mínima de operación: 2000 psi.</b></p>

\* Consulte las páginas 52-53 para más información sobre válvulas de control de flujo y presión extrema.



# TELEX

INDUSTRIA

LUBRICANTES

## ■ Descripción

Son aceites diseñados para su utilización en circuitos hidráulicos que requieran aceites con propiedades anticorrosivas, antioxidantes y antiespumantes. Están formulados con bases seleccionadas de forma que poseen gran estabilidad natural.

## ■ Usos recomendados

Están especialmente indicados para circuitos hidráulicos en general, circuitos hidráulicos de máquinas-herramienta, cabezales, cajas de velocidades, variadores de velocidad, etc.

## ■ Cualidades

- Gran resistencia al envejecimiento
- Bajo punto de congelación.
- Resistencia a la oxidación y a la formación de lodos.
- Buena capacidad de eliminación de aire.
- Capacidad antidesgaste.
- Alto índice de viscosidad

## ■ Nivel de calidad

- DIN-51524 Parte 1 HL.
- Denison HF-2.
- US Steel 126.
- AFNOR NF E 48-603 HL, HM.
- AFNOR NF E 48-690 y 48-691.

## ■ Características técnicas

	UNIDAD	METODO	VALOR			
Grado ISO VG			32	46	68	100
Viscosidad a 100°C	cSt	ASTM D 445	5,4	6,8	8,5	11
Viscosidad a 40°C	cSt	ASTM D 445	32,0	46,0	68	100
Índice de Viscosidad		ASTM D 2270	100	98	98	97
Densidad a 15°C	g/cm <sup>3</sup>	ASTM D 4052	0,87	0,880	0,880	0,885
Punto de inflamación, vaso abierto	°C	ASTM D 92	215	220	230	245
Punto de congelación	°C	ASTM D 97	-24	-24	-24	-24
Corrosión al cobre 3h a 100°C		ASTM D 130	1b	1b	1b	1b
FZG, escalón 8		DIN 51354	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa
Oxidación, NN a 1000 h.	mg KOH/g	ASTM D 943	2	2	2	2
Desemulsión a 54°C	min	ASTM D 1401	<25	<30	<45	<30 (82°C)
Resistencia a la herrumbre, A y B		ASTM D 665	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa
Aeroemulsión a 50°C	min	ASTM D 3427	2	2,5	4,7	12
RBOT	min	ASTM D 2272	300	300	300	300
TAN	mg KOH/g	ASTM D 664	0,28	0,28	0,28	0,28

## ■ Presentaciones

Granel, contenedor 875 kg y bidón 18 kg: grado ISO 32, 46 y 68. Bidón 185 kg.: grado ISO 32, 46, 68 y 100. Envase de plástico 5 l.: ISO 46 y 68.

## ■ Identificación de peligros

---

Este producto no está clasificado como tóxico ni peligroso según la legislación vigente.

## ■ Manipulación

---

Debe realizarse manteniendo unas precauciones mínimas que eviten el contacto prolongado con la piel. Se recomienda el empleo de guantes, visores o gafas para evitar salpicaduras.

## ■ Peligros para la salud y seguridad

---

**Inhalación:** Por ser un producto poco volátil, el riesgo por inhalación es mínimo.

**Ingestión:** No provocar el vómito. Suministrar agua. Solicitar ayuda médica.

**Contacto Piel:** Lavar con abundante agua y jabón.

**Ojos:** Lavar con abundante agua.

**Medidas generales:** Solicitar ayuda médica.

## ■ Medidas de lucha contra los incendios

---

No se requieren medios especiales.

**Medios de extinción:** Espumas, químicos secos, CO<sub>2</sub>, agua pulverizada. No aplicar directamente el chorro de agua ya que puede provocar la dispersión del producto.

## ■ Precauciones para el medio ambiente

---

Peligro de contaminación física en caso de vertido (cursos de aguas, litorales costeros, suelos, etc.) debido a su flotabilidad y consistencia oleosa que pueda causar daños a la fauna y flora en contacto. Evitar la entrada de material en tomas de agua.

**Descontaminación y limpieza:** Tratar como un vertido accidental de aceite. Evitar la dispersión con barreras mecánicas y retirar con medios físicos o químicos.

**Teléfono de emergencias. Instituto Nacional de Toxicología 91 562 04 20**

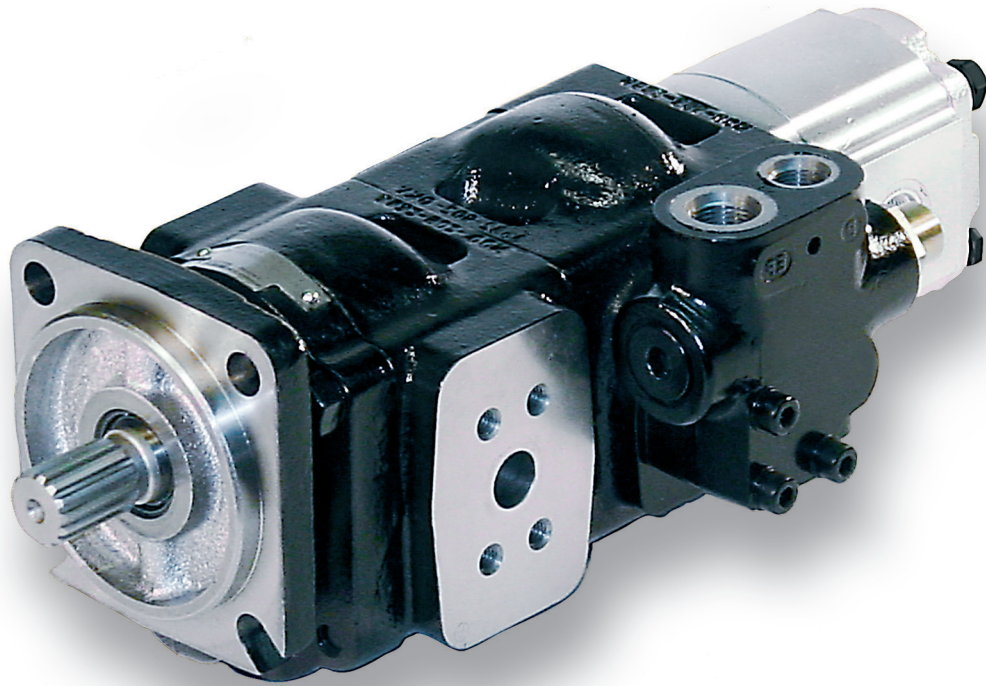
Existe una ficha de datos de seguridad disponible bajo petición.

repsol.com  
901 111 999

Salvo otra indicación, los valores citados en las características técnicas deben considerarse como típicos

---

Ficha técnica Lubricantes. Revisión 4. Diciembre 2008.



# Gear Pumps / Motors

Series PGP / PGM  
Fixed Displacement Pumps,  
Cast-Iron and Aluminium Designs

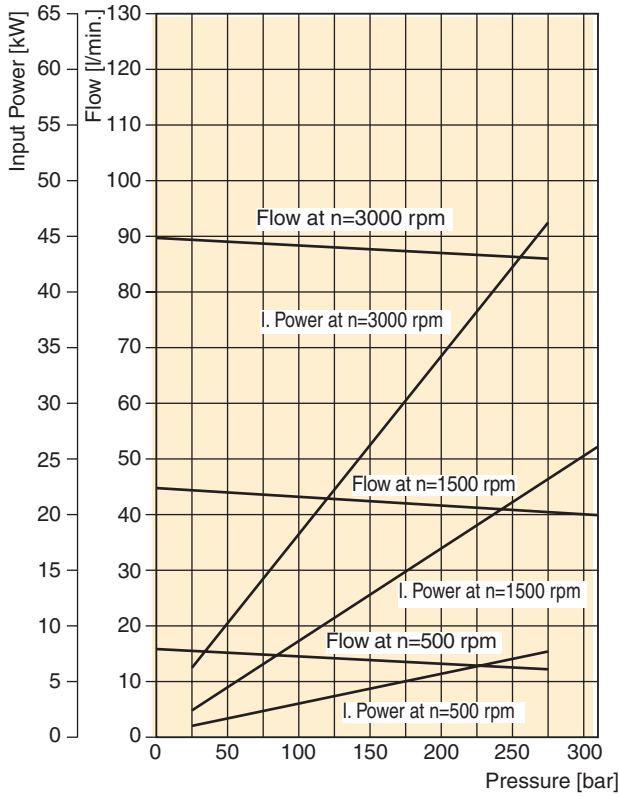


[parker.com/pmde](http://parker.com/pmde)

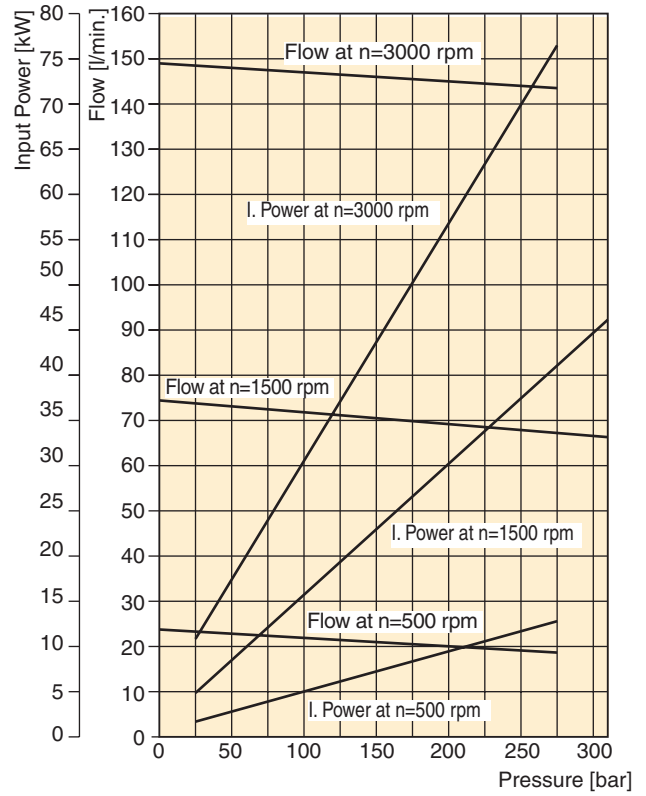


ENGINEERING YOUR SUCCESS.

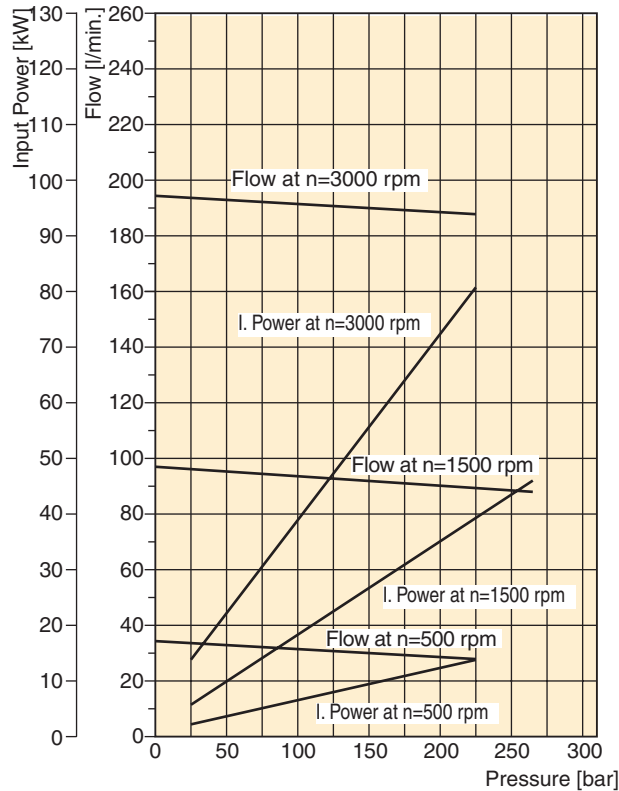
**PGP640 - 30.0 CC**



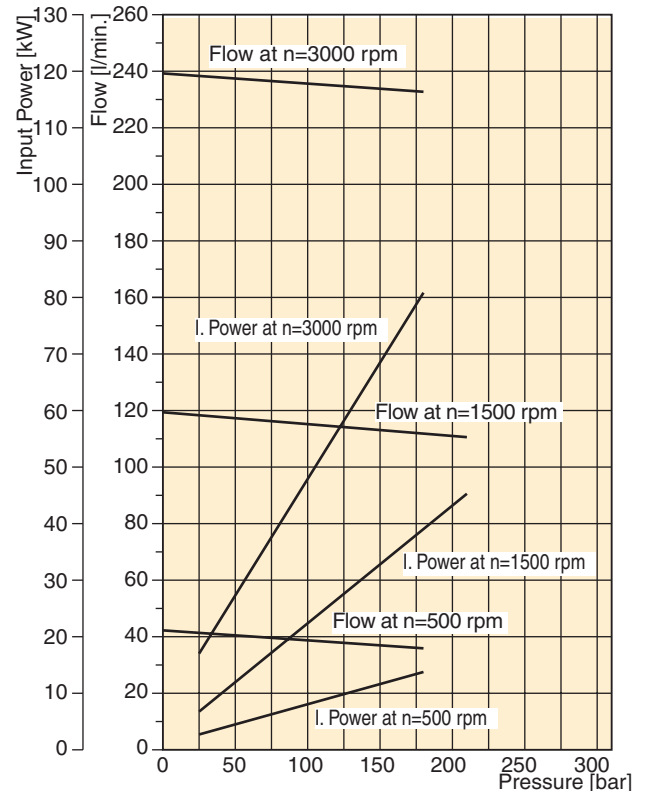
**PGP640 - 50.0 CC**



**PGP640 - 65.0 CC**



**PGP640 - 80.0 CC**



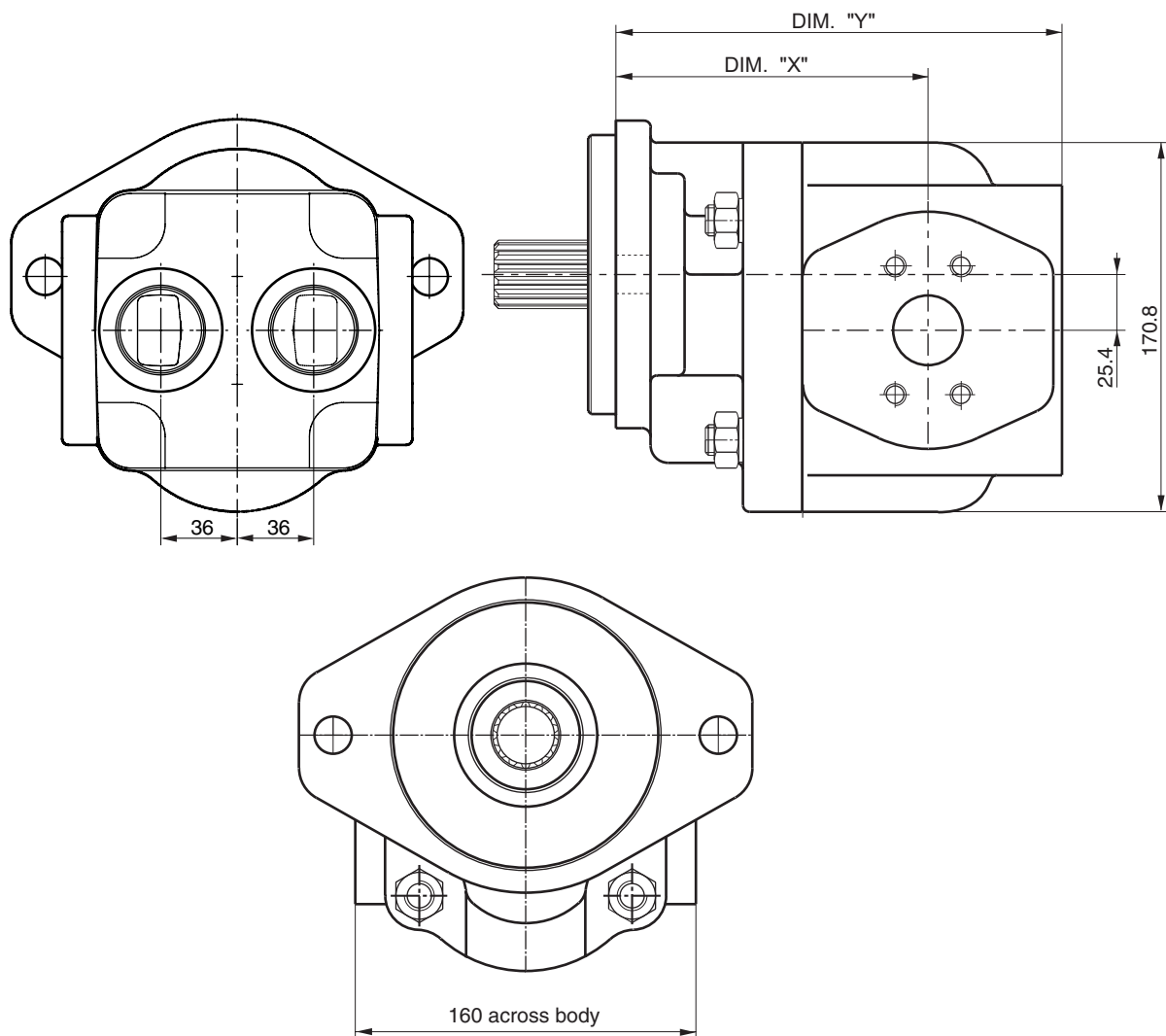
Fluid temperature: 45 ± 2 °C  
 Viscosity: 36 mm<sup>2</sup>/s  
 Inlet pressure: 0.9 + 0.1 bar absolute

**PGP/PGM 640 Specification - Standard Displacements - Single Unit**

Pump Displ	Code	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900	1000
	cm <sup>3</sup> /rev	30.0	35.0	40.0	45.0	50.0	55.0	60.0	65.0	70.0	75.0	80.0	90.0	100.0
Max. Continuous Pressure	bar	310	310	310	310	310	310	290	265	245	225	210	190	180
Minimum Speed at max. outlet pressure	rpm	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
Maximum Speed at = inlet & max. Outlet pressure	rpm	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
Dimension "X"	mm	128.6	128.6	131.8	131.8	135.6	135.6	138.4	138.4	142.2	142.2	142.2	149.8	149.8
Dimension "Y"	mm	176.1	176.1	182.7	182.7	189.3	189.3	195.8	195.8	203.2	203.2	203.2	216.4	216.4
Approx. Weight	Kg	20.6	20.6	21.2	21.2	22.0	22.0	22.6	22.6	23.3	23.3	25.0	25.5	25.5

**Dimension Flanges** see pages 73 to 74

**Dimension Shafts** see page 77

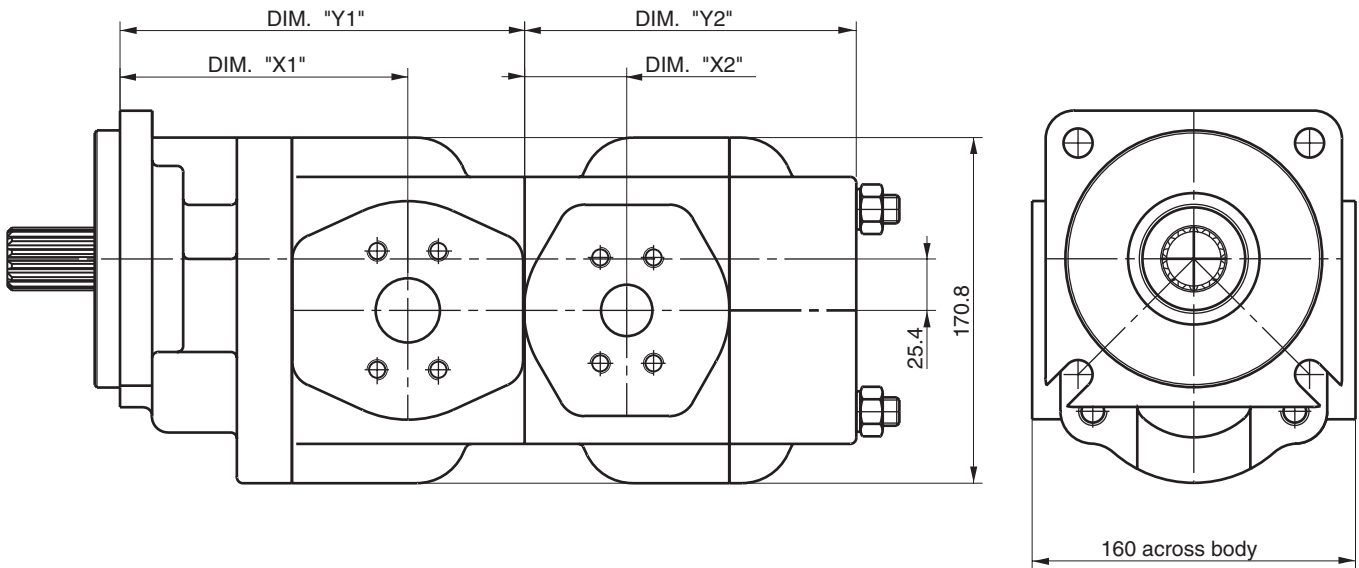


**PGP/PGM 640 Specification - Standard Displacements - Tandem Unit**

Pump Displ	Code	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900	1000
	cm <sup>3</sup> /rev	30.0	35.0	40.0	45.0	50.0	55.0	60.0	65.0	70.0	75.0	80.0	90.0	100.0
Dimension "X1"	mm	128.6	128.6	131.8	131.8	135.6	135.6	138.4	138.4	142.2	142.2	142.2	149.8	149.8
Dimension "Y1"	mm	176.1	176.1	182.7	182.7	189.3	189.3	195.8	195.8	203.2	203.2	203.2	216.4	216.4
Dimension "X2"	mm	44.3	44.3	47.8	47.8	50.5	50.5	54.3	54.3	57.8	57.8	57.8	63.4	63.4
Dimension "Y2"	mm	147.5	147.5	154.1	154.1	160.7	160.7	167.2	167.2	174.6	174.6	174.6	184.2	184.2
Aprox. Weight front section	Kg	20.6	20.6	21.2	21.2	22.0	22.0	22.6	22.6	23.3	23.3	25.0	25.5	25.5
Aprox. Weight rear section	Kg	20.1	20.1	20.7	20.7	21.5	21.5	22.1	22.1	22.8	22.8	24.5	25.0	25.0

Dimension Flanges see pages 73 to 74

Dimension Shafts see page 77



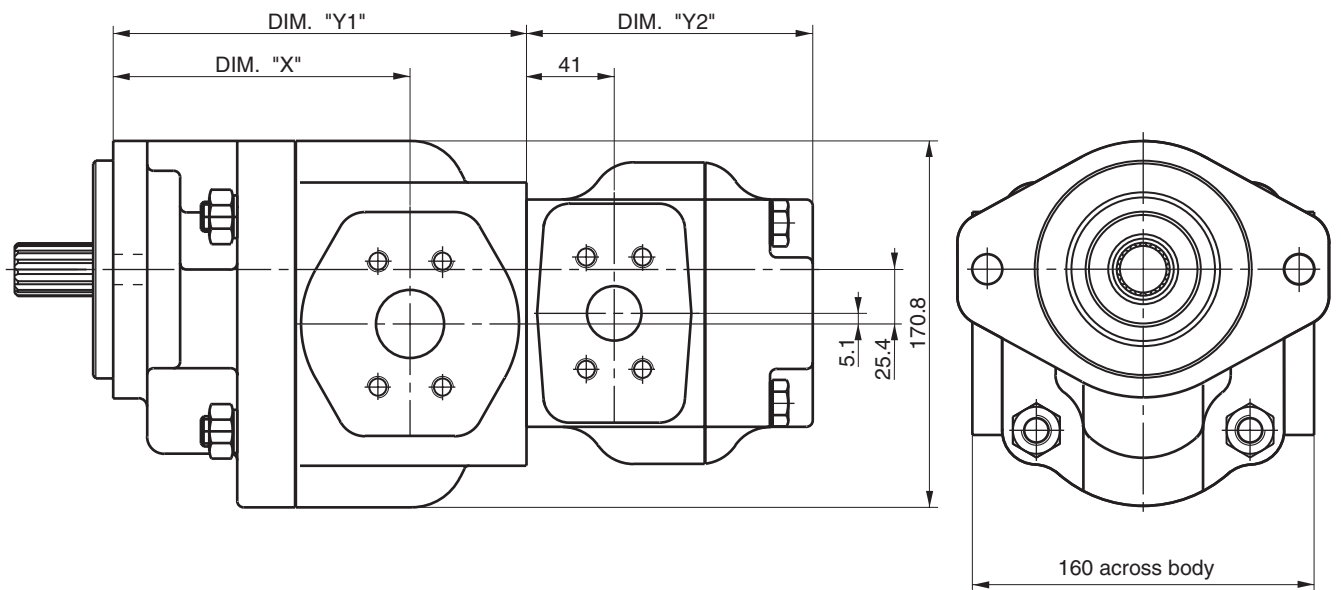
**Dimensions**

**PGP 640/620 Specification - Standard Displacements - Tandem Unit**

Pump Displ. 640	Code	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900	1000
	cm <sup>3</sup> /rev	30.0	35.0	40.0	45.0	50.0	55.0	60.0	65.0	70.0	75.0	80.0	90.0	100.0
Dimension "X1"	mm	128.6	128.6	131.8	131.8	135.6	135.6	138.4	138.4	142.2	142.2	142.2	149.8	149.8
Dimension "Y1"	mm	176.1	176.1	182.7	182.7	189.3	189.3	195.8	195.8	203.2	203.2	203.2	216.4	216.4
Pump Displ. 620	Code	160	190	210	230	260	290	330	360	370	410	440	500	520
	cm <sup>3</sup> /rev	16.0	19.0	21.0	23.0	26.0	29.0	33.0	36.0	37.0	41.0	44.0	50.0	52.0
Dimension "Y2"	mm	115.2	118.5	120.7	122.9	126.2	129.5	133.9	137.2	138.3	142.7	146	152.6	154.8
Aprox. Weight front section	Kg	20.6	20.6	21.2	21.2	22.0	22.0	22.6	22.6	23.3	23.3	25.0	25.5	25.5
Aprox. Weight rear section	Kg	10.4	10.5	10.5	10.6	10.7	11	11.1	11.2	11.3	11.4	11.5	11.7	11.8

Dimension Flanges see pages 73 to 74

Dimension Shafts see page 77

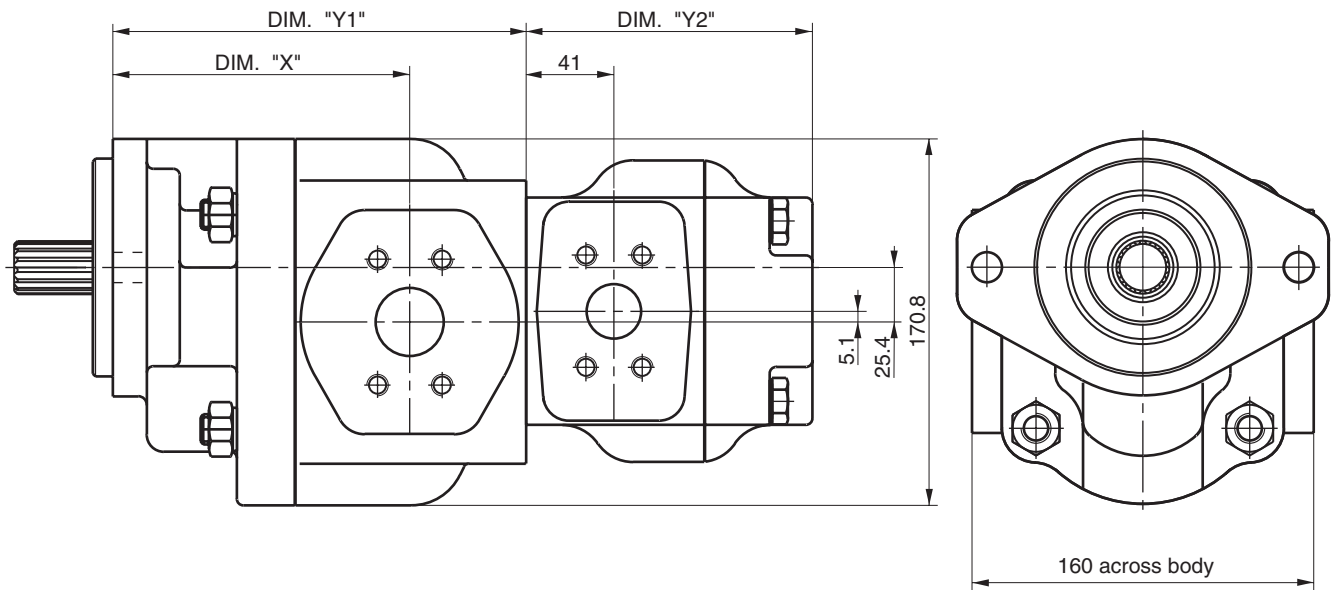


**PGP 640/625 Specification - Standard Displacements - Tandem Unit**

Pump Displ. 640	Code	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900	1000
	cm <sup>3</sup> /rev	30.0	35.0	40.0	45.0	50.0	55.0	60.0	65.0	70.0	75.0	80.0	90.0	100.0
Dimension "X1"	mm	128.6	128.6	131.8	131.8	135.6	135.6	138.4	138.4	142.2	142.2	142.2	149.8	149.8
Dimension "Y1"	mm	176.1	176.1	182.7	182.7	189.3	189.3	195.8	195.8	203.2	203.2	203.2	216.4	216.4
Pump Displ. 625	Code	360	410	450	500									
	cm <sup>3</sup> /rev	36.0	41.0	44.0	50.0									
Dimension "Y2"	mm	137.2	142.7	146	152.6									
Aprox. Weight front section	Kg	22.6	23.3	25.0	25.5									
Aprox. Weight rear section	Kg	11.2	11.4	11.5	11.7									

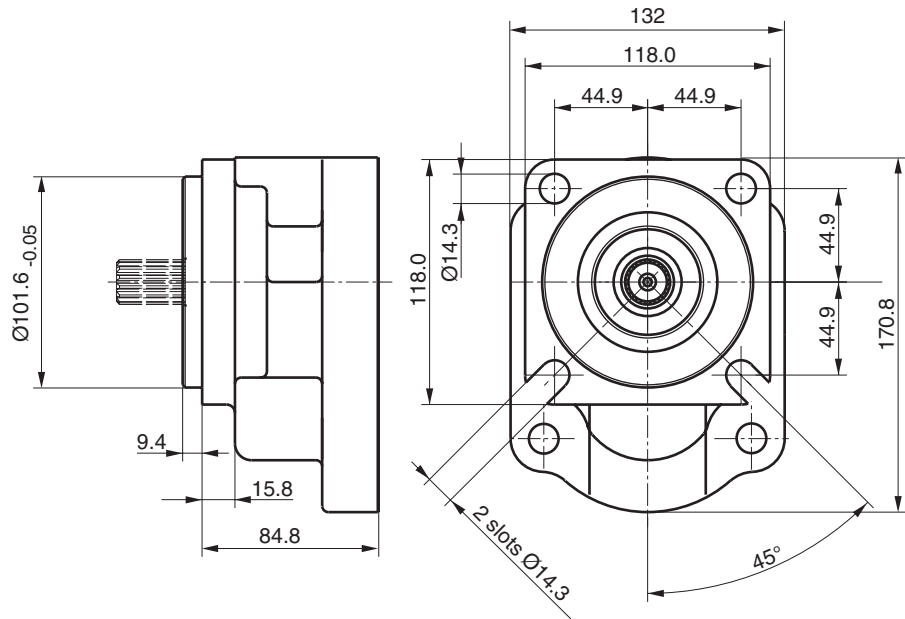
Dimension Flanges see pages 73 to 74

Dimension Shafts see page 77

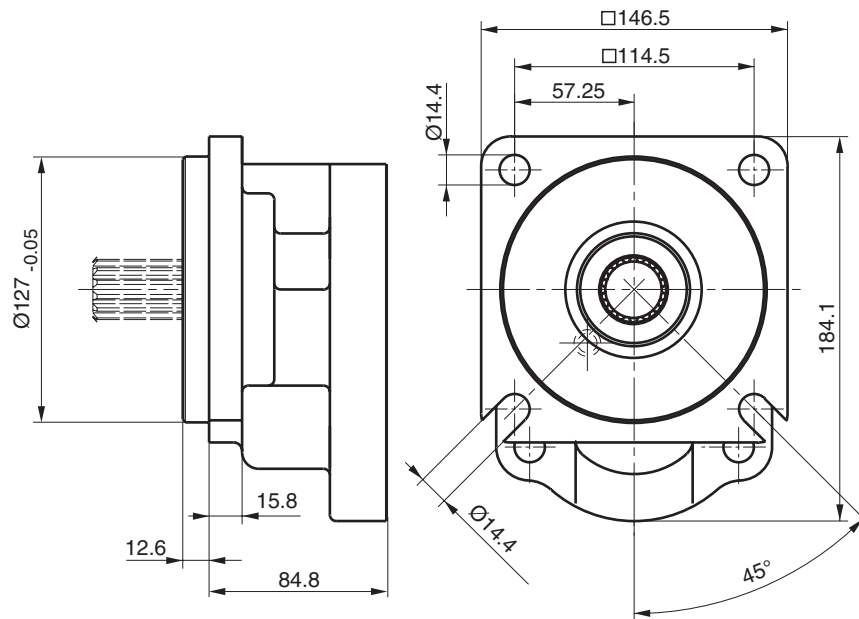


**PGP/PGM 640 Mounting Flange**

**Code A3**

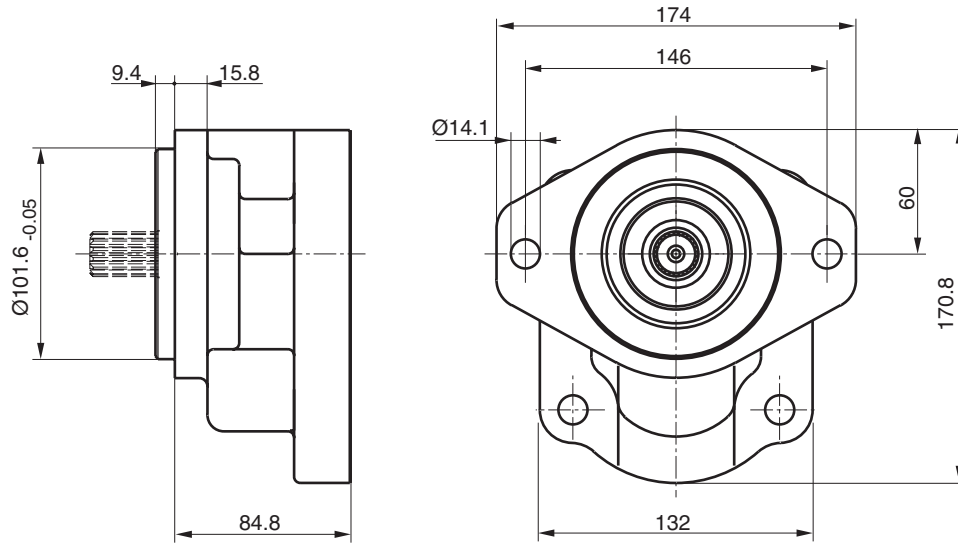


**Code A4**

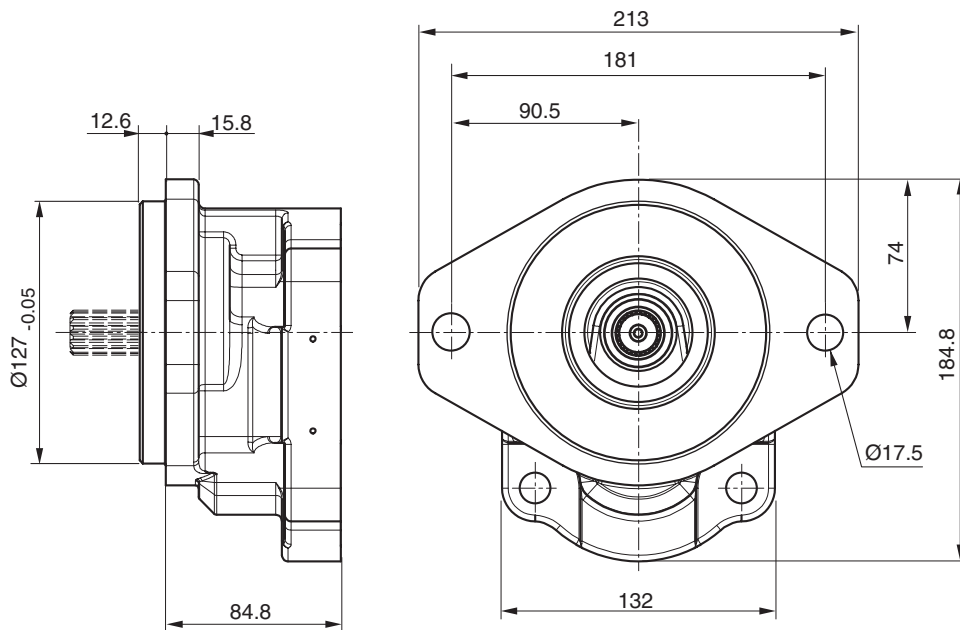


PGP/PGM 640 Mounting Flange

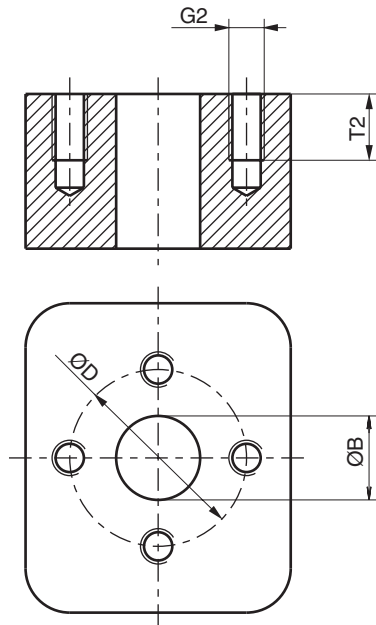
Code H3



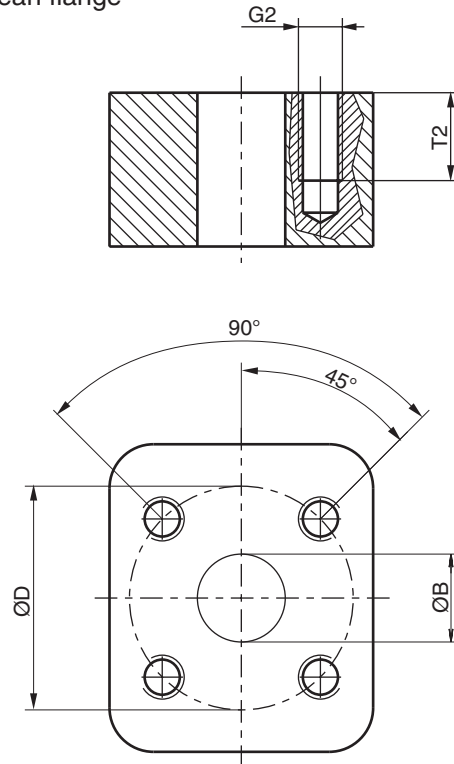
Code K3



**PGP/PGM 640 Porting**  
**Code L**  
 4-Bolt flange



**Code J**  
 European flange

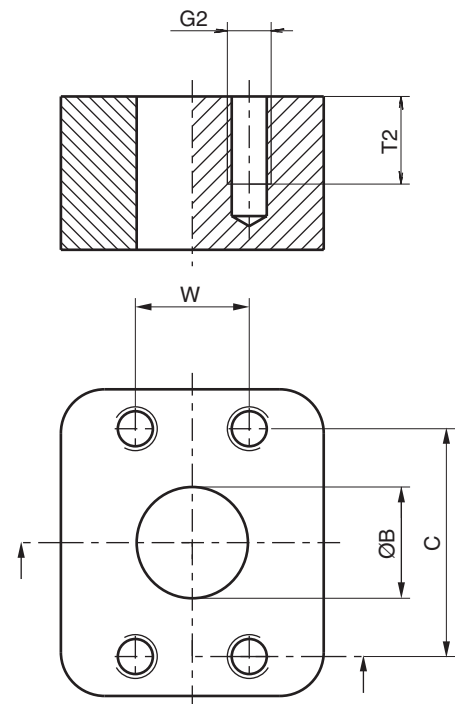


**PGP/PGM 640**

Code	G2	ØB	ØD	C	W	T2
	Thread					
J8	M8	18.0	55.0			15.0
J9	M8	26.0	55.0			15.0
L2	M8	19.0	40.0			15.0
L3	M10	27.0	51.0			18.0
S2	3/8-16 UNC	19.0		47.63	22.23	14.0
S3	3/8-16 UNC	25.4		52.37	26.19	20.6
S4	7/16-14 UNC	31.8		58.72	30.17	20.6
S5	1/2-13 UNC	38.1		69.82	35.71	20.6
S6	1/2-13 UNC	50.8		77.77	42.88	20.6
T2	M10	19.0		47.63	22.23	20.6
T3	M10	25.4		52.37	26.19	21.4
T4	M10	31.8		58.72	30.17	20.6
T5	M12	38.1		69.82	35.71	20.6
T6	M12	50.8		77.77	42.88	20.6

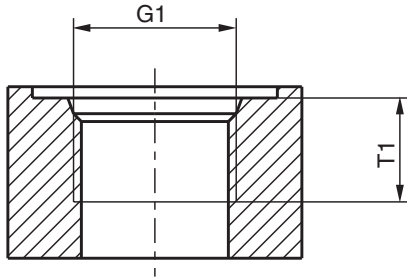
**Code S**  
 SAE split flange

**Code T**  
 SAE split flange metric thread

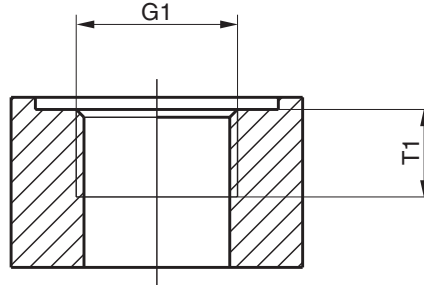


**PGP/PGM 640 Porting**

**Code D**  
 SAE straight thread



**Code E**  
 BSP - thread

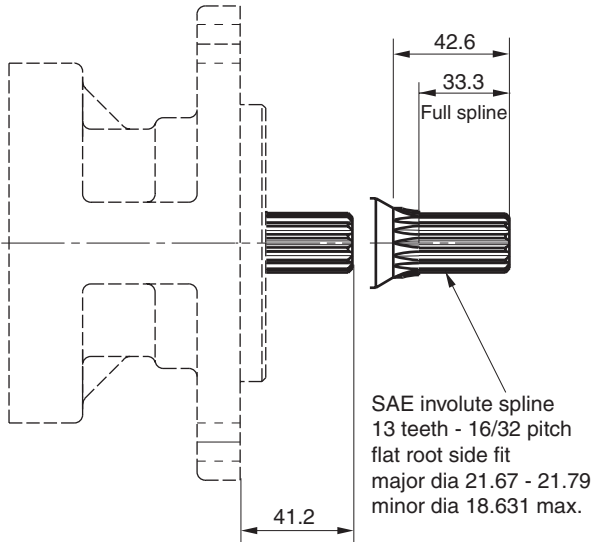


**PGP/PGM 640**

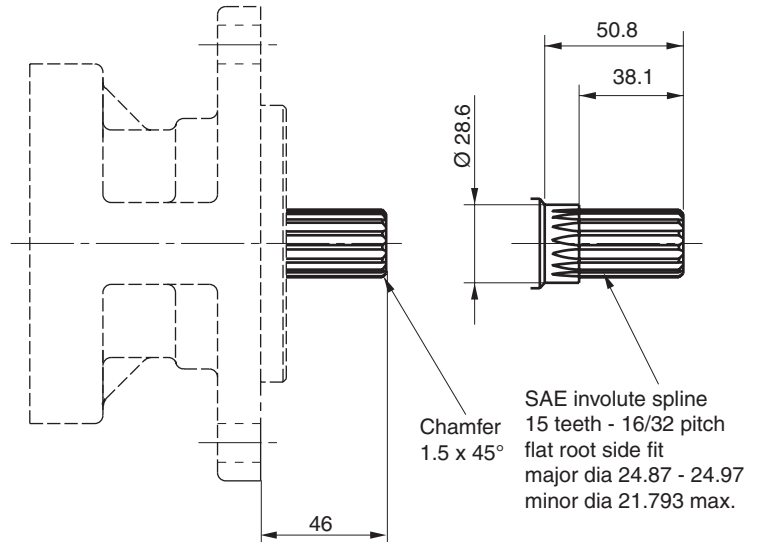
Code	G1	T1
	Thread	Dimensions
D5	1 1/16-12 UN	19.0
D6	1 5/16-12 UN	19.0
D7	1 5/8-12 UN	19.0
D8	1 7/8-12 UN	19.0
E4	5/8-14 BSP	16.3
E5	3/4-16 BSP	16.0
E6	1-11 BSP	18.0
E7	1 1/4-11 BSP	20.0
E8	1 1/2-11 BSP	22.0

**PGP/PGM 640 Drive Shaft**

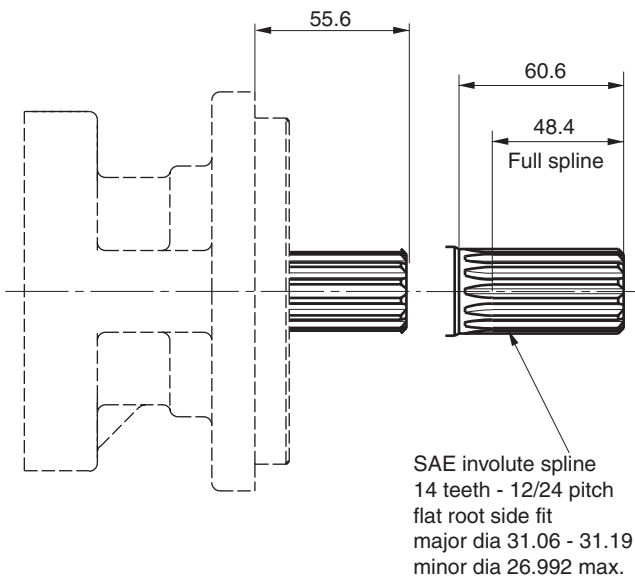
**Code D1**



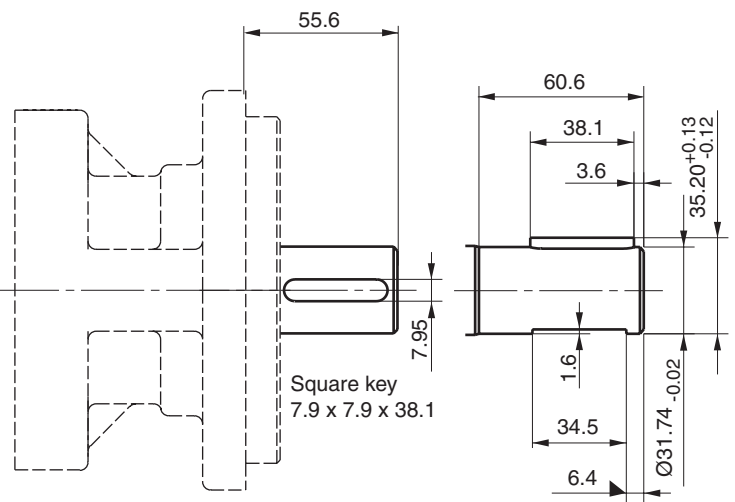
**Code E1**



**Code E4**



**Code N1**



**Shaft loads PGP/PGM500**

Code	Description	Type	Torque rating [Nm]			
			PGP 502	PGP 505	PGP/PGM511	PGP 517
H1	Ø10.0, 3.0 key, no thread, 36L	parallel	30	—	—	—
P2	Ø9.95, 8.8L, 2.4 key, M6	taper 1:8	30	—	—	—
V1	5 x 6.5 long shaft w/o coupling	tang drive	20	—	—	—
A1	9T, 16/32DP, 32L, SAE "A"	splined	—	108	—	—
J1	Ø12.7, 3.2 key, no thread, 38L	parallel	—	43	—	—
K1	Ø15.88, 4.0 key, no thread, 32L, SAE "A"	parallel	—	85	—	—
Q2	Ø14.25, 5.5L, 3.0 key, M10x1	taper 1:8	—	68	—	—
A1	9T, 16/32DP, 32L, SAE "A"	splined	—	—	86	—
C1	11T, 16/32DP, 38.2L, SAE 19-4	splined	—	—	166	—
F5	B8x32x36 DIN ISO 14 (similar to DIN 5462)	splined	—	—	166	—
K1	Ø15.88, 4.0 key, no thread, 32L, SAE "A"	parallel	—	—	75	—
L6	Ø19.05, 4.8 key, no thread, 32L, SAE 19-1	parallel	—	—	145	—
S1	Ø17.0, 7.7L, 3.0 key, M12x1.5	taper 1:5	—	—	193	—
S2	Ø16.65, 12.0L, 3.2 key, M12x1.5	taper 1:8	—	—	198	—
S8	Ø20.0, 9.0L, 4.0 key, M14x1.5	taper 1:5	—	—	110	—
D1	13T, 16/32DP, 41.2L, SAE "B"	splined	—	—	—	345
E1	15T, 16/32DP, 46.2L, SAE "B-B"	splined	—	—	—	530
M1	Ø22.2, 6.3 key, no thread, 41.2L, SAE "B"	parallel	—	—	—	251
M2	Ø25.4, 6.3 key, no thread, 46L, SAE "B-B"	parallel	—	—	—	395
T1	Ø21.59, 11.2L, 4.0 key, M14x1.5	taper 1:8	—	—	—	250
	Connecting shaft for multiple units		20	36	110	228

**Shaft loads PGP/PGM600**

Code	Description	Type	Torque rating]		
			620 [Nm]	625 [Nm]	640 [Nm]
D1	13T, 16/32 DP, 41.2L, SAE "B"	splined	272	272	328
E1	15T, 16/32 DP, 46.0L, SAE "B-B"	splined	460	460	503
E4	14T, 12/24 DP, 55.6L, SAE "C"	splined	—	(272)	960
M3	Ø25.4, 6.3 KEY, M8, 46L, SAE "B-B"	parallel	325	325	—
T1	Ø21.59, 11.2L, 4.0key, M14x1.5	tapered 1:8	218	218	—
T2	Ø25.0, 12.0L, 5.0 KEY, M16x1.5	taper 1:5	301	—	—
N1	1 1/4" SAE-C	keyed	—	—	678
	connecting shaft		228	228	407

**Formula to calculate shaft load**

$$\text{Torque [Nm]} = \frac{\text{Displacement [cm}^3\text{/rev]} \cdot \text{Pressure [bar]}}{57.2}$$

**Hydraulic fluids**

Type	Fluid composition	Max. working pressure [bar]	Max. speed [min-1]	Temperature	Seal
Hydraulic fluid	Mineral oil based on hydraulic fluid acc. to ISO/DIN	See table drawings	See table drawings	-15 ... +80 °C -15 ... +120 °C	NBR FPM
HFB	Water-in-oil emulsion 40/60	140	1500	+2 ... +65 °C	NBR
HFC *	Water-glycol 40/60	140	1500	-15 ... +65 °C	NBR
HFD	Phosphate ester	140	1500	-10 ... +80 °C	FPM

\* to be used with cast iron pumps/motors only

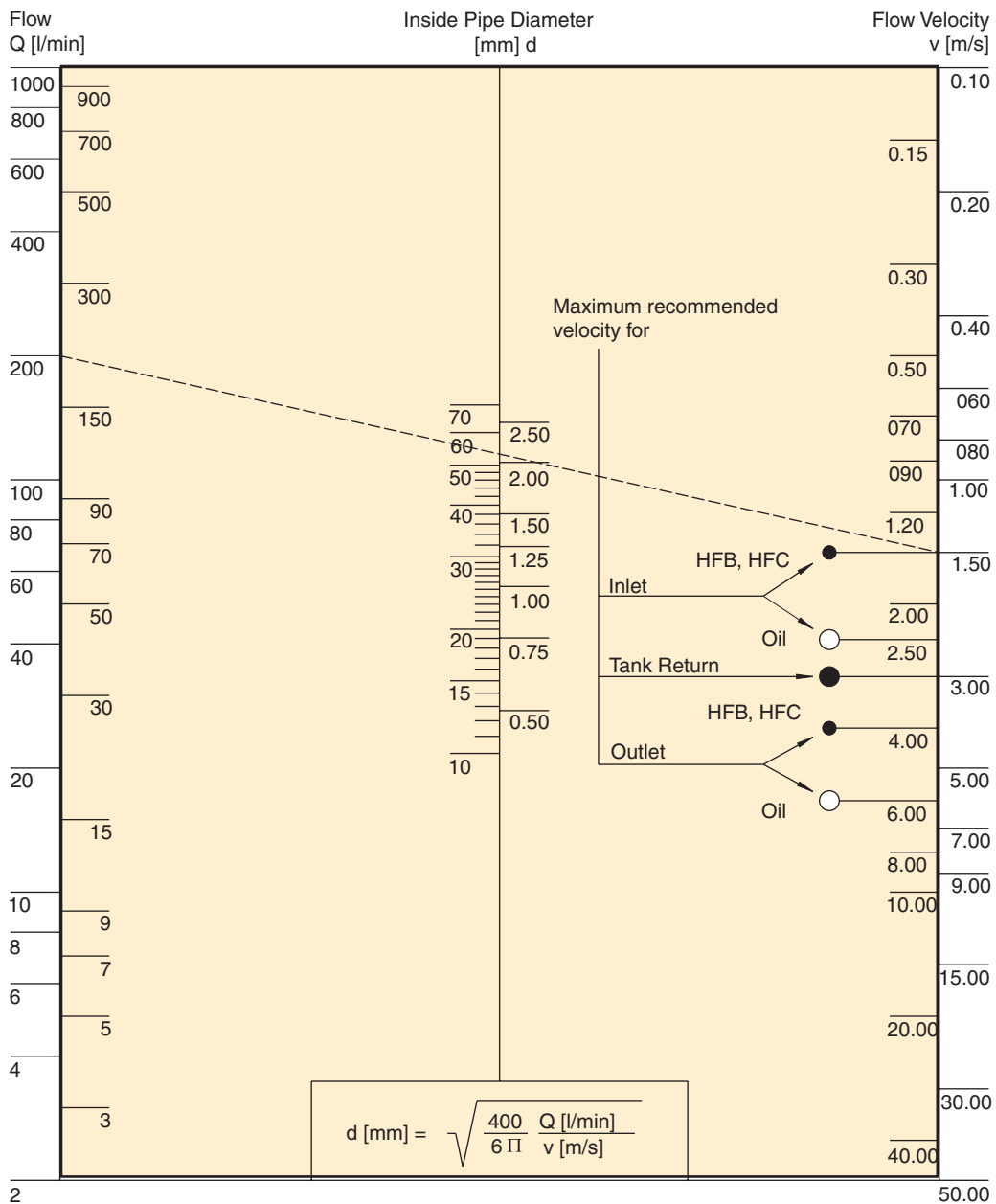
**Parker does not give an explicit recommendation for certain fluid product, fluid brand or fluid manufacturer**  
**The risk of using different kind of fluids has to be taken by the customer.**

**Flanges for suction and discharge ports**

Please refer to Parker Bulletin 4040/UK.

First pump	Second pump						
	PGP 502	PGP 505	PGP 511	PGP 517	PGP 620	PGP 625	PGP 640
PGP 502	X						
PGP 505		X					
PGP 511	X		X				
PGP 517			X	X			
PGP 620			X		X	X	
PGP 625			X		X	X	
PGP 640			X		X	X	X

Nomograph for Pipe Velocity



**Series PGP 640 Single Unit**

<b>PG P</b>	<b>640</b>	<b>A</b>	<b>0550</b>	<b>C</b>	<b>E4</b>	<b>A4</b>	<b>N</b>	<b>T5</b>	<b>T3</b>	<b>B1</b>	<b>B1</b>
<b>PGP</b>	Gear Design / Type				PARKER Gear Pump						
<b>640</b>	Series										
<b>A</b>	Unit				Single Unit						
<b>0550</b>	Displacement				55.0 cm <sup>3</sup> /rev.						
<b>C</b>	Rotation Direction				Clockwise						
<b>E4</b>	Shaft				SAE „C“ Spline, 14T, 16/32 DP						
<b>A4</b>	Flange				Mounting Flange SAE 4 bolt „C“						
<b>N</b>	Shaft Seal				Shaft Seal NBR						
<b>T5</b>	Side Suction Port				SAE Metric Split Flange 1 1/2"						
<b>T3</b>	Side Pressure Port				SAE Metric Split Flange 1"						
<b>B1</b>	Rear Suction Port				No Port						
<b>B1</b>	Rear Suction Port				No Port						

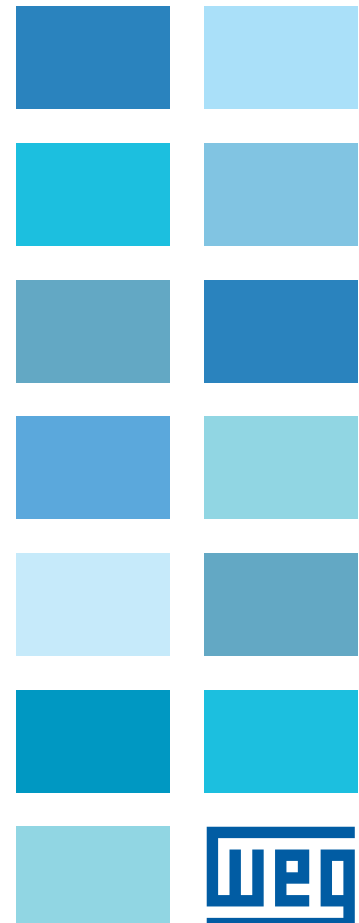
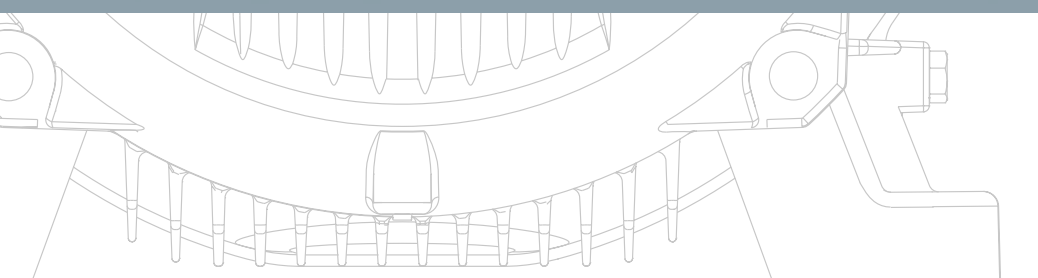
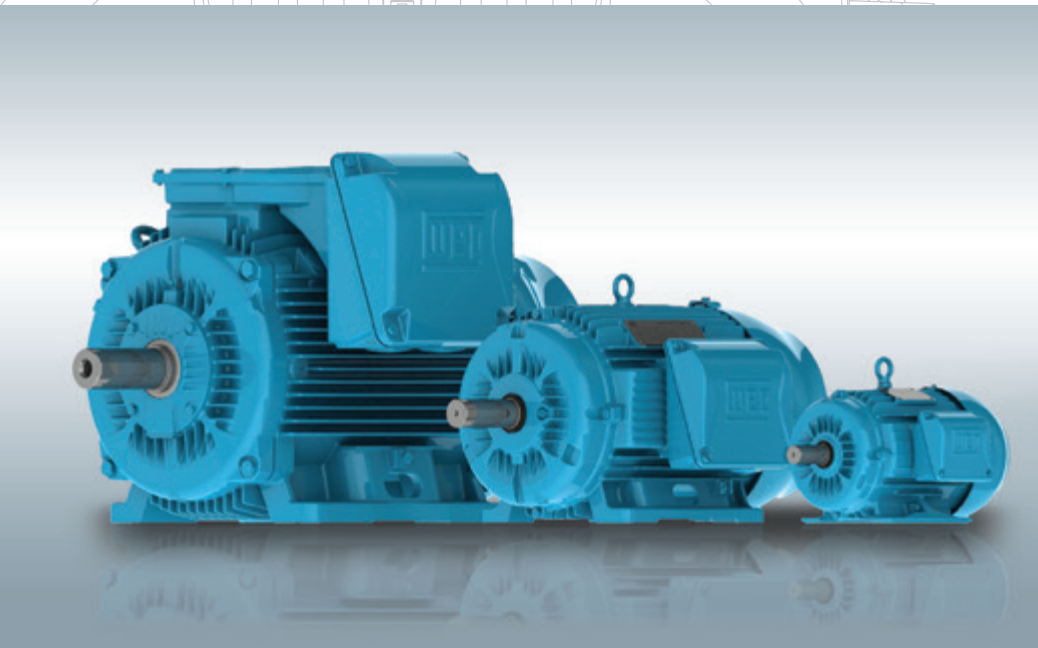
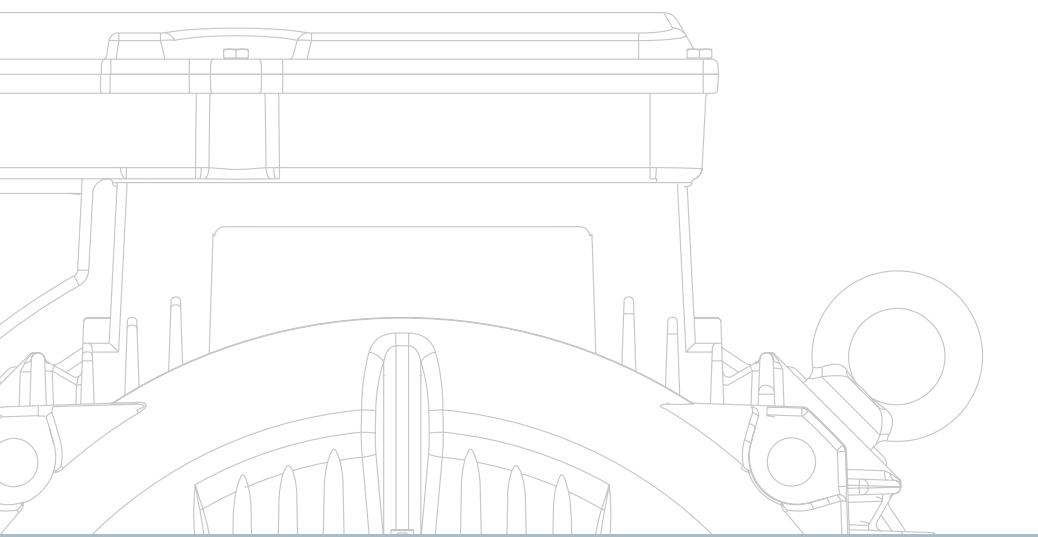
**Series PGP 517 Single Unit**

<b>PG P</b>	<b>517</b>	<b>A</b>	<b>0230</b>	<b>A</b>	<b>D1</b>	<b>H3</b>	<b>N</b>	<b>L3</b>	<b>L2</b>	<b>B1</b>	<b>B1</b>
<b>PGP</b>	Gear Design / Type				PARKER Gear Pump						
<b>517</b>	Series										
<b>A</b>	Unit				Single Unit						
<b>0230</b>	Displacement				23.0 cm <sup>3</sup> /rev.						
<b>A</b>	Rotation Direction				Counter Clockwise						
<b>D1</b>	Shaft				SAE „B“ Spline, 13T, 16/32 DP						
<b>H3</b>	Flange				Mounting Flange SAE 2 bolt „B“						
<b>N</b>	Shaft Seal				Shaft Seal NBR						
<b>L3</b>	Side Suction Port				Ø27 Diamond Flange						
<b>L2</b>	Side Pressure Port				Ø19 Diamond Flange						
<b>B1</b>	Rear Suction Port				No Port						
<b>B1</b>	Rear Pressure Port				No Port						

# W22

## Motor Eléctrico Trifásico

Catálogo Técnico  
Mercado  
Latino-americano

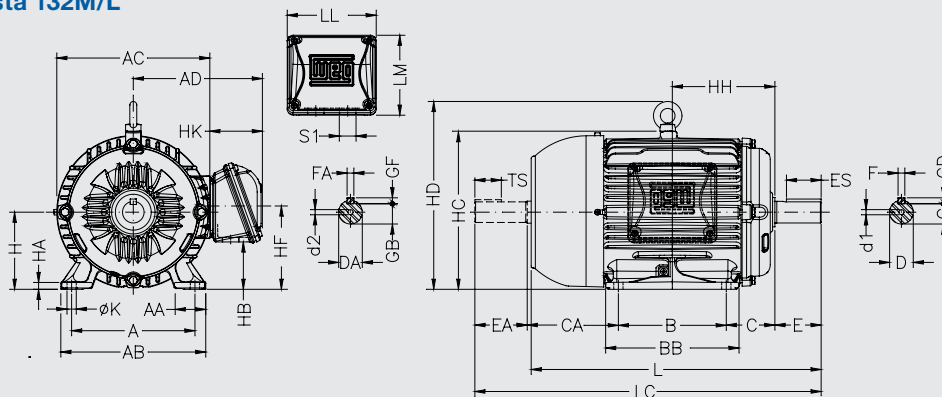


## W22 - IE3 Premium Efficiency - 60 Hz

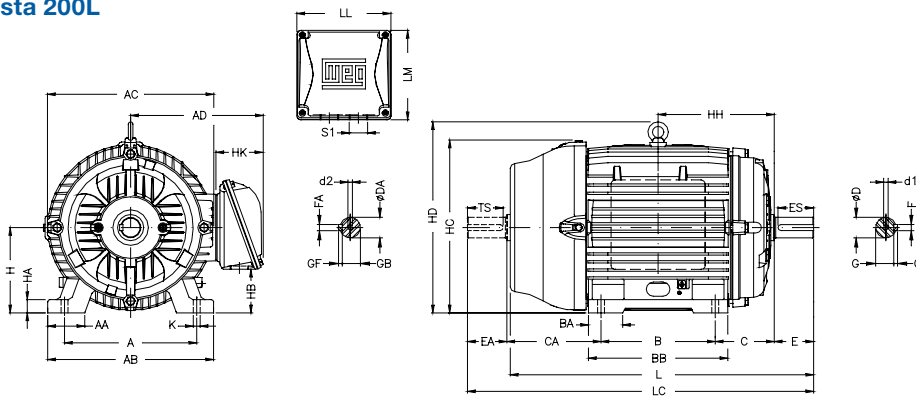
Potencia		Carcasa	Par nominal (kgfm)	Corriente con rotor trabado I <sub>I</sub> /I <sub>n</sub>	Par con rotor trabado T <sub>I</sub> /T <sub>n</sub>	Par máximo T <sub>b</sub> /T <sub>n</sub>	Momento de Inercia J (kgm <sup>2</sup> )	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB(A)	RPM	380 V						Corriente nominal I <sub>n</sub> (A)
								% de la potencia nominal					Rendimiento			Factor de potencia			
								Caliente	Frio				50	75	100	50	75	100	
<b>II Polos</b>																			
0,12	0,16	63	0,034	6,3	3,3	3,2	0,0001	30	66	5,7	56	3410	54,0	61,0	64,5	0,53	0,65	0,74	0,382
0,18	0,25	63	0,052	5,8	3	3	0,0001	25	55	6,2	56	3350	61,0	66,0	68,0	0,60	0,73	0,81	0,497
0,25	0,33	63	0,072	5,9	3,1	3,2	0,0002	20	44	6,7	56	3385	64,0	69,0	70,0	0,58	0,71	0,80	0,678
0,37	0,5	63	0,108	5,8	3	3	0,0002	17	37	7,7	56	3340	69,0	73,0	73,4	0,62	0,75	0,83	0,923
0,55	0,75	71	0,158	6,4	3	3,1	0,0004	18	40	7,5	60	3400	72,5	75,5	76,8	0,69	0,81	0,87	1,25
0,75	1	71	0,213	7,0	3,4	3,6	0,0005	17	37	9,0	60	3425	79,0	81,5	82,0	0,65	0,77	0,84	1,65
1,1	1,5	80	0,311	8,4	3,6	3,8	0,0009	19	42	14,0	62	3445	81,0	84,0	84,6	0,64	0,76	0,83	2,38
1,5	2	L80	0,427	7,8	3,6	3,6	0,0010	16	35	16,0	62	3425	84,0	85,0	85,7	0,68	0,79	0,85	3,13
2,2	3	L90S	0,618	7,8	3,4	3,1	0,0023	14	31	22,0	68	3470	86,0	86,5	86,5	0,69	0,80	0,85	4,55
3	4	L90L	0,841	7,8	3,7	3,7	0,0028	11	24	23,0	68	3475	87,0	88,0	88,5	0,62	0,75	0,82	6,28
3,7	5	100L	1,03	8,7	3,1	3,8	0,0064	15	33	32,0	71	3505	86,4	88,3	88,6	0,69	0,80	0,86	7,38
4,5	6	112M	1,26	7,5	2,5	3,1	0,0080	24	53	40,0	69	3490	87,7	89,0	89,5	0,74	0,84	0,88	8,68
5,5	7,5	112M	1,53	8,2	3	3,6	0,0095	18	40	43,0	69	3500	87,9	89,4	89,7	0,72	0,82	0,87	10,7
7,5	10	132S	2,07	8,1	2,5	3,4	0,0216	20	44	67,0	72	3530	88,2	89,9	90,6	0,74	0,83	0,87	14,5
9,2	12,5	132M	2,54	8,1	2,5	3,4	0,0269	17	37	74,0	72	3525	89,6	90,8	91,2	0,76	0,85	0,89	17,3
11	15	132M	3,04	8,5	2,7	3,5	0,0305	14	31	78,0	72	3525	90,3	91,3	91,5	0,76	0,85	0,89	20,5
15	20	160M	4,13	7,4	2,7	3	0,0553	14	31	115	72	3540	91,3	92,3	92,2	0,74	0,83	0,87	28,4
18,5	25	160M	5,09	7,8	2,4	3	0,0626	11	24	119	72	3540	92,0	92,8	92,8	0,74	0,83	0,87	34,9
22	30	160L	6,04	7,8	2,7	3,2	0,0700	9	20	131	72	3545	92,0	92,5	92,8	0,74	0,83	0,87	41,5
30	40	200M	8,21	7,4	2,4	2,7	0,1703	20	44	219	76	3560	92,5	93,4	93,4	0,74	0,83	0,86	56,7
37	50	200L	10,1	7,5	2,9	2,9	0,2128	18	40	265	76	3565	93,0	94,0	94,0	0,76	0,84	0,87	68,8
45	60	225S/M	12,3	8,2	2,5	3	0,2991	12	26	393	79	3565	92,3	93,6	94,0	0,79	0,87	0,89	81,7
55	75	225S/M	15,0	8,2	2,5	3	0,3251	10	22	406	79	3565	93,1	94,2	94,2	0,80	0,87	0,90	98,5
75	100	250S/M	20,5	8,4	2,6	3	0,4366	10	22	477	79	3560	94,0	94,8	94,9	0,81	0,86	0,88	137
90	125	280S/M	24,5	7,7	2	3	1,07	18	40	747	81	3575	93,3	94,9	95,3	0,78	0,86	0,88	163
110	150	280S/M	30,0	7,7	2,2	3	1,16	18	40	716	81	3575	94,1	95,1	95,2	0,80	0,87	0,89	197
132	180	315S/M	35,9	7,5	2	2,8	1,74	22	48	906	81	3580	93,6	95,2	95,6	0,80	0,86	0,89	236
150	200	315S/M	40,8	7,5	2	2,8	2,11	22	48	975	81	3580	94,2	95,4	95,6	0,81	0,87	0,90	265
185	250	315S/M	50,3	7,5	2,1	2,7	2,47	22	48	1053	81	3580	95,3	95,8	96,1	0,82	0,88	0,90	325
200	270	355M/L	54,3	7,5	2	2,7	3,54	24	53	1429	84	3585	95,0	95,8	96,2	0,82	0,88	0,90	351
220	300	355M/L	59,8	8,0	1,8	2,9	3,86	20	44	1475	84	3585	95,3	95,9	96,3	0,83	0,88	0,90	386
260	350	355M/L	70,6	7,8	2	2,7	4,50	26	57	1605	84	3585	95,6	96,0	96,4	0,86	0,90	0,91	450
300	400	355M/L	81,6	8,4	2	2,5	5,36	24	53	1743	84	3580	95,8	96,2	96,4	0,87	0,91	0,92	514
330	450	355M/L	89,7	8,4	2,2	2,8	6,01	18	40	1860	84	3585	95,3	95,8	96,0	0,87	0,91	0,92	567
<b>High-output design</b>																			
11	15	160M	3,03	7,4	2,2	3,0	0,0443	14	31	104	72	3540	89,5	91,3	91,5	0,72	0,81	0,86	21,2
45	60	200L	12,3	6,5	2,5	2,5	0,2114	18	40	265	76	3555	93,5	94,0	94,0	0,77	0,85	0,87	83,6
132	180	280S/M	36,0	7,6	2,2	2,7	1,33	14	31	767	81	3575	94,3	95,2	95,6	0,82	0,88	0,90	233
150	200	280S/M	40,8	7,9	2,4	2,7	1,56	15	33	831	81	3580	94,8	95,6	95,8	0,82	0,88	0,90	264
<b>IV Polos</b>																			
0,12	0,16	63	0,068	5,0	2,7	3,3	0,0005	48	106	6,7	48	1725	58,0	64,0	66,0	0,45	0,56	0,65	0,425
0,18	0,25	63	0,103	5,0	2,5	3	0,0006	39	86	7,7	48	1710	62,0	67,0	70,0	0,49	0,61	0,70	0,558
0,25	0,33	63	0,142	5,5	2,9	3,2	0,0007	30	66	8,2	48	1710	66,0	71,0	73,4	0,46	0,59	0,69	0,750
0,37	0,5	71	0,213	5,1	2,8	2,9	0,0007	52	114	8,5	47	1690	75,0	77,5	78,2	0,49	0,62	0,70	1,03
0,75	1	90S	0,416	7,6	2,6	3,2	0,0049	24	53	18,5	51	1755	80,0	84,0	85,5	0,60	0,72	0,79	1,69
1,1	1,5	L90S	0,610	7,6	2,7	3,2	0,0060	18	40	22,0	51	1755	82,5	85,5	86,5	0,60	0,73	0,80	2,42
1,5	2	L90S	0,832	7,7	2,8	3,3	0,0066	15	33	23,0	51	1755	84,0	86,0	86,5	0,59	0,72	0,80	3,29
2,2	3	100L	1,23	7,6	3,8	3,7	0,0097	24	53	33,0	54	1740	86,6	88,2	89,5	0,59	0,72	0,79	4,72
3	4	112M	1,66	7,8	2,6	3,5	0,0156	27	59	42,0	56	1760	87,2	89,0	89,5	0,58	0,70	0,79	6,45
3,7	5	112M	2,05	7,6	2,4	3,3	0,0181	23	51	44,0	56	1755	88,1	89,3	89,5	0,61	0,74	0,80	7,85
4,5	6	112M	2,51	7,0	2,4	3	0,0180	17	37	44,0	56	1745	88,7	89,5	89,5	0,61	0,74	0,80	9,55
5,5	7,5	132S	3,04	8,4	2,4	3,6	0,0488	16	35	67,0	58	1765	89,9	91,2	91,7	0,63	0,76	0,82	11,1
7,5	10	132S	4,14	8,2	2,3	3,5	0,0563	13	29	72,0	58	1765	90,8	91,6	92,0	0,66	0,78	0,84	14,7
9,2	12,5	132M/L	5,08	8,5	2,4	3,5	0,0676	9	20	86,0	58	1765	91,0	91,8	92,4	0,66	0,78	0,84	18,1
11	15	160M	6,04	7,6	2,9	3,4	0,1188	15	33	112	64	1775	90,6	92,4	92,7	0,63	0,75	0,81	22,2
15	20	160M	8,23	7,7	3	3,5	0,1471	13	29	133	64	1775	91,6	93,2	93,4	0,64	0,75	0,82	29,8
18,5	25	160L	10,2	7,3	2,7	3,2	0,1813	12	26	148	64	1770	92,4	93,6	93,8	0,64	0,75	0,81	36,9
22	30	180M	12,1	7,2	3	3	0,1919	20	44	176	64	1775	93,0	93,8	94,0	0,66	0,76	0,81	43,9
30	40	200M	16,5	6,6	2,5	2,8	0,3202	22	48	215	66	1775	93,6	94,2	94,4	0,70	0,79	0,84	57,4
37	50	200L	20,3	6,4	2,5	2,7	0,3728	20	44	243	66	1775	94,0	94,5	94,6	0,70	0,80	0,84	70,7
45	60	225S/M	24,6	7,5	2,4	2,8	0,6367	14	31	404	67	1780	94,2	94,7	95,1	0,71	0,80	0,85	84,5
55	75	225S/M	30,1	7,5	2,4	2,8	0,7346	12	26	430	67	1780	94,5	95,0	95,4	0,74	0,83	0,87	101
75	100	250S/M	41,0	8,5	3,4	3,6	1,01	12	26	505	68	1780	94,6	95,2	95,5	0,68	0,78	0,85	140
90	125	280S/M	49,1	7,2	2	2,7	1,87	24	53	683	73	1785	94,7	95,3	95,6	0,75	0,83	0,86	167
110	150	280S/M	60,0	7,9	2,4	2,9	2,33	20	44	753	73	1785	94,8	95,5	95,8	0,75	0,83	0,86	203
132	180	315S/M	71,8	7,4	2,4	2,6	3,00	24	53	958	75	1790	94,5	95,5	96,2	0,74	0,82	0,86	243
150	200	315S/M	81,6	7,8	2,7	2,7	3,55	20	44	1029	75	1790	94,9	95,9	96,2	0,73	0,82	0,86	276
185	250	315S/M	101	7,6	2,4	2,5	3,89	20	44	1072	75	1790	95,3	96,0	96,3	0,75	0,83	0,87	336
200	270	355M/L	109	7,4	2,3	2,4	5,76	25	55	1388	78	1790	95,4	96,1	96,3	0,76			

## 17. Datos Mecánicos

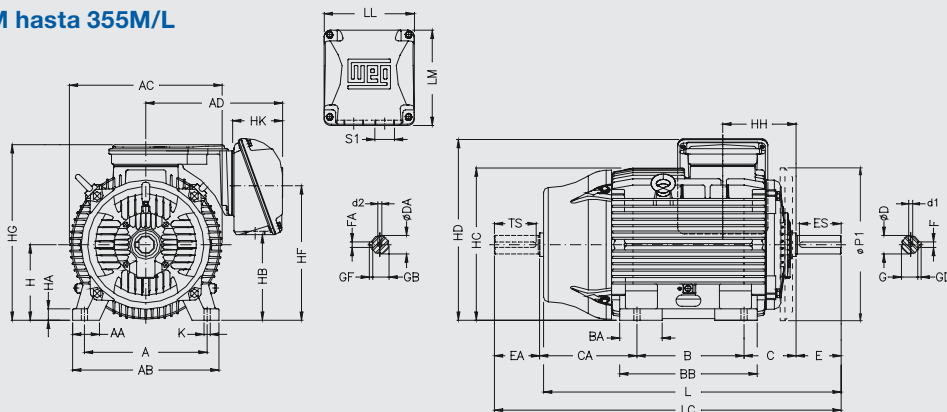
### Carcasas 63 hasta 132M/L



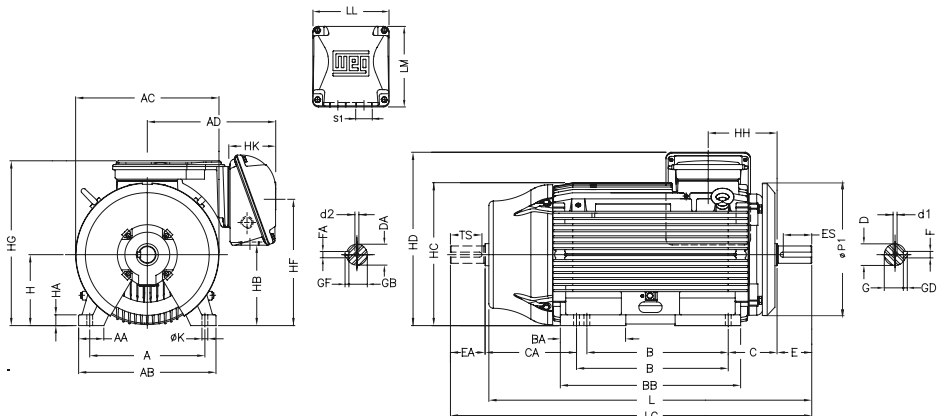
### Carcasas 160M hasta 200L



### Carcasa 225S/M hasta 355M/L



### Carcasa 355A/B



\* Algunas potencias en las carcasas 315 y 355 están equipadas con un deflector de aire en la tapa delantera. En este caso la dimensión P1 será 780mm o 880mm respectivamente.

SERIE DE REFRIGERADORES DE ACEITE-AIRE PARA SISTEMAS HIDRAULICOS MOVILES EN CONSTRUCCION COMPACTA CON MOTORES DE CORRIENTE CONTINUA Y ELEVADA POTENCIA DE REFRIGERACION

## Aplicación

Estos refrigeradores se han desarrollado especialmente para sistemas hidráulicos móviles en los cuales se requieren elevadas prestaciones en espacios muy pequeños con una instalación sencilla. Las aplicaciones típicas son grúas móviles, bombas de cemento, taladradoras, máquinas de mantenimiento de carreteras, máquinas de construcción y máquinas agrícolas.

## OK-ELD

### Características del producto

Los refrigeradores OK-ELD destacan por una combinación de elementos de refrigeración optimizados y con presión estable con ventilador de motor eléctrico de larga duración.

La construcción compacta permite un montaje fácil con el espacio mínimo.

- Rango de potencia de refrigeración 2-34 kW
- Compacto, eficaz, potente
- Motores DC en 12 y 24 voltios con una duración de vida de motor de hasta 10000 horas
- Presiones de servicio 16 bar dinámico

## Refrigeradores de aceite-aire

Ejecución con motor de corriente continua para sistemas hidráulicos móviles

Serie OK-ELD



Cálculo de la potencia según EN 1048



## REFRIGERADORES DE ACEITE-AIRE

### DESCRIPCION

### GENERALIDADES

En los sistemas hidráulicos, la energía se transforma y se transporta. La tarea del refrigerador es evacuar este calor.

### VENTAJAS DEL REFRIGERADOR DE ACEITE-AIRE

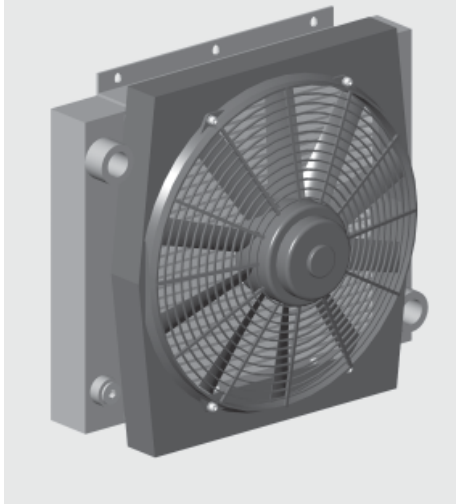
- Es ecológico; es imposible intercambiar agua/aceite
- Para la puesta en marcha sólo se requiere la energía eléctrica
- ningún otro circuito para el medio refrigerante aire

### CONSTRUCCION

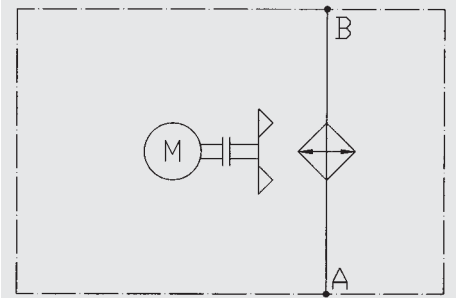
Los refrigeradores de aceite-aire contienen intercambiador de calor (1), carcasa (2) y ventilador de motor axial (3).

Las conexiones de aceite están en el lado del ventilador.

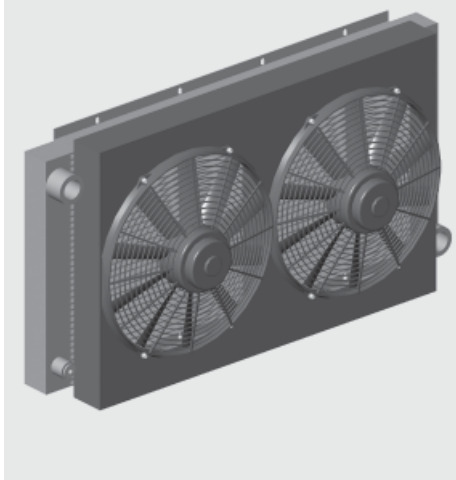
ELD 0-4.5



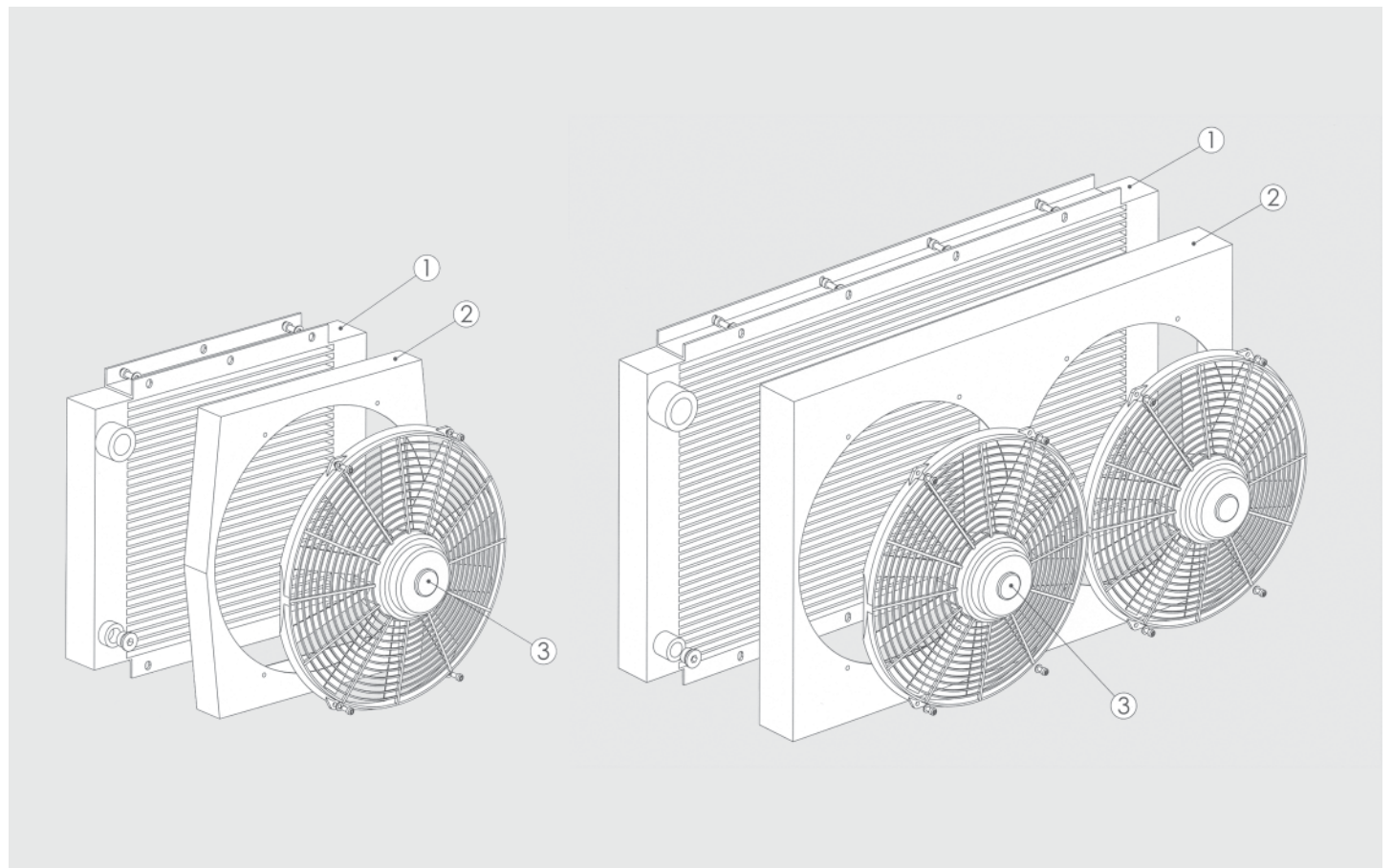
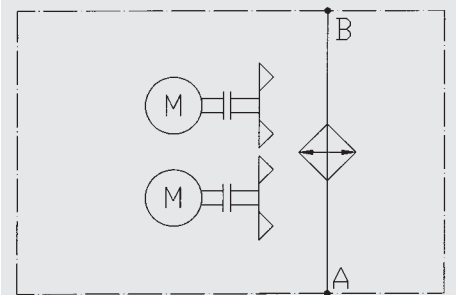
ELD 0-4.5



ELD 5-6



ELD 5-6



## SELECCIÓN DEL VENTILADOR

Referencia:

$P_v$  =Potencia de disipación [kW]

$P_{01}$  =Potencia de refriger. espec. [kW/K]

$V$  =Contenido del depósito [l]

$\rho_{01}$  =Densidad [kg/l]

para aceite mineral: 0.915 kg/l

$C_{01}$  =Capac. calorífica espec. [kJ/kgK]

para aceite mineral 1,88 kJ/kgK

$\Delta T$  =Aumento de temperatura en el sistema[°C]

$t$  =tiempo de servicio [min]

$T_1$  =Temp. de aceite recomedada [°C]

$T_3$  =Temp. ambiente del aire [°C]

Ejemplo 1:

Medición de la potencia de disipación en instalaciones y máquinas que estén ya en servicio. Con este método se mide el aumento de temperatura del aceite en un intervalo de tiempo determinado. Por el aumento de temperatura se puede calcular la potencia de disipación

Datos:

En una instalación aumenta la temperatura en 2 horas de 20 °C a 70 °C.

El contenido del depósito es 400 l.:

$$P_v = \frac{\Delta T \cdot c_{\text{aceite}} \cdot \rho_{\text{aceite}} \cdot V}{t \cdot 60} \quad [\text{kW}]$$

$$P_v = \frac{50 \cdot 1.88 \cdot 0.915 \cdot 400}{120 \cdot 60} = 4.78 \quad [\text{kW}]$$

Selección del refrigerador:

– Temp. del aceite recom. 60 °C

– Temp. ambiente del aire 30 °C

$$P_{01} = \frac{P_v}{T_1 - T_3} \quad [\text{kW}]$$

$$P_{01} = \frac{4.78}{60 - 30} = 0.159 \quad [\text{kW}]$$

Por razones de colmataje, se recomienda contar con un 10% de seguridad, siendo así la potencia de refrigeración específica

$$P_{01} \cdot 1.1 = 0.175 \text{ kW/K.}$$

La potencia de disipación de 0,175 kW/K debe ser sacada por un refrigerador de aceite.

Propuesta:

–Refrigerador OK-ELD2,

$$P_{01} = 0.190 \text{ kW/K a } 40 \text{ l/min.}$$

Ejemplo 2:

La potencia de disipación también se puede calcular:

sin estrangulamiento aprox. 15 hasta 20% de la potencia de accionamiento. Con un estrangulamiento de hasta 30% de la potencia de accionamiento.

## 1. CARACTERISTICAS

### 1.1 TABLA DE CARACTERISTICAS

Tipo de refrigerador	Tensión [V]	Caudal de aceite a 1,5 bar, potencia de disipación [l/min]	Corriente nominal con tensión nominal [A]	Potencia de motor [kW]	Fusible recomendado [A]	Diámetro de ventilador [mm]	Clase de protección IP [-]	Umbral de ruido (distancia 1m) [dB(A)]	Máx. presión de servicio [bar]	Máx. temperatura de aceite [°C]	Máx. viscosidad [mm²/s]	Peso [kg]
ELD0	12	30	3.0	0.05	5	140	67	68	16	130	2000	2.7
ELD0	24	30	1.6	0.05	5	140	67	68	16	130	2000	2.7
ELD1	12	90	8.0	0.10	15	190	67	73	16	130	2000	4.0
ELD1	24	90	3.2	0.10	7.5	190	67	73	16	130	2000	4.0
ELD2	12	170	9.4	0.14	20	255	67	74	16	130	2000	9.4
ELD2	24	170	5.2	0.14	15	255	67	74	16	130	2000	9.4
ELD3	12	180	17.5	0.23	25	305	67	79	16	130	2000	11
ELD3	24	180	8	0.23	20	305	67	79	16	130	2000	11
ELD4	12	180	22.5	0.30	30	385	67	76	16	130	2000	15.9
ELD4	24	180	10.5	0.30	20	385	67	76	16	130	2000	15.9
ELD4.5	12	280	22.5	0.30	30	385	67	76	16	130	2000	22
ELD4.5	24	280	10.5	0.30	20	385	67	76	16	130	2000	22
ELD5	12	170	35	0.46	2x25	305	67	80	16	130	2000	30.3
ELD5	24	170	16	0.46	2x20	305	67	80	16	130	2000	30.3
ELD6	12	140	45	0.60	2x30	385	67	77	16	130	2000	36.6
ELD6	24	140	21	0.60	2x20	385	67	77	16	130	2000	36.6

– El número máximo de revoluciones del ventilador de motor DC debe estar limitado por un fusible externo de corriente

– El sentido del montaje es libre. En montaje tumbado, el motor debe estar posicionado por debajo del elemento refrigerante. (Véase flechas en el motor).

– Fluido de refrigeración: aceite mineral según DIN 51524, con otros medios consulte por favor

– Sentido del giro: véase flecha en la carcasa del refrigerador.

– Los valores de ruido rigen como valores de parada, ya que la acústica del espacio, conexiones, viscosidad y reflexión influyen en el umbral de ruido.

– Accesorios véase "Catálogo accesorios"

#### ¡Atención!

En el servicio de un refrigerador, en el que la diferencia de temperatura entre la entrada de aceite en el refrigerador y la temperatura ambiente pueda ser mayor que 50°C, se deben evitar las frecuencias de conexión del ventilador con una velocidad máx. de ventilador (máx. caudal de aire), ya que estos pueden provocar cambios rápidos de temperatura en el material del elemento de refrigeración, lo cual puede conllevar una reducción considerable de la duración de vida del elemento de refrigeración o un daño directo del elemento de refrigeración por choque térmico.

Por favor póngase en contacto con su representante de Hydac, para recibir informaciones sobre accionamientos de ventilador regulados.

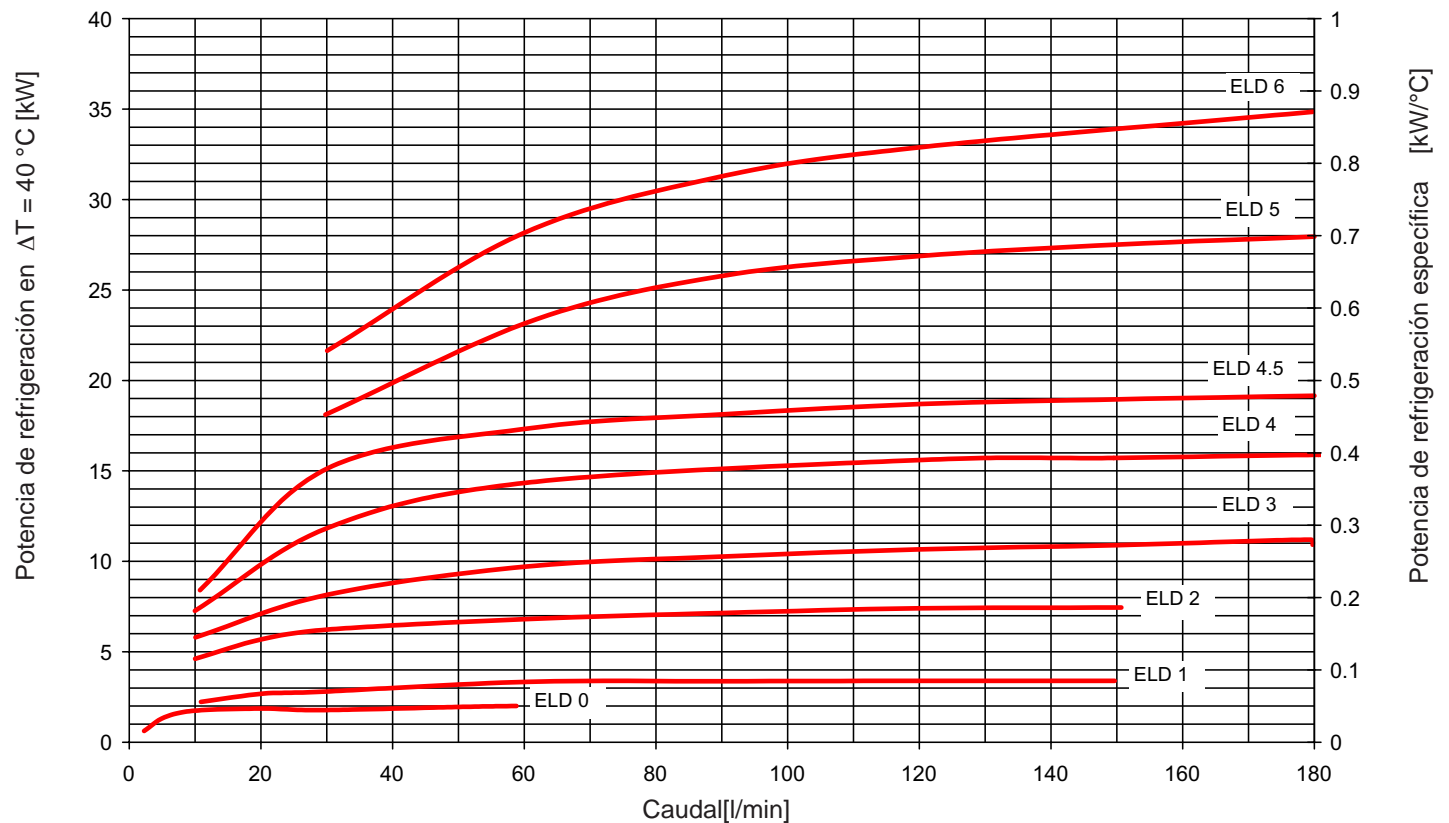
## 1.2 CARACTERISTICAS HIDRAULICAS

### 1.2.1 Potencia de refrigeración

Dependiendo del caudal y diferencia de temperatura  $T$  entre la entrada de aceite a la entrada de aire.

Para dimensiones con una diferencia de temperatura por debajo de  $10^{\circ}\text{C}$ , hablen por favor con el departamento técnico.

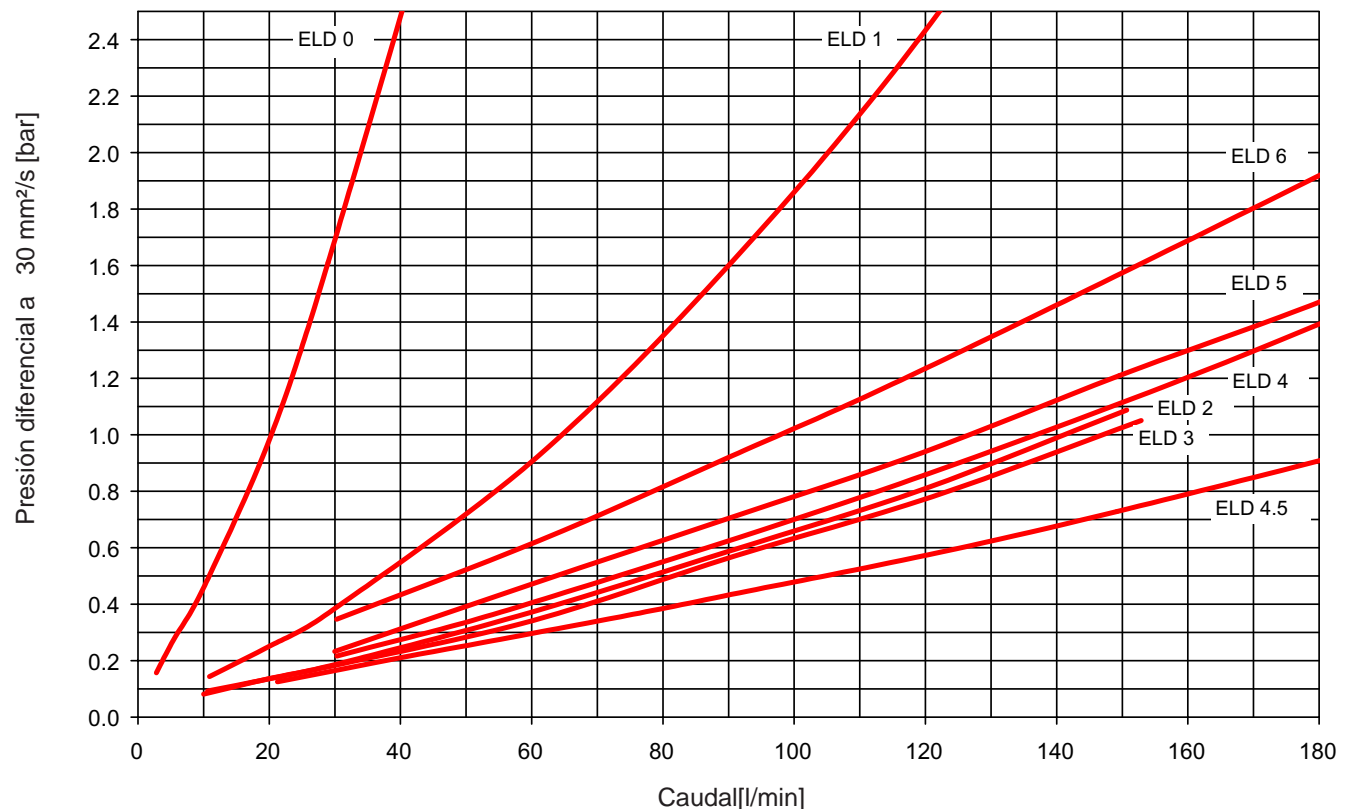
Tolerancia:  $\pm 5\%$



\* Los valores medidos en  $\Delta T = 40^{\circ}\text{C}$ , estos pueden cambiar con valores  $\Delta T$  más pequeños

### 1.2.2 Presión diferencial $\Delta p$ , medido a $30 \text{ mm}^2/\text{s}$ (con aceite mineral):

Tolerancia:  $\pm 5\%$



Con otras viscosidades se debe multiplicar la potencia de disipación con el factor K.

Viscosidad ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )	10	15	22	30	46	68	100	150
Factor K	0.35	0.5	0.75	1	1.4	1.9	2.5	3.5

## 2. REFERENCIA DE TIPOS

(ejemplo de pedido)

**OK-ELD1H / 3.1 / 12V / 1 / S / AITF60**

### Tipo de refrigerador

OK-ELD = Refrigerador aceite-aire

### Tamaño/n.d.r. de motor

0-6 = Véase características hidráulicas 1.2.

H = 3000 min<sup>-1</sup>

### Cifra de tipos y de modificación

La actualización actual está reflejada en nuestra página Internet

### Tensión de motor

12V = 12 V DC

24V = 24 V DC

### Lacado

1 = Negro profundo RAL 9005 (standard)

Otros lacados sobre consulta y en texto

### Sentido del aire

S = aspirando (standard)

### Accesorios, para más información véase catálogo de accesorios

AITF60 = Termostato ajustado fijo

GP = Amortiguador de goma

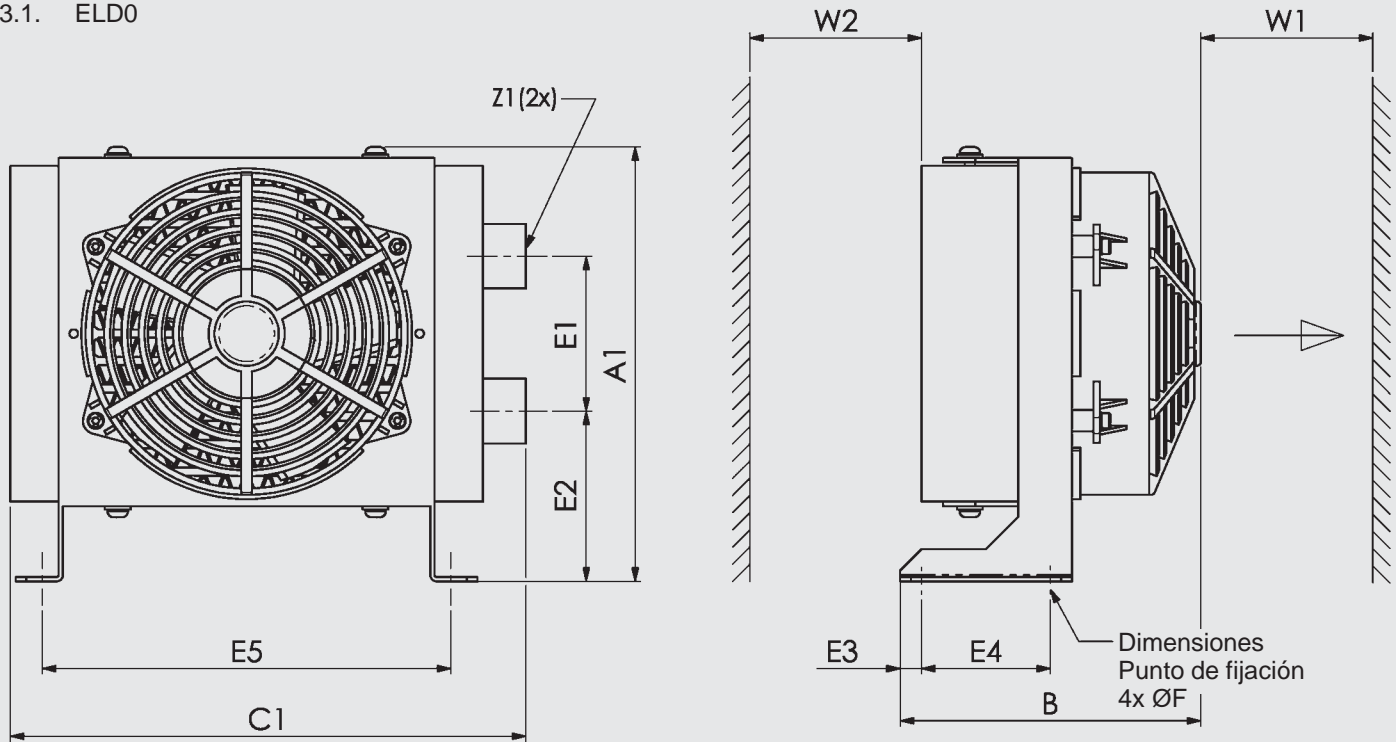
FU = Pies para posibilidad alternativa de fijación

IPB = Intercambiador de calor con válvula bypass integrada (no disponible para ELD0 y ELD1)

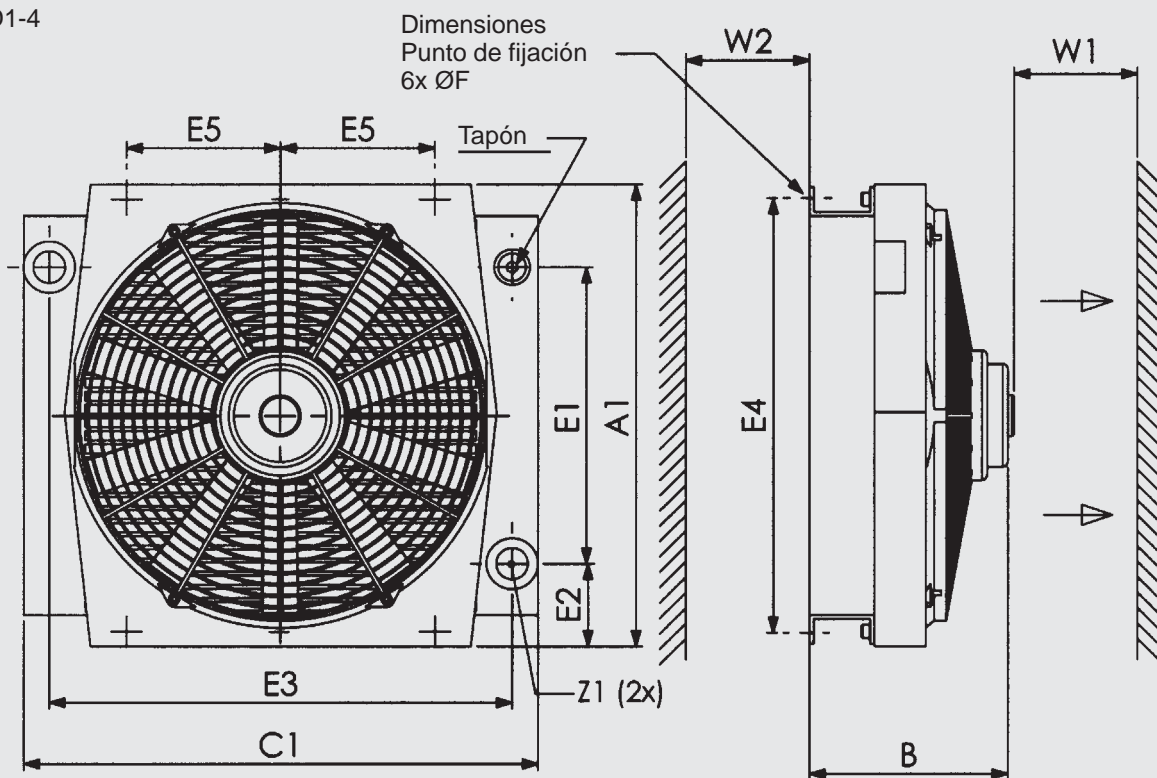
IBT = Intercambiador de calor con válvula bypass de temperatura-presión (no disponible para ELD0 y ELD1)

### 3. DIMENSIONES

#### 3.1. ELD0

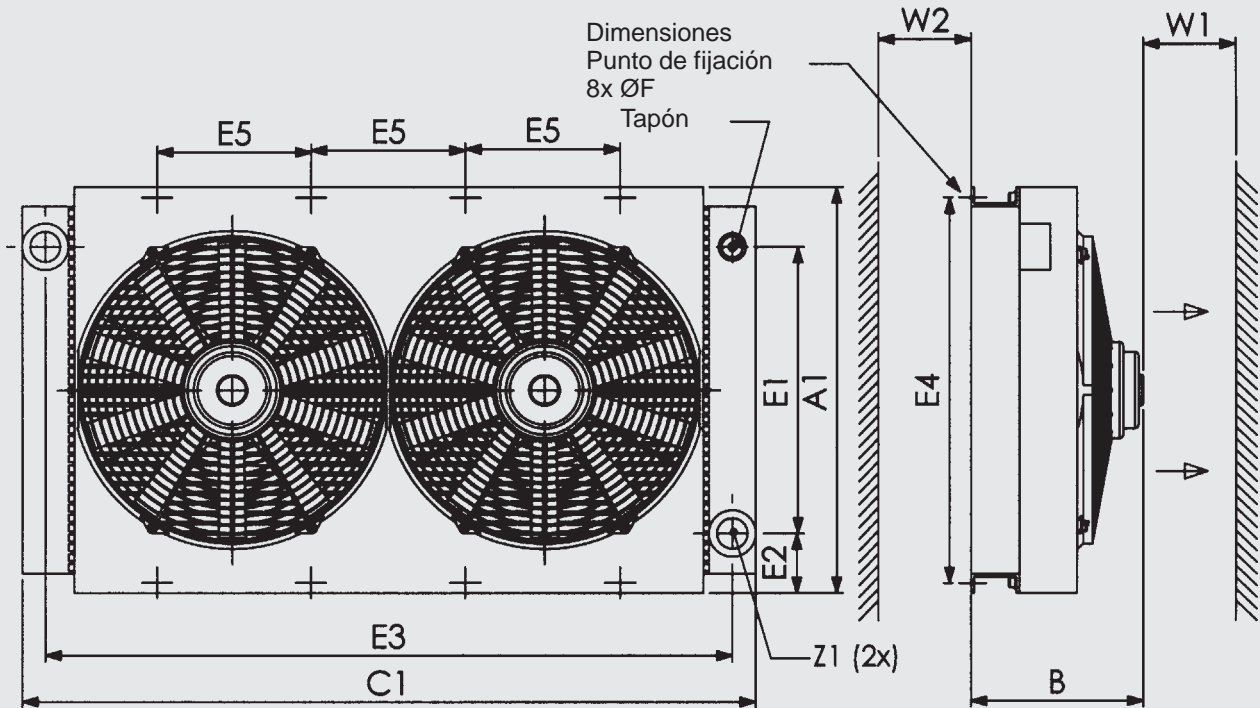


#### 3.2. ELD1-4



	A1 ±5	B ±10	C1 ±5	E1 ±5	E2 ±5	E3 ±5	E4 ±2	E5 ±2	F	W1 min	W2 min	Z1	Tapón
ELD0	202	140	240	72	79	10	60	190	6.5	100	80	G1/2"	-
ELD1	245	120	300	125	60	250	225	90*	9	200	100	M22X1.5	M22X1.5
ELD2	315	210	385	199	58	324	288	80	14X10	250	150	G1"	M22X1.5
ELD3	356	210	420	230	62.5	370	329	100	14X10	300	180	G1"	M22X1.5
ELD4	450	208	500	289	80	450	421	150	16X9	400	200	G1"	M22X1.5
ELD4.5	454	218	602	350	52	490	200*	580*	12	400	200	G1 1/4"	M22X1.5

\* OK-ELD1 y OK-ELD 4.5 tiene sólo 4 puntos de fijación



	A1	B	C1	E1	E2	E3	E4	E5	F	W1	W2	Z1	Tapón
	±5	±10	±8	±5	±5	±5	±2	±2		min	min		
ELD5	480	235	810	321	77	750	450	170	16X9	400	200	G1 1/4"	M22X1.5
ELD6	532	233	950	373	77	890	503	200	18X9	500	250	G1 1/4"	M22X1.5

#### 4. CERTIFICADO SEGUN EN 1048

HYDAC SA construye y fabrica refrigeradores de calidad, que garantizan datos de potencia probados y certificados, fiables y reproducibles. Para calcular los datos exactos de potencia y mantenerlos, la solución es hacer pruebas según los criterios de pruebas reconocidos internacionalmente. Para el caso de refrigerador aceite/aire estos son la norma EN 1048.

Las normas de pruebas de HYDAC SA cumplen los requisitos de la norma EN 1048; tanto las disposiciones como los medios de prueba son comprobados y certificados por TÜV-Süd.

Los datos de potencia indicados en este catálogo se han calculado según EN 1048.



#### 4. NOTA

Por favor tenga en cuenta que los datos de este catálogo son válidas para las aplicaciones y condiciones de servicio descritas. Para las aplicaciones y condiciones que no estén descritas en este catálogo, hable por favor con el departamento técnico correspondiente.

Todos los datos de este catálogo están bajo reserva de modificaciones técnicas.

# Relés y productos electrónicos - EPR



Temporizadores



Relés de control y medida



Convertidores de señal analógica



Relés enchufables



Relés de estado sólido



Relés de seguridad



Convertidores de comunicaciones



Fuentes de alimentación



## Índice general

Temporizadores electrónicos  
Gama CT

1

Relés de control de corriente  
y tensión monofásicos, Gama CM  
Relés de control para redes  
trifásicas, Gama CM

2

Relés de seguridad  
Gama C57x  
Relés de seguridad con salidas de estado sólido  
Gama C67xx

3

Fuentes de alimentación conmutadas  
de las gamas CP, CP-S y CP-C

4

Convertidores de señal analógica  
Gama CC

5

Convertidores de señal analógica  
para todas las aplicaciones

Convertidores de comunicación  
"Gama ILPH"

6

Relés enchufables CR-P, CR-M, CR-U

7

Relés optoacopladores

8

Contactores semiconductores  
R100.xx y R300.xx  
Relés de estado sólido R111, R12x y R31x

9

Aprobaciones y Marcados para el mercado mundial  
Soluciones ABB





## Gama CT-E, salida estado sólido

Tipo	Símbolo	Función	Diagrama temporización	Contactos salida	0,1-10 s	0,3-30 s	3-300 s	Contactos control, temp. inicio	Tensión de alimentación	Código de pedido
CT-MKE <sup>1)</sup>		Temporizador multifunción		tiristor 240 V/0,8 A	✓	✓			24 - 240 V CA/CC	1SVR 550 019 R0000
CT-EKE		Retardo a la conexión		tiristor 240 V/0,8 A	✓	✓			24 - 240 V CA/CC	1SVR 550 509 R1000 1SVR 550 509 R4000 1SVR 550 509 R2000
CT-AKE		Retardo a la desconexión		tiristor 240 V/0,8 A	✓	✓	✓		24 - 240 V CA/CC	1SVR 550 519 R1000 1SVR 550 519 R4000 1SVR 550 519 R2000

<sup>1)</sup> sin contacto, selección de rango de funcionamiento y tiempo mediante puentes externos



## Gama CT-D, modular

Tipo	Símbolo	Función	Diagrama temporización	Contactos salida	7 rangos de tiempo (0,05 s - 100 h)	Tensión de alimentación	Contactos control, temp. inicio	Código de pedido
CT-MFD		Temporizador multifunción <sup>1)</sup>		1 SPDT	✓	24 - 240 V CA, 24 - 48 V CC	✓	1SVR 500 020 R0000
CT-ERD		Retardo a la conexión		1 SPDT	✓	24 - 240 V CA, 24 - 48 V CC		1SVR 500 100 R0000
CT-AHD		Retardo a la desconexión		1 SPDT	✓	24 - 240 V CA, 24 - 48 V CC	✓	1SVR 500 110 R0000
CT-VWD		Conexión por impulso		1 SPDT	✓	24 - 240 V CA, 24 - 48 V CC		1SVR 500.130 R0000
CT-EBD		Arranque intermitente con ON		1 SPDT	✓	24 - 240 V CA, 24 - 48 V CC		1SVR 500 150 R0000
CT-TGD		Generador de impulsos <sup>2)</sup>		1 SPDT	2 x	24 - 240 V CA, 24 - 48 V CC		1SVR 500 160 R0000

<sup>1)</sup> Funciones: Retardo a la conexión, retardo a la desconexión con tensión auxiliar, conexión por impulso, formador de impulsos con tensión auxiliar, desconexión por impulso con tensión auxiliar, arranque intermitente con ON, arranque intermitente con OFF

<sup>2)</sup> Ajuste independiente del tiempo de conexión y desconexión

1 SPDT = 1 contacto conmutado

# Guías de selección y referencias de pedido para relés de medición y control



**NOVEDAD**

## Control de corriente y de tensión, monofásica

Tipo	CM-SRS.11	CM-SRS.12	CM-SRS.21	CM-SRS.22	CM-SRS.M1	
Función	Control de corriente CA/CC					
Principio de medición	Integral					
Rangos de medición CA/CC	3 - 30 mA 10 - 100 mA 0,1 - 1 A	0,3 - 1,5 A 1 - 5 A 3 - 15 A <sup>1)</sup>	3 - 30 mA 10 - 100 mA 0,1 - 1 A	0,3 - 1,5 A 1 - 5 A 3 - 15 A <sup>1)</sup>	3 - 30 mA 10 - 100 mA 0,1 - 1 A	
Funciones	Valor umbral	un valor umbral ajustable mediante escalas				
	Histéresis	ajustable, 3 - 30 % del valor umbral				
	Control de sobretensión y subtensión	seleccionable, control de sobretensión o subtensión				
	Retardo de tiempo T <sub>v</sub>	ninguno			ajustable 0: 0,1 - 30	
	Función de tiempo T <sub>v</sub>	ninguno			Retardo a la conexión	
	Retardo de arranque T <sub>s</sub>		ninguno			
	Función de memoria		ninguno		confi	
Contactos salida	Número / Tipo	1 SPDT		2 SPDT		
	Principio de funcionamiento	principio de circuito abierto				
Anchura						
Tensiones de alimentación y	110 - 130 V CA	1SVR 430 841 R0200	1SVR 430 841 R0300	1SVR 430 841 R0400	1SVR 430 841 R0500	-
Código de pedido	220 - 240 V CA	1SVR 430 841 R1200	1SVR 430 841 R1300	1SVR 430 841 R1400	1SVR 430 841 R1500	-
	24 - 240 V CA/CC	1SVR 430 840 R0200	1SVR 430 840 R0300	1SVR 430 840 R0400	1SVR 430 840 R0500	1SVR 430 840 R0600

<sup>1)</sup> con corrientes de medición > 10 A se requiere un espacio de 10 mm

1 SPDT = 1 contacto conmutado

2 SPDT = 2 contactos conmutados



## Control trifásico

**NUUEVO**

**NUUEVO**

Tipo	CM-PBE	CM-PVE	CM-PFE	CM-PFS	CM-PSS	CM-PVS			
Monitores	Pérdida de fase	✓	✓	✓	✓	✓			
	Secuencia de fase		✓	✓	✓	✓			
	Subtensión		✓ fija		✓ fija	✓ ajustable			
	Sobretensión		✓ fija		✓ fija	✓ ajustable			
	Asimetría								
Contactos salida	Principio de funcionamiento	Corriente cerrada							
	Número	1 n/a	1 n/a	1 n/a	2 SPDT	2 SPDT	2 SPDT		
	Retardo de tiempo	500 ms fijo				0,1-10 s			
Anchura		22,5 mm							
Tensión de monitorización	Tensión de alimentación	Alimentado por el circuito de medición	Código de pedido	90-170 V 50/60 Hz					
				160-300 V 50/60 Hz					1SVR 430 794 R1300
				180-280 V 50/60 Hz					
				185-265 V 50/60 Hz	1SVR 550 870 R 9400 <sup>1)</sup>				
				200-500 V 50/60 Hz			1SVR 430 824 R9300		
				208-440 V 50/60 Hz		1SVR 550 824 R9100			
				220-240 V 50/60 Hz	1SVR 550 881 R 9400 <sup>1)</sup>				
				300-500 V 50/60 Hz					1SVR 430 794 R3300
				320-460 V 50/60 Hz	1SVR 550 871 R 9500				
				380V 50/60Hz				1SVR 430 784 R2300	
380-415 V 50/60 Hz									
380-440 V 50/60 Hz	1SVR 550 882 R 9500								
400V 50/60Hz				1SVR 430 784 R3300					

<sup>1)</sup> Con control de neutro. Medición y selección de los valores umbral entre conductor de fase y neutro. Los errores de pérdida de fase y secuencia de fase están indicados sin retardo.

2 SPDT = 2 contactos conmutados

Accesorios para todos los relés de medición y control: tapas transparentes con precinto, 22,5 mm: 1SVR 430 005 R 0100, 45 mm: 1SVR 440 005 R 0100

CM-SRS.M2	CM-SFS.21	CM-SFS.22	CM-ESS.1	CM-ESS.2	CM-ESS.M	CM-EFS	
Control de tensión CA/CC							
			Integral	RMS			
0,3 - 1,5 A 1 - 5 A 3 - 15 A <sup>1)</sup>	3 - 30 mA 10 - 100 mA 0,1 - 1 A	0,3 - 1,5 A 1 - 5 A 3 - 15 A <sup>1)</sup>	3 - 30 V, 6 - 60 V, 30 - 300 V, 60 - 600 V CA/CC, selección mediante interruptor rotativo				
dos valores umbral $I_{min}$ y $I_{max}$			un valor umbral ajustable mediante escalas de lectura exactas dentro del rango de medición dos valores umbral $U_{min}$ y $U_{max}$				
fijo, 5 % del valor umbral			ajustable, 3 - 30 % del valor umbral		fijo, 5 % del valor umbral		
control por ventana $I_{min}$ y $I_{max}$			configurable, control de sobretensión y subtenensión		control por ventana $U_{min}$ y $U_{max}$		
			ninguno	ajustable 0, 0,1-30 s			
Retardo a la conexión o desconexión seleccionable			ninguno	Retardo a la conexión	Retardo a la conexión o desconexión seleccionable		
ajustable 0; 0,1 - 30 s			ninguno				
configurable, función de reinicio mediante alimentación de tensión			ninguno		configurable, función de reinicio mediante alimentación de tensión		
2 SPDT ó 2 x 1 SPDT (1 SPDT para $I_{min}$ y otro para $I_{max}$ )			1 SPDT	2 SPDT		2 SPDT ó 2 x 1 SPDT (1 SPDT para $U_{min}$ y otro para $U_{max}$ )	
circuito abierto o cerrado, seleccionable			principio de circuito abierto		principio de circuito abierto o cerrado, seleccionable		
22,5 mm							
-	-	-	1SVR 430 831 R0300	1SVR 430 831 R0400	-	-	
-	-	-	1SVR 430 831 R1300	1SVR 430 831 R1400	-	-	
1SVR 430 840 R0700	1SVR 430 760 R0400	1SVR 430 760 R0500	1SVR 430 830 R0300	1SVR 430 830 R0400	1SVR 430 830 R0500	1SVR 430 750 R0400	

2



NUOVO

NUOVO

CM-PAS	CM-MPS
✓	✓
✓	✓ ajustable
	✓ ajustable
✓ ajustable (2-15%)	✓ ajustable (2-15%)
2 SPDT	2 SPDT
ajustable	
	1SVR 430 885 R1300 <sup>1)</sup>
1SVR 430 774 R1300	1SVR 430 884 R1300
	1SVR 430 885 R3300 <sup>1)</sup>
1SVR 430 774 R 3300	1SVR 430 884 R3300

Protección de contactos / Evaluación de sensor

Tipo	CM-KRN	CM-SIS
Función	Protege y descarga contactos de control sensibles almacena los estados de conmutación	Alimenta y evalúa hasta 2 sensores NPN o PNP (2 y 3 cables)
Rango de medición	Corriente $\leq 3$ mA Tensión sin carga/tensión de alimentación $\leq 10$ VCC	máx. 0,5 A 24 V CC
Contactos salida	Principio de funcionamiento Principio de circuito abierto <sup>1)</sup> Número / Tipo 2 SPDT Retardo de tiempo - 0,05-30 s	2 SPDT, uno por circuito de entrada de sensor
Anchura	45 mm	22,5 mm
Tensiones de alimentación y códigos de pedido	24 V CA 1SVR 450 099 R0000 110 - 130 V CA 1SVR 450 090 R0000 220 - 240 V CA 1SVR 450 091 R0000 380-415 V CA 1SVR 450 092 R0000 110 - 240 V CA, 105 - 260 V CC	1SVR 450 089 R0000 1SVR 450 080 R0000 1SVR 450 081 R0000 1SVR 450 082 R0000 1SVR 430 500 R2300

<sup>1)</sup> El relé de salida se activa a una señal de control de entrada

2 SPDT = 2 contactos conmutados

Tipo de aleación : C - Si - Mn - Mo - Ni - Cr - V - Nb - B.  
Los porcentajes de estos elementos de aleación varían según el espesor y la dureza de las planchas.

Forma de suministro : planchas espesores de 1/4" a 4"

Tolerancias de espesor : Según EN 10029, clase A.

**Plancha aleada de gran resistencia al desgaste por abrasión, impacto y deslizamiento.**

APLICACIONES: Para elementos de movimiento de tierra, minerales y materiales abrasivos tales como tolvas de volquetes, cucharas de máquinas cargadoras, tornamesa para tracto camiones, etc. (ver pág. 33)

Para blindaje contra balas de armas de mano comerciales, elementos de máquinas trituradoras, chancadoras y prensas de chatarra, base para matrices de alto rendimiento. Además en todas las construcciones soldadas que requieren alta resistencia y una buena tenacidad a bajas temperaturas, tales como tanques de presión.

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS	CHRONIT T-1 400	CHRONIT T-1 500
Dureza suministro	360 - 440 HB	450 - 530 HB
Resistencia a la tracción	1300 N/mm <sup>2</sup>	1650 N/mm <sup>2</sup>
Límite de fluencia	1000 N/mm <sup>2</sup>	1300 N/mm <sup>2</sup>
Elongación (Lo = 5,65 <sub>v</sub> So)	12%	8%
Tenacidad (longitudinal)	30J (-40° C)	25J (-20° C)

#### MECANIZADO :

Corte por oxiacetileno: No presenta dificultades; hasta espesores de 25 mm pre-calentar a 60 °C y mayores a 150 °C.

Soldar: Use procedimientos bajos en hidrógeno, los electrodos deben estar completamente secos. La plancha debe estar seca y libre de aceites o grasas. Precalentar a 150 - 250 °C, remover la escoria entre cada pase (Martillando), electrodos recomendables BÖHLER- UTP 6020, UTP 65.

Conformación en caliente:

Temperatura : máx. 300 °C por corto tiempo.

Radio de doblado mínimo : espesor x 3

Conformación en frío:

Línea de doblado	<u>Transversal</u>	<u>Longitudinal</u>
Radio de doblado mínimo: espesor x	4	5
Luz entre dados mínimo: espesor x	10	5

Los valores son válidos para ángulos de doblado 90° y tiempo de deformación mayor a 2 segundos. El esmerilado de los filos cortados (llama o cizalla) es recomendable para evitar rajaduras.

**K700**



**BÖHLER K700**

**KALTARBEITSSTAHL  
COLD WORK TOOL STEEL**

# BÖHLER K700

---

---

## Eigenschaften

---

Verschleißfester Manganhartstahl mit hoher Zähigkeit und guter Schweißbarkeit, der seine Arbeitshärte durch Kaltverfestigung (bis 600 HV Oberflächenhärte) erreicht und deshalb besonders gut für Verschleißbeanspruchung durch Schlag oder Druck geeignet ist.

---

## Properties

---

Wear resisting hard manganese steel featuring high toughness and excellent weldability which acquires its working hardness (surface hardness up to 600 Vickers) by strain hardening, thus being particularly suited for applications involving wear by impact or pressure.

---

## Verwendung

---

Teile für die Hartzerkleinerung, für die Schüttgutförderung und für die Aufbereitungs- und Verfahrenstechnik, wie z. B. Brechbacken, Schlagleisten, Prallkörper, Schläger, Schlagbalken, Roststäbe, Auskleidungen, Elevatorbecher, Baggerzähne, Löffelzähne, Eimerschaken, Laufrollen für Bagger, Kettenrollen usw.

---

## Application

---

Various components for hard crushing, bulk material handling, ore dressing and processing equipment, such as crusher jaws, impact bars, impact plates, hammers, breaker plates, grizzly bars, liners, elevator buckets, dredger teeth, scraper teeth, bucket links, track rollers, chain rollers, etc.

---

## Chemische Zusammensetzung

(Anhaltswerte in %)

C	Si	Mn
1,23	0,40	12,50

---

## Chemical composition

(average %)

---

## Normen

---

EN / DIN  
1.3401  
X120Mn12

AFNOR  
(Z120M12)

---

## Standards

---

---

## Lieferzustand

---

abgeschreckt aus  
1000 - 1050°C / Wasser

---

## Condition

---

quenched from  
1000 - 1050°C (1832 - 1922°F) / water

---

## Lieferformen

---

Freiform- u. Gesenkschmiedestücke, Blech, Stabstahl gewalzt und geschmiedet.

---

## Supplied as

---

Hammer and drop forgings, sheets, rolled and forged bar

---

## Wärmebehandlung

---

### Abschrecken:

1000 bis 1050°C / Wasser

---

---

## Heat treatment

---

### Quenched:

1000 to 1050°C (1832 - 1922°F) / Water

---

---

## Schweißen

---

Schweißen ohne Vorwärmung, möglichst wenig Wärme einbringen durch Begrenzung von Elektrodendurchmesser und Stromstärke sowie durch Schweißen dünner Strichraupen. Kühlen jeder Raupe mit Wasser, in vielen Fällen kann das Werkstück direkt in ein Wasserbad gelegt werden, aus dem nur die Schweißstelle herausragt. Außerdem wird empfohlen, jede Schweißraupe zu hämmern.

---

---

## Welding

---

Preheating is not required. During welding, heat input shall be kept as low as possible by limiting the electrode diameter range and amperage, and by depositing thin string beads. Each bead must be water cooled; in many cases the parts can be dipped into water with only the weld zones in the air. We also suggest that each bead is peened after cooling.

---

---

## Verbindungsschweißen

---

### Stabelektrodenschweißung:

BÖHLER FOX A7,  
BÖHLER FOX A7 - A,  
BÖHLER FOX CN 29/9,  
BÖHLER FOX CN 29/9 - A.

### Schutzgasschweißung:

BÖHLER A7 - IG und CN29/9 - IG

---

---

## Joint welding

---

### Electrode welding:

BÖHLER FOX A7,  
BÖHLER FOX A7 - A,  
BÖHLER FOX CN 29/9,  
BÖHLER FOX CN 29/9 - A.

### Shielded gas welding:

BÖHLER A7 - IG and CN29/9 - IG

---

---

## Auftragschweißen

---

### Stabelektrodenschweißung:

BÖHLER FOX CHRONOS,  
BÖHLER FOX 12 MNI - A,  
BÖHLER FOX BMC,  
BÖHLER FOX DUR 600,  
BÖHLER FOX DUR 650 Kb,  
BÖHLER FOX LEDURIT 60.

### Fülldraht Schweißung:

BÖHLER A7 - FD,  
BÖHLER BM - FD,  
BÖHLER BMC - FD,  
BÖHLER DUR 600 - FD,  
BÖHLER DUR 650 - FD,  
BÖHLER LEDURIT 60 - FD.

---

---

## Build-up welding

---

### Electrode welding:

BÖHLER FOX CHRONOS,  
BÖHLER FOX 12 MN I- A,  
BÖHLER FOX BMC,  
BÖHLER FOX DUR 600,  
BÖHLER FOX DUR 650 Kb,  
BÖHLER FOX LEDURIT 60.

### Flux cored wire welding

BÖHLER A7 - FD,  
BÖHLER BM - FD,  
BÖHLER BMC - FD,  
BÖHLER DUR 600 - FD,  
BÖHLER DUR 650 - FD,  
BÖHLER LEDURIT 60 - FD.

---

# BÖHLER K700

## Mechanische Eigenschaften

## Mechanical properties

Zustand: abgeschreckt

Condition: quenched

Härte Hardness HB	0,2-Grenze 0.2% proof stress N/mm <sup>2</sup> min.	Zugfestigkeit Tensile strength N/mm <sup>2</sup>	Dehnung A <sub>5</sub> Elongation A <sub>5</sub> % min.	Einschnürung Reduction of area % min.	Kerbschlagarbeit Impact strength (DVM) J
~ 200	350	800 - 1000	35	35	~ 100

## ZTU-Schaubild für kontinuierliche Abkühlung

## Continuous cooling CCT curves

Chemische Zusammensetzung %  
Chemical composition %

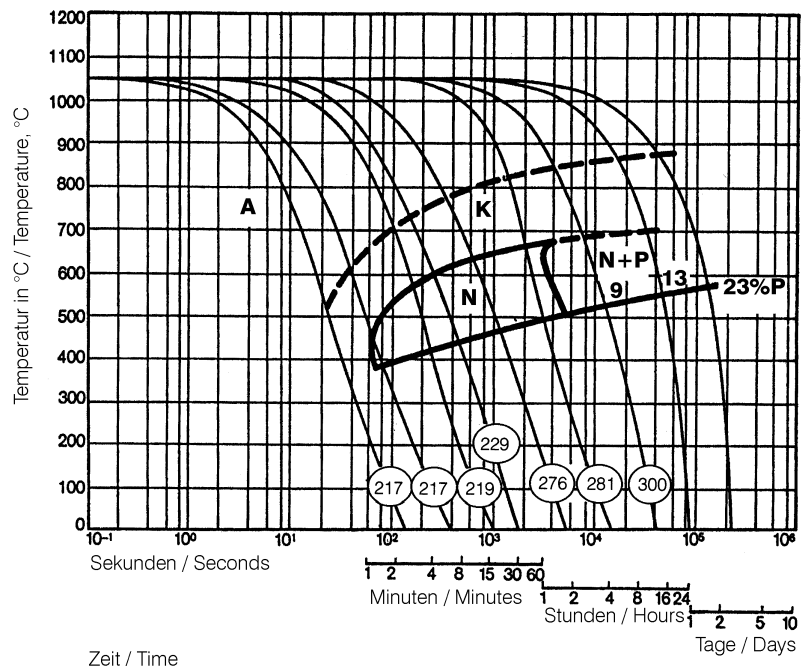
C Mn Cr  
1,29 12,90 0,08

Austenitisierungstemperatur: 1050°C  
Haltedauer: 15 Minuten

Austenitising temperature: 1050°C (1922F)  
Holding time: 15 minutes

○ Härte in HV  
K..... Korngrenzenkarbid  
N..... Nadelkarbid  
P..... Perlit

○ Vickers hardness  
K..... Grain boundary carbide  
N..... Acicular carbide  
P..... Pearlite



## Bearbeitungshinweise

(Wärmebehandlungszustand abgeschreckt, Richtwerte)

### Drehen mit Hartmetall

Schnitttiefe mm	bis 1	1 bis 4	4 bis 8
Vorschub mm/U	bis 0,1	0,1 bis 0,3	0,3 bis 0,5
BÖHLERIT- Hartmetallsorte	HB10S	HB10S	EB10,EB20
ISO - Sorte	K10	K10	M10,M20

*Schnittgeschwindigkeit, m/min*

Wendeschnidplatten Standzeit 15 min	70 bis 50	60 bis 40	45 bis 25
--	-----------	-----------	-----------

Gelötete Hartmetallwerkzeuge Standzeit 30 min	60 bis 45	50 bis 35	40 bis 20
--	-----------	-----------	-----------

Schneidwinkel für gelötete  
Hartmetallwerkzeuge

Freiwinkel	6 bis 8°	6 bis 8°	6 bis 8°
Spanwinkel	6 bis 12°	6 bis 8°	6 bis 8°
Neigungswinkel	0°	0°	0 bis -4°

### Fräsen mit Messerköpfen

Vorschub mm/Zahn	0,06 bis 0,1
------------------	--------------

*Schnittgeschwindigkeit, m/min*

BÖHLERIT EB10,HB10S / ISO M10,K10	20 bis 14
-----------------------------------	-----------

### Bohren mit Hartmetall

Bohrerdurchmesser mm	10 bis 20	30 bis 50
Vorschub mm/U	0,12 bis 0,18	0,12 bis 0,20
BÖHLERIT / ISO-Hartmetallsorte	EB30/M30	EB30/M30

<i>Schnittgeschwindigkeit, m/min</i>	16 bis 9	12 bis 9
--------------------------------------	----------	----------

Spitzenwinkel	130 bis 140°	130 bis 140°
---------------	--------------	--------------

# BÖHLER K700

---

## Recommendation for machining

(Condition quenched, average values)

---

### Turning with carbide tipped tools

depth of cut mm	to 1	1 to 4	4 to 8
feed, mm/rev.	to 0,1	0,1 to 0,3	0,3 to 0,5
BÖHLERIT grade	HB10S	HB10S	EB10,EB20
ISO grade	K10	K10	M10,M20
<i>cutting speed, m/min</i>			
indexable carbide inserts edge life 15 min	70 to 50	60 to 40	45 to 25
brazed carbide tipped tools edge life 30 min	60 to 45	50 to 35	40 to 20
cutting angles for brazed carbide tipped tools			
clearance angle	6 to 8°	6 to 8°	6 to 8°
rake angle	6 to 12°	6 to 8°	6 to 8°
angle of inclination	0°	0°	0 to -4°

---

### Milling with carbide tipped cutters

feed, mm/tooth	0,6 to 0,1
<i>cutting speed, m/min</i>	
BÖHLERIT EB10,HB10S /ISO M10,K10	20 to 14

---

### Drilling with carbide tipped tools

drill diameter, mm	10 to 20	30 to 50
feed, mm/rev.	0,12 to 0,18	0,12 to 0,20
BÖHLERIT / ISO-grade	EB30/M30	EB30/M30
<i>cutting speed, m/min</i>		
top angle	130 to 140°	130 to 140°

## Physikalische Eigenschaften

## Physical properties

Dichte bei /  
Density at .....20°C (68°F) .....7,90 .....kg/dm<sup>3</sup>

Wärmeleitfähigkeit bei /  
Thermal conductivity at .....20°C (68°F) .....13,0 .....W/(m.K)

Spezifische Wärme bei /  
Specific heat at .....20°C (68°F) .....500 .....J/(kg.K)

Spez. elektr. Widerstand bei /  
Electrical resistivity at.....20°C (68°F) .....0,68 .....Ohm.mm<sup>2</sup>/m

Elastizitätsmodul bei /  
Modulus of elasticity at .....20°C (68°F) .....190 x 10<sup>3</sup> .N/mm<sup>2</sup>

Wärmeausdehnung zwischen 20°C und ...°C, 10 <sup>-6</sup> m/(m.K) bei	Temperatur/Temperature °C / °F		10 <sup>-6</sup> m/(m.K)
		100°C	
	200°C	392°F	19,4
	300°C	572°F	20,8
Thermal expansion between 20°C (68°F) and ...°C (°F), 10 <sup>-6</sup> m/(m.K) at	400°C	752°F	21,7
	500°C	932°F	20,8

Für Anwendungen und Verarbeitungsschritte, die in der Produktbeschreibung nicht ausdrücklich erwähnt sind, ist in jedem Einzelfall Rücksprache zu halten.

As regards applications and processing steps that are not expressly mentioned in this product description/data sheet, the customer shall in each individual case be required to consult us.

Überreicht durch:

Your partner:

---



BÖHLER EDELSTAHL GMBH & CO KG  
MARIAZELLER STRASSE 25  
POSTFACH 96

A-8605 KAPFENBERG/AUSTRIA

TELEFON: (+43) 3862/20-7181

TELEFAX: (+43) 3862/20-7576

e-mail: [publicrelations@bohler-edelstahl.at](mailto:publicrelations@bohler-edelstahl.at)

[www.bohler-edelstahl.at](http://www.bohler-edelstahl.at)

Die Angaben in diesem Prospekt sind unverbindlich und gelten als nicht zugesagt; sie dienen vielmehr nur der allgemeinen Information. Diese Angaben sind nur dann verbindlich, wenn sie in einem mit uns abgeschlossenen Vertrag ausdrücklich zur Bedingung gemacht werden. Bei der Herstellung unserer Produkte werden keine gesundheits- oder ozonschädigenden Substanzen verwendet.

The data contained in this brochure is merely for general information and therefore shall not be binding on the company. We may be bound only through a contract explicitly stipulating such data as binding. The manufacture of our products does not involve the use of substances detrimental to health or to the ozone layer.



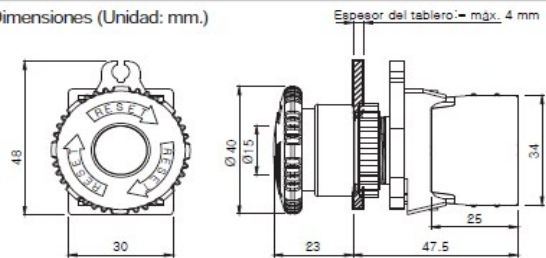
- Botones de paro en emergencia Ø22/25 cabeza D40, (iluminados, realzados).



Modelo	Contactos		LED	
	A	B	CC	CA
S2ER - E4RAD	1c/u		1c/u	
" - " 2AD	2c/u		1c/u	
" - " BD		1c/u	1c/u	
" - " 2BD		2c/u	1c/u	
" - " ABD	1c/u	1c/u	1c/u	
" - " AL	1c/u			1c/u
" - " 2AL	2c/u			1c/u
" - " BL		1c/u		1c/u
" - " 2BL		2c/u		1c/u
" - " ABL	1c/u	1c/u		1c/u

- Visibilidad mejorada con LED de alta luminosidad.
- Barreno de montaje: Ø22.5 / 25.5mm.
- EMPUJE PARA TRABAJAR Y GIRE PARA RESTABLECER.

Dimensiones (Unidad: mm.)



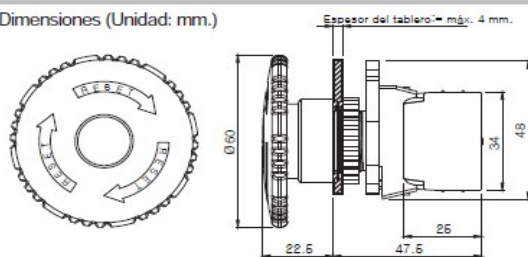
- Botones de paro en emergencia Ø22 / 25 Cabeza D60 (realzados).



Modelo	Contactos	
	A	B
S2ER - E5RA	1c/u	
" - " 2A	2c/u	
" - " 3A	3c/u	
" - " B		1c/u
" - " 2B		2c/u
" - " 3B		3c/u
" - " AB	1c/u	1c/u
" - " 2AB	2c/u	1c/u
" - " A2B	1c/u	2c/u



- Mejora la conveniencia al usuario con cabeza grande (Ø60).
- Barreno de montaje: Ø22.5 / 25.5mm.
- EMPUJE PARA TRABAJAR Y GIRE PARA RESTABLECER.

Dimensiones (Unidad: mm.)





L	2	RR	-	L2	R	D
①	②	③		④	⑤	⑥

Clasificación	Datos para su Pedido						Descripción
	①	②	③	-	④	⑤	
Modelo	L						Lámparas piloto.
Dimensión	2						Ø22 / 25.
	3						Ø30.
Aspecto		RR					Lámparas piloto redondas (realzadas).
		RF					Lámparas piloto redondas (al ras).
Tipo de Cabeza				L1			CABEZA DOMO.
				L2			CABEZA CÓNICA.
				L3			CABEZA PLANA.
Color					R		ROJO.
					B		AZUL.
					G		VERDE.
					Y		AMARILLO.
					W		BLANCO.
Contacto						D	LED 12-30VCC / CA. 
						L	LED 100-220VCA. 

● Lámparas piloto PLANA Ø22 / 25 (realzadas).

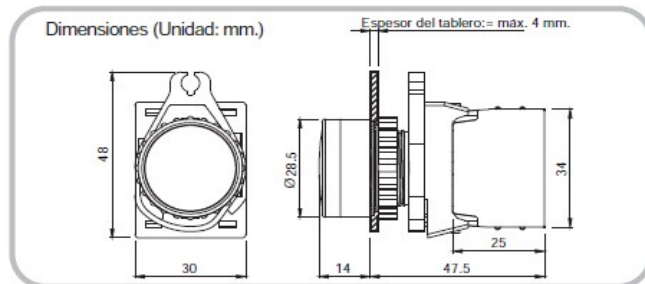


Modelo	LED	
	CC	CA
L2RR - L3□D	1c/u	
" - " □L		1c/u

※ Representa los colores □ : R, B, G, Y, W.



- Diseño sencillo y elegante.
- Barreno de montaje: Ø22.5 / 25.5mm.





● Lámparas piloto PLANA Ø30 (al ras).

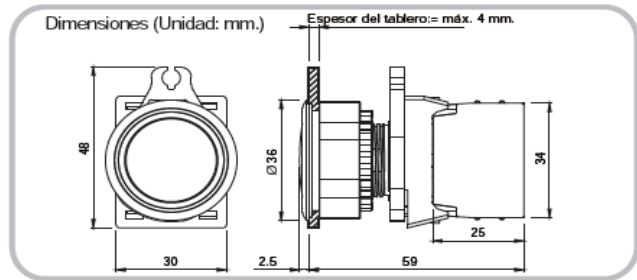


Modelo	LED	
	CC	CA
L3RF - L3□D	1c/u	
" - " □L	1c/u	

※ □ Representa los colores : R, B, G, Y, W.



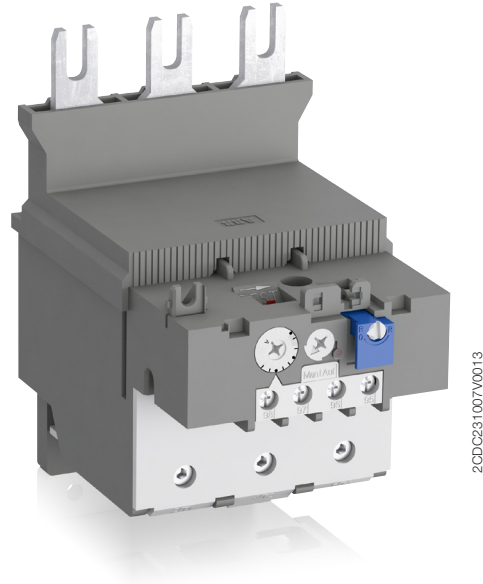
- Agrega un espesor de 2.5 mm, realizado.
- Barreno de montaje: Ø30.5mm.



< Memo >

# Thermal overload relay TF140DU and TF140DU-V1000

Thermal overload relays are economic electromechanical protection devices for the main circuit. They are used mainly to protect motors against overload and phase failures. Starter combinations are setup together with contactors.



## Description

- Overload protection – trip class 10A
- Phase loss sensitivity
- Temperature compensation from -25 ... +55 °C
- Adjustable current setting for overload protection
- Automatic or manual reset selectable
- Trip-free mechanism
- Status indication
- STOP and TEST function
- Direct mounting onto block contactors

## Order data

TF140DU and TF140DU-V1000 screw terminals  
For AF contactors

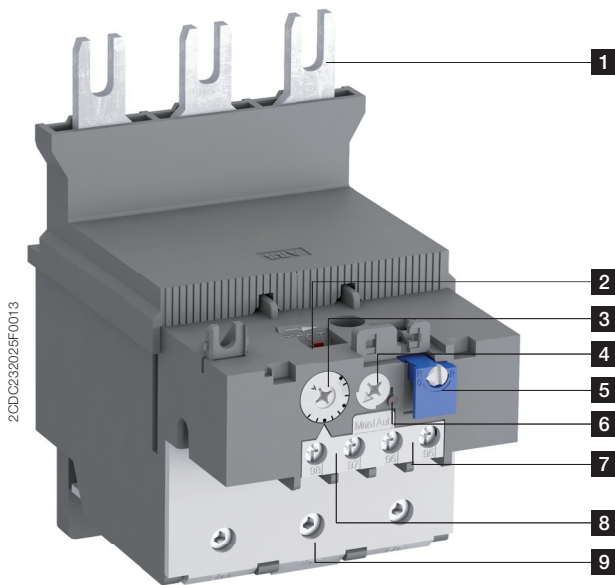


Setting range A	Type	Order code	Packing unit PCE	Weight per PCE kg
66 ... 90	TF140DU-90	1SAZ431201R1001	1	0.820
80 ... 110	TF140DU-110	1SAZ431201R1002	1	0.820
100 ... 135	TF140DU-135	1SAZ431201R1003	1	0.820
110 ... 142	TF140DU-142	1SAZ431201R1004	1	0.820
66 ... 90	TF140DU-90 -V1000	1SAZ431301R1001*	1	0.820
80 ... 110	TF140DU-110-V1000	1SAZ431301R1002*	1	0.820
100 ... 135	TF140DU-135-V1000	1SAZ431301R1003*	1	0.820
110 ... 142	TF140DU-142-V1000	1SAZ431301R1004*	1	0.820

\* With ATEX certification

Suitable for mounting on:  
AF116, AF140

## Functional description



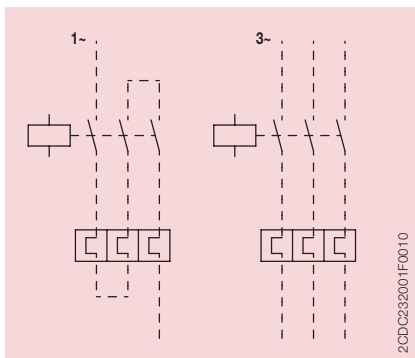
- 1** Terminals 1L1, 3L2, 5L3
- 2** TEST
- 3** Current setting range  
Adjustable current setting for overload protection
- 4** RESET  
Automatic or manual reset selectable
- 5** RESET-STOP or RESET selectable
- 6** Status indication
- 7** Tripping contacts 95-96
- 8** Signaling contacts 97-98
- 9** Terminals 2T1, 4T2, 6T3

## Application / internal function

The thermal overload relays are three pole relays with bimetal tripping elements (1 per pole). The motor current flows through the bimetal tripping elements and heats them directly and indirectly. In case of an overload (over current), the bimetal elements become bent as a result of the heating. This leads to a release of the relay and a change of the contacts switching position (95-96 / 97-98). The contact 95-96 is used to control the load contactor.

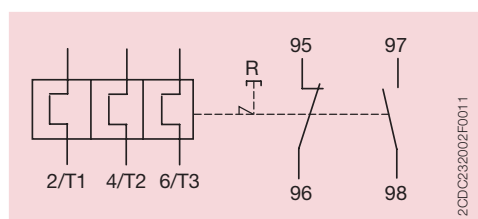
The overload relays have a setting scale in Amperes, which allows the direct adjusting of the relay without any additional calculation. In compliance with international and national standards, the setting current is the rated current of the motor and not the tripping current (no tripping at  $1.05 \times I$ , tripping at  $1.2 \times I$ ;  $I$  = setting current). The relays are constructed in way that they protect themselves in the event of an overload. The overload relay has to be protected against short-circuit. The appropriate short-circuit protective devices are shown in the table.

## Operation mode



Press blue button	Contacts	Relay tripped		Relay not tripped	
		Manual RESET	Automatic RESET	Manual RESET	Automatic RESET
	95-96 97-98	open closed	open closed	closed open	closed open
Button R - RESET function	95-96 97-98	closes when button is pressed	-	-	-
Button R/0 - RESET and STOP function	95-96 97-98	closes, when button is released	-	opens when button is pressed, closes when button is released	opens when button is pressed, closes when button is released
TEST	95-96 97-98	-	-	open closed	open closed, while TEST is operated

### Wiring diagram

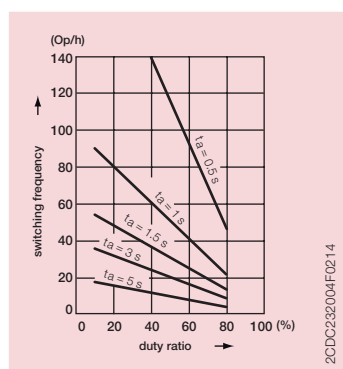


### Resistance and power loss per pole and short-circuit protective devices

Type	Setting range		Resistance per pole mΩ	Power loss per pole		Short-circuit protective device coordination type 2
	lower value A	upper value A		at lower value W	at upper value W	
TF140DU-90 / TF140DU-90-V1000	66	90	0.540	2.4	4.4	200 A, Fuse type gG
TF140DU-110 / TF140DU-110-V1000	80	110	0.378	2.4	4.6	224 A, Fuse type gG
TF140DU-135 / TF140DU-135-V1000	100	135	0.318	3.2	5.8	224 A, Fuse type gG
TF140DU-142 / TF140DU-142-V1000	110	142	0.255	3.1	5.1	250 A, Fuse type gG

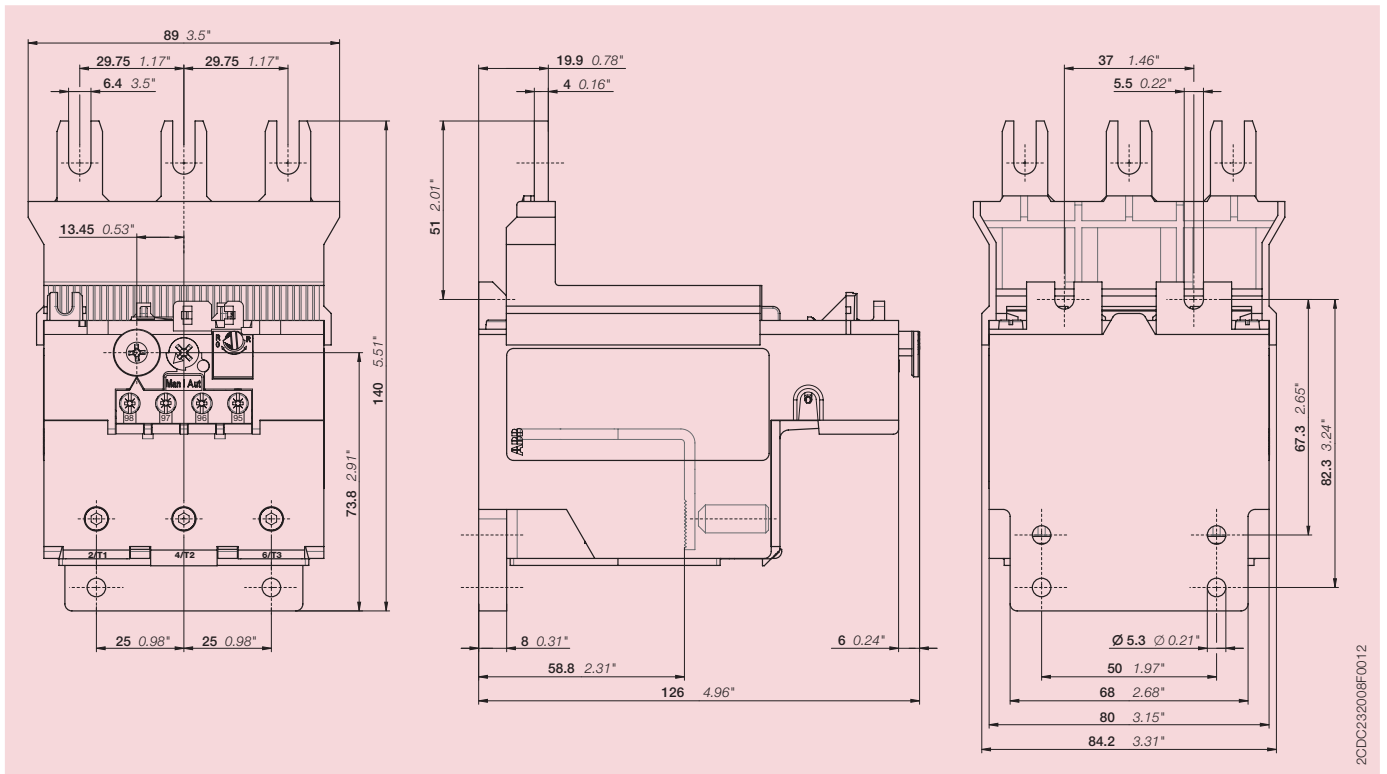
### Technical diagrams

Intermittent periodic duty



Motor starting time

## Dimensions



TF140DU / TF140DU-V1000

## Technical data IEC/EN

Data at  $T_A = 40\text{ °C}$  and at rated values, if nothing else indicated

### Main circuit

		<b>2T1-4T2-6T3</b>
Rated operational voltage $U_e$		690 V AC - V DC
Setting range - thermal overload protection		see table on page 1
Rated operational current AC-3 $I_e$		see upper value of setting range, table on page 3
Trip class		10A
Rated frequency		50/60 Hz
Number of poles		3
Resistance per pole		see table on page 3
Power loss per pole		see table on page 3
Short-circuit protective devices		see table on page 3

		<b>2T1-4T2-6T3</b>
Rated impulse withstand voltage $U_{imp}$		8 kV
Rated insulation voltage $U_i$		690 V
Pollution degree		3
Overvoltage category		up to III

<b>Electrical connection</b>		
Connecting capacity	solid	1/2 x 16 ... 70 mm <sup>2</sup>
	stranded	1/2 x 16 ... 70 mm <sup>2</sup>
	flexible with ferrule	1/2 x 16 ... 70 mm <sup>2</sup>
	flexible with ferrule insulated	1/2 x 16 ... 70 mm <sup>2</sup>
	flexible without ferrule	1/2 x 16 ... 70 mm <sup>2</sup>
Stripping length		25 mm
Tightening torque		8 ... 10 Nm
Recommended screw driver		M8 Hexagon

## Auxiliary circuit

		95-96, 97-98
Rated operational voltage $U_e$		500 V AC, 440V DC
Conventional free air thermal current $I_{th}$	NC/NO	10 A / 6 A
Rated frequency		50/60 Hz
Number of poles		1NC + 1NO
Rated operational current $I_e$		
acc. to IEC/EN 60947-5-1 for utilization category		
at AC-15 at 110-120 V	NC, 95-96	3.00 A
	NO, 97-98	1.50 A
at AC-15 at 220-230-240 V	NC, 95-96	3.00 A
	NO, 97-98	1.50 A
at AC-15 at 440 V	NC, 95-96	1.00 A
	NO, 97-98	1.00 A
at AC-15 at 480-500 V	NC, 95-96	1.00 A
	NO, 97-98	1.00 A
at DC-13 at 24 V	NC, 95-96	1.25 A
	NO, 97-98	1.25 A
at DC-13 at 60 V	NC, 95-96	0.25 A
	NO, 97-98	0.25 A
at DC-13 at 110-120-125 V	NC, 95-96	0.25 A
	NO, 97-98	0.25 A
at DC-13 at 250 V	NC, 95-96	0.12 A
	NO, 97-98	0.04 A
Minimum switching capacity		17 V / 3 mA
Short-circuit protective devices	NC, 95-96	10 A, Fuse type gG
	NO, 97-98	6 A, Fuse type gG
<b>Isolation data</b>		<b>95-96, 97-98</b>
Rated impulse withstand voltage $U_{imp}$		6 kV
Rated insulation voltage $U_i$		690 V
Pollution degree		3
Overtoltage category		up to III
<b>Electrical connection</b>		<b>95-96, 97-98</b>
Connecting capacity	solid	1/2 x 0.75 ... 4 mm <sup>2</sup>
	stranded	1/2 x 0.75 ... 4 mm <sup>2</sup>
	flexible with ferrule	1/2 x 0.75 ... 2.5 mm <sup>2</sup>
	flexible with ferrule insulated	1/2 x 0.75 ... 2.5 mm <sup>2</sup>
	flexible without ferrule	1/2 x 0.75 ... 2.5 mm <sup>2</sup>
Stripping length		9 mm
Tightening torque		0.8 ... 1.2 Nm
Recommended screw driver		M3.5 (Pozidriv 2)

## General data

Duty time		100 %
Operating frequency without early tripping		up to 15 operations/h or 60 operations/h with 40 % duty ratio, if the motor breaking current $6 \times I_n$ and the motor starting time does not exceed 1 s
Dimensions (W x H x D)		see dimension drawing
Weight		see ordering data
Mounting		mount on the contactor and tighten the screws of the main circuit terminals
Mounting position		optional, position 1-5
Minimum distance to other units same type	horizontal	5 cm
	vertical	not applicable
Minimum distance to electrical conductive board	horizontal	none
	vertical	none
Degree of protection	housing	IP20
	main circuit terminals	IP10
Maximum operating altitude		2000 m

## Environmental data

Ambient air temperature		
Operation	open - compensated	-25 ... +55 °C
	open	-25 ... +55 °C
Storage		-40 ... +70 °C
Ambient air temperature compensation		acc. to IEC/EN 60947-4-1
Vibration (sinusoidal) acc. to IEC/EN 60068-2-6 (Fc)		1g / 3 ... 150 Hz
Shock (half-sine) acc. to IEC/EN 60068-2-27 (Ea)		12g / 11 ms

## Standards / directives

Standards	IEC/EN 60947-1 IEC/EN 60947-4-1 IEC/EN 60947-5-1 UL 60947-1 UL 60947-4-1
Low Voltage Directive	2006/95/EC
EMC Directive	2004/108/EC
RoHS Directive	2002/95/EC

## Technical data UL/CSA

### Full load amps and short-circuit protective devices

Type	Full load amps (FLA)	Short-circuit protective device		480 / 600 V AC		480 / 600 V AC		Listed circuit breaker
		Short circuit rating RMS symmetrical	Fuse type	Short circuit rating RMS symmetrical	Fuse type	Short circuit rating RMS symmetrical	Fuse type	
TF140DU-90	90 A	10 kA	250 A, K5 / RK5	100 kA	250 A, Class J	100 kA	250 A	250 A
TF140DU-110	110 A	10 kA	250 A, K5 / RK5	100 kA	250 A, Class J	100 kA	250 A	250 A
TF140DU-135	135 A	10 kA	250 A, K5 / RK5	100 kA	250 A, Class J	100 kA	250 A	250 A
TF140DU-142	142 A	10 kA	250 A, K5 / RK5	100 kA	250 A, Class J	100 kA	250 A	250 A

### Main circuit

Maximum operational voltage	600 V AC
Trip rating	125 % of FLA
Full load amps (FLA)	see table above
Short-circuit rating RMS symmetrical	see table above
Short-circuit protective devices	see table above

### Electrical connection

Connecting capacity	stranded	1/2 x AWG 6-2/0
	flexible without ferrule	1/2 x AWG 6-2/0
Stripping length		25 mm
Tightening torque		77 ... 88 lb.in
Recommended screw driver		M8 (Hexagon)

### Auxiliary circuit

Conventional thermal current	NC / NO	10 A / 6 A
Making and breaking capacity	NC / NO	B600 / C300

### Electrical connection

Connecting capacity	stranded	1/2 x AWG 18-14
	flexible without ferrule	1/2 x AWG 18-14
Stripping length		9 mm
Tightening torque		12 lb.in
Recommended screw driver		M3.5 (Pozidriv 2)

# Contact us

## **ABB STOTZ-KONTAKT GmbH**

Eppelheimer Straße 82  
69123 Heidelberg, Germany  
Phone: +49 (0) 6221 7 01-0  
Fax: +49 (0) 6221 7 01-13 25  
E-Mail: [info.desto@de.abb.com](mailto:info.desto@de.abb.com)

You can find the address of your  
local sales organization on the  
ABB home page  
<http://www.abb.com/contacts>  
-> Low Voltage Products and Systems

### **Note:**

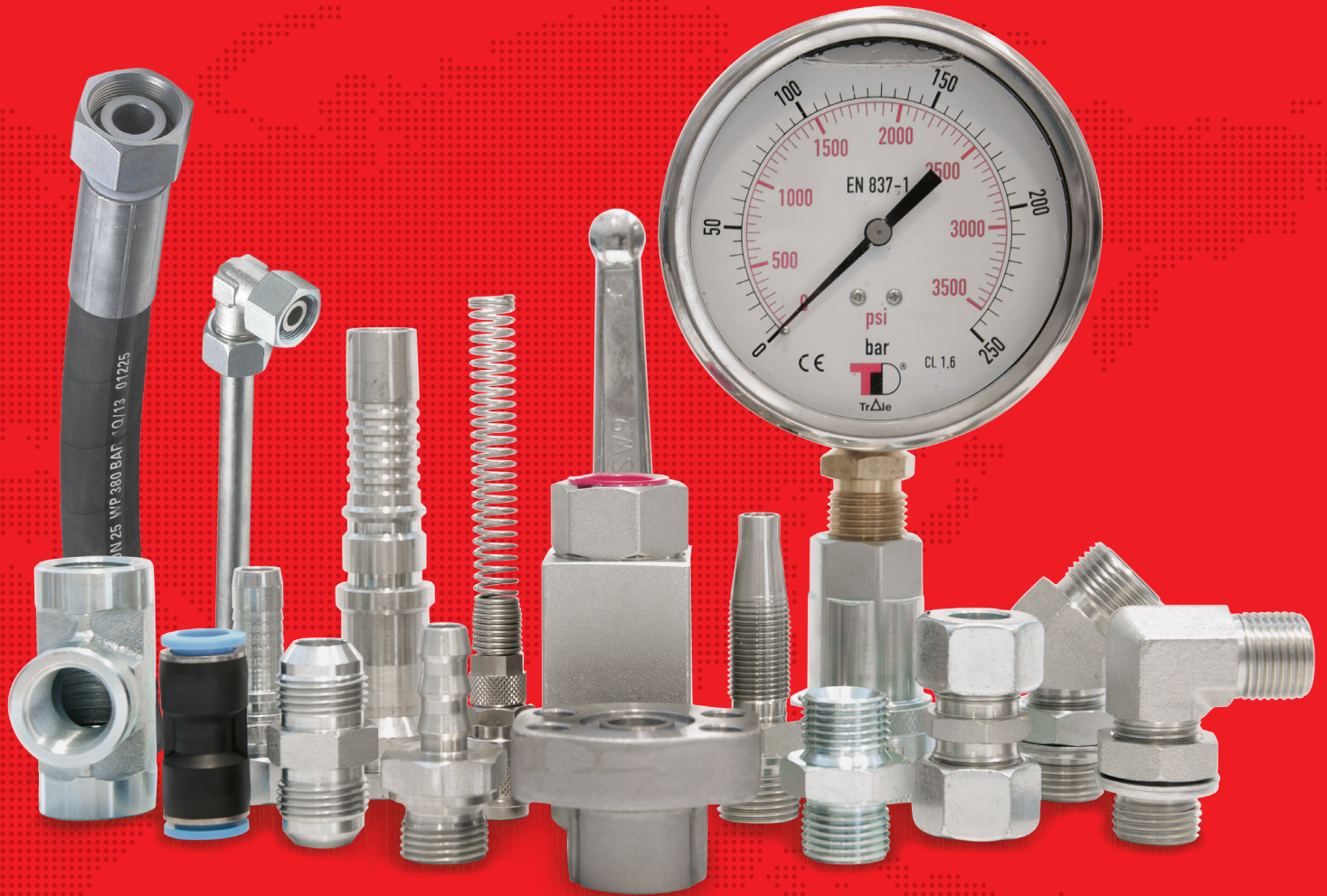
We reserve the right to make technical changes or modify the contents of this document without prior notice. With regard to purchase orders, the agreed particulars shall prevail. ABB AG does not accept any responsibility whatsoever for potential errors or possible lack of information in this document.

We reserve all rights in this document and in the subject matter and illustrations contained therein. Any reproduction, disclosure to third parties or utilization of its contents – in whole or in parts – is forbidden without prior written consent of ABB AG.

Copyright© 2014 ABB  
All rights reserved

# DICSA

[www.dicsaes.com](http://www.dicsaes.com)



Conducciones Hidráulicas y Neumáticas

2016

Hydraulic and Pneumatic Connectors  
Connectique Hydraulique et Pneumatique  
Conduzione Idrrauliche e Pneumatiche

# Mangueras hidráulicas Triagle

Hydraulic hoses Triagle  
Tuyaux hydrauliques Triagle  
Tubi idraulici Triagle

Flexible hose fittings

Flow measuring

Processing machine  
for flexible hoses

## Manguera EN 853 1SN / SAE 100 R1AT

EN 853 1SN / SAE 100 R1AT Hose

Tuyau EN 853 1SN / SAE 100 R1AT



Tubi EN 853 1SN / SAE 100 R1AT

DN	Ø INNER Ø INT.	Part n° Referencia	€
3/16"	4,8	ML223003	6,93
1/4"	6,7	ML223004	5,46
5/16"	8	ML223005	5,64
3/8"	9,85	ML223006	6,86
1/2"	12,7	ML223008	8,31
5/8"	16	ML223010	10,86
3/4"	19	ML223012	12,20
1"	25,4	ML223016	17,05
1"1/4	31,8	ML223020	24,40
1"1/2	38,1	ML223024	32,65
2"	50,2	ML223032	42,30

## Manguera EN 853 2SN / SAE 100 R2AT

EN 853 2SN / SAE 100 R2AT Hose

Tuyau EN 853 2SN / SAE 100 R2AT



Tubi EN 853 2SN / SAE 100 R2AT

DN	Ø INNER Ø INT.	Part n° Referencia	€
3/16"	4,8	ML351103	9,32
1/4"	6,4	ML351104	7,40
5/16"	8	ML351105	8,01
3/8"	9,5	ML351106	8,62
1/2"	12,7	ML351108	10,07
5/8"	16	ML351110	13,78
3/4"	19	ML351112	15,84
1"	25,4	ML351116	23,31
1"1/4	31,8	ML351120	36,35
1"1/2	38,1	ML351124	43,52
2"	50,8	ML351132	55,29

## Superservicio agua caliente 2 mallas gris 400 bar

Hot water superservice 2 grey braids 400 bar

Superservice eau chaude 2 tresses gris 400 bar

Superservice acqua calda a 2 maglie grigio 400 bar



DN	Ø INNER Ø INT.	Part n° Referencia	€
5/16"	8,3	MC0205G	7,89
3/8"	9,9	MC0206G	9,29

## Superservicio agua caliente 2 mallas azul 400 bar

Hot water superservice 2 blue braids 400 bar

Superservice eau chaude 2 tresses bleu 400 bar

Superservice acqua calda a 2 maglie azzurro 400 bar



DN	Ø INNER Ø INT.	Part n° Referencia	€
5/16"	8,3	MC0215A	7,95
3/8"	9,9	MC0216A	9,29

## Manguera hidráulica 3 mallas

3 Braids hoses

Tuyau 3 tresses

Tubi 3 trecce



DN	Ø INNER Ø INT.	Part n° Referencia	€
1/2"	13	ML36010800	18,45
5/8"	16,4	ML36011000	22,70
3/4"	19,5	ML36011200	28,28
1"	26	ML36011600	43,70

Precios a consultar / On request / À consulter / Su richiesta

## Manguera EN 856 4SH

EN 856 4SH Hose

Tuyau EN 856 4SH

Tubi EN 856 4SH



DN	Ø INNER Ø INT.	Part n° Referencia	€
3/4"	19	ML456912	34,11
1"	25,4	ML456916	41,27
1"1/4	32	ML456920	60,81
1"1/2	38	ML456924	76,65
2"	50,8	ML456932	109,97

## Manguera EN 856 4SP / SAE 100 R9R-R10

EN 856 4SP / SAE 100 R9R-R10 Hose

Tuyau EN 856 4SP / SAE 100 R9R-R10

Tubi EN 856 4SP / SAE 100 R9R-R10



DN	Ø INNER Ø INT.	Part n° Referencia	€
3/8"	9,5	ML429006	22,15
1/2"	12,7	ML429008	20,64
5/8"	16	ML429010	26,95
3/4"	19	ML429012	31,26
1"	25,4	ML429016	40,00
1"1/4	31,8	ML424820	59,90
1"1/2	38,1	ML424824	72,83
2"	50,8	ML424832	104,45

## Manguera SAE 100 R15 / SAE J517 R15

SAE 100 R15 / SAE J517 R15 Hose

Tuyau SAE 100 R15 / SAE J517 R15

Tubi SAE 100 R15 / SAE J517 R15



DN	Ø INNER Ø INT.	Part n° Referencia	€
1"	25,4	M481516	54,38
1"1/4	31,8	M481520	114,17
1"1/2	38,1	M481524	142,67

# Conexiones Standard

Standard series fittings  
Embouts série Standard  
Raccordi serie Standard

Hoses

Flexible hose fittings

Flow measuring

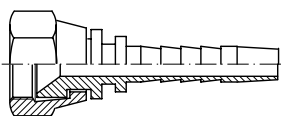
Processing machine  
for flexible hoses

## Hembras giratorias rectas JIC 37°

JIC Swivel female 37° cone

Femelle tournante droite JIC cône 37°

Femmina diritta JIC 37°



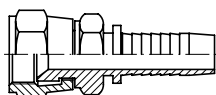
DN	THREAD ROSCA	Part n° Referencia	€
3/16"	7/16" 20h UNF	241420703	1,54
1/4"	7/16" 20h UNF	241420704	1,21
1/4"	1/2" 20h UNF	241420804	1,40
5/16"	1/2" 20h UNF	241420805	1,97
1/4"	9/16" 18h UNF	241420904	1,37
5/16"	9/16" 18h UNF	241420905	1,40
3/8"	9/16" 18h UNF	241420906	1,41
3/8"	5/8" 18h UNF	241421006	2,48
5/16"	3/4" 16h UNF	241421205	2,11
3/8"	3/4" 16h UNF	241421206	1,91
1/2"	3/4" 16h UNF	241421208	2,11
3/8"	7/8" 14h UNF	241421406	2,55
1/2"	7/8" 14h UNF	241421408	2,33
5/8"	7/8" 14h UNF	241421410	2,89
1/2"	1"1/16 12h UNF	241421708	4,20
5/8"	1"1/16 12h UNF	241421710	3,98
3/4"	1"1/16 12h UNF	241421712	3,59
1"	1"1/16 12h UNF	241421716	7,41
3/4"	1"5/16 12h UNF	241422112	7,72
1"	1"5/16 12h UNF	241422116	7,79
1"	1"5/8 12h UNF	241422616	13,25
1"1/4"	1"5/8 12h UNF	241422620	13,34
1"1/4"	1"7/8 12h UNF	241423020	25,89
1"1/2"	1"7/8 12h UNF	241423024	18,55
2"	2"1/2 12h UNF	241424032	34,40

## Hembras giratorias rectas JIC 37° doble hexagono

JIC swivel female 37° cone double hex.

Femelle JIC 37° double hexagonal

Femmina diritta JIC 37° doppio esagono



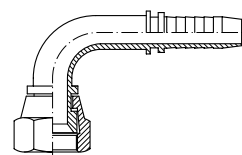
DN	THREAD ROSCA	Part n° Referencia	€
1/4"	7/16" 20h UNF	242420704	2,05
1/4"	1/2" 20h UNF	242420804	2,25
5/16"	9/16" 18h UNF	242420905	2,76
3/8"	9/16" 18h UNF	242420906	2,76
3/8"	3/4" 16h UNF	242421206	3,07
1/2"	3/4" 16h UNF	242421208	3,58
1/2"	7/8" 14h UNF	242421408	4,13
3/4"	1"1/16 12h UN	242421712	6,14
1"	1"5/16 12h UN	242422116	9,42
1"1/4"	1"5/8 12h UN	242422620	19,97
1"1/2"	1"7/8 12h UN	242423024	30,71
2"	2"1/2 12h UN	242424032	51,19

## Hembras giratorias 90° JIC 37°

JIC Swivel female 37° cone (90° Elbow)

Coude 90° femelle tournante cône JIC 37°

Femmina a 90° JIC 37°



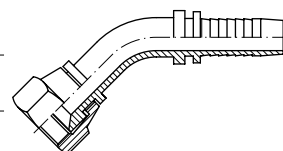
DN	THREAD ROSCA	Part n° Referencia	€
3/16"	7/16" 20h UNF	241380703	3,69
1/4"	7/16" 20h UNF	241380704	2,05
1/4"	1/2" 20h UNF	241380804	3,02
1/4"	9/16" 18h UNF	241380904	2,41
5/16"	9/16" 18h UNF	241380905	2,95
3/8"	9/16" 18h UNF	241380906	2,60
3/8"	5/8" 18h UNF	241381006	4,02
3/8"	3/4" 16h UNF	241381206	3,09
1/2"	3/4" 16h UNF	241381208	3,67
3/8"	7/8" 14h UNF	241381406	6,18
1/2"	7/8" 14h UNF	241381408	4,10
5/8"	7/8" 14h UNF	241381410	6,83
1/2"	1"1/16 12h UNF	241381708	9,67
5/8"	1"1/16 12h UNF	241381710	8,19
3/4"	1"1/16 12h UNF	241381712	7,29
3/4"	1"5/16 12h UNF	241382112	14,39
1"	1"5/16 12h UNF	241382116	12,50
1"	1"5/8 12h UNF	241382616	25,60
1"1/4"	1"5/8 12h UNF	241382620	24,57
1"1/4"	1"7/8 12h UNF	241383020	39,53
1"1/2"	1"7/8 12h UNF	241383024	35,55
2"	2"1/2 12h UNF	241384032	75,56

## Hembras giratorias 45° JIC 37°

JIC swivel female 37° cone (45° Elbow)

Coude 45° femelle tournante cône JIC 37°

Femmina a 45° JIC 37°



DN	THREAD ROSCA	Part n° Referencia	€
1/4"	7/16" 20h UNF	241390704	2,46
1/4"	1/2" 20h UNF	241390804	2,95
1/4"	9/16" 18h UNF	241390904	2,98
5/16"	9/16" 18h UNF	241390905	2,73
3/8"	9/16" 18h UNF	241390906	3,16
3/8"	3/4" 16h UNF	241391206	4,39
1/2"	3/4" 16h UNF	241391208	4,48
1/2"	7/8" 14h UNF	241391408	5,62
5/8"	7/8" 14h UNF	241391410	5,79
1/2"	1"1/16 12h UNF	241391708	9,35
5/8"	1"1/16 12h UNF	241391710	8,71
3/4"	1"1/16 12h UNF	241391712	7,55
3/4"	1"5/16 12h UNF	241392112	15,36
1"	1"5/16 12h UNF	241392116	13,34
1"	1"5/8 12h UNF	241392616	25,60
1"1/4"	1"5/8 12h UNF	241392620	28,65
1"1/4"	1"7/8 12h UNF	241393020	42,96
1"1/2"	1"7/8 12h UNF	241393024	42,96
2"	2"1/2 12h UNF	241394032	75,56

# Hydraulic seals – linear

INCH VERSION DUALSEAL





## Your Partner for Sealing Technology

Trelleborg Sealing Solutions is a major international sealing force, uniquely placed to offer dedicated design and development from our market-leading product and material portfolio: a one-stop shop providing the best in elastomer, thermoplastic, PTFE and composite technologies for applications in aerospace, industrial and automotive industries.

With 50 years experience, Trelleborg Sealing Solutions engineers support customers with design, prototyping, production, test and installation using state-of-the-art design tools. An international network of over 70 facilities worldwide includes 30 manufacturing sites and strategically positioned research and development centers, including materials and development laboratories and locations specializing in design and applications.

Developing and formulating materials in-house, we utilize the resource of our material database, including over 2,000 proprietary compounds and a range of unique products.

Trelleborg Sealing Solutions fulfills challenging service requirements, supplying standard parts in volume or a single custom-manufactured component, through our integrated logistical support, which effectively delivers over 40,000 sealing products to customers worldwide.

Facilities are certified to ISO 9001:2000 and ISO/TS 16949:2002, with many manufacturing sites also working to QS9000 and VDA 6.1. Trelleborg Sealing Solutions is backed by the experiences and resources of one of the world's foremost experts in polymer technology: Trelleborg AB.

ISO 9001:2000

ISO/TS 16949:2002

ISO 9000

ISO 14001

The information in this brochure is intended to be for general reference purposes only and is not intended to be a specific recommendation for any individual application. The application limits for pressure, temperature, speed and media given are maximum values determined in laboratory conditions. In application, due to the interaction of operating parameters, maximum values may not be achieved. It is vital therefore, that customers satisfy themselves as to the suitability of product and material for each of their individual applications. Any reliance on information is therefore at the user's own risk. In no event will Trelleborg Sealing Solutions be liable for any loss, damage, claim or expense directly or indirectly arising or resulting from the use of any information provided in this brochure. While every effort is made to ensure the accuracy of information contained herewith, Trelleborg Sealing Solutions cannot warrant the accuracy or completeness of information.

To obtain the best recommendation for a specific application, please contact your local Trelleborg Sealing Solutions marketing company.

This edition supersedes all previous brochures.  
This brochure or any part of it may not be reproduced without permission.

© All trademarks are the property of Trelleborg AB.  
The turquoise color is a registered trademark of Trelleborg AB.  
© 2007, Trelleborg AB. All rights reserved.

---

# DUALSEAL



- Radial sealing -
- For O-Ring grooves -
- Material Zurcon<sup>®</sup> -



## ■ Description

In current hydraulic cylinder design, O-Ring or O-Ring/Back-up Ring combinations are mainly used as static seals. However, this sealing solution hides the risk that during assembly the O-Ring may become twisted and that the position of the Back-up Ring is not optimal. This solution also exhibits weaknesses with regard to pressure pulsation and the ingress of dirt.

The Dualseal as a single component static hydraulic seal offers a good alternative in such cases.

## Advantages

Compared with the O-Ring / Back-up Ring combination, the Dualseal offers the following advantages:

- High resistance to twisting
- Easy assembly
- Long service life
- High extrusion resistance

**Table 1 Surface finish**

Type of load	Surface	Rt $\mu\text{m}$	Rz $\mu\text{m}$	Ra $\mu\text{m}$
Radial-static	Mating surface Groove surface (groove diameter, groove flanks)	$\leq 10.0$ $\leq 16.0$	$\leq 6.3$	$\leq 1.6$ $\leq 3.2$

## Lead-in chamfers

Groove depth  $< .12$  inches (3 mm)  $\Rightarrow$   $.12$  inches x  $15^\circ$  (3 mm x  $15^\circ$ )

Groove depth  $> .12$  inches (3 mm)  $\Rightarrow$   $.20$  inches x  $15^\circ$  (5 mm x  $15^\circ$ )

## Preferred sealing gap

Bore H8

Gland g6

Due to the high extrusion resistance of the seal a radial sealing gap (S) of  $.008$  inches (0.2 mm) can be realised.

In case of low temperature applications deviations of the gland to the bore and rod should be avoided.

## Technical data

Operating pressure: Max. 7,500 psi (Max. 50 MPa)

Operating temperature:  $-31^\circ\text{F}$  to  $+230^\circ\text{F}$   
( $-35^\circ\text{C}$  to  $+110^\circ\text{C}$ )

### Important Note:

The application limits for pressure and temperature given in this catalogue are maximum values. During practical applications it should be remembered that due to the interaction of operating parameters the maximum values must be set correspondingly lower.

## Applications

The Dualseal allows general use in hydraulic cylinders:

- Fork lifts
- Mobile hydraulics
- Industrial hydraulics
- Machine tools
- Injection molding machines
- Hydraulic presses
- Cartridge valves

Dualeal performs leak-free and is highly extrusion resistant under the following test conditions:

	High pressure test	Pressure pulsation test
Pressure p	6,000/7,800 psi (40/52 MPa)	4,500 psi (30 MPa)
Temperature T	$212^\circ\text{F}$ / $176^\circ\text{F}$ ( $100^\circ\text{C}$ / $80^\circ\text{C}$ )	$140^\circ\text{F}$ ( $60^\circ\text{C}$ ) (max. tank temperature)
Medium	Hydraulic oil HLP 46	Hydraulic oil HLP 46
Test duration	72 h	500,000 Pressure pulsations

## Material

Standard material: Zurcon® Z20 polyurethane 93 shore A, turquoise. Suitable for all HL and HLP hydraulic fluids.



## ■ Installation Recommendation (Inch Series)

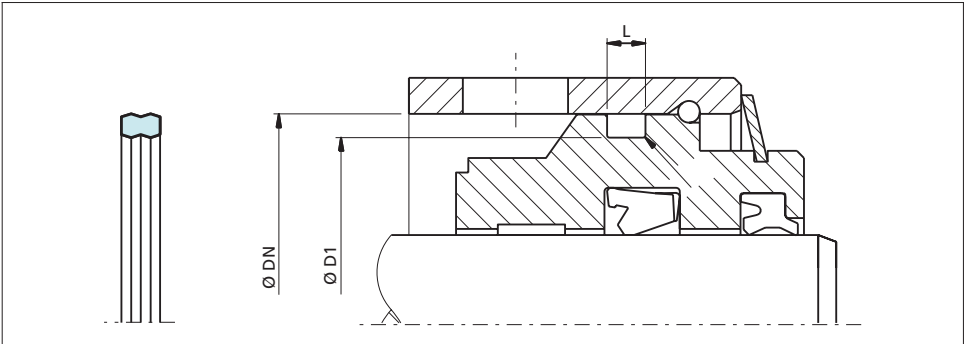


Figure 1 Installation drawing

Table II Installation dimensions / TSS Part No.

ASTM A5568 Size	Bore Diam.	Groove Diam.	Groove Width	TSS Part No.
	<b>DN H9</b>	<b>D1 h9</b>	<b>L +0.2</b>	
117	1.000	.838	.140	DUB001000-Z20
121	1.250	1.088	.140	DUB001250-Z20
125	1.500	1.338	.140	DUB001500-Z20
129	1.750	1.588	.140	DUB001750-Z20
133	2.000	1.838	.140	DUB002000-Z20
137	2.250	2.088	.140	DUB002250-Z20
141	2.500	2.338	.140	DUB002500-Z20
232	3.000	2.778	.187	DUC003000-Z20
234	3.250	3.028	.187	DUC003250-Z20
236	3.500	3.278	.187	DUC003500-Z20
238	3.750	3.528	.187	DUC003750-Z20
240	4.000	3.778	.187	DUC004000-Z20
242	4.250	4.028	.187	DUC004250-Z20
244	4.500	4.278	.187	DUC004500-Z20
246	4.750	4.528	.187	DUC004750-Z20
248	5.000	4.778	.187	DUC005000-Z20
250	5.250	5.028	.187	DUC005250-Z20
354	5.500	5.160	.281	DUD005500-Z20
358	6.000	5.660	.281	DUD006000-Z20
<b>117</b>	<b>1.000</b>	<b>.838</b>	<b>.171</b>	<b>DUB101000-Z20</b>
<b>121</b>	<b>1.250</b>	<b>1.088</b>	<b>.171</b>	<b>DUB101250-Z20</b>

The sizes listed in bold font are preferred sizes (more likely to be available for immediate shipment).



ASTM AS568 Size	Bore Diam.	Groove Diam.	Groove Width	TSS Part No.
	<b>DN H9</b>	<b>D1 h9</b>	<b>L +0.2</b>	
<b>125</b>	<b>1.500</b>	<b>1.338</b>	<b>.171</b>	<b>DUB101500-Z20</b>
<b>129</b>	<b>1.750</b>	<b>1.588</b>	<b>.171</b>	<b>DUB101750-Z20</b>
<b>133</b>	<b>2.000</b>	<b>1.838</b>	<b>.171</b>	<b>DUB102000-Z20</b>
<b>137</b>	<b>2.250</b>	<b>2.088</b>	<b>.171</b>	<b>DUB102250-Z20</b>
<b>141</b>	<b>2.500</b>	<b>2.338</b>	<b>.171</b>	<b>DUB102500-Z20</b>
<b>232</b>	<b>3.000</b>	<b>2.778</b>	<b>.208</b>	<b>DUC103000-Z20</b>
<b>234</b>	<b>3.250</b>	<b>3.028</b>	<b>.208</b>	<b>DUC103250-Z20</b>
<b>236</b>	<b>3.500</b>	<b>3.278</b>	<b>.208</b>	<b>DUC103500-Z20</b>
<b>238</b>	<b>3.750</b>	<b>3.528</b>	<b>.208</b>	<b>DUC103750-Z20</b>
<b>240</b>	<b>4.000</b>	<b>3.778</b>	<b>.208</b>	<b>DUC104000-Z20</b>
<b>242</b>	<b>4.250</b>	<b>4.028</b>	<b>.208</b>	<b>DUC104250-Z20</b>
<b>246</b>	<b>4.750</b>	<b>4.528</b>	<b>.208</b>	<b>DUC104500-Z20</b>
<b>248</b>	<b>5.000</b>	<b>4.778</b>	<b>.208</b>	<b>DUC104750-Z20</b>
<b>250</b>	<b>5.250</b>	<b>5.028</b>	<b>.208</b>	<b>DUC105000-Z20</b>
<b>250</b>	<b>5.250</b>	<b>5.028</b>	<b>.208</b>	<b>DUC105250-Z20</b>
<b>354</b>	<b>5.500</b>	<b>5.160</b>	<b>.311</b>	<b>DUC105500-Z20</b>
<b>358</b>	<b>6.000</b>	<b>5.660</b>	<b>.311</b>	<b>DUD106000-Z20</b>

The sizes listed in bold font are preferred sizes (more likely to be available for immediate shipment).

## LOCAL CONTACTS

### EUROPE

**Austria – Vienna** (Slovenia)

+43 (0) 1 406 47 33

**Belgium – Dion-Valmont** (Luxembourg)

+32 (0) 10 22 57 50

**Bulgaria – Sofia**

(Azerbaijan, Belarus, Greece, Romania, Ukraine)

+359 (0) 2 969 95 99

**Croatia – Zagreb** (Albania, Bosnia and Herzegovina,

Macedonia, Serbia, Montenegro)

+385 (0) 1 24 56 387

**Czech Republic – Rakovník** (Slovakia)

+420 313 529 111

**Denmark – Copenhagen**

+45 48 22 80 80

**Finland – Vantaa** (Estonia, Latvia)

+358 (0) 207 12 13 50

**France – Maisons-Laffitte**

+33 (0) 1 30 86 56 00

**Germany – Stuttgart**

+49 (0) 711 7864 0

**Hungary – Budaörs**

+36 (06) 23 50 21 21

**Italy – Livorno**

+39 0586 22 6111

**The Netherlands – Rotterdam**

+31 (0) 10 29 22 111

**Norway – Oslo**

+47 22 64 60 80

**Poland – Warsaw** (Lithuania)

+48 (0) 22 863 30 11

**Russia – Moscow**

+7 495 627 57 22

**Spain – Madrid** (Portugal)

+34 (0) 91 71057 30

**Sweden – Jönköping**

+46 (0) 36 34 15 00

**Switzerland – Crissier**

+41 (0) 21 631 41 11

**Turkey – Istanbul**

+90 216 569 73 00

**United Kingdom – Solihull** (Eire, South Africa)

+44 (0) 121 744 1221

**Aerospace Hub Europe, North**

(UK and Nordic Countries)

+44 (0) 121 744 1221

**Aerospace Hub Europe, South & West**

(Continental Europe and Middle East)

+33 (0) 1 30 86 56 00

**Automotive Hub Europe**

+49 (0) 711 7864 0

### AMERICAS

**Americas Regional**

+1 260 749 9631

**Brazil – São José dos Campos**

+55 12 3932 7600

**Canada Central – Etobicoke, ON**

+1 416 213 9444

**Canada East – Montreal, QC**

+1 514 284 1114

**Canada West – Langley, BC**

+1 604 539 0098

**Mexico – Mexico City**

+52 55 57 19 50 05

**USA, Great Lakes – Fort Wayne, IN**

+1 260 482 4050

**USA, East – Mt. Juliet, TN**

+1 615 800 8340

**USA, Midwest – Schaumburg, IL**

+1 630 539 5500

**USA, Northern California – Fresno, CA**

+1 559 449 6070

**USA, Northwest – Portland, OR**

+1 503 595 6565

**USA, Southwest – Houston, TX**

+1 713 461 3495

**Aerospace Hub Airframe**

+1 303 469 1357

**Aerospace Hub Distribution & Engineering**

+1 260 749 9631

**Aerospace Hub East**

+1 610 828 3209

**Aerospace Hub West**

+1 310 371 1025

**Automotive Hub North America**

+1 734 354 1250

**Automotive Hub South America**

+55 12 3932 7600

### ASIA PACIFIC

**Asia Pacific Regional**

+65 6 577 1778

**China – Hong Kong**

+852 2366 9165

**China – Shanghai**

+86 (0) 21 6145 1830

**India – Bangalore**

+91 (0) 80 3372 9000

**Japan – Tokyo**

+81 (0) 3 5633 8008

**Korea – Seoul**

+82 (0) 2 761 3471

**Malaysia – Kuala Lumpur**

+60 (0) 3 90549266

**Taiwan – Taichung**

+886 4 2382 8886

**Vietnam – Ho Chi Minh City**

+84 8 6288 6407

**Singapore and all other countries in South and East Asia, Australasia**

+65 6 577 1778

**Aerospace Hub China**

+86 (0) 21 6145 1830

**Aerospace Hub Singapore**

+65 6 577 1778

**Automotive Hub China**

+86 (0) 21 6145 1830

**Automotive Hub India**

+91 (0) 80 3372 9200

### AFRICA, CENTRAL ASIA AND MIDDLE EAST

**Africa & Iran** (excluding South Africa (see UK))

+41 (0) 21 631 41 11

**Central Asia** (Armenia, Georgia, Kazakhstan,

Kyrgyzstan, Tajikistan, Uzbekistan)

+7 495 627 57 22

**Middle East and Gulf Region**

+359 (0) 2 969 95 99



Trelleborg is a world leader in engineered polymer solutions that seal, damp and protect critical applications in demanding environments. Its innovative engineered solutions accelerate performance for customers in a sustainable way. The Trelleborg Group has local presence in over 40 countries around the world.

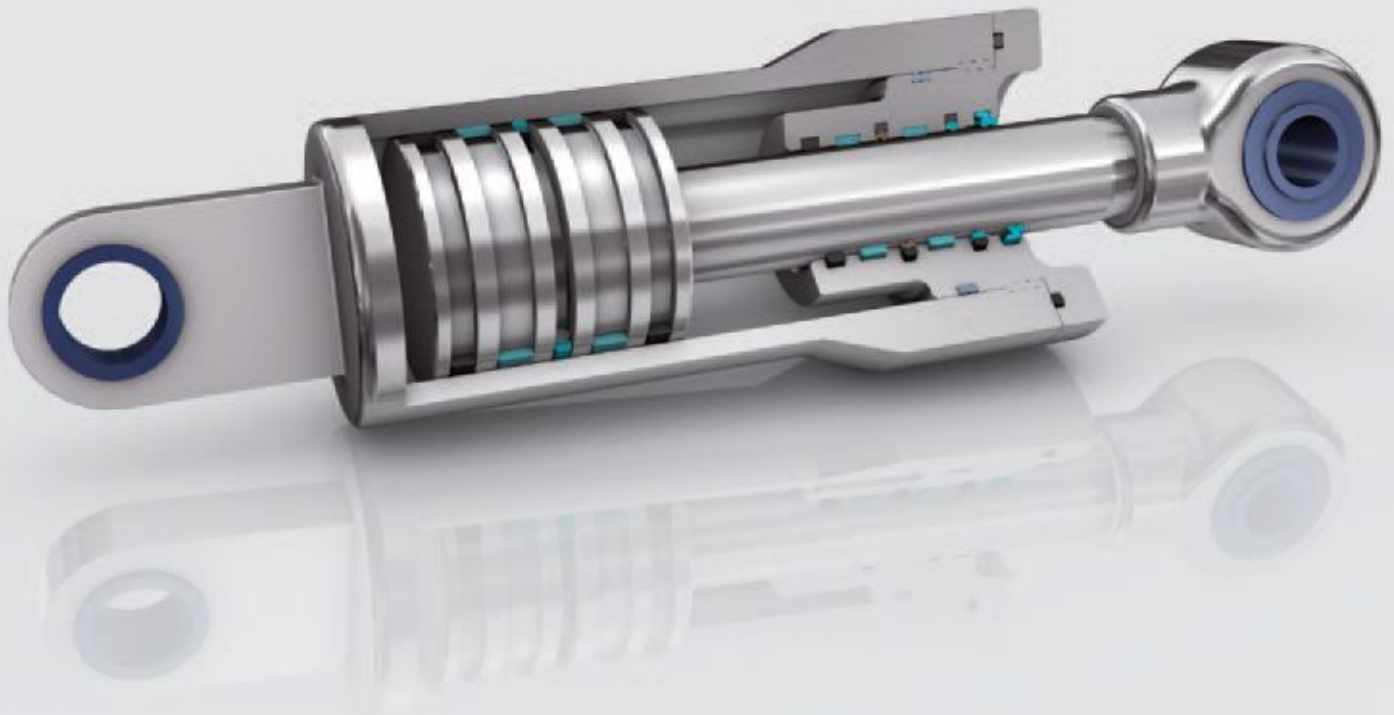


[facebook.com/TrelleborgSealingSolutions](https://facebook.com/TrelleborgSealingSolutions)  
[twitter.com/TrelleborgSeals](https://twitter.com/TrelleborgSeals)  
[youtube.com/TrelleborgSeals](https://youtube.com/TrelleborgSeals)  
[flickr.com/TrelleborgSealingSolutions](https://flickr.com/TrelleborgSealingSolutions)



[WWW.TSS.TRELLEBORG.COM](http://WWW.TSS.TRELLEBORG.COM)

# Juntas Hidráulicas





## Your Partner for Sealing Technology

Trelleborg Sealing Solutions es un grupo internacional de referencia dentro del sector de la estanquidad, excepcionalmente capacitado para ofrecer soluciones técnicas gracias a nuestra gama de productos y materiales líderes en el mercado; un único proveedor capaz de suministrar lo mejor en tecnología de elastómeros, termoplásticos, PTFE y composites, para las aplicaciones en las industrias aerospacial, industrial y de automoción.

Con más de 50 años de experiencia, los departamentos de ingeniería de Trelleborg Sealing Solutions dan soporte a los clientes en el diseño, fabricación de prototipos, producción, ensayo y montaje, utilizando herramientas de diseño de última generación. Una red internacional con más de 70 sedes en todo el mundo, incluye 30 plantas de fabricación, 8 centros de investigación y desarrollo estratégicamente ubicados, incluyendo laboratorios de desarrollo y ensayo de materiales y especializados en el diseño e ingeniería de aplicación.

Desarrollamos y formulamos nuestros propios materiales utilizando los recursos de nuestra base de datos de materiales, que incluye más de 2.000 compuestos propios y una excepcional amplia gama de productos.

Trelleborg Sealing Solutions satisface los requisitos más exigentes, suministrando juntas estándar o componentes fabricados a medida, a través de nuestro servicio logístico integrado, que nos permite suministrar más de 40.000 tipos de juntas a nuestros clientes en todo el mundo.

Nuestros centros están certificados según las normas ISO 9001:2000 e ISO/TS 16949:2002, con muchas plantas de fabricación certificadas según QS9000 y VDA 6.1.

Trelleborg Sealing Solutions está respaldada por las experiencias y recursos de uno de los más destacados expertos en la tecnología de polímeros, Trelleborg AB.

ISO 9001:2000

ISO/TS 16949:2002

El contenido de este catálogo tiene como finalidad ser sólo una referencia de tipo general y no una recomendación específica para aplicaciones individuales. Los límites de aplicación establecidos para presión, temperatura, velocidad y medios son valores máximo determinados en condiciones de laboratorio. En la aplicación, los valores máximos pueden no ser alcanzados debido a la interacción de parámetros de trabajo. Por lo tanto, es fundamental que los clientes comprueben la correcta elección del producto y del material para cada una de sus aplicaciones individuales. Cualquier selección es, por tanto, por cuenta y riesgo del usuario. En ningún caso, Trelleborg Sealing Solutions será responsable de ninguna pérdida, daño, reclamación o gastos surgidos directa o indirectamente del uso de cualquier información facilitada en este catálogo. A pesar de nuestra intención por asegurar la exactitud de la información aquí contenida, Trelleborg Sealing Solutions no puede garantizar la exactitud o integridad de la misma.

Para obtener la recomendación que mejor se adapte a una aplicación específica, por favor póngase en contacto con su compañía local de Trelleborg Sealing Solutions.

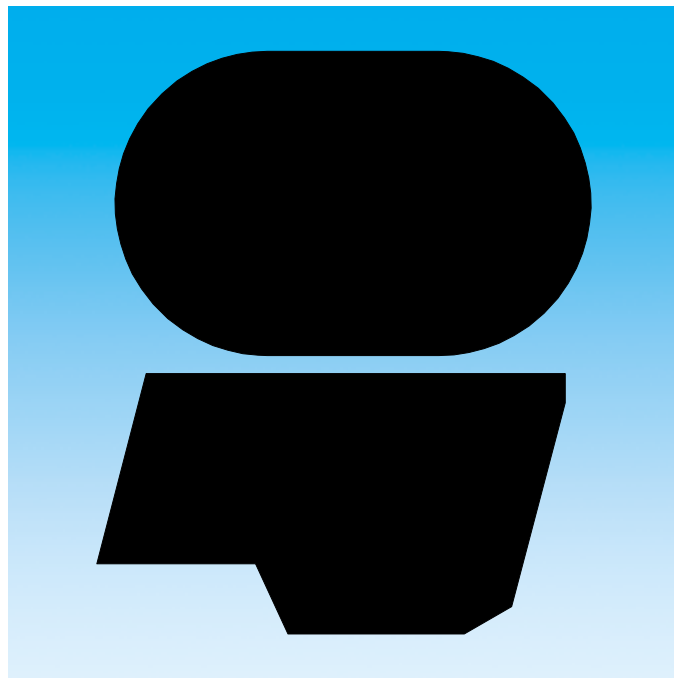
Esta edición sustituye a todos los catálogos anteriores.  
Este catálogo no podrá reproducirse, en su totalidad o en parte, sin autorización.

© Todas las marcas registradas son propiedad de Trelleborg AB.

El color turquesa es una marca registrada de Trelleborg AB.

© Trelleborg AB, 2007. Reservados todos los derechos.

# ZURCON<sup>®</sup> RIMSEAL



- Simple efecto -
- Junta plástica activada por elastómero -

- Material -
- Zurcon<sup>®</sup> -



## ■ Zurcon® Rimseal\*

### Descripción

Determinados sistemas y campos de aplicación de los circuitos hidráulicos presentan requerimientos muy exigentes en lo que se refiere a control de fugas y seguridad operacional. En estos casos, es necesario recurrir a sistemas de estanquidad redundantes para garantizar una estanquidad fiable del vástago. Los sistemas de estanquidad de materiales poliméricos activados por elastómero constituyen una solución probada a una demanda muy variada y cambiante en todo lo que respecta a normalización de alojamientos, fácil instalación, resistencia a medios, y a temperaturas y presiones altas y bajas. Este sistema ofrece una enorme flexibilidad en la elección y combinación de los materiales.

El sistema de estanquidad del vástago de un cilindro hidráulico sometido a cargas elevadas debe estar compuesto por tres elementos:

La junta Turcon® Stepseal® 2K se usa como elemento primario. Esta junta proporciona el efecto hidrodinámico de bombeo de retorno necesario en todo sistema de estanquidad redundante para vástago. Asimismo, posee buena resistencia a altas y bajas temperaturas, y una excelente resistencia a los medios.

La junta Zurcon® Rimseal se desarrolló como elemento secundario de este sistema para garantizar estanquidad fiable incluso con una fina película de aceite a presiones secundarias bajas. La junta combina un perfil innovador con material Zurcon® (poliuretano Shore D 58).

En condiciones dinámicas, la curva de presión de contacto se optimiza automáticamente.

El último elemento del sistema de estanquidad redundante es un rascador de doble efecto (p. ej., DA 24, DA 22, DA 17, DA 27, Turcon® Excluder® tipos 2, 5 ó Zurcon® Excluder® 500).

De este modo, el sistema de estanquidad óptimo integra tres aristas de estanquidad independientes instaladas en línea, con materiales de dureza decreciente desde el lado de alta presión hasta el lado de presión atmosférica.

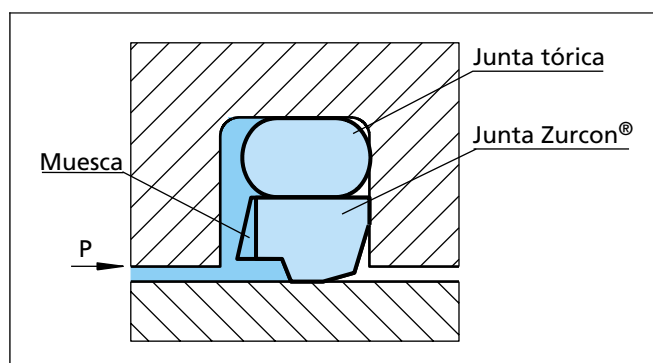


Figura 20 Zurcon® Rimseal

\* N.º Patente: EP 0 670 444

### Modo de funcionamiento

La junta Zurcon® Rimseal es un elemento de estanquidad activado por elastómero. Los cambios de posición dentro del alojamiento, necesarios para un estanqueizado óptimo, están asegurados con el empleo de dos componentes: una junta tórica y la junta propiamente dicha.

Para conseguir una curva de presión de contacto que refuerce el efecto de estanquidad, la junta tiene un chaflán en el lado de baja presión. Cuando la junta está sometida a presión y expuesta a fricción con el vástago, el chaflán provoca que la junta se incline ligeramente, forzándola contra la pared del alojamiento. Con ello se crea una superficie de máxima presión en la arista de la junta.

Cuando la junta Zurcon® Rimseal se emplea en un sistema con un rascador DA 24 de doble efecto (DA 22, DA 17, DA 27, Excluder® tipos 2, 5 ó 500), hay que asegurar la función de estanquidad del sistema incluso si se genera presión entre ellos.

Por esta razón, la junta Zurcon® Rimseal tiene también en el lado de alta presión un chaflán; el cual, en el caso de que se genere presión detrás de ella, hace que ésta se adapte a la pared del alojamiento. El desplazamiento de la junta Zurcon® Rimseal dentro de su alojamiento origina una distribución de la presión de contacto con el vástago, que potencia notablemente el efecto hidrodinámico de bombeo de retorno.

### Ventajas

- Óptima estanquidad estática y dinámica.
- Baja fricción para una pérdida mínima de potencia.
- Alta resistencia al desgaste para una larga vida de servicio.
- Alojamiento reducido.
- Fácil instalación.
- Excelente componente de sistema.
- Dimensiones de alojamiento ISO/DIN opcional.
- Disponible en cualquier diámetro desde 8 a 2200 mm.

### Ejemplos de aplicación

- Equipos de hidráulica móvil.
- Cilindros estándar.
- Máquinas herramienta.
- Máquinas de moldeo por inyección.
- Prensas.



## Datos técnicos

### Condiciones de trabajo

Presión:	En sistema tándem: hasta 60 MPa Como elemento individual: 25 MPa
Velocidad:	5 m/s con carreras cortas (< 1 m) en sistema tándem
Temperatura:	- 45°C a +100°C (dependiendo del material de la junta tórica)
Medio:	Fluidos hidráulicos -Aceite mineral. -Ésteres naturales y sintéticos. -HEES, HETG hasta + 60°C. -Fluidos no inflamables tipo HFA, HFC.

### Nota importante:

Los datos anteriormente mencionados son valores máximos y no se pueden usar al mismo tiempo; p. ej., la velocidad máxima de trabajo depende del tipo de material, presión, temperatura y holgura. La gama de temperaturas depende también del medio.

## Materiales

Las juntas Zurcon® Rimseal estándar se fabrican en las siguientes combinaciones de materiales:

Zurcon® Rimseal:	Zurcon® Z52 Poliuretano especial 58 Shore D
Junta tórica:	NBR, 70 Shore A
Código del conjunto:	Z52N o Z52T

## Series

La junta Zurcon® Rimseal es una junta de sistema y se usa preferentemente en sistemas de estanquidad en tándem combinada con la junta Turcon® Stepseal® 2K. Por esta razón, los tipos de serie son los mismos que para la junta Turcon® Stepseal® 2K.

La Tabla XV muestra la relación entre el número de serie, según la gama de diámetros de la junta, y los tamaños de las diferentes clases de aplicación. Estas clases de aplicación son las siguientes:

Aplicación estándar	RR13
Aplicación ligera	RR15
Aplicación pesada	RR11

## Sistema de estanquidad redundante

Los sistemas redundantes se emplean cuando las condiciones de aplicación y los requerimientos de vida de servicio son tales que una junta sola no garantiza una estanquidad fiable.

La propiedad de los sistemas de estanquidad en tándem resulta especialmente importante en los arranques en frío en los que, a causa de la alta viscosidad del aceite, la junta primaria deja pasar aceite durante la extensión del vástago. En el sistema tándem, el aceite se calienta como resultado de la fricción con la junta primaria, su viscosidad desciende y puede, entonces, ser eficazmente detenido por la junta secundaria Zurcon® Rimseal.

Cuando el vástago se retrae, el aceite se almacena en el espacio entre las juntas, y es devuelto después mediante bombeo contra la presión del sistema, gracias a las características hidrodinámicas de la junta Turcon® Stepseal® 2K.

Especialmente cuando la carrera sea mayor de 1 m, deberá preverse una cámara de almacenamiento de aceite entre las dos juntas.

La junta Zurcon® Rimseal está diseñada de tal manera que tiene también propiedades de bombeo de retorno cuando se incorpora un rascador de doble efecto al sistema de estanquidad.

Debido al comportamiento controlado de los elementos individuales en este sistema de estanquidad y la combinación apropiada de los materiales de las juntas, se ha conseguido un sistema de estanquidad de vástago de baja fricción.

La Figura 21 muestra un sistema de estanquidad redundante para vástago que consiste en una junta Turcon® Stepseal® 2K, una junta Zurcon® Rimseal y un rascador DA 22 con su correspondiente disposición de aros de guía.

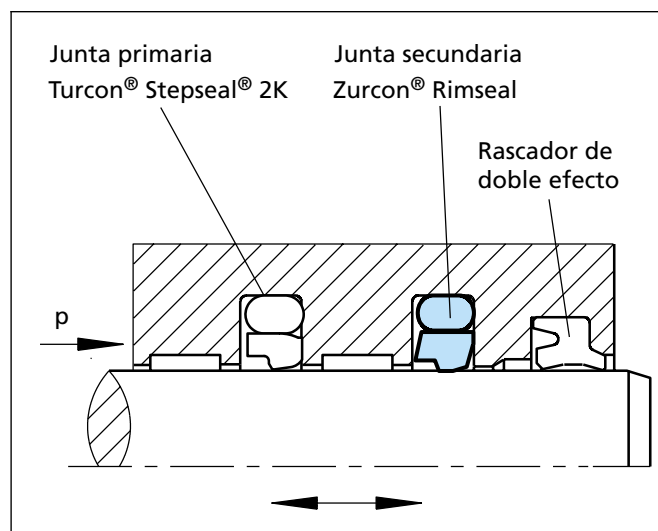


Figura 21 Zurcon® Rimseal® en configuración tándem



■ Recomendaciones de instalación

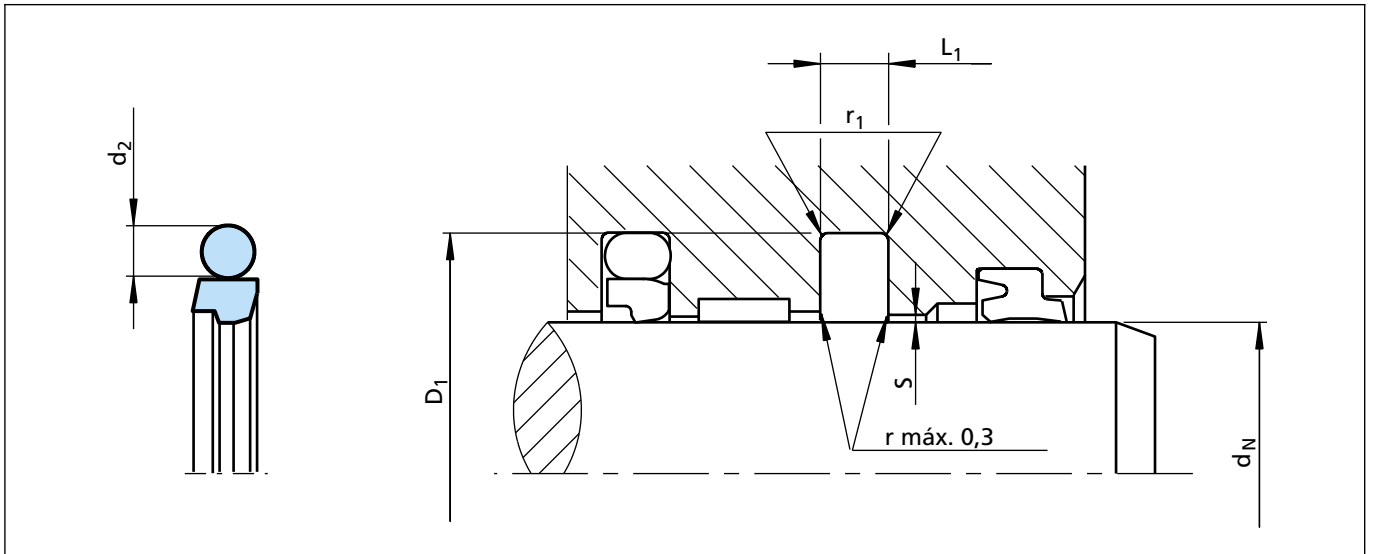


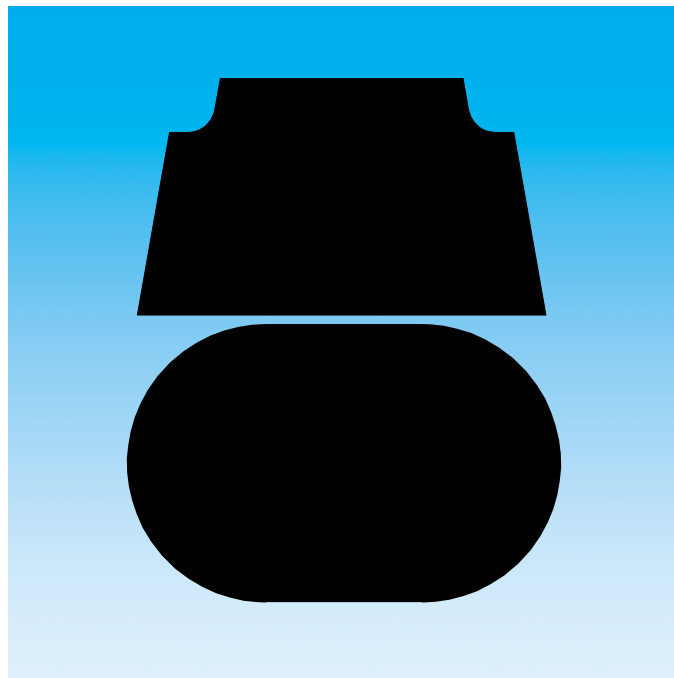
Figura 22 Esquema de instalación

Tabla XV Dimensiones de instalación - Recomendaciones estándar

Vástago			Diámetro alojamiento	Ancho alojamiento	Radio	Holgura radial		Sección junta tórica
d <sub>N</sub> f8/h9						S máx. *		
N.º Serie TSS RR 13 Aplicación estándar	N.º Serie TSS RR 15 Aplicación ligera	N.º Serie TSS RR 11 Aplicación pesada	D <sub>1</sub> H9	L <sub>1</sub> +0,2	r <sub>1</sub>	10 MPa	20 MPa	d <sub>2</sub>
8 - 18,9	19 - 37,9	-	d <sub>N</sub> + 7,3	3,2	0,6	0,40	0,25	2,62
19 - 37,9	38 - 199,9	8 - 18,9	d <sub>N</sub> + 10,7	4,2	1,0	0,40	0,25	3,53
38 - 199,9	200 - 255,9	19 - 37,9	d <sub>N</sub> + 15,1	6,3	1,3	0,50	0,30	5,33
200 - 255,9	256 - 649,9	38 - 199,9	d <sub>N</sub> + 20,5	8,1	1,8	0,60	0,35	7,00
256 - 649,9	650 - 999,9	200 - 255,9	d <sub>N</sub> + 24,0	8,1	1,8	0,60	0,35	7,00
650 - 999,9	1000 - 2200	256 - 649,9	d <sub>N</sub> + 27,3	9,5	2,5	0,70	0,50	8,40
1000 - 2200	-	650 - 999,9	d <sub>N</sub> + 38,0	13,8	3,0	1,00	0,70	12,00

Todas las dimensiones en mm-alojamiento cerrado desde diámetros > 18 mm.

# TURCON<sup>®</sup> GLYD RING<sup>®</sup> T



- Doble efecto -  
- Junta plástica activada por elastómero -

- Material -  
- Turcon<sup>®</sup>, Zurcon<sup>®</sup> y elastómero -



## ■ Turcon® Glyd Ring® T\*

### Descripción

La junta Turcon® Glyd Ring® T es un desarrollo técnico más avanzado de la junta Turcon® Glyd Ring®, que se utiliza con éxito desde hace varias décadas. Es completamente intercambiable con las juntas Glyd Ring® anteriores en todas las nuevas aplicaciones.

Glyd Ring® T satisface todas las exigencias del mercado en cuanto a soluciones de estanquidad, respetando los aspectos económicos y ecológicos.

Las ventajas de la junta patentada se deben al innovador principio funcional del perfil trapecoidal de la sección.

Ambos lados del perfil se encuentran inclinados, de tal forma que el perfil de la junta se estrecha hacia la superficie de contacto. El perfil puede conservar así la forma robusta y compacta típica de las juntas de pistón, sin perder por ello la flexibilidad necesaria para conseguir una compresión máxima en función de la presión (Figura 14).

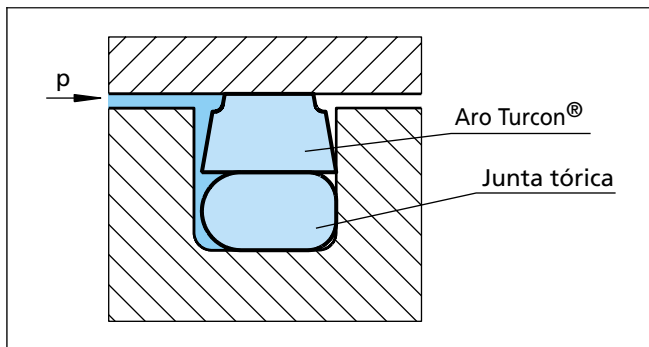


Figura 14 Turcon® Glyd Ring® T

La arista en ángulo, creada por la forma especial de la sección transversal de la junta Glyd Ring® T, permite un grado de libertad adicional y hace posible un ligero movimiento de inclinación de la junta. La máxima compresión se desplaza así siempre hacia el área de la arista que está expuesta directamente a la presión. En la arista que está en el lado de baja presión, la junta Glyd Ring® T sólo muestra zonas con tensiones neutras, sin cargas compresivas o esfuerzos cortantes, lo que reduce de forma efectiva el peligro de extrusión de la junta por la holgura. Las ventajas resultantes se pueden encontrar en la siguiente lista.

### Ventajas

Los beneficios que aportaban hasta ahora las juntas Glyd Ring® se conservan enteramente, y se complementan con una serie de importantes ventajas adicionales:

- Muy buena estanquidad estática.
- Posibilidad de utilizar mayores holguras radiales (aprox. +50%), en función de las condiciones de trabajo.

- Más seguridad en presencia de medios contaminados, gracias a la mayor holgura de extrusión.
- Baja fricción, sin efecto de movimiento a tirones (stick-slip).
- Diseño sencillo del alojamiento, posibilidad de montaje en pistones de una sola pieza.
- Alojamiento de instalación según ISO 7425/1.
- Adaptable a las diferentes condiciones de trabajo, gracias a la amplia gama de materiales posibles (Turcon®, Zurcon®).
- Compatible con los nuevos fluidos hidráulicos que no dañan el medio ambiente.
- Disponibilidad para todos los diámetros de cilindro hasta 2.700 mm.

### Ejemplos de aplicación

La junta Turcon® Glyd Ring® T es el elemento de estanquidad recomendado para pistones de doble efecto en componentes hidráulicos, tales como:

- Máquinas de moldeo por inyección.
- Máquinas herramienta.
- Prensas.
- Excavadoras.
- Carretillas elevadoras y maquinaria de manipulación.
- Agricultura.
- Válvulas para circuitos hidráulicos y neumáticos.

Se recomienda especialmente para aplicaciones pesadas y de grandes diámetros.

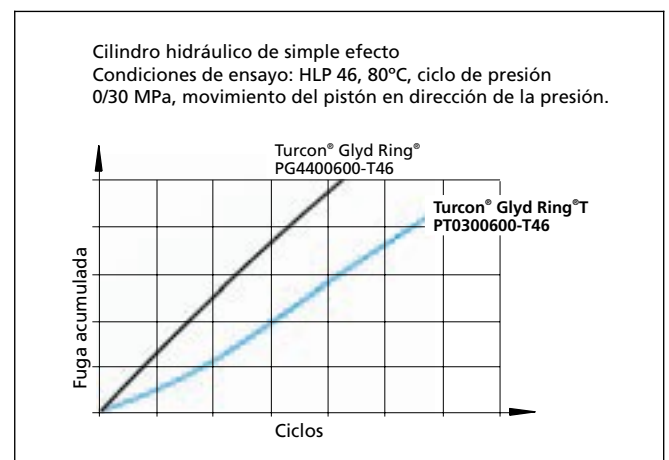


Figura 15 Fuga dinámica Turcon® Glyd Ring® T/ Turcon® Glyd Ring® como junta de pistón de simple efecto



## ■ Recomendaciones de instalación

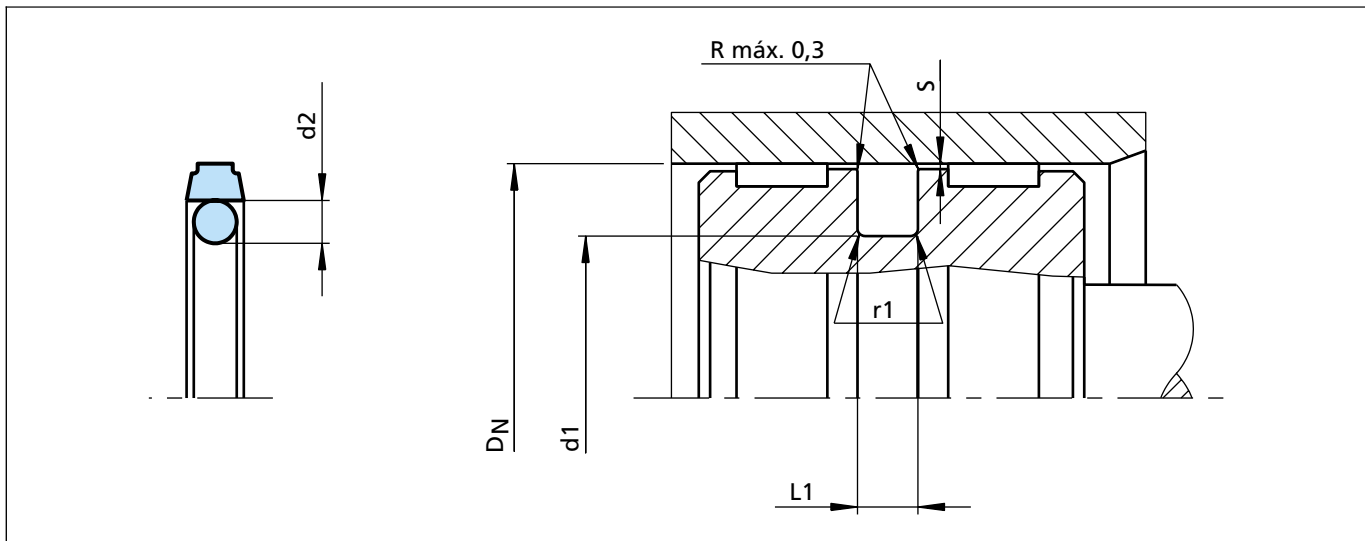


Figura 16 Esquema de instalación

Tabla XII Dimensiones de instalación

N.º Serie TSS	Diámetro camisa D <sub>N</sub> H9			Diámetro alojamiento	Ancho alojamiento	Radio	Holgura radial S máx.*			Sección junta tórica
	Aplicación estándar	Aplicación ligera	Aplicación pesada				d <sub>1</sub> h9	L <sub>1</sub> +0,2	r <sub>1</sub>	
PT00	8 - 14,9	15 - 39,9	--	D <sub>N</sub> -4,9	2,2	0,4	0,40	0,30	0,20	1,78
PT01	15 - 39,9	40 - 79,9	--	D <sub>N</sub> -7,5	3,2	0,6	0,60	0,50	0,30	2,62
PT02	40 - 79,9	80 - 132,9	15 - 39,9	D <sub>N</sub> -11,0	4,2	1,0	0,70	0,50	0,30	3,53
PT03	80 - 132,9	133 - 329,9	40 - 79,9	D <sub>N</sub> -15,5	6,3	1,3	0,80	0,60	0,40	5,33
PT04	133 - 329,9	330 - 669,9	80 - 132,9	D <sub>N</sub> -21,0	8,1	1,8	0,80	0,60	0,40	7,00
PT08	330 - 669,9	670 - 999,9	133 - 329,9	D <sub>N</sub> -24,5	8,1	1,8	0,90	0,70	0,50	7,00
PT05	670 - 999,9	--	330 - 669,9	D <sub>N</sub> -28,0	9,5	2,5	1,00	0,80	0,60	8,40
PT06****	≥ 1000	≥ 1000	≥ 1000	D <sub>N</sub> -38,0	13,8	3,0	1,20	0,90	0,70	12,00

\* A presiones > 40 MPa use tolerancia diametral H8/f8 (camisa/pistón) en el área posterior de la junta. La holgura radial es válida para el material Turcon® T46 a +60°C.

\*\* El elemento activador de la serie PT06 tiene una forma especial.

# TURCON<sup>®</sup> STEPSEAL<sup>®</sup> 2K



- Simple efecto -
- Junta plástica activada por elastómero -

- Material -
- Turcon<sup>®</sup>, Zurcon<sup>®</sup> y elastómero -



## ■ Turcon® Stepseal® 2K\*

### Descripción

La junta Stepseal® 2K es un elemento de estanquidad de simple efecto, que consta de una junta de estanquidad en material Turcon® o Zurcon® de alta calidad, y de una junta tórica como elemento de activación.

La junta Stepseal® 2K fue inicialmente desarrollada y patentada por Trelleborg Sealing Solutions como una junta de vástago. Sin embargo, gracias a sus destacadas propiedades, es igualmente adecuada como junta de pistón de simple efecto cuando existen unas elevadas exigencias en lo que se refiere a posicionamiento exacto del pistón y deslizamiento.

\* Geometría patentada y patente en tramitación

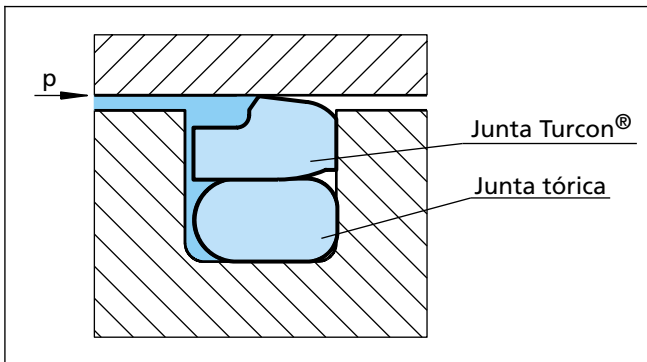


Figura 23 Turcon® Stepseal® 2K

### Ventajas

- Alto efecto de estanquidad estática y dinámica.
- Funcionamiento sin tirones para un sistema de precisión.
- Alta resistencia a la abrasión y la extrusión.
- Larga vida de servicio.
- Diseño sencillo del alojamiento, posibilidad de montaje en pistones de una sola pieza.
- Amplia gama de temperaturas de trabajo y elevada resistencia a productos químicos, dependiendo de la elección del material de la junta tórica.
- Montaje sencillo, sin deformación de la arista de estanquidad de la junta.
- Disponible en todos los diámetros hasta 2.700 mm.
- Baja fricción.

### Ejemplos de aplicación

La junta Turcon® Stepseal® 2K es el elemento de estanquidad recomendado para pistones de simple efecto en componentes hidráulicos para:

- Máquinas de moldeo por inyección.
- Máquinas herramienta.
- Prensas.

Está especialmente recomendado en acumuladores de pistón flotante como junta primaria en el lado del aceite, en combinación con las juntas AQ-Seal® y AQ-Seal® 5.

### Datos técnicos

Condiciones de trabajo

Presión: Hasta 80 MPa

Velocidad: Hasta 15 m/s,  
frecuencia hasta 5 Hz

Temperatura: -45°C a +200°C \*\*)

Medio: Fluidos hidráulicos con base de aceite mineral, fluidos hidráulicos no inflamables, fluidos hidráulicos que no dañan el medio ambiente (bioaceites), agua, aire y otros, dependiendo del material de la junta tórica (véase la Tabla XXIII).

Holgura: La máxima holgura radial admisible  $S_{m\acute{a}x}$  se muestra en la Tabla XXIV, en función de la presión de trabajo y del diámetro.

#### Nota importante:

Los datos anteriormente mencionados son valores máximos y no se pueden usar al mismo tiempo; p. ej., la velocidad máxima de trabajo depende del tipo de material, presión, temperatura y holgura. La gama de temperaturas depende también del medio.

\*\*\*) En el caso de aplicaciones sin presión a temperaturas bajo 0°C, pónganse en contacto con nuestros ingenieros de aplicaciones.



## Materiales

### Aplicación estándar:

- Para componentes hidráulicos en aceites minerales que contengan zinc o medios con buena capacidad de lubricación.

Junta Turcon®: Turcon® T46

Elemento activador: Junta tórica en NBR 70 Shore A o FKM 70 Shore A, dependiendo de la temperatura.

Código del conjunto: T46 N o T46 V

### Aplicación especial:

- Fluidos no lubricantes o aplicaciones neumáticas requieren materiales de estanquidad autolubricantes. Por lo tanto, recomendamos:

Junta Turcon®: Turcon® T29

Elemento activador: Junta tórica NBR 70 Shore A o FKM 70 Shore A, dependiendo de la temperatura.

Código del conjunto: T29 N o T29 V

- Si la superficie a estanquizar es rugosa y para un mejor control de fuga, recomendamos:

Junta Zurcon®: Zurcon® Z51

Elemento activador: Junta tórica NBR 70 Shore A

Código del conjunto: Z51 N

## Series

Los diferentes tamaños de las secciones transversales se recomiendan en función de los diámetros de las juntas. Estos son los criterios para estas recomendaciones.

La Tabla XXIV muestra la relación entre el número de serie, según la gama de diámetros de la junta, y los tamaños de los diferentes tipos de aplicación. Estos tipos de aplicación son los siguientes:

Aplicación estándar: Aplicaciones generales en las que no se da ninguna condición excepcional de funcionamiento.

Aplicación ligera: Aplicaciones que exigen un rozamiento reducido o alojamientos más pequeños.

Aplicación pesada: Para cargas de trabajo excepcionales tales como altas presiones, puntas de presión, etc.

**Tabla XXII Gama disponible**

N.º Serie TSS	Diámetro de camisa D <sub>N</sub> H9
PSK00	6,0 - 140,0
PSK10	10,0 - 140,0
PSK20	18,0 - 320,0
PSK30	40,0 - 400,0
PSK40	50,0 - 700,0
PSK80	133,0 - 999,9
PSK50	250,0 - 999,9
PSK5X	1000,0 - 1200,0
PSK60	750,0 - 999,9
PSK6X	1000,0 - 2700,0

Para consultar la gama recomendada, véase la Tabla XXIV.

## Alojamiento

Las juntas Stepseal® 2K están disponibles también para tamaños de alojamiento según ISO 7425/1, previa petición.



■ Recomendaciones de instalación

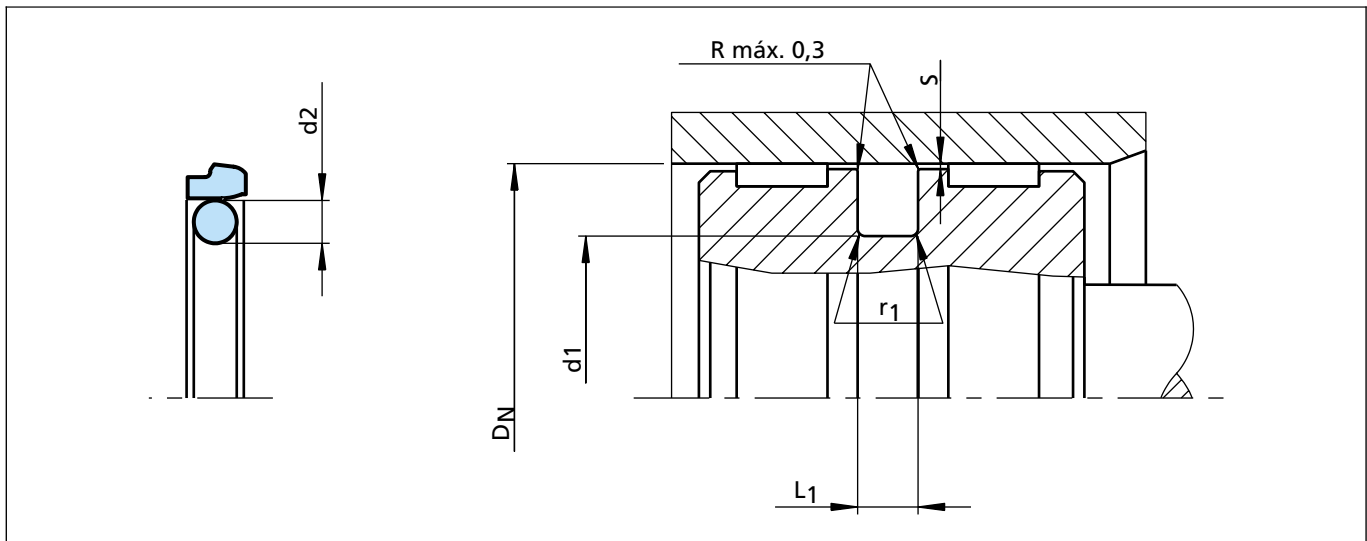


Figura 24 Esquema de instalación

Tabla XXIV Dimensiones de instalación - Recomendaciones estándar

N.º Serie TSS	Diámetro camisa			Diámetro alojamiento	Ancho alojamiento	Radio	Holgura radial S máx.*			Sección junta tórica
	DN H9						d <sub>1</sub> h9	L <sub>1</sub> +0,2	r <sub>1</sub>	
Aplicación estándar	Aplicación ligera	Aplicación pesada	d <sub>2</sub>							
PSK0	8 - 16,9	17 - 26,9	--	D <sub>N</sub> -4,9	2,2	0,4	0,30	0,20	0,15	1,78
PSK1	17 - 26,9	27 - 59,9	--	D <sub>N</sub> -7,3	3,2	0,6	0,40	0,25	0,15	2,62
PSK2	27 - 59,9	60 - 199,9	17 - 26,9	D <sub>N</sub> -10,7	4,2	1,0	0,50	0,30	0,20	3,53
PSK3	60 - 199,9	200 - 255,9	27 - 59,9	D <sub>N</sub> -15,1	6,3	1,3	0,70	0,40	0,25	5,33
PSK4	200 - 255,9	256 - 669,9	60 - 199,9	D <sub>N</sub> -20,5	8,1	1,8	0,80	0,60	0,35	7,00
PSK8	256 - 669,9	670 - 999,9	200 - 255,9	D <sub>N</sub> -24,0	8,1	1,8	0,90	0,70	0,40	7,00
PSK5	670 - 999,9	≥ 1000	256 - 669,9	D <sub>N</sub> -27,3	9,5	2,5	1,00	0,80	0,50	8,40
PSK6	≥ 1000**	--	670 - 999,9	D <sub>N</sub> -38,0	13,8	3,0	1,20	0,90	0,60	12,00

\* A presiones > 40 MPa use tolerancia diametral H8/f8 (camisa/pistón) en el área posterior de la junta.

\*\* El elemento activador tiene una forma especial.

---

# RASCADOR ZURCON<sup>®</sup> DA 22



- Doble efecto -

- Material -

- Poliuretano Zurcon<sup>®</sup> -



## ■ Rascador DA 22

### Descripción

DA 22 es un rascador de poliuretano de doble efecto para instalar en alojamientos cerrados. Se obtienen mejoras significativas con respecto a la geometría del perfil y el material usado si lo comparamos con los rascadores de elastómero convencionales.

El labio del rascador está diseñado para raspar de manera fiable la suciedad, dejando una película de aceite residual en el vástago, la cual es necesaria para una operación correcta. La compresión radial es suficiente para raspar partículas extrañas, suciedad y agua.

El labio interior está diseñado de manera que asume una función de estanquidad, incluso cuando está sometido a baja presión. La estanquidad estática se consigue por un apretado ajuste radial entre el cuerpo del rascador y el alojamiento.

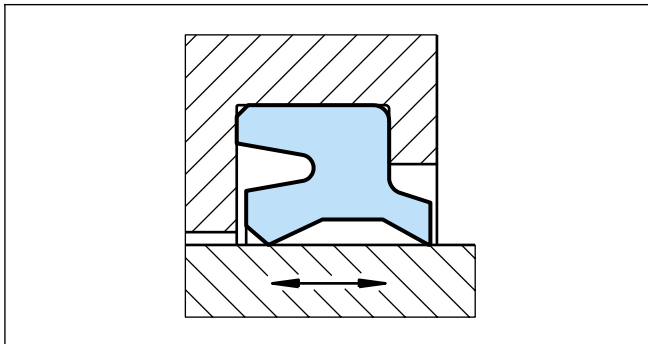


Figura 9 Rascador DA 22

### Ventajas

- Buen efecto de raspado.
- Resistente al desgaste, larga vida de servicio.
- Retención de la película de aceite residual.
- Elementos estándar para alojamientos normalizados.

### Ejemplos de aplicación

Por sus excelentes propiedades de raspado, el rascador DA 22 se recomienda donde hay polvo y humedad, y especialmente en las siguientes aplicaciones:

- Cilindros estándar ISO
- Cilindros hidráulicos industriales
- Maquinaria agrícola

### Datos técnicos

Condiciones de trabajo

Presión

Desde exterior: Presión atmosférica

Desde interior:

Presiones hasta 2 MPa (20 bar).  
Para presiones más altas, con un orificio de descarga.

Velocidad:

Hasta 1 m/s

Temperatura:

- 35°C a + 100°C

Medio:

Aceites y grasas minerales

Tipo de alojamiento:

Cerrado

#### Nota importante:

Los datos anteriormente mencionados son valores máximos y no se pueden usar al mismo tiempo; p. ej., la velocidad máxima de trabajo depende del tipo de material, presión, temperatura y holgura. La gama de temperaturas depende también del medio.

### Materiales

Aplicación estándar:

Poliuretano Zurcon®: 92 Shore A

Código del material:

Z201

Color:

Turquesa



## ■ Recomendaciones de instalación

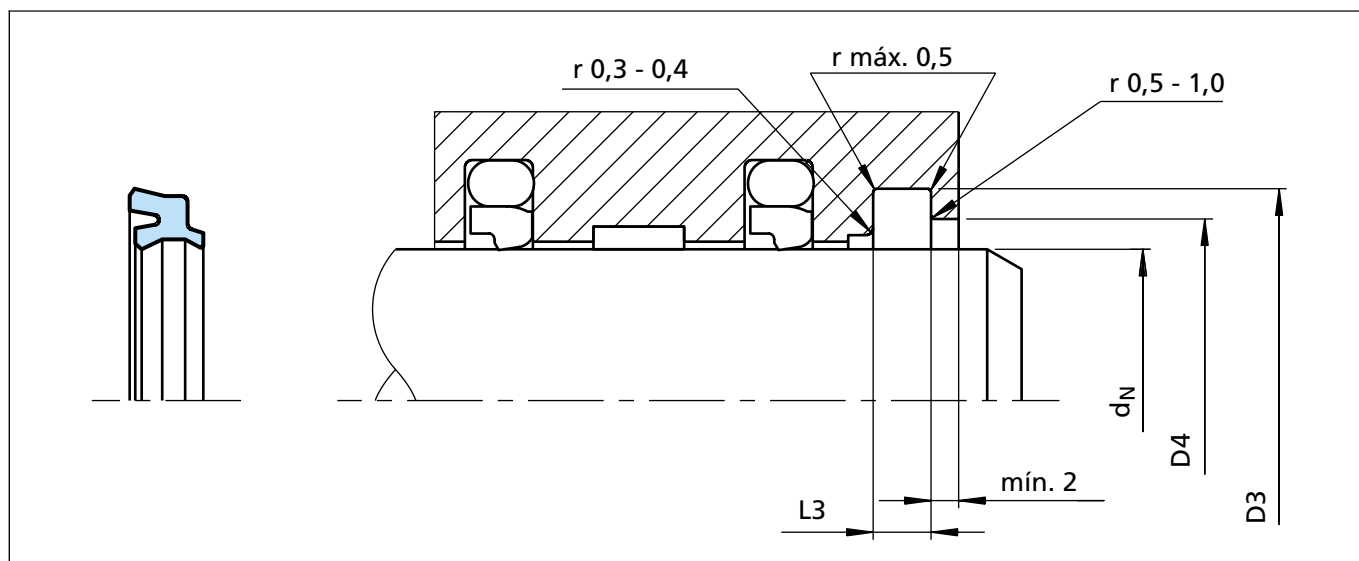


Figura 10 Esquema de instalación

### Ejemplo de pedido

Diámetro del vástago:  $d_N = 36 \text{ mm}$   
 Diámetro del alojamiento:  $D_3 = 44 \text{ mm}$  (véase ejemplo 1)

### Ejemplo 1

N.º Pieza TSS: WD2200360  
 Código del material: Z201  
 N.º Ref. anterior: No disponible

Referencia TSS	WD22	0	0360	-	Z201
N.º Serie TSS					
Tipo (estándar)					
Diámetro del vástago x 10					
Índice de calidad (véase tabla)					
Código del material					

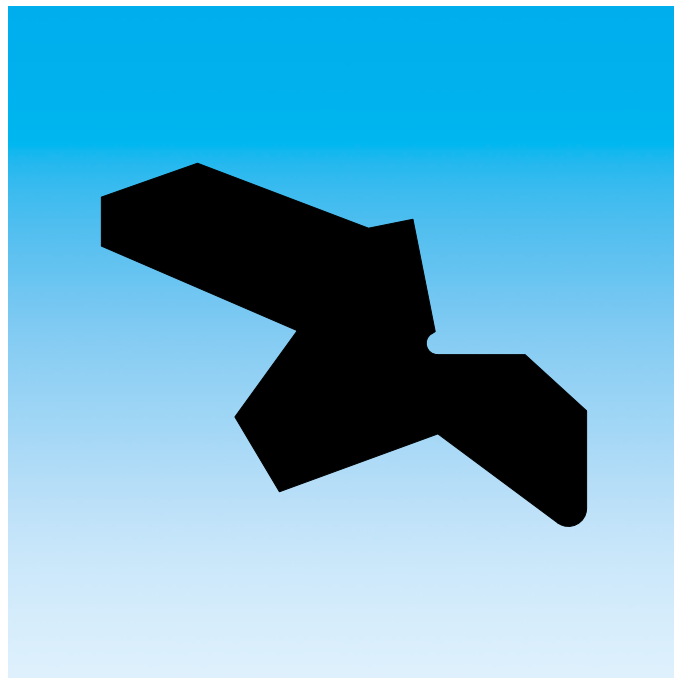
Tabla XIII Dimensiones de instalación / N.º Pieza TSS

Diámetro vástago	Diámetro alojamiento	Ancho alojamiento	Diámetro entrada	N.º Pieza TSS	N.º Ref. anterior
$d_N$ f8/h9	$D_3$ H9	$L_3$ +0,1	$D_4$ H11		
5,0	10,0	3,5	7,5	WD2200050	-
8,0	13,0	3,5	10,5	WD2200080	-
10,0	16,0	4,0	12,5	WD2200100	-
<b>12,0</b>	<b>18,0</b>	<b>4,0</b>	<b>14,5</b>	<b>WD2200120</b>	-
12,0	18,6	3,8	15,0	WD2210120	RSW12
<b>14,0</b>	<b>20,0</b>	<b>4,0</b>	<b>16,5</b>	<b>WD2200140</b>	-

Las dimensiones impresas en **negrita** están conformes con las recomendaciones de la Norma ISO 6195, instalación en alojamientos tipo C. Otras medidas previa petición. Recomendamos un alojamiento partido hasta un diámetro de 18 mm.

---

# RASCADOR ZURCON<sup>®</sup> DA 24



- Doble efecto -

- Material -

- Poliuretano Zurcon<sup>®</sup> -



## ■ Rascador DA 24

### Descripción

El rascador DA 24 es un rascador de poliuretano de doble efecto para severas condiciones de trabajo y fuertes ataques de suciedad.

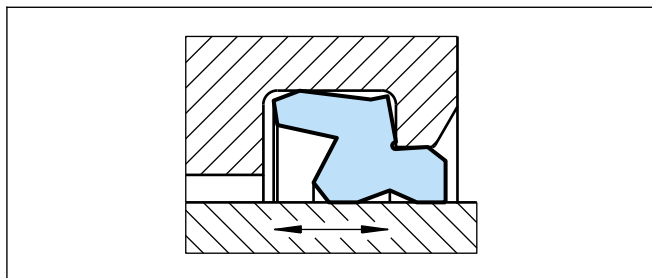


Figura 11 Rascador DA 24

El especial diseño del labio interior de estanquidad contribuye a una óptima presión de contacto que resulta en un gran efecto de raspado de la película de aceite residual.

El labio rascador exterior se apoya en el alojamiento. Esto asegura una óptima fuerza de estanquidad e impide la entrada de suciedad y agua a través del fondo del alojamiento. El efecto de raspado permanece estable incluso con fuertes ataques de suciedad y cargas laterales del vástago. El material de poliuretano asegura larga vida de servicio, incluso en severas condiciones, y además es resistente a posibles daños durante la instalación.

### Ventajas

- Muy buen efecto de raspado del labio exterior.
- Muy buen efecto de estanquidad del labio interior.
- Seguro aún con cargas laterales del vástago.
- Fuerte y resistente al desgaste.
- Fácil instalación.

### Ejemplos de aplicación

El rascador DA 24 es especialmente adecuado para aplicaciones en:

- Maquinaria de construcción.
- Maquinaria agrícola y forestal.
- Hidráulica móvil.
- Fuertes condiciones de suciedad.
- Carga lateral del vástago.

El rascador DA 24 se usa especialmente con nuestras juntas de vástago Turcon® Stepseal® y Zurcon® Rimseal.

### Datos técnicos

Condiciones de trabajo

Presión:	máx. 5 MPa
Velocidad:	hasta 0,5 m/s Para carreras largas y velocidades más altas, contacte con su oficina local de Trelleborg Sealing Solutions
Temperatura:	-35°C a +100°C
Medio:	Fluidos hidráulicos con base de aceite mineral

#### Nota importante:

Los datos anteriormente mencionados son valores máximos y no se pueden usar al mismo tiempo; p. ej., la velocidad máxima de trabajo depende del tipo de material, presión, temperatura y holgura. La gama de temperaturas depende también del medio.

### Material

El rascador DA 24 está fabricado en material poliuretano Zurcon® con alta resistencia al desgaste, baja deformación y alta resistencia a la extrusión.

Estándar:

Poliuretano especial:	Zurcon® Z201 92 Shore A
Color:	Turquesa



## ■ Recomendaciones de instalación

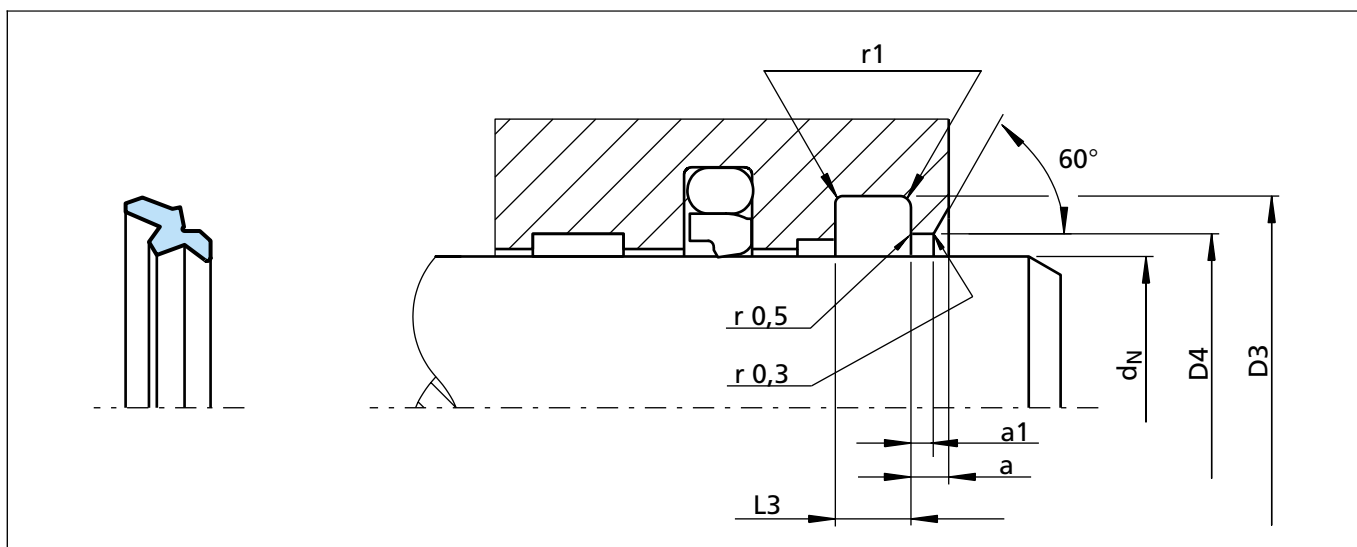


Figura 12 Esquema de instalación

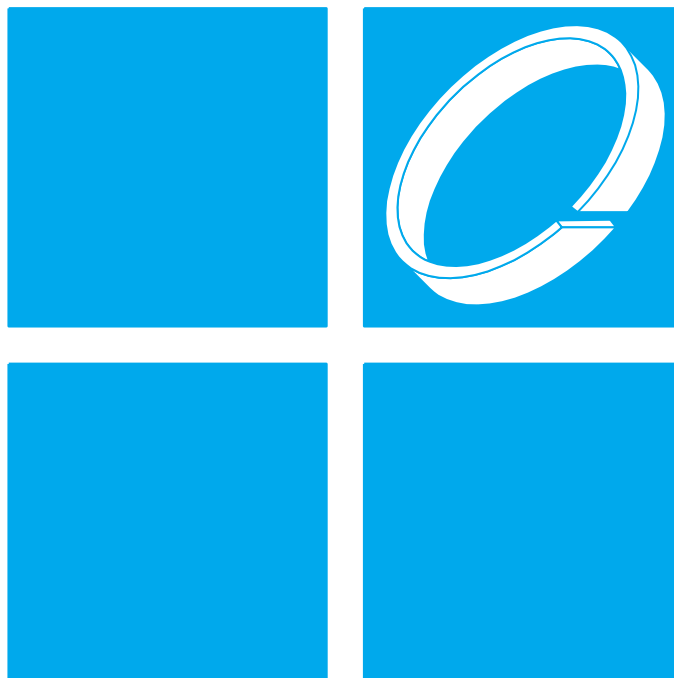
Tabla XIV Dimensiones de instalación / Referencia TSS

Diámetro vástago	Diámetro alojamiento	Ancho alojamiento	Radio	Diámetro entrada	Ancho pestaña	Ancho pestaña	Referencia TSS
$d_N$ f8/h9	$D_3$ H9	$L_3$ +0,15	$r_1$ máx.	$D_4$ H9	$a$ mín.	$a_1$ mín.	
50,0	58,8	6,3	1,2	54,4	3,2	2,0	WD2400500-Z201
60,0	68,8	6,3	1,2	64,4	3,2	2,0	WD2400600-Z201
70,0	82,2	8,1	1,6	76,0	4,0	2,5	WD2400700-Z201
75,0	87,2	8,1	1,6	81,0	4,0	2,5	WD2400750-Z201
80,0	92,2	8,1	1,6	86,0	4,0	2,5	WD2400800-Z201
85,0	97,2	8,1	1,6	91,0	4,0	2,5	WD2400850-Z201
90,0	102,2	8,1	1,6	96,0	4,0	2,5	WD2400900-Z201
95,0	107,2	8,1	1,6	101,0	4,0	2,5	WD2400950-Z201
100,0	112,2	8,1	1,6	106,0	4,0	2,5	WD2401000-Z201
105,0	117,2	8,1	1,6	111,0	4,0	2,5	WD2401050-Z201
110,0	122,2	8,1	1,6	116,0	4,0	2,5	WD2401100-Z201
125,0	137,2	8,1	1,6	131,0	4,0	2,5	WD2401250-Z201
140,0	156,0	9,5	2,0	148,0	5,0	3,0	WD2401400-Z201
150,0	166,0	9,5	2,0	158,0	5,0	3,0	WD2401500-Z201
160,0	176,0	9,5	2,0	168,0	5,0	3,0	WD2401600-Z201
170,0	186,0	9,5	2,0	178,0	5,0	3,0	WD2401700-Z201
180,0	196,0	9,5	2,0	188,0	5,0	3,0	WD2401800-Z201
190,0	206,0	9,5	2,0	198,0	5,0	3,0	WD2401900-Z201
200,0	216,0	9,5	2,0	208,0	5,0	3,0	WD2402000-Z201

Otras dimensiones previa petición.

---

# SLYDRING<sup>®</sup> - AROS DE GUÍA





## ■ Instrucciones de diseño

### Elección de Slydring®

Se puede hacer una selección inicial para distintas aplicaciones consultando los criterios de selección para Slydring® en Turcite®, Zurcon®, HiMod® o Orkot®, véase la Tabla I y las páginas 11, 13, 22, 23 y 45.

Los valores para la carga sobre Slydring® son válidos para una distribución de carga en la forma que se ilustra en la Figura 2. La flexibilidad de los materiales asegura una carga específica relativamente constante, independientemente del tamaño de las fuerzas radiales F, debido a que con un incremento de las cargas radiales la superficie de guía sometida a la carga también se incrementa.

Las fuerzas radiales que aparecen pueden variar en un intervalo amplio, y no siempre se pueden calcular previamente con exactitud. Para tales casos, se recomienda un factor de seguridad 2, como mínimo, al realizar el cálculo (véase el ejemplo de cálculo).

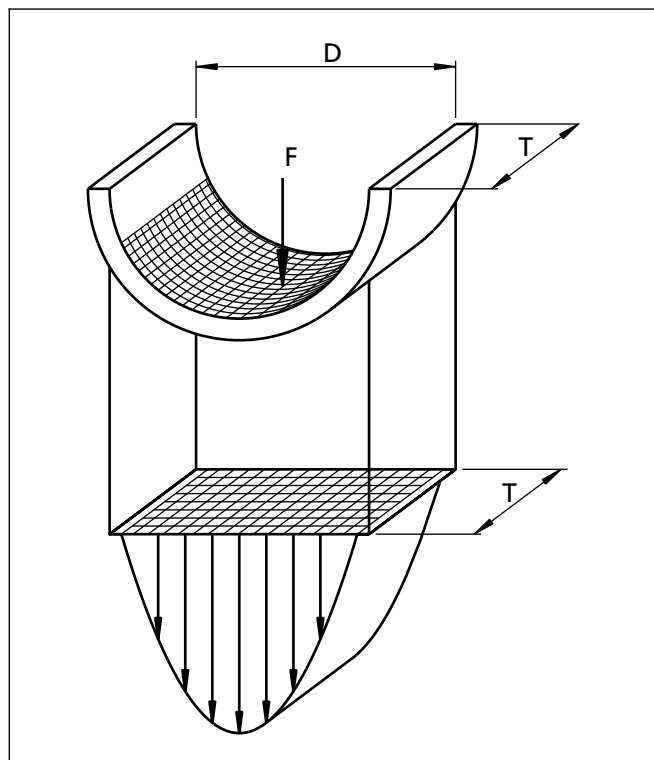


Figura 2 Distribución de la carga

La gran área efectiva de soporte de los aros de guía Slydring® no metálicos reduce la máxima presión de contacto.

### Dimensionado de Slydring®

La presión radial en el cojinete y la deformación elástica resultante son importantes parámetros en el diseño de Slydring®. La desviación radial producida por la tolerancia dimensional, la deformación y el desgaste, siempre debería ser menor que la holgura más pequeña entre las partes metálicas.

Podemos realizar cálculos dimensionales para aplicaciones específicas, previa petición.

Se puede calcular una estimación aproximada del número y ancho de los aros de guía Slydring® requeridos usando la siguiente fórmula:

$$\text{Ancho } T_{\text{total Slydring}} = \frac{F \times f}{d_N \times Pr}$$

donde:

F = Máxima carga radial [N]

f = Factor de seguridad

d<sub>N</sub> = Diámetro del vástago [mm]

Pr = Presión radial de Slydring® [N/mm<sup>2</sup>]

Ejemplo:

d<sub>N</sub> = 60 mm

F = 40.000 N

t = 40°C

f = 2

Material Orkot® Slydring® C380

Pr<sub>per.</sub> = 100 N/mm<sup>2</sup>

$$\text{Ancho } T_{\text{total Slydring}} = \frac{40.000 \times 2}{60 \times 100} = 13,3 \text{ mm}$$

De la Tabla IV, se selecciona un alojamiento con un ancho de 15 mm ó 2 alojamientos con anchos de 9,7 mm. Se recomienda la instalación de dos cintas, ya que esto da una mayor longitud de guiado.

Opción elegida:

2 cintas serie GR69 con un ancho del alojamiento L<sub>2</sub> = 9,7 mm



La disposición de instalación estándar para pistones y vástagos se muestra en las Figuras 3 y 4.

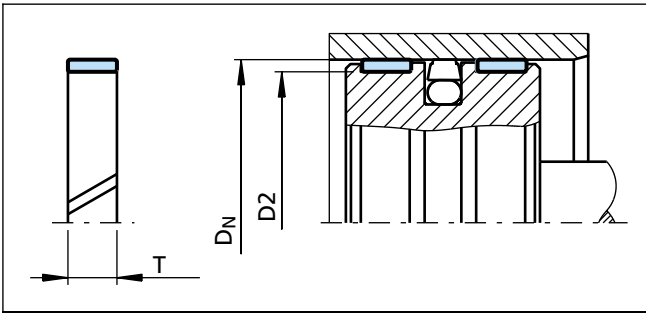


Figura 3 Guía para pistón

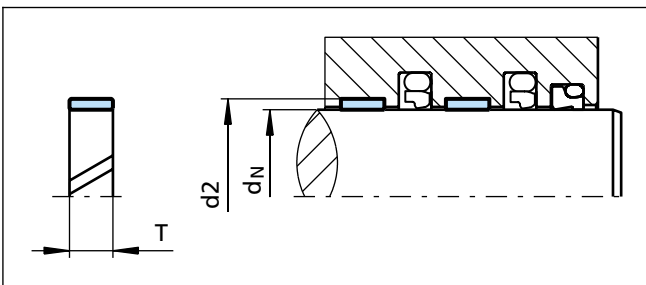


Figura 4 Guía para vástago

Para mejorar aún más la seguridad de trabajo, particularmente con cargas altas, se recomienda la instalación de una tercera cinta fabricada en material Turcite® T47. Se instala en el lado del aceite y sirve, p. ej., como junta rascadora interna.

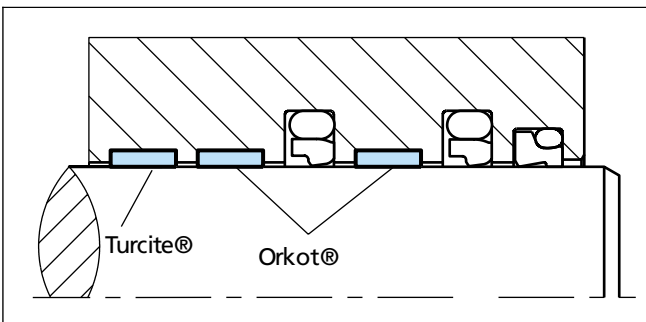


Figura 5 Guía para vástago con altas cargas  
(Véase también la Figura 15)



### ■ Turcite® Slydring® para pistón y vástago

#### Descripción

Turcite® Slydring® se usa como guía de pistón y vástago por su excepcional baja fricción, funcionamiento sin movimiento a tirones (stick-slip) y buena resistencia a altas temperaturas y productos químicos.

Slydring® está disponible como materiales en rollos para cortar a medida en las instalaciones de los usuarios, según se detalla en la Tabla V. Las secciones cortadas a medida, preparadas para su instalación, están disponibles para diámetros de pistón y vástago según la Tabla II.

Slydring® tiene una sección radial rectangular y está achaflanado en las esquinas para una instalación sencilla en los alojamientos.

#### - Moleteado

Slydring®, hasta 3 mm de espesor radial en materiales Turcite®, se suministra moleteado en las superficies deslizantes como estándar. Esta estructura consta de pequeñas cavidades de lubricante en la superficie, que mejoran la lubricación inicial y favorecen la formación de una película lubricante. También ayudan a proteger el sistema de estanquidad por su capacidad de incrustar partículas extrañas. Para poder usar el material en cinta, tanto para guiado de pistón como de vástago, los aros tienen el mismo moleteado en ambos lados.

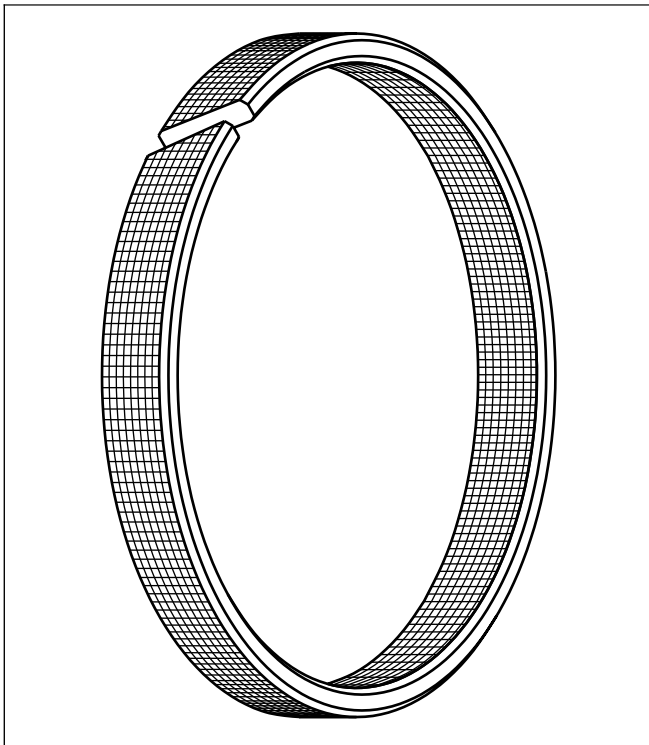


Figura 6 Turcite® Slydring® con moleteado

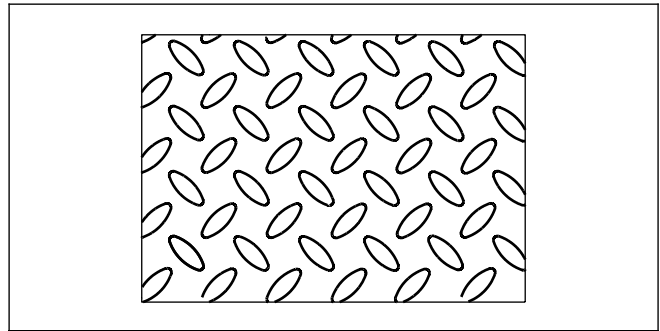


Figura 7 Moleteado para Turcite® Slydring®

Slydring® se puede suministrar también sin moleteado. En este caso, se debe indicar en la referencia (véase Códigos de diseño de corte en la Tabla III).

#### Ventajas

- Extraordinarias condiciones de lubricación mejoradas por el moleteado.
- Arranque sin tirones para un funcionamiento suave, incluso a velocidades muy bajas.
- Mínimo coeficiente de fricción estático y dinámico para una mínima pérdida de potencia y mínimo aumento en la temperatura de trabajo.
- Adecuado para fluidos no lubricantes, dependiendo del material Turcite®, para una óptima flexibilidad en el diseño.
- Alta resistencia al desgaste asegura larga vida de servicio.
- Alojamientos de instalación según ISO 10766.
- Dependiendo del material seleccionado, es adecuado para la mayoría de los fluidos hidráulicos en todo tipo de modernos materiales de vástagos y acabados superficiales.
- Adecuado para nuevos fluidos hidráulicos que no dañan el medio ambiente.
- Se mejora el incrustamiento de partículas extrañas.
- Buen efecto de amortiguación, absorbe vibraciones.



## Ejemplos de aplicación

Turcite® Slydring® se utiliza con éxito en aplicaciones exigentes como elemento de guiado estándar para pistones hidráulicos, y para vástagos con requisitos especiales, en:

- Máquinas herramienta.
- Máquinas de moldeo por inyección.
- Plegadoras.
- Prensas.
- Robótica y manipuladores.
- Automatización.
- Cilindros de posicionamiento.
- Servohidráulica.
- Acumuladores de pistón.
- Amortiguadores.
- Válvulas para circuitos hidráulicos y neumáticos.
- Agricultura.
- Industria química y de proceso.

## Datos técnicos

Turcite® Slydring® con corte en ángulo se recomienda para movimientos alternativos.

Velocidad: Hasta 15m/s

Temperatura: -60°C a +150°C (200°C)

Medio: Fluidos hidráulicos con base de aceite mineral, fluidos hidráulicos no inflamables, fluidos hidráulicos que no dañan el medio ambiente (aceites biodegradables), agua, aire y otros. Dependiendo de la compatibilidad del material Turcite®.

Holgura: La holgura radial máxima admisible  $s_{m\acute{a}x}$  depende del actual sistema de estanquidad.

Presión radial  
Pr Slydring®: Máx. 15 N/mm<sup>2</sup> a 25°C  
Máx. 12 N/mm<sup>2</sup> a 80°C  
Máx. 8 N/mm<sup>2</sup> a 120°C

Al calcular el ancho de Turcite® Slydring® se recomienda usar un factor de seguridad  $f=2$  (véase página 8).

Con los materiales Turcite® se debe tener en cuenta que la presión de superficie permisible se reduce con el incremento de la temperatura. En la práctica, la capacidad de carga para aplicaciones dinámicas depende principalmente de la temperatura de trabajo. Por ello, esta temperatura no debe exceder, por lo general, de 150°C.

## Nota importante:

Los límites establecidos anteriormente para la presión y la velocidad son valores máximos individualmente. El calor por fricción generado por la combinación de la presión y la velocidad puede causar un aumento local de la temperatura. Se debe prestar especial atención en no aplicar valores altos de presión y velocidad al mismo tiempo.

## Materiales

### Aplicación estándar:

- Para componentes hidráulicos con movimiento alternativo en aceites minerales o medios con buena capacidad de lubricación. Baja fricción, alta resistencia al desgaste, calor y productos químicos:

Turcite® T47 (con carga de bronce)

### Aplicación especial:

- Para componentes móviles lubricados y escasamente lubricados: hidráulica de agua y superficies metálicas blandas:

Turcite® T51 (con carga de carbono)

- Para movimientos con carreras cortas, fluidos no lubricantes, hidráulica de agua, superficies metálicas blandas o aplicaciones neumáticas que requieran materiales de estanquidad autolubricantes:

Turcite® T59 (con carga de fibra de carbono)



## ■ Recomendaciones de instalación, Turcite® y Zurcon® Slydring® para pistón, según dimensiones de alojamiento conformes con la Norma ISO 10766.

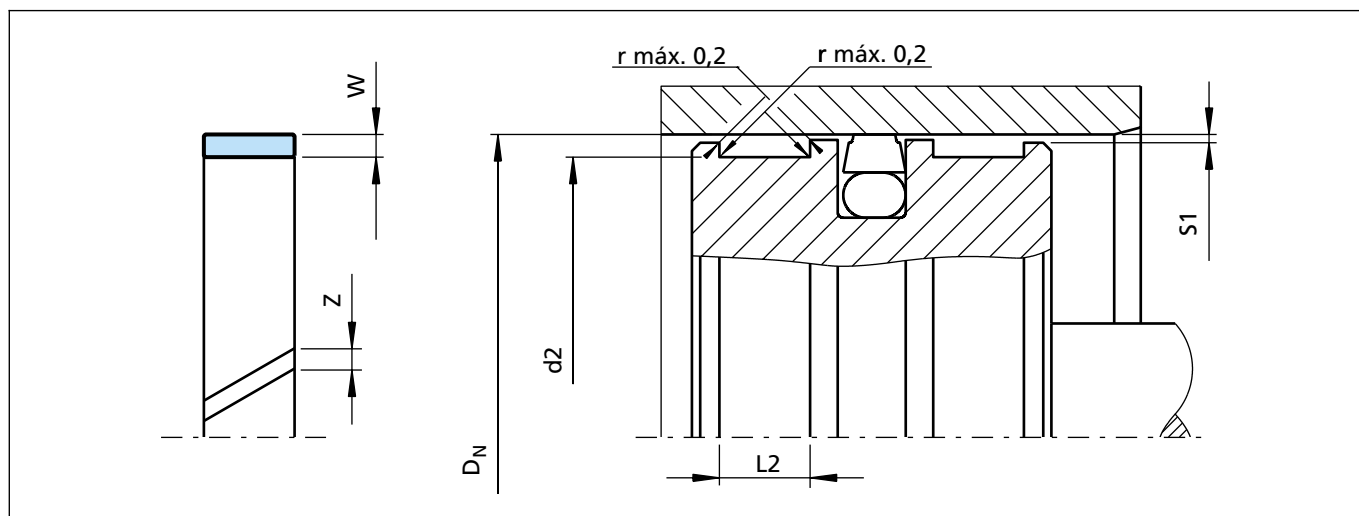


Figura 9 Esquema de instalación

Tabla VIII Dimensiones de instalación

N.º Serie TSS	Diámetro cilindro <sup>1)</sup>	Diámetro alojamiento	Ancho alojamiento	Espesor aro	Abertura aro
	$D_N$ H9	$d_2$ h8	$L_2 + 0,2$	$W$	$Z$
GP41	8 - 20,0	$D_N - 3,10$	2,50	1,55	<sup>3)</sup>
GP43	10 - 50,0	$D_N - 3,10$	4,00	1,55	<sup>3)</sup>
GP65	16 - 140,0	$D_N - 5,00$	5,60	2,50	<sup>3)</sup>
GP69	60 - 220,0	$D_N - 5,00$	9,70	2,50	<sup>3)</sup>
GP73	130 - 400,0	$D_N - 5,00$	15,00	2,50	<sup>3)</sup>
GP75	280 - 999,9	$D_N - 5,00$	25,00	2,50	<sup>3)</sup>
GP75X	1000-4200,0	$D_N - 5,00$	25,00	2,50	<sup>3)</sup>
GP98	280 - 999,9	$D_N - 8,00$	25,00	4,00	<sup>3)</sup>
GP98X	1000-2200,0	$D_N - 8,00$	25,00	4,00	<sup>3)</sup>
GP99 <sup>2)</sup>	100 - 999,9	$D_N - 8,00$	9,70	4,00	<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup> Gama de diámetros recomendados. <sup>2)</sup> No está conforme con la Norma ISO 10766. <sup>3)</sup> Cálculo de la longitud lineal, ver página 12.

Para Slydring® conforme con otras normas, p. ej. Norma Francesa NF E 48-037, contacte con nosotros.

<sup>4)</sup> Especificaciones válidas sólo en el área de Slydring®, pero no para el área posterior de la junta.

Tabla IX Holgura radial S1<sup>4)</sup>

Diámetro cilindro $D_N$	S1 mín.	S1 máx.
8 - 20	0,20	0,30
20 - 100	0,25	0,40
101 - 250	0,30	0,60
251 - 500	0,40	0,80
501 - 1000	0,50	1,10
>1001	0,60	1,20

Tabla X Rugosidad de la superficie

Parámetro	Superficie de contacto $\mu\text{m}$		Superficie alojamiento $\mu\text{m}$
	Materiales Turcite®	Materiales Zurcon®	
$R_{m\acute{a}x.}$	0,63 - 4,00	1,00 - 4,00	< 16,0
$R_{z \text{ DIN}}$	0,40 - 2,50	0,63 - 2,50	< 10,0
$R_a$	0,05 - 0,40	0,10 - 0,40	< 2,5