

DISEÑO DE UNA INYECTORA DE POLIURETANO DE ALTA DENSIDAD PARA LA
EMPRESA “DISEÑO E INGENIERIA DE ALTA CALIDAD (DIAC)”.

JAIME ANDRES SERRATO TAMAYO

UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERIA
BOGOTAD D.C

2013

DISEÑO DE UNA INYECTORA DE POLIURETANO DE ALTA DENSIDAD PARA LA
EMPRESA “DISEÑO E INGENIERIA DE ALTA CALIDAD (DIAC)”.

JAIME ANDRES SERRATO TAMAYO

Asesor

Ing. Ricardo Ríos

UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERIA
BOGOTAD D.C

2013

DEDICATORIA

Dedico este logro a DIOS, a mis padres Jaime Serrato Murcia, a mi madre Nancy Tamayo Nieto, que con su amor, respeto, esfuerzo y ejemplo de lucha, me han enseñado que el vínculo familiar es lo más importante, a mis hermanas Julie Andrea, Jenny Adriana, Jessica Alexandra, por su comprensión y paciencia, y a mi sobrina Nancy mariana, quien es la motivación de cada día ser mejor.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a DIOS por darme la oportunidad de vivir, a mi familia, por todo el amor, la fe y la confianza que me han brindado, por su apoyo en los buenos y malos momentos, y espero haber correspondido con logros y satisfacciones, que con amor y respeto entrego cada día.

Un agradecimiento a la FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA de la UNIVERSIDAD LIBRE DE COLOMBIA, a su personal docente, por la formación académica que me han brindado, la misma que me ha permitido demostrar los conocimientos adquiridos en la realización de esta tesis, gracias a ellos por haber hecho parte de mi sueño de ser profesional, y de este modo ser provecho de la sociedad.

Agradezco a la empresa DIAC por abrir sus puertas, y permitir el diseño de esta máquina.

Finalmente agradezco a mi familia, a mis amigos, y a cada persona que con una mirada, una palabra, una sonrisa o un reproche formaron, parte de mi desarrollo personal y académico.

CONTENIDO

	Pag.
INTRODUCCIÓN.....	17
JUSTIFICACIÓN.....	18
OBJETIVOS GENERAL Y ESPECIFICOS.....	19
1. REVISION BIBLIOGRAFICA.....	20
2. RESEÑA DE LA EMPRESA	21
2.1. HISTORIA.....	21
2.2. MISIÓN.....	21
2.3. VISIÓN	21
2.4. VALORES.....	21
2.5. UBICACIÓN.....	22
2.6. PRODUCTOS Y SERVICIOS.....	22
2.6.1.Diseño e ingeniería.....	22
2.6.2.Refrigeración industrial.....	22
2.6.3.Proyectos especiales.....	22
3. PLASTIPANEL, PANEL DE AISLAMIENTO TERMICO.....	24
3.1. ANTECEDENTES.....	24
3.2. USO ACTUAL.....	25
3.3. ESPUMA RIGIDA DE POLIURETANO.....	25
3.4. POLIOL.....	26
3.5. ISOCIANATO.....	26

4. GENERALIDADES PARA LA FABRICACION DE ESPUMA RIGIDA DE POLIURETANO.....	27
4.1. MEZCLA, REACCION Y FORMACIÓN DE ESPUMA.....	27
4.2. TIEMPO DE MEZCLADO O DE AGITACION.....	27
4.3. TIEMPO DE CREMADO.....	27
4.4. TIEMPO DE HILO O DE GEL.....	28
4.5. TIEMPO DE EXPANSION.....	28
4.6. TIEMPO DE ESCAPE DE GAS.....	28
5. FABRICACION DE ESPUMA RIGIDA DE POLIURETANO.....	29
5.1. MEZCLADO MANUAL.....	29
5.2. DESCRIPCION DEL PROCESO.....	29
6. PROPIEDADES DE LA ESPUMA RÍGIDA DE POLIURETANO.....	30
6.1. PROPIEDADES MECANICAS.....	30
6.2. OTRAS PROPIEDADES	32
7. DISEÑO DE LA INYECTORA DE POLIURETANO.....	33
7.1. CONSIDERACIONES DE DISEÑO.....	33
7.2. ETAPAS DEL PROCESO.....	36
7.2.1.Etapa 1 Alimentación al tanque de almacenamiento:.....	36
7.2.2.Etapa 2 Recirculación del producto.....	36
7.2.3.Etapa 3 Inyección de poliuretano.....	36
7.2.4.Etapa 4 Limpieza de elementos.....	36
7.3. SISTEMAS DEL PROCESO	36
8. SISTEMA DE BOMBEO.....	38

8.1. Diseño y operación.....	38
8.2. Diseño del tanque de almacenamiento	38
8.2.1. Volumen del tanque.....	38
8.2.2. Condiciones del tanque.....	42
8.2.3. Calculo de la presión interna.....	43
8.2.4. Calculo del espesor del cilindro.....	44
8.2.5. Calculo del espesor de cabeza elipsoidal 2:1 (tapa).....	47
8.2.6. Calculo del espesor de base elipsoidal 2:1(base).....	48
8.2.7. Esfuerzo en el casco cilíndrico.....	49
8.2.8. Carga por viento	52
8.2.9. Parametros de fabricacion.....	54
8.2.10. Diseño del soporte del faldon.....	56
8.2.11. Calculo de la deflexion maxima.....	59
8.2.12. Calculo de pernos de anclaje.....	61
8.2.13. Soldadura	65
8.2.13.1. Soldadura (Cilindro).....	67
8.2.13.2. Soldadura (Base - Cilindro).....	68
8.2.13.3. Soldadura (Tapa – Cilindro)	68
8.2.13.4. Soldadura (Cilindro Completo – Faldon)	70
8.3. Tubería del sistema de bombeo.....	72
8.3.1. Materiales de la tubería sistema de bombeo.....	74
8.3.1.1. Tubería galvanizada.....	74
8.3.1.2. Tubería pvc.....	74
8.3.1.3. Selección del material de la tubería	74
8.3.2. Electroválvulas del sistema de bombeo.....	75
8.3.3. Condiciones de diseño.....	76
8.3.3.1. Poliuretano.....	76
8.3.3.2. Propiedades del fluido.....	76
8.3.4. Sistema de bombeo caso N°1.....	83

8.3.4.1.	Características del sistema.....	84
8.3.4.2.	Flujo en tuberías y ductos.....	85
8.3.4.3.	Determinación de pérdidas en el sistema (succión).....	88
8.3.4.4.	Determinación de pérdidas en el sistema (descarga).....	94
8.3.4.5.	Pérdidas totales del sistema en el caso 1.....	97
8.3.4.6.	Carga de trabajo de la bomba.....	97
8.3.4.7.	Potencia de la bomba.....	99
8.3.4.8.	Potencia real bomba.....	100
8.3.4.9.	Potencia del motor trifásico.....	101
8.3.5. Sistema de bombeo caso N°2.....		102
8.3.5.1.	Características del sistema.....	103
8.3.5.2.	Determinación de pérdidas en el sistema (succión).....	104
8.3.5.3.	Determinación de pérdidas en el sistema (descarga).....	107
8.3.5.4.	Pérdidas totales del sistema en caso n°2.....	110
8.3.5.5.	Carga de trabajo de la bomba.....	110
8.3.5.6.	Potencia de la bomba.....	111
8.3.5.7.	Potencia real bomba.....	112
8.3.5.8.	Potencia del motor trifásico.....	112
8.4. Bombas.....		113
8.4.1. Clasificación de las bombas		113
8.4.1.1.	Bombas centrífugas.....	114
8.4.1.2.	Bombas de desplazamiento positivo.....	115
8.4.2. Selección de bombas.....		118
8.5. Electroválvula (solenoide).....		120
8.5.1. Clasificación.....		121

8.5.1.1.	Según su aplicación: acción directa u operadas mediante piloto.....	121
8.5.1.2.	Según su construcción: normalmente abierta o normalmente cerrada.....	121
8.5.2.	Selección de una válvula solenoide.....	121
8.5.2.1.	Parámetros de selección.....	122
9.	SISTEMA DE MEZCLA.....	124
9.1.	Bloque boquilla	124
9.2.	Capsula de mezcla	126
9.3.	Guía del bloque boquilla.....	128
9.4.	Tapa capsula de mezcla	131
9.5.	Equipos de mezclado.....	131
9.5.1.	Clasificación.....	132
9.5.1.1.	Impulsores de flujo axial.....	132
9.5.1.2.	Impulsores de flujo radial.....	133
9.5.1.3.	Mezcladores de aspa helicoidal.....	134
9.5.1.4.	Hélices de entrada superior	134
9.5.1.5.	Turbinas.....	135
9.5.1.6.	Hélices de entrada lateral	135
9.5.2.	Selección de los equipos	136
9.5.2.1.	Condiciones de diseño.....	136
9.5.3.	Diseño del impulsor.....	138

9.5.3.1.	Diámetro del impulsor.....	138
9.5.3.2.	Longitud del aspa.....	138
9.5.3.3.	Potencia del impulsor.....	139
9.5.3.4.	Selección del motor de mezcla.....	140
9.5.3.5.	Factor de seguridad.....	141
9.5.3.6.	Diámetro tentativo del eje.....	142
10. SISTEMA NEUMATICO.....		145
10.1. Tipos de cilindros		146
10.1.1. Cilindros de simple efecto.....		146
10.1.2. Cilindro de doble efecto.....		146
10.1.3. Cilindro en tándem.....		147
10.2. Velocidad de los cilindros.....		148
10.3. Diseño de la red neumática.....		148
10.3.1. Cilindro A.....		148
10.3.2. Cilindro B.....		150
10.3.3. Sistema simplificado.....		151
10.3.4. Diagrama espacio – fase.....		151
10.3.5. Diagrama espacio – tiempo.....		151
10.3.6. Simulación neumática		152
10.4. Calculo de los cilindros neumaticos.....		153
10.4.1. Cilindro A (zona de mezcla).....		151
10.4.1.1.	Fuerza del vástago.....	153
10.4.1.2.	Carrera del cilindro A.....	155
10.4.1.3.	Consumo de aire.....	155
10.4.1.4.	Selección del cilindro neumatico A.....	157

10.4.2. Cilindro B (bloque boquilla).....	158
10.4.2.1. Fuerza del vástago.....	158
10.4.2.2. Carrera del cilindro B.....	159
10.4.2.3. Consumo de aire.....	159
10.4.2.4. Selección del cilindro neumático B.....	160
10.5. Compresor del sistema neumático.....	160
10.5.1. Tipos de compresores.....	161
10.5.1.1. Compresores alternativos.....	161
10.5.1.2. Compresores rotativos.....	162
10.5.2. Selección de compresores.....	164
10.6. Electroválvulas neumáticas.....	165
10.6.1. Selección electroválvula reguladora de caudal.....	165
10.6.1.1. Cilindro A.....	165
10.6.1.2. Cilindro B.....	166
10.6.2. Selección de electroválvula para los actuadores.....	166
10.6.2.1. Cilindro A.....	166
10.6.2.2. Cilindro B.....	167
11. SISTEMA DE LIMPIEZA.....	168

11.1. Hidrolavadora.....	168
11.1.1. Selección de hidrolavadora.....	169
12. SISTEMA TÉRMICO.....	170
12.1. Resistencias eléctricas para calentamiento.....	170
12.1.1. Selección de la resistencia eléctrica	172
12.1.1.1. Parámetros de fabricación.....	172
12.2. Sensor de temperatura.....	172
13. SISTEMA DE TRACCIÓN.....	173
13.1. Diseño estructural	173
13.1.1. Estructura zona de mezcla	173
13.1.1.1. Cálculos para estructura zona de mezcla.....	176
13.1.1.2. Peso a soportar.....	176
13.1.2. Estructura principal.....	186
13.1.2.1. Cálculos para estructura principal.....	187
13.1.2.2. Peso a soportar.....	187

13.2. Mecanismo de tracción	201
13.3. Soldadura estructural.....	202
13.3.1. Elementos que constituyen la soldadura.....	203
13.3.2. Partes soldadas.....	203
13.4. Transmisión mecánica.....	205
13.4.1. Potencia.....	206
13.4.2. Relación de transmisión.....	209
13.4.3. Numero de dientes	210
13.4.4. Diámetro del piñón y rueda.....	211
13.4.5. Distancia entre ejes	211
13.4.6. Longitud de cadena.....	213
13.4.7. Diámetro de ejes.....	214
13.4.8. Selección del motor de tracción.....	215
13.5. Selección de ruedas de tracción.....	216
13.6. Rodamientos.....	216
13.6.1. Calculo de la vida útil.....	216
13.6.2. Carga dinámica equivalente.....	218
13.6.3. Selección del rodamiento.....	221
13.6.4. Vida nominal ajustada.....	222
14. SISTEMA ELECTRICO Y AUTOMATIZACION.....	226
14.1. Etapas del proceso.....	228
14.2. Secuencia detallada de las etapas del proceso.....	230
14.2.1. Etapa 1 (alimentación al tanque).....	230
14.2.2. Etapa 2 recirculación del producto.....	231
14.2.3. Etapa 3 (inyección de poliuretano).....	232
14.2.4. Etapa 4 (limpieza de la capsula de mezcla).....	234

14.3. Selección de equipos eléctricos y automáticos.....	235
14.3.1. Control de motores.....	235
14.3.1.1. Selección variador de frecuencia.....	235
14.3.2. Controlador lógico programable (PLC).....	236
14.3.2.1. Selección del PLC.....	237
15. TABLERO DE CONTROL.....	238
16. MANUAL DE CONSTRUCCION Y MONTAJE.....	242
16.1. ADVERTENCIAS.....	242
16.2. EQUIPO DE PROTECCION PERSONAL.....	242
16.2.1. Protección de los pies.....	242
16.2.2. Protección para manos y piel.....	243
16.2.3. Protección visual.....	244
16.2.4. Protección de la cabeza.....	245
16.2.5. Protección adicional.....	246
16.3. FABRICACION DE EQUIPOS.....	246
16.3.1. Fabricación de estructura principal.....	246
16.3.2. Fabricación de la estructura de la zona de mezcla.....	247
16.3.3. Fabricación del tanque de almacenamiento de polioli e isocianato.....	248
16.3.4. Fabricación de la capsula de mezcla.....	251

16.4.	MONTAJE DE LA INYECTORA DE POLIURETANO.....	252
16.4.1.	Estructura y mecanismo de tracción.....	254
16.4.2.	Componentes del sistema de bombeo.....	255
16.4.2.1.	Tanques de almacenamiento de polioli e isocianato.....	255
16.4.2.2.	Tubería del sistema de bombeo.....	257
16.4.3.	Zona de mezcla.....	259
16.4.4.	Compresor e hidrolavadora.....	263
16.4.5.	Tablero de control.....	264
16.5.	INYECTORA DE POLIURETANO.....	265
17.	MANUAL DE MANEJO Y OPERACIÓN.....	266
17.1.	CONTROLAR EL EQUIPO.....	266
17.2.	PRIMERA PUESTA EN MARCHA.....	266
17.3.	PONER EN SERVICIO.....	267
18.	MANUAL DE MANTENIMIENTO.....	269
18.1.	INSPECCIÓN.....	269
18.2.	LIMPIEZA	269
18.3.	AJUSTE	270
18.4.	LUBRICACIÓN.....	270
18.5.	PLAN DE MANTENIMIENTO.....	271
	RESUMEN.....	272
	CONCLUSIONES	273
	BIBLIOGRAFIA	274
	LISTA DE TABLAS	275
	LISTA DE FIGURAS.....	279

LISTA DE GRAFICAS.....284
LISTA DE ANEXOS285
LISTA DE PLANOS.....286

INTRODUCCIÓN

Este proyecto busca diseñar una máquina, que mejore e incremente la fase productiva de inyección de poliuretano de alta densidad, controlando las condiciones de los elementos involucrados desde el inicio de la elaboración de los paneles, hasta la culminación del proceso, introduciendo al diseño, la confiabilidad de seleccionar de los elementos y equipos necesarios para crear un esquema eficiente y automático para la fabricación de paneles de aislamiento térmico.

JUSTIFICACIÓN

El problema principal del proceso de producción de paneles de aislamiento térmico se refleja en la proyección dada por la empresa, hacia el cumplimiento de los requerimientos para el almacenamiento de productos y la generación de un esquema de producción rápido, eficiente y con una política de calidad que cumpla con los estándares propios de cada producto.

Por tal razón cada labor y área en la línea de producción ha generado un proyecto de diseño y creación de máquinas y procedimientos direccionados hacia la optimización de tiempos, procesos y controles de calidad, dada la evolución desde un trabajo casi artesanal con elementos simples, hasta una actividad ingenieril enfocada hacia el desarrollo de tecnologías que brinden un apropiado desarrollo empresarial.

Motivo por el cual surge la necesidad de mejorar el procedimiento de inyección de poliuretano de alta densidad, con la creación de una propuesta de diseño que favorezca la precisión en el manejo de las condiciones iniciales del producto, variaciones de temperatura y velocidad, desplazamiento y almacenaje, tiempos operativos de carga, mezcla, cremado, vertido y desmolde del panel resultante.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar una inyectora de poliuretano de alta densidad, automatizada para la empresa DIAC.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- ❖ Definir los parámetros del diseño.
- ❖ Diseñar el sistema térmico, de mezcla y expulsión del poliuretano.
- ❖ Centralizar el procedimiento de mezcla y tiempos con el objetivo de generalizar y mejorar la calidad del producto.
- ❖ Controlar las etapas del proceso en, almacenamiento recirculación del producto, mezclado y moldeado final de la inyectora.
- ❖ Realizar un plan de montaje y consideración de los mecanismos para verificar el seguimiento en calidad del producto.
- ❖ Realizar planos dimensionando el dispositivo.
- ❖ Redactar el Manual de montaje, mantenimiento y operación de la inyectora

1 REVISION BIBLIOGRAFICA

El presente capítulo presenta una breve historia de DIAC (Diseño e Ingeniería de Alta Calidad), misión, visión y la descripción de servicios y productos que ofrece, entre ellos el esquema de refrigeración, utilizando plastipanel (paneles termo aislados), para conservación de temperatura en campos especialmente alimenticios especificando sus propiedades y características.

También se describe la fabricación de espuma de poliuretano rígido, material destacado en la constitución de paneles de aislamiento térmico, describiendo sus principales propiedades, además de la descripción del trabajo en la industrial que proporciona la empresa DIAC¹.

¹ ANEXO A (BROCHURE Empresa DIAC)

2 RESEÑA DE LA EMPRESA

2.1 HISTORIA

DISEÑO E INGENIERIA DE ALTA CALIDAD S.A.S (DIAC), inició sus actividades desde hace tan solo ocho años. En este corto periodo ha logrado consolidarse como una empresa emprendedora e innovadora, en el área de la refrigeración y el diseño industrial y de mecanismos que facilitan procesos industriales y especiales.

Con el pasar del tiempo DIAC ha evolucionado y agregado a su “stand” nuevos e innovadores productos, entre los que se destaca la fabricación de paneles de aislamiento térmico, en cada paso mejorando sus características para beneficio de la industria.

DIAC es considerada pionera en el uso en diferentes áreas del poliuretano debido a su versatilidad, con ello ha enfocado su estudio en mejorar de manera estructural, estética y funcional en la fabricación de sus productos, que están siendo utilizados cada vez con mayor intensidad por sus virtudes.

La aplicación efectiva de los valores, visión y misión han facilitado estos logros, y ha velado por la formación y el mejoramiento de la calidad de vida de su personal honrando a sus responsabilidades sociales y tributarias con el país.

2.2 MISIÓN

Diseñamos con la más alta plataforma tecnológica para el desarrollo de productos y servicios de ingeniería que generan satisfacción a nuestros clientes, con una estrategia de servicio y desarrollo sostenible, un ambiente de mejora continua nos convierten en el mejor aliado estratégico de la industria de alimentos.

2.3 VISIÓN

Para el año 2012, seremos el mejor aliado estratégico para la industria de alimentos en el desarrollo de proyectos en ingeniería. Con una política de innovación y calidad continua, junto con un desarrollo sostenible, obteniendo la rentabilidad para el cumplimiento de nuestras metas.

2.4 VALORES

DIAC se encuentra comprometida a:

- ✓ Actuar con rectitud e integridad.
- ✓ Realizar el planteamiento necesario para el cumplimiento de las obligaciones contraídas con el cliente.
- ✓ Proveer productos y servicios de calidad, contemplando los precios actuales del mercado manteniendo un margen competitivo.
- ✓ Tratar al personal con dignidad y respeto.

2.5 UBICACIÓN

DIAC cuenta una fábrica ubicada en la ciudad de Bogotá desde donde controla los aspectos administrativos, fabricación y despacho de los productos a cualquier lugar en Colombia y el exterior.

2.6 PRODUCTOS Y SERVICIOS

2.6.1 DISEÑO E INGENIERÍA

Diseño con la más alta plataforma tecnológica para el desarrollo de sus proyectos de refrigeración industrial.

La trayectoria con nuestros clientes ha permitido desarrollar productos a la medida de sus necesidades, que con el acompañamiento permanente y apoyado con una estrategia de servicio que nos acerquen, convirtiéndonos en los líderes del mercado del sector de la refrigeración.

La innovación marca la diferencia en la competitividad y el alto desempeño de nuestros productos. Es por esto que DIAC invierte permanentemente en el desarrollo de nuevas tecnologías para garantizar la conservación de la temperatura de los productos de nuestros clientes.

Nuestro mayor activo es la gran capacidad para solucionar problemas. La innovación en cada uno de nuestros productos y servicios nos ubica en una posición líder en el apoyo a la industria de alimentos y farmacéutica. Desde una puerta hasta una planta de beneficio de ganado, disponemos a su servicio todos nuestros conocimientos, siempre pensando en altos estándares de calidad.

- Diseños mecánicos
- Diseños arquitectónicos
- Diseños de plantas industriales
- Diseño de sistemas de refrigeración
- Diseño de maquinaria industrial

2.6.2 REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL

Alimentos frescos y bien conservados, este es el objetivo de nuestros desarrollos. Equipos y sistemas constructivos de alta calidad para la conservación de la cadena de frío. Desarrollamos una tecnología de avanzada, para brindar el más alto desempeño de nuestros productos.

- Cámaras frigoríficas
- Túneles de congelación
- Salas de proceso

- Rack de compresores
- Unidades condensadoras
- Evaporadores
- Paneles de poliuretano inyectado
- Paneles para revestimiento
- Paneles estructurales
- Plastipanel
- Accesorios de instalación
- Pisos para congelación
- Puertas y ventanas

2.6.3 PROYECTOS ESPECIALES

Nuestro conocimiento en la mayoría de sectores de la industria alimenticia y el desarrollo de proyectos en diferentes plantas del país, nos permiten la realización de proyectos industriales desde el diseño preliminar hasta su entrega llave en mano.

- Diseño de planta de Alimentos
- Diseño de plantas de faenado
- Equipos y reactores para la industria farmacéutica
- Sistemas Criogénicos

3 PLASTIPANEL, PANEL DE AISLAMIENTO TERMICO

3.1 ANTECEDENTES

El descubrimiento del poliuretano se remonta al año 1937, luego de las investigaciones desarrolladas por Otto Bayer, tras el resultado de estas se empezó a utilizar en la década de los 50, debido a que hasta entonces se crearon las primeras máquinas capaces de procesarlo.

Los sistemas de poliuretano, hoy en día, son muy versátiles y permiten una gama amplia de aplicaciones que forman parte de nuestra vida. Su uso se extiende, por ejemplo, a:

- Colchones y sofás (en forma de relleno)
- Automóviles (volantes, spoilers, alerones, asientos, salpicaderos, como amortiguación de vibraciones y ruidos, etc.)
- Suelas del calzado
- Fabricación de muebles
- Pinturas y barnices
- Ventanas
- Ingeniería médica (fabricación de piezas para trasplantes y ortopedias, etc.)
- Ingeniería aeroespacial
- Edificación, como aislamiento térmico, acústico e impermeabilizante.
- Industria del frío (Paneles de aislamiento térmico, tuberías, cámaras frigoríficas, neveras, criogenia, etc.)

Teniendo el poliuretano como material base de muchos artículos beneficiosos, se creó la opción de brindar espacios térmicos controlados, que en un principio fue ligado estrictamente a un lugar estático debido al modo directo de aplicación del poliuretano sobre paredes, pisos y demás, sin embargo la idea mejorar las aplicaciones del poliuretano llevo a la creación de paneles, observando la semejanza ya implementada en la construcción de estructuras auto portantes y resistentes.

Aun así, la unidad portante debería tener ciertas propiedades estructurales que permitieran soportar condiciones de trabajo en cualquier circunstancia, con ello nació la inyección de poliuretano con dos láminas rígidas y un núcleo de poliuretano con el objeto de restringir el espacio de expansión del producto y así mejorar su estructura molecular hasta lograr un comportamiento severo, con mejores propiedades y de fácil traslado.

Estrictamente para la técnica en inyección de poliuretano en DIAC en donde aún se hace de una manera manual, utilizando recipientes inadecuados para almacenamiento y trabajo, además de la ineficacia en el procedimiento de mezcla y distribución del producto en estado líquido, hace de este un problema que necesite acción inmediata para solucionar y mejorar la calidad del producto final que son los paneles.

Por tal razón la exploración de métodos en inyección propiamente “inyectoras de poliuretano” ha conducido a investigar acerca de ello, obteniendo como resultado la insuficiencia actual de este tipo de mecanismos en el país por supuesto hablando específicamente el método adecuado de inyección de paneles de aislamiento térmico.

Algunas empresas en Colombia tecnificadas, a tal punto de encabezar los esquemas de refrigeración como ESPUMLATEX, METECNO, GRUPO TOGOMPI entre otros, han desarrollado sistemas de inyección de poliuretano con máquinas provenientes de Europa, China y Argentina dando lugar a la exploración propia y aplicada para la empresa DIAC.

3.2 USO ACTUAL

Hoy en día los paneles de aislamiento térmico han tomado una gran importancia en la ejecución de obras y proyectos de infraestructura a nivel nacional e internacional, debido a su rapidez en la fabricación y el montaje, además de los beneficios térmicos que brinda, conservación, refrigeración y congelación de productos alimenticios. Entre sus principales aplicaciones se destaca:

- Cuartos fríos para Alimentos Cárnicos
- Cuartos fríos para Lácteos
- Cuartos de Conservación
- Cuartos de refrigeración
- Cuartos de Congelación
- Túneles de Congelación
- Revestimiento en panel
- Neveras comunes

Sin embargo obtención de una inyectora de poliuretano lograría expandir el campo de aplicación, debido a la opción de variar las condiciones de temperatura, mezcla entre otras, y lograr un cambio de densidad y moldeo llevando consecuentemente a una expansión industrial.

3.3 ESPUMA RIGIDA DE POLIURETANO

Las materias primas proceden de dos productos, el petróleo y el azúcar, para obtener, después de un proceso químico de transformación, dos componentes básicos, llamados genéricamente ISOCIANATO y POLIOL. La mezcla en las condiciones adecuadas de estos dos componentes nos proporcionará, según el tipo de cada uno de ellos y los aditivos que se incorporen, un material macizo o poroso, rígido o flexible, de celdas abiertas o cerradas, etc.

La mezcla de los dos componentes POLIOL e ISOCIANATO, que son líquidos a temperatura controlada, produce una reacción química exotérmica. Esta reacción química se caracteriza por la formación de enlaces entre el poliol y el isocianato, consiguiendo una estructura sólida, uniforme y muy resistente.

Si el calor que desprende la reacción se utiliza para evaporar un agente hinchante, se obtiene un producto rígido que posee una estructura celular, con un volumen muy superior al que ocupaban los productos líquidos. Es lo que denominamos espuma rígida de poliuretano, o PUR.



Figura 1. Proceso de espumacion del poliuretano.

Fuente. <http://www.atempa.org>

Fecha: 10 junio 2012

En el proceso de espumacion del poliuretano los componentes son mezclados y agitados hasta su homogenización, luego de un espacio de tiempo entre 20 a 30 segundos genera una reacción química que genera la espuma rígida.

3.4 POLIOL

Los polioles son alcoholes polihídricos con varios grupos hidroxilo. La fórmula química general es $C_nH_{2n+2}O_n$. Es un fluido viscoso cuya principal característica son los grupos hidroxilos (OH) constituidos por oxígeno e hidrógeno, estos grupos reaccionan con los grupos isocianato dando lugar a grupos uretano. Los polioles enfocados hacia la fabricación de espuma rígida se obtienen principalmente del óxido de propileno. La apariencia es como miel viscosa y puede tener un fuerte olor amoniacal.

El polioli suministrado por la empresa OLAFLEX a DIAC contiene agentes adicionales para la creación de espuma rígida de poliuretano como lo son activantes, hinchantes y estabilizadores de espuma que cumplen con funciones como su nombre lo indica.

3.5 ISOCIANATO

Los isocianatos inorgánicos son las sales del ácido isocianico $HNCO$, que contienen el anión NCO^- . Los elementos constitutivos de un grupo de isocianato son el hidrógeno, el carbono y el oxígeno. Para la fabricación de espuma rígida de poliuretano se utilizan isocianatos basados en disocianato de metilendifenileno; Algunos son de color café, muy viscosos (3000-5000 cps-Viscosímetro Brookfield), y otros son casi transparentes y fluidos.

4 GENERALIDADES PARA LA FABRICACION DE ESPUMA RIGIDA DE POLIURETANO

4.1 MEZCLA, REACCION Y FORMACIÓN DE ESPUMA

Para formar la espuma de poliuretano se mezclan intensamente entre si, las materias primas ya preparadas, provistas de los aditivos y mantenidas a temperatura constante, es decir, el componente polioliol y el componente isocianato.

La reacción se inicia al cabo de poco rato y transcurre con desprendimiento de calor (reacción exotérmica). Los gases hinchantes desprendidos expanden continuamente la mezcla reaccionante, hasta que el progreso de la reticulacion, convierte al producto de reacción en un sólido de estructura de espuma.

Para caracterizar el proceso de reacción y espumación se utilizan datos temporales que describen cada etapa, son los siguientes.

4.2 TIEMPO DE MEZCLADO O DE AGITACION

Los ingredientes se dosifican y se mezclan en cantidades y proporciones adecuadas; generalmente, se arranca con la corriente de Polioliol seguida Isocianato.

Durante el mezclado se generan pequeñas burbujas de aire en la mezcla líquida que actúan como agentes iniciadores de la espumación. Este tiempo es necesario para lograr la homogeneidad de los reactivos.

4.3 TIEMPO DE CREMADO

Después de un corto periodo de inducción los gases de expansión (CO₂ y/o cloruro de metileno), empiezan a expandirse dentro de las pequeñas burbujas de aire, agarrándolas y dándole a la mezcla de espuma una apariencia "cremosa". El tiempo que transcurre desde que se empieza la mezcla hasta que aparece la crema y empieza a crecer, se conoce con el nombre de "tiempo de crema", que suele fluctuar entre 6 a 15 segundos. Es el tiempo transcurrido desde el inicio del mezclado de los reactivos hasta el inicio visible de la espumación de la mezcla. En muchos casos se aprecia por un claro cambio del color.

4.4 TIEMPO DE HILO O DE GEL

La reacción de gelificación y polimerización continúa hasta el punto conocido como tiempo de gel, que es el transcurrido desde la descarga de los ingredientes en el cabezal mezclador, hasta el momento en el que la espuma se sostiene por sí misma, por lo general 20 a 120 segundos después del tiempo de crecimiento. Indica la transición de la mezcla reaccionante del estado líquido al sólido. Este equivale al punto de gel. Cuando se llega a este momento se calcula que la reacción ha alcanzado un grado de conversión del 50%.

4.5 TIEMPO DE EXPANSION

La espuma modera su velocidad de expansión. El tiempo entre el inicio del mezclado y el final de la expansión, visualmente apreciable se llama tiempo de expansión.

4.6 TIEMPO DE ESCAPE DE GAS

Pasado un cierto tiempo, las espumas de celdas abiertas pueden abrir su superficie y dejar escapar el exceso de gas. El tiempo transcurrido desde el inicio de la mezcla hasta el inicio del escape se llama tiempo de escape del gas.

5 FABRICACION DE ESPUMA RIGIDA DE POLIURETANO

5.1 MEZCLADO MANUAL

Como mezclado manual se entendía antiguamente el mezclado de las materias primas agitando con una varilla. Actualmente se ha extendido el significado al mezclado de los componentes depositados en un recipiente mediante un agitador, accionado por un motor eléctrico.

Con ello se logra mejorar la homogeneidad y por consiguiente la calidad del producto es decir, que al controlar las rpm en la mezcla podemos garantizar un buen producto, objetivo de este proyecto.

5.2 DESCRIPCION DEL PROCESO

Debido a la utilización de láminas de poliestireno y a la inyección directa sobre estas en los paneles de DIAC es necesario conocer el proceso en planta.

Láminas de poliestireno de alto impacto, para paneles de aislamiento térmico es la innovación más reciente de la empresa DIAC, que ha generado grandes beneficios en la industria alimenticia, sin embargo, implementar este tipo de material requiere de mejorar variables del proceso para garantizar la calidad de los paneles.

De hecho antes de la inyección directa del núcleo de poliuretano hay una serie de procedimientos que se realiza a la lámina con el fin de, asegurar por completo la adherencia del poliuretano a la lámina plástica.

Por otra parte el posicionamiento de estas láminas al molde es lo que hace parte del proceso de inyección.

Molde, es la parte física que establece estrictamente el dimensionamiento final del panel.

Lamina base, Ubicada sobre el molde, y sobre esta se hace el vaciado del poliuretano.

Luego de la mezcla hecha por un artículo eléctrico se verte de manera manual el poliuretano sobre la lámina base, cuando se finaliza este proceso se ubica la siguiente lamina.

Lamina Tapa, Luego del vaciado y antes de la expansión del poliuretano en estado líquido a espuma se coloca otra lámina arriba completando un sándwich para lograr lo que denominamos Panel.

6 PROPIEDADES DE LA ESPUMA RÍGIDA DE POLIURETANO

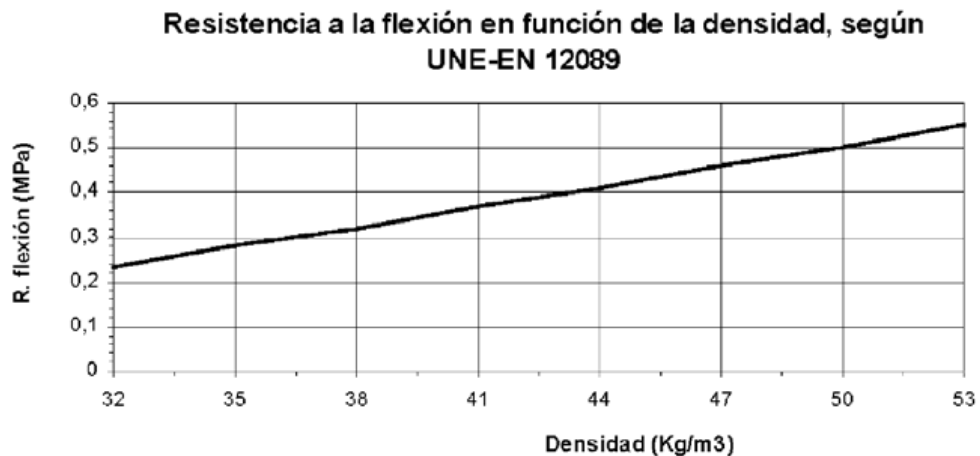
La espuma rígida de poliuretano posee una estructura celular cerrada, predominante con el 95 % y por tanto es considerado un material sintético duro plástico (Asociación técnica de poliuretano aplicado)

6.1 PROPIEDADES MECANICAS

Las diferentes propiedades mecánicas del poliuretano cobran protagonismo dependiendo del tipo de solución que necesitemos, siendo por consiguiente y de gran importancia la elección del sistema que satisfaga con los requerimientos industriales.

En aquellas aplicaciones específicas donde la espuma vaya a estar sometida a carga (ej.: suelos, cubiertas, terrazas, etc.), la exigencia de la Norma UNE 92120-1 es que la resistencia a la compresión de la espuma, determinada según la Norma UNE-EN 826, no sea inferior a 200 kPa.

Las propiedades mecánicas de la espuma rígida de poliuretano dependen de la densidad, y sobre ella se han publicado las siguientes gráficas.

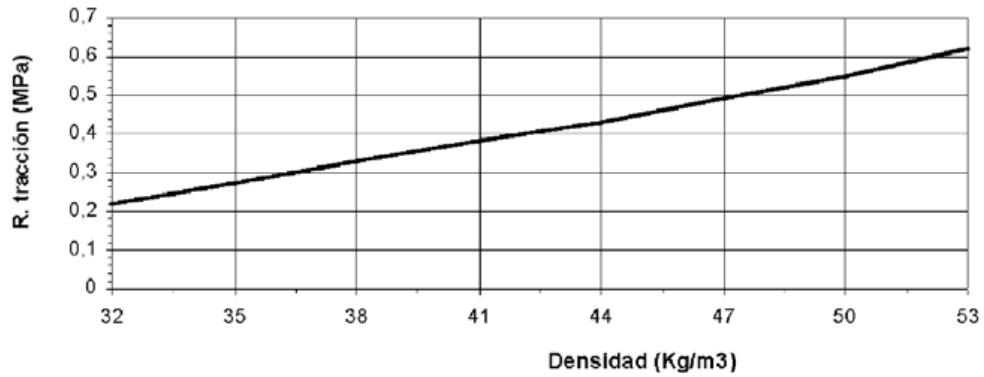


Gráfica 1. Resistencia a la flexión en función de la densidad

Fuente. <http://www.atepa.org>

Fecha: 10 junio 2012

**Resistencia a la tracción en función de la densidad según
UNE-EN 1607**

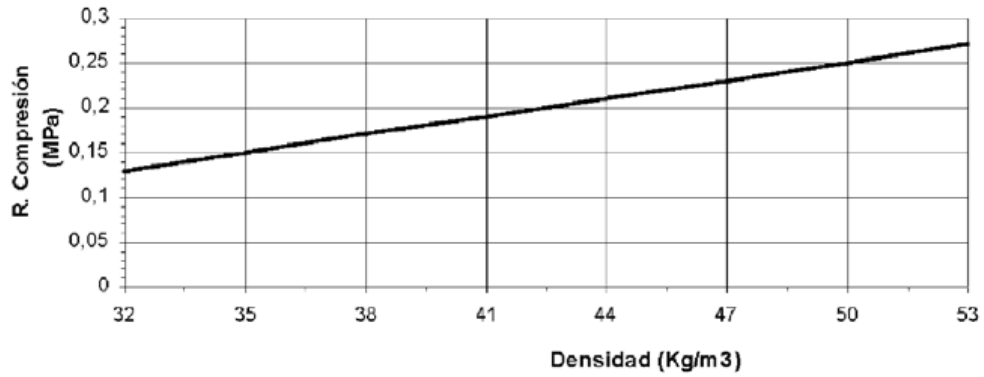


Grafica 2. Resistencia a la tracción en función de la densidad

Fuente. <http://www.atempa.org>

Fecha: 10 junio 2012

**Resistencia a la compresión en función de la densidad según
UNE-EN 826**



Grafica 3. Resistencia a la compresión en función de la densidad

Fuente. <http://www.atempa.org>

Fecha: 10 junio 2012

6.2 OTRAS PROPIEDADES

- El coeficiente de conductividad térmica del Poliuretano es el más bajo de los materiales aislantes comúnmente utilizados, siendo su valor a efectos de cálculo $0,028 \text{ W/ (m}\cdot\text{K)}$.
- La firme adhesión de la espuma al sustrato garantiza que el producto no pueda sufrir desplazamientos ni asentamiento.
- Su estructura de células cerradas le confiere unas excepcionales características higrotérmicas, y su moderada permeabilidad al vapor de agua permite una ligera respiración del paramento haciendo muy improbable la aparición de condensaciones intersticiales.
- La estanqueidad al agua, testada hasta 60kPa (6 metros de columna de agua) hace que el producto sea una barrera muy efectiva a las infiltraciones de agua, siendo especialmente determinante en paramentos verticales donde es totalmente prescindible la colocación de un enfoscado sobre la hoja exterior.

7 DISEÑO DE LA INYECTORA DE POLIURETANO

7.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO

El diseño de la inyectora de poliuretano debe contemplar una serie de elementos y equipos, de tal forma que el dimensionamiento de esta, sea lo más compacto posible y que a su vez brinde los beneficios propios para la inyección de poliuretano y fabricación de los paneles de aislamiento térmico.

La máquina es diseñada para la fabricación de paneles, de 12 metros de largo x 1 metro de ancho y un espesor máximo de 0,1 metros, como se muestra en las figuras 1 y 2.

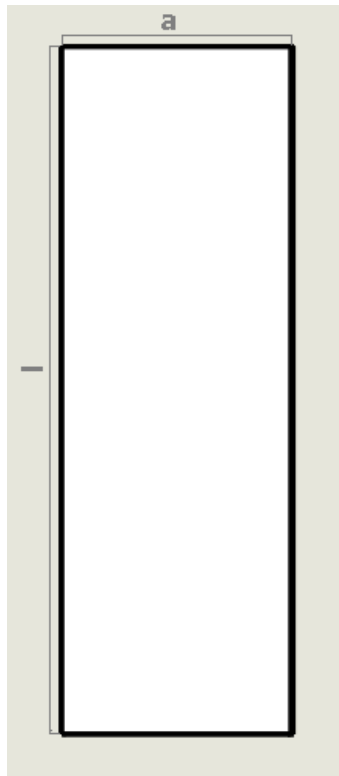


Figura 2. Medidas Panel de aislamiento térmico

Fuente. Autor del proyecto

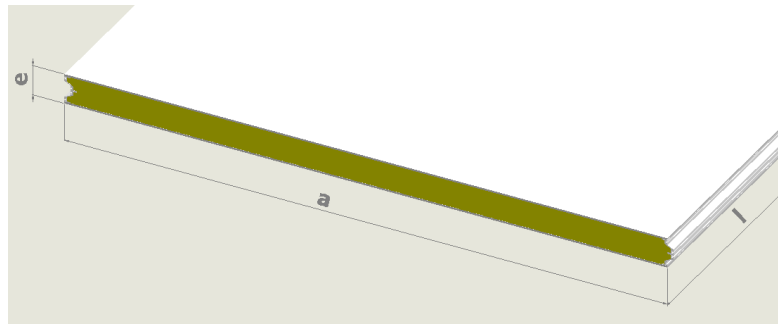


Figura 3. Medidas Panel de aislamiento térmico

Fuente. Autor del proyecto

Para lo cual se ha dispuesto un molde de inyección, con el que cuenta la empresa DIAC, este, está conformado con una estructura metálica capaz de soportar la presión ejercida por el poliuretano en la expansión². Cuenta con una base fija, con una altura de 0,7 metros para el trabajo de ubicación de láminas sobre el molde, (labor hecha por el operario), 1,2 metros de ancho y el largo de 12 metros, además de un bloque de madera aglomerada de 0,254 metros de espesor según se muestra en la gráfica 3.



Figura 4. Base del molde de inyección

Fuente: Autor del proyecto

La tapa del molde es la encargada de compactar el panel, darle forma luego de la inyección, al igual que la base tiene 1,2 metros de ancho, 12 metros de largo, un bloque de madera aglomerada y una estructura según se muestra en la figura 5.

²(El diseño de la inyectora de poliuretano se basa en la entrega del producto sobre el molde, para lo cual no es necesario conocer los cálculos estructurales del molde)

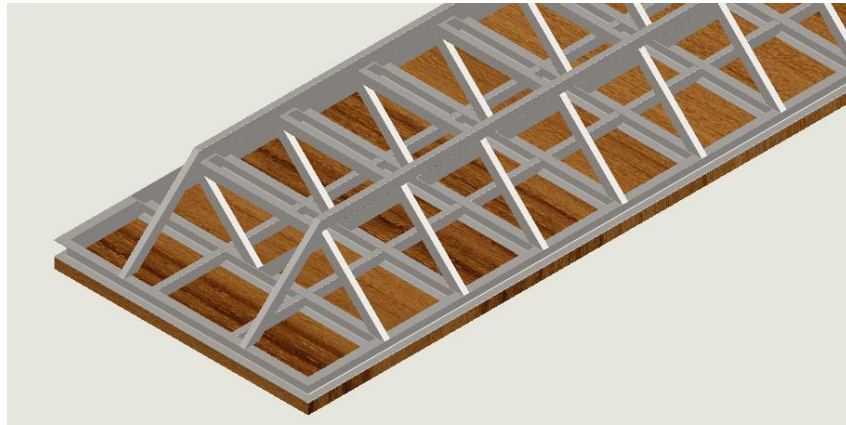


Figura 5. Tapa del molde de inyección

Fuente: Autor del proyecto

De tal manera que el moldeo del panel se da por el posicionamiento de la tapa sobre las láminas externas del panel ubicado sobre la base del molde, según se muestra en la figura 6.

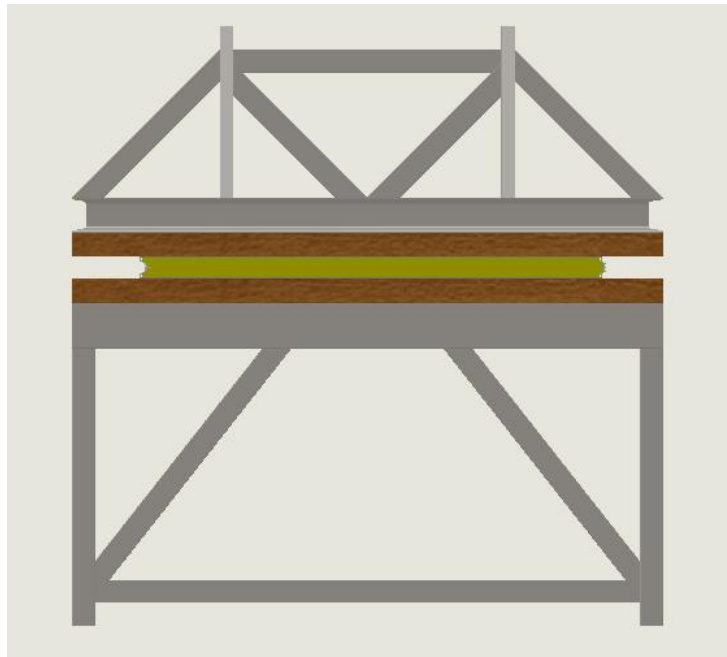


Figura 6. Moldeo del panel

Fuente. Autor del proyecto

7.2 ETAPAS DEL PROCESO

Como condiciones del diseño de la inyectora de poliuretano, se tiene en cuenta que para el desarrollo de las acciones que debe realizar, se ha determinado que debe concertar ciertas etapas de proceso:

7.2.1 ETAPA 1 Alimentación al tanque de almacenamiento:

En esta etapa como su nombre lo indica, se debe bombear el polioliol y el isocianato de manera independiente, desde las canecas que entrega el proveedor ubicadas en el piso, hasta el tanque de almacenamiento elevado a la altura de 70 cm por encima del piso (altura del molde de inyección) pasando por un circuito de tubería que entregue de manera eficaz y con las pérdidas mínimas por elementos y longitud de tubería, el producto, en un espacio de tiempo de máximo 5 minutos.

7.2.2 ETAPA 2 Recirculación del producto:

Las condiciones óptimas para el modelamiento de paneles de aislamiento térmico, indican que el polioliol y el isocianato, deben mantener una temperatura entre 20 y 25° C, lo cual hace necesario crear un sistema que proporcione calor al producto, y que a su vez fluya de manera uniforme para mantenerlo homogéneo; Esta etapa se debe realizar en un tiempo estimado de 5 a 10 minutos.

7.2.3 ETAPA 3 Inyección de poliuretano:

La inyección es la etapa más crítica del proceso, teniendo en cuenta los tiempos estimados de reacción del poliuretano, lo cual hace necesario la creación de un sistema de bombeo que entregue la cantidad requerida a un recipiente, que en primera instancia almacene y dosifique, la cantidad necesaria que entrega sobre el molde, seguido de un sistema de mezcla que además de combinar los dos componentes de manera uniforme, logre homogenizar los dos componentes líquidos antes de caer al molde.

7.2.4 ETAPA 4 Limpieza de elementos:

La inyección de poliuretano deja residuos que se deben controlar, con la finalidad de evitar partículas entorpecedoras en el proceso, para lo cual el diseño de un sistema que limpie las zonas expuestas al producto luego de la mezcla, en un espacio controlado y ajeno al molde, es necesario; Se tiene en cuenta que el tiempo en esta etapa es irrelevante sabiendo que luego de la inyección de poliuretano, el molde debe permanecer cerrado durante 20 minutos.

7.3 SISTEMAS DEL PROCESO

Debido a la necesidad de solventar las etapas del proceso, se ha determinado que la inyectora de poliuretano debe componerse de una serie de subsistemas que de manera conjunta o independiente, facilitan el desarrollo de las actividades propuestas.

Debido a la altura de la base del molde es necesario diseñar una estructura que soporte el peso de los elementos y que se desplace en paralelo al molde para lo cual se ha provisto del siguiente esquema³.

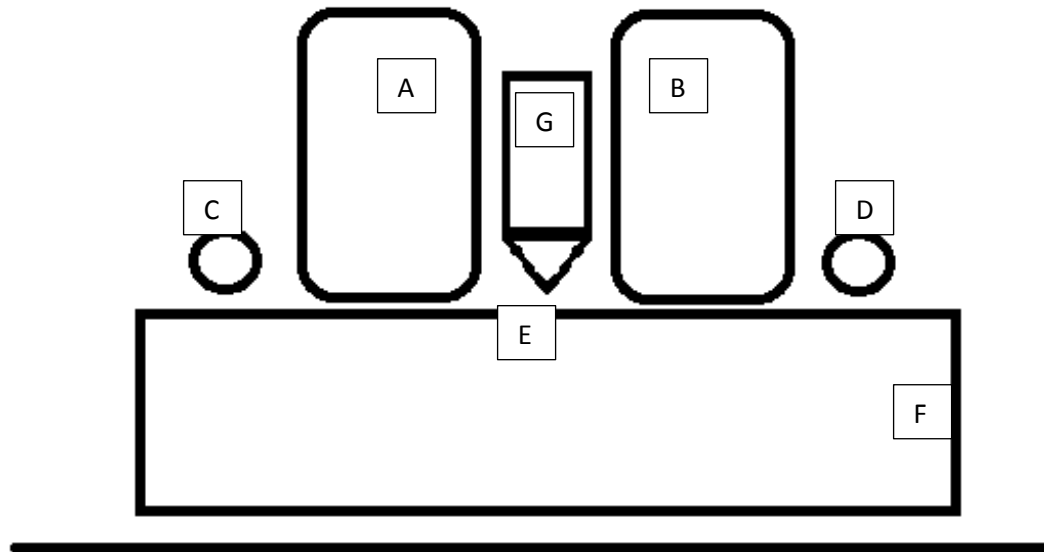


Figura 7. Esquema básico de la inyectora

Fuente: Autor del proyecto

ELEMENTO	DESCRIPCION
A	Tanque de almacenamiento de polioliol
B	Tanque de almacenamiento de isocianato
C	Bomba Polioliol
D	Bomba isocianato
E	Estructura metálica móvil de 0,7 metros de altura
F	Nivel del piso
G	Zona de mezcla e inyección

Tabla 1. Elementos básicos de la inyectora

Fuente: Autor del proyecto

³ El diseño de la estructura se expondrá más adelante, sin embargo es necesario para cálculos del sistema de bombeo conocer la altura y la ubicación de los equipos y elementos.

8 SISTEMA DE BOMBEO

Un sistema de bombeo consiste en un conjunto de elementos que permiten el transporte a través de tuberías y el almacenamiento temporal de los fluidos, de forma que se cumplan las especificaciones de caudal y presión necesarias en los diferentes sistemas y procesos, conservando las propiedades del fluido.

8.1 DISEÑO Y OPERACIÓN

La especificación básica que debe satisfacer un sistema de bombeo es el transporte de un caudal de un determinado fluido de un lugar a otro. Además, suele ser necesario que el fluido llegue al lugar de destino con una cierta presión, y que el sistema permita un rango de variación tanto del caudal como de la presión.

El diseño de un sistema de bombeo consiste en el cálculo y selección de las tuberías, bombas, etc., que permitan cumplir las especificaciones de la forma más económica posible.

De todas formas, aunque el dinero suele ser una parte muy importante al final de un diseño, para que esté correctamente realizado es necesario contemplar otros aspectos como la seguridad, fiabilidad, facilidad de mantenimiento, impacto ambiental y otros factores.

En cuanto a la operación de un sistema de bombeo, hay que tener en cuenta los sistemas de regulación y control que permitan obtener el caudal y la presión deseados, así como los problemas de cavitación, inestabilidades y transitorios que se puedan producir.

En el sistema de bombeo en estudio, se compone por un tanque de almacenamiento de polioliol un tanque de almacenamiento de isocianato, tubería, una bomba para cada fluido y una serie de electroválvulas encargadas de direccionar el producto.

Es de notar que para facilitar el proceso de alimentación al tanque, recirculación del producto y a su vez la salida de polioliol e isocianato a la zona de mezcla, se debe diseñar un sistema de tubería cíclico con salidas direccionadas por las electroválvulas según se requiera.

8.2 DISEÑO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO

El sistema de bombeo consta de dos tanques de almacenamiento de producto (polioliol e isocianato) para lo cual se ha provisto el diseño de la siguiente manera.

8.2.1 VOLUMEN DEL TANQUE

El volumen adecuado del tanque de polioliol e Isocianato (Poliuretano), se basa en las presentaciones que ofrece el proveedor.

El Anexo B (Hoja técnica del poliuretano) muestra que, "Producto diseñado para uso industrial, se presenta en envases de 20, y 200 KI"⁴. Lo cual corresponde a un volumen de:

$$V = \frac{m}{\rho} \quad (8.1)$$

VOLUMEN DEL FLUIDO	
POLIOL	<p>Dónde: $\rho = \text{densidad} = 1018,6 \text{ Kg/m}^3$ $m = \text{masa} = 200\text{Kg}$ $V = \text{volumen del fluido}$</p> $V = \frac{200\text{Kg}}{1018,6 \text{ Kg/m}^3} = V = 0,196 \text{ m}^3$
ISOCIANATO	<p>$\rho = \text{densidad} = 1241,6 \text{ Kg/m}^3$ $m = \text{masa} = 200 \text{ Kg}$ $V = \text{volumen del fluido}$</p> $V = \frac{200\text{Kg}}{1241,6 \text{ Kg/m}^3} = V = 0,161 \text{ m}^3$

Tabla 2. Volumen del fluido

Fuente: Autor del proyecto

Para lo cual se ha determinado que el tanque debe conservar las siguientes dimensiones (medidas en milímetros).

⁴ OLAFLEX Hoja técnica Foamcore (Poliuretano) ANEXO B.

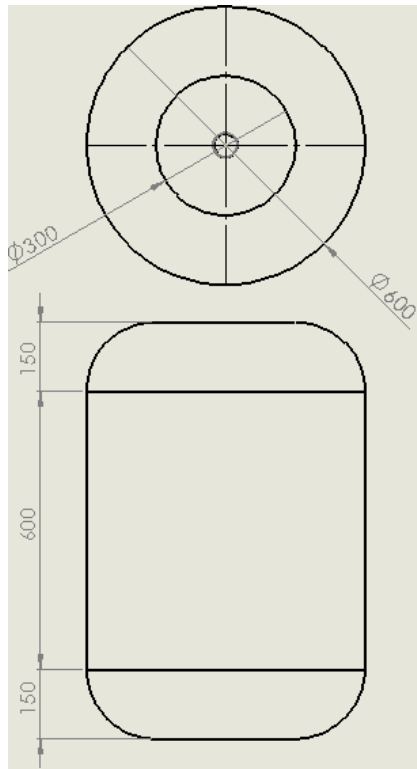


Figura 8. Dimensiones del tanque

Fuente. Autor del proyecto

Con lo cual cumple satisfactoriamente para almacenar hasta un volumen total de:

$$V_T = V_C + 2V_E \quad (8.2)$$

Dónde:

V_T = Volumen total

V_C = Volumen del cilindro

V_E = Volumen de la cabeza elíptica 2:1

VOLUMEN DEL CILINDRO

$$V_c = A_c * h_c \quad (8.3)$$

Dónde:

A_c = Área del círculo

h_c = Altura cilindro

$$V_c = (0,3^2m * \pi)(0,6m)$$

$$V_c = 0,169 m^3$$

VOLUMEN DE LA CABEZA ELIPTICA

VOLUMEN DE CASCOS Y CABEZAS								
D.I. del recipiente, pulg	CASCO cilíndrico/pie lineal				CABEZA ELIP. 2:1*			
	Pies cúbicos	Gal.	Barriles	Peso del agua, lb	Pies cúbicos	Gal.	Barriles	Peso del agua, lb
12	0.8	5.9	0.14	49	0.1	0.98	0.02	8.17
14	1.1	8.0	0.19	67	0.2	1.55	0.04	12.98
16	1.4	10.4	0.25	87	0.3	2.32	0.06	19.37
18	1.8	13.2	0.31	110	0.4	3.30	0.08	27.58
20	2.2	16.3	0.39	136	0.6	4.53	0.11	37.83
22	2.6	19.7	0.47	165	0.8	6.03	0.14	50.35
24	3.1	23.5	0.56	196	1.0	7.83	0.19	65.37
26	3.7	27.6	0.66	230	1.3	9.96	0.24	83.11
28	4.3	32.0	0.76	267	1.7	12.44	0.30	103.8
30	4.9	36.7	0.87	306	2.0	15.30	0.36	127.7
32	5.6	41.8	0.99	349	2.5	18.57	0.44	155.0
34	6.3	47.2	1.12	394	3.0	22.27	0.53	185.9
36	7.1	52.9	1.26	441	3.5	26.47	0.63	220.1
38	7.9	58.9	1.40	492	4.2	31.09	0.74	259.5
40	8.7	65.3	1.55	545	4.8	36.27	0.86	302.6
42	9.6	72.0	1.71	601	5.6	41.98	1.00	350.4
48	12.6	94.0	2.24	784	8.4	62.67	1.49	523.0
54	15.9	119.0	2.83	993	11.9	89.23	2.12	744.6
60	19.6	146.9	3.50	1226	16.3	122.4	2.91	1021
66	23.8	177.7	4.23	1483	21.8	162.9	3.88	1360
72	28.3	211.5	5.04	1765	28.3	211.5	5.04	1765
78	33.2	248.2	5.91	2071	35.9	268.9	6.40	2244
84	38.5	287.9	6.85	2402	44.9	335.9	8.00	2802
90	44.2	330.5	7.87	2758	55.2	413.1	9.84	3447
96	50.3	376.0	8.95	3138	67.0	501.3	11.94	4184
102	56.7	424.4	10.11	3542	80.3	601.4	14.32	5018
108	63.6	475.9	11.33	3971	95.4	713.8	17.00	5957
114	70.9	530.2	12.62	4425	112.2	839.5	20.00	7006
120	78.5	587.5	13.99	4903	130.9	979.2	23.31	8171
126	86.6	647.7	15.42	5405	151.5	1134	27.00	9459
132	95.0	710.9	16.93	5932	174.2	1303	31.03	10876
138	103.9	777.0	18.50	6484	190.1	1489	35.46	12428
144	113.1	846.0	20.14	7060	226.2	1692	40.29	14120

Tabla 3. Volumen de cabezas

Fuente: Eugene F. Megyesy. Manual de recipientes a presión. Diseño y manufactura de recipientes a presión. 1992. Ed Limusa ISBN 968-18-1985-3

Según la tabla 3., el volumen de la cabeza para el diámetro mencionado es de 1 pie cubico = 0,02832 metros cúbicos.

VOLUMEN TOTAL

Por tal razón el volumen total de almacenamiento del recipiente es de:

$$V_T = V_C + 2V_E \quad (8.4)$$

$$V_T = (0,169 \text{ m}^3 + 2(0,02832 \text{ m}^3))$$

$$V_T = 0,2256 \text{ m}^3$$

Lo cual satisface con los requerimientos volumétricos de los productos.

8.2.2 CONDICIONES DEL TANQUE

El tanque de almacenamiento provisto para la inyectora de poliuretano, es de tipo cilíndrico vertical para soportar un peso de hasta 200 Kg de producto.

Este diseño del recipiente es en base al CODIGO ASME SECCION VIII "RECIPIENTES A PRESION NO SOMETIDOS A FUEGO DIRECTO"

El recipiente cilíndrico vertical con los siguientes datos:

$$D = 0,6 \text{ m}$$

$$P_o = 102,325 \text{ KPa}$$

$$H = 0,9 \text{ m}$$

$$\text{Densidad del agua} = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{Densidad del polioliol} = 1018,6 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{Densidad del isocianato} = 1241,6 \text{ Kg/m}^3$$

Peso específico del fluido (como referencia el agua) Para manejo de presión en columna de agua, según altura requerida.

Proporción frente al agua es de:

$$\text{Polioliol} = 1,0186$$

$$\text{Isocianato} = 1,2416$$

Material = SA 515 – 70 (Según CODIGO ASME SECCION VIII DIVISION 1)

Especificaciones del material

SA 515 – 70

Composición nominal = C - Si

Temperatura = - 20 a 500 °F = - 28,9 a 260 °C

Esfuerzo de cedencia = 38 KPSI = 262000,8453 KPa

Esfuerzo ultimo = 70 KPSI = 482633,13607 KPa

Máxima presión admisible de según temperatura = 20 KPSI = 137895,18174 KPa

Esfuerzo a la tensión del material (S) = 17 KPSI = 117210,90448 KPa

8.2.3 CALCULO DE LA PRESION INTERNA

Para el cálculo del espesor requerido de un recipiente cilíndrico vertical, es necesario conocer la presión interna del tanque así:

El valor que debe utilizarse en las ecuaciones para el cálculo de las partes constitutivas de los recipientes a presión corresponde a:

$$P_i = P_o \quad (1.1)$$

Dónde:

P_o = presión de operación = presión atmosférica. Es de notar que el lugar de posicionamiento del recipiente indica la presión atmosférica, para el caso es la de Bogotá, debido a la ubicación principal de la empresa DIAC, sin embargo objeto del diseño se tomara el valor de la presión atmosférica a nivel del mar, previendo alguna situación de trabajo en otro lugar del país.

P_i = presión de interna de diseño

Al calcular P_i debe considerarse la presión hidrostática debida a la columna del fluido que estemos manejando.

$$P_i = (P_o + P_H)1.1 \quad (8.5)$$

$$P_H = P_e (H) \quad (8.6)$$

Dónde:

P_H = Presión hidrostática

P_e = Peso específico del fluido

H = Altura de la columna del producto.

A continuación, se calcularán las presiones hidrostáticas generadas por las diferentes alturas de las columnas de producto, considerando que una columna de agua de un metro de altura produce una presión de 9,80638 KPa.

PRESION HIDROSTATICA	
POLIOL	Para H = 0,9 metros $P_H = ((0,9) (9,80638) (1,0186))$ $P_H = 8,9899 \text{ Kpa}$
ISOCIANATO	Para H = 0,9 metros $P_H = ((0,9) (9,80638) (1,2416))$ $P_H = 10,958 \text{ Kpa}$

Tabla 4. Calculo de la Presión hidrostática

Fuente: Autor del proyecto

Entonces:

PRESION INTERNA	
POLIOL	$P_i = (P_o + P_H)1,1$ $P_i = (102,325 \text{ KPa} + 8,9899 \text{ KPa})1,1$ $P_i = 122,45 \text{ KPa}$
ISOCIANATO	$P_i = (P_o + P_H)1,1$ $P_i = (102,325 \text{ KPa} + 10,958 \text{ KPa})1,1$ $P_i = 124,6 \text{ KPa}$

Tabla 5. Calculo de la presión interna

Fuente: Autor del proyecto

8.2.4 CALCULO DEL ESPESOR DEL CILINDRO

El cálculo del espesor del cilindro se determina utilizando la siguiente figura y formula.

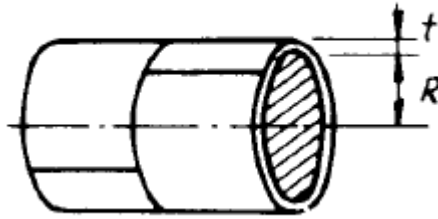


Figura 9. Espesor del cilindro (tanque de almacenamiento)

Fuente: Eugene F. Megyesy. Manual de recipientes a presión. Diseño y manufactura de recipientes a presión. 1992. Ed Limusa ISBN 968-18-1985-3

$$t_c = \frac{P_i R}{SE_f - 0,6P_i} \quad (8.7)$$

Dónde:

R = Radio interno del cilindro

t_c = espesor de pared

P_i = Presión interna

S = esfuerzo a la tensión del material

E_f = Eficiencia de la junta

Para determinar la eficiencia de la junta es necesario conocer la siguiente tabla:







TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS				
TIPOS	EFICIENCIA DE LA JUNTA, E	Cuando la junta es:		
		a. Radiografiada totalmente	b. Examinada por zonas	c. No Examinada
1 	Juntas a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza. Si se emplea placa de respaldo, debe quitarse ésta después de terminar la soldadura.	1.00	0.85	0.70
2  En juntas circunferenciales únicamente	Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar	0.90	0.80	0.65
3 	Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo	—	—	0.60
4 	Junta a traslape de doble filete completo	—	—	0.55
5 	Junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón	—	—	0.50
6 	Junta a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón	—	—	0.45

Tabla 6. Tipos de juntas soldadas.

Fuente: Eugene F. Megyesy. Manual de recipientes a presión. Diseño y manufactura de recipientes a presión. 1992. Ed Limusa ISBN 968-18-1985-3

La eficiencia seleccionada para la junta del tanque en diseño es de tipo número 2 con un valor de $E_f = 0,65$.

ESPESOR DEL CILINDRO	
POLIOL	$t_c = \frac{(122,45 \text{ KPa})(0,3\text{m})}{(117210,9 \text{ KPa})(0,65) - 0,6(122,45 \text{ KPa})}$ $t_c = 4,82633 \times 10^{-4}\text{m}$
ISOCIANATO	$t_c = \frac{(124,6 \text{ KPa})(0,3\text{m})}{(117210,9 \text{ KPa})(0,65) - 0,6(124,6 \text{ KPa})}$ $t_c = 4,91 \times 10^{-4}\text{m}$

Tabla 7. Calculo del espesor del cilindro

Fuente: Autor del proyecto

8.2.5 CALCULO DEL ESPESOR DE CABEZA ELIPSOIDAL 2:1 (TAPA)

El cálculo del espesor del cilindro se determina utilizando la siguiente figura y formula.

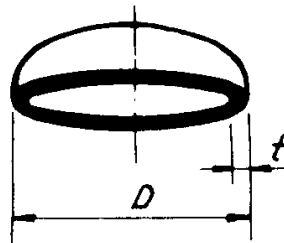


Figura 10. Espesor cabeza elipsoidal TAPA (tanque de almacenamiento)

Fuente: Eugene F. Megyesy. Manual de recipientes a presión. Diseño y manufactura de recipientes a presión. 1992. Ed Limusa ISBN 968-18-1985-3

$$t_t = \frac{P_o D}{2SE_f - 1,8P_o}$$

Dónde:

t_t = Espesor de cabeza elipsoidal (tapa)

P_o = Presión de operación

D= Diámetro

S = esfuerzo a la tensión del material

E_f = Eficiencia de la junta

ESPESOR DEL CABEZA ELIPSOIDAL 2:1 (TAPA)	
POLIOL	$t_t = \frac{P_o D}{2SE_f - 1,8P_o}$ $t_t = \frac{(102,325 \text{ KPa})(0,6 \text{ m})}{2(117210,9 \text{ KPa})(0,65) - 1,8(102,325 \text{ KPa})}$ $t_t = 4,034 \times 10^{-4} \text{ m}$
ISOCIANATO	$t_t = \frac{P_o D}{2SE_f - 1,8P_o}$ $t_t = \frac{(102,325 \text{ KPa})(0,6 \text{ m})}{2(117210,9 \text{ KPa})(0,65) - 1,8(102,325 \text{ KPa})}$ $t_t = 4,034 \times 10^{-4} \text{ m}$

Tabla 8. Calculo del espesor de la cabeza elipsoidal (TAPA)

Fuente: Autor del proyecto

8.2.6 CALCULO DEL ESPESOR DE BASE ELIPSOIDAL 2:1(BASE)

El cálculo del espesor del cilindro se determina utilizando la siguiente figura y formula.

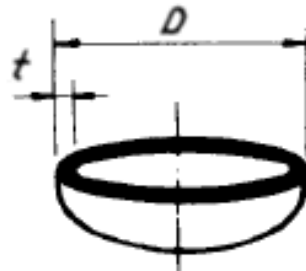


Figura 11. Espesor cabeza elipsoidal BASE (tanque de almacenamiento)

Fuente: Eugene F. Megyesy. Manual de recipientes a presión. Diseño y manufactura de recipientes a presión. 1992. Ed Limusa ISBN 968-18-1985-3

$$t_b = \frac{P_i D}{2SE_f - 1,8P_i}$$

Dónde:

t_b = Espesor de cabeza elipsoidal (Base)

P_i = Presión interna

D = Diámetro

S = esfuerzo a la tensión del material

E_f = Eficiencia de la junta

ESPESOR DEL CABEZA ELIPSOIDAL 2:1 (BASE)	
POLIOL	$t_b = \frac{P_i D}{2SE_f - 1,8P_i}$ $t_b = \frac{(122,45 \text{ KPa})(0,6 \text{ m})}{2(117210,9 \text{ KPa})(0,65) - 1,8(122,45 \text{ KPa})} \quad t_b = 4,82 \times 10^{-4} \text{ m}$
ISOCIANATO	$t_b = \frac{P_i D}{2SE_f - 1,8P_i}$ $t_b = \frac{(124,6 \text{ KPa})(0,6 \text{ m})}{2(117210,9 \text{ KPa})(0,65) - 1,8(124,6 \text{ KPa})} \quad t_b = 4,91 \times 10^{-4} \text{ m}$

Tabla 9. Calculo del espesor de la cabeza elipsoidal (BASE)

Fuente: Autor del proyecto

8.2.7 ESFUERZO EN EL CASCO CILINDRICO

El esfuerzo debido a la presión interna se determina mediante las siguientes formulas:

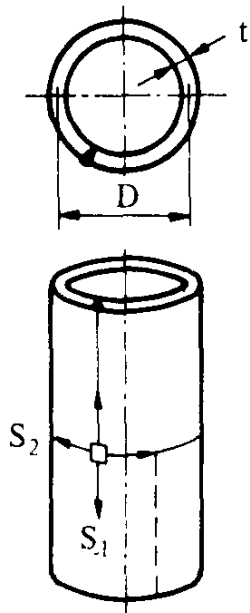


Figura 12. Esfuerzo en el casco cilíndrico

Fuente: Eugene F. Megyesy. Manual de recipientes a presión. Diseño y manufactura de recipientes a presión. 1992. Ed Limusa ISBN 968-18-1985-3

JUNTA CIRCUNFERENCIAL

El esfuerzo longitudinal se determina mediante la siguiente formula:

$$S_1 = \frac{P_i D}{4t_c} \quad (8.8)$$

Dónde:

S_1 = Esfuerzo longitudinal

P_i = Presión interna

D = Diámetro medio del recipiente

t = Espesor del cilindro

Entonces:

JUNTA CIRCUNFERENCIAL	
POLIOL	$S_1 = \frac{(122,45 \text{ KPa})(0,601\text{m})}{4(4,82633 \times 10^{-4}\text{m})}$ $S_1 = 38120,3 \text{ KPa}$
ISOCIANATO	$S_1 = \frac{(122,45 \text{ KPa})(0,601\text{m})}{4(4,91 \times 10^{-4}\text{m})}$ $S_1 = 37470,69 \text{ KPa}$

Tabla 10. Calculo de la junta circunferencial

Fuente: Autor del proyecto

JUNTA LONGITUDINAL

$$S_2 = \frac{P_i D}{2t_c} \quad (8.9)$$

JUNTA LONGITUDINAL	
POLIOL	$S_2 = \frac{(122,45 \text{ KPa})(0,601\text{m})}{2(4,82633 \times 10^{-4}\text{m})}$ $S_2 = 76240,6 \text{ KPa}$
ISOCIANATO	$S_2 = \frac{(122,45 \text{ KPa})(0,601\text{m})}{2(4,91 \times 10^{-4}\text{m})}$ $S_2 = 74941,4 \text{ KPa}$

Tabla 11. Calculo la junta longitudinal

Fuente: Autor del proyecto

El esfuerzo circunferencial y longitudinal no superan el esfuerzo máximo del material por lo que es óptimo es espesor calculado.

8.2.8 CARGA POR VIENTO

Para el diseño de recipientes verticales es necesario someter el tanque, a un estudio de la fuerza que actúa sobre el tanque causada por el viento, con la finalidad de determinar los momentos involucrados y el esfuerzo real en el sistema.

Con las siguiente figura y formulas se puede determinar la carga por viento en el sistema, es de notar que la presión ejercida por el viento se toma como la presión dinámica, en donde el valor de la velocidad se toma en el sitio donde será ubicado el recipiente.

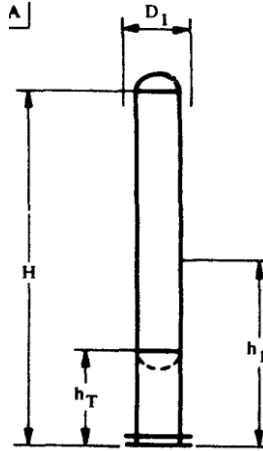


Figura 13. Carga por viento

Fuente: Eugene F. Megyesy. Manual de recipientes a presión. Diseño y manufactura de recipientes a presión. 1992. Ed Limusa ISBN 968-18-1985-3

$$P_w = \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (8.10)$$

$$V = P_w D H \quad (8.11)$$

$$M = h_1 V \quad (8.12)$$

$$M_T = M - h_T (V - 0,5 P_w D h_T) \quad (8.13)$$

$$S_R = \frac{12M}{R^2 \pi t_c} \quad (8.14)$$

Donde:

P_w : Presión debida al viento

ρ : densidad

v : velocidad del viento del lugar

V : Fuerza cortante

D : Diametro del recipiente

H: Altura tota del tanque

M: Momento maximo.

M_T : Momento a la altura h_T

h_1 : Altura media (Brazo de palanca)

h_T : Distancia de la base a la seccion de consideracion

S_R : Esfuerzo real

R: Radio del tanque

t_c : Espesor del cilindro

Los valores hallados de Fuerza cortante, momento maximo, y momento a la laltura h_T son de igual valor para el fluido poliol y el isocianato.

Entonces la Presion debida al viento teniendo en cuenta que el lugar de instalacion del recipiente es en la ciudad de Bogota (Colombia) el valor correspondiente a la velocidad del viento oscila entre (3 y 30 Km/h)⁵, para lo cual se tomara el valor maximo con la intencion de evitar fallas en el sistema.

$$v = 30 \text{ Km/h} = 8,33 \text{ m/s}$$

$$\rho = 1,18 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \text{ a } 25^\circ \text{C}$$

$$P_w = \frac{1}{2} \rho v^2$$

$$P_w = \frac{1}{2} \left(1,18 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right) (8,33 \text{ m/s})^2 ; \quad P_w = 0,04093 \text{ KPa}$$

Fuerza cortante

$$V = P_w D H$$

$$V = (0,04093 \text{ KPa})(0,601 \text{ m})(1,2 \text{ m}) ; \quad V = 0,02951 \text{ KN}$$

Momento maximo

$$M = h_1 V$$

$$M = (0,6 \text{ m})(0,02951 \text{ KN}) ; \quad M = 0,0178 \text{ KN m}$$

⁵ Valor tomado de <http://tiempoyhora.com/Am%C3%A9rica-del-Sur/Colombia/Distrito-Capital-Colombia/Bogot%C3%A1-Distrito-Capital>

Momento a la altura h_T

$$M_T = M - h_T(V - 0,5P_w D h_T)$$

$$M_T = (0,0178 \text{ KN m} - (0,45 \text{ m}(0,02951 \text{ KN} - 0,5(0,04093 \text{ KPa})(0,601 \text{ m})(0,45 \text{ m})))$$

$$M_T = 7,01 \times 10^{-3} \text{ KN m}$$

Esfuerzo real

ESFUERZO REAL	
POLIOL	$S_R = \frac{12M}{R^2 \pi t_c}$ $S_R = \frac{12(0,0178 \text{ KN m})}{(0,3005 \text{ m})^2 \pi (4,82633 \times 10^{-4} \text{ m})}$ $S_R = 1560,07 \text{ KPa}$
ISOCIANATO	$S_R = \frac{12M}{R^2 \pi t_c}$ $S_R = \frac{12(0,0178 \text{ KN m})}{(0,3005 \text{ m})^2 \pi (4,91 \times 10^{-4} \text{ m})}$ $S_R = 1533,5 \text{ KPa}$
El esfuerzo real del sistema no supera el esfuerzo ultimo del material por lo cual es optimo el resultado.	

Tabla 12. Calculo del esfuerzo real

Fuente: Autor del proyecto

8.2.9 PARAMETROS DE FABRICACION

A continuacion se describe la informacion necesaria, del tanque de almacenamiento teniendo en cuenta las condiciones necesarias para la fabricacion del elemento.

En primera instancia es necesario conocer los valores comerciales del calibre de lamina (espesor de lamina) y el material a utilizar, con la ayuda de la siguiente tabla.

No. de calibre estándar del fabricante	Equivalente en pulgadas	lb por pulgada cuadrada	lb por pie cuadrado	No. de calibre estándar del fabricante	Equivalente en pulgadas	lb por pulgada cuadrada	lb por pie cuadrado
3	.2391	.069444	10.000	21	.0329	.0095486	1.3750
4	.2242	.065104	9.3750	22	.0299	.0086806	1.2500
5	.2092	.060764	8.7500	23	.0269	.0078125	1.1250
6	.1943	.056424	8.1250	24	.0239	.0069444	1.0000
7	.1793	.052083	7.5000	25	.0209	.0060764	.87500
8	.1644	.047743	6.8750	26	.0179	.0052083	.75000
9	.1495	.043403	6.2500	27	.0164	.0047743	.68750
10	.1345	.039062	5.6250	28	.0149	.0043403	.62500
11	.1196	.034722	5.0000	29	.0135	.0039062	.56250
12	.1046	.030382	4.3750	30	.0120	.0034722	.50000
13	.0897	.026042	3.7500	31	.0105	.0030382	.43750
14	.0747	.021701	3.1250	32	.0097	.0028212	.40625
15	.0673	.019531	2.8125	33	.0090	.0026042	.37500
16	.0598	.017361	2.5000	34	.0082	.0023872	.34375
17	.0538	.015625	2.2500	35	.0075	.0021701	.31250
18	.0478	.013889	2.0000	36	.0067	.0019531	.28125
19	.0418	.012153	1.7500	37	.0064	.0018446	.26562
20	.0359	.010417	1.5000	38	.0060	.0017361	.25000

Tabla 13. Calibres de lámina

Fuente: Eugene F. Megyesy. Manual de recipientes a presión. Diseño y manufactura de recipientes a presión. 1992. Ed Limusa ISBN 968-18-1985-3

El sistema de calibre de lamina peemplaza al U.S. Estándar Gage para laminas de acero. Es basado en un peso de 41,82 libras por pie cuadrado por pulgada de espesor. Al ordenar laminas de acero, es conveniente especificar el espesor equivalente del calibre en pulgadas.

Para el caso, teniendo en cuenta los metodos para soldadura de laminas de aceros al carbono, como lo son equipos convencionales de arco protegido, que permiten soldar materiales con espesor de minimo 1/16" equivalente a 1,58mm, o soldadura por el metodo de MIG/MAG con un valor minimo de 0,027" equivalente a 0,7 mm de espesor, es necesario escoger un calibre de lamina adecuado para lograr una union optima para el tanque.

El metodo oportuno de soldadura para el caso teniendo en cuenta los valores obtenidos es el de MIG/MAG, y el material de aporte, a utilizar es WA 86, cuyas características y aplicaciones típicas, permiten soldar el espesor calculado del tanque.

De la tabla 13. Dado los espesores se mencionan los calibres de valor inmediatamente superior al calculado y el calibre de selección para la fabricación del elemento.

FLUIDO	ELEMENTO	ESPESOR MM	ESPESOR PULG.	CALIBRE CALCULADO	CALIBRE A UTILIZAR
POLIOL	Cilindro	0,482	0,01898	25	22
	Tapa	0,403	0,01587	27	22
	Base	0,482	0,01898	25	22
ISOCIANATO	Cilindro	0,491	0,01933	25	22
	Tapa	0,403	0,01587	27	22
	Base	0,491	0,01933	25	22

Tabla 14. Equivalencia en calibre del espesor de los elementos del tanque.

Fuente: Autor del proyecto

8.2.10 DISEÑO DEL SOPORTE DEL FALDON

Un faldon es el soporte de uso mas frecuente y satisfactorio de los recipientes verticales, se une a la cabeza por medio de soldadura continua.

Para el calculo del espesor requerido se debe tener en cuenta la siguientes figura y formula, las condiciones de los productos polioli e isocianato no cambian el espesor del faldon a calcular.

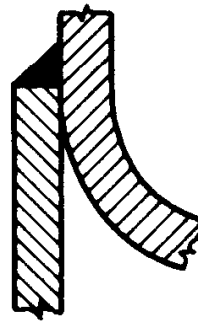


Figura 14. Calculo del soporte del faldon del tanque

Fuente: Eugene F. Megyesy. Manual de recipientes a presión. Diseño y manufactura de recipientes a presión. 1992. Ed Limusa ISBN 968-18-1985-3

$$t_f = \frac{12M_T}{R^2\pi S E_f} + \frac{W}{D\pi S E_f} \quad (8.15)$$

Donde:

t_f : Espesor del faldon

A partir de este momento el valor correspondiente al espesor del cilindro, la tapa y la base del tanque cambia a 0,76 mm valor correspondiente al espesor de lámina seleccionado, lo que indica que el diámetro exterior del tanque es de 0,6014 m.

De la tabla 6. La eficiencia seleccionada para la junta del tanque en diseño es de tipo número 6 con un valor de $E = 0,45$.

El valor para (S) del esfuerzo del material de la cabeza es de 117210,90448 KPa

MODULO DE ELASTICIDAD (E)

El modulo de elasticidad para el material ferrosos se describe en la siguiente figura.

MODULO DE ELASTICIDAD PARA MATERIALES FERROSOS											
Material	Millones de lb/pulg ² , para temperatura F, de										
	70	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100
Aceros al carbono con $C \leq 0.30\%$	29.5	28.8	28.3	27.7	27.3	26.7	25.5	24.2	22.4	20.4	18.0
Aceros al carbono con $C < 0.30\%$	29.3	28.6	28.1	27.5	27.1	26.5	25.3	24.0	22.3	20.2	17.9
Aceros con alto contenido de elementos de aleación	28.3	27.6	27.0	26.5	25.8	25.3	24.8	24.1	23.5	22.8	22.1

Tabla 15. Modulo de elasticidad para materiales ferrosos.

Fuente: Eugene F. Megyesy. Manual de recipientes a presión. Diseño y manufactura de recipientes a presión. 1992. Ed Limusa ISBN 968-18-1985-3

Para la temperatura promedio de operación de 20 a 25 °C y manejando aceros al carbono con $C < 0,30\%$ el valor de modulo elastico sera de 29,3 millones de lb/pulg².

$$29'300.000 \text{ Lb/pulg}^2 = 2,02016 \times 10^{11} \text{ Pa}$$

La masa del recipiente es proporcionado por el programa Solidworks donde al diseño del cilindro, tapa superior y base se hace utilizando el material ANSI 1020 con un modulo de elasticidad de 2×10^{11} Pa, dando paso a la simulacion de propiedades como se describe a continuacion.

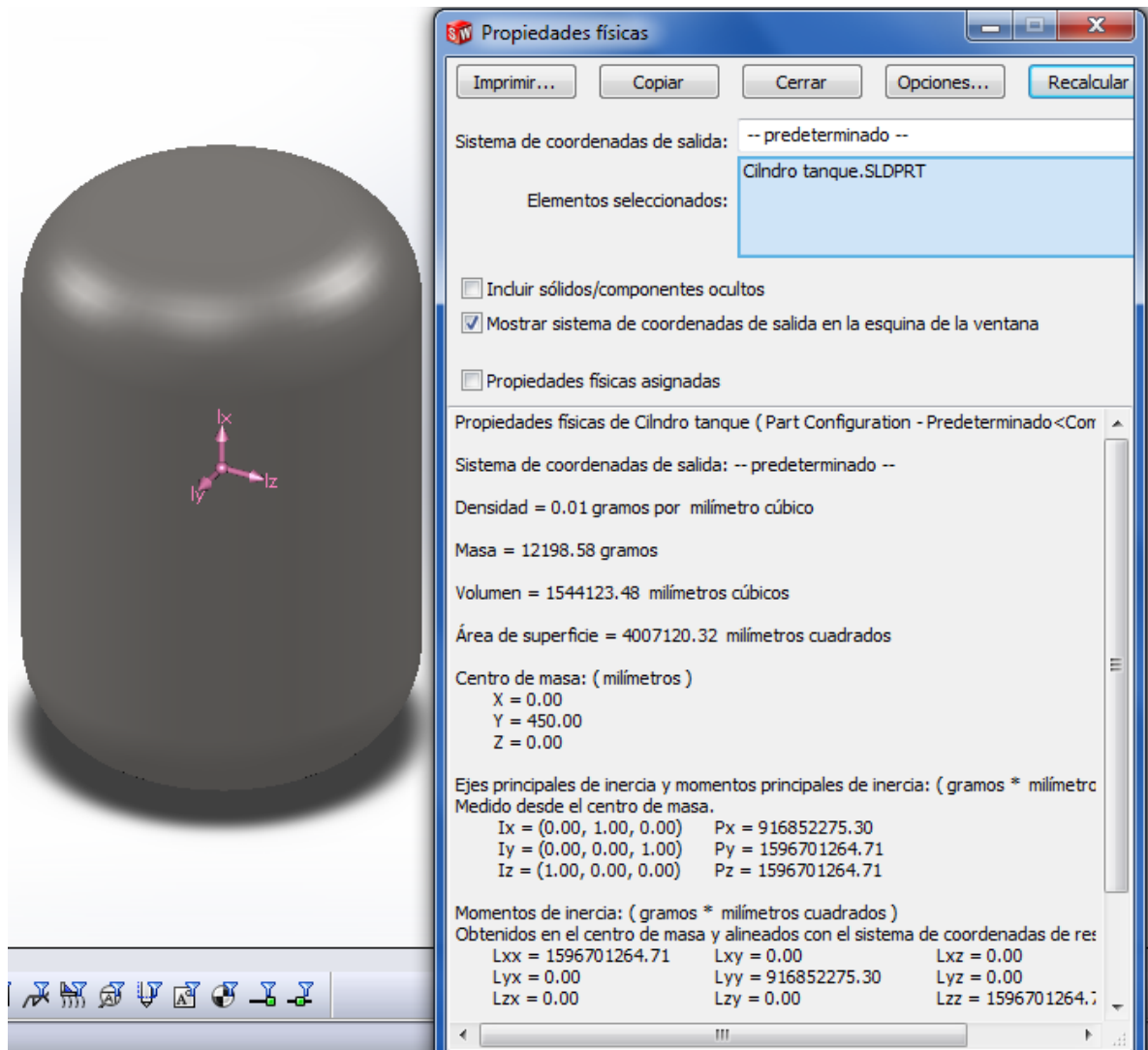


Figura 15. Propiedades físicas del tanque (sin el faldón)

Fuente: Autor del proyecto

Entonces:

$$W_1 = mg \quad (8.16)$$

$$W_1 = (12,2 \text{ Kg}) (9,81 \text{ m/s}^2)$$

$$W_1 = 0,12 \text{ KN}$$

Adicionalmente el peso del fluido es proporcionado por el proveedor en presentaciones de 200 Kg.

$$W_2 = mg$$

$$W_2 = (200 \text{ Kg})(9,81 \text{ m/s}^2)$$

$$W_2 = 1,962 \text{ KN}$$

Con lo cual se llega a la conclusión que el peso del recipiente en operación (con el fluido) es de:

$$W = W_1 + W_2$$

$$W = (0,12 \text{ KN}) + (1,962 \text{ KN})$$

$$W = 2,082 \text{ KN}$$

Entonces:

$$t_f = \frac{12(7,01 \times 10^{-3} \text{ KN m})}{(0,3007 \text{ m})^2 \pi (117210,9 \text{ KPa})(0,45)} + \frac{(2,082 \text{ KN})}{(0,6014 \text{ m}) \pi (117210,9 \text{ KPa})(0,45)}$$

$$t_f = 7,12 \times 10^{-5} \text{ m}$$

8.2.11 CALCULO DE LA DEFLEXION MAXIMA

Los tanques de almacenamiento de fluidos deben diseñarse para que su deflexión no sea mayor de 6 pulgadas por cada 100 pies de altura. La deflexión puede calcularse usando la fórmula para vigas en voladizo con carga uniformemente distribuida. El valor obtenido no cambia para el manejo de los productos polioli e isocianato.

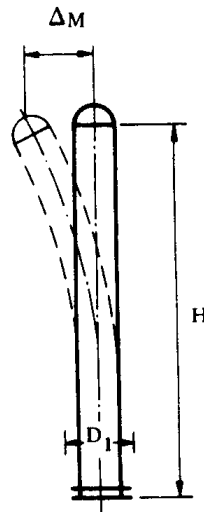


Figura 16. Cálculo de la deflexión máxima

Fuente: Eugene F. Megyesy. Manual de recipientes a presión. Diseño y manufactura de recipientes a presión. 1992. Ed Limusa ISBN 968-18-1985-3

$$\Delta M = \frac{P_w D H (12H)^3}{8EI} \quad (8.17)$$

Donde:

ΔM : Deflexion maxima en la parte superior.

D: Diametro del tanque

E: Modulo de elasticidad

H: longitud del recipiente incluyendo apoyos.

I: Momento de inercia para casco cilindrico delgado $R^3 \pi t_f$

R: Radio medio del tanque

t_f : espesor del faldon

P_w : Presion debida al viento

MOMENTO DE INERCIA

$$I = ((0,3007 \text{ m})^3 \pi (7,12 \times 10^{-5} \text{ m}))$$

$$I = 6,08 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Entonces:

$$\Delta M = \frac{(0,04093 \text{ KPa})(0,6014 \text{ m})(1,2 \text{ m})(12(1,2 \text{ m}))^3}{8(2,020216 \times 10^8 \text{ KPa})(6,08 \times 10^{-6} \text{ m}^4)}$$

$$\Delta M = 0,00089 \text{ m}$$

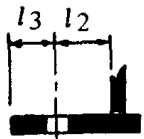
La deflexion maxima permitida es de 6 pulgadas por cada 100 pies de altura igual a 0,1524 metros por cada 30,48 metros, por tanto para

$$1,20 \text{ metros de altura} = \frac{(1,20 \text{ m})(0,1524 \text{ m})}{30,48 \text{ m}} = 0,006 \text{ m}$$

Como la deflexion calculada no sobrepasa ese limite, el espesor calculado es optimo.

8.2.12 CALCULO DE PERNOS DE ANCLAJE

El recipiente vertical debe anclarse a un elemento estructural por medio de pernos de anclaje. Los pernos de anclaje deben ser en múltiplos de cuatro preferiblemente como se muestra. El diámetro de los pernos requeridos solo debe tomarse en consideración el área comprendida dentro del fondo o raíz de los hilos. Para el diseño de los pernos del anclaje se deben tener en consideración los valores obtenidos en las siguientes tablas⁶. Como margen de corrosión debe aumentarse un octavo de pulgada al diámetro calculado de los pernos. Los valores no difieren para el polioli y el isocianato.



Tamaño del perno	Área en la raíz del perno, pulg ²	Dimensión, pulg	
		l ₂	l ₃
1/2	0.126	7/8	5/8
5/8	0.202	1	3/4
3/4	0.302	1-1/8	13/16
7/8	0.419	1-1/4	15/16
1	0.551	1-3/8	1-1/16
1 1/8	0.693	1-1/2	1-1/8
1 1/4	0.890	1-3/4	1-1/4
1 3/8	1.054	1-7/8	1-3/8
1 1/2	1.294	2	1-1/2
1 5/8	1.515	2-1/8	1-5/8
1 3/4	1.744	2-1/4	1-3/4
1 7/8	2.049	2-3/8	1-7/8
2	2.300	2-1/2	2
2 1/4	3.020	2-3/4	2-1/4
2 1/2	3.715	3-1/16	2-3/8
2 3/4	4.618	3-3/8	2-5/8
3	5.621	3-5/8	2-7/8

Tabla 16. Áreas de los pernos en la raíz

Fuente: Eugene F. Megyesy. Manual de recipientes a presión. Diseño y manufactura de recipientes a presión. 1992. Ed Limusa ISBN 968-18-1985-3

⁶ Para pernos de rosca estándar.

NUMERO DE PERNOS DE ANCLAJE		
Diámetro del círculo base de pernos, pulg	Mínimo	Máximo
24 a 36	4	4
42 a 54	8	8
60 a 78	12	12
84 a 102	12	16
108 a 126	16	20
132 a 144	20	24

Tabla 17. Numero de pernos de anclaje

Fuente: Eugene F. Megyesy. Manual de recipientes a presión. Diseño y manufactura de recipientes a presión. 1992. Ed Limusa ISBN 968-18-1985-3

ESFUERZOS MAXIMOS PERMITIDOS PARA PERNOS USADOS COMO ANCLAS		
Número de especificación	Diámetro, pulg	Máx. Esf. permitido, lb/pulg ²
SA 325	Todos los diámetros	15,000
SA 193 B 7	2½ y menores	18,000
SA 193 B16	2½ y menores	18,000
SA 193 B 7	Más de 2½ hasta 4 incl.	16,000
SA 193 B16	Más de 2½ hasta 4 incl.	15,700

Tabla 18. Esfuerzo maximo permitido para pernos.

Fuente: Eugene F. Megyesy. Manual de recipientes a presión. Diseño y manufactura de recipientes a presión. 1992. Ed Limusa ISBN 968-18-1985-3

Formulas utilizadas para el diseño de los pernos de anclaje se describen a continuacion

$$T = \frac{12M}{A_B} - \frac{W_1}{C_B} \quad (8.18)$$

$$B_A = \frac{TC_B}{S_B N} \quad (8.19)$$

$$S_B = \frac{TC_B}{B_A N} \quad (8.20)$$

Donde:

A_B = Area dentro del circulo de pernos

C_B = Circunferencia del circulo de los pernos

M = Momento maximo

N = Numero de pernos

S_B = Esfuerzo maximo permitido por el material del tornillo

W₁ = Peso del recipiente vacio.

T: Tension maxima

B_A: Area requerida de un perno

Entonces:

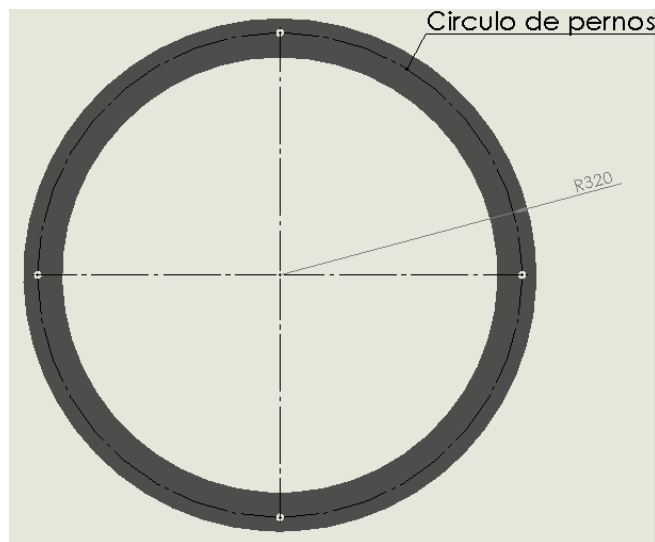


Figura 17. Circulo de pernos

Fuente: Autor del proyecto

Area dentro del circulo

$$A_B = \pi r^2 \quad (8.21)$$

$$A_B = \pi(0,32 \text{ m})^2$$

$$A_B = 0,321 \text{ m}^2$$

Circunferencia dentro del circulo (perimetro)

$$C_B = 2\pi r \quad (8.22)$$

$$C_B = 2\pi 0,32 \text{ m}$$

$$C_B = 2,01 \text{ m}$$

Para el caso el diametro del recipiente en diseño, es de 0,6014 m = 23,661 pulg, según la tabla 17. el numero de pernos de anclaje debe ser de 4.

El esfuerzo maximo del material para pernos uados como anclas según la tabla 18. debe ser de 15000 lb/pulg² igual a 103421,3862 KPa igual a 103421,3862 KN/m².

Por lo cual:

$$T = \frac{12M}{A_B} - \frac{W_1}{C_B} \quad (8.23)$$

$$T = \frac{12(0,0178 \text{ KN } m)}{(0,321 \text{ m}^2)} - \frac{0,12 \text{ KN}}{2,01 \text{ m}}$$

$$T = 0,605 \text{ KN/m}$$

Area requerida de un perno

$$B_A = \frac{TC_B}{S_B N} \quad (8.24)$$

$$B_A = \frac{(0,605 \text{ KN/m})(2,01 \text{ m})}{(103421,38 \text{ KN/m}^2)(4)}$$

$$B_A = 2,09 \times 10^{-6} \text{ m}^2 = 0,004495 \text{ pulg}^2$$

De la tabla 16. el valor minimo del area de la raiz de un perno es de 0,126 pulg² igual a 8 x 10⁻⁵ metros, agregando 0,125 pulg por corrosion usar:

4 Tornillos de 1/2"

Verificacion del esfuerzo de los pernos de anclaje

$$S_B = \frac{TC_B}{B_A N} \quad (8.25)$$

$$S_B = \frac{(0,65 \text{ KN/m})(2,01 \text{ m})}{(8 \times 10^{-5} \text{ m}^2)(4)}$$

$$S_B = 4082,81 \text{ KPa}$$

Como el maximo esfuerzo permitido es 103421,3862 KPa, el numero y tamaño de los pernos seleccionados es satisfactorio.

8.2.13 SOLDADURA

El tanque esta provisto de 4 elementos basicos para soldar, con lo cual mediante el siguiente metodo y el tipo de junta⁷, se determina el esfuerzo al cual va a estar sometido cada elemento.

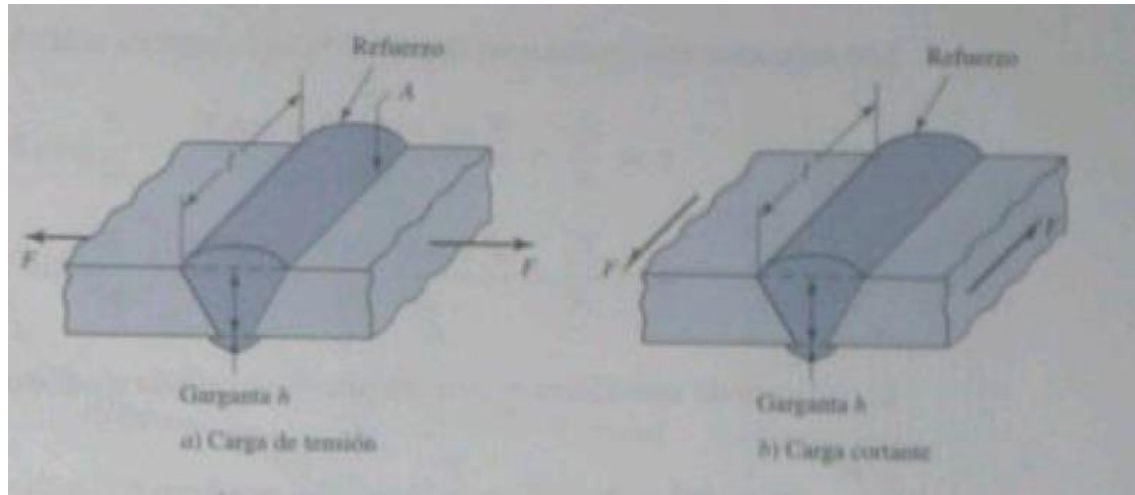


Figura 18. Union a tope típica

Fuente: Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett. Diseño en Ingeniería Mecánica. Octava edición. Ed Mc Graw Hill

Para junta de union a tope como se muestra en la figura anterior, y carga en tension o carga cortante según corresponda, se utilizan las siguientes formulas para determinar el esfuerzo al cual esta sometida la junta

$$\sigma = \frac{F}{hl} \quad ; \quad \tau = \frac{F}{hl}$$

Donde:

σ = Esfuerzo de tension de la junta

λ = Esfuerzo cortante de la junta

F= Fuerza a la cual esta sometida la junta

h= Garganta de la soldadura

l= Longitud de la soldadura

⁷El calculo de esta seccion esta basado en el capitulo 9. Soldadura , Adhesion y diseño de uniones permanentes, del libro (RICHARD G. BUDYNAS, J. KEITH NISBETT. Diseño en Ingeniería Mecánica. Octava edición. Ed Mc Graw Hill.)

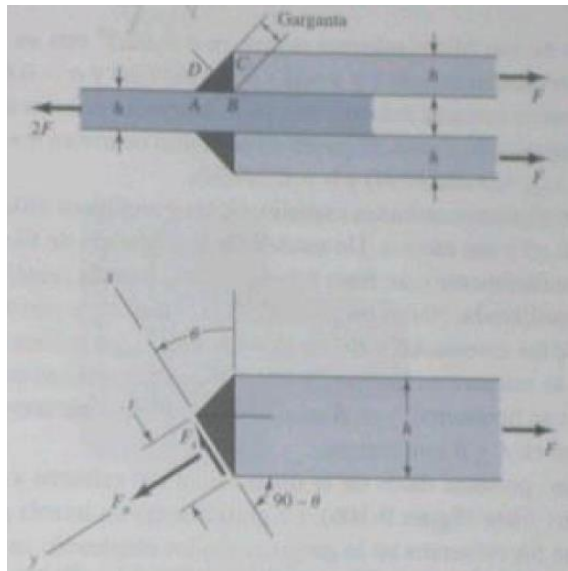


Figura 19. Soldadura tipo filete.

Fuente: Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett. Diseño en Ingeniería Mecánica. Octava edición. Ed Mc Graw Hill

Cuando la junta de la soldadura es de tipo filete, como se muestra en la figura 19., el procedimiento, con un ángulo θ , cuando se sumas en los ejes x y y, para obtener:

$$F_n = F \cos \theta$$

$$F_c = F \sin \theta$$

Donde:

F_n = Fuerza normal

F_c = Fuerza cortante

Usando la ley de senos para el triangulo de la figura 19, se tiene que:

$$\frac{t}{\text{Sen } 45^\circ} = \frac{h}{\text{Sen } (90^\circ - \theta + 45^\circ)} = \frac{h}{\text{Sen } 135^\circ} = \frac{\sqrt{2}h}{\text{Cos } \theta + \text{Sen } \theta}$$

Donde:

t = Longitud de la garganta

Y al despejar t

$$t = \frac{h}{\text{Cos } \theta + \text{Sen } \theta}$$

Los esfuerzos nominales a un ángulo θ en la soldadura es:

$$\tau = \frac{F_c}{A} = \frac{F \text{Sen}\theta (\text{Cos}\theta + \text{Sen}\theta)}{hl}$$

$$\sigma = \frac{F_n}{A} = \frac{F \text{Cos}\theta (\text{Cos}\theta + \text{Sen}\theta)}{hl}$$

El esfuerzo de tension Von misses maximo (σ') ocurre en $\theta=62,5^\circ$ usado en el contexto de teorías de fallo como indicador de un buen diseño de la pieza, y con un valor de:

$$\sigma' = 2,16 \frac{F}{hl}$$

Y el esfuerzo cortante maximo (λ max) se determina con la siguiente formula:

$$\tau_{max} = 1,207 \frac{F}{hl}$$

De tal manera que con las condiciones de las juntas involucradas en el tanque en diseño se determinan los esfuerzos correspondientes y si NO sobrepasan el valor del esfuerzo del material, para el caso de 482633,13607 KPa, como se ha mencionado al iniciar el capítulo, para asegurar que las condiciones y materiales son óptimas.

8.2.13.1 SOLDADURA (CILINDRO)

El cilindro esta sometido, dada la disposicion del elemento y la carga a la cual esta sometida la soldadura, a un esfuerzo cortante, con union a tope, para lo cual el esfuerzo cortante sera:

$h=0,7$ mm (Debido al tipo de junta es igual al espesor de lamina)

$$F = (W_p + W_T)g$$

Donde:

W_p = Masa del producto = 200 Kg

W_T = Masa total del tanque (Sin el faldon) = 12,2 Kg (Ver Figura 15.)

g = Gravedad

$$F = (200 \text{ Kg} + 12,2 \text{ Kg}) \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

$$F = 2081,7 \text{ N} = 2,0817 \text{ KN}$$

La longitud de la soldadura es el perimetro del tanque:

$$l = 2r\pi$$

$$l = 2\pi(0,300\text{m})$$

$$l = 1,88 \text{ m}$$

Entonces:

$$\tau = \frac{F}{hl}$$
$$\tau = \frac{(2,0817 \text{ KN})}{(0,0007\text{m})(1,88\text{m})}$$
$$\tau = 1581,83 \text{ KPa}$$

El valor hallado NO supera el esfuerzo maximo del material para lo cual, la junta y el tipo de soldadura es apto.

8.2.13.2 SOLDADURA (BASE - CILINDRO)

La union de estos dos elementos se dispuso de tipo union a tope, con lo cual a diferencia del anterior caso , estara sometido a un esfuerzo de tension en la junta.

$$\sigma = \frac{F}{hl}$$
$$\sigma = \frac{(2,0817 \text{ KN})}{(0,0007\text{m})(1,88\text{m})}$$
$$\sigma = 1581,83 \text{ KPa}$$

El valor calculado NO supera el esfuerzo maximo del material, con lo cual se hace justo para el sistema.

8.2.13.3 SOLDADURA (TAPA – CILINDRO)

A diferencia de las juntas del clindro y la base con el cilindro, la fuerza en esta junta esta dada por el peso de la tapa, la siguiente imagen muestra las propiedades fisicas de la tapa.

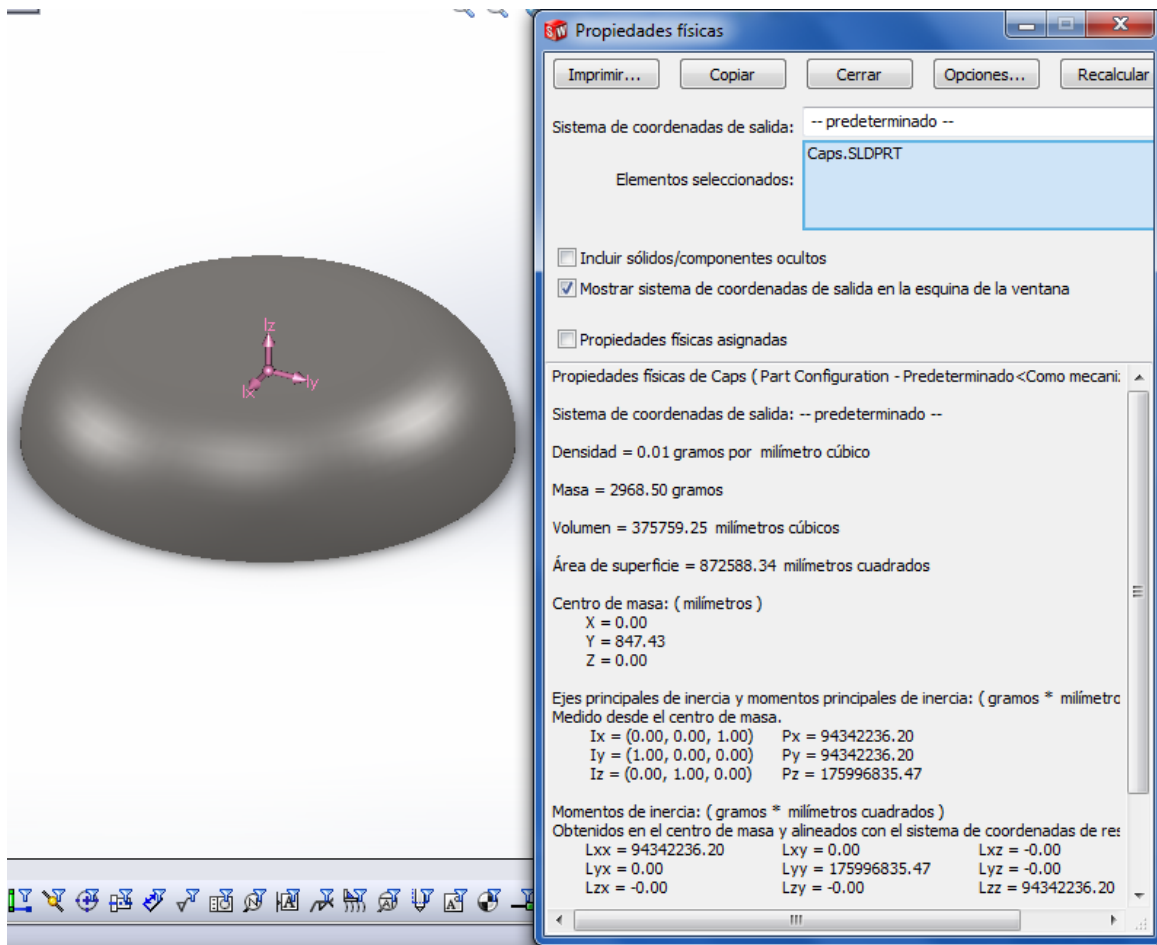


Figura 20. Propiedades físicas de la tapa del tanque.

Fuente: Autor del proyecto

De la figura 20. se toma el valor de la masa de la pieza con lo cual se determina la fuerza, otra de las características de esta junta es que es de tipo union a tope y genera un esfuerzo de tension.

$$F = (2,96Kg) \left(9,81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$F = 29,03 N = 0,029 KN$$

Entonces:

$$\sigma = \frac{(0,029 KN)}{(0,0007m)(1,88m)}$$

$$\sigma = 22,03 KPa$$

Lo cual satisface la relacion de esfuerzos.

8.2.13.4 SOLDADURA (CILINDRO COMPLETO – FALDON)

Como primera medida, se describe el tipo de junta a utilizar, para este caso es de filete transversal, con las características indicadas en la sección XX.

$$\Theta = 45^\circ$$

$$F_n = F \cos \theta ; F_n = (2,0817 \text{ KN}) \cos 45^\circ$$

$$F_n = 1,47 \text{ KN}$$

$$F_c = F \sin \theta ; F_c = (2,0817 \text{ KN}) \sin 45^\circ$$

$$F_c = 1,47 \text{ KN}$$

La longitud de la garganta es:

$$t = \frac{h}{\cos \theta + \sin \theta} ; t = \frac{0,0007 \text{ m}}{\cos 45^\circ + \sin 45^\circ}$$

$$t = 0,0005 \text{ m}$$

A lo cual se determina el esfuerzo medio de tensión y cortante.

$$\tau = \frac{F_c}{A} = \frac{F \sin \theta (\cos \theta + \sin \theta)}{hl} ; \frac{(2,0817 \text{ KN}) \sin 45^\circ (\cos 45^\circ + \sin 45^\circ)}{(0,0007 \text{ m})(1,88 \text{ m})}$$

$$\tau = 1581,83 \text{ KPa}$$

$$\sigma = \frac{F_n}{A} = \frac{F \cos \theta (\cos \theta + \sin \theta)}{hl} ; \frac{(2,0817 \text{ KN}) \cos 45^\circ (\cos 45^\circ + \sin 45^\circ)}{(0,0007 \text{ m})(1,88 \text{ m})}$$

$$\sigma = 1581,83 \text{ KPa}$$

Observando los datos obtenidos se determina que NO supera el valor del esfuerzo máximo del material.

$$\sigma' = 2,16 \frac{F}{hl} ; \sigma' = 2,16 \frac{(2,0817 \text{ KN})}{(0,0007 \text{ m})(1,88 \text{ m})}$$

$$\sigma' = 3416,77 \text{ KPa}$$

$$\tau_{max} = 1,207 \frac{F}{hl} ; \tau_{max} = 1,207 \frac{(2,0817 \text{ KN})}{(0,0007 \text{ m})(1,88 \text{ m})}$$

$$\tau_{max} = 1909,3 \text{ KPa}$$

De igual manera en las condiciones extremas del proceso no superan el valor del esfuerzo máximo del material.

El tanque de almacenamiento está provisto de elementos de anclaje seguros, como se ha diseñado, con las dimensiones según (Plano 1, 2, 3); además consta de dos salidas superiores, para la tubería del sistema de bombeo y salida de control visual del producto, un nivel a un costado, para indicar la cantidad exacta del líquido y con una abertura en el faldón para el paso de tubería. De tal manera que el diseño del recipiente queda de la siguiente manera.

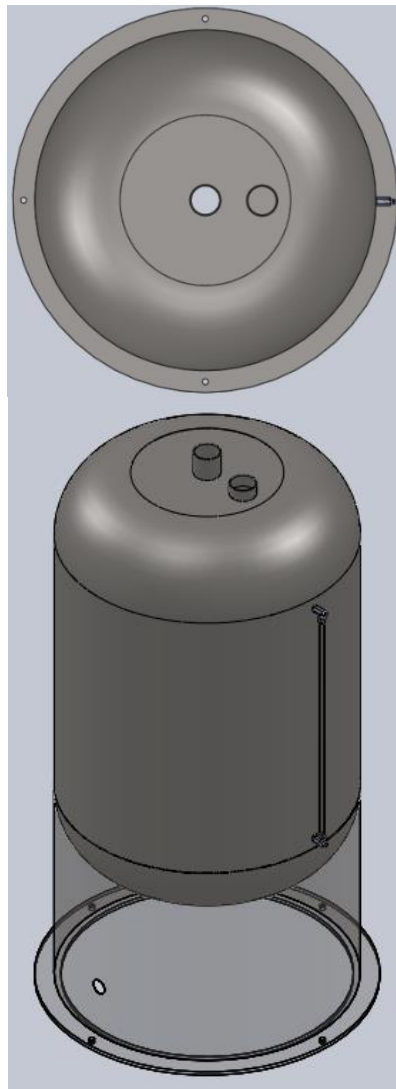


Figura 21. Vistas del tanque de almacenamiento de producto

Fuente: Autor del proyecto

8.3 TUBERIA DEL SISTEMA DE BOMBEO

Los parámetros iniciales para la tubería del sistema de bombeo están dados, con las condiciones del tiempo de entrega del producto de 20 segundos, un volumen del fluido de 0,0202 m³ de producto en estado líquido (Valor correspondiente a la cantidad necesaria para fabricar un panel de las dimensiones indicadas en la sección 7.1) y una alta velocidad de flujo en la tubería de hasta 2 m/s, determinada por pruebas internas en la empresa con los cual se llegó a la conclusión que el diámetro de la tubería a utilizar es de:

$$A = \frac{Q}{v}$$

Dónde:

A= Área de la tubería

Q= Caudal

V= Velocidad de flujo

Si el caudal a su vez se determina mediante:

$$Q = \frac{V}{t}$$

Entonces:

$$Q = \frac{0,0202 \text{ m}^3}{20 \text{ s}} = 0,00101 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = \frac{0,00101 \text{ m}^3/\text{s}}{2 \text{ m/s}} = 0,000505 \text{ m}^2$$

Si el área de la tubería circular se determina mediante:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

Dónde:

d= Radio de la tubería

Entonces:

$$d = \sqrt{\frac{4(0,000505 \text{ m}^2)}{\pi}} = 0,0253 \text{ m } \textit{aprox 1"}$$

Teniendo en cuenta que el diseño del tanque de almacenamiento de producto indica una altura de 1,20 metros desde el anillo del faldón hasta la cúspide del tanque, además se debe utilizar tubería de 1 pulgada de diámetro, de tal forma se distribuye la tubería como se muestra en la figura 22.

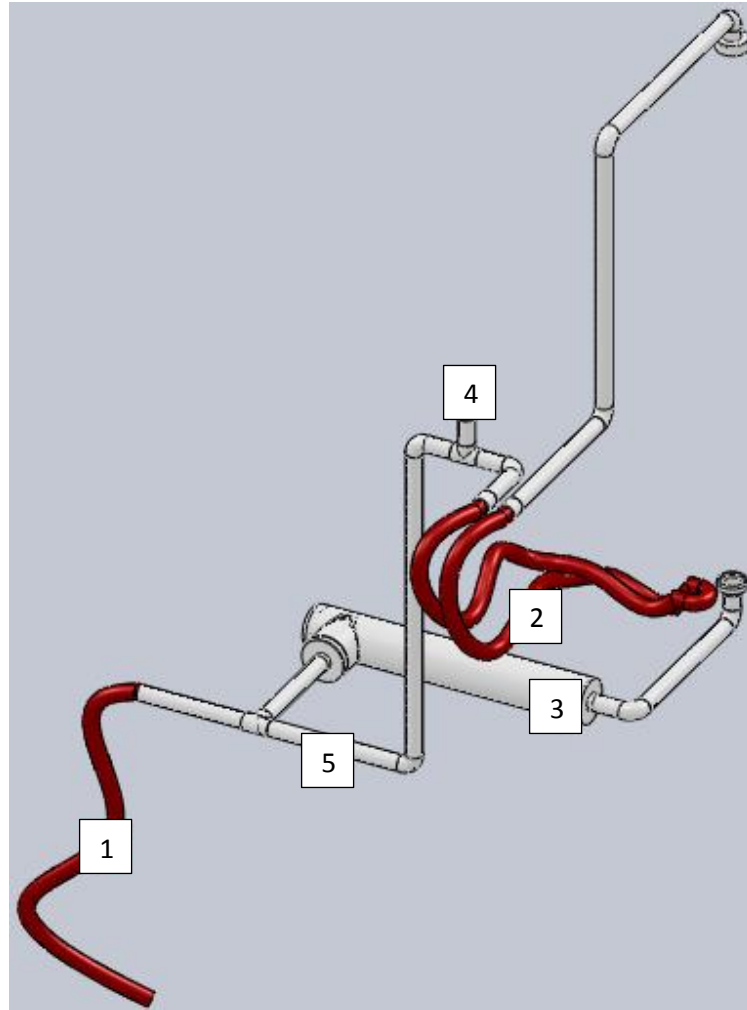


Figura 22. Circuito de tubería del sistema de bombeo

Fuente: Autor del proyecto

El circuito de tubería, como se muestra, cumple con los requerimientos nombrados para recirculación del producto, con secciones flexibles (Rojo) para la unión con elementos móviles (Caneca extracción de producto inicial (1) y Zona de mezcla (2)), con una zona más amplia, para adecuar un elemento interno a la tubería que proporcione calor al fluido(3), y con una entrada por encima del nivel de la bomba para purga (4), la ubicación de la bomba conserva el mismo nivel de la base del tanque (5), es de notar que el flujo que tome el fluido es direccionado por electroválvulas estratégicamente ubicadas según se requiera.

8.3.1 MATERIALES DE LA TUBERIA SISTEMA DE BOMBEO

Para lograr que el sistema de bombeo sea óptimo para el trabajo, es necesario conocer las especificaciones técnicas de los materiales de la tubería, por la cual va a fluir el producto, para lo cual se ha sometido a estudio dos de los principales materiales utilizados para el manejo de fluidos más comunes, tubería en PVC y tubería galvanizada.

8.3.1.1 TUBERIA GALVANIZADA

La función del galvanizado es proteger la superficie del metal sobre el cual se realiza el proceso. El galvanizado más común consiste en depositar una capa de zinc (Zn) sobre hierro (Fe); ya que, al ser el zinc más oxidable, menos noble, que el hierro y generar un óxido estable, protege al hierro de la oxidación al exponerse al oxígeno del aire.

Se usa de modo general en tuberías para la conducción de agua cuya temperatura no sobrepase los 60 °C ya que entonces se invierte la polaridad del zinc respecto del acero del tubo y este se corroe en vez de estar protegido por el zinc. Para evitar la corrosión en general es fundamental evitar el contacto entre materiales disímiles, con distinto potencial de oxidación, que puedan provocar problemas de corrosión galvánica por el hecho de su combinación.

Sin embargo el fluido constante en el interior de la tubería galvanizada crea un desgaste interno que degrada con el tiempo la tubería hasta opacar la capa protectora de zinc y corroe, lo cual provoca problemas en la calidad del fluido entregado.

8.3.1.2 TUBERIA PVC

El poli (cloruro de vinilo) o PVC es un polímero termoplástico, se presenta como un material blanco que comienza a reblandecer alrededor de los 80 °C y se descompone sobre 140 °C. Es un polímero por adición y además una resina que resulta de la polimerización del cloruro de vinilo o cloroetano. Tiene una muy buena resistencia eléctrica y a la llama.

El PVC se caracteriza por ser dúctil y tenaz, presenta estabilidad dimensional y resistencia ambiental, por esta razón, el PVC, es reciclable por varios métodos, y en tuberías, han remplazado en gran medida al hierro (que se oxida más fácilmente), es un material que pueden durar hasta más de sesenta años como se comprueba en aplicaciones tales como tuberías para conducción de agua potable y sanitarios, además es un producto rentable debido a su bajo costo.

La tubería en PVC se destaca por su fácil maniobrabilidad, la pared lisa en el interior lo que favorece el fluir del producto, evitando pérdidas.

8.3.1.3 SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LA TUBERIA

Teniendo en cuenta la descripción anterior de los materiales utilizados para la conducción de fluidos, se ha determinado que por cuestiones económicas y propiedades de la tubería es óptimo el manejo de tubería en PVC.

8.3.2 ELECTROVALVULAS DEL SISTEMA DE BOMBEO

El flujo del producto debe ser direccionado según la etapa de acción, como se ha mencionado anteriormente, para lo cual se ha creado una distribución de electroválvulas sobre el circuito de tubería, teniendo en cuenta en primera instancia, las etapas del proceso, y lograr retirar fácilmente cualquier sección de manera independiente, en caso de realizar mantenimiento a los equipos o a la tubería⁷, de tal manera que el circuito de tubería queda de la siguiente forma, grafica 9.

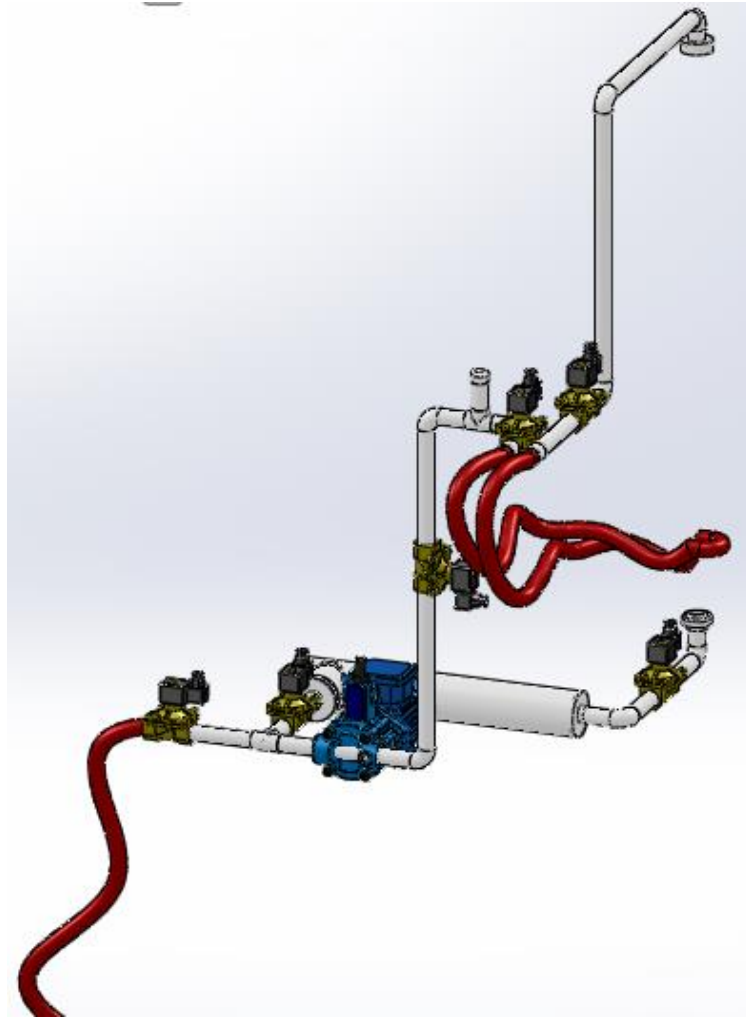


Figura 23. Circuito de tubería, bomba, electroválvulas.

Fuente: Autor del proyecto

⁷ La selección del as electroválvulas del sistema que expondrá al conocer los datos del diseño de la tubería

8.3.3 CONDICIONES DE DISEÑO

8.3.3.1 POLIURETANO

La hoja técnica del poliuretano con el cual se trabaja es proporcionada por la empresa OLAFLEX (Anexo B. Hoja técnica poliuretano OLAFLEX), que indica la densidad requerida de poliuretano expandido, con lo cual se determina la masa que se debe proporcionar en la inyección.

MASA TOTAL

$$m_T = V * \rho \quad (8.26)$$

$$m_T = (0,1m * 12m * 1m)(38 \text{ Kg}/m^3)$$

$$m_T = 45,6 \text{ kg}$$

Dónde:

m_T : masa Total

V: Volumen (poliuretano expandido)

ρ : densidad

La porción de masa necesaria, para la obtención de poliuretano según la ficha técnica de OLAFLEX es de 45 % de la masa total para el polioliol y 55 % de la masa total para el isocianato.

Masa Total = 45,6 Kg

45 % Masa total = 20,52 Kg POLIOL

55 % Masa total = 25,08 Kg ISOCIANATO

8.3.3.2 PROPIEDADES DEL FLUIDO

Debido a que las propiedades de los fluidos polioliol e isocianato son diferentes en algunos aspectos el cálculo de las pérdidas del sistema se determinaran de manera separada.

I. TEMPERATURA DEL FLUIDO

La temperatura adecuada de los líquidos involucrados para la elaboración de paneles de aislamiento térmico es de 25 °C según recomendaciones propias de la empresa OLAFLEX.

TEMPERATURA	
POLIOL	25°C
ISOCIANATO	25°C

Tabla 19. Temperatura de los fluidos

Fuente: Autor del proyecto

II. DENSIDAD

La densidad es la magnitud que expresa la relación entre la masa y el volumen de un cuerpo. Su unidad en el Sistema Internacional es el kilogramo por metro cúbico (kg/m³), aunque frecuentemente se expresa en g/cm³.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (8.27)$$

Dónde:

ρ = densidad

m = masa

V = volumen de determinado cuerpo

Para el caso la densidad de los productos es proporcionada por la empresa OLAFLEX.

DENSIDAD	
POLIOL ρ_p	1018,6 Kg/ m ³
ISOCIANATO ρ_i	1241,6 Kg/ m ³

Tabla 20. Densidad de los fluidos

Fuente: Autor del proyecto

III. VISCOSIDAD

La viscosidad es la oposición de un fluido a las deformaciones tangenciales. Un fluido que no tiene viscosidad se llama fluido ideal. La viscosidad sólo se manifiesta en líquidos en movimiento, es una medida de la fricción interna del fluido, esto es, la resistencia a la deformación.

III. A. VISCOSIDAD ABSOLUTA O DINAMICA (μ)

Es una medida de su resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas. Se expresa en la ley de Newton de la viscosidad, como la constante de proporcionalidad entre el esfuerzo cortante y el gradiente de velocidad $\frac{dv}{dy}$.

$$\mu = \frac{dv}{dy} \quad (8.28)$$

Las unidades de la viscosidad dinámica se expresan en Poise (P) y su equivalencia en unidades corresponde a 1 poise (P) $\equiv 1 \text{ g} \cdot (\text{s} \cdot \text{cm})^{-1} \equiv 1 \text{ dina} \cdot \text{s} \cdot \text{cm}^{-2} \equiv 0,1 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ Suele expresarse en (cP) centipoise.

Para el caso la viscosidad dinámica de los productos es proporcionada por la empresa OLAFLEX en centipoise se hace la conversión hasta llegar a unidades de SI.

VISCOSIDAD DINAMICA	
POLIOL(μ_p)	<p style="text-align: center;">500 cP</p> <p style="text-align: center;">1 poise = 100 centipoise = 1 g/ (cm·s) = 0,1Pa*s = 0,1 (N*s)/m²</p> $\mu_p = 500 \text{ cP} * \frac{1 \frac{\text{g}}{\text{cm} * \text{s}}}{100 \text{ cP}} = 5 \frac{\text{g}}{\text{cm} * \text{s}}$ $\mu_p = 5 \frac{\text{g}}{\text{cm} * \text{s}} * \frac{1 \text{Kg}}{1000 \text{g}} * \frac{100 \text{cm}}{1 \text{m}}$ $= 0,5 \frac{\text{Kg}}{\text{m} * \text{s}}$
ISOCIANATO(μ_i)	<p style="text-align: center;">200 cP</p> <p style="text-align: center;">1 poise = 100 centipoise = 1 g/ (cm·s) = 0,1Pa*s = 0,1 (N*s)/m²</p> $\mu_i = 200 \text{ cP} * \frac{1 \frac{\text{g}}{\text{cm} * \text{s}}}{100 \text{ cP}} = 2 \frac{\text{g}}{\text{cm} * \text{s}}$ $\mu_i = 2 \frac{\text{g}}{\text{cm} * \text{s}} * \frac{1 \text{Kg}}{1000 \text{g}} * \frac{100 \text{cm}}{1 \text{m}}$ $= 0,2 \frac{\text{Kg}}{\text{m} * \text{s}}$

Tabla 21. Calculo de la viscosidad dinámica

Fuente: Autor del proyecto

III. B. VISCOSIDAD CINEMATICA

El cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad lo denominamos viscosidad cinemática.

$$\text{viscosidad cinemática} = \frac{\mu}{\rho} \quad (8.29)$$

Las unidades de la viscosidad cinemática se expresan en Stoke (S) y su equivalencia en unidades corresponde a 1 stoke = 100 centistokes = 1 cm²/s = 0,0001 m²/s Suele expresarse en (cS) centistoke.

VISCOSIDAD CINEMATICA	
POLIOL	$\begin{aligned} \text{viscosidad cinetatica}_p &= \frac{\mu_p}{\rho_p} \\ &= \frac{0,5 \text{ Kg/m} \cdot \text{s}}{1018,6 \text{ Kg/m}^3} \\ &= 4,908 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$
ISOCIANATO	$\begin{aligned} \text{viscosidad cinetatica}_i &= \frac{\mu_i}{\rho_i} \\ &= \frac{0,2 \text{ Kg/m} \cdot \text{s}}{1241,6 \text{ Kg/m}^3} \\ &= 1,61 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$

Tabla 22. Calculo de la viscosidad cinemática

Fuente: Autor del proyecto

III. C. VOLUMEN

El volumen que ocupa la masa mencionada para cada producto es de

$$V = m * \rho \quad (8.27 \text{ a})$$

VOLUMEN	
POLIOL (V_p)	$V_p = m_p / \rho_p$ $V_p = \frac{(20,52 \text{ Kg})}{\left(1018,6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)}$ $V_p = 0,0202 \text{ m}^3$
ISOCIANATO (V_i)	$V_i = m_i / \rho_i$ $V_i = \frac{(25,08 \text{ Kg})}{\left(1241,6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)}$ $V_i = 0,0202 \text{ m}^3$
<p>Nota: Como se puede apreciar el volumen de los líquidos necesarios para lograr la densidad del poliuretano expandido son iguales, lo cual confirma lo expresado en la hoja técnica de la empresa OLAFLEX.</p>	

Tabla 23. Calculo del volumen de los fluidos

Fuente: Autor del proyecto

III. D. CAUDAL

El caudal es la cantidad de fluido que pasa en una unidad de tiempo. Normalmente se identifica con el flujo volumétrico o volumen que pasa por un área dada en la unidad de tiempo.

$$Q = \frac{V}{t} \quad (8.30)$$

Dónde:

Q = Caudal

V = Volumen estado liquido

t = Tiempo

El tiempo en que el sistema debe entregar poliuretano sobre el molde es de 20 segundos debido a que después, la reacción química de los productos causa una expansión que es limitada por la tapa del molde para darle forma de panel.

CAUDAL	
POLIOL	$Q_p = \frac{V_p}{t}$ $Q_p = \frac{0,0202m^3}{20s}$ $= 1,01 \times 10^{-3} m^3/s$
ISOCIANATO	$Q_i = \frac{V_I}{t}$ $Q_i = \frac{0,0202m^3}{20s}$ $= 1,01 \times 10^{-3} m^3/s$
Nota: Dado que el volumen calculado para el poliol y el isocianato el caudal es igual.	

Tabla 24. Calculo del caudal

Fuente: Autor del proyecto

De igual manera el caudal de un sistema de flujo se puede relacionar en función de la velocidad del fluido por el área de flujo.

$$Q = A * v \quad (8.31)$$

Dónde:

Q = Caudal

v= Velocidad del fluido

A = Área del tubo

De tal forma que la velocidad del fluido en la tubería es:

VELOCIDAD DE FLUJO	
POLIOL	$Q = A * v_p$ $v_p = \frac{Q}{A} = \frac{1,01 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{(0,0127 \text{ m})^2 * \pi} \quad v_p = 1,99 \text{ m/s}$
ISOCIANATO	$Q = A * v_i$ $v_i = \frac{Q}{A} = \frac{1,01 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{(0,0127 \text{ m})^2 * \pi} \quad v_i = 1,99 \text{ m/s}$
Nota: Al igual que el caudal, la velocidad del flujo es igual para los dos productos	

Tabla 25. Calculo de la velocidad de flujo

Fuente: Autor del proyecto

III. E. FLUJO MÁSIICO

Flujo másico es en física la magnitud que expresa la variación de la masa en el tiempo.

$$\dot{m} = \rho * v * A \quad (8.32)$$

Dónde:

ρ = densidad del fluido

v = velocidad del fluido

A = área de la tubería

Para lo cual se hace necesario el cálculo como se muestra a continuación:

FLUJO MASICO	
POLIOL	$\dot{m}_p = \rho_p * v_p * A$ $\dot{m}_p = 1018,6 \text{ Kg/m}^3 * 1,99 \text{ m/s} * (0,0127 \text{ m})^2 * \pi = \dot{m}_p = 1,027 \text{ Kg/s}$
ISOCIANATO	$\dot{m}_I = \rho_I * v_I * A$ $\dot{m}_p = (1241,6 \text{ Kg/m}^3) * (1,99 \text{ m/s}) * ((0,0127 \text{ m})^2 * \pi); \dot{m}_p = 1,251 \text{ Kg/s}$

Tabla 26. Calculo del flujo másico

Fuente: Autor del proyecto

8.3.4 SISTEMA DE BOMBEO CASO N°1

El primer caso comprende la circulación del fluido desde canecas externas (proveedor), hacia el tanque de almacenamiento de la inyectora de poliuretano, Figura 24. Indica la sección de tubería utilizada para la primera etapa y los elementos que intervienen en ella.

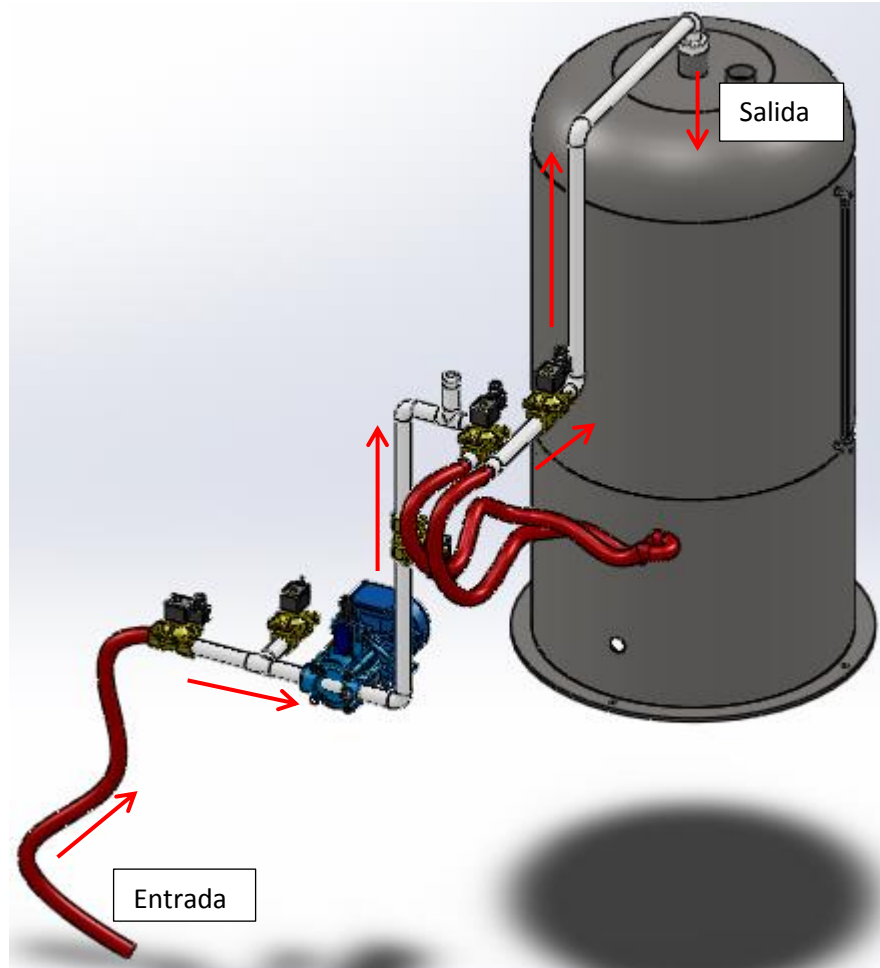


Figura 24. Sistema de Bombeo (1^{er} Caso) Dirección del flujo.

Fuente: Autor del proyecto

Especificaciones y medidas

Plano 4. (Tubería del Sistema de bombeo).

8.3.4.1 CARACTERISTICAS DEL SISTEMA

Diferencia de Alturas = 0,5 m

Longitud de Tubería = 7,15 m

Diámetro de la Tubería = 1" = 0,0254 m

I. CONDICIONES DE SUCCION

Las condiciones de succión y descarga, se determinan para conocer el tramo de tubería antes y después de la bomba, y se especifican de tal manera, para establecer las pérdidas en cada sección.

Diámetro interno de la tubería de succión = 1" = 0,0254 m

Altura de succión = 0,7 m

Longitud = 2,15 m

Numero de tee = 1

Numero de Válvulas = 1

II. CONDICIONES DE DESCARGA

Diámetro interno de la tubería de impulsión = 1" = 0,0254 m

Altura de impulsión = 1,2 m

Longitud de tubería = 5 m

Numero de codos 90° = 6

Numero de Válvulas = 3

Numero de tee = 1

Numero de curva U = 1

8.3.4.2 FLUJO EN TUBERIAS Y DUCTOS

Las variables del sistema, requieren del estudio específico de las condiciones del fluido y del esquema de tubería a diseñar, para lo cual, es necesario conocer las reacciones del flujo en la tubería.

I. FLUJO LAMINAR Y TURBULENTO

Se llama flujo laminar, al movimiento de un fluido cuando éste es ordenado, estratificado, suave. En un flujo laminar el fluido se mueve en láminas paralelas sin entremezclarse y cada partícula de fluido sigue una trayectoria suave, llamada línea de corriente.

Por el contrario, el flujo turbulento o corriente turbulenta, describe un movimiento de un fluido que se da en forma caótica, en que las partículas se mueven desordenadamente y las trayectorias de las partículas se encuentran formando pequeños remolinos.

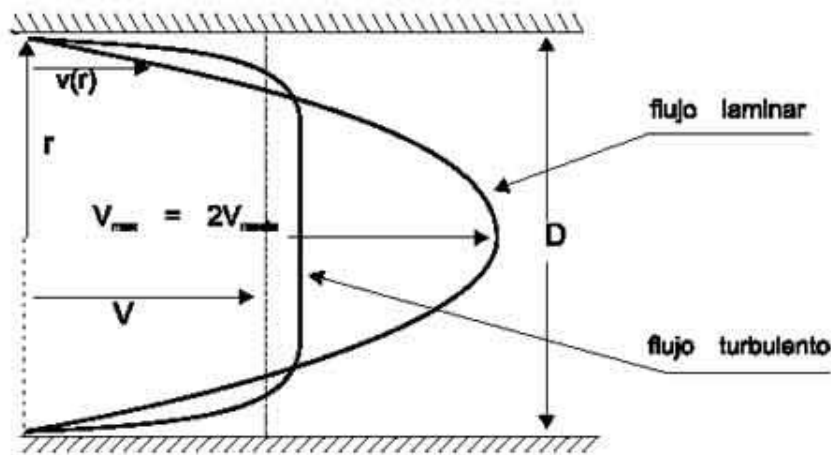


Figura 25. Flujo laminar o turbulento

Fuente: Robert L. Mott. Mecánica de fluidos. Flujo lamina flujo turbulento Número de Reynolds y pérdidas de energía.2006. Sexta edición. Ed Pearson educación ISBN 970-26-0805-8

I. A. NUMERO DE REYNOLDS

Esta influencia del comportamiento de las velocidades del flujo, en una tubería está dada por el número de Reynolds que se define como el parámetro adimensional importante en las ecuaciones que describen, en qué condiciones el flujo será laminar o turbulento.

Esta dada por la ecuación:

$$R = \frac{Dv\rho}{\mu} \quad (8.33)$$

Dónde:

R= Numero de Reynolds

v = Velocidad

ρ = densidad

μ = viscosidad dinámica

Para estudio:

Si $R < 2000$ El Flujo se considera Laminar.

Si $R > 4000$ El Flujo se considera Turbulento.

Dados los datos:

POLIOL
D= 0,0254 m
 $v_p=1,99$ m/s
 $\rho = 1018,6$ Kg/m³
(μ_p)= 0,5 Kg/m*s

ISOCIANATO
D= 0,0254
 $v_i=1,99$ m/s
 $\rho = 1241,6$ Kg/m³
(μ_i)= 0,2 Kg/m*s

Considerando los anteriores datos:

AREA	
POLIOL	$A = \frac{\pi D^2}{4}$ $A = \frac{\pi(0,0254)^2}{4}$ $A = 5,067 \times 10^{-4} m^2$
ISOCIANATO	$A = \frac{\pi D^2}{4}$ $A = \frac{\pi(0,0254)^2}{4}$ $A = 5,067 \times 10^{-4} m^2$
Nota: El diámetro de tubería utilizado para los dos componentes es igual por lo cual el área resulta como es indicado	

Tabla 27. Calculo del área de tubería

Fuente: Autor del proyecto

Entonces:

NUMERO DE REYNOLDS	
POLIOL	$Re = \frac{D * v * \rho_P}{\mu_P}$ $Re = \frac{(0,0254m) * (1,99 m/s) * (1018,6 Kg/m^3)}{0,5 Kg/m * s}$ $Re = 102,97 < 2000 \text{ Flujo Laminar}$
ISOCIANATO	$Re = \frac{D * v_I * \rho_I}{\mu_I}$ $Re = \frac{(0,0254m) * (1,99 m/s) * (1241,6 Kg/m^3)}{0,2 Kg/m * s}$ $Re = 313,79 < 2000 \text{ Flujo Laminar}$

Tabla 28. Calculo del número de Reynolds

Fuente: Autor del proyecto

I. B. FACTOR DE FRICCION (f)

Para condiciones de flujo laminar ($R < 2000$) es función solo del número de Reynolds, mientras que para flujo turbulento ($R > 4000$) es función del tipo de pared de la tubería, su rugosidad relativa (ϵ/D) es decir, la rugosidad de las paredes comparada con su diámetro.

Si el flujo es Laminar se utiliza la ecuación.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (8.34)$$

Si el flujo es Turbulento f se encuentra tabulado en el diagrama de Moody, Abaco de Lamont entre otros.

Hay que tener en cuenta que la corrosión, incrustaciones, etc..., aumentan la rugosidad en las tuberías, modificando el factor de fricción y aumentando las pérdidas de carga. Es

conveniente prever esta situación pues los ábacos están realizados con valores obtenidos con tuberías nuevas y limpias.

FACTOR DE FRICCIÓN	
POLIOL	$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{102,97} =$ $f = 0,6215$
ISOCIANATO	$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{313,79} =$ $f = 0,204$
Nota: Debido a que el flujo es laminar para los dos productos se determina el coeficiente de fricción mediante la fórmula indicada.	

Tabla 29. Cálculo del factor de fricción

Fuente: Autor del proyecto

8.3.4.3 DETERMINACION DE PÉRDIDAS EN EL SISTEMA (SUCCION)

I. PERDIDAS DE CARGA

Las pérdidas se dividen en pérdidas mayores debido a la fricción en proporciones del área constante del sistema y pérdidas menores debido al flujo a través de uniones, válvulas, codos y efectos friccionantes en otras porciones de área no constante del sistema.

La ecuación de Darcy-weisbach es la fórmula más aceptada para determinar las pérdidas en tuberías se muestra a continuación.

I. A. PERDIDAS MAYORES

Las pérdidas mayores o pérdidas por fricción, corresponden a la pérdida de presión en un canal o tubo para un flujo completamente desarrollado y continuo a través de una sección horizontal de área constante.

Están dadas por la fórmula:

$$h_{pl} = \frac{fLV^2}{2gD} \quad (8.35)$$

Dónde:

f : es el factor de fricción

L : Longitud de la tubería (m)

V : Velocidad del flujo (m/s)

D : Diámetro interno de la tubería (m)

g : Aceleración de la gravedad (m/s²)

PERDIDAS POR FRICCION

Longitud de succión para el poliolo e isocianato es de 2,15 m

PERDIDAS POR FRICCION	
POLIOL	$h_{psf} = \frac{f * L * v^2}{D * 2g}$ $h_{psf} = \frac{(0,6215) * (2,15m) * (1,99 m/s)^2}{(0,0254m) * 2 (9,81 m/s^2)}$ $h_{psf} = 10,618 m$
ISOCIANATO	$h_{psf} = \frac{f * L * v^2}{D * 2g}$ $h_{psf} = \frac{(0,204) * (2,15m) * (1,99 m/s)^2}{(0,0254m) * 2 (9,81 m/s^2)}$ $h_{psf} = 3,48 m$

Tabla 30. Calculo de las perdidas por fricción

Fuente: Autor del proyecto

I. B. PERDIDAS MENORES

Las pérdidas de carga menores, producidas en zonas localizadas de los conductos, y se da por la separación del flujo, cuando el sistema de flujo pasa a través de una serie de conectores o cambios abruptos de área, y puede expresarse por:

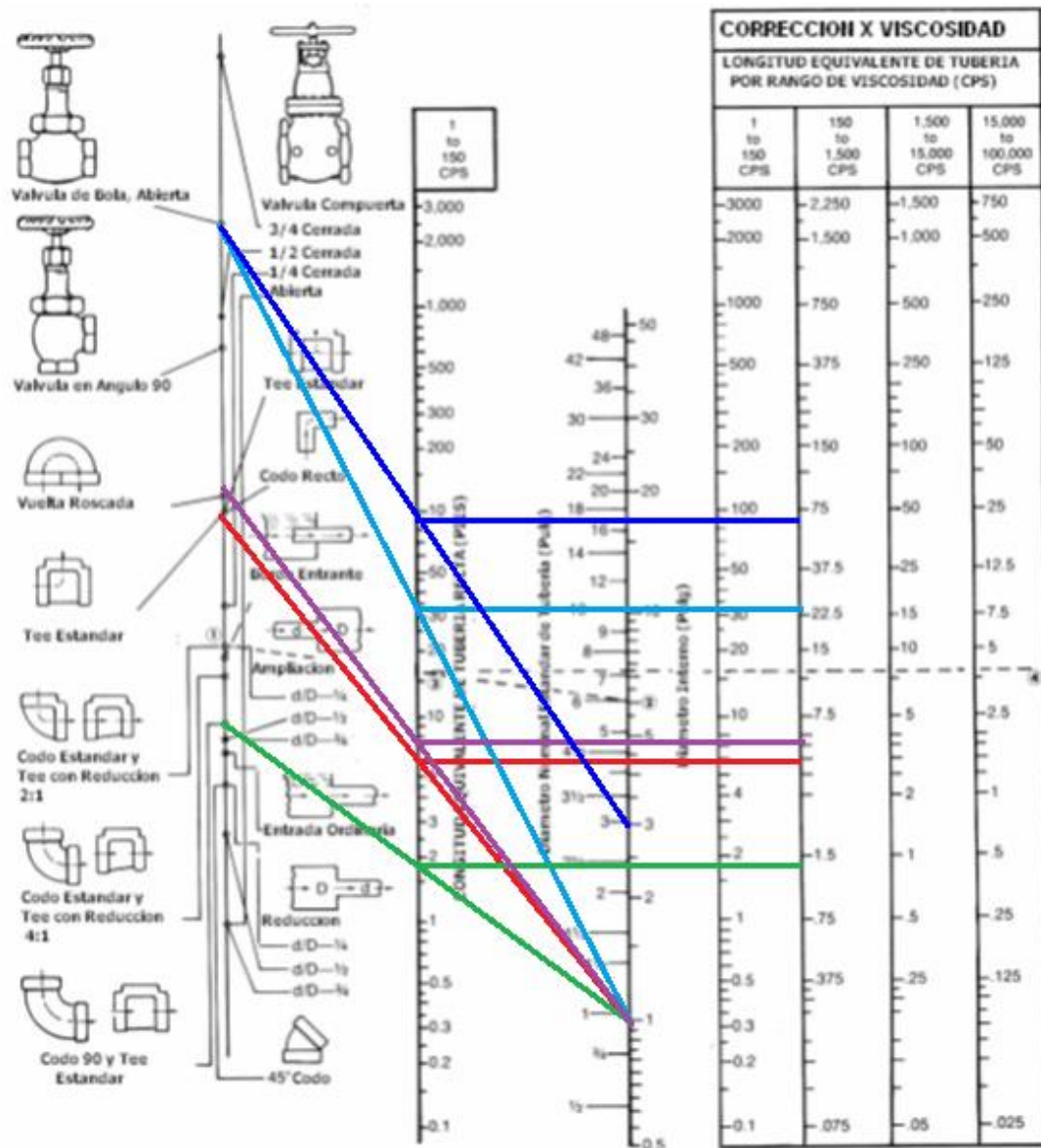
$$h_{pac} = \sum K \frac{v^2}{2g} \quad (8.36)$$

Dónde:

h_{pac} : corresponde a la pérdida producida por el accesorio

K : es una longitud equivalente de tubería recta del accesorio

La longitud equivalente está dada por tablas, en donde encontramos la longitud equivalente en un tramo recto, respecto al accesorio que encontremos y a los diferentes rangos de viscosidad (Grafica 4).



Grafica 4. Pérdidas por fricción en válvulas y accesorios

Fuente: Waukesha Cherry-Burrell. Engineering Manual.

I. B. 1. COEFICIENTE K

De la Grafica 4. Pérdidas por fricción en válvulas y accesorios

Obtenemos el coeficiente K para determinar las perdidas por accesorios.

En la siguiente tabla se encuentra el coeficiente K calculado en pies y metros de los accesorios utilizados en este proyecto.

ACCESORIO	Medida	Nombre	Color	K (PIES)	K(METROS)
Codo de 90°	1"	K ₁		1,3	0,396
Tee	1"	K ₂		6	1,828
Curva U	1"	K ₃		6,5	1,98
Válvula	1"	K ₄		23,5	7,1628
Tee	3"	K ₅		70	21,336

Tabla 31. Coeficiente K de Accesorios de Inyectora de poliuretano

Fuente: Autor del proyecto

COEFICIENTE K (SUCCION)						
	Accesorio	Nombre	Cant	Valor Unitario (m)	Valor Total (m)	Total
POLIOL	Tee	K ₂	1	1,828	1,828	$K_T = K_2 + K_4$ $K_T = 1,828m + 7,1628m$ $K_T = 8,99m$
	Válvula	K ₄	1	7,1628	7,1628	
ISOCIANATO	Tee	K ₂	1	1,828	1,828	$K_T = K_2 + K_4$ $K_T = 1,828m + 7,1628m$ $K_T = 8,99m$
	Válvula	K ₄	1	7,1628	7,1628	
Nota: La distribución de tubería y accesorios para el polioli e isocianato es igual por lo cual el coeficiente K total es igual.						

Tabla 32. Calculo del coeficiente K (succión)

Fuente: Autor del proyecto

Determinado el valor K total de los accesorios en la succión se determinan las pérdidas causadas:

PERDIDAS POR ACCESORIOS (SUCCION)	
POLIOL	$h_{psac} = 8,99m \frac{(1,99 m/s)^2}{2(9,81 m/s^2)}$ $h_{psac} = 1,81m$
ISOCIANATO	$h_{psac} = 8,99m \frac{(1,99 m/s)^2}{2(9,81 m/s^2)}$ $h_{psac} = 1,81m$
Nota: Dado el coeficiente K las perdidas por accesorios son iguales en los dos productos	

Tabla 33. Calculo de las perdidas por accesorios (succión) (Caso N°1)

Fuente: Autor del proyecto

I. C. PERDIDAS TOTALES EN LA SUCCION

Calculadas las perdidas en la succión, por fricción y por accesorios se determina el valor de las pérdidas totales en la succión.

PERDIDAS TOTALES (SUCCION)	
POLIOL	$h_{psT} = h_{psf} + h_{psac}$ $h_{psT} = 10,618m + 1,81m$ $h_{psT} = 12,428m$
ISOCIANATO	$h_{psT} = h_{psf} + h_{psac}$ $h_{psT} = 3,48 m + 1,81 m$ $h_{psT} = 5,29 m$

Tabla 34. Calculo de las pérdidas totales (succión) (Caso N°1)

Fuente: Autor del proyecto

8.3.4.4 DETERMINACION DE PÉRDIDAS EN EL SISTEMA (DESCARGA)

El esquema a utilizar para determinar las perdidas en el sistema en la descarga, es igual al de la succión, claro está, con las condiciones de longitud de tubería y accesorios de la descarga del sistema.

I. PERDIDAS DE CARGA

I. A. PERDIDAS POR FRICCION

Longitud de descarga para el polioli e isocianato es de 5 m

PERDIDAS POR FRICCION (DESCARGA)	
POLIOL	$h_{pdf} = \frac{f * L * v^2}{D * 2g}$ $h_{pdf} = \frac{(0,6215) * (5m) * (1,99 m/s)^2}{(0,0254m) * 2 * (9,81 m/s^2)}$ $h_{pdf} = 24,7 m$
ISOCIANATO	$h_{pdf} = \frac{f * L * v^2}{D * 2g}$ $h_{pdf} = \frac{(0,204) * (5 m) * (1,99 m/s)^2}{(0,0254m) * 2 * (9,81 m/s^2)}$ $h_{pdf} = 8,1 m$

Tabla 35. Calculo de las perdidas por fricción (Descarga) (Caso N°1)

Fuente: Autor del proyecto

I. B. PERDIDAS MENORES

I. B. 1. COEFICIENTE K

De la Tabla 31. Coeficiente K de Accesorios de Inyectora de poliuretano obtenemos el coeficiente K para determinar las perdidas por accesorios.

COEFICIENTE K (DESCARGA)						
	Accesorio	Nombre	Cant	Valor Unitario (m)	Valor total (m)	Total
POLIOL	Codo 90°	K ₁	6	0,396	2,376	$K_T = K_1 + K_2 + K_3 + K_4$ $K_T = 1,828m + 21,48m$ $+2,376m + 1,98m$ $K_T = 27,66 m$
	Tee	K ₂	1	1,828	1,828	
	Curva (U)	K ₃	1	1,98	1,98	
	Válvula	K ₄	3	7,1628	21,48	
ISOCIANATO	Codo 90°	K ₁	6	0,396	2,376	$K_T = K_1 + K_2 + K_3 + K_4$ $K_T = 1,828m + 21,48m$ $+2,376m + 1,98m$ $K_T = 27,66 m$
	Tee	K ₂	1	1,828	1,828	
	Curva (U)	K ₃	1	1,98	1,98	
	Válvula	K ₄	3	7,1628	21,48	
Nota: La distribución de tubería y accesorios para el polioliol e isocianato es igual por lo cual el coeficiente K total es igual.						

Tabla 36. Calculo del coeficiente K (Descarga) (Caso N°1)

Fuente: Autor del proyecto

Determinado el valor K total de los accesorios en la descarga, se determinan las pérdidas causadas:

PERDIDAS POR ACCESORIOS (DESCARGA)	
POLIOL	$h_{pdac} = 27,66 \frac{(1,99 \text{ m/s})^2}{2(9,81 \text{ m/s}^2)}$ $h_{pdac} = 5,58 \text{ m}$
ISOCIANATO	$h_{pdac} = 27,66 \frac{(1,99 \text{ m/s})^2}{2(9,81 \text{ m/s}^2)}$ $h_{pdac} = 5,58 \text{ m}$

Nota: Dado el coeficiente K las perdidas por accesorios son iguales en los dos productos

Tabla 37. Calculo de pérdidas por accesorios (Descarga) (Caso N°1)

Fuente: Autor del proyecto

Calculadas las perdidas en la succión, por fricción y por accesorios se determina el valor de las pérdidas totales en la descarga.

I. C. PERDIDAS TOTALES EN LA DESCARGA

PERDIDAS TOTALES (DESCARGA)	
POLIOL	$h_{pdT} = h_{pdf} + h_{pdac}$ $h_{pdT} = 24,7 \text{ m} + 5,58 \text{ m}$ $h_{pdT} = 30,3 \text{ m}$
ISOCIANATO	$h_{pdT} = h_{pdf} + h_{pdac}$ $h_{pdT} = 8,1 \text{ m} + 5,58 \text{ m}$ $h_{pdT} = 13,7 \text{ m}$

Tabla 38. Calculo de las pérdidas totales (Descarga) (Caso N°1)

Fuente: Autor del proyecto

8.3.4.5 PERDIDAS TOTALES DEL SISTEMA EN EL CASO 1

Las pérdidas totales del sistema se determinan mediante, la suma de las perdidas total en la succión y las perdidas total en la descarga.

$$h_{pT} = h_{psT} + h_{pdT}$$

PERDIDAS TOTALES SISTEMA CASO 1	
POLIOL	$h_{pT} = h_{psT} + h_{pdT}$ $h_{pT} = (12,428 \text{ m} + 30,3 \text{ m})$ $h_{pT} = 42.73 \text{ m}$
ISOCIANATO	$h_{pT} = h_{psT} + h_{pdT}$ $h_{pT} = (5,29 \text{ m} + 13,7 \text{ m})$ $h_{pT} = 19 \text{ m}$

Tabla 39. Calculo de las pérdidas totales (Caso N°1)

Fuente: Autor del proyecto

8.3.4.6 CARGA DE TRABAJO DE LA BOMBA

La carga de trabajo de la bomba, hace referencia a la altura de columna de líquido a elevar esta altura (h), desarrollada por una bomba, se determina midiendo la presión en la aspiración y en la salida de la bomba, calculando las velocidades mediante la división del caudal de salida entre las respectivas áreas de las secciones transversales y teniendo en cuenta la diferencia de altura entre la aspiración y la descarga. La altura neta h suministrada por la bomba al fluido se define implementando la ecuación de Bernoulli de la siguiente manera:

$$H_{\text{Bombeo}} = \left(\frac{P_2}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g} \right) + \left(\frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} \right) + (Z_2 - Z_1) + h_{pt} \quad (8.37)$$

Dónde:

H_{Bombeo} : Altura de bombeo

P: Presión (Pa)

ρ : Densidad (Kg/m³)

g : Gravedad (m/s²)

V : Velocidad de flujo (m/s)

Z : Diferencia de altura respecto a la bomba

h_{pT} : Altura equivalente por las pérdidas del sistema

Teniendo en cuenta que no hay diferencia de presiones y de velocidades, la carga de trabajo de la bomba se determina por:

$$H_B = h_{pT} + Z_2 - Z_1 \quad (8.37 a)$$

Dónde:

H_B = Carga de trabajo de la bomba

h_{pT} = Perdida total del sistema

Z_1 = Altura succión

Z_2 = Altura descarga

CARGA DE TRABAJO DE LA BOMBA	
POLIOL	$H_B = h_{pT} + Z_2 - Z_1$ $H_B = 42,73 m + 1,2 m - 0,7 m$ $H_B = 43,23 m$
ISOCIANATO	$H_B = h_{pT} + Z_2 - Z_1$ $H_B = 19 m + 1,2 m - 0,7 m$ $H_B = 19,5 m$

Tabla 40. Calculo de carga de trabajo de la bomba (Caso N°1)

Fuente: Autor del proyecto

8.3.4.7 POTENCIA DE LA BOMBA

La potencia teórica de una bomba hidráulica está dada por la fórmula:

$$P_b = \gamma Q H_b \quad (8.38)$$

$$P_b = \rho g Q H_b \quad (8.38 a)$$

Dónde:

γ : Peso específico del fluido = ρg

Q: Caudal

H_b: Altura de carga en la bomba

De tal modo que para el caso N°1 del sistema de bombeo la potencia de la bomba se determina así:

POTENCIA DE LA BOMBA SISTEMA DE BOMBEO CASO 1	
POLIOL	$P = H_B \rho g Q$ $P = (43,23 \text{ m}) (1018,6 \text{ Kg/m}^3) (9,81 \text{ m/s}^2) (1,01 \times 10^{-3})$ $P = 436,3 \frac{\text{Kgm}^2}{\text{s}^3}$ $\text{Si } \frac{\text{Kgm}^2}{\text{s}^3} = \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = \frac{\text{J}}{\text{s}} = \text{W}$ $P = 436,3 \frac{\text{Kgm}^2}{\text{s}^3} = 436,3 \text{ Watt}$ $\text{Si } 1 \text{HP} = 745 \text{ Watt}$ $\text{HP} = \frac{436,3 \text{ Watt}}{745 \text{ Watt}} = \text{HP} = 0,58$
ISOCIANATO	$P = H_B \rho_I g Q$ $P = (19,5 \text{ m}) (1241,6 \text{ Kg/m}^3) (9,81 \text{ m/s}^2) (1,01 \times 10^{-3})$ $P = 239,9 \frac{\text{Kgm}^2}{\text{s}^3}$

	$Si \frac{Kgm^2}{s^3} = \frac{Nm}{s} = \frac{J}{s} = W$ $P = 239,9 \frac{Kgm^2}{s^3} = 239,9 Watt$ $Si 1HP = 745 Watt$ $HP = \frac{239,9 Watt}{745 Watt} = HP = 0,322$
--	--

Tabla 41. Calculo de la potencia de la bomba (Caso N°1)

Fuente: Autor del proyecto

8.3.4.8 POTENCIA REAL BOMBA

La potencia real de la bomba puede definirse mediante

$$P_{realb} = \frac{P_b}{\eta} \quad (8.39)$$

Dónde:

P_b: Potencia teórica de la bomba

η: Eficiencia de la bomba

La potencia real de la bomba se determina por la potencia calculada sobre la eficiencia de la bomba.

Para este caso se supone una eficiencia de 90 %.

POTENCIA REAL DE LA BOMBA	
POLIOL	$P_R = \frac{H_B \rho g Q}{\eta}$ $P_R = \frac{0,58}{0,9} HP; \quad P_R = 0,64 HP$
ISOCIANATO	$P_R = \frac{H_B \rho g Q}{\eta}$ $P_R = \frac{0,322}{0,9} HP; \quad P_R = 0,36 HP$

Tabla 42. Calculo de potencia real de la bomba (Caso N°1)

Fuente: Autor del proyecto

8.3.4.9 POTENCIA DEL MOTOR TRIFASICO

La potencia recomendada para la selección del motor trifásico es 1,3 veces la Potencia real de la bomba.

$$P_{motor} = P_R * 1,3 \quad (8.40)$$

POTENCIA DEL MOTOR TRIFASICO	
POLIOL	$P_{motor} = P_R * 1,3$ $P_{motor} = 0,64 \text{ HP} * 1,3$ $P_{motor} = 0,83 \text{ HP}$
ISOCIANATO	$P_{motor} = P_R * 1,3$ $P_{motor} = 0,36 \text{ HP} * 1,3$ $P_{motor} = 0,47 \text{ HP}$

Tabla 43. Calculo de la potencia del motor trifásico (Caso N°1)

Fuente: Autor del proyecto

8.3.5 SISTEMA DE BOMBEO CASO N°2

El segundo caso direcciona el fluido desde el tanque de almacenamiento de la maquina, hasta la zona de mezcla para luego causar la expulsión del poliuretano sobre el molde.

En este diseño de tubería se hace circular polioli e isocianato de manera independiente por un recorrido que involucra una expansión y luego una reducción en donde se calienta el producto de manera controlada.

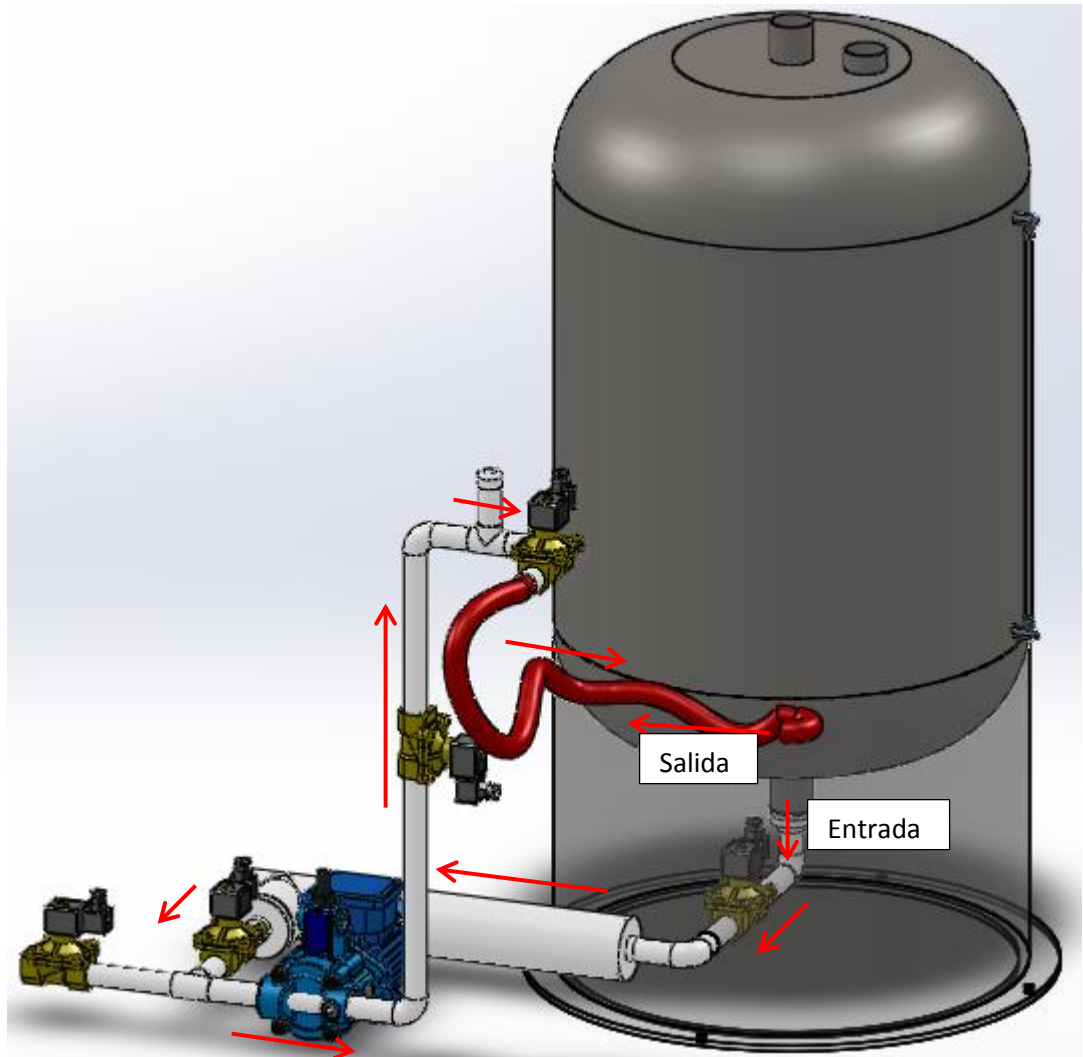


Figura 26. Sistema de Bombeo (2^{do} Caso) Dirección del flujo.

Fuente: Autor del proyecto

Especificaciones y medidas Plano 4. (Tubería del Sistema de bombeo)

8.3.5.1 CARACTERISTICAS DEL SISTEMA

Diferencia de Alturas = 0,6 m

Longitud de Tubería = 4,2 m

Diámetro de la Tubería = 1" = 0,0254 m

I. CONDICIONES DE SUCCION

Diámetro interno de la tubería de succión = 1" = 0,0254 m

Altura de succión = 0 m

Longitud = 1,7 m

Numero de tee de 1" = 1

Numero de tee de 3" = 1

Numero de Válvulas = 2

Numero de Codo 90° = 2

II. CONDICIONES DE DESCARGA

Diámetro interno de la tubería de impulsión = 1" = 0,0254 m

Altura de impulsión = 0,6 m

Longitud de tubería = 2,5 m

Numero de codos 90° = 3

Numero de Válvulas = 2

Numero de tee = 1

Numero de curva U = 1

Las condiciones del producto no cambian, por lo cual el valor del número de Reynolds, el factor de fricción no cambia.

8.3.5.2 DETERMINACION DE PÉRDIDAS EN EL SISTEMA (SUCCION)

I. PERDIDAS DE CARGA

I. A. PERDIDAS MAYORES

Están dadas por la fórmula:

$$h_{pl} = \frac{fLV^2}{2gD}$$

PERDIDAS POR FRICCIÓN

Longitud de succión = 1,7 m

PERDIDAS POR FRICCIÓN	
POLIOL	$h_{psf} = \frac{f * L * v^2}{D * 2g}$ $h_{psf} = \frac{(0,6215) * (1,7m) * (1,99m/s)^2}{(0,0254m) * 2(9,81m/s^2)}$ $h_{psf} = 8,39m$
ISOCIANATO	$h_{psf} = \frac{f * L * v^2}{D * 2g}$ $h_{psf} = \frac{(0,204) * (1,7m) * (1,99m/s)^2}{(0,0254m) * 2(9,81m/s^2)}$ $h_{psf} = 2,75m$

Tabla 44. Calculo de las perdidas por fricción (Succión) Caso N°2

Fuente: Autor del proyecto

I. B. PERDIDAS MENORES

De la Tabla 31. Pérdidas por fricción en válvulas y accesorios

Obtenemos el coeficiente K para determinar las perdidas por accesorios.

COEFICIENTE K (SUCCION)						
	Accesorio	Nombre	Cant	Valor Unitario (m)	Valor Total (m)	Total
POLIOL	Codo 90°	K ₁	2	0,396	0,792	$K_T = K_1 + K_2 + K_4 + K_5$ $K_T = 1,828 m + 14,32 m$ $+ 0,792 m + 21,336 m$ $K_T = 38,3 m$
	Tee	K ₂	1	1,828	1,828	
	Válvula	K ₄	2	7,1628	14,32	
	Tee 3"	K ₅	1	21,33	21,33	
ISOCIANATO	Codo 90°	K ₁	2	0,396	0,792	$K_T = K_1 + K_2 + K_4 + K_5$ $K_T = 1,828 m + 14,32 m$ $+ 0,792 m + 21,336 m$ $K_T = 38,3 m$
	Tee	K ₂	1	1,828	1,828	
	Válvula	K ₄	2	7,1628	14,32	
	Tee 3"	K ₅	1	21,33	21,33	
Nota: La distribución de tubería y accesorios para el polioli e isocianato es igual por lo cual el coeficiente K total es igual.						

Tabla 45. Calculo del coeficiente K (Succión) Caso N°2

Fuente: Autor del proyecto

I. B. 1. COEFICIENTE K

Determinado el valor K total de los accesorios en la succión se determinan las pérdidas causadas:

PERDIDAS POR ACCESORIOS (SUCCION)	
POLIOL	$h_{psac} = 38,3 m \frac{(1,99 m/s)^2}{2(9,81 m/s^2)}$ $h_{psac} = 7,73 m$
ISOCIANATO	$h_{psac} = 38,3 m \frac{(1,99 m/s)^2}{2(9,81 m/s^2)}$ $h_{psac} = 7,73 m$

Nota: Dado el coeficiente K las perdidas por accesorios son iguales en los dos productos

Tabla 46. Calculo de las perdidas por accesorios (Succión) Caso N°2

Fuente: Autor del proyecto

I. C. PERDIDAS TOTALES EN LA SUCCION

Calculadas las perdidas en la succión, por fricción y por accesorios se determina el valor de las pérdidas totales en la succión.

PERDIDAS TOTALES (SUCCION)	
POLIOL	$h_{psT} = h_{psf} + h_{psac}$ $h_{psT} = 8,39 m + 7,73 m$ $h_{psT} = 16,12m$
ISOCIANATO	$h_{psT} = h_{psf} + h_{psac}$ $h_{psT} = 2,75 m + 7,73 m$ $h_{psT} = 10,48 m$

Tabla 47. Calculo de las pérdidas totales (Succión) Caso N°2

Fuente: Autor del proyecto

8.3.5.3 DETERMINACION DE PÉRDIDAS EN EL SISTEMA (DESCARGA)

El esquema a utilizar para determinar las perdidas en el sistema en la descarga, es igual al de la succión, con las condiciones de longitud de tubería y accesorios de la descarga del sistema.

I. PERDIDAS DE CARGA

I. A. PERDIDAS POR FRICCION

Longitud de descarga para el polioli e isocianato es de 2,5 m

PERDIDAS POR FRICCION (DESCARGA)	
POLIOL	$h_{pdf} = \frac{f * L * v^2}{D * 2g}$ $h_{pdf} = \frac{(0,6215) * (2,5 \text{ m}) * (1,99 \text{ m/s})^2}{(0,0254\text{m}) * 2 \left(9,81 \text{ m/s}^2\right)}$ $h_{pdf} = 12,34 \text{ m}$
ISOCIANATO	$h_{pdf} = \frac{f * L * v^2}{D * 2g}$ $h_{pdf} = \frac{(0,204) * (2,5\text{m}) * (1,99 \text{ m/s})^2}{(0,0254\text{m}) * 2 \left(9,81 \text{ m/s}^2\right)}$ $h_{pdf} = 4,05 \text{ m}$

Tabla 48. Calculo de las perdidas por fricción (Descarga) Caso N°2

Fuente: Autor del proyecto

I. B. PERDIDAS MENORES

De la Tabla 31. Coeficiente K de Accesorios de Inyectora de poliuretano obtenemos el coeficiente K para determinar las perdidas por accesorios.

COEFICIENTE K (SUCCION)						
	Accesorio	Nombre	Cant	Valor Unitario (m)	Valor total (m)	Total
POLIOL	Codo 90°	K ₁	3	0,396	1,18	$K_T = K_1 + K_2 + K_3 + K_4$ $K_T = 1,828m + 14,32m$ $+1,18m + 1,98m$ $K_T = 19,3m$
	Tee	K ₂	1	1,828	1,828	
	Curva (U)	K ₃	1	1,98	1,98	
	Válvula	K ₄	2	7,1628	14,32	
ISOCIANATO	Codo 90°	K ₁	3	0,396	1,18	$K_T = K_1 + K_2 + K_3 + K_4$ $K_T = 1,828m + 14,32m$ $+1,18m + 1,98m$ $K_T = 19,3m$
	Tee	K ₂	1	1,828	1,828	
	Curva (U)	K ₃	1	1,98	1,98	
	Válvula	K ₄	2	7,1628	14,32	
Nota: La distribución de tubería y accesorios para el polioli e isocianato es igual por lo cual el coeficiente K total es igual.						

Tabla 49. Calculo del coeficiente K (Descarga) Caso N°2

Fuente: Autor del proyecto

I. B. 1. COEFICIENTE K

Determinado el valor K total de los accesorios en la descarga, se determinan las pérdidas causadas:

PERDIDAS POR ACCESORIOS (DESCARGA)	
POLIOL	$h_{pdac} = 19,3 \frac{(1,99 \text{ m/s})^2}{2(9,81 \text{ m/s}^2)}$ $h_{pdac} = 3,9 \text{ m}$
ISOCIANATO	$h_{pdac} = 19,3 \frac{(1,99 \text{ m/s})^2}{2(9,81 \text{ m/s}^2)}$ $h_{pdac} = 3,9 \text{ m}$
<p>Nota: Dado el coeficiente K las perdidas por accesorios son iguales en los dos productos</p>	

Tabla 50. Calculo de las perdidas por accesorios (Descarga) Caso N°2

Fuente: Autor del proyecto

I. C. PERDIDAS TOTALES EN LA DESCARGA

Calculadas las perdidas en la succión, por fricción y por accesorios se determina el valor de las pérdidas totales en la descarga.

PERDIDAS TOTALES (DESCARGA)	
POLIOL	$h_{pdT} = h_{pdf} + h_{pdac}$ $h_{pdT} = 12,34 \text{ m} + 3,9 \text{ m}$ $h_{pdT} = 16,24 \text{ m}$
ISOCIANATO	$h_{pdT} = h_{pdf} + h_{pdac}$ $h_{pdT} = 4,05 \text{ m} + 3,9 \text{ m}$ $h_{pdT} = 7,95 \text{ m}$

Tabla 51. Calculo las pérdidas totales (Descarga) Caso N°2

Fuente: Autor del proyecto

8.3.5.4 PERDIDAS TOTALES DEL SISTEMA EN CASO N°2

Las pérdidas totales del sistema se determinan mediante, la suma de las perdidas total en la succión y las perdidas total en la descarga.

$$h_{pT} = h_{psT} + h_{pdT}$$

PERDIDAS TOTALES SISTEMA	
POLIOL	$h_{pT} = h_{psT} + h_{pdT}$ $h_{pT} = (16,12 \text{ m} + 16,24 \text{ m})$ $h_{pT} = 32,36 \text{ m}$
ISOCIANATO	$h_{pT} = h_{psT} + h_{pdT}$ $h_{pT} = (10,48 \text{ m} + 7,95 \text{ m})$ $h_{pT} = 18,4 \text{ m}$

Tabla 52. Calculo de las pérdidas totales del sistema Caso N°2

Fuente: Autor del proyecto

8.3.5.5 CARGA DE TRABAJO DE LA BOMBA

Teniendo en cuenta que no hay diferencia de presiones y de velocidades, la carga de trabajo de la bomba se determina por:

$$H_B = h_{pT} + Z_2 - Z_1$$

CARGA DE TRABAJO DE LA BOMBA	
POLIOL	$H_B = h_{pT} + Z_2 - Z_1$ $H_B = 32,36 \text{ m} + 0,6 \text{ m} - 0 \text{ m}; \quad H_B = 32,96 \text{ m}$
ISOCIANATO	$H_B = h_{pT} + Z_2 - Z_1$ $H_B = 18,4 \text{ m} + 0,6 \text{ m} - 0 \text{ m}; \quad H_B = 19 \text{ m}$

Tabla 53. Calculo de carga de trabajo Caso N°2

Fuente: Autor del proyecto

8.3.5.6 POTENCIA DE LA BOMBA

La potencia teórica de una bomba hidráulica está dada por la fórmula:

$$P_b = \rho g Q H_b$$

De tal modo que para la etapa 1 del sistema de bombeo la potencia de la bomba se determina así:

POTENCIA DE LA BOMBA SISTEMA DE BOMBEO	
POLIOL	$P = (32,96 \text{ m}) (1018,6 \text{ Kg/m}^3) (9,81 \text{ m/s}^2) (1,01 \times 10^{-3})$ $P = 332,64 \frac{\text{Kgm}^2}{\text{s}^3}$ $\text{Si } \frac{\text{Kgm}^2}{\text{s}^3} = \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = \frac{\text{J}}{\text{s}} = \text{W}$ $P = 332,64 \frac{\text{Kgm}^2}{\text{s}^3} = 332,64 \text{ Watt}$ $\text{Si } 1\text{HP} = 745 \text{ Watt}$ $\text{HP} = \frac{332,64 \text{ Watt}}{745 \text{ Watt}} = \text{HP} = 0,446$
ISOCIANATO	$P = (19) (1241,6 \text{ Kg/m}^3) (9,81 \text{ m/s}^2) (1,01 \times 10^{-3})$ $P = 233,7 \frac{\text{Kgm}^2}{\text{s}^3}$ $\text{Si } \frac{\text{Kgm}^2}{\text{s}^3} = \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = \frac{\text{J}}{\text{s}} = \text{W}$ $P = 233,7 \frac{\text{Kgm}^2}{\text{s}^3} = 233,7 \text{ Watt}$ $\text{Si } 1\text{HP} = 745 \text{ Watt}$ $\text{HP} = \frac{233,7 \text{ Watt}}{745 \text{ Watt}} = \text{HP} = 0,31$

Tabla 54. Calculo de la potencia de la bomba Caso N°2

Fuente: Autor del proyecto

8.3.5.7 POTENCIA REAL BOMBA

La potencia real de la bomba puede definirse mediante

$$P_{realb} = \frac{P_b}{\eta}$$

Para este caso se supone una eficiencia de 90 %.

POTENCIA REAL DE LA BOMBA	
POLIOL	$P_R = \frac{H_B \rho g Q}{\eta}$ $P_R = \frac{0,446}{0,9} HP; \quad P_R = 0,495 HP$
ISOCIANATO	$P_R = \frac{H_B \rho_i g Q}{\eta}$ $P_R = \frac{0,31}{0,9} HP; \quad P_R = 0,34 HP$

Tabla 55. Calculo de la potencia real de la bomba Caso N°2

Fuente: Autor del proyecto

8.3.5.8 POTENCIA DEL MOTOR TRIFASICO

La potencia recomendada para la selección del motor trifásico es 1,3 veces la Potencia real de la bomba.

$$P_{motor} = P_R * 1,3$$

POTENCIA DEL MOTOR TRIFASICO	
POLIOL	$P_{motor} = P_R * 1,3$ $P_{motor} = 0,495HP * 1,3; \quad P_{motor} = 0,643 HP$
ISOCIANATO	$P_{motor} = P_R * 1,3$ $P_{motor} = 0,34 HP * 1,3; \quad P_{motor} = 0,44 HP$

Tabla 56. Calculo de la potencia del motor trifásico Caso N°2

Fuente: Autor del proyecto

8.4 BOMBAS

Una bomba es un dispositivo que absorbe energía mecánica que puede provenir de un motor eléctrico, la transforma y la transfiere a un fluido en forma de presión o velocidad, lo cual permite trasladar un fluido de un lugar a otro incluso en diferentes niveles.

A continuación se describe el funcionamiento y las características principales de las bombas para manejo de fluidos de alta y baja viscosidad más comunes.

8.4.1 CLASIFICACION DE LAS BOMBAS

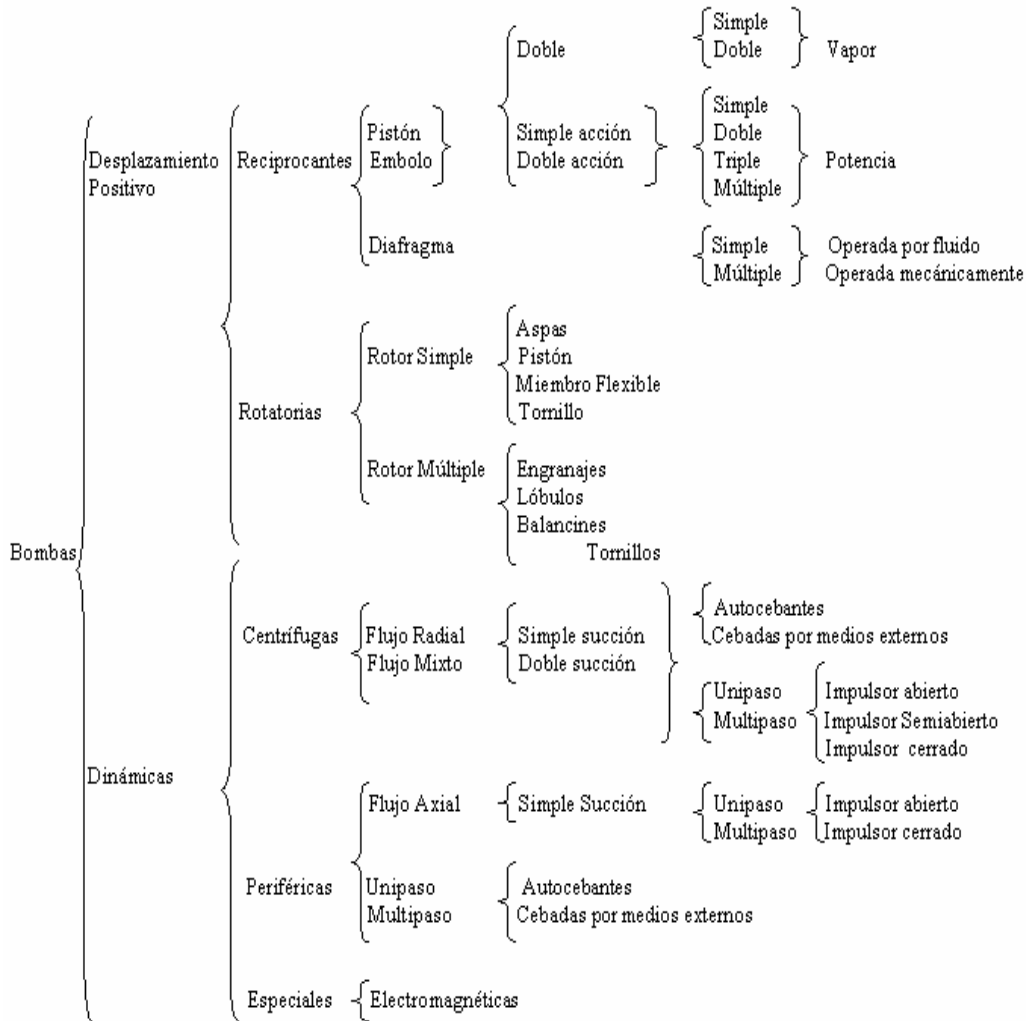


Figura 27. Clasificación de las bombas

Fuente: Clasificación de las bombas – Hydraulic Institute
http://www.pumps.org/content_detail.aspx?id=2212

Para el caso propio en la inyectora de poliuretano se necesita utilizar un equipo que proporcione al sistema garantía en la entrega del fluido, por tal razón la eficiencia de la bomba es un factor primordial en la selección de elemento.

A continuación se describirán los tipos de bombas más utilizados y comerciales, para el manejo de fluidos, y sus valores de eficiencia.

8.4.1.1 BOMBAS CENTRIFUGAS

Las bombas centrífugas normalmente que utilizan cuando se manejan fluidos de baja viscosidad de alta capacidad y trabajo continuo.

Las bombas centrífugas en comparación con las bombas de desplazamiento positivo, son de costo inicial más bajo y el mantenimiento es menos frecuente. Utilizan un solo impulsor o varios que hacen contacto solamente con el fluido que se trasiega. El impulsor de la bomba acelera el líquido que entra por la admisión. La caja gradualmente reduce la velocidad del líquido y la convierte en presión.

Una bomba que opere a velocidades bajas, el líquido se moverá lentamente y disminuirá la presión por tanto las bombas centrífugas no son recomendables para aplicaciones de fluidos demasiado viscosos que requieran baja capacidad y alta presión.

Las bombas centrífugas tienen un uso muy extendido en la industria ya que son adecuadas casi para cualquier uso. Las más comunes abarcan capacidades hasta los 500 m³/h y alturas manométricas hasta los 100 metros con motores eléctricos de velocidad normalizada. Estas bombas se suelen montar horizontales, pero también pueden estar verticales y para alcanzar mayores alturas, se fabrican disponiendo varios rodetes sucesivos en un mismo cuerpo de bomba, su eficiencia actúa entre el 60 y 85 %.

Este tipo de Bombas constituyen no menos del 80% de la producción mundial de bombas, porque es la más adecuada para mover más cantidad de líquido que la bomba de desplazamiento positivo.

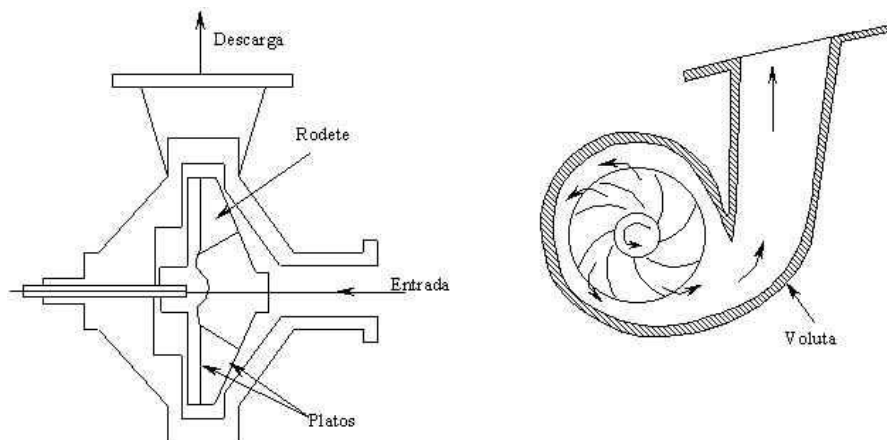


Figura 28. Bomba centrífuga

Fuente. Kenneth J. Bombas Selección uso y mantenimiento Ed Mc Graw hill.

8.4.1.2 BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

A este tipo de bombas pertenecen las denominadas alternativas y las rotatorias, su funcionamiento es denominado principio de desplazamiento positivo, consiste en el movimiento de un fluido a través de la disminución del volumen de la cámara en donde el órgano transmisor de energía es un embolo o un elemento rotatorio que genera el movimiento del fluido.

Las bombas de desplazamiento positivo desarrollan altas presiones a capacidades altas y bajas. Sus tasas de flujo son también altas, pero están limitadas por la velocidad de la bomba que generalmente es baja, hasta 600 rpm, Normalmente las limitaciones son debidas a las altas viscosidades del líquido, para cuyo trasiego se diseñan estas bombas. También se limita la velocidad al manejar líquidos sensibles al cizallamiento ó con partículas finas abrasivas.

Las bombas de desplazamiento positivo a menudo pueden usarse para dosificar líquidos en etapas de procesos, es decir el volumen del líquido bombeado está estrechamente relacionado con su velocidad de rotación.

I. BOMBAS ROTATORIAS

En las bombas rotatorias el desplazamiento del líquido se produce por la rotación de una o más piezas móviles en el interior de una carcasa, determinando unas cavidades, en las que se aloja el líquido que se desplaza desde la entrada de la bomba, hasta la zona de descarga, la velocidad de giro depende de la viscosidad y son inversamente proporcionales. Su rendimiento alcanza el 90%.

Dado el esquema de funcionamiento de las bombas rotatorias y su valor de eficiencia es conveniente seleccionar además un equipo que brinde comodidades en el mantenimiento de sus elementos. Entre los cuales se destacan las bombas de engranajes, de lóbulos y de paletas, con algunas características propias del funcionamiento.

I. A. BOMBAS DE ENGRANAJES

El funcionamiento de las bombas de engranajes, es muy simple y consiste en que debido al giro de uno de los engranajes hace de conducción y mueve al otro engranaje (secundario). El engranaje conductor es el que recibe la fuerza motriz de un eje conectado mecánicamente con un motor eléctrico, en su giro arrastra al engranaje secundario o conducido, en donde los giros de los engranajes son opuestos, como se puede deducir. Las cámaras de bombeo están formadas entre los engranajes y la carcasa. El fluido circula a través de los dientes de los engranajes.

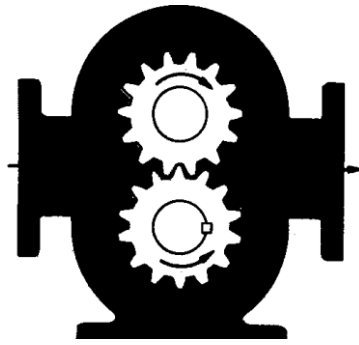


Figura 29. Bomba de engranajes exteriores A

Fuente. Kenneth J. Bombas Selección uso y mantenimiento Ed Mc Graw hill.



Figura 30. Bomba de engranajes exteriores B

Fuente.Productos.<http://www.roperpumps.com/roperpumps/ProductsTax.aspx?TaxID=202&id=1392> Roper pump company.

Fecha: Junio 10 2012

I. B. BOMBAS DE LOBULOS

Las bombas de lóbulos tienen un comportamiento similar al de las bombas de engranajes, estas bombas consta de dos rotores en forma lobular dentro de un cuerpo que giran sincronizados sin tocar entre ellos. Al girar los rotores, los espacios entre el lóbulo y el cuerpo se llenan consecutivamente y se transporta el producto de la aspiración hacia la impulsión, desplazando un volumen fijo.

Las bombas lobulares son fáciles de limpiar y se caracterizan por una suave acción de bombeo, además tienen pocas cavidades, reduciéndose así el riesgo de crecimiento de bacterias y haciéndolas muy adecuadas para el trasvase de líquidos sensibles desde colas hasta productos alimenticios.

Las bombas lobulares se usan para servicios continuos en industrias como, alimentación y bebidas farmacéuticas, química, papeleras cosméticas.

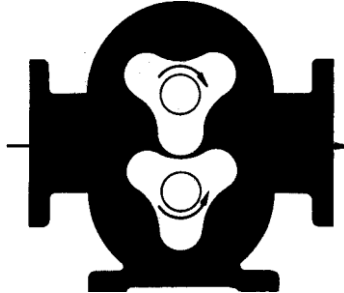


Figura 31. Bomba de lobular A

Fuente. Kenneth J. Bombas Selección uso y mantenimiento Ed Mc Graw hill.



Figura 32. Bomba lobular B

Fuente. <http://www.inoxpa.com/en/product/510/hlr-hygienic-lobe-rotor-pump.html>

Fecha: Junio 10 2012

I. C. BOMBAS DE PALETA

Las bombas de paleta constan de un accionamiento que se efectúa por medio de un eje estriado, que engrana con el estriado interior del rotor. Existen diversos diseños para conseguir el contacto entre la paleta y el anillo, en algunos se utiliza la propia fuerza centrífuga que les imprime el giro del rotor, en estos modelos se requiere una velocidad mínima de giro para garantizar el correcto apoyo de la paleta sobre el anillo, en otros modelos esta fuerza centrífuga, se refuerza con unos muelles colocados entre la paleta y

su alojamiento en el rotor, esto disminuye la velocidad mínima necesaria para el apoyo, otros modelos utilizan una reducida presión hidráulica para empujar la paleta.

Las bombas de paletas son relativamente pequeñas en función de las potencias que desarrollan y su tolerancia al contaminante es bastante

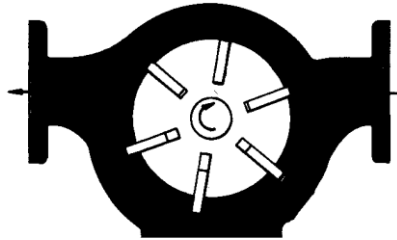


Figura 33. Bomba de paletas A

Fuente. Kenneth J. Bombas Selección uso y mantenimiento Ed Mc Graw hill.



Figura 34. Bomba de paleta B

Fuente: <http://www.antorchaingenieria.com> Antorcha ingeniería

Fecha: Junio 10 2012

8.4.2 SELECCIÓN DE BOMBAS

Dados los criterios de trabajo del sistema, las características del poliol e isocianato y debido a que es un procedimiento que exige alta eficiencia en la entrega del líquido, además del área de acción (refrigeración industrial), que implica la utilización de elementos que no sean corrosivos, y de un mantenimiento cómodo, se ha determinado que la bomba adecuada para el sistema de bombeo es de desplazamiento positivo, de tipo rotativo lobular, con una eficiencia de hasta 90 %.

Para la adecuada selección de la bomba que se debe utilizar, es necesario aproximar a un valor inmediatamente mayor a la Potencia real teórica para que la bomba trabaje sin esfuerzo.

	POLIOL		ISOCIANATO	
	POTENCIA TEORICA (HP-W)	POTENCIA APROX. (HP-W)	POTENCIA TEORICA(HP-W)	POTENCIA APROX. (HP-W)
1 ^{er} CASO	0,64 – 476,8	1 - 500	0,36 – 268,2	0,5 – 372,5
2 ^{do} CASO	0,495 – 368,7	0,5 – 372,5	0,34 - 253,3	0,5 – 372,5
	POTENCIA SELECCION	1 - 500	POTENCIA SELECCION	0,5 – 372,5

Tabla 57. Recopilación potencia de las bombas

Fuente: Autor del proyecto

El caudal es el dato principal para la selección de la bomba, dado que es el mismo en todos los casos se define como:

$$Q = \left(1,01 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}\right) = \left(3,636 \frac{m^3}{h}\right) = \left(60,6 \frac{Lts}{min}\right) = \left(3636 \frac{Lts}{h}\right) = (16,0088 GPM)$$

Con los datos anteriores se ha seleccionado para el manejo del POLIOL y del ISOCIANATO, dado en rango tan estrecho que existe entre una y otra, se ha determinado que cumple con las especificaciones del proyecto, por tal razón se ha optado por la siguiente bomba:

BOMBA LOBULAR ROTATIVA MONOBLOC

Marca INOXPA

Serie TLS

Tipo TLS 1-25

Reductor 0,55 – 0,75 KW

Caudal máximo 41 m³/h

Presión máxima 12 Bar

Temperatura de trabajo máxima 120°C

Velocidad máxima 950 rpm.

En el catálogo de la bomba se aprecia detalladamente aspectos como, Aplicación, Diseño y Características, principio de funcionamiento, materiales, opciones, especificaciones técnicas y dimensiones generales.

Anexo C. Catálogo de bombas INOXPA

8.5 ELECTROVALVULA (SOLENOID)

El sistema de bombeo debe ser regulado y controlado por una serie de electroválvulas que controlan el paso del fluido hacia donde es requerido, de manera automática, es por ello que la utilización de electroválvulas es oportuna para el caso, para lo cual es necesario conocer la funcionalidad y los tipos de válvulas.

Una válvula solenoide es un dispositivo operado eléctricamente, y es utilizado para controlar el flujo de líquidos en posición completamente abierta o completamente cerrada. Es controlada por un solenoide (conductor ubicado alrededor de un embolo, en forma de bobina), esta corriente al circular por el solenoide, genera un campo magnético que atrae a un embolo móvil.

Al finalizar el campo magnético, el embolo retorna a su posición inicial por efecto gravitacional, de un resorte o por efecto del propio fluido a controlar.

El solenoide bajo efecto de la corriente circulante se comporta como un electroimán, y debido a ello atrae materiales ferromagnéticos, en este caso el embolo hecho de un material magnético, causa un desplazamiento permitiendo el cierre o la apertura de la válvula.

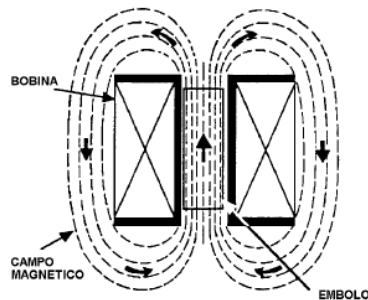


Figura 35. Solenoide energizado

Fuente. <http://www.tecnoficio.com/docs/doc68.php>



Figura 36. Electroválvula Danfoss

Fuente: http://www.danfoss.com/Spain/BusinessAreas/IndustrialControls/Products_information/V%C3%A1lvulas+solenoides.htm

Fecha: 30 Junio 2012

8.5.1 CLASIFICACION

Existe una gran variedad de válvulas solenoides todas trabajando bajo el mismo principio, habilitando o impidiendo el paso del fluido.

8.5.1.1 SEGÚN SU APLICACIÓN: Acción directa u operadas mediante piloto

I. ACCION DIRECTA

Este tipo de válvulas, controla el embolo, consecuentemente el flujo estrictamente por efecto magnético causado por la energización de la bobina, es decir que la posición del embolo (abierta o cerrada) es por causa de la corriente inducida por el solenoide, en el momento que se des-energe cambia de posición.

II. OPERADAS POR PILOTO

Las válvulas operadas por piloto combinan, el principio del manejo de la corriente inducida a la bobina descrita anteriormente y la presión de trabajo en la tubería.

En este caso el la posición del embolo no depende exclusivamente del solenoide, una vez energizado este causa un movimiento, luego la presión en la tubería sostiene o libera, controlando el desplazamiento del embolo.

8.5.1.2 SEGÚN SU CONSTRUCCION: Normalmente abierta o Normalmente cerrada

Depende como su nombre lo indica, a su construcción, si su posición inicial, es abierta se describe como normalmente abierta (NA o NO) en donde el embolo, por lo general es sostenido por un resorte, y si por el contrario su posición inicial es cerrada, se denomina normalmente cerrada (NC) donde el embolo es cae por efecto de la gravedad u otro elemento causando el cierre.

La selección de la válvula en cualquier de las dos opciones depende de la necesidad del proceso.

8.5.2 SELECCIÓN DE UNA VALVULA SOLENOIDE

Según la clasificación realizada se ha optado por seleccionar una electroválvula de acción directa y normalmente cerrada.

8.5.2.1 PARAMETROS DE SELECCION

La selección de la electroválvula se rige mediante la presión de trabajo y el caudal, para determinar el tamaño y el tipo adecuado por tal razón se ha concluido que para el sistema de bombeo de la inyectora de poliuretano se debe controlar con electroválvulas como se muestra a continuación:

6 Bar (Presión de trabajo)

Caudal de $1,01 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

ELECTROVALVULA

Válvula de alto rendimiento

Marca: DANFOSS

Función: Válvula NC

Tipo: EV220B DN6-50BD/DN15-50SS

Caudal: 0,6 – 40 m^3/h

Máxima Temperatura: 140°C

Presión: 0,1 - 30 Bar

Fluido: Neutro - agresivo

Datos técnicos generales, condiciones de funcionamiento y entorno, dimensiones.

Anexo D. Catalogo Válvulas para aplicaciones industriales DANFOSS.

Dado el diseño de los elementos del sistema de bombeo, y los equipos que lo componen, este queda de la siguiente forma.

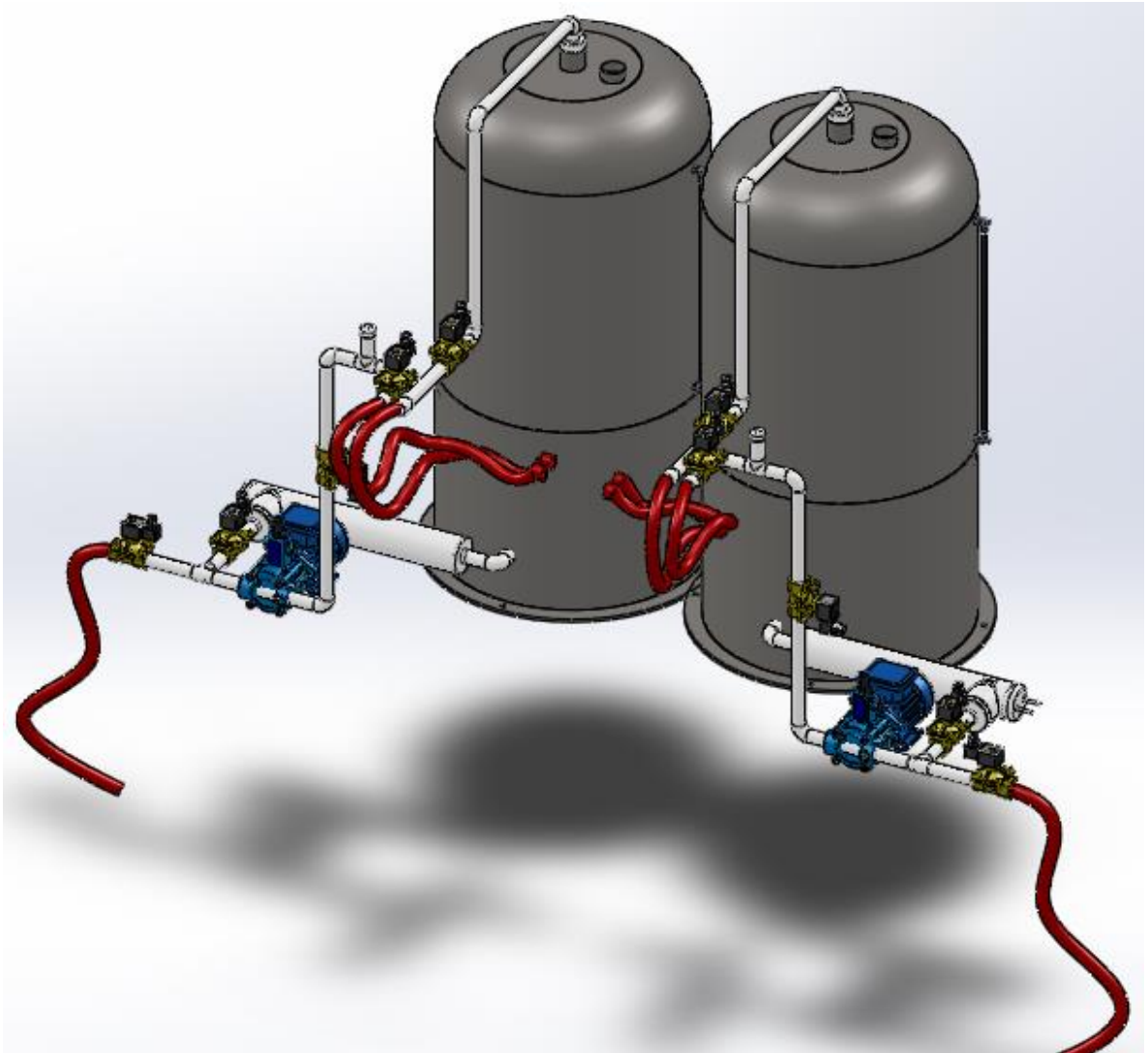


Figura 37. Sistema de bombeo

Fuente: Autor del proyecto

9 SISTEMA DE MEZCLA

El sistema de mezcla, es el encargado de combinar los dos fluidos, en una zona controlada, en donde un mezclador impulsado por un motor actúa y fusiona los líquidos manteniendo homogénea la mezcla, hasta la salida hacia el molde de inyección.

En este sistema deben intervenir un elemento de apertura y cierre de producto hacia una zona de almacenamiento, un mezclador impulsado por un motor y una salida dosificadora de poliuretano hacia el molde.

9.1 BLOQUE BOQUILLA

La salida de polioliol e isocianato del sistema de bombeo de la inyectora de poliuretano, esta basada en un bloque metálico, que requiere construcción especial para el caso, que habilita y deshabilita el paso de producto hacia una zona de almacenamiento.

El diseño del bloque mencionado, parte del principio de una válvula, lo cual permite u obstruye el paso del fluido hacia donde es requerido, el posicionamiento de la zona de mezcla indica que para intervenir en el circuito de tubería debe conservar una forma en "U" que se acople con el sistema de bombeo.

Este bloque debe ser accionado por un elemento externo automático, bien sea neumático o hidráulico que garantice el paso del fluido en el momento requerido, además debe tener un elemento que proporcione guía al bloque para conservar la alineación del sistema.

Con las precauciones nombradas y teniendo en cuenta que el diámetro de la tubería del sistema de bombeo es de 1 pulgada, se ha determinado que el bloque boquilla debe tener una forma como se muestra a continuación.

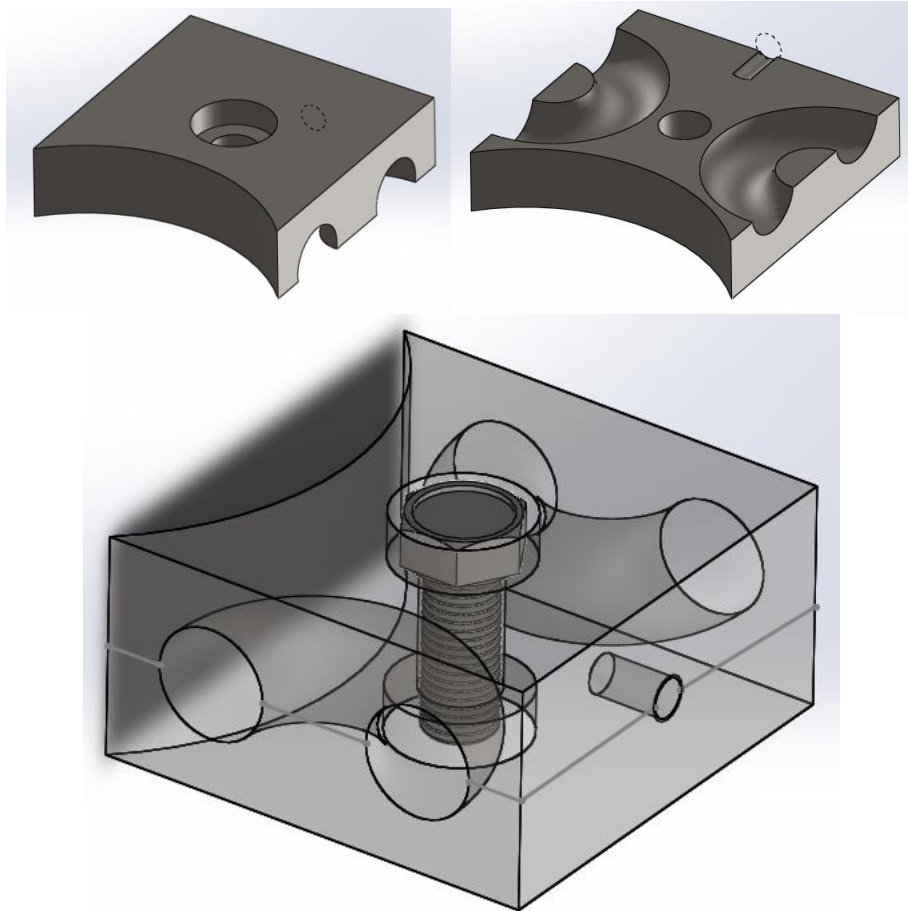


Figura 38. Bloque boquilla

Fuente: Autor del proyecto

Como se muestra en la figura 38, está conformado por dos piezas iguales (parte superior de la figura) acopladas por un tornillo central de ajuste, que al unir las forman un conjunto el cual denominaremos “bloque boquilla”, tiene un espacio en “U” con la particularidad que se acopla con la tubería del sistema de bombeo direccionando el producto, además, como se observa, tiene un espacio que permite acoplar un cilindro neumático o hidráulico que posicione el bloque según se requiera y un corte frontal que se hace para objeto de espacio y optimización de la pieza. Los detalles y dimensiones del bloque se muestran en el plano 5 (Bloque boquilla).

Según las consideraciones óptimas para mecanizado de la pieza es necesario utilizar un material Acero 4340 siguiendo recomendaciones para mecanizado en CNC, con lo cual, el programa Solidworks 2012 proporciona las propiedades físicas del elemento como se muestra en la figura 39.

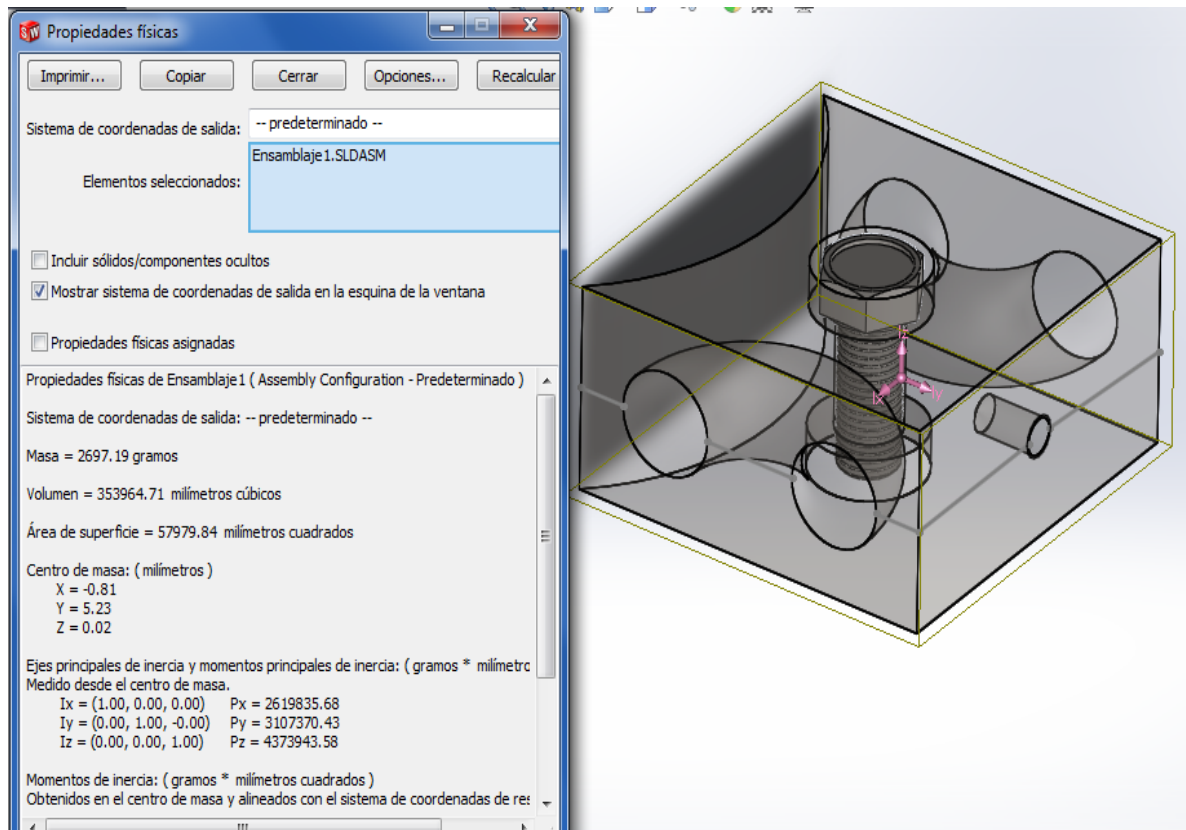


Figura 39. Propiedades físicas del Bloque boquilla

Fuente: Autor del proyecto

9.2 CAPSULA DE MEZCLA

Como fue mencionado el sistema de mezcla tiene un espacio de almacenamiento de los productos en donde se realizara la mezcla, este debe tener la capacidad de almacenar el fluido necesario.

Este volumen total está dado por la cantidad de poliuretano en estado líquido que entrega para la fabricación de un panel de las dimensiones mencionadas ($0,0404 \text{ m}^3$), su fabricación, dadas las precauciones de soldadura debe tener un espesor de 1/16 de pulgada en un material acero 1020 comercial.

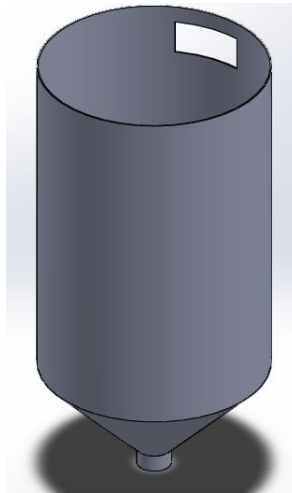


Figura 40. Base Capsula de mezcla

Fuente: Autor del proyecto

La capsula de mezcla está conformada por un cilindro de diámetro 34 cm, y una altura total de 50 cm, además de una superficie inclinada en la parte inferior con la finalidad de enfocar la salida de 1 pulgada, y un espacio en la parte posterior para la entrada y consecuente posicionamiento del bloque boquilla.

De tal manera que el volumen de almacenamiento de la capsula está dado por el volumen del cilindro por debajo del nivel de la entrada del bloque boquilla, más el volumen del cuerpo del cono así.

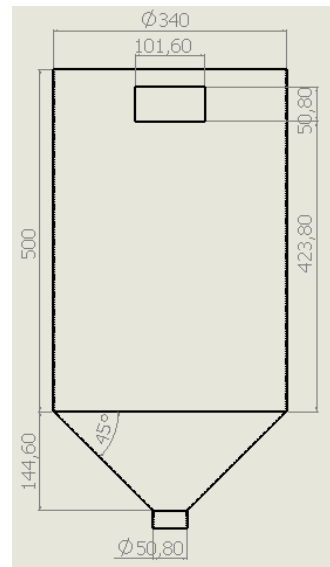


Figura 41. Dimensiones de la capsula de mezcla

Fuente: Autor del proyecto

$$V_T = V_{cilindro} + V_{cono} \quad (8.41)$$

$$V_T = (\pi R^2(h_{cilindro})) + \left(\frac{1}{3}\pi h_{cono}(R^2 + r^2 + Rr)\right)$$

Dónde:

V_T =Volumen total

R = Radio del cilindro

r = Radio de la salida inferior

$h_{cilindro}$ =Altura cilindro

h_{cono} = Altura del cono

$$V_T = (\pi 0,17^2(0,4238))m^3 + \left(\frac{1}{3}\pi 0,1446(0,17^2 + 0,0254^2 + (0,17 * 0,0254))m^3\right)$$

$$V_T = 0,0436 m^3$$

Lo cual satisface los requerimientos volumétricos de los fluidos en el proceso de inyección de un panel de las dimensiones nombradas.

9.3 GUIA DEL BLOQUE BOQUILLA

Ya establecida la capsula de mezcla, es necesario crear un acoplamiento entre, esta y un elemento que guie el bloque boquilla, para mantener la alineación del sistema. Por tal razón se ha determinado que el bloque guía estará unido a la capsula, debe tener un espacio para unir la manguera flexible del sistema de bombeo y permita el paso del fluido como se ha mencionado, dando lugar a la siguiente figura.

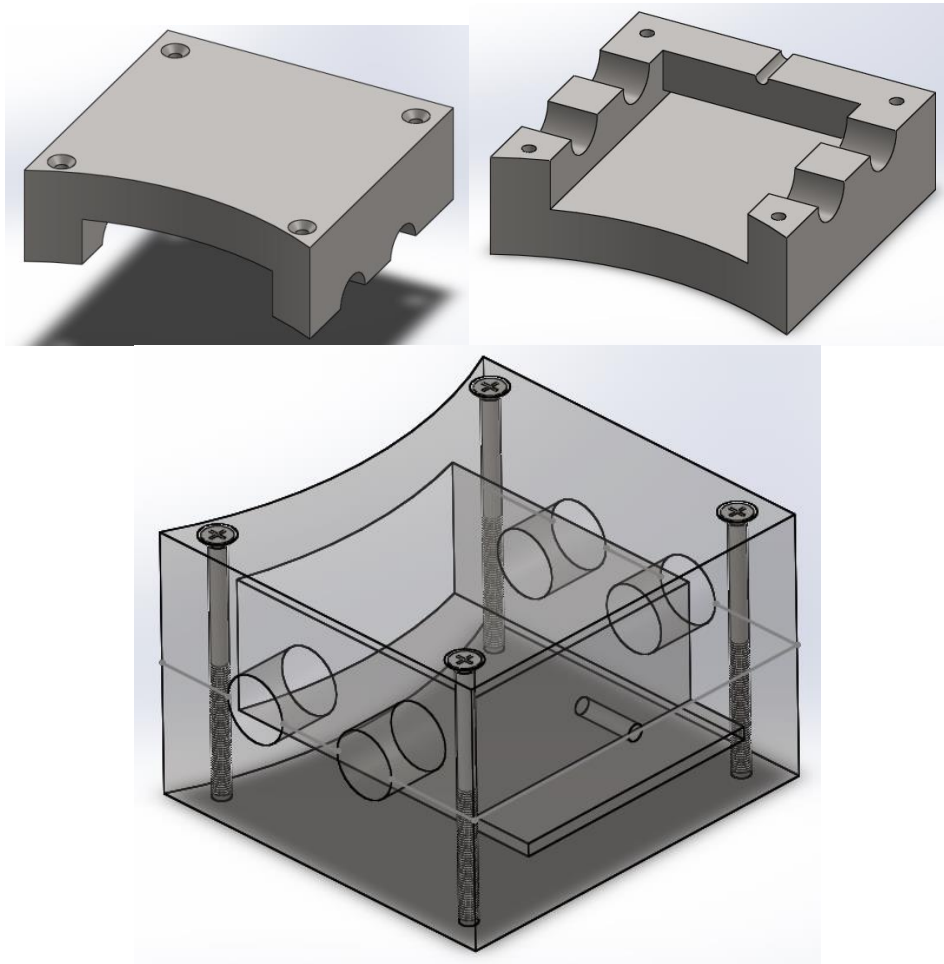


Figura 42. Guia del bloque boquilla

Fuente: Autor del proyecto

Al igual que el bloque boquilla, esta pieza esta conformada por dos partes iguales que ajustadas como se aprecia en la figura crean la “guia del bloque boquilla”, ademas se acopla a la capsula de mezcla, se determina el casco de almacenamiento y mezcla del poliuretano para el un panel de las dimensiones mencionadas, como lo muestra la figura 42.

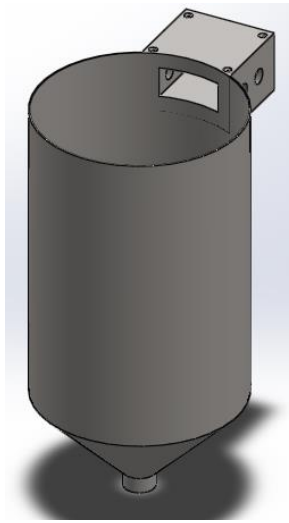


Figura 43. Capsula de mezcla con bloque guía

Fuente: Autor del proyecto

Los costados de la pieza guía, están provistos de ranuras, por las cuales se une el tramo flexible del sistema de bombeo y junto al bloque boquilla proporcionan el paso del fluido.

Existen dos posiciones de la boquilla, la primera dando paso hacia un sistema cerrado de tubería creando circulación constante del fluido, y la segunda posición es direccionada hacia la capsula de mezcla, en donde los dos componentes del poliuretano, se mezclan de manera uniforme hasta la salida de la capsula y posteriormente hasta el molde. Para lo cual se ha dispuesto la siguiente gráfica.

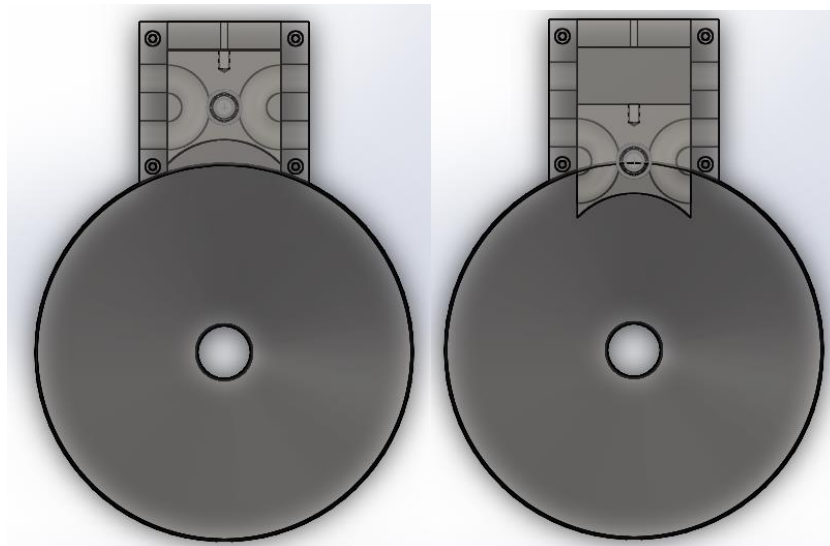


Figura 44. Posiciones de la boquilla principal

Fuente: Autor del proyecto

Especificaciones y medidas Plano 6 (Capsula de mezcla).

9.4 TAPA CAPSULA DE MEZCLA

La capsula de mezcla almacena y dosifica la cantidad de producto que entrega sobre el molde, sin embargo debido a la posición del elemento con el cual se logra la mezcla (vertical) surge la necesidad de diseñar una pieza que soporte el peso de un motor que impulse un mezclador y así lograr el cometido.

Para lo cual se ha propuesto una “tapa” que contenga el fluido en el interior de la capsula, que a su vez permita las entradas necesarias para limpieza de la zona de mezcla, soporte y tenga un elemento de ajuste para el motor, con lo cual se distribuye de la siguiente manera.

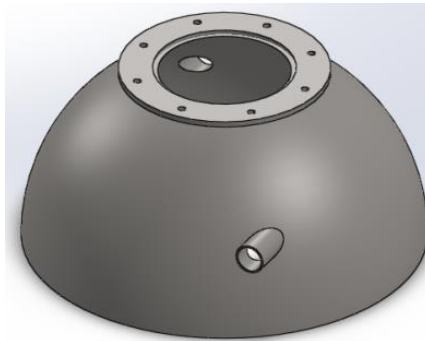


Figura 45. Tapa capsula de mezcla

Fuente: Autor del proyecto

Este elemento está conformado por un elemento sólido, en sus costados dos entradas dispuestas para proveer a la zona de mezcla, aire y agua, y lograr limpiar la parte interna de la capsula, su forma circular y el enfrentamiento de las entradas, se hace con la finalidad de distribuir el aire y el agua con las paredes internas en caída, y retirar partículas entorpecedoras del proceso⁸; Además de una brida en la parte superior para el posicionamiento del motor de mezcla⁹.

9.5 EQUIPOS DE MEZCLADO

Los impulsores se pueden dividir en dos clases principales, de flujo axial y de flujo radial esta clasificación depende del ángulo que forman las aspas con el plano de rotación del impulsor.

⁸ Existe una etapa de limpieza que se expondrá detenidamente más adelante

⁹ dimensiones de brida están dadas en la selección del motor de mezcla.

9.5.1 CLASIFICACION

En torno a la homogenización de la mezcla de diferentes productos se ha determinado que existen impulsores, según su forma y la distribución de aspas.

9.5.1.1 IMPULSORES DE FLUJO AXIAL

Los impulsores de flujo axial incluyen todos los que cuyas aspas forman un ángulo de 90° o menos respecto al plano de rotación.

En este tipo de impulsores clasifican las hélices de impulsión, este proporciona una mezcla desde un nivel superior hacia el inferior. Existen dos gamas básicas de velocidades 1150 a 1750 r.p.m con transmisión directa o 350 a 420 r.p.m con transmisión de engranajes. Para la suspensión de sólidos es un impulsor conveniente y normalmente son utilizados para la mezcla de fluidos de baja viscosidad hasta (100 cp) en posición lateral del tanque y sin límite viscoso en posición vertical.

Los mezcladores de hélice se pueden sujetar con pernos a una brida o una placa en la parte superior de un recipiente cerrado, este montaje da como resultado una fuerte circulación de la parte superior hacia el fondo.

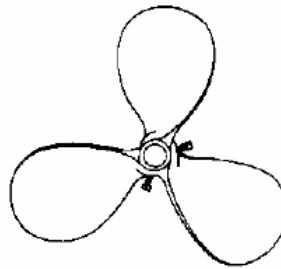


Figura 46. Impulsor de tipo axial (tipo marino)

Fuente. Perry. Manual del Ingeniero Químico. Agitación de suspensión de partículas de baja viscosidad. Sexta edición. Ed Mc Graw Hill.

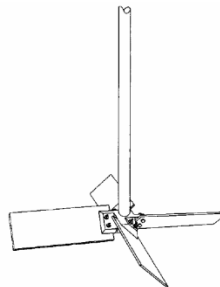


Figura 47. Impulsor de tipo axial (Aspas inclinadas)

Fuente. Perry. Manual del Ingeniero Químico. Agitación de suspensión de partículas de baja viscosidad. Sexta edición. Ed Mc Graw Hill.

9.5.1.2 IMPULSORES DE FLUJO RADIAL

Este tipo de impulsores se caracterizan por tener aspas paralelas al eje de la flecha motriz. Los pequeños de aspas múltiples se conocen como turbinas; los mayores de velocidades más bajas con dos a cuatro aspas se denominan ruedas de paletas.

La mayor parte de operaciones de agitación en gran escala de suspensiones solidolíquido se realizan con este tipo de impulsor, la velocidad del impulsor suele ser entre 50 y 150 r.p.m

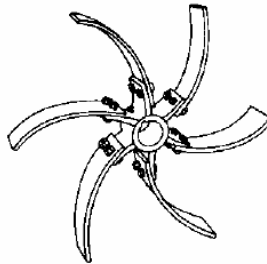


Figura 48. Impulsor de tipo radial (Turbina de aspas curvas)

Fuente. Perry. Manual del Ingeniero Químico. Agitación de suspensión de partículas de baja viscosidad. Sexta edición. Ed Mc Graw Hill.

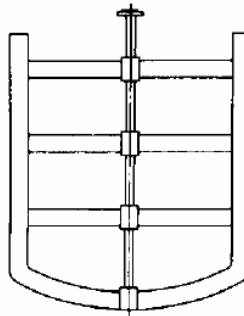


Figura 49. Impulsor de tipo radial (Impulsor de anclaje)

Fuente. Perry. Manual del Ingeniero Químico. Agitación de suspensión de partículas de baja viscosidad. Sexta edición. Ed Mc Graw Hill.

9.5.1.3 MEZCLADORES DE ASPA HELICOIDAL

En la actualidad los mezcladores de aspas helicoidales con diferentes configuraciones, el elemento de mezclado puede ser una hélice cónica o cilíndrica con un listón espaciado radialmente por el eje por medio de rayos o un tornillo, que tiene una superficie helicoidal continua desde el eje hasta la periferia de la hélice.

Una doble hélice reduce el tiempo de mezclado pero incrementa la potencia necesaria, la adición de la paleta interna contribuye al movimiento de mezclado de fluidos de alta viscosidad si es requerido.

El claro estrecho entre el tubo y el tornillo y una velocidad de rotación dan como resultado el movimiento rápido del material y un cizallamiento elevado, el tornillo eleva el material por el tubo y la gravedad lo hace volver al fondo del tanque, estos mezcladores se utilizan en reacciones en donde se requiere un mezclado uniforme.

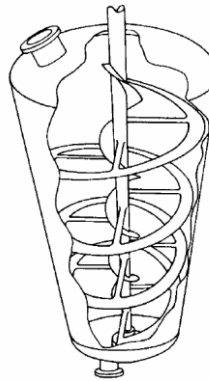


Figura 50. Impulsor Helicoidal (Mezcladora de listón helicoidal)

Fuente. Perry. Manual del Ingeniero Químico. Agitación de suspensión de partículas de baja viscosidad. Sexta edición. Ed Mc Graw Hill.

9.5.1.4 HELICES DE ENTRADA SUPERIOR

Además no basta con la escogencia del impulsor, la posición sobre el espacio de almacenamiento determina el grado de homogenización.

Para recipientes de menos de 1,8 m de diámetro, la elección inicial para satisfacer una gama alta de requisitos de procesamiento, debe ser una hélice excéntrica y angular montada mediante una brida o una abrazadera, sin desviadores. La relación de altura del lado recto del recipiente con el diámetro tiene que ser de 0,75 a 1,5 y el volumen del líquido agitado no deberá exceder de 4 m³. Esas mezcladoras de hélice se pueden obtener con facilidad hasta 2,2 KW (3HP) para montajes excéntricos o con ejes inclinados.

El tamaño de la hélice, la inclinación y la velocidad de rotación se pueden escoger mediante pruebas con modelos, experiencias obtenidas en operaciones similares o en algunos casos mediante datos de rendimiento o correlaciones publicadas como el tiempo

de mezclado y la transferencia de calor. El diámetro de la hélice y la potencia del motor deben ser los mínimos que satisfagan las necesidades del procesamiento.

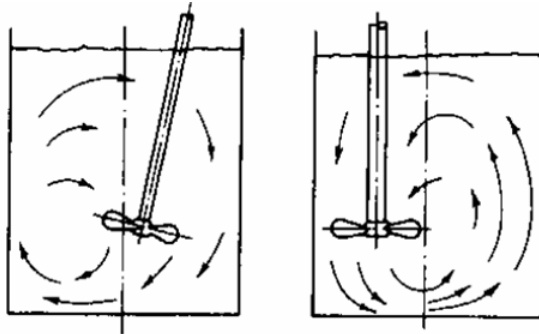


Figura 51. Hélices de entrada superior.

Fuente. Perry. Manual del Ingeniero Químico. Agitación de suspensión de partículas de baja viscosidad. Sexta edición. Ed Mc Graw Hill.

9.5.1.5 TURBINAS

Para volúmenes de recipientes de 4 a 200 m³, la elección inicial debe ser una turbina montada coaxialmente dentro del recipiente, con cuatro o más desviadores, también en este caso la relación de la altura del lado recto del recipiente debe ser de 0,75 a 1,5. Se tiene que sujetar cuatro desviadores verticales perpendiculares a la pared del recipiente, un impulsor de turbina de 4 a 6 aspas y la relación de la altura de las aspas debe ser de 1 a 5 a 1 a 8.

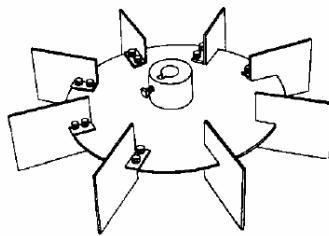


Figura 52. Turbina de aspas planas

Fuente. Perry. Manual del Ingeniero Químico. Agitación de suspensión de partículas de baja viscosidad. Sexta edición. Ed Mc Graw Hill.

9.5.1.6 HELICES DE ENTRADA LATERAL

Para recipientes de más de 4m³ puede ser más económico un agitador de hélice de entrada lateral, que una turbina montada desde arriba en un eje vertical centrado. Para recipientes de más de 38 m³ aumenta el atractivo económico de las hélices de entrada lateral; para el mantenimiento de la uniformidad de una lechada viscosa, es preciso

escoger el diámetro y la velocidad de rotación de un agitador de entrada lateral, sobre la base de pruebas con modelos o la experiencia obtenida en operaciones similares.

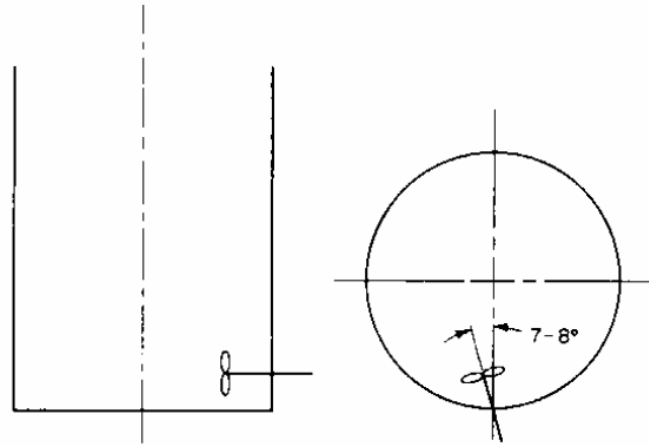


Figura 53. Mezcladora de hélice de entrada lateral.

Fuente. Perry. Manual del Ingeniero Químico. Agitación de suspensión de partículas de baja viscosidad. Sexta edición. Ed Mc Graw Hill.

9.5.2 SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS

Los factores principales que influyen en la elección de equipos mezcladores son:

- Los requisitos del proceso
- Las propiedades de flujo de los fluidos utilizados en el procesamiento,
- Costo de los equipos
- Los materiales de construcción que se requieren.

El costo de los equipos mezcladores se justifica como una evaluación superficial, porque el costo de esa evaluación sobrepasa con frecuencia los ahorros que se pueden obtener, por tal razón la optimización se suele basar, en la experiencia con operaciones similares de mezclado, a menudo los requisitos de procesamiento se pueden comparar con los de una operación similar, no obstante, a veces se necesitan pruebas para identificar un diseño satisfactorio y determinar la potencia y la velocidad mínima de rotación.

No existen guías específicas satisfactorias para la selección del equipo de mezclado, puesto que las gamas de aplicación de los diversos tipos de equipos se yuxtaponen y los efectos de las propiedades de flujo sobre el rendimiento del proceso no se han definido de manera adecuada.

9.5.2.1 CONDICIONES DE DISEÑO

La empresa DIAC, en su proceso de inyección de poliuretano manual, ha evolucionado mediante pruebas con lo cual ha dispuesto que desde el manejo de un eje con un disco en el extremo, unido a un taladro semindustrial, como se muestra en la Figura 54, con lo

cual se logra una mezcla carente de homogeneidad, o por lo menos insuficiente para la formación de paneles de aislamiento térmico.

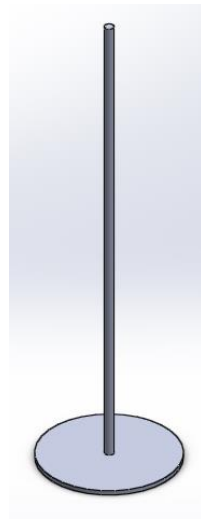


Figura 54. Mezclador de disco

Fuente: Autor del proyecto

Teniendo en cuenta que el proceso necesitaba una mezcla más profunda en el mismo lapso de tiempo, DIAC optó por implementar un mezclador industrial, como se muestra en la figura 51, que mejoró el proceso de mezclado.



Figura 55. Mezclador industrial

Fuente: <http://www.bricolandia.es/collomix-cx20-wk-120-1000w-batidor-mortero-electronico/>

Fecha: 2 julio 2012

La experiencia en mezcla de los equipos utilizados en la empresa DIAC, indica que un mezclador de aspa helicoidal es el adecuado para la mezcla del polioliol y el isocianato, el impulsor debe ser de entrada superior centrado, con una velocidad rotacional de 3000 a 3600 rpm.

9.5.3 DISEÑO DEL IMPULSOR

Teniendo en cuenta la experiencia de los elementos utilizados en mezcla, se ha dispuesto que se deba manejar un mezclador de aspa helicoidal para lo cual se da el siguiente diseño.

9.5.3.1 DIAMETRO DEL IMPULSOR

El diámetro del impulsor se encuentra normalmente entre 0,3 y 0,6 del diámetro del tanque¹⁰.

Para el caso de la inyectora de poliuretano, el diámetro de la capsula de mezcla es de 34 cm, y en busca de mezclar adecuadamente los productos y abarcar la mayor área posible se toma un valor de 0,6 con lo cual se llega a la conclusión de que el diámetro del impulsor es de:

$$D_i = D_c * 0,6 \quad (8.42)$$

$$D_i = 34 \text{ cm} * 0,6; \quad D_i = 20,4 \text{ cm}$$

Para mejorar la etapa de mezcla, se opta para introducir en el elemento mezclador, una segunda hélice de diámetro 0,1016 m.

9.5.3.2 LONGITUD DEL ASPA

Para lograr que la mezcla del poliuretano se realice desde la salida del polioli e isocianato del sistema de tubería en la capsula de mezcla, se determina que la longitud del aspa helicoidal, debe tener un recorrido desde la entrada del líquido hasta la base del recipiente por tal razón la longitud es de 0,4238 m así:

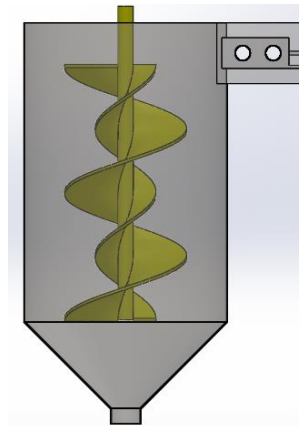


Figura 56. Longitud del aspa

Fuente: Autor del proyecto

¹⁰ Perry. Manual del Ingeniero Químico. Agitación de suspensión de partículas de baja viscosidad. Sexta edición. Ed Mc Graw Hill.

La hélice primaria puede retener el producto un tiempo excesivo, que causaría demora en el procedimiento de mezcla y caída del líquido, por tal razón se ha realizado un corte que permita que la mezcla de polioli e isocianato descienda rápidamente, así:

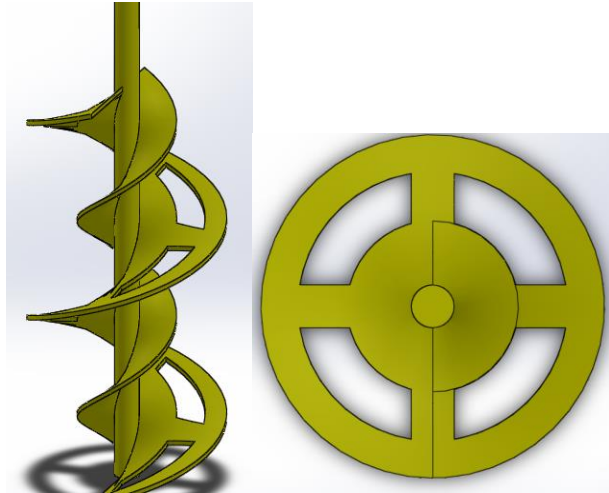


Figura 57. Corte mezclador helicoidal

Fuente: Autor del proyecto

9.5.3.3 POTENCIA DEL IMPULSOR

El estudio de la potencia necesaria para el impulsor helicoidal es basado en catálogos industriales en donde el volumen de la mezcla y la densidad del líquido, relacionan la potencia a utilizar. Para ello la empresa INDEMEC LTDA., proporciona una tabla en donde se muestra la relación entre los datos requeridos así:

Especificaciones técnicas		Dimensiones generales		
MODELO	POTENCIA	VOL. MEZCLA		DENSIDAD
Referencia	HP	Litros	Kilos	gr/cm ³
MZ-10	0,75	10	10	Hasta 1,2
MZ-20	1	20	20	Hasta 1,2
MZ-50	1	50	50	Hasta 1,2
MZ-100	1,2	100	100	Hasta 1,2
MZ-200	2,4	200	200	Hasta 1,2
MZ-500	5	500	500	Hasta 1,2
MZ-750	6,6	750	750	Hasta 1,2
MZ-1000	10	1000	1000	Hasta 1,2
MZ-1300	12	1300	1300	Hasta 1,2
MZ-2000	15	2000	2000	Hasta 1,2

Tabla 58. Potencia requerida del impulsor

Fuente: <http://indemec.com.co/productos-indemec/mezcladores>

Fecha: 2 julio 2012

Con lo cual dado el volumen de la mezcla de (0,0404 m³), igual a 40,4 litros y densidad de 1018,6 Kg/m³ equivalente a 1,01 gr/cm³ para el polioliol, y de 1241,6 Kg/m³ equivalente a 1,2 gr/cm³ para el isocianato, se ha determinado que la potencia del motor a utilizar debe ser de 1 HP.

9.5.3.4 SELECCIÓN DEL MOTOR DE MEZCLA

De acuerdo con la potencia y velocidad requerida en el proceso se selecciona el motor de mezcla con aseguramiento de brida, de la siguiente manera.

Parámetros de selección

Potencia: 1 HP

Velocidad: 3600 rpm.

MOTOR

Marca SIEMENS

Tipo 1LA7 073-2YA60

Potencia 1HP / 0,75 KW

Eficiencia 65%

Velocidad 3600 rpm

Velocidad nominal 3320

Peso 6 Kg

Detalles específicos del motor trifásico

Anexo E. Catalogo Motores trifásicos SIEMENS.

9.5.3.5 FACTOR DE SEGURIDAD

El factor de seguridad es el cociente entre un número que mide la capacidad máxima de un sistema dividido de los requerimientos teóricos o asumidos como usuales. A continuación se muestra una tabla para calcular un factor de seguridad.

		n_{sx}				
		<i>B</i>				
<i>Característica</i>		<i>mb</i>	<i>b</i>	<i>r</i>	<i>p</i>	
<i>A = mb</i>	<i>C =</i> $\left\{ \begin{array}{l} mb \\ b \\ r \\ p \end{array} \right.$	<i>mb</i>	1.1	1.3	1.5	1.7
		<i>b</i>	1.2	1.45	1.7	1.95
		<i>r</i>	1.3	1.6	1.9	2.2
		<i>p</i>	1.4	1.75	2.1	2.45
<i>A = b</i>	<i>C =</i> $\left\{ \begin{array}{l} mb \\ b \\ r \\ p \end{array} \right.$	<i>mb</i>	1.3	1.55	1.8	2.05
		<i>b</i>	1.45	1.75	2.05	2.35
		<i>r</i>	1.6	1.95	2.3	2.65
		<i>p</i>	1.75	2.15	2.55	2.95
<i>A = r</i>	<i>C =</i> $\left\{ \begin{array}{l} mb \\ b \\ r \\ p \end{array} \right.$	<i>mb</i>	1.5	1.8	2.1	2.4
		<i>b</i>	1.7	2.05	2.4	2.75
		<i>r</i>	1.9	2.3	2.7	3.1
		<i>p</i>	2.1	2.55	3.0	3.45
<i>A = p</i>	<i>C =</i> $\left\{ \begin{array}{l} mb \\ b \\ r \\ p \end{array} \right.$	<i>mb</i>	1.7	2.15	2.4	2.75
		<i>b</i>	1.95	2.35	2.75	3.15
		<i>r</i>	2.2	2.65	3.1	3.55
		<i>p</i>	2.45	2.95	3.45	3.95

		n_{sy}		
		<i>D =</i>		
<i>Característica</i>		<i>ns</i>	<i>s</i>	<i>ms</i>
<i>E =</i> $\left\{ \begin{array}{l} ns \\ s \\ ms \end{array} \right.$	<i>ns</i>	1.0	1.2	1.4
	<i>s</i>	1.0	1.3	1.5
	<i>ms</i>	1.2	1.4	1.6

ms = muy serio, *s* = serio, *ns* = no serio

A = calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección
B = control sobre la carga aplicada a la parte
C = exactitud en el análisis de esfuerzos, de la información experimental o de la experiencia con partes similares
D = peligro para el personal
E = impacto económico

$$F.S. = n_S = n_{sx} * n_{sy}$$

mb = muy bien, *b* = bien, *r* = regular, *p* = pobre

Tabla 59. Factor de seguridad

Fuente: Hamrock Bernard J, Jacobson Bo. Elementos de máquinas: Ejes y partes asociadas. 1 ed. México, 1999. Editorial mexicana Reg. ISBN 970-102799-X. 926 p.

SE ASUME:

Para n_{sx}

A= mb La calidad de los materiales y la mantencion debe ser de un alto nivel debido al enfoque industrial al que son dirigidos los paneles de aislamiento termico.

B= r El control sobre la carga aplicada sobre el impulsor no es critica para el diseño, sin embargo debe asegurar su estabilidad para lograr la adecuada mezcla de los fluidos.

C= b La exactitud en el analisis de esfuerzos y la experiencia con partes similares hace que este valor este en el rango (bien), teniendo en cuenta el tipo de mezcladores ya implementados en la empresa.

Para n_{sy}

D= ns Es una pieza que esta introducida en una capsula por lo cual no existe un contacto directo del personal.

E= s La viabilidad de la fabricacion de la pieza es buena, para lo cual el impacto economico se denota como serio

Entonces:

$$F.S. = n_s = n_{sx} * n_{sy} \quad (8.43)$$

$$F.S. = n_s = 1,7 * 1,0$$

$$F.S. = n_s = 1,7$$

9.5.3.6 DIAMETRO TENTATIVO DEL EJE

El diámetro tentativo del eje se calcula, para conocer el valor del diámetro del eje aplicando sobre él, los concentradores de esfuerzos producidos por la distribución de las cargas, utilizando la siguiente formula:

$$d_A = \sqrt[3]{\left(\frac{32*FS}{\pi S_y} \sqrt{(M)^2 + \frac{3}{4}(T)^2}\right)} \quad (8.44)$$

Dónde:

FS= Factor de seguridad

Sy= Esfuerzo de fluencia del material (MPa)

M= Momento resultante de la sección (N-m)

T= Torque (N-m)

En el caso del eje de la mezcladora no existen fuerzas transversales que causen flexión por tal razón la ecuación se reduce a:

$$d_A = \sqrt[3]{\left(\frac{32 * FS}{\pi S_y} \sqrt{\frac{3}{4} (T)^2}\right)} \quad (8.44 \text{ a})$$

El material utilizado en la fabricación de eje es un acero AISI 304 con esfuerzo de fluencia S_y de 206,8 MPa.

El torque T se calcula mediante la potencia del motor y la velocidad de giro del eje, de la siguiente manera.

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (8.45)$$

Dónde:

T= Torque

P= Potencia (W)

ω = velocidad angular del giro (rad/seg)

La potencia del motor es de 1 HP = 745 W

La velocidad del eje es de 3600 rpm, es decir 377 rad/seg.

Con estos datos se calcula el par motor obteniendo:

$$T = \frac{745 \text{ W}}{377 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}}$$

$$T = 1,97 \text{ N} - \text{m}$$

Se remplazan los datos en la ecuación y se obtiene el diámetro tentativo del eje del impulsor helicoidal.

$$d_A = \sqrt[3]{\left(\frac{32 * (1,7)}{\pi(206,8 \times 10^6 \text{ Pa})} \sqrt{\frac{3}{4} (1,97 \text{ N} - \text{m})^2}\right)}$$

$$d_A = 0,00522 \text{ m} = 5,22 \text{ mm}$$

De tal manera que el sistema de mezcla de la inyectora de poliuretano se muestra en la siguiente figura.

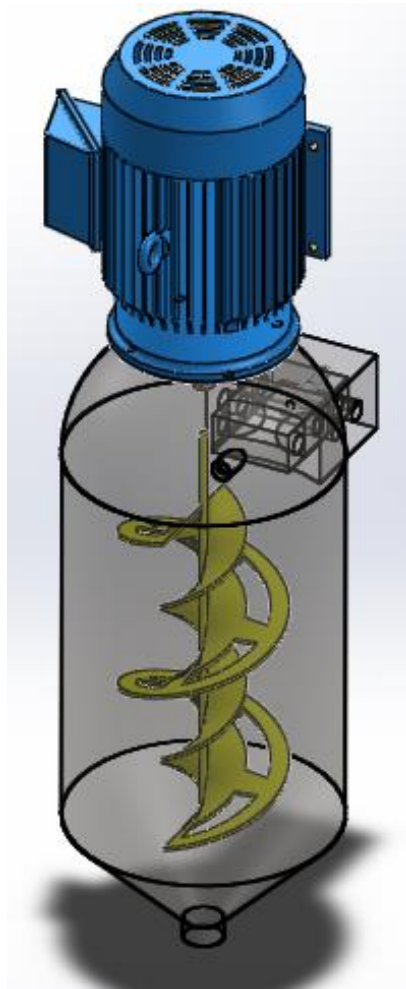


Figura 58. Sistema de mezcla

Fuente: Autor del proyecto

10 SISTEMA NEUMATICO

En los sistemas hidráulicos y neumáticos la energía es transmitida a través de tuberías, esta energía es función del caudal y la presión del aire o el aceite que circula por el sistema.

Una de las principales características de los sistemas de potencia fluidos es que la fuerza, generada por la fuente, controlada y dirigida por válvulas convenientes y transportadas por las líneas, puede ser convertida fácilmente a casi cualquier clase de movimiento mecánico según se requiera, estos cilindros o actuadores hidráulicos o neumáticos, son utilizados para dar fuerza a través de un recorrido lineal.

La inyectora de poliuretano necesita un sistema por el cual pueda desplazar, la zona de mezcla y el bloque boquilla, de manera automática y con un sistema limpio, para lo cual se ha dispuesto un cilindro neumático.

Un actuador o cilindro, es un dispositivo que convierte la potencia fluida, en fuerza y movimiento mecánico, Los cilindros, los motores y las turbinas son los tipos más comunes de dispositivos actuadores usados en sistemas de potencia fluida.

Los cilindros neumáticos se caracterizan por la transformación de energía potencial del aire comprimido en energía cinética, el esquema principal consta de un recipiente cilíndrico provisto de un embolo o pistón, al introducir cierto caudal de aire comprimido, el embolo se expande dentro de la cámara provocando un desplazamiento lineal. La fuerza de empuje es proporcional a la presión del aire y a la superficie del pistón.



Figura 59. Pistón Neumático

Fuente. <http://fileman.vesta.it/#>

Fecha: 23 julio 2012

El sistema neumático de la inyectora de poliuretano esta puntualizado en dos cilindros, A (Zona de mezcla) y B (Bloque _ boquilla), estos cilindros se encargan de accionar la entrada y salida de la boquilla y la zona completa de mezcla, como su nombre lo indica.

10.1 TIPOS DE CILINDROS

Para el sistema neumático de la inyectora de poliuretano, ya que es un movimiento lineal simple, se ha determinado que se pueden utilizar actuadores de los siguientes tipos.

10.1.1 CLINDROS DE SIMPLE EFECTO

Los cilindros de simple efecto se caracterizan porque uno de sus movimientos es proporcionado por el aire comprimido, mientras el otro es dado por una acción generalmente por un resorte colocado en el interior del cilindro, este resorte es ubicado entre el pistón y una de las tapas del cilindro bien sea delantera o trasera, este aprovecha la fuerza inicial en un sentido, esta fuerza es un poco menor debido a la oposición que ejerce el resorte.

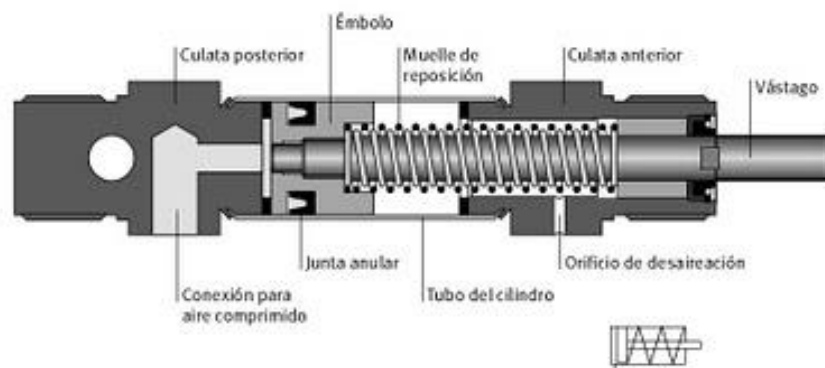


Figura 60. Cilindro Neumático de simple efecto

Fuente. <<http://industrial-automatica.blogspot.com/2010/09/elementos-de-fuerza-cilindros-y-motores.html>>

Fecha: 23 julio 2012

10.1.2 CILINDRO DE DOBLE EFECTO

Este tipo de cilindro se caracteriza por el efecto del aire comprimido en las dos carreras del pistón, por tanto realiza un trabajo aprovechable en ambos sentidos de carrera.

El empleo de cilindros con amortiguación se ajusta cuando hay que mover grandes masas, esto con la finalidad de evitar que el émbolo choque duramente. Un émbolo de amortiguación interrumpe la evacuación directa del aire comprimido, en donde queda abierta una salida pequeña que por lo general es regulable.

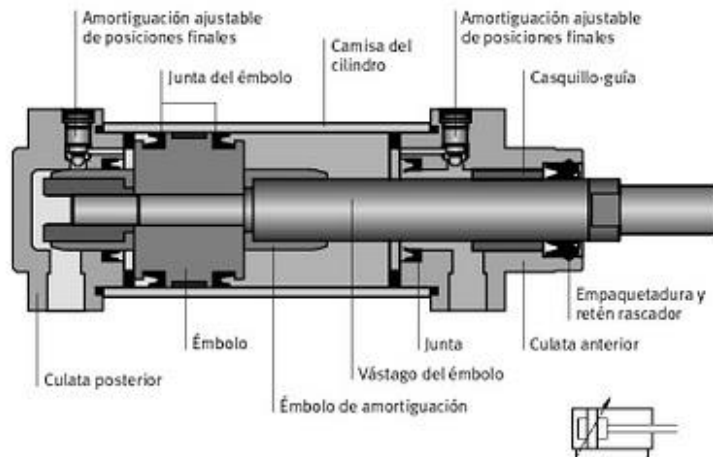


Figura 61. Cilindro Neumático de doble efecto

Fuente. <<http://industrial-automatica.blogspot.com/2010/09/elementos-de-fuerza-cilindros-y-motores.html>>

Fecha: 23 julio 2012

10.1.3 CILINDRO EN TÁNDEM

Este tipo de cilindro consta de dos cilindros de doble efecto acoplados en serie con un vástago en común, con el fin de proporcionar una presión simultánea sobre los dos émbolos y obtener una fuerza de casi el doble de la de un cilindro convencional del mismo diámetro.

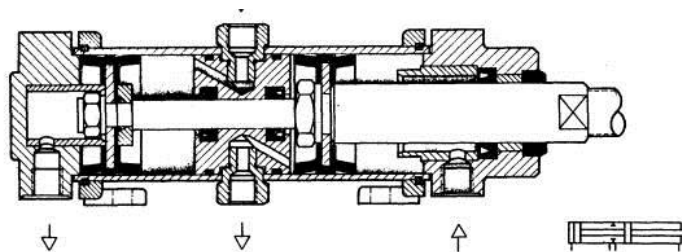


Figura 62. Cilindro Neumático Tándem

Fuente. <<http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica7.htm>>

Fecha: 23 julio 2012

10.2 VELOCIDAD DE LOS CILINDROS

Los cilindros neumaticos pueden alcanzar una velocidad comprendida entre 0,6 y 2,6 m/s, según el diametro.

Diametro (mm)	Velocidad max. (m/s)
10 – 12 – 16	2,6
20 – 25 – 32	2,6
40	2,5
50	2
63	1,5
80	1,1
100	0,9
125	0,7
160	0,6

Tabla 60. Velocidades del cilindro según diametro

Fuente: http://www.festo.com/cms/es-co_co/9463.htm

Fecha: 24 julio 2012

Los valores mencionados se ven afectados por la carga a desplazar, las valvulas del sistema, condiciones de descarga y la carrera del cilindro.

En realidad se habla de velocidad , sin embargo el cilindro desarrolla su carrera en un tiempo el cual se genera una aceleracion inicial y una desaceleracion final, por tanto su velocidad no es constante en el recorrido, sin embargo como velocidad media puede considerarse un 70 % del valor indicado.

10.3 DISEÑO DE LA RED NEUMATICA

En las siguientes figuras, se muestra las posiciones de los cilindros antes y después de ser accionados, es de notar que el recorrido es constante hasta el final, es decir no hay paradas intermedias.

10.3.1 CILINDRO A

Este es el encargado de controlar el movimiento de toda la zona de mezcla, lo cual es necesario para central la salida del poliuretano sobre el molde de inyección, como se muestra en la Figura 63.

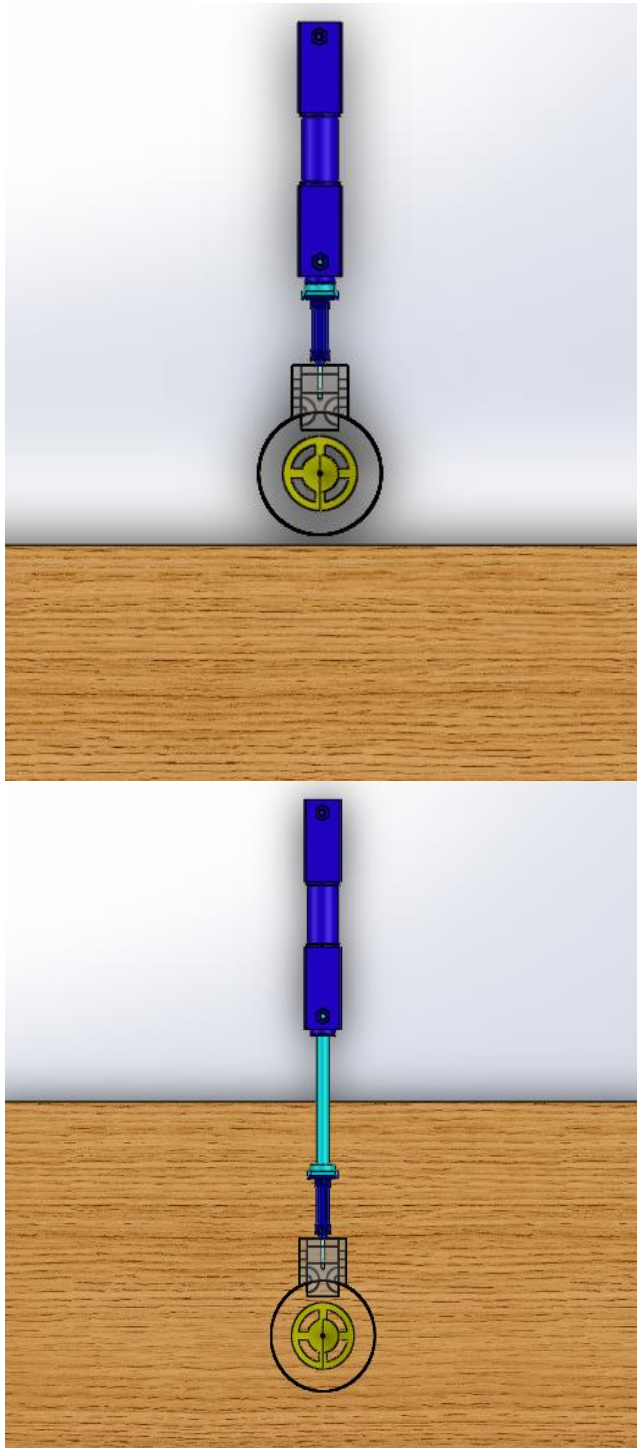


Figura 63. Desplazamiento cilindro A

Fuente: Autor del proyecto

10.3.2 CILINDRO B

El cilindro B unido al bloque boquilla habilita el paso del fluido desde el sistema de tubería hasta la capsula de mezcla como se muestra en la Figura 64.

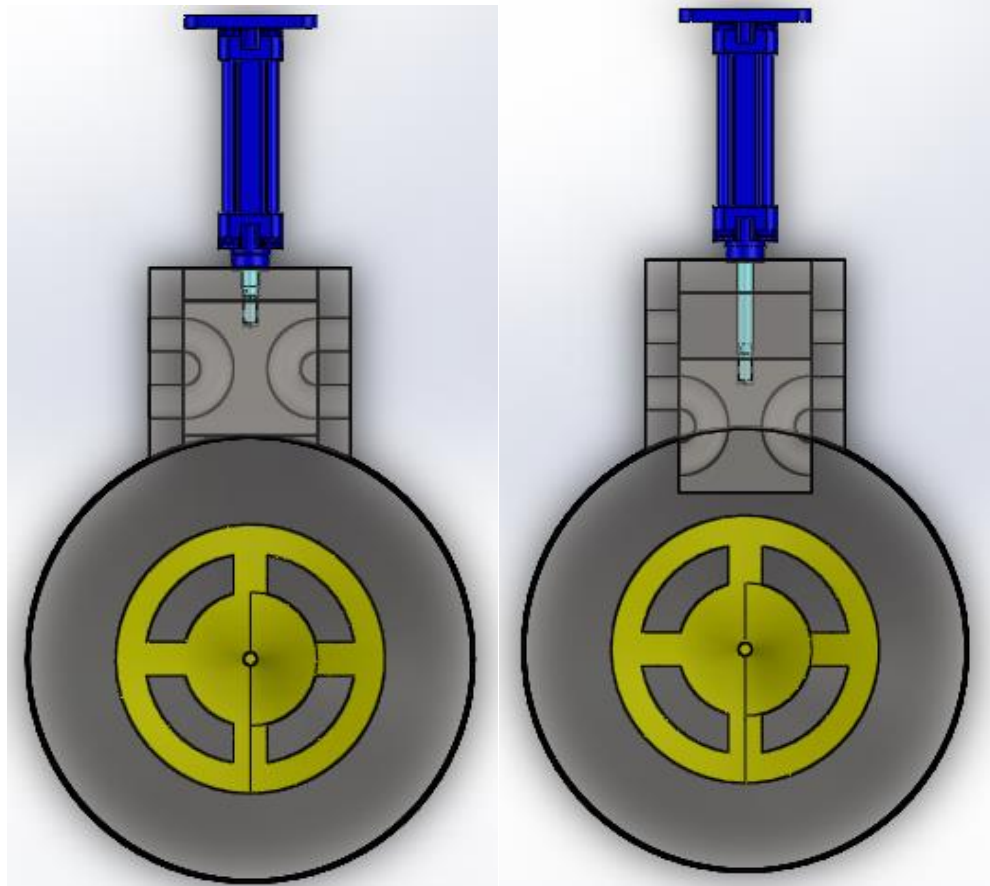


Figura 64. Desplazamiento cilindro B

Fuente: Autor del proyecto

La secuencia que describe el movimiento de los cilindros según su denominación es:

A+B+B-A-

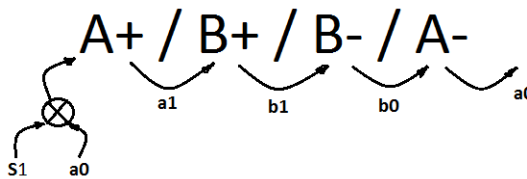


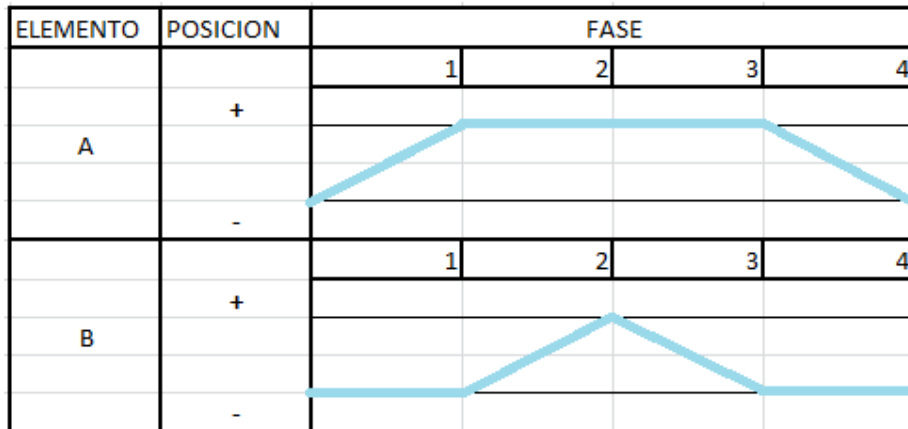
Figura 65. Secuencia cilindros según su denominación.

Fuente: Autor del proyecto

10.3.3 SISTEMA SIMPLIFICADO

Etapa	Cilindro	Detalle
1	A+	Accionamiento zona mezcla
2	B+	Accionamiento boquilla
3	B-	Retorno boquilla
4	A-	Retorno zona de mezcla

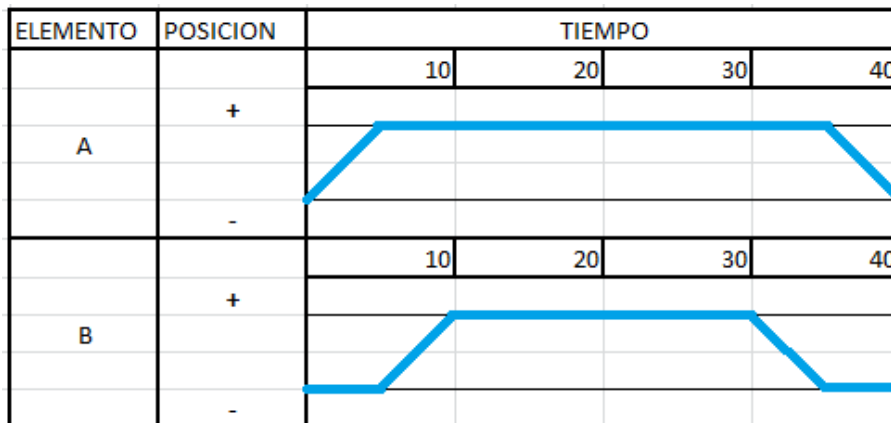
10.3.4 DIAGRAMA ESPACIO – FASE



Grafica 5. Diagrama Espacio – fase

Fuente: Autor del proyecto

10.3.5 DIAGRAMA ESPACIO – TIEMPO



Grafica 6. Diagrama Espacio – tiempo.

Fuente: Autor del proyecto

10.3.6 SIMULACION NEUMATICA

Esta automatización se realiza mediante una simulación en el programa (Fluidsim) que nos permite introducir todos los elementos en un esquema y simular el movimiento de los cilindros mediante señales eléctricas.

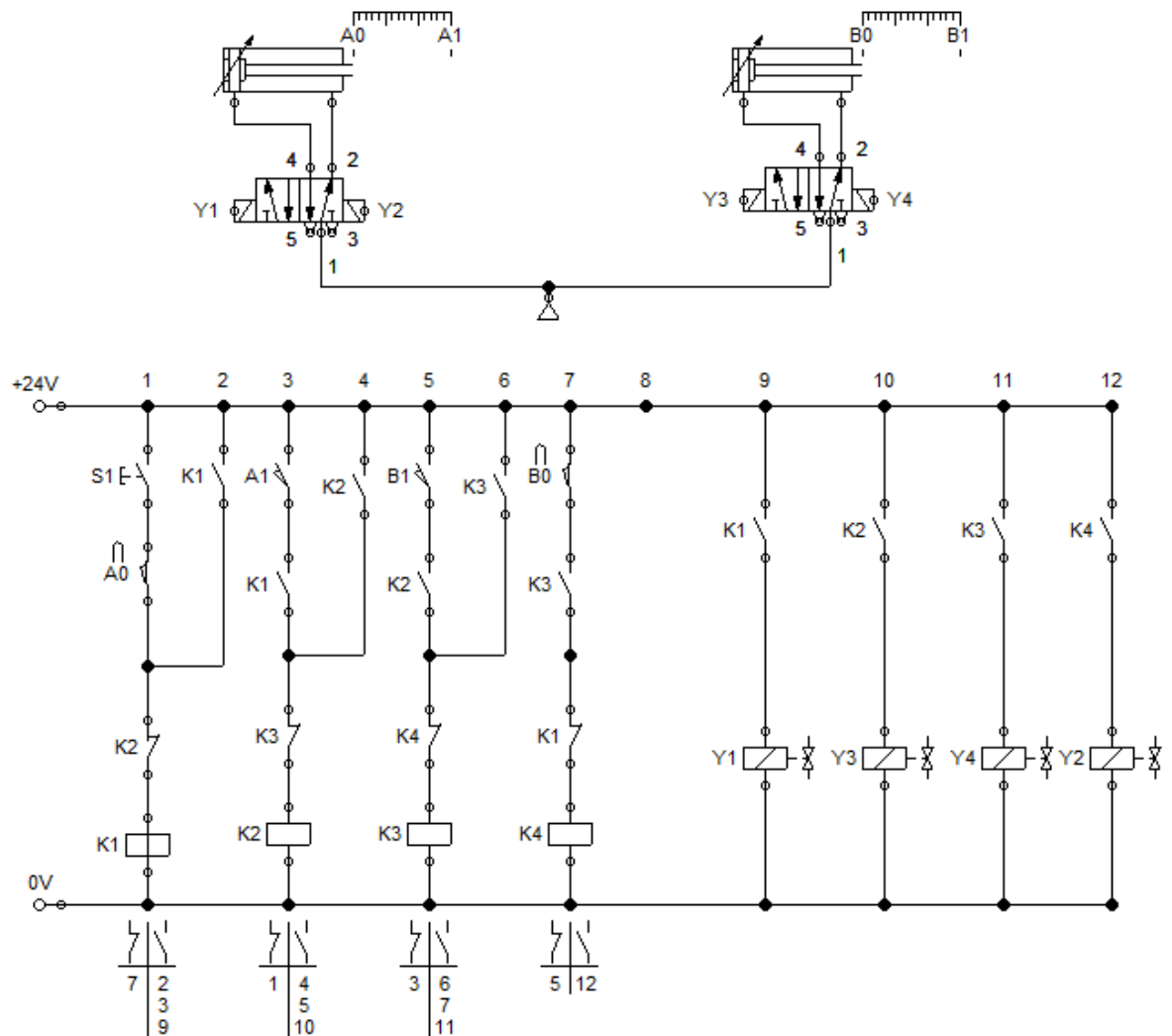


Figura 65. Esquema de simulación de los actuadores

Fuente: Autor del proyecto

Simulación del movimiento de los cilindro

Anexo F. Sistema neumático inyectora de poliuretano.

10.4 CALCULO DE LOS CILINDROS NEUMATICOS

Para la adecuada selección del cilindro neumático es necesario conocer ciertos aspectos como se describe a continuación.

FUERZA DEL CILINDRO NEUMATICO

La fuerza empleada por el vástago depende de la presión ejercida, el diámetro del vástago y las condiciones de rozamiento del sistema.

$$F = P * A \quad (8.46)$$

Donde:

F: Fuerza teórica (N)

P: Presión de trabajo (Pa)

A: Área del vástago (m²)

Debido a que la presión de trabajo industrialmente estandarizada en 6 bar, es claro que la fuerza necesaria para el cilindro neumático está generalmente determinada por el diámetro del embolo.

En la práctica es necesario conocer el valor real de la fuerza, por tal razón es primordial en efecto del rozamiento para el sistema. En condiciones normales de servicio (Presión 4 a 8 bar) se supone un valor para el rozamiento, entre el 3 y el 20% del valor teórico calculado.

10.4.1 CILINDRO A (ZONA DE MEZCLA)

10.4.1.1 FUERZA DEL VÁSTAGO

Condiciones de diseño teniendo en cuenta que la presión normalmente utilizada, y recomendada por los fabricantes es de 6 Bar.

El peso que debe soportar el cilindro neumático está dado por el programa solidworks en donde dados los materiales de las partes involucradas en la zona de mezcla (capsula de mezcla, tapa, mezclador helicoidal, bloque boquilla, guía bloque boquilla) arroja una masa de 31,424 Kg como se muestra en la gráfica 29.

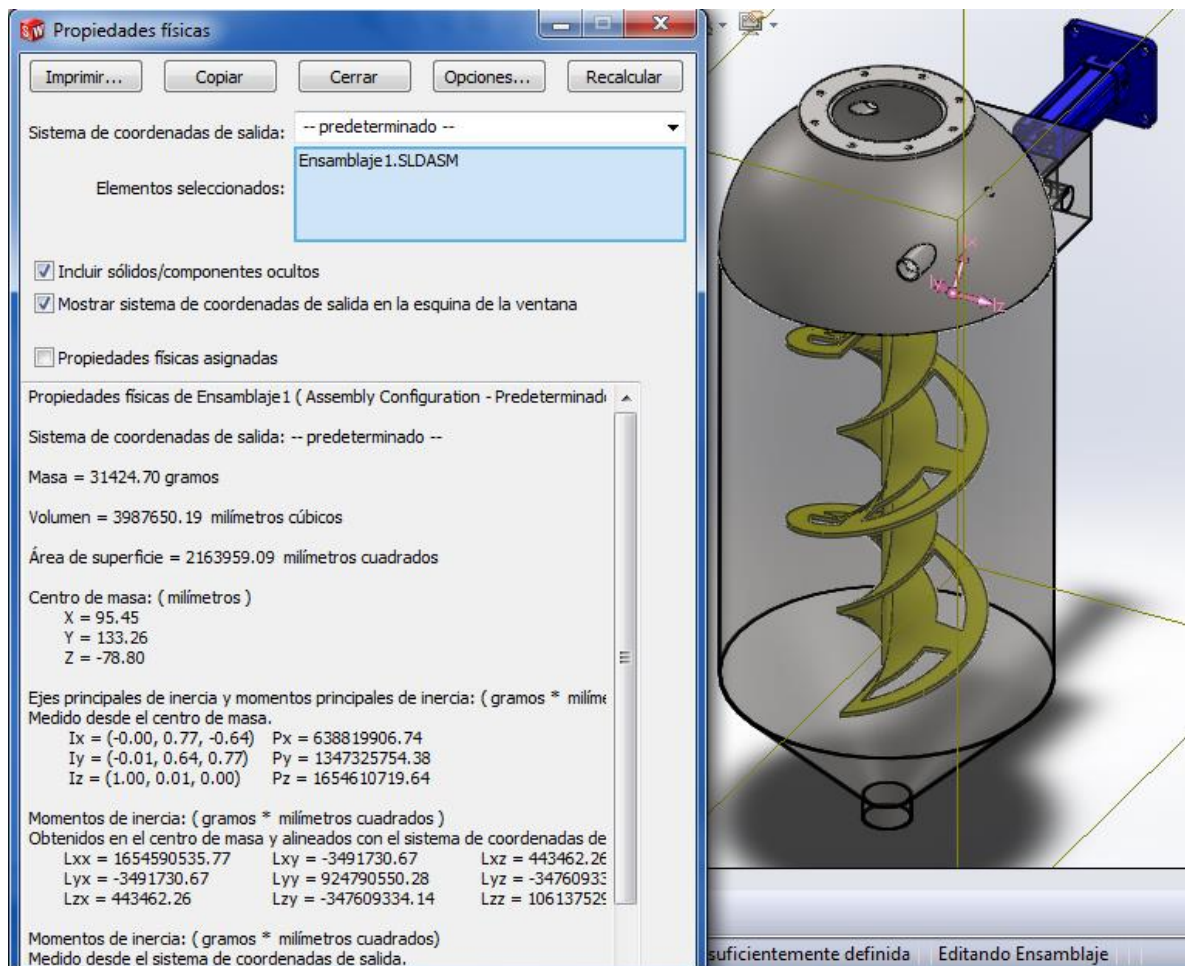


Figura 66. Propiedades físicas zona de mezcla

Fuente: Autor del proyecto

Al valor de masa nombrado se le ha de adicionar el peso del motor de mezcla¹¹ Es decir:

$$\text{Masa total} = 31,424 \text{ Kg} + 6 \text{ Kg}$$

$$= 37,424 \text{ Kg}$$

Con lo cual se determina la fuerza debida al peso así:

$$F = mg \quad (8.47)$$

$$F = (37,424 \text{ Kg}) \left(9,81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$F = 367,12 \text{ N}$$

¹¹ valor estimado por el Anexo E.

10.4.1.2 CARRERA DEL CILINDRO A

La carrera del cilindro está determinada por el desplazamiento que debe realizar, lo cual indica que la salida del poliuretano debe estar en el centro, del ancho del molde de 1 metro, es decir 50 cm; Mas un espacio de separación entre la inyectora y el molde de 20 cm, por tanto el desplazamiento del cilindro es de 70 cm.

	Descripción	valor	Unidad
F	Fuerza máxima para cilindro	367,12	N
P	Presión de trabajo	6	Bar
A	Área del cilindro	-	-
D	Diámetro del cilindro	-	-
C	Carrera del cilindro	700	mm

Conversión de unidades

$$1 \text{ Bar} = 100000 \text{ Pa} = 100000 \text{ N/m}^2$$

$$F = P * A$$

$$A = \frac{F}{P} = \frac{367,12 \text{ N}}{600000 \text{ N/m}^2} = 6,11 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A = \pi r^2 = 6,11 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{6,11 \times 10^{-4} \text{ m}^2}{\pi}}$$

$$r = 0,014 \text{ m} = 14 \text{ mm}$$

$$d = 2r = 2 * 14 \text{ mm} = 28 \text{ mm}$$

10.4.1.3 CONSUMO DE AIRE

El consumo de aire de los cilindros neumaticos determina las dimensiones de las valvulas, tubo flexible para conduccion, velocidades de trabajo y las dimensiones del propio compresor. Este consumo esta dado por la siguiente formula.

$$Q = 2nsq \quad (8.48)$$

Donde:

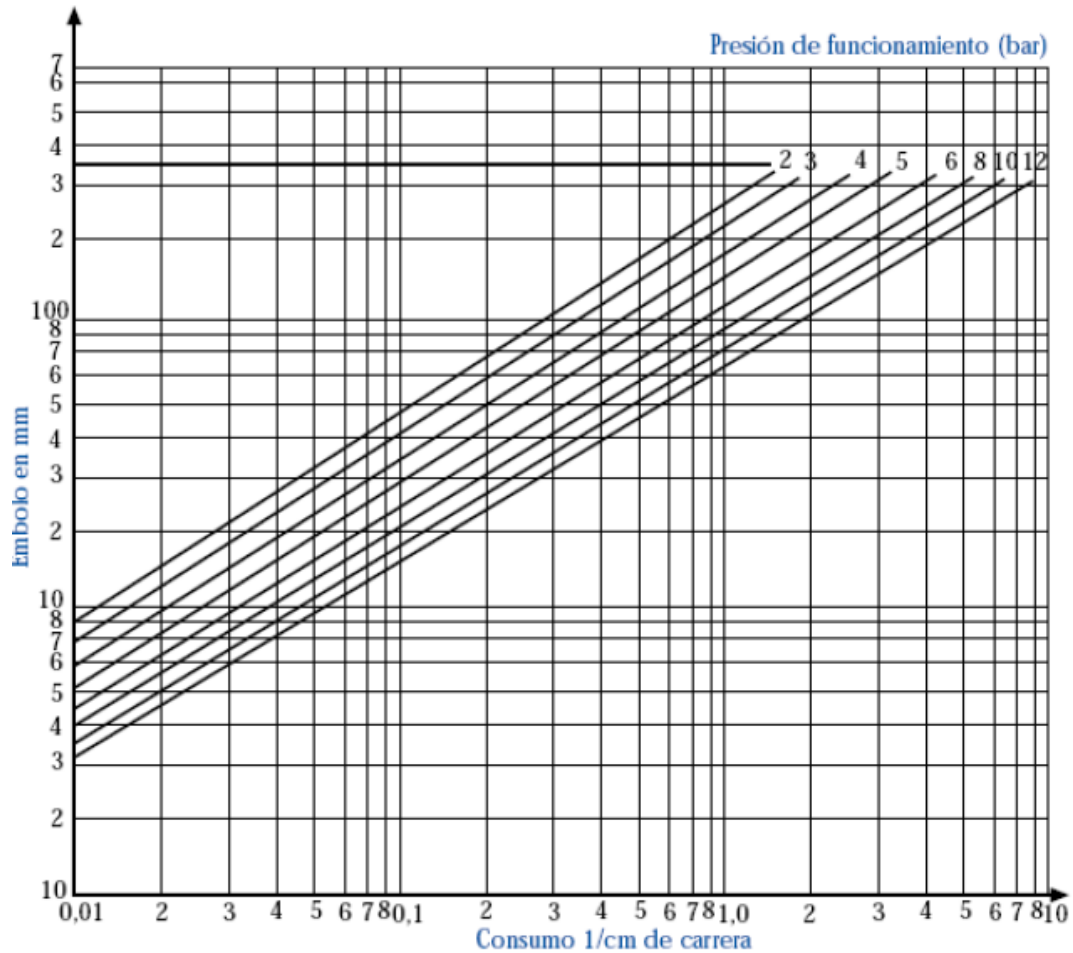
Q: Caudal (lit/min)

n: Numero de ciclos por minuto

s: Carrera (cm)

q: Consumo específico de aire (lit/cm)

La manera de determinar el consumo específico de aire es apartir de la siguiente Tabla.



Gráfica 7. Consumo específico de aire

Fuente. http://www.festo.com/cms/es-co_co/9813.htm

Fecha: 24 Julio 2012

En esta gráfica, conociendo los valores de presión de trabajo y el diámetro del embolo, se localiza el punto de intersección de ambas líneas y se proyecta hacia el valor del consumo lts/cm. Este valor se sustituye en la formula y obtenemos el caudal de aire necesario.

La ventaja de conocer el consumo de aire comprimido de los cilindros, es que al poder estimar el consumo total del sistema nos permite seleccionar el equipamiento necesario. Estos datos se adecuan a los productos existentes en el mercado, y de ser inexistente se debe seleccionar el inmediatamente superior, esto con la finalidad de evitar que el componente sea insuficiente para la necesidad.

I. CAUDAL DE AIRE EN EL CILINDRO

De la grafica 7.

$$Q = 2nsq$$

Donde:

Q: Caudal (lit/min)

n: Numero de ciclos por minuto

s: Carrera (cm)

q: Consumo especifico de aire (lit/cm)

Si:

q=0,15 Lts/cm

n=(1)

$$Q = 2nsq = (2(2/min)(70 cm)(0,15 Lts/cm))$$

$$Q = 42 Lts/min$$

10.4.1.4 SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMATICO A

El cilindro neumático seleccionado y adecuado para el cumplimiento de los requerimientos es:

CLINDRO COMPACTO DNC, ISO 15552

Marca: FESTO

Función: Doble efecto

Tipo: DNC

Diámetro del cilindro: 40 mm

Carrera: 10 – 2000 mm

Fluido: aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar

Dimensiones, materiales, y especificaciones detalladas del producto

Anexo G. Catalogo Cilindros Normalizado DNC FESTO

10.4.2 CILINDRO B (BLOQUE BOQUILLA)

10.4.2.1 FUERZA DEL VASTAGO

Condiciones de diseño teniendo en cuenta que la presión normalmente utilizada, y recomendada por los fabricantes es de 6 Bar.

El peso que debe soportar el cilindro neumático esta dado por el programa solidworks en donde dado el material del bloque boquilla arroja una masa de 3,495 Kg como se muestra en la grafica 30.

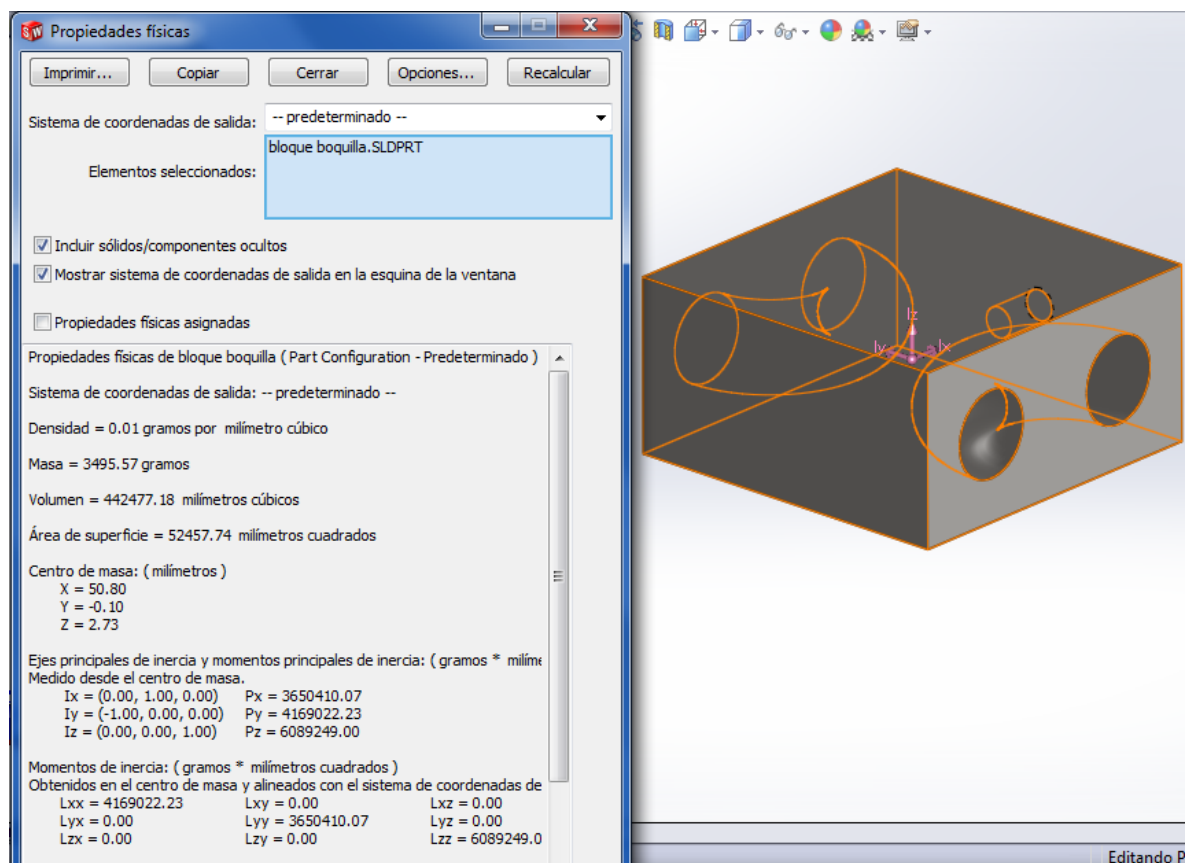


Figura 67. Propiedades físicas bloque boquilla

Fuente: Autor del proyecto

Con lo cual se determina la fuerza debida al peso así:

$$F = mg \quad (8.49)$$

$$F = (3,495 \text{ Kg}) (9,81 \text{ m/s}^2)$$

$$F = 34,28 \text{ N}$$

10.4.2.2 CARRERA DEL CILINDRO B

La carrera del cilindro está determinada por el desplazamiento que debe realizar, lo cual indica que la entrada del fluido del bloque boquilla se encuentre en el interior de la capsula se debe desplazar 5 cm.

	Descripción	valor	Unidad
F	Fuerza máxima para cilindro	34,28	N
P	Presión de trabajo	6	Bar
A	Área del cilindro	-	-
D	Diámetro del cilindro	-	-
C	Carrera del cilindro	50	mm

Conversión de unidades

$$1 \text{ Bar} = 100000 \text{ Pa} = 100000 \text{ N/m}^2$$

$$F = P * A$$

$$A = \frac{F}{P} = \frac{34,28 \text{ N}}{600000 \text{ N/m}^2} = 5,71 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$A = \pi r^2 = 5,71 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{5,71 \times 10^{-5} \text{ m}^2}{\pi}}$$

$$r = 0,0043 \text{ m} = 4,3 \text{ mm}$$

$$d = 2r = 2 * 4,3 \text{ mm} = 8,6 \text{ mm}$$

10.4.2.3 CONSUMO DE AIRE

I. CAUDAL DE AIRE EN EL CILINDRO

De la grafica 7.

$$Q = 2nsq$$

Donde:

Q: Caudal (lit/min)

n: Numero de ciclos por minuto

s: Carrera (cm)

q: Consumo especifico de aire (lit/cm)

Si:

q=0,028 Lts/cm

n=(1)

$$Q = 2nsq = (2(2/min)(5 cm)(0,028 Lts/cm))$$

$$Q = 0,56 Lts/min$$

10.4.2.4 SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMATICO B

El cilindro neumático adecuado para el cumplimiento de los requerimientos es:

CLINDRO COMPACTO ADN, ISO 21287

Marca: FESTO

Función: Doble efecto

Tipo: ADN

Diámetro del cilindro: 16 mm

Carrera: 5 – 50 mm

Fluido: aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar

Dimensiones, materiales, y especificaciones detalladas del producto se encuentran en el Anexo H. Catalogo Cilindros de carrera corta y cilindros compactos FESTO

10.5 COMPRESOR DEL SISTEMA NEUMATICO

Para el sistema neumático, conociendo los actuadores que se utilizaran y el caudal de aire necesario se debe seleccionar un compresor que solvete el aire necesario para que desplazamiento de los cilindros sea eficiente, para lo cual se ha de describir la funcionalidad del compresor y el tipo de maquina a utilizar.

Un compresor es una máquina que absorbe aire de ambiente a la presión y temperatura atmosférica del lugar y lo comprime hasta conferirle una presión superior, es decir son máquinas generadoras de aire comprimido.

Existen diversos tipos de compresores dependiendo de las necesidades y de la utilización del mismo.

10.5.1 TIPOS DE COMPRESORES

Existen diversos tipos de compresores de aire, sin embargo para el caso, se expondrán los tipos más comunes y comerciales.

10.5.1.1 COMPRESORES ALTERNATIVOS

El principio de funcionamiento de los compresores es similar al de las bombas alternativas expuestas anteriormente.

I. COMPRESORES A PISTON

Este tipo de compresores son los más comunes y utilizados en la industria, en ellos la compresión se efectúa por el movimiento alternativo de un pistón accionado por un mecanismo biela-manivela, aunque estos compresores son ruidosos y su mantenimiento es costoso, manejan temperaturas y presiones hasta de 220°C y 2000 bar respectivamente, además contemplan un campo de utilización de 50 a 25000 m³/h de capacidad.

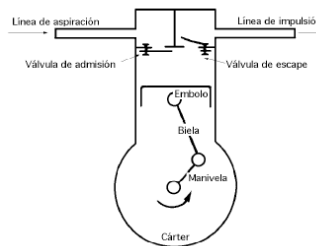


Figura 68. Esquema de funcionamiento de un compresor de pistón

Fuente. <http://libros.redsauce.net/>

Fecha: 8 Agosto 2012



Figura 69. Compresor de pistón

Fuente: <<http://www.airep.com.co/?vp=1&ver=1&id=5311µ2=airep>>

Fecha: 8 Agosto 2012

10.5.1.2 COMPRESORES ROTATIVOS

Este tipo de compresores funcionan bajo el principio de desplazamiento positivo.

I. COMPRESORES DE PALETAS

Los compresores rotativos constan de una carcasa cilíndrica en cuyo interior actúa un rotor, con lo cual se logra una división seccional de la cámara por un conjunto de paletas deslizantes, de un volumen máximo a un mínimo y conlleva a la aspiración, compresión y expulsión del aire.

La capacidad de los compresores de paletas es hasta 6000 m³/h y control de presión de hasta 30 bares.

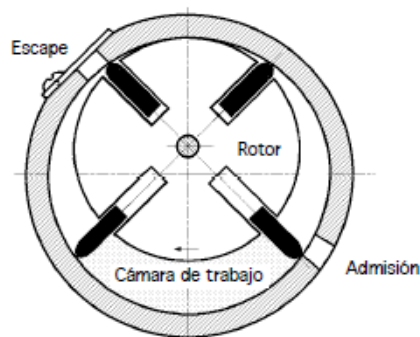


Figura 70. Esquema de funcionamiento de un compresor de paletas

Fuente. <http://libros.redsauce.net/>

Fecha: 8 Agosto 2012

II. COMPRESORES HELICIODALES

También llamado compresor de tornillo, es una máquina de desplazamiento positivo, en donde la compresión del aire se hace mediante la interacción de dos rotores, en donde el primer rotor (Conductor) con 4 o 5 dientes helicoidales engrana con 6 cámaras o celdas de trabajo, igualmente helicoidales llamado (Conducido).

Durante el giro del conductor consecuentemente de conducido, se hace una reducción volumétrica de la cámara realizando la compresión del aire.

El campo de aplicación de este tipo de compresores va desde 600 a 40000 m/h de capacidad y manejan presiones de hasta 25 bares.

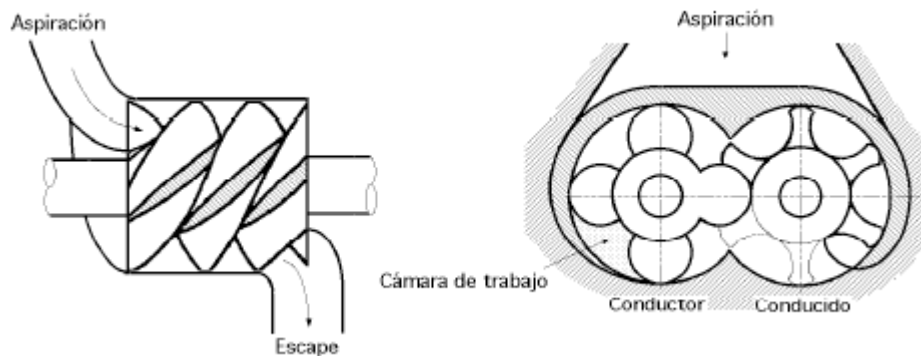


Figura 71. Esquema de funcionamiento de un compresor Helicoidal

Fuente. <<http://libros.redsauce.net/>>

Fecha: 8 Agosto 2012

III. COMPRESORES ROOTS

Los compresores roots tienen la particularidad de que lo que realizan es el flujo de aire del lugar de aspiración hasta el escape sin comprimirlo y sin cambiar la presión inicial de trabajo, esto debido a que la rotación de los émbolos internos no cambia el volumen inicial y final de la cámara de acumulación de aire.

Los compresores roots se caracterizan por generar gran cantidad de flujo de aire, la presión que maneja es no muy superior de 1,5 bares, lo que causa un uso muy limitado.

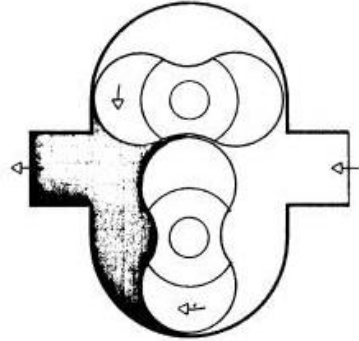


Figura 72. Compresor Roots

Fuente. <<http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica2.htm>>

Fecha: 8 Agosto 2012

10.5.2 SELECCIÓN DE COMPRESORES

La selección de los compresores se realiza más por consideraciones prácticas, que por técnicas, es por ello que se basa en el caudal de aire que se necesita suministrar a los cilindros.

Q_1	Caudal Cilindro A (ZONA DE MEZCLA)	42	Lts/min
Q_2	Caudal cilindro B (BLOQUE BOQUILLA)	0,56	Lts/min

Lo que da un total de 42,56 Lts/min, con este valor se selecciona el equipo.

El compresor seleccionado es un compresor reciprocante o alternativo, de calidad industrial con las siguientes características

Marca: KAESER

Tipo: KCT 110-25.

Desplazamiento: 110 Lts/min

Potencia del motor: 0,75 Kw

Numero de cilindros: (1)

Dimensiones:

Largo: 640 mm

Ancho 290 mm

Alto: 680 mm

Peso: 35 Kg

Otras especificaciones, refrigeración, filtrado y detalles del producto

Anexo I. Catálogo de compresores recíprocos KAESER.

10.6 ELECTROVALVULAS NEUMATICAS

Conociendo la funcionalidad de las electroválvulas es necesario controlar el aire necesario por los actuadores, se deben direccionar, con una serie de elementos que regulan el paso hacia cada uno de los cilindros neumáticos.

PARAMETROS DE SELECCION

6 Bar (Presión de trabajo)

Caudal de 42 Lts/min Cilindro A

Caudal de 0,56 Lts/min Cilindro B

10.6.1 SELECCIÓN ELECTROVALVULA REGULADORA DE CAUDAL

Siendo preciso en manejo de la cantidad de aire es necesario controlar el flujo con una válvula que regule el aire antes de a la entrada del cilindro.

10.6.1.1 CILINDRO A

Válvula de estrangulación y anti retorno

Marca: FESTO

Función: Válvula reguladora de caudal, anti retorno del escape

Tipo: GRLSA, Estándar

Caudal: 0 – 250 Lts/min

Temperatura: -10 – 60 °C

Presión: 2 – 10 Bar

Ajuste: fino continuo con hexágono interior

Datos técnicos generales, condiciones de funcionamiento y entorno, dimensiones.

Anexo J. Catalogo Válvulas de estrangulación y anti retorno FESTO.

10.6.1.2 CILINDRO B

Mini válvula de estrangulación y anti retorno

Marca: FESTO

Función: Válvula reguladora de caudal, anti retorno del escape

Tipo: GRLA/GRLZ

Caudal: 0 – 18 Lts/min

Temperatura: -10 – 60 °C

Presión: 2 – 10 Bar

Ajuste: cabeza ranurada

Datos técnicos generales, condiciones de funcionamiento y entorno, dimensiones.

Anexo J. Catalogo Válvulas de estrangulación y anti retorno FESTO.

10.6.2 SELECCIÓN DE ELECTROVALVULA PARA LOS ACTUADORES

10.6.2.1 CILINDRO A

Electroválvula de conexión roscada M3 individual

Marca: FESTO

Tipo: VUVG-L10A

Función: 5/2 Vías.

Caudal: hasta 100 Lts/min

Peso: 38 g.

Detalles del producto

Anexo K. Catalogo Electroválvulas VUVG/Terminal de válvulas tipo 26 VTUG.

10.6.2.2 CILINDRO B

Electroválvula miniaturizada

Marca: FESTO

Tipo: MHA1

Función: 5/2 Vías.

Caudal: hasta 10 Lts/min

Peso: 11 g.

Detalles del producto

Anexo L. Catalogo Electroválvulas MH1 Miniaturizadas.

De tal manera que el sistema neumático de la inyectora de poliuretano se muestra de la siguiente manera.

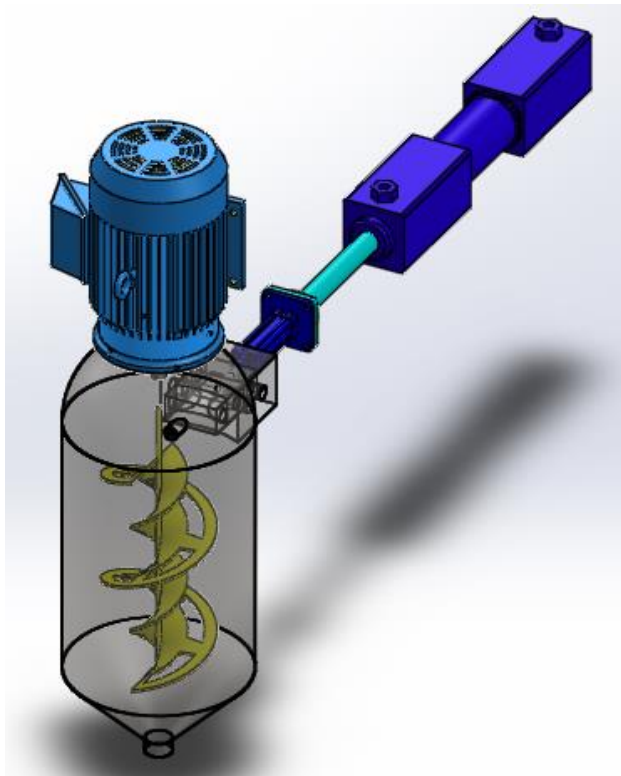


Figura 73. Sistema de mezcla y sistema neumático

Fuente: Autor del proyecto

11 SISTEMA DE LIMPIEZA

El sistema de limpieza es primordial en la inyectora debido a los residuos que pueden quedar en el interior de la zona de mezcla, por tal razón se ha optado por introducir un chorro de agua de alta presión, causado por una hidrolavadora y continuamente un chorro de aire proporcionado por el compresor.

11.1 HIDROLAVADORA

Una hidrolavadora es básicamente una bomba de pulverización de agua portátil a alta presión para el lavado de todo tipo de superficies.

El agua proveniente de la red pública de abastecimiento (que por lo regular tiene una presión de 4 bares) o de un tanque de almacenamiento, se conduce a través de una manguera hasta la entrada de la hidrolavadora. En esta, una bomba eléctrica o de gasolina (dependiendo del modelo) genera una presión del agua hasta de 150 bares (dependiendo nuevamente del modelo).

Una manguera de alta presión lleva el agua hasta la pistola y la lanza. Con el gatillo de la pistola abierto, vale agregar, que el agua no es impulsada por si sola sino que por el contrario cada hidrolavadora cuenta con bombas que no generan presión, ya que solo se encargan de mantener un flujo constante de agua.

Esta puede configurarse para arrojar el chorro de agua de diferentes formas, recta, en forma de lluvia, chorro fino, chorro grueso y por ende de menor presión, etc. En general casi todas las hidrolavadoras industriales poseen estos implementos que facilitan su utilización y también favorecen a la adaptación a la superficie que se quiera limpiar, el agua sale de la boquilla como un chorro concentrado que desarrolla un elevado efecto de limpieza. A pesar de su mayor capacidad de limpieza, una hidrolavadora, usa una cantidad significativamente menor de agua si se compara con una manguera de jardín, protegiendo así al medio ambiente. Típicamente, una manguera de jardín con una presión promedio de 4 bares usa hasta de 3,500 litros de agua por hora, donde una hidrolavadora usa alrededor de 400 litros, pero con una presión de 100 bares o más.



Figura 74. Hidrolavadora marca Karcher

Fuente:http://www.karcher.com.co/karcher/index.php?sub_cat=productos&page=2&debug=1&&adv=productos&busqueda=ok&ean=&q=Hidrolavadoras&voltaje=&categoria=&familia=&segmento=

Fecha: 13 Agosto 2012

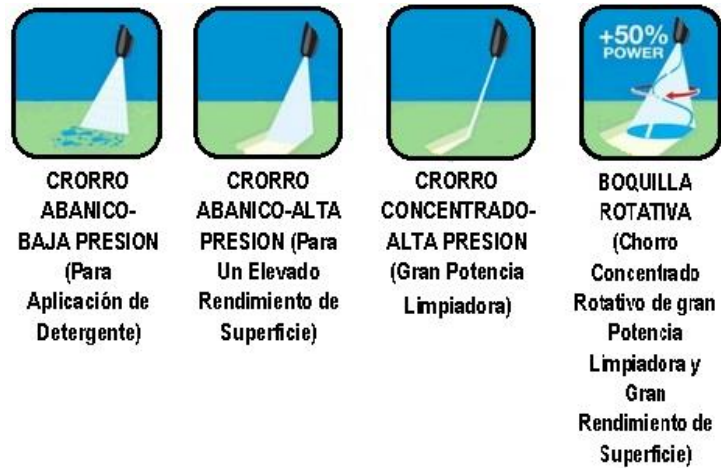


Figura 75. Tipos de chorro (Hidrolavadora)

Fuente. <<http://www.italpresion.com/?p=4008>>

Fecha: 13 Agosto 2012

11.1.1 SELECCIÓN DE HIDROLAVADORA

La selección de la hidrolavadora, debido al espacio reducido que limpia en la inyectora (interior de la capsula de mezcla), acoge las especificaciones de gama baja o media del proveedor.

Con esta observación, la indicada es:

Hidrolavadoras de alta presión, gama de iniciación

Marca: KARCHER

Tipo: K 2.150

Temperatura del agua entrada: hasta 40°C

Presión de trabajo: 9,7 Mpa

Caudal de operación: 300Lts/h

Detalles del producto

Anexo M. Catálogo de Hidrolavadora para uso del hogar K 2.150 KARCHER.

El compresor seleccionado tiene un desplazamiento de aire hasta de 110 Lts/min, suficiente para proveer a los cilindros neumáticos y además expulsar aire al interior de la capsula de mezcla y realizar la función de limpieza.

12 SISTEMA TERMICO

El sistema térmico es el encargado de controlar la temperatura del fluido, se debe hacer de manera automática, es por ello que en el diseño de la tubería se incluyo una expansión-reducción del diámetro, en una sección de 50 cm, para introducir allí, un elemento calefactor que proporcione al fluido calor de manera controlada este elemento es denominado una resistencia eléctrica.

12.1 RESISTENCIAS ELECTRICAS PARA CALENTAMIENTO

La resistencia eléctrica es una propiedad de los materiales que se refiere a la oposición que presentan los cuerpos a polarizarse, es decir a la resistencia a que circule una corriente eléctrica, al flujo de electrones en su estructura.

El efecto joule es el efecto en el cual, si en un material conductor, se circula corriente eléctrica, parte de la energía cinética se transforma en calor debido al choque de los átomos, elevando la temperatura del material.

Mediante la ley de Joule podemos determinar la cantidad de calor que es capaz de entregar una resistencia eléctrica, esta cantidad de calor depende de la intensidad de corriente que por ella circule, y de la cantidad de tiempo que esté conectada.

$$Q = I^2 * R * t \quad (8.50)$$

Dónde:

Q: Calor

I: Intensidad de corriente

R: Valor de la resistencia

t: Tiempo

Una resistencia eléctrica para calentar, generalmente es una varilla recubierta o no, de un material cerámico, por la cual se hace circular una corriente eléctrica, produciendo el efecto en que ella se calienta y libera calor lo cual se hace provechoso para calentar superficies o líquidos.

Existen diversos tipos de resistencias para calentar según su aplicación, forma y necesidad del proyecto.



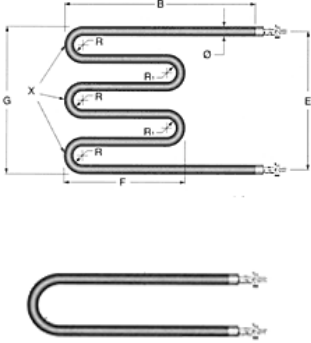


Resistencias Tipo Banda	
Resistencias Tipo Cartucho	
Resistencias Tubulares	
Resistencias para Inmersión	
Resistencias de Tiras	

Tabla 61. Tipos de Resistencias eléctricas para calentar

Fuente. <http://www.mikai.com.mx/productos.htm>

Fecha: 15 Agosto 2012

12.1.1 SELECCIÓN DE LA RESISTENCIA ELECTRICA

La resistencia eléctrica, debido a las especificaciones propias del proyecto es necesario fabricarla con las dimensiones y los aspectos del diseño

12.1.1.1 PARAMETROS DE FABRICACION

Tipo: de inmersión forma "U"

Instalación: conector roscado 3"

Longitud: 500 mm

Voltaje: 220 V

Las empresas DRAGONER, Y RESISTENCIAS ELECTRO SALGADO, en Bogotá son especialistas en la fabricación de resistencias.

Contacto RESISTENCIAS ELECTRO SALGADO:
http://www.electrosalgado.com/resistencias_inmersion.htm

Contacto DRAGONER: http://www.dragoner.info/productos-a-gas-y-electricos.html?page=shop.product_details&flypage=flypage.tpl&product_id=31&category_id=8

12.2 SENSOR DE TEMPERATURA

El sistema térmico de la inyectora de poliuretano es controlado por un sensor térmico ubicado en la base del tanque que condiciona a la resistencia eléctrica, es de notar que la temperatura del producto debe estar entre 23 y 25 ° C, y en ese momento desactiva el paso de corriente a la resistencia.

Sensor de temperatura con elemento de sensor fijo, según condiciones.

Marca: Danfoss

Modelo: MBT 3260

Código: 084Z6055

Rango de temperatura: - 50 a 120 °C

Longitud del inserto: 50 mm

Para más información del producto

Anexo N. Catálogo de sensores de temperatura MNBT 3260 DANFOSS.

13 SISTEMA DE TRACCION

El sistema de tracción está conformado por la estructura principal, sobre la cual se posicionan los equipos, y el sistema de tracción, encargado de movilizar linealmente a la inyectora.

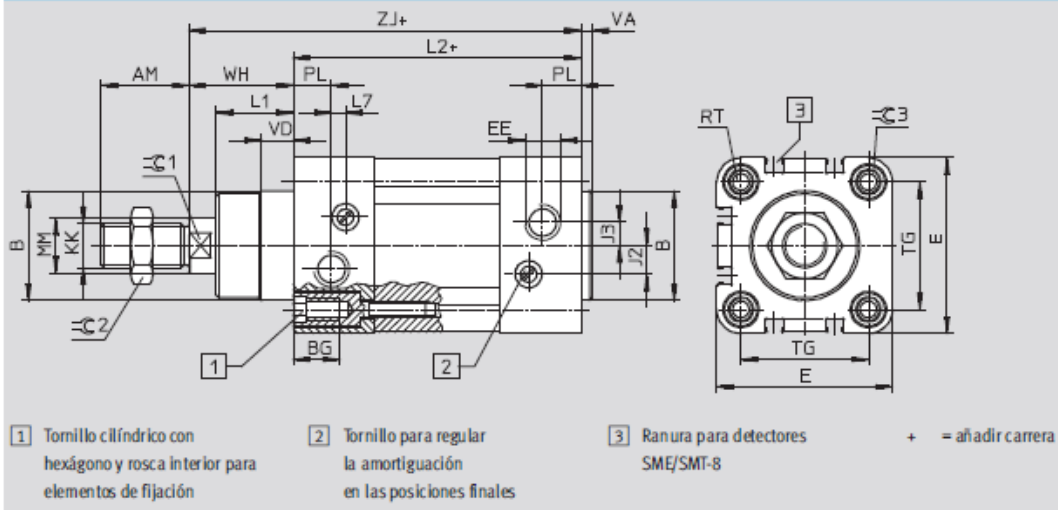
13.1 DISEÑO ESTRUCTURAL

Teniendo en cuenta la altura del molde de inyección, y el movimiento lineal de la inyectora de poliuretano, paralelo al molde, se ha determinado que es necesario diseñar una estructura que soporte el peso de los elementos involucrados. Además para ubicar la zona de mezcla a la altura deseada de la salida final del poliuretano, es conveniente crear una estructura adicional que soporte la zona de mezcla así:

13.1.1 ESTRUCTURA ZONA DE MEZCLA

Esta estructura tiene la particularidad de ubicar la zona de mezcla a la altura de 65 cm, sobre el nivel de la estructura principal, dejando así un espacio de 10 cm entre la salida del poliuretano y el molde de inyección, debe ser posicionada entre los tanques de almacenamiento de polioliol e isocianato.

El catalogo del cilindro A, encargado de movilizar la zona de mezcla, indica que el cuerpo del cilindro seleccionado de 40 mm de diámetro, tiene una longitud de 135mm + la carrera, es decir que la longitud a apoyar es de 835 mm como se muestra en la Tabla 62.



∅ [mm]	AM	B ∅ d11	BG	E	EE	J2		J3	KK	L1	L2
							TT				
32	22	30	16	45	G3/8	6		5,2	M10x1,25	18	94
40	24	35	16	54	G1/4	8		6	M12x1,25	21,5	105
50	32	40	17	64	G1/4	10,4	11	8,5	M16x1,5	28	106
63	32	45	17	75	G3/8	12,4		10	M16x1,5	28,5	121
80	40	45	17	93	G3/8	12,5		8	M20x1,5	34,7	128
100	40	55	17	110	G1/2	12		10	M20x1,5	38,2	138
125	54	60	22	134	G1/2	13		8	M27x2	46	160

∅ [mm]	L7	MM ∅	PL	RT	TG	VA	VD	WH	ZJ	≅C1	≅C2	≅C3
40	3,6	16	14	M6	38	4	10,5	30	135	13	18	6
50	5,1	20	14	M8	46,5	4	11,5	37	143	17	24	8
63	6,6	20	17	M8	56,5	4	15	37	158	17	24	8
80	10,5	25	16,4	M10	72	4	15,7	46	174	22	30	6
100	8	25	18,8	M10	89	4	19,2	51	189	22	30	6
125	14	32	18	M12	110	6	20,5	65	225	27	36	8

Tabla 62. Dimensiones del cilindro A (Zona de mezcla)

Fuente: Catalogo de cilindro normalizados DNC Festo

De tal forma que la estructura debe apoyar el cuerpo del cilindro con dimensiones como se muestra en la tabla 62.

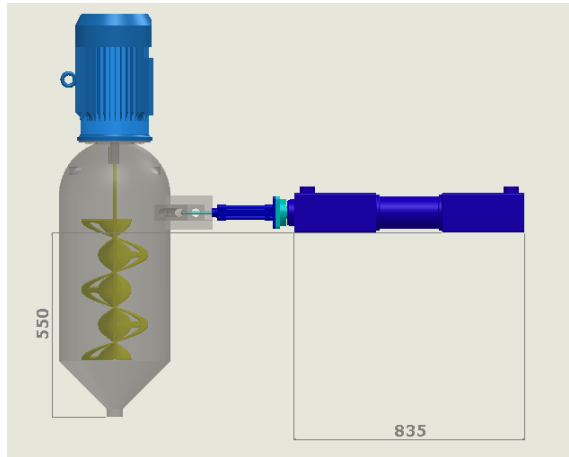


Figura 76. Apoyo de la zona de mezcla

Fuente: Autor del proyecto

Adicionalmente el cilindro, indica que el cuerpo tiene un ancho de 54 mm, como se muestra en la figura 77, con lo cual se llega a la conclusión de que la estructura debe tener una forma así:

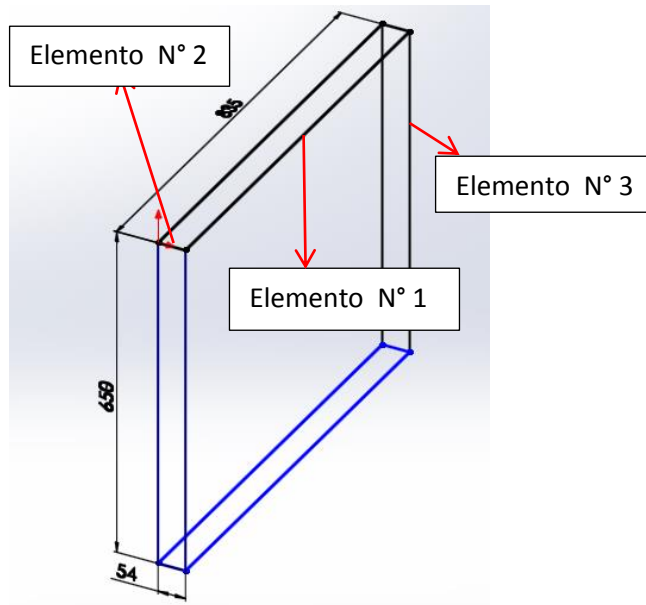


Figura 77. Croquis de la estructura Zona de mezcla (Detalle de elementos a calcular)

Fuente: Autor del proyecto

13.1.1.1 CALCULOS PARA ESTRUCTURA ZONA DE MEZCLA

Los cálculos estructurales involucrados en este proyecto se realizar tomando cada tramo o cada sección de la estructura asegurando la estabilidad del elemento y enfocados en la óptima selección del perfil estructural.

13.1.1.2 PESO A SOPORTAR

La carga que debe soportar la estructura a diseñar se basa principalmente en el peso de los elementos que conforman la zona de mezcla.

ELEMENTO	PESO (Kg)	FUENTE	OBSERVACIONES
Capsula de mezcla	19,678	Solidworks	La capsula de mezcla esta unida a la guía de la boquilla
Tapa de la capsula de mezcla	2,499	Solidworks	-
Bloque boquilla	3,474	Solidworks	-
Mezclador	2,93	Solidworks	-
Motor de mezcla	6	Anexo E	-
Cilindro B	0,150	Anexo H	-
Cilindro A	3,950	Anexo G	-

El peso total de los elementos que conforman la zona de mezcla es de 32,681 Kg.

Tabla 63. Peso de elementos zona de mezcla

Fuente: Autor del proyecto

De tal manera que la carga distribuida total, sobre el área superior es de:

$$W = \frac{(m)(g)}{A} \quad (8.51)$$

$$W = \frac{(32,681 \text{ Kg})(9,81 \text{ m/s}^2)}{(0,054 \times 0,835) \text{ m}^2}; \quad W = 7110,238 \text{ N/m}^2$$

I. ELEMENTO N°1

Este es el elemento principal de la estructura, mide 835 mm, se toma para análisis como una viga con los apoyos en los extremos, para lo cual y teniendo en cuenta la vista superior de la estructura determinamos la longitud aparente, para luego calcular la carga distribuida sobre el tramo así:

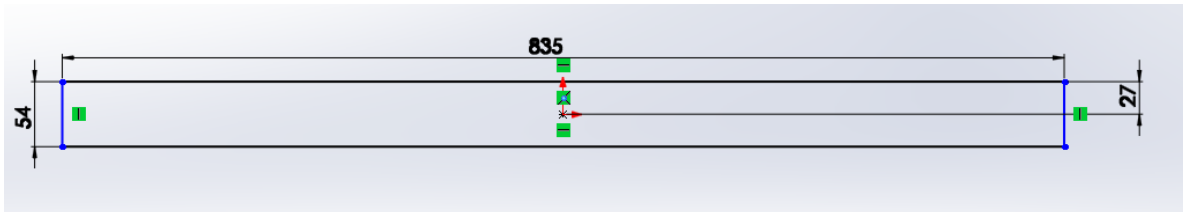


Figura 78. Vista superior de la estructura zona de mezcla

Fuente: Autor del proyecto

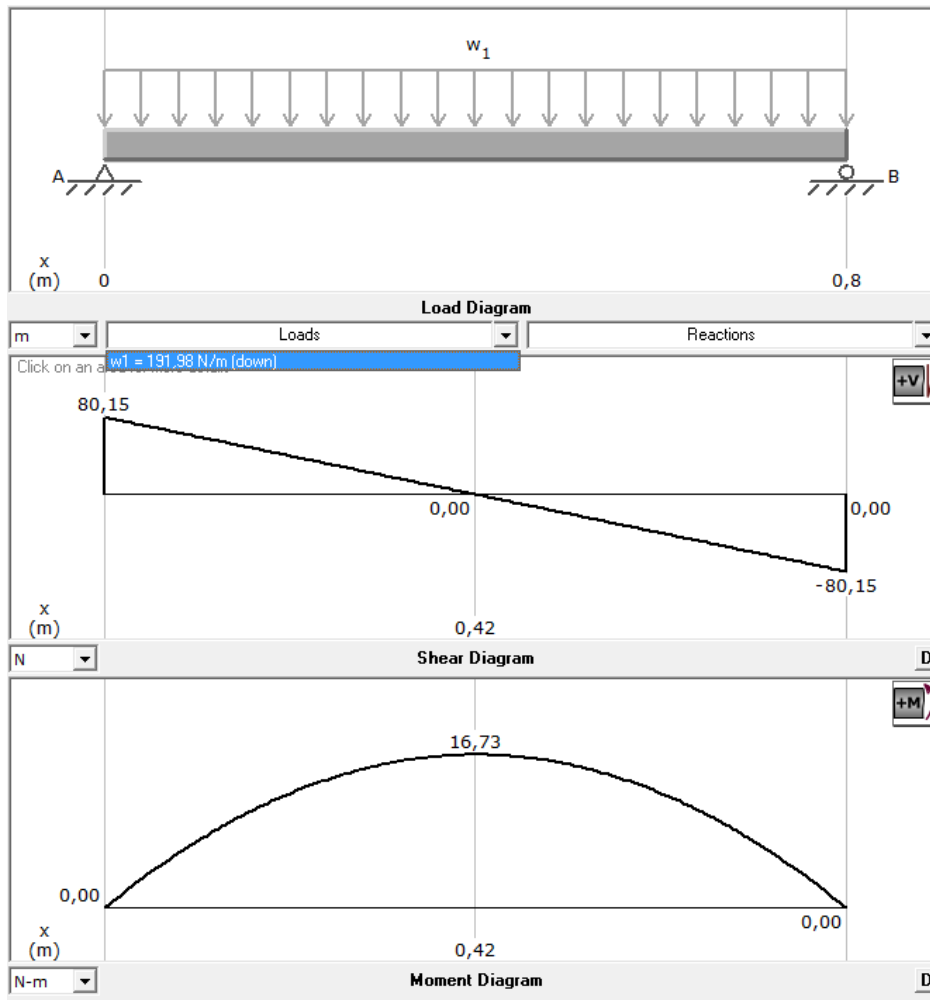
La longitud aparente L_1 es de 27 mm, de tal manera que la carga distribuida sobre el elemento es de:

$$W_1 = W(L_1) \quad (8.52)$$

$$W_1 = (7110,238 \text{ N/m}^2)(0,027\text{m})$$

$$W_1 = 191,98 \text{ N/m}$$

Esta carga se introduce en el programa MD Solid 3.5 arrojando los siguientes resultados:



Grafica 8. Diagrama de fuerzas y momentos elemento 1 N°1

Fuente: MD Solid 3.5 (Licencia de evaluación)

Reacciones

$A_y = 80,15 \text{ N}$ hacia arriba

$B_y = 80,15$ N hacia arriba

Momentos

Momento máximo = 16,73 N-m

I. A. MODULO DE LA SECCION

Determinado el valor del momento máximo, calculamos el valor del módulo de la sección a utilizar mediante la siguiente formula.

$$M_{max} = S_y \sigma_{max} \quad (8.53)$$

Dónde:

M_{max} = Momento máximo

S_y = Modulo de la sección

σ_{max} = Esfuerzo de fluencia del material (proporcionado por el fabricante)

En este caso el catálogo de los elementos a diseñar son de la empresa COLMENA denominado "PERFIL ESTRUCTURAL TUBULAR COLMENA" Anexo Ñ, Perfiles cerrados. En donde el esfuerzo de fluencia del material utilizado en fabricación es de 42000 PSI igual a 289579881,64 N/m².

Es decir que el módulo de la sección para este tramo debe ser de:

$$S_y = \frac{M_{max}}{\sigma_{max}}$$
$$S_y = \frac{16,73 \text{ N} - \text{m}}{289579881,64 \text{ N/m}^2}$$

$$S_y = 5,7 \times 10^{-8} \text{ m}^3 = 0,057 \text{ cm}^3$$

I. B. SELECCION DEL PERFIL ESTRUCTURAL

Este valor lo buscamos en la columna del catálogo con lo cual se encuentran los siguientes posibles perfiles estructurales.

- Perfil tubular de con un módulo de sección de (0,40 cm³) correspondiente a un tubo de diámetro nominal ½" y un espesor de pared de 1,50 mm.
- Perfil tubular cuadrado con un módulo de sección de (1,13 cm³) correspondiente a un perfil de tamaño nominal de 1 x 1" y un espesor de pared de 1,50 mm.
- Perfil tubular rectangular con un módulo de sección de (1,81 cm³) correspondiente a un perfil de tamaño nominal de 2 x ½" y un espesor de pared de 1,50 mm.

Para lo cual y teniendo en cuenta la aplicación buscamos el valor de módulo de sección más cercano indicado así, que el adecuado para el tramo en cuestión, es el perfil tubular de ½".

II. VERIFICACION DE LA CARGA

Con la ayuda del programa de diseño Solidworks se realiza la extrusión del sólido para determinar el peso de la estructura, recalculer la carga a soportar, y verificar el perfil seleccionado, la gráfica 36 muestra el sólido y el peso propio adicional de la pieza.

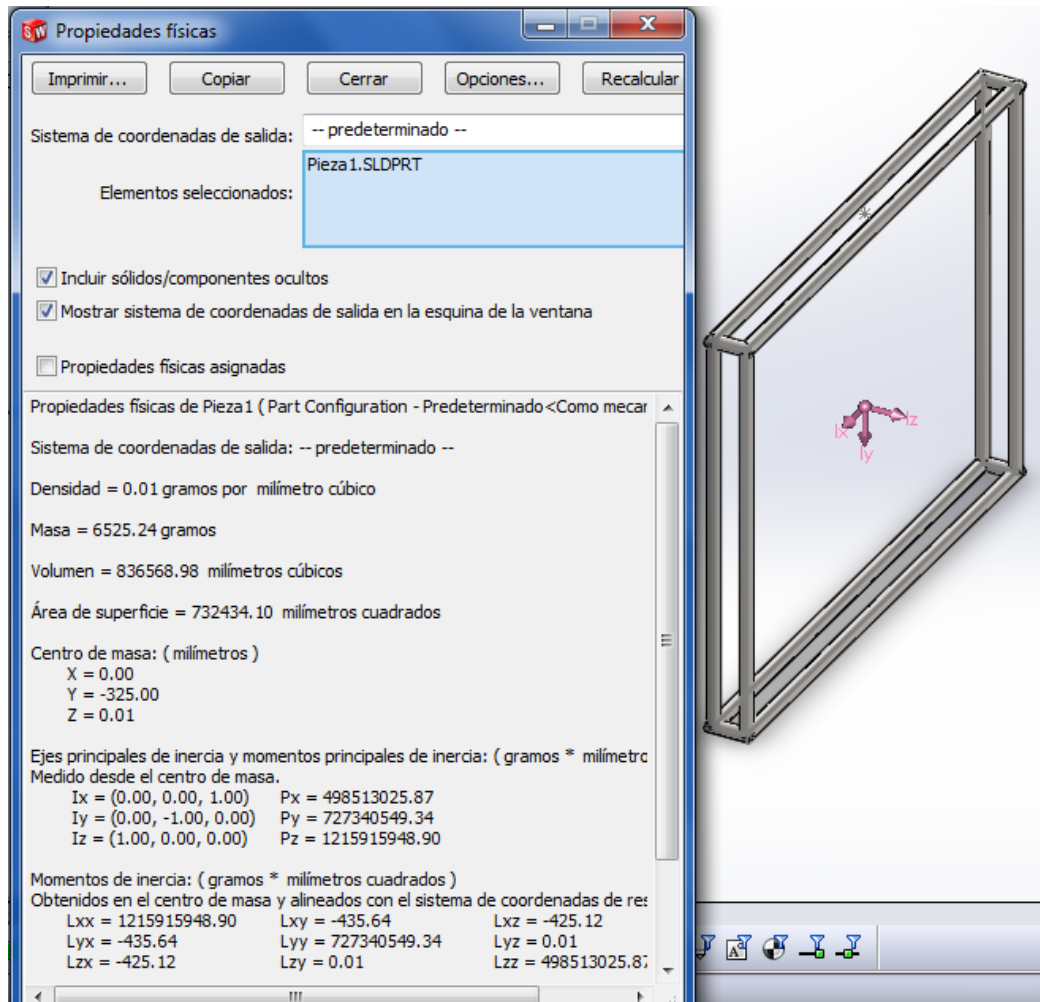


Figura 79. Propiedades físicas de la estructura zona de mezcla

Fuente: Autor del proyecto

De tal forma que adicionando, la nueva masa a soportar es de (32,681 Kg + 6,525 Kg), con este valor determinamos nuevamente la carga total y repetimos el procedimiento anterior.

$$W_T = \frac{(m)(g)}{A}$$

$$W_T = \frac{(39,206 \text{ Kg})(9,81 \text{ m/s}^2)}{(0,054 \times 0,835) \text{ m}^2}$$

$$W_T = 8529,85 \text{ N/m}^2$$

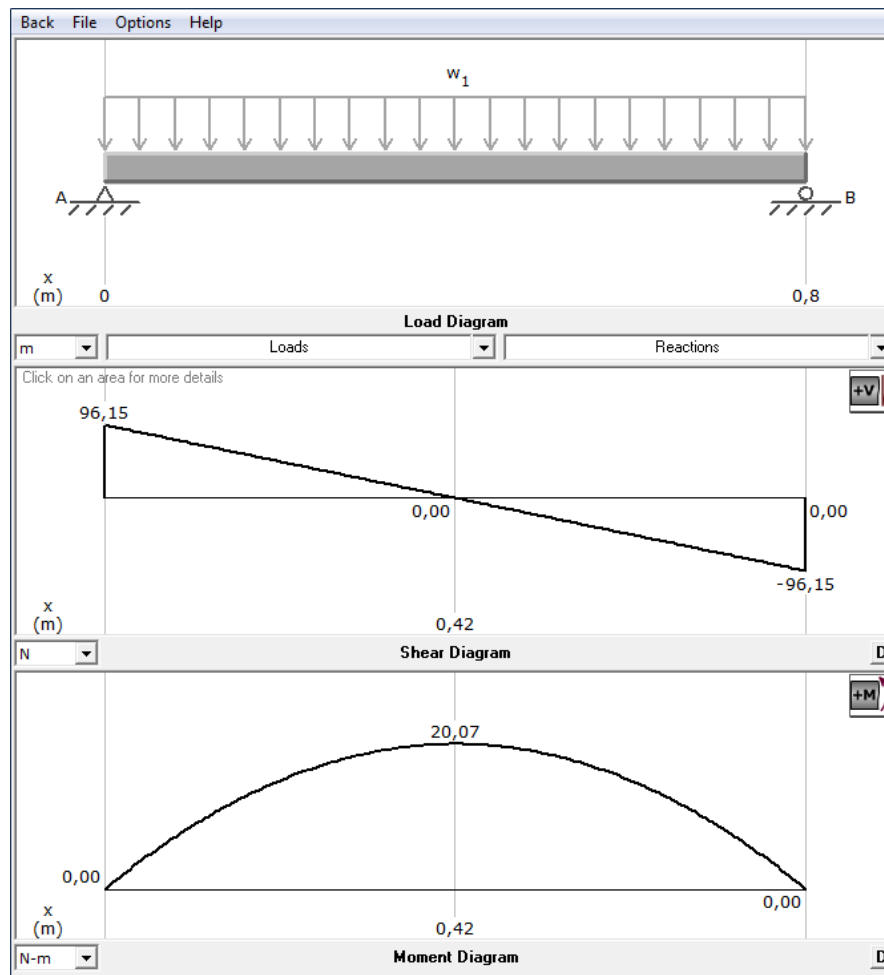
La longitud aparente es igual que en el caso anterior y tiene un valor $L_1 = 27 \text{ mm}$, de tal manera que la carga distribuida sobre el elemento es de:

$$W_2 = W(L_1)$$

$$W_2 = (8529,85 \text{ N/m}^2)(0,027\text{m})$$

$$W_2 = 230,3 \text{ N/m}$$

Esta carga se introduce en el programa MD Solid 3.5 arrojando los siguientes resultados:



Grafica 9. Diagrama de fuerzas y momentos elemento 1 N°2

Fuente: MD Solid 3.5 (Licencia de evaluación)

Reacciones

$A_y = 96,15$ N hacia arriba

$B_y = 96,15$ N hacia arriba

Momentos

Momento máximo = 20,07 N-m

II. A. MODULO DE LA SECCION

Es decir que el módulo de la sección para este tramo debe ser de:

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

$$S_y = \frac{20,07 \text{ N-m}}{289579881,64 \text{ N/m}^2}; \quad S_y = 6,9 \times 10^{-8} \text{ m}^3 = 0,069 \text{ cm}^3$$

II. B. SELECCIÓN DEL PERFIL ESTRUCTURAL

El valor calculado de módulo de sección NO supera al del perfil seleccionado por lo cual, el perfil tubular de 1/2" seleccionado anteriormente es óptimo para la estructura de zona de mezcla.

III. ELEMENTO N° 2

Este elemento de la estructura, se toma para análisis como una viga con los apoyos en los extremos y es de manera horizontal frontal, según la gráfica 33, para lo cual y teniendo en cuenta la vista superior de la estructura se determina la longitud aparente, para luego calcular la carga distribuida sobre el tramo así:

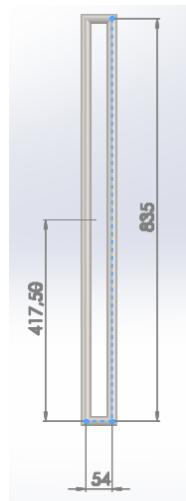


Figura 80. Vista superior de la estructura N°2

Fuente: Autor del proyecto

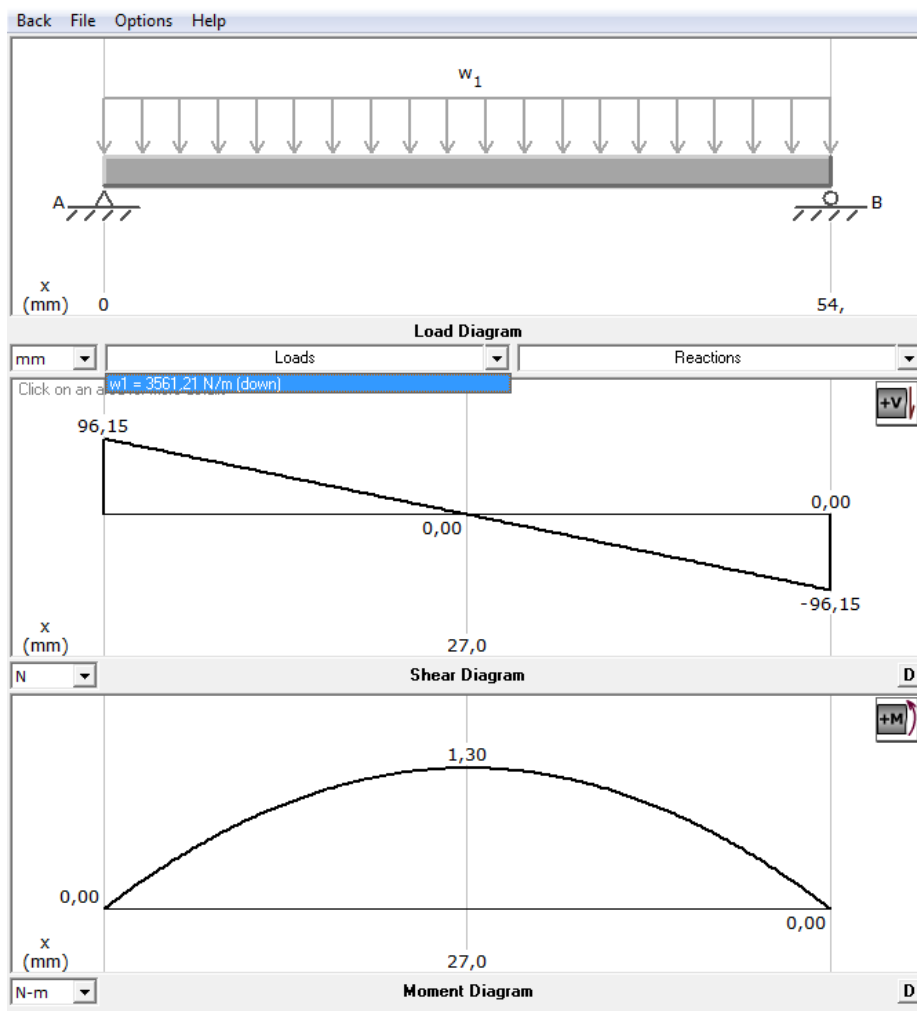
La longitud aparente L_2 es de 417,5 mm, de tal manera que la carga distribuida sobre el elemento es de:

$$W_3 = W_T(L_2)$$

$$W_3 = (8529,85 \text{ N/m}^2)(0,4175 \text{ m})$$

$$W_3 = 3561,21 \text{ N/m}$$

Esta carga se introduce en el programa MD Solid 3.5 arrojando los siguientes resultados:



Grafica 10. Diagrama de fuerzas y momentos elemento 2

Fuente: MD Solid 3.5 (Licencia de evaluación)

Reacciones

$A_y = 96,15 \text{ N}$ hacia arriba

$B_y = 96,15 \text{ N}$ hacia arriba

Momentos

Momento máximo = 1,3 N-m

III. A. MODULO DE LA SECCION

Es decir que el módulo de la sección para este tramo debe ser de:

$$S_y = \frac{M_{max}}{\sigma_{max}}$$
$$S_y = \frac{1,3 \text{ N} - \text{m}}{289579881,64 \text{ N}/\text{m}^2}$$
$$S_y = 0,4 \times 10^{-8} \text{ m}^3 = 0,004 \text{ cm}^3$$

III. B. SELECCIÓN DEL PERFIL ESTRUCTURAL

El valor calculado de módulo de sección NO supera al del perfil seleccionado por lo cual, el perfil tubular de ½" seleccionado anteriormente es óptimo para la estructura de zona de mezcla.

IV. ELEMENTO N° 3

Este tramo es vertical, con una longitud de 650 mm, y es considerado un miembro cargado axialmente a compresión. En esta sección se determina si el perfil seleccionado anteriormente para la estructura en su totalidad es el adecuado, en el caso en que los valores hallados no se relacionen con la sección tubular escogida, se ha de hacer una nueva selección de los tramos verticales.

IV. A. FORMULAS PARA COLUMNAS

Teniendo en cuenta el tipo de restricciones en los apoyos y la longitud efectiva se determina si el perfil es adecuado.

Determinando un valor K tomado de la siguiente tabla, según el tipo de sujeción en los extremos de la columna se calcula la relación de esbeltez.

LONGITUDES EFECTIVAS DE COLUMNAS

Las líneas interrumpidas muestran la forma pandeada de la columna	a)	b)	c)	d)	e)	f)
Valor K teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son parecidas a las ideales	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
Símbolos para las condiciones de extremo		Rotación y traslación impedidos				
		Rotación libre y traslación impedida				
		Rotación impedida y traslación libre				
		Rotación y traslación libres				

Fuente: *Load and Resistance Factor Design Specification for Structural Steel Buildings*, diciembre 1, 1993, Chicago, AISC, 1994, pp. 6-184 en el Manual LRFD.

Tabla 64. Longitudes efectivas de columnas

Fuente: Jack C. McCormac. *Diseño de estructuras de acero. Miembros cargados axialmente a compresión*. 2002. Ed Alfaomega ISBN 970-15-0637-5

IV. A. 1. RELACION DE ESBELTEZ

Es decir que la relación de esbeltez, con el factor K, se determina mediante la fórmula:

$$\lambda = \left(\frac{KL}{r} \right) \quad (8.54)$$

Si el valor de la relación de esbeltez es de 1 a 200, es para aceros con un esfuerzo de fluencia de 36000 a 50000 Psi; Si este valor es mayor que 200 para aceros con un esfuerzo de fluencia de 5330 Psi.

IV. A. 2. CARGA CRÍTICA O DE PANDEO

Para determinar el esfuerzo crítico o de pandeo, luego de obtener la relación de esbeltez, e incluyendo el valor de esfuerzo de fluencia del material utilizado, se verifica si se mantiene en el rango elástico o inelástico mediante la fórmula:

$$\lambda_c = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{\frac{F_y}{E}} \quad (8.55)$$

Si $\lambda_c \leq 1,5$ Rango elástico Columnas largas y se determina el esfuerzo critico mediante la formula

$$F_{cr} = 0,658(\lambda_c)^2 (F_y) \quad (8.56)$$

Si $\lambda_c > 1,5$ Rango inelástico Columnas de longitud intermedia y se determina el esfuerzo critico mediante la formula

$$F_{cr} = \frac{0,877(F_y)}{\lambda_c^2}. \quad (8.57)$$

Para luego hallar la carga crítica P_c con la fórmula:

$$P_c = 0,85(A)(F_{cr}) \quad (8.58)$$

Teniendo en cuenta el procedimiento anterior y con las cualidades del perfil seleccionado se verifica la viabilidad de la sección tubular.

Perfil tubular circular

Tamaño nominal ½"

Espesor de pared 1,5 mm

Área sección transversal $0,89 \text{ cm}^2 = 0,000098 \text{ m}^2$

Radio de giro $0,67 \text{ cm} = 0,0067 \text{ m}$

Longitud de 0,65 metros

Esfuerzo de fluencia del material $42000 \text{ Psi} = 289579881,64 \text{ N/m}^2$

Para el caso utilizando tabla 64, se determina que los apoyos en los dos extremos son de tipo rotación y traslación impedida con un valor de $K=0,5$.

Relación de esbeltez:

$$\lambda = \left(\frac{KL}{r} \right) = \left(\frac{0,5(0,65 \text{ m})}{0,0067 \text{ m}} \right)$$

$$\lambda = 48,5$$

IV. A. 3. SELECCIÓN DE PERFIL ESTRUCTURAL

El valor obtenido es menor a 200 lo que indica que el perfil es indicado y que el esfuerzo de fluencia del material debe estar entre 36000 y 50000 Psi, lo que confirma el material del perfil.

Esfuerzo crítico:

$$\lambda_c = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{\frac{F_y}{E}} = \frac{48,5}{\pi} \sqrt{\frac{289579881,64 \text{ N/m}^2}{2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2}}$$
$$\lambda_c = 0,58$$

Es decir que se encuentra en el rango elástico y el esfuerzo crítico se determina mediante la fórmula:

$$F_{cr} = 0,658^{(\lambda_c)^2} (F_y) = 0,658^{(0,58)^2} (289579881,64 \text{ N/m}^2)$$
$$F_{cr} = 251547251,8 \text{ N/m}^2$$

Carga critica:

$$P_c = 0,85(A)(F_{cr}) = 0,85(0,000098 \text{ m}^2) (251547251,8 \text{ N/m}^2) =$$
$$P_c = 20953,8 \text{ N}$$

13.1.2 ESTRUCTURA PRINCIPAL

Esta es una estructura en donde se posicionan, todos los elementos y equipos que componen la inyectora de poliuretano, además debe soportar el peso total de los mismos, como principal requerimiento, se contempla la ubicación a una altura de 70 cm por encima del nivel del piso, se debe hacer en tubería estructural comercial.

El movimiento que realiza la inyectora, relaciona a que esta, debe tener un sistema de tracción con 4 ruedas, manteniéndola estable y lineal a lo largo del trayecto de 12 metros, motivo por el cual se ha dispuesto apoyos distribuidos simétricamente, a los costados de la estructura, como lo muestra la figura 81.

Para lo cual y teniendo en cuenta los cálculos estructurales del capítulo anterior se realiza un dimensionamiento como se describe a continuación.

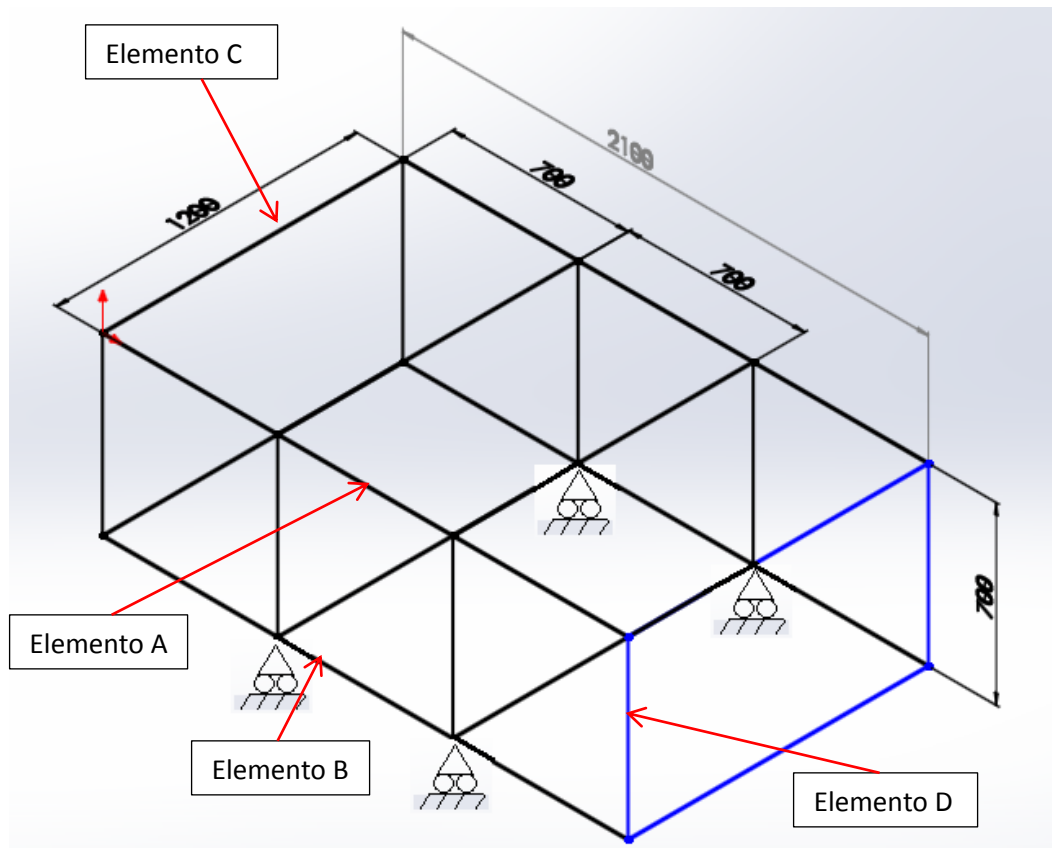


Figura 81. Croquis Estructura principal (Detalle de los elementos a calcular)

Fuente: Autor del proyecto

13.1.2.1 CALCULOS PARA ESTRUCTURA PRINCIPAL

13.1.2.2 PESO A SOPORTAR

La carga que debe soportar la estructura en cuestión se debe al peso de los elementos que conforman la inyectora de poliuretano.

ELEMENTO	PESO (Kg)	FUENTE	OBSERVACIONES
Tanque de almacenamiento (x2)	37,96	Solidworks	Este valor involucra los dos tanques
Tubería PVC	6,59	Solidworks	
Bombas (x2)	46	Anexo C	Este valor involucra las dos bombas
Zona de mezcla	39,206	Capitulo anterior	Este valor involucra la estructura, y cilindros neumáticos
Compresor	35	Anexo I	
Hidrolavadora	5,2	Anexo M	
Producto Polioli	200	Anexo B	
Producto Isocianato	200	Anexo B	
El peso total de los elementos que conforman la Inyectora es de 569,956 Kg.			

Tabla 65. Peso de elementos Estructura principal

Fuente: Autor del proyecto

De tal manera que la carga distribuida total, sobre el área superior es de:

$$W = \frac{(m)(g)}{A}$$

$$W = \frac{(569,956 \text{ Kg})(9,81 \text{ m/s}^2)}{(1,2 \times 2,1) \text{ m}^2}$$

$$W = 2218,75 \text{ N/m}^2$$

I. ELEMENTO A

Este elemento, de iguales dimensiones al elemento B, tiene la particularidad de que esta sometido a la misma carga, pero es apoyado también en los extremos, de tal manera que se describe como un elemento con cuatro apoyos como se muestra en la siguiente figura.

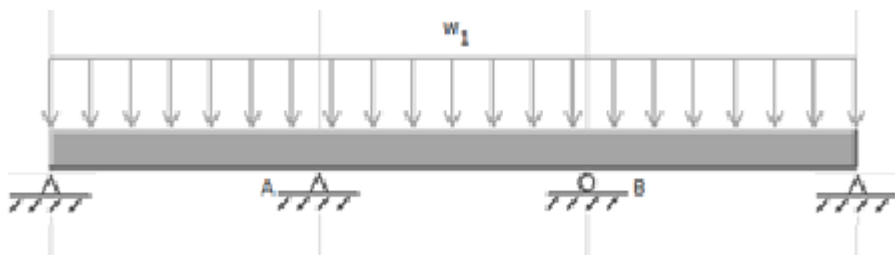


Figura 82. Elemento A

Fuente: Autor del proyecto

Sin embargo para el cálculo del módulo de sección, se toma el más crítico; Es decir que un elemento de iguales dimensiones y sometido a la misma carga, con los dos apoyos

como el elemento B, se hace más crítico que el elemento A con cuatro apoyos, por tal razón no es necesario calcular el módulo de sección para este elemento. Seguramente si realizara el procedimiento del cálculo de la sección, el valor va a ser menor que al que se describe a continuación, y no es conveniente seleccionar un perfil estructural de menores características.

De tal manera que la selección del perfil estructural para el elemento A se somete a las condiciones del elemento B.

II. ELEMENTO B

Este es el elemento prominente de la estructura principal, mide 2,1 m, se toma para análisis como una viga con los apoyos correspondientes y es de manera horizontal frontal, según figura 83, es el tramo más largo, para lo cual y teniendo en cuenta la vista superior de la estructura determinamos la longitud aparente, para luego calcular la carga distribuida sobre el tramo así:

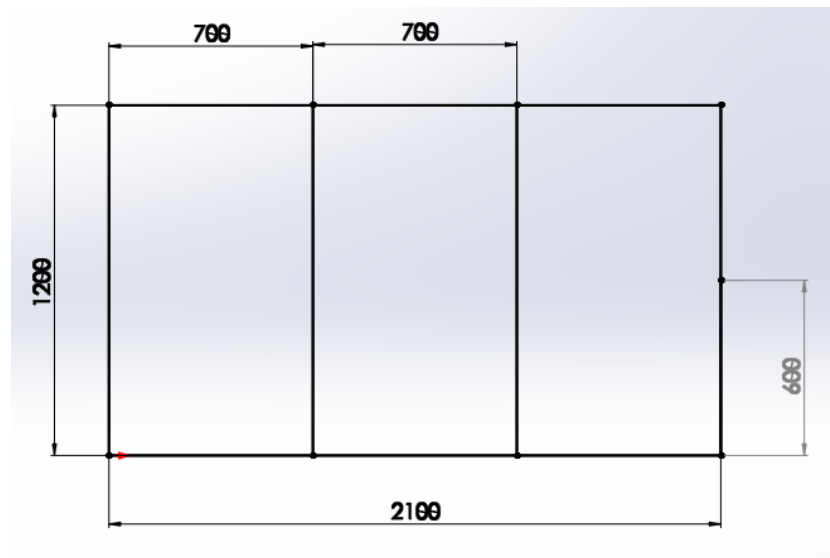


Figura 83. Vista superior de la estructura principal N°1

Fuente: Autor del proyecto

La longitud aparente L_1 es de 600 mm, de tal manera que la carga distribuida sobre el elemento es de:

$$W_1 = W(L_1)$$

$$W_1 = \left(2218,75 \frac{N}{m^2} \right) (0,600 m); \quad W_1 = 1331,25 \frac{N}{m}$$

Esta carga, es distribuida para el elemento A, sin embargo observando el elemento B, se hace puntual en la ubicación de las columnas, por tal razón y teniendo en cuenta la longitud del tramo de 2,1 m, se determina el valor de la carga puntual mediante la siguiente ecuación.

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{W_1(L)}{n} \quad (8.59)$$

Dónde:

$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 =$ Carga puntual sobre el elemento (Grafica 11.)

$W_1 =$ Carga distribuida

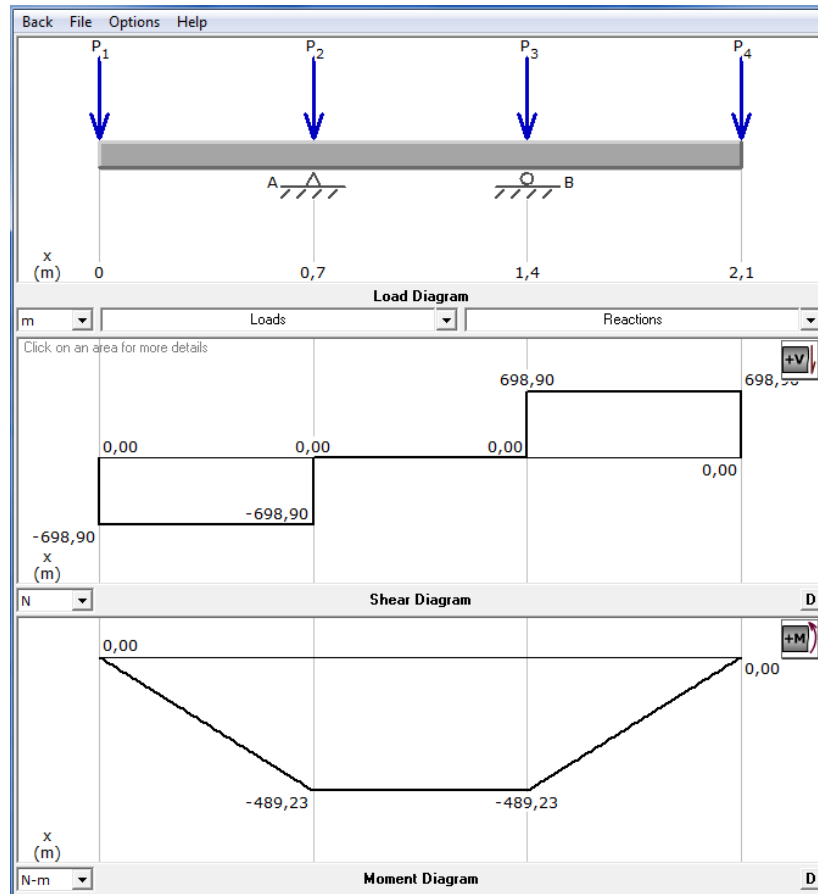
$L =$ Longitud del tramo.

$n =$ número de apoyos

Entonces.

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{(1331,25 \text{ N/m})(2,1 \text{ m})}{4} = 698,9 \text{ N}$$

Esta carga se introduce en el programa MD Solid 3.5 arrojando los siguientes resultados:



Grafica 11. Diagrama de fuerzas y momentos elemento 1 N°1

Fuente: MD Solid 3.5 (Licencia de evaluación)

Reacciones

$$A_y = 1397,81 \text{ N hacia arriba}$$

$$B_y = 1397,81 \text{ N hacia arriba}$$

Momentos

$$\text{Momento máximo} = 489,23 \text{ N-m}$$

II. A. MODULO DE LA SECCION

Determinado el valor del momento máximo, y con el esfuerzo de fluencia del material de $289579881,64 \text{ N/m}^2$, calculamos el valor del módulo de la sección a utilizar mediante la siguiente formula.

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

$$S_y = \frac{489,23 \text{ N} - \text{m}}{289579881,64 \text{ N/m}^2}$$

$$S_y = 1,68 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 1,68 \text{ cm}^3$$

II. B. SELECCIÓN DEL PERFIL ESTRUCTURAL

Este valor se busca en la columna del catálogo con lo cual se encuentran los siguientes posibles perfiles estructurales.

- Perfil tubular cuadrado con un módulo de sección de $(2,75 \text{ cm}^3)$ correspondiente a un perfil de tamaño nominal de $(40 \times 40 \text{ mm})$ y un espesor de pared de $1,5 \text{ mm}$.
- Perfil tubular rectangular con un módulo de sección de $(2,97 \text{ cm}^3)$ correspondiente a un perfil de tamaño nominal de $(50 \times 30 \text{ mm})$ y un espesor de pared de $1,50 \text{ mm}$.

Para lo cual y teniendo en cuenta la aplicación, buscamos el valor de módulo de sección más cercano y superior indicado así, que el adecuado para el tramo en cuestión, es el perfil tubular cuadrado de $(40 \times 40 \text{ mm})$ y un espesor de $1,50 \text{ mm}$.

III. LAMINA METALICA BASE.

Antes de continuar con el desarrollo de los cálculos de la estructura principal se debe considerar el peso de la lámina que soporta los equipos, con apoyos del perfil seleccionado anteriormente.

Esta lámina metálica que se debe ubicar sobre la estructura y probablemente tiene un peso considerable, por tal razón teniendo en cuenta la aplicación, las dimensiones estructurales, y un catálogo de láminas metálicas, se hace la selección del espesor adecuado.

Las condiciones del proyecto aseguran que la lámina debe tener un ancho de $1,20 \times 2,1 \text{ m}$, para estructuras metálicas.

Teniendo en cuenta lo anterior, el Anexo O, determina que la pieza adecuada para la labor, es de un acero laminado en caliente, con calidad estructural y uso para estructuras metálicas, tubos y autopartes; La presentación de la lámina es de:

Ancho: 1000, 1200, 1220 mm

Largo: 2000, 3000, 6000 mm

Espesor: 1,5 a 9 mm

Propiedades mecánicas, composición química y detalles del producto Anexo O, Catálogo de productos ACESCO.

Seleccionada la lámina se extruye un sólido de 1,2 x 2,1 x 0,0015 metros, que es el espesor mínimo en presentación, el material indicado por el catalogo, con apoyos según el perfil tubular cuadrado seleccionado, una representación de los equipos en el lugar de ubicación, con las cargas generadas por cada uno de ellos y se realiza una simulación para obtener la viabilidad de la pieza.

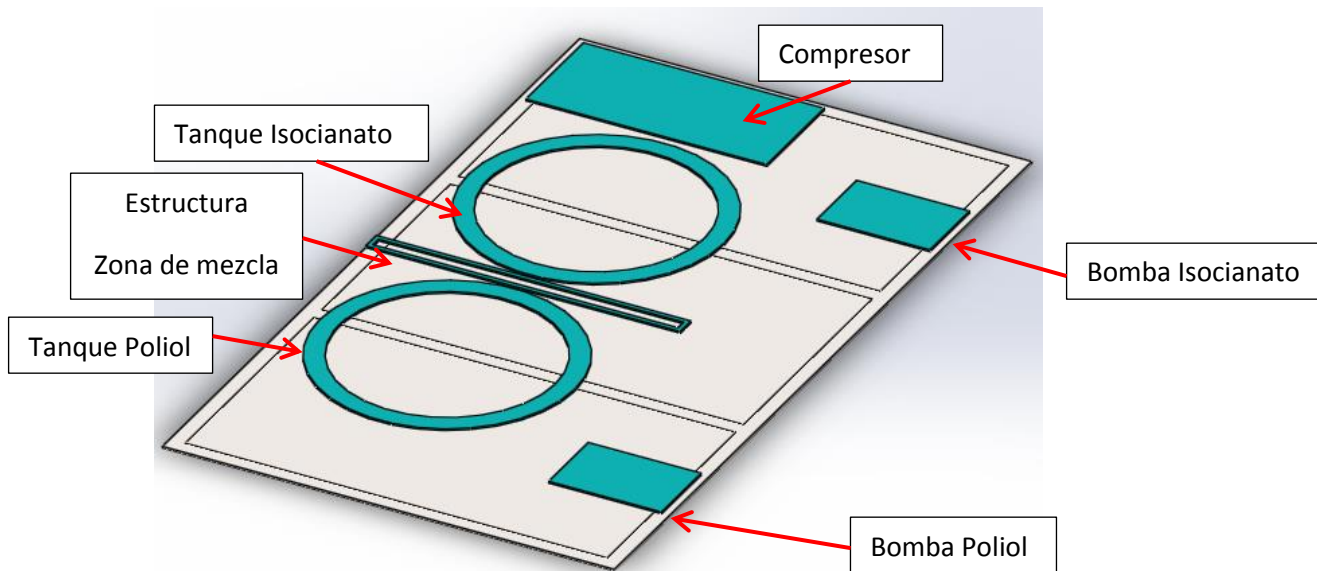


Figura 84. Ubicación de cargas en la lámina principal

Fuente: Autor del proyecto

Para determinar la carga ejercida de cada elemento se debe conocer el peso, área para introducir el valor a la simulación para lo cual se ha dispuesto la siguiente tabla.

ELEMENTO	PESO (N)	AREA (m ²)	CARGA
Tanque de almacenamiento Polioli e Isocianato	186,2	0,10172386	1830,44
Estructura Zona de mezcla	384,6	0,02193544	17533,27
Compresor	343,35	0,185600	1850
Bombas	260	0,06	4333,3

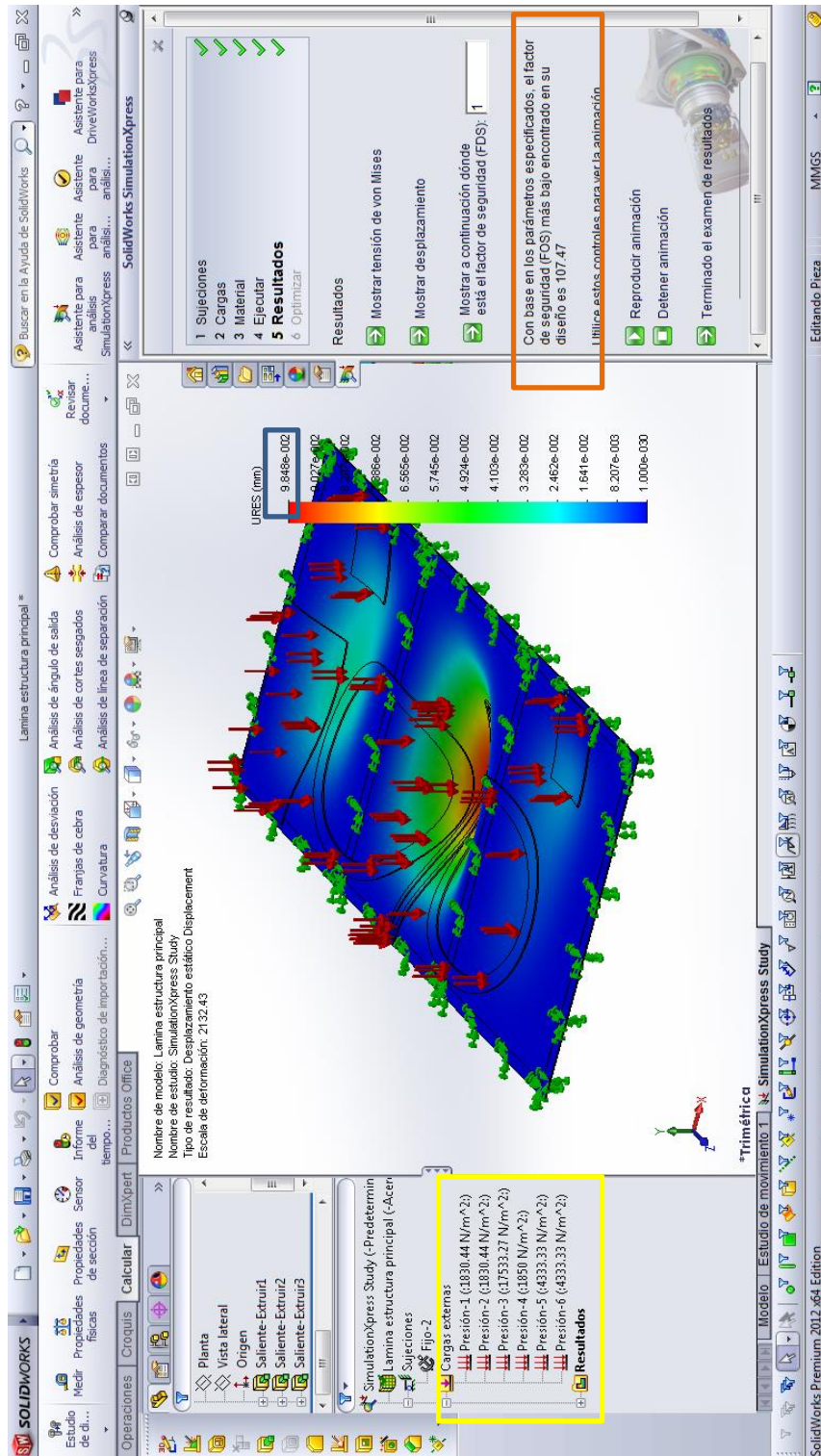


Figura 85. Lamina base (simulación)

Fuente: Autor del proyecto

La Figura 85, muestra los apoyos con las dimensiones del perfil estructural seleccionado (flechas verde), la cargas que ejercen los equipos sobre la lámina (flechas rojo), con los valores según el (cuadro amarillo) que equivale a la presión ejercida por el peso de los elementos, con un factor de seguridad de hasta 107,47 (cuadro naranja), y una deformación de 0,098 mm en el punto máximo (cuadro Azul), con lo cual se llega a la conclusión que lamina es adecuada para la inyectora de poliuretano.

Detalles del estudio anexo P, estudio de análisis lamina estructural principal.

Continuación de los cálculos estructurales.

IV. VERIFICACION DE LA CARGA

Con la ayuda del programa de diseño Solidworks se calcula las propiedades físicas del sólido para determinar el peso de la estructura, recalculer la carga a soportar, y verificar el perfil seleccionado, la figura 86., muestra el sólido y el peso propio adicional de la pieza.

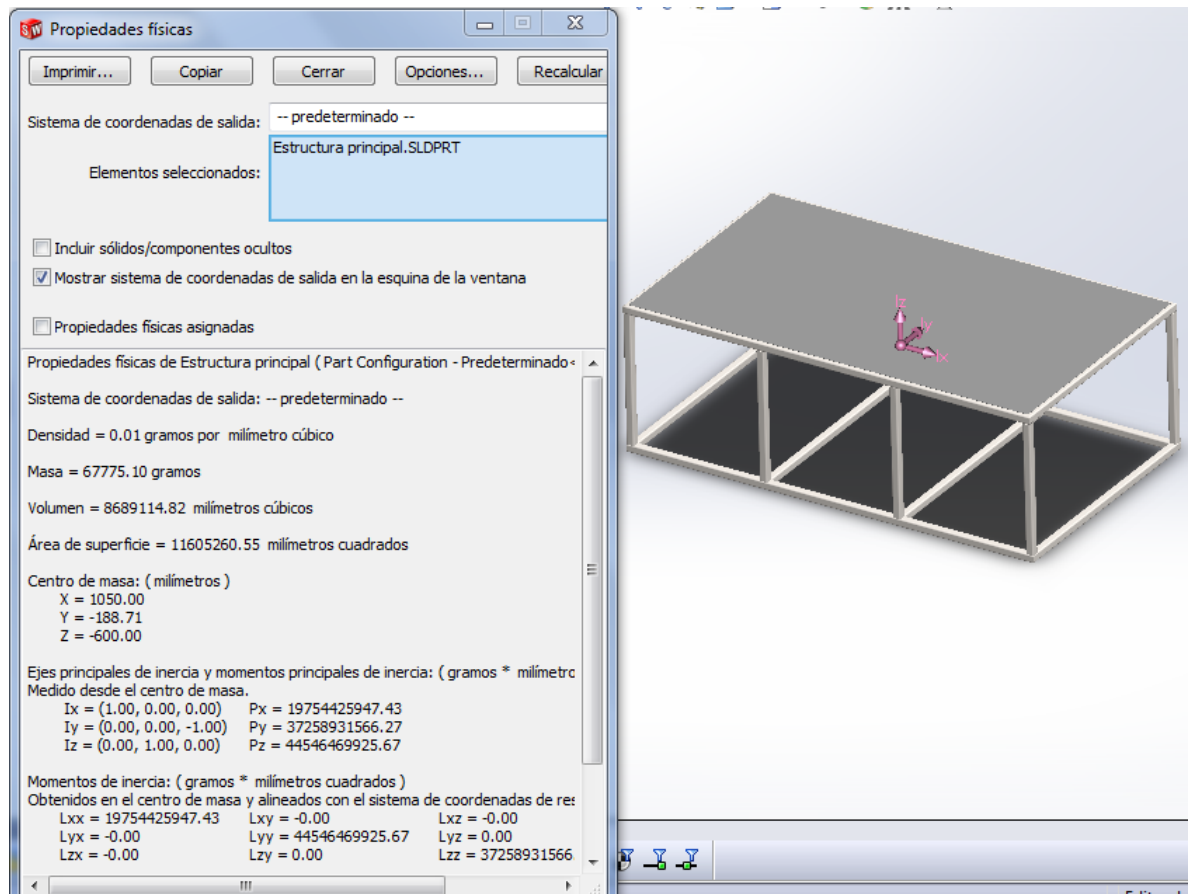


Figura 86. Propiedades físicas de la estructura principal

Fuente: Autor del proyecto

De tal forma que adicionando, la nueva masa a soportar es de (569,956 Kg + 67,775 Kg + 15% por elementos de sujeción y piezas por concretar (motor y ejes de transmisión)), con este valor determinamos nuevamente la carga total y repetimos el procedimiento anterior.

$$m_T = ((569,956 + 67,775)1,15) Kg$$

$$m_T = 733,4 Kg$$

$$W_T = \frac{(m_T)(g)}{A}$$

$$W_T = \frac{(733,4 Kg) (9,81 \text{ m/s}^2)}{(1,2 \times 2,1) \text{ m}^2}$$

$$W_T = 2855,02 \text{ N/m}^2$$

La longitud aparente es igual que en el caso anterior y tiene un valor $L_1 = 600 \text{ mm}$, de tal manera que la carga distribuida sobre el elemento es de:

$$W_2 = W(L_1)$$

$$W_2 = (2855,02 \text{ N/m}^2) (0,6 \text{ m})$$

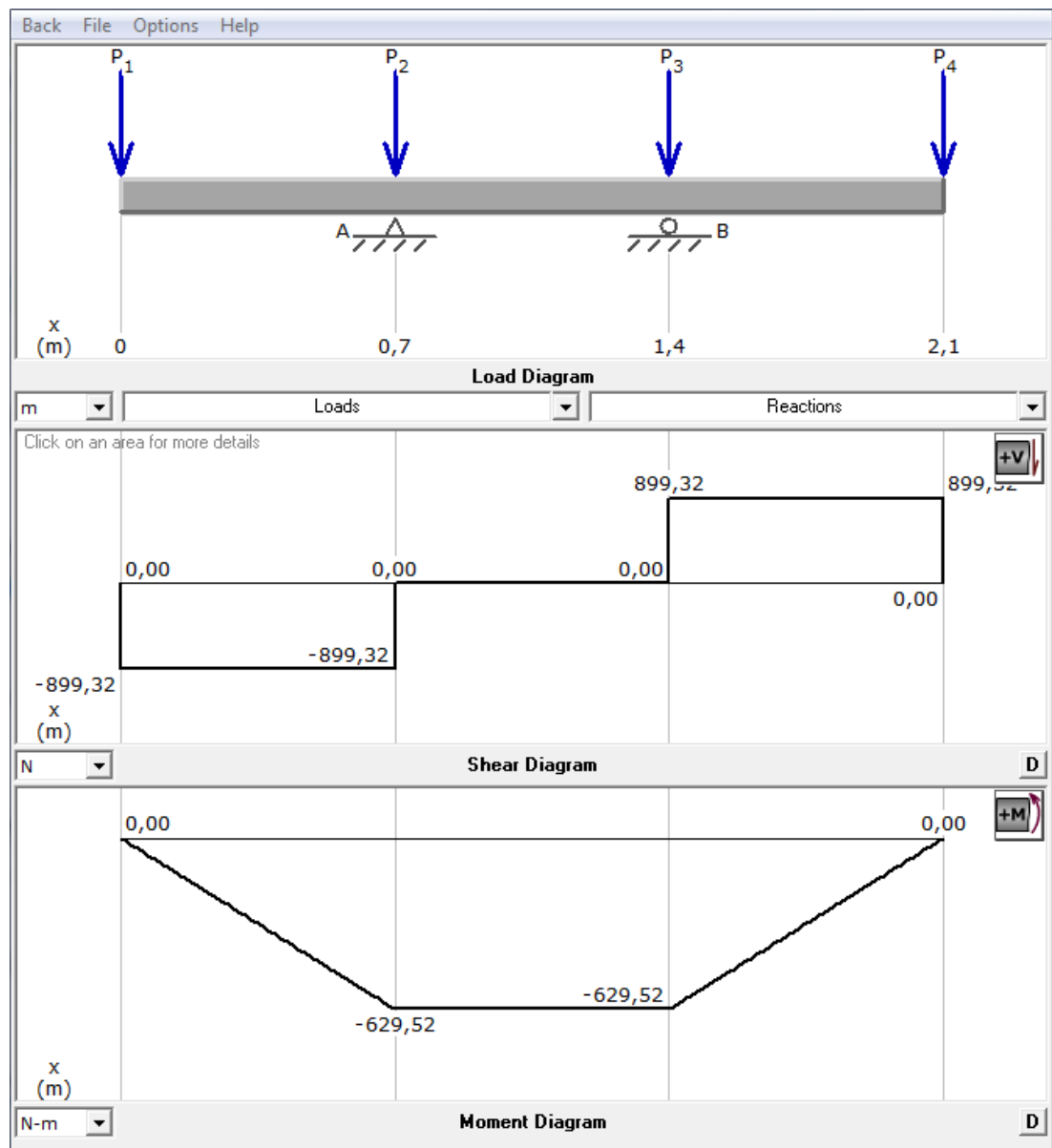
$$W_2 = 1713 \text{ N/m}$$

Se halla la carga puntual:

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{(1713 \text{ N/m})(2,1 \text{ m})}{4}$$

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = 899,32 \text{ N}$$

Esta carga se introduce en el programa MD Solid 3.5 arrojando los siguientes resultados:



Grafica 12. Diagrama de fuerzas y momentos elemento 1 N°2

Fuente: MD Solid 3.5 (Licencia de evaluación)

Reacciones

$A_y = 1798,74$ N hacia arriba

$B_y = 1798,74$ N hacia arriba

Momentos

Momento máximo = $629,52$ N-m

IV. A. MODULO DE LA SECCION

Es decir que el módulo de la sección para este tramo debe ser de:

$$S_y = \frac{M_{max}}{\sigma_{max}}$$
$$S_y = \frac{629,52 \text{ N} \cdot \text{m}}{289579881,64 \text{ N/m}^2}$$
$$S_y = 2,17 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 2,17 \text{ cm}^3$$

IV. B. SELECCIÓN DEL PERFIL ESTRUCTURAL

El valor calculado de módulo de sección NO supera al del perfil seleccionado por lo cual, el perfil tubular cuadrado de 40 x 40 mm y espesor de pared de 1,5 mm seleccionado anteriormente es óptimo para la estructura de principal.

V. ELEMENTO C

Este elemento de la estructura, mide 1200 mm, se toma para análisis como una viga con los apoyos en los extremos, para lo cual y teniendo en cuenta la vista superior de la estructura determinamos la longitud aparente, para luego calcular la carga distribuida sobre el tramo así:

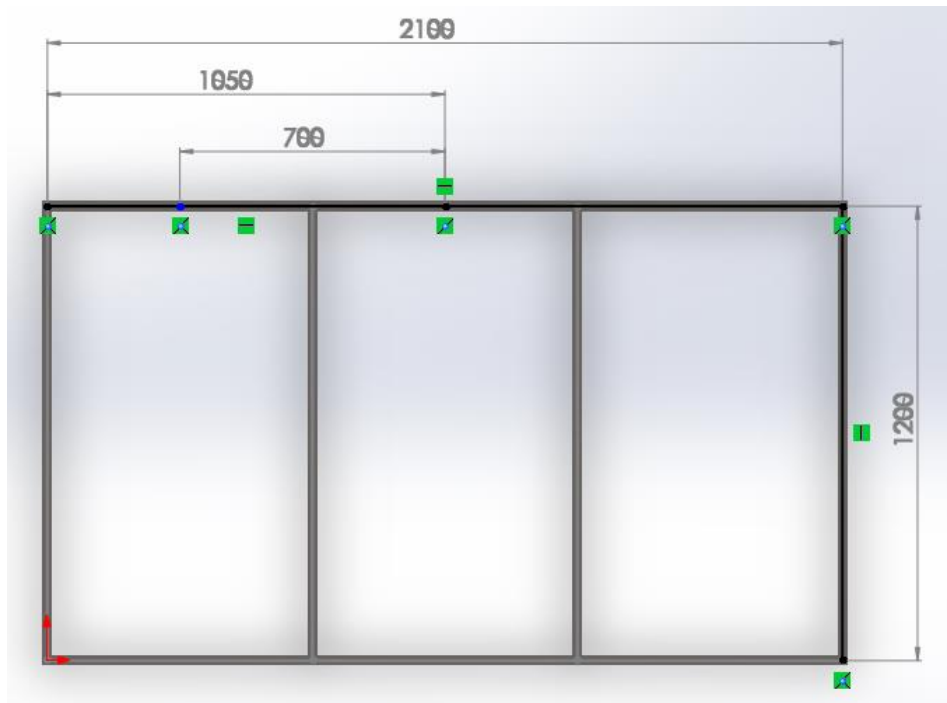


Figura 87. Vista superior de la estructura principal N°2

Fuente: Autor del proyecto

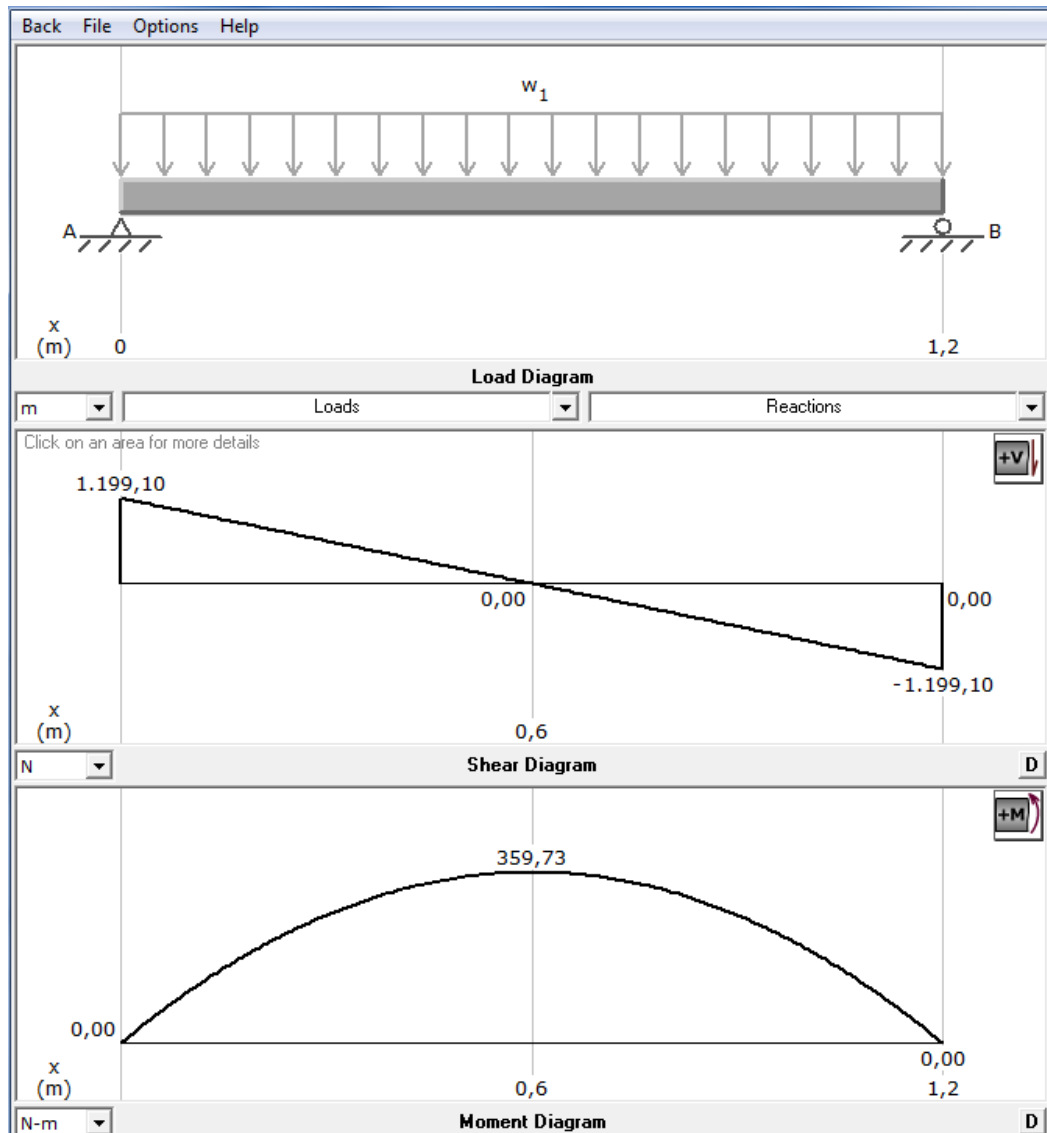
La longitud aparente para cada tramo L_2 es de 700 mm, de tal manera que la carga distribuida sobre el elemento es de:

$$W_3 = W_T(L_2)$$

$$W_3 = (2855.02 \text{ N/m}^2)(0,7 \text{ m})$$

$$W_3 = 1998,5 \text{ N/m}$$

Esta carga se introduce en el programa MD Solid 3.5 arrojando los siguientes resultados:



Grafica 13. Diagrama de fuerzas y momentos elemento 2

Fuente: MD Solid 3.5 (Licencia de evaluación)

Reacciones

$$A_y = 1199,1 \text{ N hacia arriba}$$

$$B_y = 1199,1 \text{ N hacia arriba}$$

Momentos

$$\text{Momento máximo} = 359,73 \text{ N-m}$$

V. A. MODULO DE LA SECCION

Es decir que el módulo de la sección para este tramo debe ser de:

$$S_y = \frac{M_{max}}{\sigma_{max}}$$
$$S_y = \frac{359,73 \text{ N} - \text{m}}{289579881,64 \text{ N}/\text{m}^2}$$
$$S_y = 1,24 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 1,24 \text{ cm}^3$$

V. B. SELECCIÓN DEL PERFIL ESTRUCTURAL

El valor calculado de módulo de sección NO supera al del perfil seleccionado por lo cual, el perfil tubular cuadrado de 40 x 40 mm y espesor de pared de 1,5 mm seleccionado anteriormente es óptimo para la estructura principal.

VI. ELEMENTO D

Este tramo es vertical, con una longitud de 700 mm, y es considerado un miembro cargado axialmente a compresión, en el caso en que los valores hallados no se relacionen con la sección tubular escogida, se ha de hacer una nueva selección de los tramos verticales.

VI. A. FORMULAS PARA COLUMNAS

La carga de pandeo de la fórmula de Euler es independiente de la resistencia del acero utilizado por tal razón, teniendo en cuenta el tipo de restricciones en los apoyos y la longitud efectiva se determina si el perfil es adecuado.

La relación de la longitud efectiva de la fórmula de Euler y un valor K determinado por el tipo de sujeción en los extremos de la columna determinan la relación de esbeltez.

Este valor K asegura que el valor en diseño, considere el tipo de sujeción con los valores según la tabla 64.

VI. A. 1. RELACION DE ESBELTEZ

Teniendo en cuenta el procedimiento anterior y con las cualidades del perfil seleccionado tomado del anexo Ñ, se verifica la viabilidad de la sección tubular.

Perfil tubular cuadrado

Tamaño nominal 40 x 40 mm

Espesor de pared 1,5 mm

Área sección transversal $2,13 \text{ cm}^2 = 0,000213 \text{ m}^2$

Radio de giro $1,6 \text{ cm} = 0,016 \text{ m}$

Longitud de 0,7 metros

Esfuerzo de fluencia del material $42000 \text{ Psi} = 289579881,64 \text{ N/m}^2$

Para el caso utilizando la tabla 64, se determina que los apoyos en los dos extremos son de tipo rotación y traslación impedida con un valor de $K=0,5$.

Relación de esbeltez:

$$\lambda = \left(\frac{KL}{r} \right) = \left(\frac{0,5(0,7 \text{ m})}{0,016 \text{ m}} \right)$$
$$\lambda = 21,87$$

Si el valor de la relación de esbeltez es de 1 a 200, es para aceros con un esfuerzo de fluencia de 36000 a 50000 Psi; Si este valor es mayor que 200 para aceros con un esfuerzo de fluencia de 5330 Psi.

VI. A. 2. CARGA CRÍTICA O DE PANDEO

Esfuerzo crítico:

$$\lambda_c = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{\frac{F_y}{E}} = \frac{21,87}{\pi} \sqrt{\frac{289579881,64 \text{ N/m}^2}{2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2}}$$
$$\lambda_c = 0,26$$

Es decir que se encuentra en el rango elástico y el esfuerzo crítico se determina mediante la fórmula:

$$F_{cr} = 0,658^{(\lambda_c)^2} (F_y) = 0,658^{(0,26)^2} (289579881,64 \text{ N/m}^2)$$
$$F_{cr} = 281501333,6 \text{ N/m}^2$$

Carga crítica:

$$P_c = 0,85(A)(F_{cr}) = 0,85(0,000213 \text{ m}^2) \left(281501333,6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) =$$
$$P_c = 50965,81 \text{ N}$$

VI. A. 3. SELECCIÓN DE PERFIL ESTRUCTURAL

El valor obtenido es menor a 200 lo que indica que el perfil es indicado y que el esfuerzo de fluencia del material debe estar entre 36000 y 50000 Psi, lo que confirma el material del perfil.

13.2 MECANISMO DE TRACCION

El sistema de tracción está diseñado para trasladar los elementos de la inyectora de poliuretano a lo largo del molde, la figura 88, describe la estructura y los elementos incluidos en esta etapa.

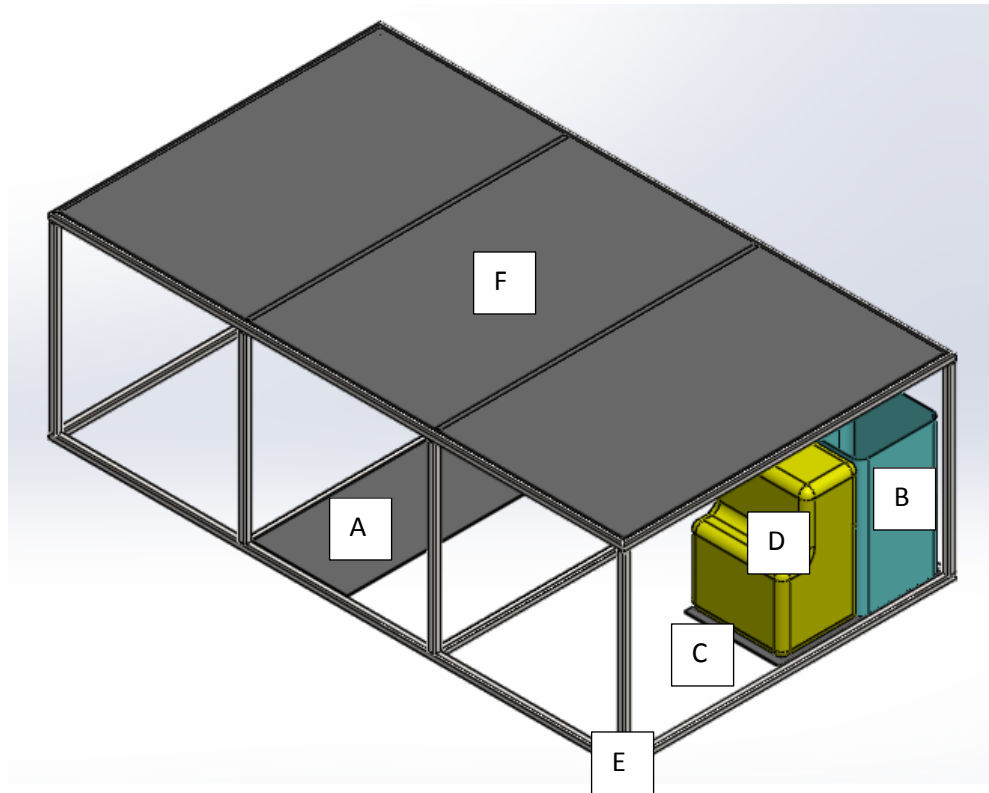


Figura 88. Elementos de la estructura principal

Fuente: Autor del proyecto

Descripción de elementos

ELEMENTO	DESCRIPCION
A	Base de ubicación del motor de tracción
B	Tanque de alimentación de la hidrolavadora
C	Base de ubicación de la hidrolavadora
D	Hidrolavadora
E	Tubería estructural de 40 X 40 mm
F	Lamina base

Tabla 66. Detalle elementos de la estructura principal

Fuente: Autor del proyecto

13.3 SOLDADURA ESTRUCTURAL

La disposición de los elementos estructurales sugieren para el caso se debe someter a soldadura a tope, en donde las dos piezas a unir se encuentran alineadas y enfrentadas, otro de las uniones que se utilizan en la estructura se describe como unión de bordes en esquina, como se muestra en la siguientes figuras.

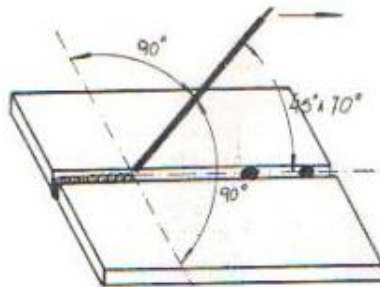


Figura 89. Soldadura a tope

Fuente: <http://www.emagister.com/curso-soldadura-arco-manual-electrico-fundamentos/soldadura-tope-bisel-posicion-plana-horizontal>

Fecha: 31 Agosto 2012

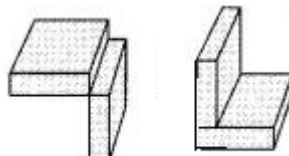


Figura 90. Soldadura en esquinas

Fuente: <http://hectorariel26.wordpress.com/category/uncategorized/>

Fecha: 31 Agosto 2012

13.3.1 ELEMENTOS QUE CONSTITUYEN LA SOLDADURA

El espesor del perfil estructural de 1,5 mm y la disposición de los elementos (a tope) constituye un problema en el momento de soldar con equipos convencionales de arco protegido, que podrían afectar la junta, o incluso perforar el material, para lo cual y teniendo en cuenta el catálogo de soldadura WEST ARCO y la aplicación del caso, se determina que es conveniente aplicar soldadura por proceso de mig/mag.

El Anexo V, catálogo de soldadura WEST ARCO, proporciona una gama de posibilidades para la adecuada unión de las piezas, para lo cual, y teniendo en cuenta la aplicación, se debe manejar un alambre para soldar WA 86

El WA 86 es un alambre macizo con niveles altos de silicio y manganeso que le brindan excelentes características de desoxidación especialmente cuando se va a soldar en láminas oxidadas o en aceros efervescentes y le permite trabajar con elevados amperajes. El silicio adicional produce un charco más fluido y por lo tanto un cordón más plano, que mejora la penetración del material.

Las aplicaciones típicas del alambre indican que es especialmente adecuada para soldar lámina delgada. Se utiliza en la reparación de ejes, fabricación de tanques, carrocerías implementos agrícolas, rines de automóviles, embarcaciones, estructuras, etc.

13.3.2 PARTES SOLDADAS

A continuación se describe los elementos que van a ser unidos por soldadura:

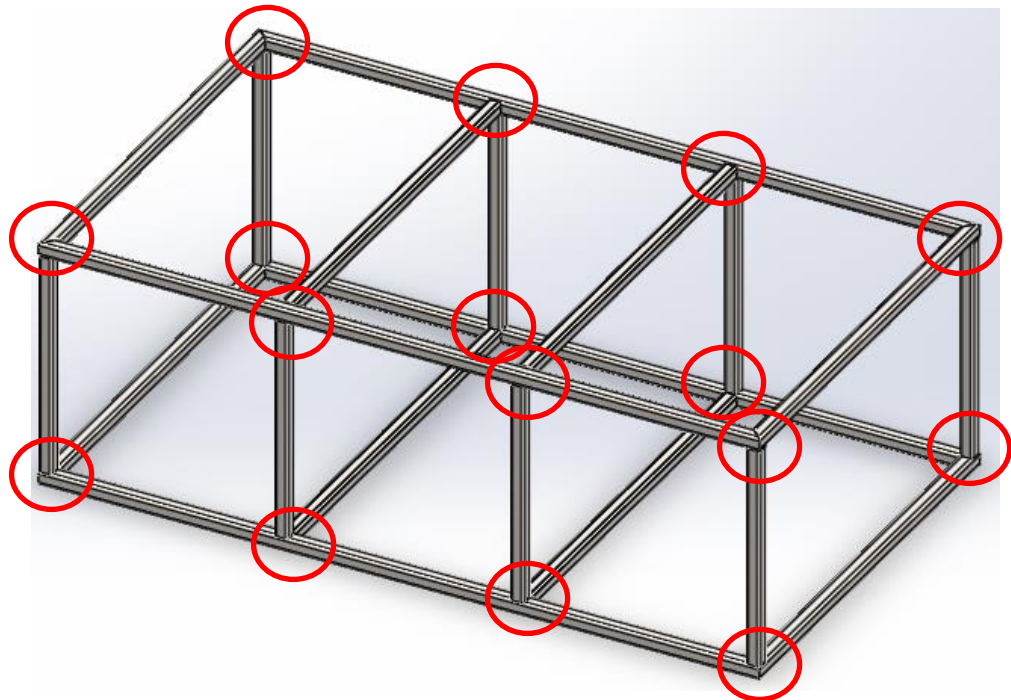


Figura 91. Partes unidas por soldadura

Fuente: Autor del proyecto

Básicamente son dos tipos principales de juntas

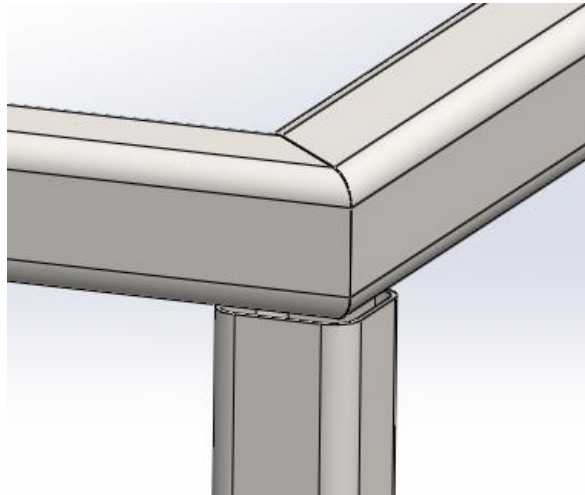


Figura 92. Detalle juntas soldadas (Esquina)

Fuente: Autor del proyecto

La figura anterior describe la unión de 3 tramos, a dos de ellos se le realiza un corte a 45° formando la esquina y un tramo vertical que constituye la columna de la estructura, este esquema se repite en las 8 esquinas de la estructura principal; Como se puede apreciar la soldadura se aplica uniendo a tope los tramos involucrados, y en la parte interna donde forma ángulo de 90° será más cómoda la aplicación de la soldadura.

Seguido de la parte esquinera, existe otro esquema repetitivo que constituye la unión de los refuerzos internos de la estructura así:

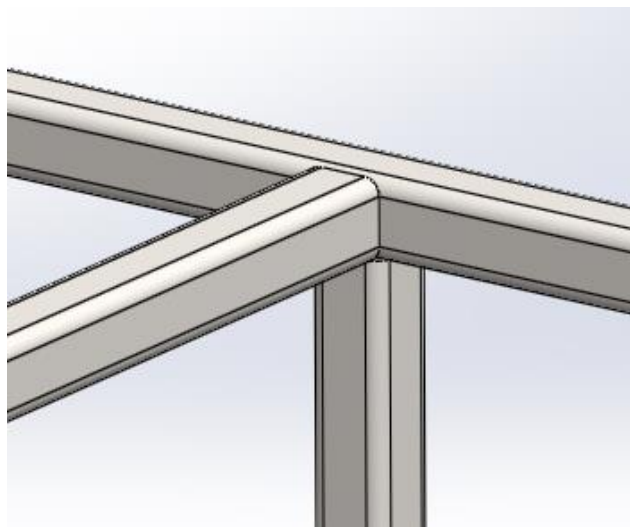


Figura 93. Detalle juntas soldadas (Refuerzos)

Fuente: Autor del proyecto

Los refuerzos internos de la estructura principal están unidos al tramo perimetral como se observa en la figura 93, y a su vez se alinean constituyendo una soldadura a tope, y en la parte interna donde forma ángulo de 90° será más cómoda la aplicación de soldadura.

13.4 TRANSMISION MECANICA

La transmisión mecánica, se define como su nombre lo indica de la transmisión de potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina, para ejercer su función emplea el movimiento de cuerpos sólidos, como los engranajes y las poleas de transmisión.

Básicamente la transmisión cambia la velocidad rotacional de un eje de entrada, lo que traduce en una velocidad diferente a la salida del sistema.

Entre las formas más comunes de transmisión de potencia se encuentran, la transmisión por correa y la transmisión por cadena. Sin embargo el primer tipo hace una labor ineficiente para el caso, debido al deslizamiento entre la polea y la correa, por tal razón y en busca de la precisión del movimiento en el tiempo deseado, se concluye que la transmisión por cadena es óptima para el caso.

La transmisión por cadena, está compuesta de una rueda dentada motriz, una o varias ruedas dentadas conducidas y un tramo de cadena unido por ambos extremos que engrana sobre las ruedas dentadas. La flexibilidad de la transmisión es garantizada con la cadena, la cual consta de eslabones unidos por pasadores, que permiten asegurar la flexibilidad de la cadena durante el engrane con las ruedas dentadas. En el caso más simple, la transmisión por cadena consta de una cadena y dos ruedas dentadas, denominadas ruedas de estrella, ruedas dentadas o sprockets, una de las cuales es conductora y la otra conducida.

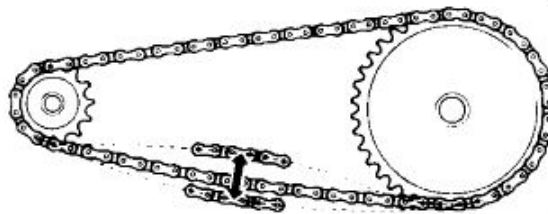


Figura 94. Transmisión por cadena

Fuente: <http://www.moterus.es/grupos/komando-tripero-aquintero/debates/categorias/taller/temas/-cuando-cambiar-la-transmision-por-cadena>

Fecha: 3 Septiembre 2012

Dependiendo de la potencia, posición de los ejes, relación de transmisión, sincronía y distancia entre ejes, se seleccionará la transmisión de cadena a utilizar.

13.4.1 POTENCIA

La potencia mecánica para la transmisión por cadena se describe como la relación de trabajo en un tiempo determinado.

$$P = \frac{w}{t} \quad (8.60)$$

$$w = F * d \quad (8.61)$$

Dónde:

P: Potencia (Vatios)

W: Trabajo (julios)

F: Fuerza

d: Distancia

t: Tiempo

Para determinar la potencia de salida que necesita el mecanismo de movimiento de la inyectora de poliuretano es necesario conocer la masa a transportar, la distancia y el tiempo a recorrer.

Del capítulo anterior se toma la carga de diseño de la estructura este será la masa total de la inyectora de poliuretano.

Masa: 736,529 Kg

Distancia: 16 metros

Tiempo: 20 segundos

De tal manera la potencia a transmitir se deduce de la formula

$$P_s = \frac{w}{t}$$

$$w = F * d = w = ((mg)d)$$

$$w = ((736,529 \text{ Kg})(9,81 \text{ m/s}^2)(16\text{m})$$

$$w = 115605,6 \text{ Julios}$$

Entonces:

$$P_s = \frac{115605,6 J}{20 s}$$

$$P_s = 5780,3 W = 5,780 Kw = 7,70 HP$$

Con esta potencia a transmitir aseguramos el movimiento uniforme y rectilíneo a lo largo del molde de 12 metros de longitud y 4 metros de una zona llamada espacio en reposo.

La potencia de entrada se determina teniendo en cuenta las pérdidas por transmisión de la cadena, lo que da lugar a la eficiencia del 96%.

$$P_e = \frac{P_s}{\eta} \quad (8.62)$$

$$P_e = \frac{5,780 Kw}{0.96} =$$

$$P_e = 6,02 Kw = 8,02 HP$$

Debido a que las máquinas conducidas tienen formas particulares de funcionamiento, se deben prevenir fallas debidas a los golpes, vibraciones o tirones. De forma similar, las máquinas motoras tienen formas particulares de funcionamiento, algunas son más suaves que otras, estas situaciones se consideran a través de un factor de servicio (C_1) que aumenta la potencia a transmitir para obtener la potencia de diseño que considera las características de la máquina y el motor utilizado.

La tabla siguiente, hace relación entre el motor utilizado y la máquina que más se asemeja al diseño. Se obtiene así el factor C_1 , el cual se multiplica por la potencia a transmitir, para obtener la potencia de diseño.

Factor de servicio C_1 para cadenas	Motores de funcionamiento suave	Motores de funcionamiento medio impulsivo	Motores de funcionamiento impulsivo
	Motores eléctricos	Motores de combustión multicilíndricos	Motores de combustión monocilíndricos
Máquinas de carga constante			
Agitadores y mezcladores de líquidos y semilíquidos Alternadores y generadores Sopladores, extractores y ventiladores (centrífugos y de tamaño mediano) Compresores centrífugos Elevadores y transportadores con carga uniforme Maquinaria de industria de alimentos Bombas centrífugas Máquinas de imprentas	1,00	1,25	1,50
Máquinas de carga no constante			
Agitadores y mezcladores de soluciones sólido-líquido. Sopladores, extractores y ventiladores de gran tamaño. Mezcladoras de cemento. Compresores de más de 3 cilindros. Grúas Transportadoras y elevadores con carga no uniforme. Bombas de dragado. Maquinaria de lavandería. Máquinas, Herramientas, Molinos	1,25	1,50	1,75
Máquinas de funcionamiento disparejo			
Alternadores y generadores de soldadoras Compresores de uno o dos cilindros Excavadoras, Trituradoras, Alimentadoras vibratorias, Sierras circulares y lineales, Molinos de martillos y de mandíbula, Maquinaria minera	1,75	2,00	2,25

Tabla 67. Determinación del factor de servicio

Fuente: Catalogo renold (Transmission chains)

Luego de hallar la potencia a transmitir, se determina el factor de servicio de la cadena, de la tabla 21, y lo multiplicamos por la potencia a transmitir para calcular la potencia de diseño.

C_1 : 1,25

Valor hallado debido al factor de servicio de un motor eléctrico de movimiento suave con carga no constante.

Luego:

$$P_{diseño} = P_s * C_1 \quad (8.63)$$

$$P_d = 8,02 * 1,25$$

$$P_d = 10HP$$

Velocidad Angular

La velocidad angular que se necesita debe sujetarse a las especificaciones comerciales de los motores, Anexo Q. Catálogo de motores SIEMENS, por tal motivo y teniendo en cuenta la potencia requerida, se concluye que la velocidad angular de entrada es de 900 rpm.

$$\omega_1 = 900 \text{ rpm}$$

Por otra parte, teniendo como requisito del diseño, una velocidad lineal de la máquina de 0,6 m/s, y un diámetro de rueda de 240mm, se determina la velocidad angular de salida del mecanismo.

$$\omega_2 = \frac{v}{r_2} \quad (8.64)$$

$$\omega_2 = \frac{(0,6 \text{ m/s}) \left(\frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \right)}{0,12 \text{ m}}$$

$$\omega_2 = 300 \text{ rpm}$$

13.4.2 RELACION DE TRANSMISION

Teniendo en cuenta que la relación de transmisión se calcula mediante la fórmula:

$$m_c = \frac{\text{rpm entrada}}{\text{rpm salida}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (8.65)$$

Dónde:

m_c : Relación de transmisión

Z_2 : Numero de dientes de la rueda

Z_1 : Numero de dientes del piñón

ω_1 : velocidad angular del piñón

ω_2 : velocidad angular de la rueda

De la formula se halla la relación requerida del sistema.

$$m_c = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$
$$m_c = \frac{900 \text{ rpm}}{300 \text{ rpm}}$$
$$m_c = 3$$

13.4.3 NUMERO DE DIENTES

Es recomendable seleccionar de los siguientes números, la cantidad de dientes del piñón, 17,19,21,23,25,38,57,76,95,114, de igual manera es recomendable seleccionar un numero de dientes impar, para lograr que los distintos dientes del piñón engranen de mejor manera con los eslabones de la cadena, mejorando la distribución del desgaste.

Según las recomendaciones dadas, el número de dientes del piñón es de 19 dientes, y junto a la relación de transmisión obtenida se halla el número de dientes de la rueda.

$$m_c = \frac{Z_2}{Z_1} = 3$$

$$Z_2 = (19)(3)$$

$$Z_2 = 57$$

$$Z_1 = (\text{numero de dientes del piñon}) = 19$$

$$Z_2 = (\text{numero de dientes de la rueda}) = 57$$

13.4.4 DIAMETRO DEL PIÑÓN Y RUEDA

La relación entre la velocidad angular y el diámetro de las ruedas se describe como:

$$d_1\omega_1 = d_2\omega_2 \quad (8.66)$$

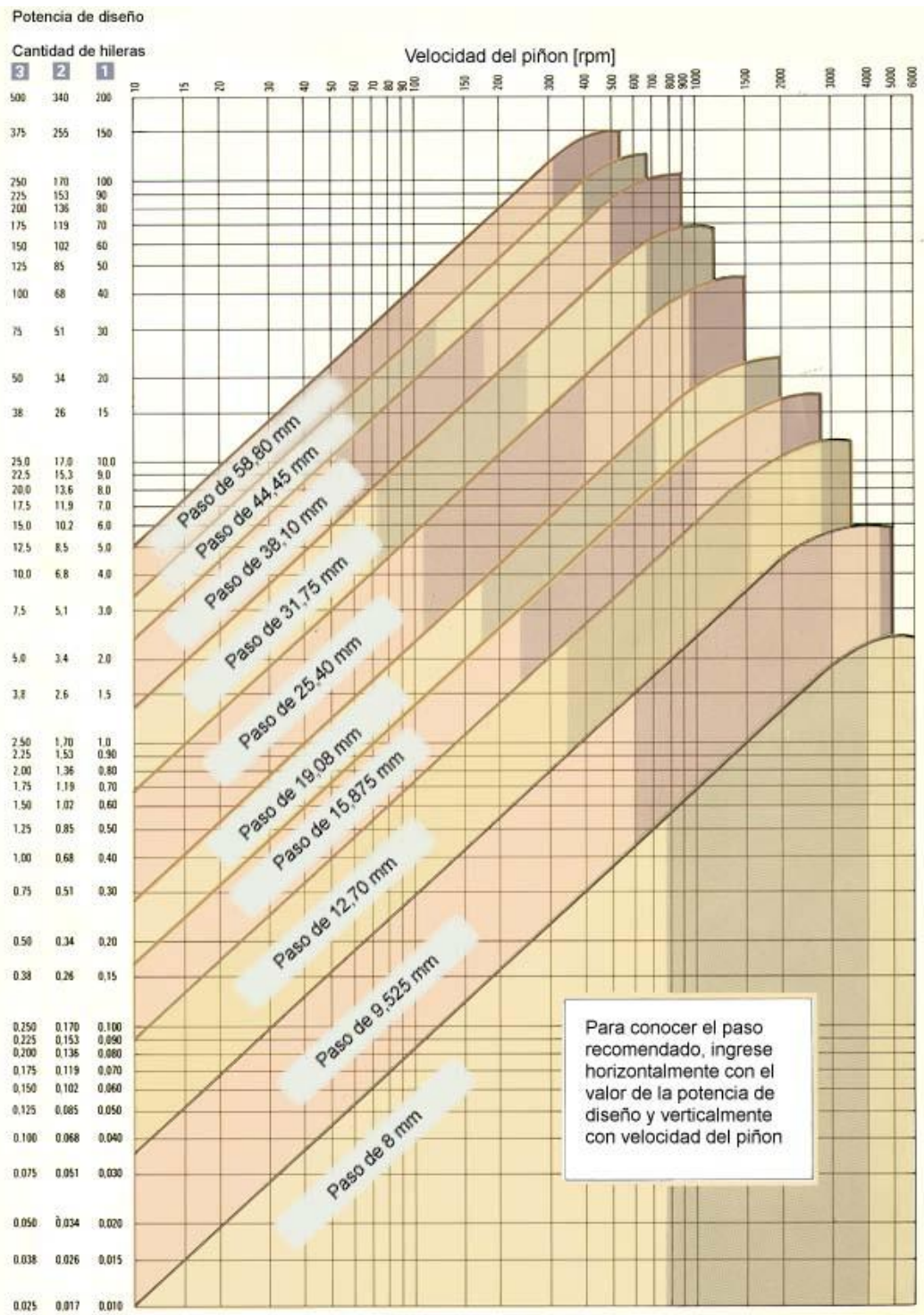
Con lo cual se halla el diámetro del piñón

$$d_1 = \frac{d_2\omega_2}{\omega_1}$$
$$d_1 = \frac{(240 \text{ mm})(300 \text{ rpm})}{900 \text{ rpm}}$$
$$d_1 = 80 \text{ mm}$$

13.4.5 DISTANCIA ENTRE EJES

La distancia entre centros apropiada para el común de las transmisiones es la equivalente a la suma del diámetro exterior del piñón grande más la mitad del diámetro del piñón pequeño.

Determinada la potencia de diseño y la velocidad de entrada del piñón, pasamos a calcular el paso requerido.



Grafica 14. Selección del paso (Piñón 19 dientes)

Fuente: Catalogo Renold (Transmission chain)

La distancia entre ejes expresada en pasos se determina mediante la siguiente expresión:

$$C = \frac{a}{P} \quad (8.67)$$

Dónde:

C: Distancia entre ejes expresada en pasos

A: Distancia entre ejes mm.

P: paso de la cadena.

Dadas las recomendaciones de los fabricantes la distancia entre centros (a) de las ruedas se determina mediante:

$$a = d_2 + \frac{d_1}{2} \quad (8.68)$$

$$a = 240\text{mm} + \frac{80}{2} =$$

$$a = 280 \text{ mm}$$

Para halla la longitud de la cadena es necesario conocer el paso de la cadena para lo cual es necesario utilizar la gráfica 14. Selección del paso para un piñón de 19 dientes.

Lo cual indica un paso de 19,08 mm

Distancia entre ejes (C) expresada en pasos:

$$C = \frac{a}{P}$$

$$C = \frac{280 \text{ mm}}{19,08 \text{ mm}}$$

$$C = 14,675$$

13.4.6 LONGITUD DE CADENA.

La fórmula para calcular la longitud de la cadena expresada en pasos, conociendo la longitud entre ejes y el número de dientes del piñón y la rueda es la siguiente:

$$L = 2C + \left(\frac{Z_1+Z_2}{2}\right) + \frac{(Z_2-Z_1)^2}{2\pi C} \quad (8.69)$$

Dónde:

L: Longitud de cadena expresada en pasos

C: Distancia entre ejes expresado en pasos

Z₂: Numero de dientes de la rueda

Z₁: Numero de dientes del piñón

Obtenido la longitud de cadena en pasos, se multiplica por el paso de la cadena y obtenemos la longitud en mm.

$$L = 2C + \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2}\right) + \frac{\left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 * \pi}\right)^2}{C}$$
$$L = 2(14,67) + \left(\frac{19 + 57}{2}\right) + \frac{\left(\frac{57 - 19}{2 * \pi}\right)^2}{14,67}$$
$$L = 2(14,67) + \left(\frac{19 + 57}{2}\right) + \frac{\left(\frac{57 - 19}{2 * \pi}\right)^2}{14,67}$$
$$L = 70 \text{ mm}$$

13.4.7 DIAMETRO DE EJES

El diámetro requerido correspondiente al piñón o rueda, se calcula con la fórmula:

$$d = 120^4 \sqrt{\frac{P}{\omega}} \quad (8.70)$$

Dónde:

d: Diámetro del eje

P: Potencia de entrada o salida, según corresponda

w: Velocidad del piñón o rueda, según corresponda

Diámetro del eje del piñón.

$$d_{\text{eje piñon}} = 120^4 \sqrt{\frac{P_e}{\omega_1}}$$

$$d_{eje\ piñon} = 120 \sqrt[4]{\frac{8,02}{900}}$$

$$d_{eje\ piñon} = 36,86\ mm$$

Diámetro del eje de la rueda.

$$d_{eje\ rueda} = 120 \sqrt[4]{\frac{P_s}{\omega_2}}$$

$$d_{eje\ rueda} = 120 \sqrt[4]{\frac{7,70}{300}}$$

$$d_{eje\ rueda} = 48,03\ mm$$

13.4.8 SELECCION DEL MOTOR DE TRACCION

Teniendo en cuenta la potencia de diseño calculada anteriormente de 10 HP en la sección (8.6.4.1) y la velocidad para la transmisión de 900 rpm se consultan el Anexo Q. Catálogo de motores eléctricos SIEMENS y se hace la selección apropiada del caso.

El motor seleccionado, que cumple los requisitos del sistema y las condiciones para un avance uniforme de la inyectora de poliuretano es:

MOTOR

Marca SIEMENS

Tipo GP 10 Uso general

Potencia 10 HP

Eficiencia 91%

Velocidad 900 rpm

Montaje Horizontal

De alta eficiencia, totalmente cerrado, Diseño NEMA B, 40°C ambiente.

Detalles específicos del motor trifásico

Anexo Q. Catalogo Motores eléctricos SIEMENS.

13.5 SELECCIÓN DE RUEDAS DE TRACCION

Teniendo en cuenta los cálculos anteriores, y la disposición de la estructura se ha optado por seleccionar ruedas guías, de tipo industrial para carga pesada, que soporte una carga de 1000 Kg.

Marca: TENTE

Tipo: bandaje de goma elástica SEP 300 X 90 X 30 HL100

Diámetro de la rueda: 300 mm

Ancho de la rueda: 90 mm

Temperatura: -20 – +85 °C

Capacidad de carga: 1000Kg

Capacidad de carga estática: 200 Kg

Detalles del producto

Anexo R. Ficha técnica rueda de tracción

13.6 RODAMIENTOS

En muchos casos, una de las dimensiones principales del rodamiento, el diámetro del agujero, viene determinado por las características de diseño de la máquina y por el diámetro del eje.

Para los ejes de diámetro pequeño, se puede utilizar cualquier tipo de rodamiento de bolas, siendo los rodamientos rígidos de bolas los más utilizados; los rodamientos de agujas también son adecuados. Para ejes de diámetros grandes, se pueden considerar los rodamientos de rodillos cilíndricos, cónicos, y de rótula, así como los rodamientos rígidos de bolas.

Los cojinetes de rodamiento se seleccionan considerando la vida útil que se desea que tengan.

13.6.1 CALCULO DE LA VIDA UTIL

El cálculo de la vida útil es dependiente del rodamiento en particular, esto lo convierte en un cálculo iterativo en el cual se escoge un rodamiento y se comprueba su vida útil, si el resultado es satisfactorio, la selección ha terminado, pero si la vida es menor o muy mayor de lo recomendado debe escogerse otro rodamiento y recalcularse la vida.

La tabla siguiente entrega recomendaciones para la vida útil que debería tener un rodamiento para las aplicaciones que se detallan.

Valores orientativos de vida nominal requeridos para diferentes clases de máquinas	
Clase de máquinas	Vida nominal Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas usadas intermitentemente o por cortos períodos: herramientas eléctricas portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: ascensores (elevadores), grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre totalmente utilizadas: transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos de uso industrial, machacadoras rotativas	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: máquinas herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria de ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos para imprentas, separadores y centrífugas	20 000 ... 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Máquinas para la industria de energía eólica, esto incluye el eje principal, la orientación, los engranajes, los rodamientos del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para el abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para transatlánticos	60 000 ... 100 000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlánticos	> 100 000

Tabla 68. Valores de vida nominal para rodamientos

Fuente: Catalogo SKF

La vida nominal de un rodamiento en millones de revoluciones, se determina mediante la fórmula:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (8.71)$$

Si la velocidad es constante, suele ser preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando la ecuación:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} \quad (8.72)$$

Donde

L_{10} = vida nominal (con un 90 % de fiabilidad), millones de revoluciones

L_{10h} = vida nominal (con un 90 % de fiabilidad), horas de funcionamiento

C = capacidad de carga dinámica, kN (Anexo S.)

P = carga dinámica equivalente del rodamiento, kN

n = velocidad de giro, rpm

p = exponente de la ecuación de la vida

$p = 3$ para los rodamientos de bolas

$p = 10/3$ para los rodamientos de rodillos

13.6.2 CARGA DINAMICA EQUIVALENTE

En particular la carga P , carga equivalente se obtiene de la siguiente formula:

$$P = XF_r + YF_a \quad (8.73)$$

Dónde:

F_r = Carga radial real del rodamiento

F_a = Carga axial real del rodamiento

X = Factor de carga radial del rodamiento

Y = Factor de carga axial del rodamiento

En el caso de los rodamientos radiales de una hilera, una carga axial adicional solo influye la carga dinámica equivalente P , si la relación F_a/F_r excede un determinado factor limite e . Para los rodamientos de dos hileras, incluso las pequeñas cargas axiales influyen de un modo significativo.

$P = F_r$ cuando $F_a/F_r \leq e$

$P = X F_r + Y F_a$ cuando $F_a/F_r > e$

La siguiente tabla determina el valor de los factores X y Y del rodamiento para rodamientos de una hilera

Factores de cálculo para los rodamientos rígidos de una hilera de bolas									
$f_0 F_a/C_0$	Juego Normal			Juego C3			Juego C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Los valores intermedios se obtienen mediante la interpolación lineal

Tabla 69. Factores de cálculo para rodamiento rígidos de bolas

Fuente: Catalogo SKF

Se tiene un eje con apoyos por cojinetes en los extremos y dimensiones:

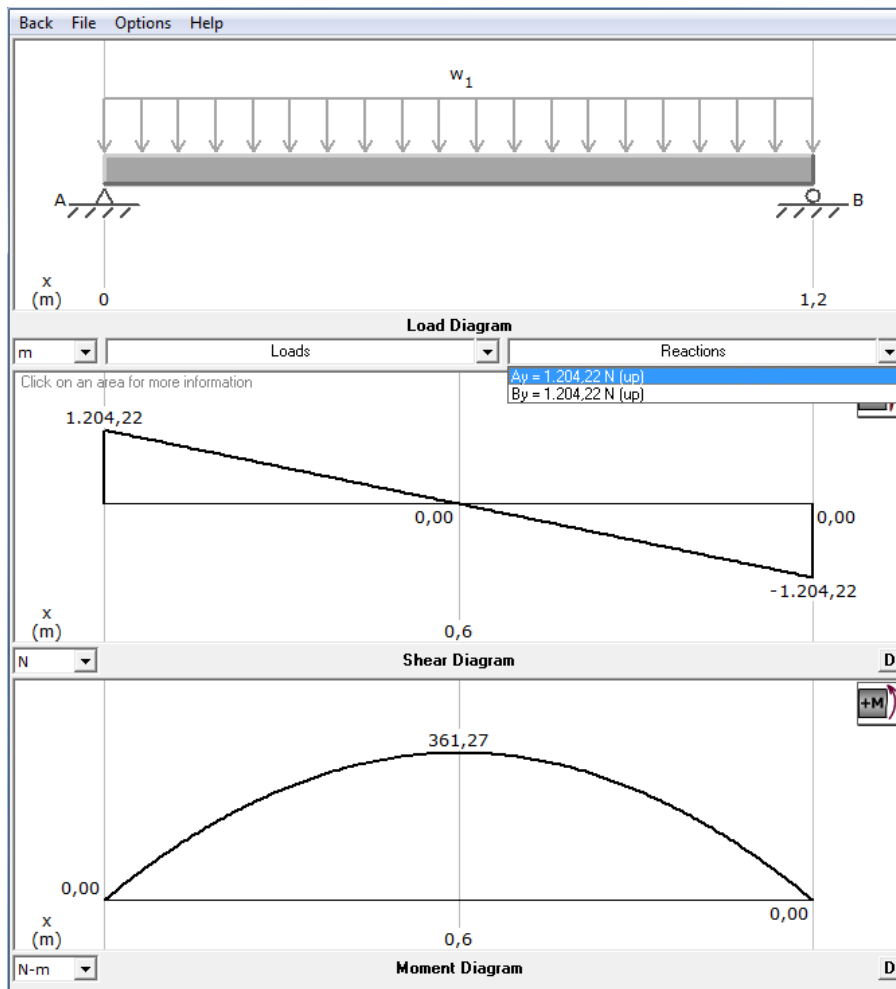
Longitud = 1200 mm

Diámetro = 48,03 mm

n = 300 rpm

L_{10h} = 8000 h (vida sugerida) de la tabla 68.

Se someten las cargas sobre el eje de (2007,04 N/m distribuida) correspondiente la fuerza ejercida por el peso total de los elementos por la longitud aparente, como se muestra en la siguiente figura.



Grafica 15. Diagrama de momentos y cargas para el eje de transmisión

Fuente: MD Solid 3.5 (Licencia de evaluación)

Entonces

$$A_y = B_y = 1204,22 \text{ N} = F_r$$

Teniendo en cuenta lo mencionado el eje no va a estar sometido a fuerza axiales por lo cual.

$$\frac{F_a}{F_r} = 0$$

Y para valores menores a (0,19), valor mínimo del factor e, según la tabla 69. La carga dinámica equivalente del rodamiento (P) es igual a F_r .

De

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10}$$

Siendo

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Entonces:

$$C = P \left(\frac{L_{10} h 60 n}{10^6}\right)^{\frac{1}{p}}$$

$$C = 1204,22 N \left(\frac{8000 h 60(300 rpm)}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 6311,9 N$$

Siendo $F_r = 1204,22 N$ el diámetro del rodamiento de 48,03, y $C = 6311,9 N$, se procede a seleccionar un rodamiento del catálogo.

13.6.3 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

Del Catálogo SKF, se selecciona un rodamiento rígido de una hilera de bolas de 50 mm de diámetro con las siguientes características:

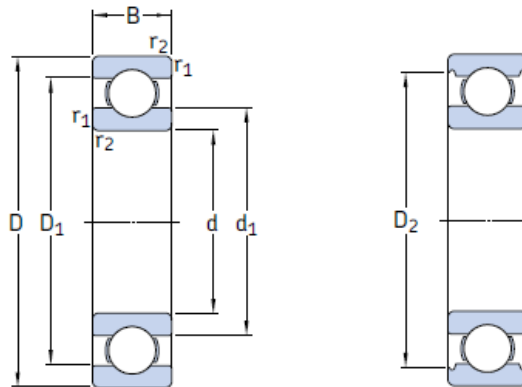


Figura 95. Dimensiones del rodamiento

Fuente: Catalogo SKF

Designación SKF 61810

$d = 50 \text{ mm}$

$D = 65 \text{ mm}$

$B = 7 \text{ mm}$

Capacidad de carga básica dinámica (C) = 6,76 KN

Carga límite de fatiga (P_u) = 0,285 KN

Según las recomendaciones del fabricante SKF para rodamientos radiales, el lubricante debe ser aceite mineral sin aditivos con una viscosidad cinemática a 70°C, $\nu = 12 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Especificaciones técnicas y detalles del rodamiento Anexo S. Catalogo SKF

13.6.4 VIDA NOMINAL AJUSTADA

La vida nominal ajustada se determina mediante la siguiente ecuación:

$$L_{nm} = a_1 a_{skf} L_{10} \quad (8.74)$$

Dónde:

L_{nm} = Vida nominal ajustada en millones de revoluciones

a_1 = Factor de ajuste de vida para una mayor fiabilidad

a_{skf} = Factor de ajuste de vida por material y condiciones de funcionamiento.

Esto significa que es necesario calcular la vida útil según las condiciones del problema.

De la tabla 70, determinamos el factor a_1 , y de la gráfica 17., se obtiene en factor de vida por condiciones de funcionamiento y material a_{skf} .

Valores para el factor de ajuste de la vida a_1			
Fiabilidad %	Probabilidad de fallo n %	Vida nominal SKF L_{nm}	Factor a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

Tabla 70. Valores para en factor de ajuste de vida por fiabilidad

Fuente: Catalogo SKF

Para hallar el valor del factor a_{skf} es necesario conocer la relación de viscosidad para lo cual con las dimensiones principales del rodamiento se procede a calcular el promedio:

$$d_m = \frac{D+d}{2} \quad (8.75)$$

Dónde:

D_m = Diámetro medio

D = Diámetro exterior

d = Diámetro interior

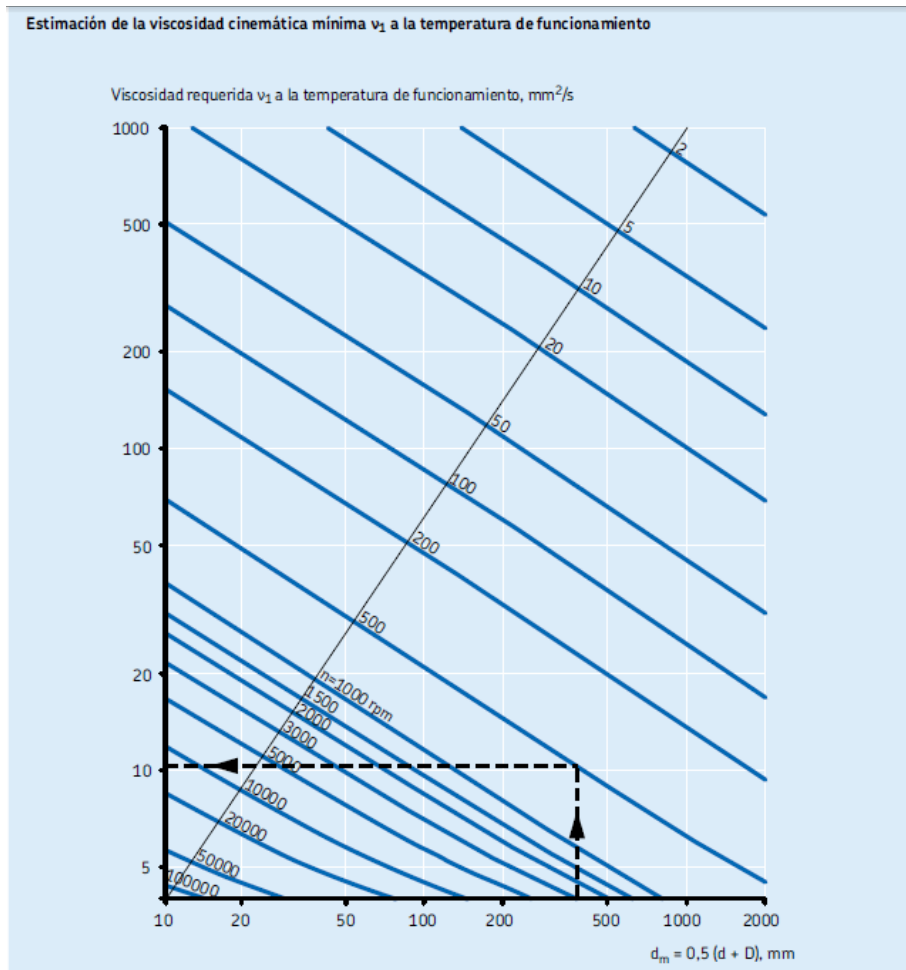
Para el rodamiento seleccionado el diámetro medio es:

$$d_m = \frac{65 \text{ mm} + 50 \text{ mm}}{2}$$

$$d_m = 57,5 \text{ mm}$$

Una vez obtenido el diámetro medio se utiliza la gráfica 16, con el número de revoluciones por minuto se encuentra la viscosidad cinemática (ν_1) y con la viscosidad cinemática del lubricante recomendado se procede a hallar la relación de viscosidad.

$$k = \frac{\nu}{\nu_1} \quad (8.76)$$



Grafica 16. Valores de viscosidad cinemática en función del diámetro medio

Fuente: Catalogo SKF

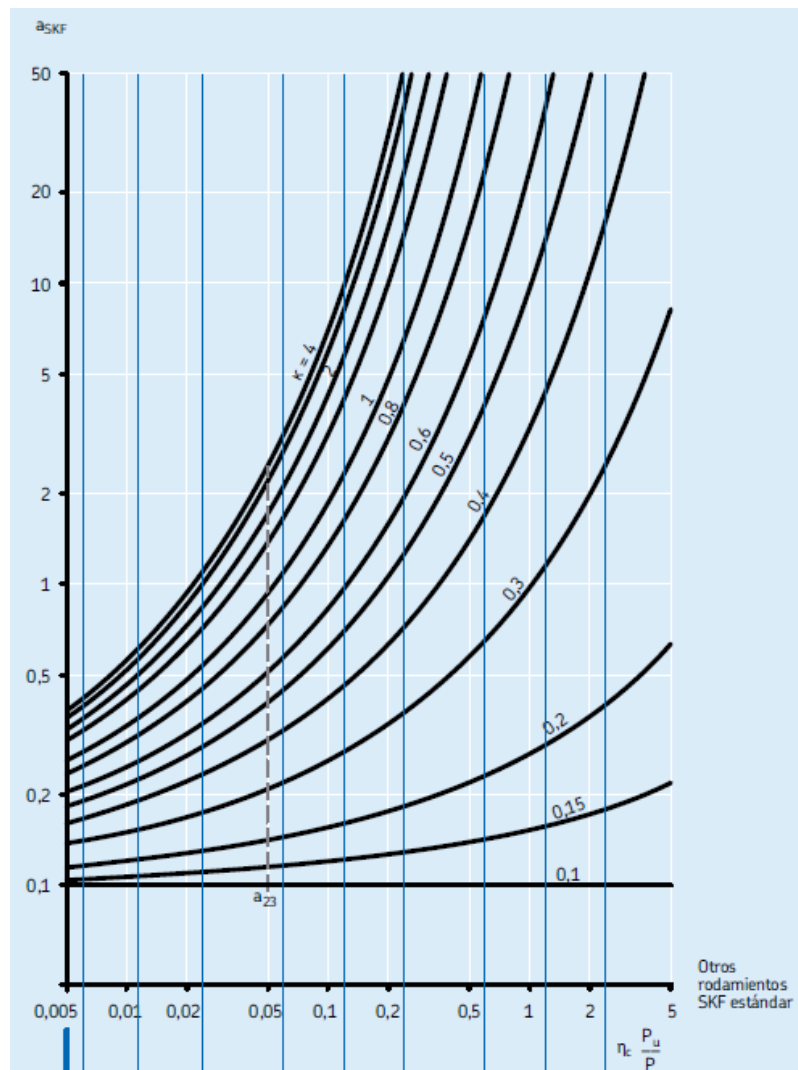
De la gráfica 16, con un diámetro medio de 57,5 mm y una velocidad de 300 rpm (v_1) es igual $40 \text{ mm}^2/\text{s}$ aproximadamente.

La relación de viscosidad será:

$$k = \frac{12 \text{ mm}^2/\text{s}}{40 \text{ mm}^2/\text{s}}$$

$$k = 0,3$$

Una vez obtenida la relación de viscosidad se utiliza la gráfica 17, y se determina el valor del factor a_{SKF} para luego calcular la vida nominal ajustada en millones de revoluciones:



Gráfica 17. Factor de vida por condiciones de funcionamiento y material

Fuente: Catalogo SKF

La grafica 17., relaciona el nivel de contaminación del rodamiento (η_c) y la relación de viscosidad (k).

Dónde:

$$\eta_c = \frac{P_u}{P} \quad (8.77)$$

$$\eta_c = \frac{285 \text{ N}}{1204,22 \text{ N}}$$

$$\eta_c = 0,23$$

Teniendo (k=0,3), ($\eta_c= 0,23$) se determina que el factor a_{skf} es 0,4 aproximadamente.

De la tabla 25, el factor a_1 es 0,21 considerando una fiabilidad del 99%.

Y para el rodamiento seleccionado L_{10}

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (8.78)$$

$$L_{10} = \left(\frac{6760 \text{ N}}{1204,22 \text{ N}}\right)^3$$

$$L_{10} = 176,89 \times 10^6 \text{ Rev}$$

Entonces la vida nominal ajustada será:

$$L_{nm} = a_1 a_{skf} L_{10} \quad (8.79)$$

$$L_{nm} = (0,21)(0,4)(176,89 \times 10^6) \text{ rev}$$

$$L_{nm} = 14858760 \text{ rev}$$

Como la velocidad del eje es de 300 rpm, el tiempo de vida del rodamiento en horas de servicio se determina mediante la siguiente formula:

$$L_{nmh} = \frac{L_{nm}}{60n} \quad (8.80)$$

Dónde:

L_{nmh} = Vida del rodamiento en horas de servicio

L_{nm} = Vida del rodamiento en revoluciones

n= velocidad de giro

Entonces

$$L_{nmh} = \frac{L_{nm}}{60n}$$

$$L_{nmh} = \frac{14858760 \text{ rev}}{60(300 \text{ rpm})}$$

$$L_{nmh} = 825,5 \text{ horas de servicio}$$

14 SISTEMA ELECTRICO Y AUTOMATIZACION

El sistema eléctrico y de automatización de la inyectora de poliuretano se encuentra basado en el manejo de señales eléctricas enviadas a los elementos que la componen, en los tiempos indicados y conducidas por un controlador lógico programable.

Como primera medida se enumeran los elementos que necesitan ser controlados y el sistema que interviene.

SISTEMA	ELEMENTO	NOMENCLATURA
SISTEMA DE BOMBEO	POLIOL	
	Electroválvula	EP1
	Electroválvula	EP2
	Electroválvula	EP3
	Electroválvula	EP4
	Electroválvula	EP5
	Electroválvula	EP6
	Bomba Polioli	BP
	ISOCIANATO	
	Electroválvula	EI1
	Electroválvula	EI2
	Electroválvula	EI3
	Electroválvula	EI4
	Electroválvula	EI5
Electroválvula	EI6	
Bomba Isocianato	BI	
SISTEMA DE MEZCLA	Motor de mezcla	MM
SISTEMA NEUMATICO	Cilindro (Bloque Boquilla)	CA
	Electroválvula	EN1
	Cilindro (Zona de mezcla)	CB
SISTEMA TERMICO	Electroválvula	EN2
	Resistencia eléctrica	RET
SISTEMA DE LIMPIEZA	Sensor térmico	ST
	Hidrolavadora	HL
SIETMA DE TRACCION	Compresor	CL
	Motor de tracción	MT

Tabla 71. Nomenclatura de los elementos de la inyectora

Fuente: Autor del proyecto

Teniendo en cuenta que el sistema de bombeo, es un diseñado de una manera cíclica se determina la nomenclatura según el siguiente esquema.

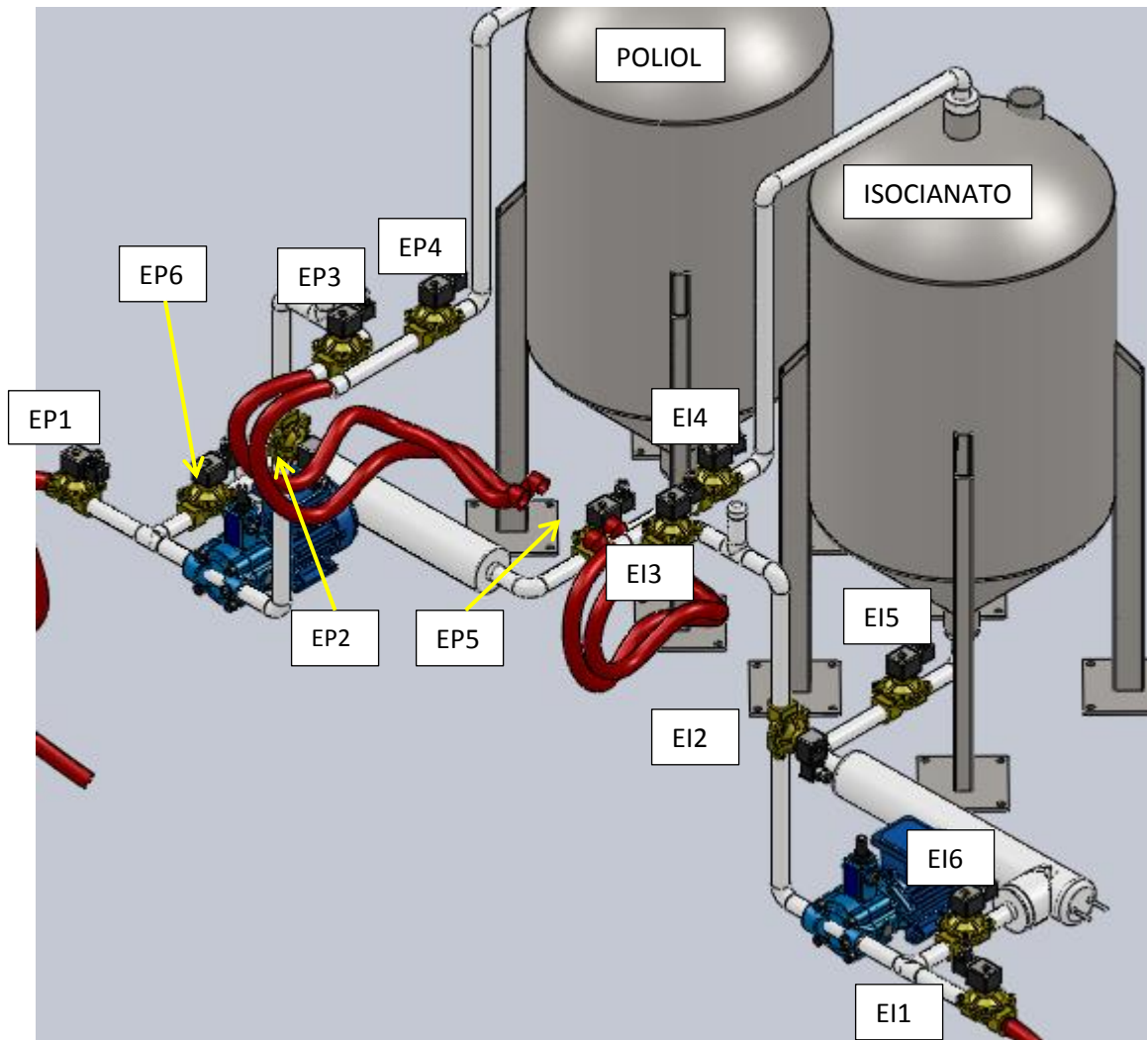


Figura 96. Sistema de bombeo (descripción de las electroválvulas).

Fuente: Autor del proyecto

14.1 ETAPAS DEL PROCESO

Para lograr un acoplamiento pleno de los equipos y elementos con el PLC se crea un sistema de etapas de desarrollo con los sistemas que intervienen, por tal razón se hace una descripción de cada etapa del proceso y en comportamiento de cada elemento como se muestra a continuación.

Es de notar que el paso de corriente de cada elemento se denotara como abierto (a) o cerrado (b), luego de la nomenclatura asignada.

ETAPAS DEL PROCESO					
ETAP A	NOMBRE	ACTIVIDAD	TIEM PO (s)	ELEMENTOS QUE INTERVIENEN	CONDICIONES
1	Alimentación al tanque	En esta primera etapa se hace circular polioli e isocianato de manera independiente por el sistema desde el exterior hasta el tanque de almacenamiento, por el circuito de tubería direccionado por las electroválvulas.	200	Sistema de bombeo EP1a EP2a EP3a EP4a EP5c EP6c EI1a EI2a EI3a EI4a EI5c EI6c	Verificación de la condición de las electroválvulas, introducción de las manguera de alimentación a la caneca exterior
2	Recirculación del producto	La recirculación del producto se hace con la intención de homogenizar el estado del producto y controlar la temperatura del fluido, El elemento condicional de esta etapa, es el sensor térmico, el cual al llegar a la temperatura de 23 – 25 °C envía señal de cerrado a la resistencia y luego de ello se recircula por 20 seg.	400	Sistema de bombeo EP1c EP2a EP3a EP4a EP5a EP6a EI1c EI2a EI3a EI4a EI5a EI6a Sistema térmico RETa STa	Verificación de la condición de las electroválvulas, Verificación del nivel en cada tanque, Verificación de la temperatura del fluido.
3	Inyección	Esta etapa del proceso,	40	Sistema de	Verificación de la

	poliuretano	conlleva a la mezcla del producto en la capsula de mezcla y luego la expulsión del poliuretano al molde de inyección		bombero EP1c EP2a EP3a EP4a EP5a EP6a EI1c EI2a EI3a EI4a EI5a EI6a Sistema de mezcla MMA Sistema neumático CAc – a – c* ENc – a – c CBc – a – c ENc – a – c Sistema de tracción MTc – a – c	condición de las electroválvulas, verificación del estado inicial de los cilindros, Posicionamiento de la inyectora sobre el molde, verificación de aire en el compresor
4	Limpieza de la capsula	Hace referencia a la limpieza con aire y agua a alta presión, luego de la inyección.	20	Sistema de mezcla MMA – c Sistema de limpieza HLa CLa	Posicionamiento cerrado de los cilindros, verificación de suministro de aire, Verificación del nivel de agua tanque de hidrolavadora.
* Hace referencia a la secuencia del elemento en la etapa del proceso					

Tabla 72. Etapas del proceso

Fuente: Autor del proyecto

14.2 SECUENCIA DETALLADA DE LAS ETAPAS DEL PROCESO

14.2.1 ETAPA 1 (ALIMENTACIÓN AL TANQUE)

En esta etapa se describe como se hace el suministro de producto a los tanques de almacenamiento, con la intervención de los sistemas y elementos involucrados y la secuencia a seguir.

ETAPA 1 (Alimentación al tanque)				
PASO	ELEMENTO	ACTIVIDAD	TIEMPO (s)	DETALLE
1	Manguera de alimentación	En primera instancia se debe ubicar la caneca del producto al costado de la inyectora y luego introducir la manguera de alimentación	20	
2	Electroválvulas	Se accionan las electroválvulas como se ha determinado en la anteriormente	5	Este paso se hace de manera directa activando el PLC en la primera etapa
3	Bombas	Las bombas actúan de manera automática hasta el tiempo señalado	200	Este tiempo es calculado en base a la presentación de caneca del proveedor.
4	Manguera de alimentación	Luego de alimentar el tanque del producto se procede a retirar la manguera y las canecas	20	
Tiempo total			245	

Tabla 73. Secuencia etapa de alimentación

Fuente: Autor del proyecto

14.2.2 ETAPA 2 RECIRCULACIÓN DEL PRODUCTO

Puesto que las condiciones de la temperatura y homogenización del producto deben ser controladas se da paso a esta etapa en donde se hace fluir el producto de manera cíclica hasta obtener la consistencia y temperatura adecuadas.

ETAPA 2 (Recirculación del producto)				
PASO	ELEMENTO	ACTIVIDAD	TIEMPO (s)	DETALLE
1	Nivel del tanque	La verificación del nivel del tanque se hace de manera visual y debe estar por encima del valor mínimo de trabajo para un panel de 12 metros	5	El valor que corresponde al volumen de trabajo mínimo es de (0,0202 m ³) para cada tanque.
2	Electroválvulas	Se accionan las electroválvulas como se ha determinado en la anteriormente	5	Este paso se hace de manera directa activando el PLC en la segunda etapa
3	Bombas	Las bombas actúan de manera automática hasta el tiempo señalado	400	Este tiempo es calculado de manera inicial según la presentación del producto y luego condicionado por el sensor de temperatura
4	Resistencia eléctrica	La resistencia es encendida durante el tiempo necesario para llegar a la temperatura indicada	400	Este tiempo es paralelo al tiempo de acción de las bombas también es condicionado por la cantidad de producto y el sensor térmico
5	Sensor de temperatura	Este dispositivo es el condicionante del esta etapa y siempre va a estar activado para poder controlar la temperatura	-	
Tiempo total			405	

Tabla 74. Secuencia etapa recirculación del producto.

Fuente: Autor del proyecto

14.2.3 ETAPA 3 (INYECCIÓN DE POLIURETANO)

Esta es la etapa del proceso es crítica, en donde después de haber controlado las condiciones óptimas del producto, se hace circular hasta la capsula y mediante el sistema de mezcla, se combinan los dos componentes para luego salir hacia el molde.

ETAPA 3 (Inyección de poliuretano)				
PASO	ELEMENTO	ACTIVIDAD	TIEMPO (s)	DETALLE
1	Electroválvulas	Se accionan las electroválvulas como se ha determinado en la anteriormente	5	Este paso se hace de manera directa activando el PLC en la tercera etapa
2	Bombas	Las bombas actúan de manera automática hasta el tiempo señalado	40	Este tiempo es calculado según el volumen de cada producto entregado para cada panel
3	Motor de mezcla	El motor de mezcla actúa desde el principio de la etapa hasta el final	40	El motor está ligado con el mezclador helicoidal diseñado para homogenizar la mezcla del polioliol y el isocianato y su tiempo es paralelo al tiempo de acción de las bombas
4	Cilindro A	Este cilindro recibe señal a partir del accionamiento de las electroválvulas, de tal forma que pueda extender su vástago y llegar al centro del panel logrando una repartición equitativa del poliuretano sobre el panel; su accionamiento tarda 5 segundos pero permanece extendido 20 segundos	5	En este momento aún está recirculando el producto por la tubería.
5	Cilindro B	Este cilindro, cuando es accionado, permite el paso de cada producto a la capsula de mezcla y es accionado al terminar de extenderse el cilindro	5	Este accionamiento permite el paso del producto a la

		A su accionamiento tarda 5 segundos pero permanece extendido 30 segundos.		capsula y allí con el mezclador helicoidal lograr la homogeneidad del poliuretano
6	Motor de tracción	El motor de tracción actúa desde el momento que se extiende el cilindro B y empieza a recorrer una distancia de 12 metros	25	El recorrido se hace de manera lineal y paralela al molde y ubica a la inyectora 3 metros después del molde
7		En este momento el dispositivo está dispuesto para la siguiente etapa		
Tiempo total			45	

Tabla 75. Secuencia etapa de inyección de poliuretano

Fuente: Autor del proyecto

14.2.4 ETAPA 4 (LIMPIEZA DE LA CAPSULA DE MEZCLA)

Debido a que el control de excesos en la capsula de mezcla, debe ser mínimo se ha diseñado un sistema que proporciona mediante aire y agua a alta presión la limpieza adecuada.

ETAPA 4 (Limpieza de la capsula de mezcla)				
PASO	ELEMENTO	ACTIVIDAD	TIEMPO (s)	DETALLE
1	Compresor	La capsula de mezcla tiene una entrada en la parte superior con una inclinación de 45 ° con la intención de hacer circular aire a alta presión y retirar las posibles excesos de poliuretano en el interior es de manera directa desde en compresor	10	La posición del cilindro A hace que la zona de mezcla este alineada con el tanque de expulsión
2	Hidrolavadora	Luego de introducir aire como fue indicado se hace circular agua a alta presión, eliminando por completo los residuos	10	Existe una conexión entre el tanque de expulsión y el tanque de abastecimiento de agua de la hidrolavadora
3		Luego de esta etapa la inyectora de poliuretano nuevamente está dispuesta a realizar la etapa conveniente		
Tiempo total			20	

Tabla 76. Secuencia etapa de limpieza de la capsula de mezcla.

Fuente: Autor del proyecto

14.3 SELECCIÓN DE EQUIPOS ELECTRICOS Y AUTOMATICOS.

Dado los acontecimientos anteriores se ha optado por seleccionar el equipo eléctrico y automático adecuado para controlar los estados de cada etapa.

14.3.1 CONTROL DE MOTORES

El control de los motores de cada sistema está diseñado para funcionar de manera estable, sin embargo y observando la posibilidad de expandir las aplicaciones de la máquina, se ha optado por incluir en el manejo de cada motor, un variador de frecuencia, que brinda la posibilidad de cambiar su velocidad y frecuencia según requiera la aplicación.

MOTORES DE LA MAQUINA			
ITEM	ELEMENTO	CANTIDAD	POTENCIA (HP)
1	Bombas	2	1
2	Motor de mezcla	1	1
3	Motor de tracción	1	10

Tabla 77. Potencia de los motores de la inyectora de poliuretano

Fuente: Autor del proyecto

14.3.1.1 SELECCIÓN VARIADOR DE FRECUENCIA

Como podemos observar el rango de potencia de los motores utilizados es entre 0 y 10 HP por tal razón, se determina que el variador de frecuencia necesario para el funcionamiento del proceso es:

CONVERTIDOR MICROMASTER 420

Marca: SIEMENS

Gama de frecuencia: 0,12 a 11 KW

Frecuencia de salida: 0 a 650 Hz

Temperatura de funcionamiento: -10 a 50°C

Bombas:

Modelo: 6SE6420-2UC17-5AA1

Tensión de red 3 AC 200 V – 240 V

Potencia: 0,75 Kw

Motor de mezcla:

Modelo: 6SE6420-2UC17-5AA1

Tensión de red 3 AC 200 V – 240 V

Potencia: 0,75 Kw

Motor de tracción:

Modelo: 6SE6420-2UD27-5CA1

Tensión de red 3 AC 380 V – 480 V

Potencia: 7,5 Kw

Descripción, esquemas de conexión, datos técnicos, dibujos dimensionales

Anexo T. Catálogo de variadores de frecuencia micromaster SIEMENS.

La línea de corriente eléctrica esta intervenida por un interruptor o “breaker” seguido del variador de frecuencia, en donde se envía una señal desde el PLC y luego sale hasta la conexión de cada motor.

Las electroválvulas del sistema de bombeo y el sistema neumático son controladas directamente desde el PLC.

14.3.2 CONTROLADOR LOGICO PROGRAMABLE (PLC)

El PLC es un equipo electrónico que está diseñado como su nombre lo indica para controlar y programar procesos secuenciales en tiempo real, utilizado en producción industrial.

Un PLC es un sistema basado en un microprocesador, sus partes fundamentales son la Unidad Central de Proceso (CPU), la Memoria y el Sistema de Entradas y Salidas (E/S). La CPU es la encargada del control interno y externo del PLC y de la interpretación de las instrucciones del programa, luego en base a las instrucciones almacenadas en la memoria y en los datos que lee de las entradas, genera las señales de las salidas.

La memoria se divide en dos, la memoria de solo lectura o ROM, y la memoria de lectura y escritura o RAM.

La memoria ROM es la encargada de almacenar programas para el buen funcionamiento del proceso, por otra parte la memoria RAM está conformada por una memoria de datos que hace conexión con las entradas y salidas del sistema.

El sistema de Entradas y Salidas es el encargado de recopilar la información del proceso (Entradas) y genera las acciones de control del mismo (salidas). Los dispositivos mas comunes conectados a las entradas pueden ser, Pulsadores, interruptores, finales de carrera, termostatos, presostatos, detectores de nivel, detectores de proximidad,

contactos auxiliares, etc. Al igual, los dispositivos de salida son también muy variados entre ellos, Pilotos, relés, contactores, Drives o variadores de frecuencia, válvulas, etc.

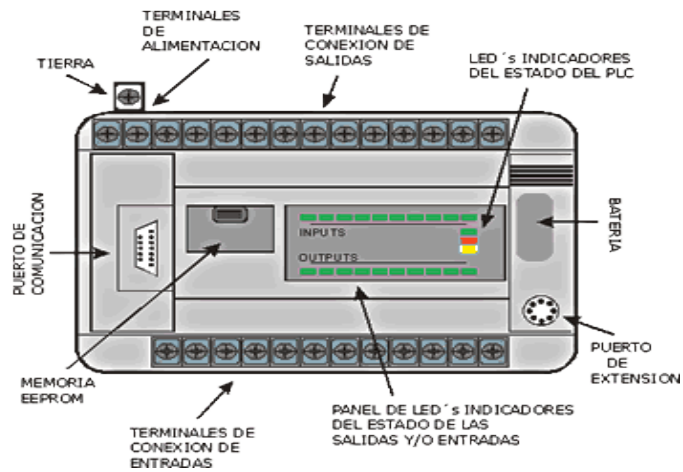


Figura 97. Elementos principales de PLC

Fuente. <http://www.rocatek.com>

Fecha: 6 Septiembre 2012



Figura 98. PLC

Fuente. http://www.mrostop.com/compact-plc-c-537_3220.html?page=10

Fecha: 6 Septiembre 2012

14.3.2.1 SELECCION DEL PLC

El controlador seleccionado es acorde con el sistema SIMATIC de Siemens, para máquinas de automatización de gama baja – media, con programa de almacenamiento de programas y datos vía micro memory card, con un manejo de frecuencia de 10 a 60 Hz.

CONTROLADOR LOGICO PROGRAMABLE

Marca: SIEMENS

Modelo: SIMATIC-S7-300

Unidad central: CPU 319-3 PN/DP

Módulo de salida digital: SM 322 de 32 salidas 24 V 0,5 A

Información detallada del producto

Anexo U. Catálogo de PLC SIMATIC 07 SIEMENS.

15 TABLERO DE CONTROL

La automatización de la inyectora de poliuretano está dirigida por varios elementos que proporcionan a la máquina un manejo seguro y controlado de los equipos que la componen, y deben estar ubicados en un centro de mando al cual denominamos tablero de control.

El tablero de control debe incluir todos los elementos para controlar las etapas del proceso, el control de las bombas, motores, electroválvulas y sensor térmico, se manejan con indicadores que aseguren la secuencia en proceso.

Teniendo en cuenta la cantidad de los equipos de automatización se ha realizado un esquema del tablero de control, ubicando en el interior de el los siguientes elementos:

CANTIDAD	ELEMENTO	DESCRIPCION
1	Braker o disyuntor principal	Primer mando que habilita o impide el paso de corriente a los demás elementos
6	Contactador	Habilita el paso de corriente hacia cada variador de frecuencia, hacia el compresor e hidrolavadora
6	Relé térmico	Permite controlar el paso de corriente y en caso de sobrecargarse térmicamente corta el paso de corriente.
1	Bornera de conexiones	Permite la organización de las conexiones pertinentes entre los elementos
1	PLC	Este elemento controla las secuencias del proceso
4	Variador de frecuencia	Este elemento permite controlar la velocidad de los motores de las bombas y los motores de la inyectora

Tabla 78. Descripción de los elementos internos del tablero de control

Fuente: Autor del proyecto

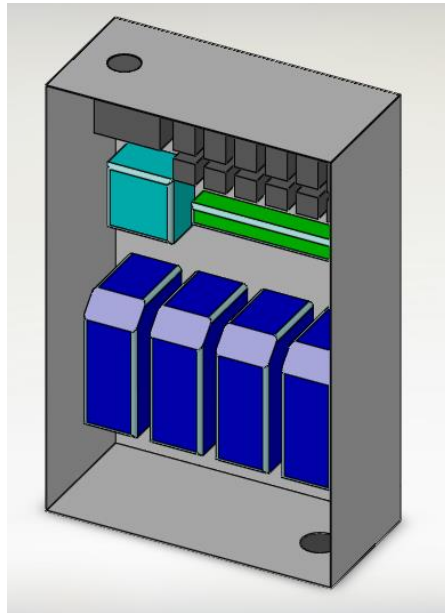


Figura 99. Tablero de control

Fuente: Autor del proyecto

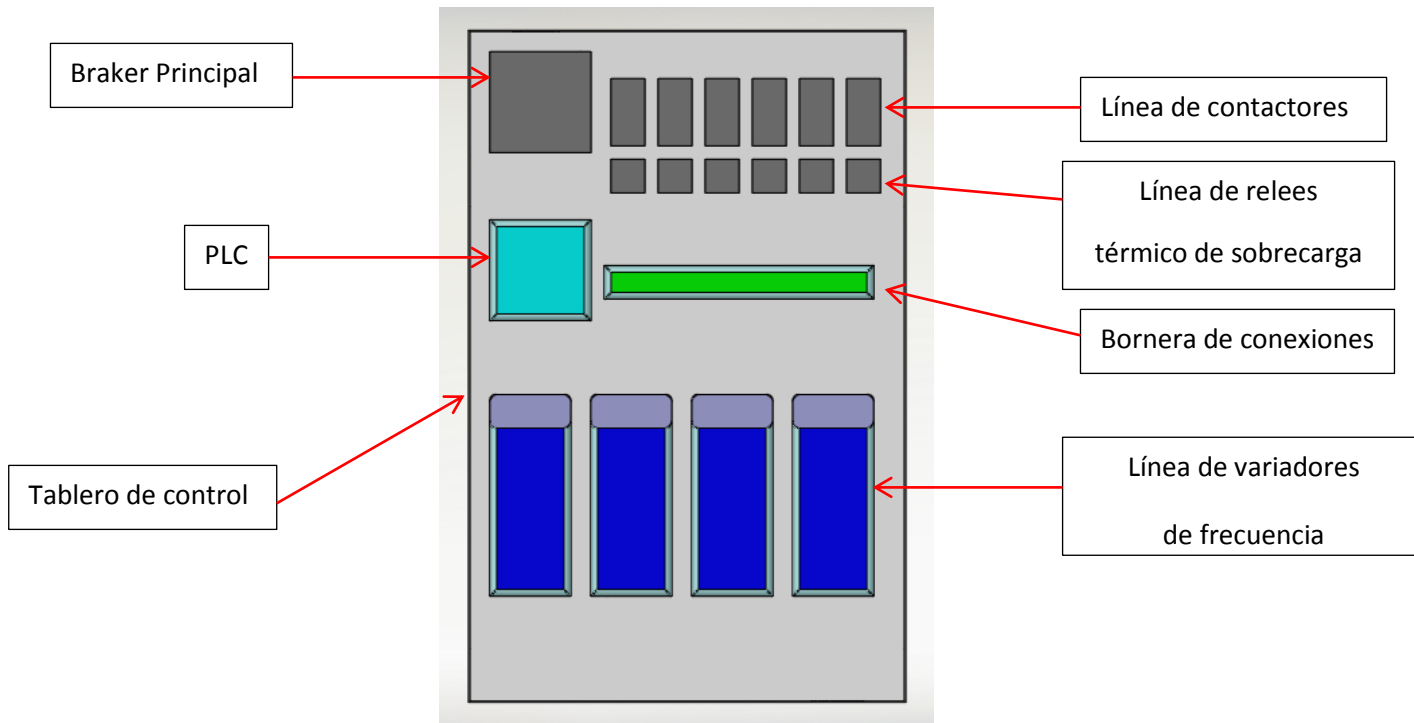


Figura 100. Posición de elementos del tablero de control

Fuente: Autor del proyecto

La tapa del tablero de control está conformada por los siguientes elementos.

CANTIDAD	ELEMENTO	DESCRIPCION
1	Botón de parada e emergencia	Este elemento es el encargado de cortar el circuito inmediatamente según sea necesario
9	Pilotos	Indican el estado funcional de los equipos (encendido)
5	Muletillas	Control de accionamiento de los elementos y secuencias del proceso
2	Indicador de temperatura	Hacen visible la temperatura del fluido
6	Pulsadores	Para el control manual de los equipos

Tabla 79. Descripción de los elementos en la tapa del tablero de control

Fuente: Autor del proyecto

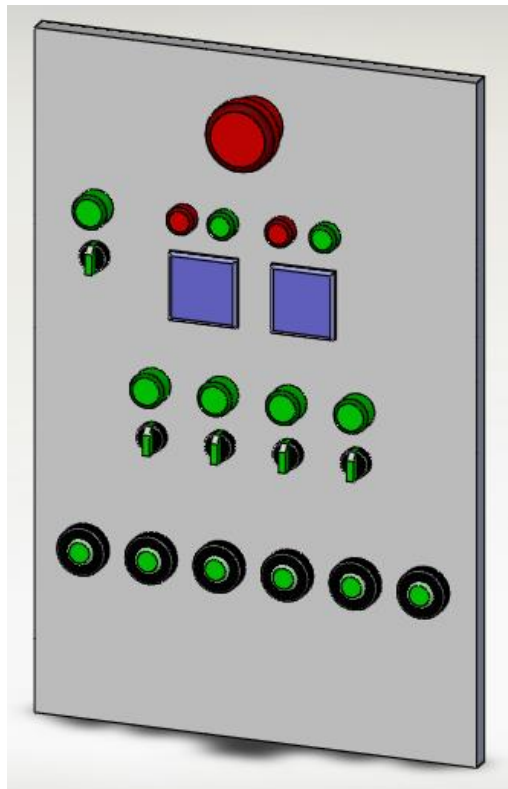


Figura 101. Tapa del tablero de control

Fuente: Autor del proyecto

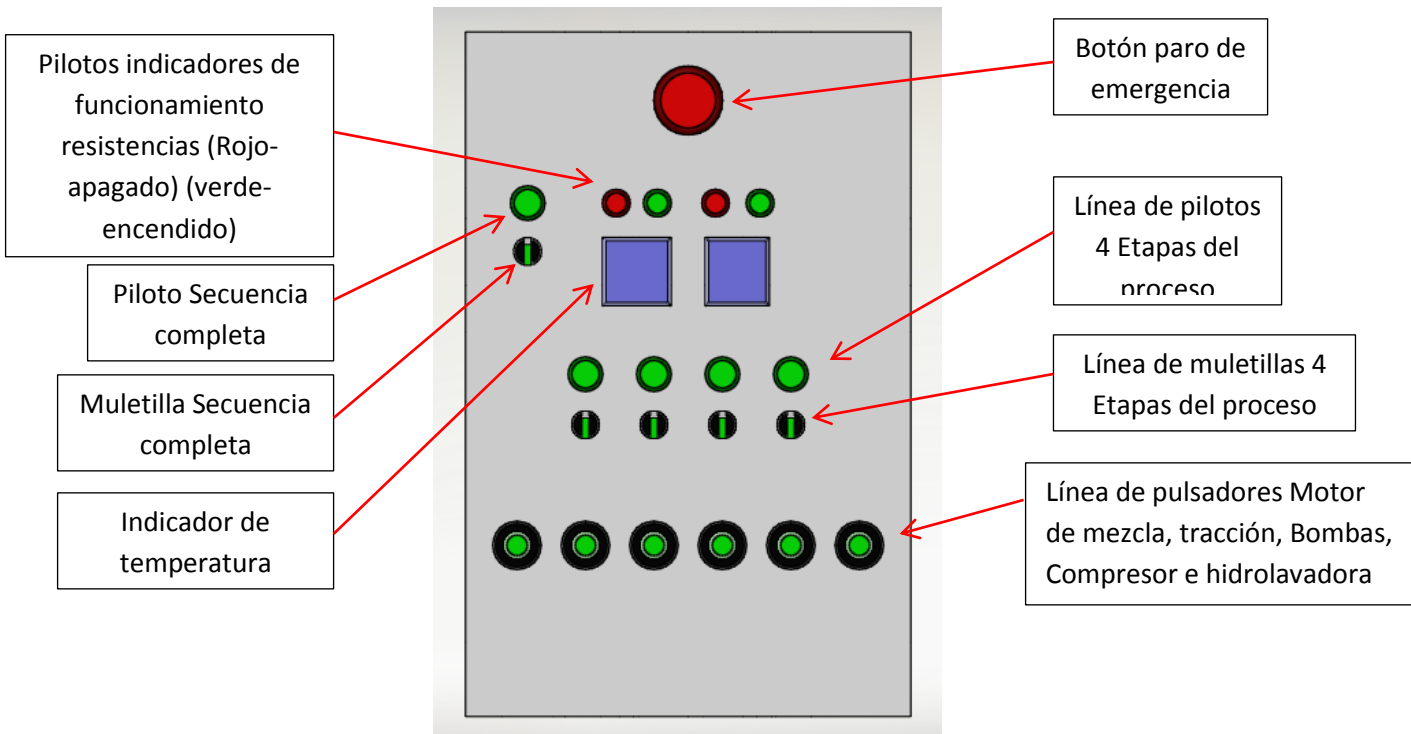


Figura 102. Tapa del tablero de control (descripción de los elementos)

Fuente: Autor del proyecto

16 MANUAL DE CONSTRUCCION Y MONTAJE

Este manual contiene toda la información necesaria, para la correcta instalación de la inyectora de poliuretano, para evitar roturas y peligros, se recomienda que lea atentamente este manual antes de proceder a realizar la instalación.

16.1 ADVERTENCIAS

Antes de detallar el manual se citan una serie de advertencias generales a tener en cuenta por el usuario y le serán de interés para salvaguardar tanto su seguridad como prolongar la vida útil de la máquina.

- ❖ El montaje de la inyectora debe ser realizado por personal especializado, según se requiera.
- ❖ Antes de empezar el montaje, leer el manual detalladamente
- ❖ Algunos de los componentes disponen de aristas cortantes. Se recomienda el uso de guantes, y equipos de seguridad industrial, según la tarea como se describe más adelante, para una mayor seguridad.
- ❖ El montaje debe realizarse sobre suelo estable
- ❖ Disponer de luz necesaria para trabajar cómodamente, sin obstáculos en la zona de montaje.
- ❖ Seguir atentamente las recomendaciones de este manual.

16.2 EQUIPO DE PROTECCION PERSONAL

Las condiciones de trabajo de un montaje de máquinas pese a las medidas preventivas que el proyecto pueda considerar, se necesitara algún tipo de protección personal.

Algunos equipos de seguridad como casco, lentes y calzado especial, son obligatorios, sin embargo según la tarea a ejecutar se necesitara de elementos adicionales de protección personal.

En el montaje de la inyectora de poliuretano, intervendrán algunas series de proceso, que necesitaran de equipos especiales como por ejemplo en el momento de soldar, la utilización de protección visual, guantes especiales de carnaza, y así en cada etapa se propondrá el equipo adecuado de protección personal.

16.2.1 PROTECCION DE LOS PIES

Las principales lesiones causadas en esta área se derivan del posible aplastamiento debido al manejo de equipos pesados, por tal razón es conveniente utilizar zapatos de seguridad industrial, de tipo bota con las siguientes recomendaciones.

- De cuero
- Suela antideslizante que asegura un agarre perfecto
- Casquillo metálico para protección a impactos.



Figura 103. Botas de protección industrial

Fuente:http://www.equipodeseguridadindustrial.com/modules.php?name=catalog&file=product_info&cPath=0_97_103&products_id=367

Fecha: 20 septiembre 2012

16.2.2 PROTECCION PARA MANOS Y PIEL

Las manos presentan el mayor riesgo de vulnerabilidad hacia lesiones accidentales, las raspaduras, cortes, quemaduras, fracturas, hasta amputaciones, que son evitables en su mayoría, con el uso adecuado del material de seguridad.

En el procedimiento de fabricación de ciertos elementos de la inyectora de poliuretano, se necesitaran guantes para soldar y guantes para manejo de piezas, y evitar quemaduras o cortes un la integridad del personal. Debe contener las siguientes recomendaciones.

Para aislar el calor al aplicar soldadura

- Guante confeccionado en carnaza
- Forro interno para hacerlo más resistente y duradero
- Suficientemente largo para protección del antebrazo



Figura 104. Guante para soldar

Fuente:http://www.equipodeseguridadindustrial.com/modules.php?name=catalog&file=product_info&cPath=0_24_116&products_id=87

Fecha: 20 septiembre 2012

Para operación y manejo de partes.

- Fabricado en cuero vaqueta o flor de piel de cerco curtida en cromo
- Tipo operador o electricista
- Debe cubrir la muñeca
- Recomendaciones para trabajo en mantenimiento general.



Figura 105. Guantes de operación

Fuente: http://www.equipodeseguridadindustrial.com/modules.php?name=catalog&file=product_info&cPath=0_24_116&products_id=441

Fecha: 20 septiembre 2012

16.2.3 PROTECCION VISUAL

Los fragmentos o esquirlas, el polvo, o la radiación son causantes de lesiones a nivel visual, por tal razón el uso de un elemento de protección es vital.

El uso de mascara para soldar y de uso gafas es necesario para la fabricación y montaje de la inyectora de poliuretano, con las siguientes recomendaciones.

Mascara de soldar

- Debe proteger ojos y cara
- Porta filtro rebatible y ventana de inspección rectangular
- Arnés con regulación
- Rebatimiento de la mascara



Figura 106. Mascara para soldar

Fuente: <http://www.libus.com.ar/ficha.php?id=160>

Fecha: 20 septiembre 2012

Gafas de uso general

- Patas flexibles y ajustables
- Mica en policarbonato con protección frontal y lateral
- Mica clara para visión clara



Figura 107. Gafas de uso general

Fuente:http://www.equipodeseguridadindustrial.com/modules.php?name=catalog&file=product_info&cPath=0_21_35&products_id=40

Fecha: 20 septiembre 2012

16.2.4 PROTECCION DE LA CABEZA

La cabeza es el área donde se debe tener mayor precaución, debido a que el golpe generado por cualquier objeto puede causar herida de consideración y hasta la muerte por tal razón el uso de casco es indispensable en el proceso.

Recomendaciones casco:

Resistente al impacto y a la penetración



Figura 108. Casco de protección industrial

Fuente:http://www.equipodeseguridadindustrial.com/modules.php?name=catalog&file=product_info&cPath=0_27_83&products_id=215

Fecha: 20 septiembre 2012

16.2.5 PROTECCION ADICIONAL

Es conveniente según la tarea a desarrollar utilizar ciertos elementos que facilitan y evitan el riesgo de contraer accidentes o por cuestiones de salubridad a largo plazo, como el uso de protección respiratoria, ropa adecuada y cómoda para trabajo industrial, delantales o perchas para soldar.



Figura 109. Elementos adicionales de protección

Fuente:http://www.equipodeseguridadindustrial.com/modules.php?name=catalog&file=product_info&cPath=0_100_120&products_id=295

Fecha: 20 septiembre 2012

16.3 FABRICACION DE EQUIPOS

Como primera medida se expondrán los elementos y equipos que necesitan de fabricación especial.

16.3.1 FABRICACION DE ESTRUCTURA PRINCIPAL

Es necesario cortar los elementos según las medidas del plano 7, 8, 9, 10 (Estructura principal). Luego de ello, se procederá a soldar en las juntas como se indica a continuación.

En primera instancia se suelda el marco superior e inferior, posteriormente se sueldan los apoyos verticales en los extremos, luego los refuerzos internos verticales, para finalizar con los refuerzos internos horizontales de la estructura.

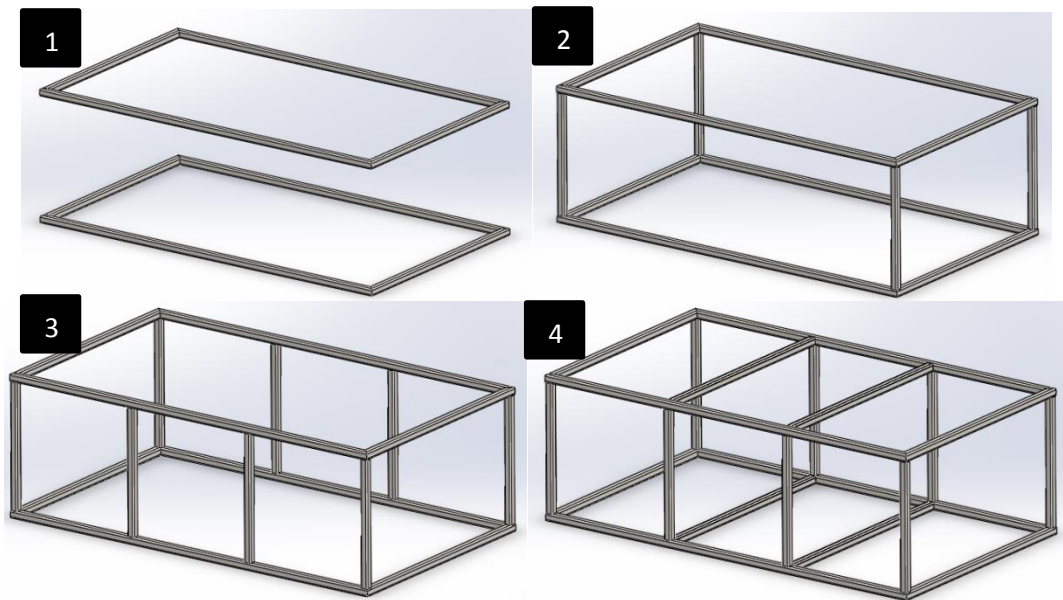


Figura 110. Fabricación del marco de la estructura principal

Fuente: Autor del proyecto

Luego del armar el marco de la estructura se procede a soldar la lámina principal, el apoyo del motor de tracción, la base y el tanque de alimentación, de la hidrolavadora.

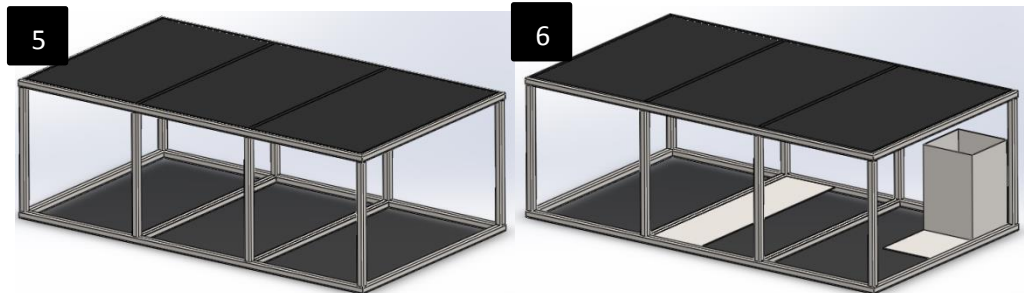


Figura 111. Fabricación de elementos adicionales a la marco principal

Fuente: Autor del proyecto

16.3.2 FABRICACION DE LA ESTRUCTURA DE LA ZONA DE MEZCLA

La estructura de la zona de mezcla está conformada por tramos de tubería estructural de 1/2" según el plano 11, 12, 13, 14 (Estructura zona de mezcla), y el desarrollo de fabricación se asemeja al de la estructura principal, partiendo del marco superior e inferior y luego el posicionamiento de los tramos verticales en los extremos así:

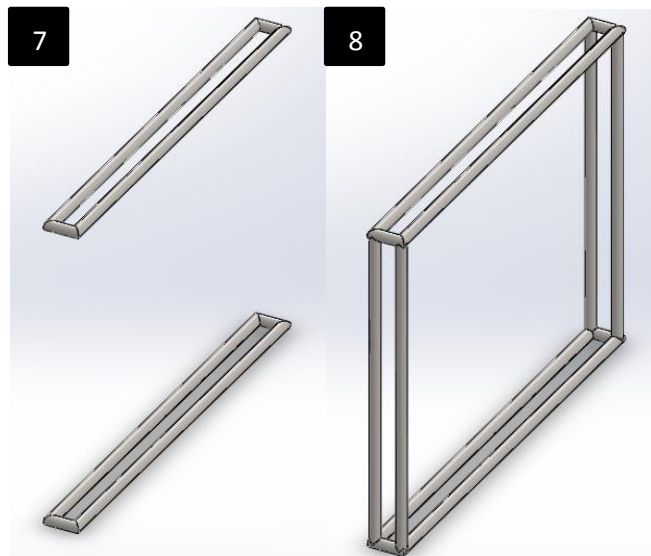


Figura 112. Fabricación de la estructura para la zona de mezcla

Fuente: Autor del proyecto

16.3.3 FABRICACION DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE POLIOL E ISOCIANATO

Otro de los equipos que necesitan de especial fabricación es el denominado tanque de almacenamiento de poliol e isocianato, los dos con dimensiones iguales, para ello es necesario contar con los elementos de protección necesarios para aplicación de soldadura.

Como primera medida, teniendo las piezas descritas en el plano 1., comenzamos a fabricar el cuerpo del tanque, partiendo desde la lámina plana calibre 27 según el cálculo del espesor del cilindro, y se forma un cilindro de 60 cm de diámetro.

Luego de formar el cilindro principal del tanque, se une el casco superior e inferior; Antes de unir el faldón del tanque realizamos las perforaciones indicadas para unión de la tubería y se suelda uniones del diámetro requerido, a las perforaciones creadas.

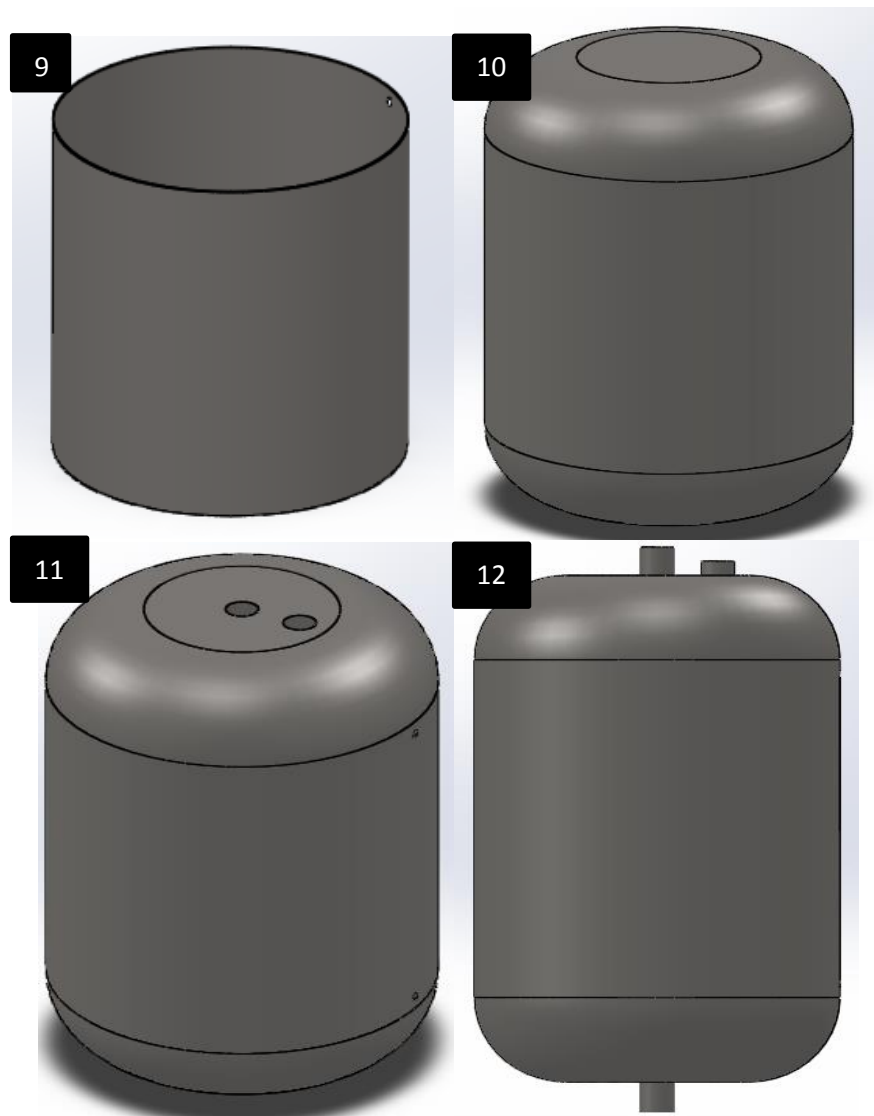


Figura 113. Fabricación del cuerpo del tanque de almacenamiento

Fuente: Autor del proyecto

Luego de crear el cuerpo del tanque, se fabrica el faldón partiendo de una lámina del calibre 32, y se forma el cilindro, unir el aro de soporte y crear luego las perforaciones de anclaje y de unión de tubería así:

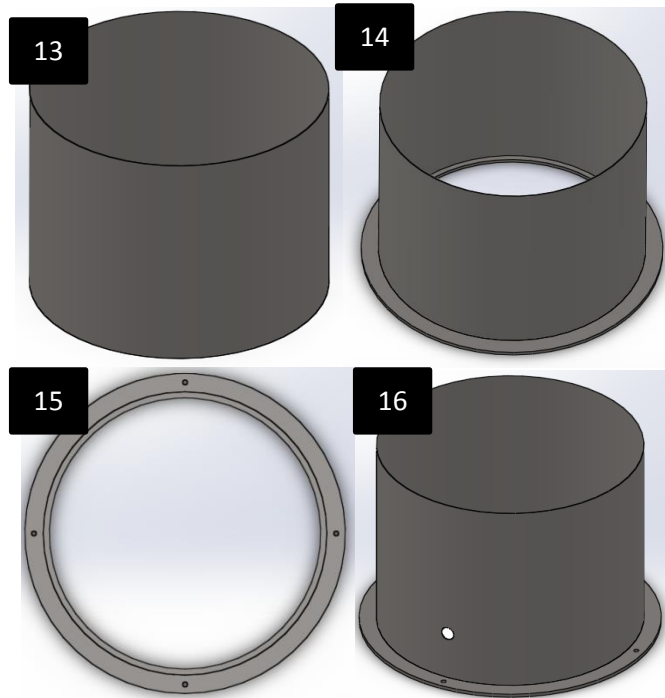


Figura 114. Fabricación del faldón del tanque de almacenamiento de producto

Fuente: Autor del proyecto

El paso a seguir es complementar el cuerpo del cilindro con la base de anclaje, y por último la ubicación del nivel del tanque en el costado, como se muestra a continuación:

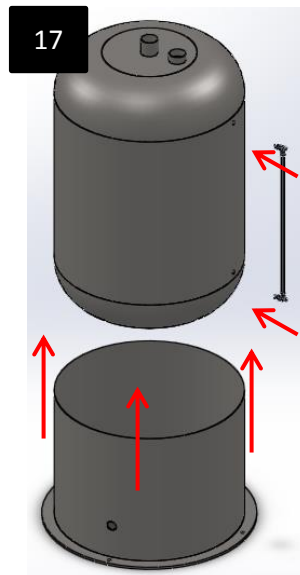


Figura 115. Unión de los componentes del tanque de almacenamiento de producto

Fuente: Autor del proyecto

De tal manera que el tanque de almacenamiento de producto se encuentra ya dispuesto para la ubicación sobre la estructura principal.

16.3.4 FABRICACION DE LA CAPSULA DE MEZCLA

Partiendo la lámina plana de espesor calculado, se forma el cilindro principal de la capsula de mezcla, para después unir el cono inferior y tapa, esta última, se adiciona las uniones de entrada de agua, aire y el aro de unión al motor de mezcla, posteriormente realizar las perforaciones indicadas en el plano 6.

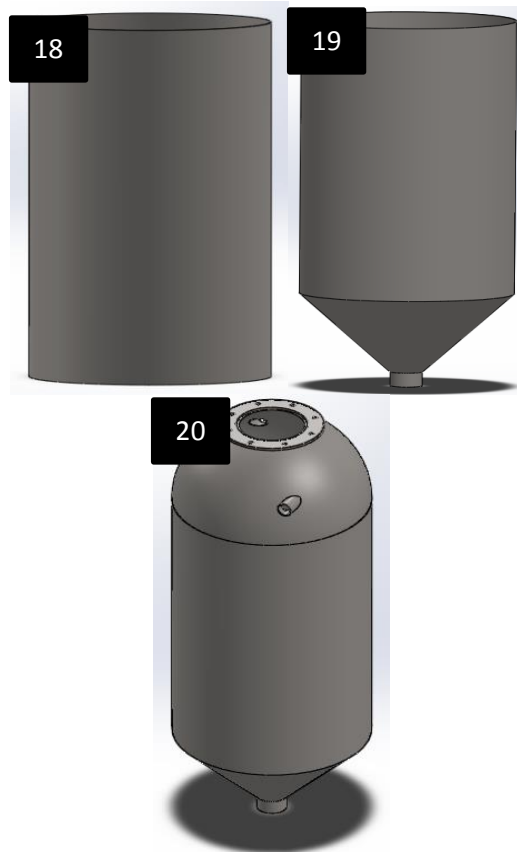


Figura 116. Fabricación del cuerpo de la capsula de mezcla

Fuente: Autor del proyecto

Como antes se ha mencionado al cuerpo de capsula de mezcla se le debe unir la guía de la boquilla, con las condiciones del plano 6, formando la pieza final.

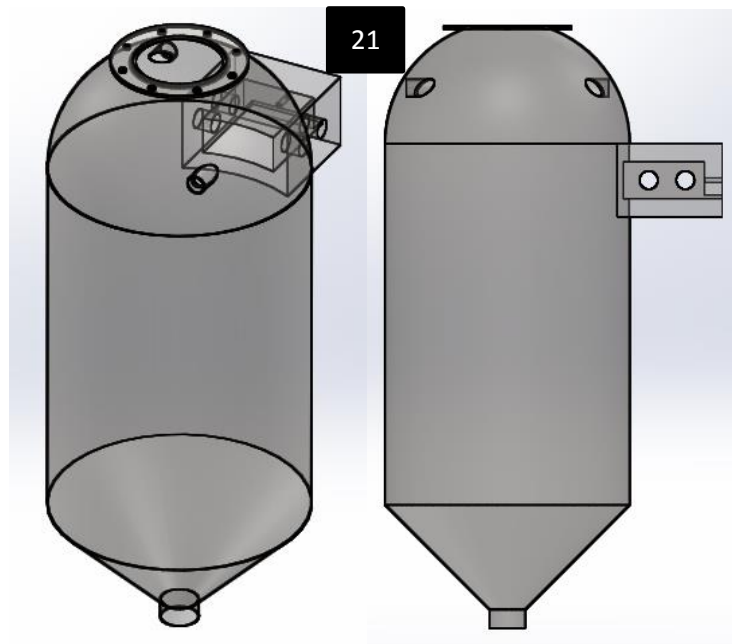


Figura 117. Unión de los componentes de la capsula de mezcla

Fuente: Autor del proyecto

16.4 MONTAJE DE LA INYECTORA DE POLIURETANO

Teniendo en cuenta que al realizar la fabricación de los elementos especiales que conforman la máquina, se completa los elementos y equipos que la conforman, se pasa al montaje y ubicación de las piezas.

De tal manera que teniendo en cuenta las consideraciones del proyecto, esta que da compuesta por los siguientes elementos:

Ítem	Elemento	Cantidad	Detalle
1	Estructura de tracción	1	La fabricación de la estructura se ha diseñado para soportar el peso de los elementos, para lo cual se diseño con tubería estructura de 40 x 40 x 1,5 mm con la consideraciones del caso según plano
2	Tanque de alimentación de la hidrolavadora	1	Incluido en la estructura

3	Eje de tracción	2	Sistema de tracción
4	Piñón y rueda	1	Según transmisión
5	Chumaceras y rodamientos	4	Según eje y diseño de rodamientos
6	Motor de tracción	1	Según selección
7	Ruedas de tracción	4	Según selección
8	Lamina de metálica principal	1	Espesor 1,5 mm Dimensiones perimetrales de la estructura
9	Tubería en PVC	1	Según consideraciones del sistema de bombeo, con los accesorios del caso
10	Manguera flujo de polioli e isocianato	1	Según consideraciones del sistema de bombeo
11	Electroválvula Sistema de bombeo	12	Especificaciones de selección
12	Bomba	2	Especificaciones de selección
13	Tanque de almacenamiento	2	Según plano, almacenamiento de polioli e isocianato
14	Base cilindro neumático	1	Según plano, tubería estructural
15	Cilindro neumático (zona de mezcla)	1	Según selección
16	Cilindro neumático (Bloque – boquilla)	1	Según selección
17	Compresor	1	Según selección
18	Manguera flujo de aire	1	Según sistema neumático, con los accesorios del caso
19	Electroválvula Sistema neumático	3	Según selección
20	Capsula de mezcla	1	Según plano
21	Mezclador Helicoidal	1	Según plano
22	Motor de mezcla	1	Según selección
23	Hidrolavadora	1	Según selección
24	Resistencia eléctrica	2	Según parámetro de fabricación
25	Sensor térmico	2	Según selección
26	Tablero de control	1	Según consideraciones del proceso
27	Variadores de frecuencia	4	Según selección
28	PLC	1	Según selección
29	Interruptor o braker principal	1	Según tablero de control
30	Contactador	6	Según tablero de control
31	relee	6	Según tablero de control
32	Cables de conexión	1	Según distancias de diseño
33	Accesorios de anclaje	-	Tornillos, abrazaderas,

Tabla 80. Componentes de la inyectora de poliuretano

Fuente: Autor del proyecto

16.4.1 ESTRUCTURA Y MECANISMO DE TRACCION

El primer paso para realizar el montaje de la inyectora es conformar el mecanismo de tracción, que es la base de la maquina teniendo en cuenta las dimensiones y posiciones descritas en el plano 16 (Ensamble de mecanismo de tracción).

Empezaremos con el ensamble de los ejes de transmisión, el piñón y rueda, las chumaceras, rodamientos y ruedas de tracción.

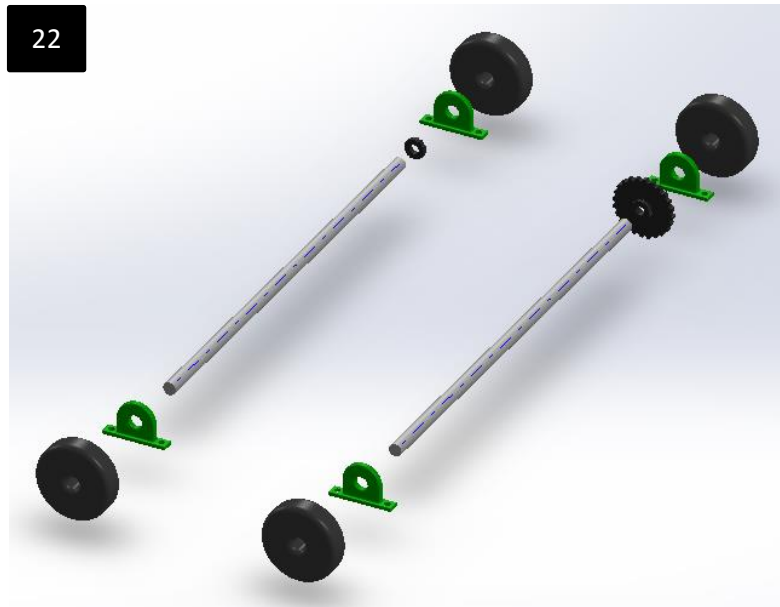


Figura 118. Ensamble mecanismo de tracción N° 1

Fuente: Autor del proyecto

El ensamble anterior se traslada a la estructura principal y se ubica según las especificaciones del plano 16., con los pernos de anclaje de las chumaceras, Luego de ello se coloca el motor de tracción y la cadena de transmisión.

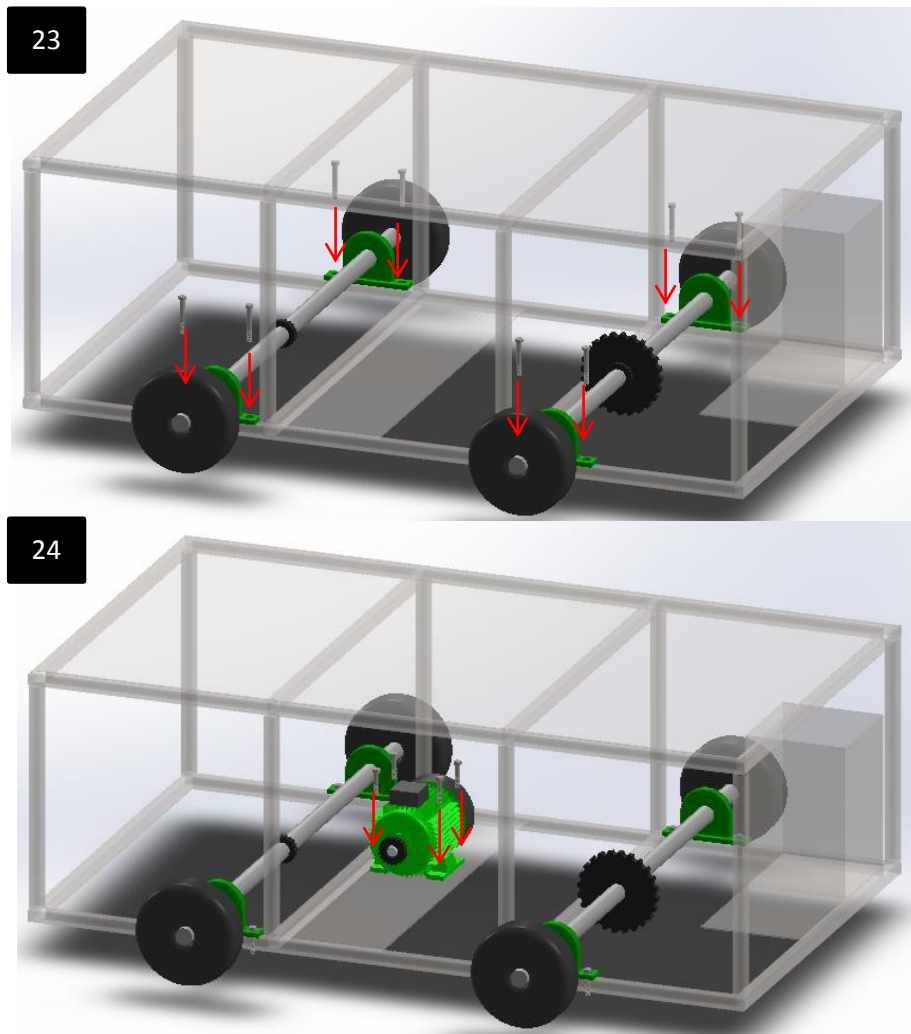


Figura 119. Ensamble mecanismo de tracción N° 2

Fuente: Autor del proyecto

16.4.2 COMPONENTES DEL SISTEMA DE BOMBEO

Teniendo la base de la maquina ensamblada, se pasa a ubicar los elementos sobre ella, comenzando por los equipos del sistema de bombeo.

16.4.2.1 TANQUES DE ALMACENAMIENTO DE POLIOL E ISOCIANATO

El tanque de almacenamiento de producto antes fabricado, se ubica según las indicaciones del plano 17., y se asegura con los pernos de anclaje calculados.

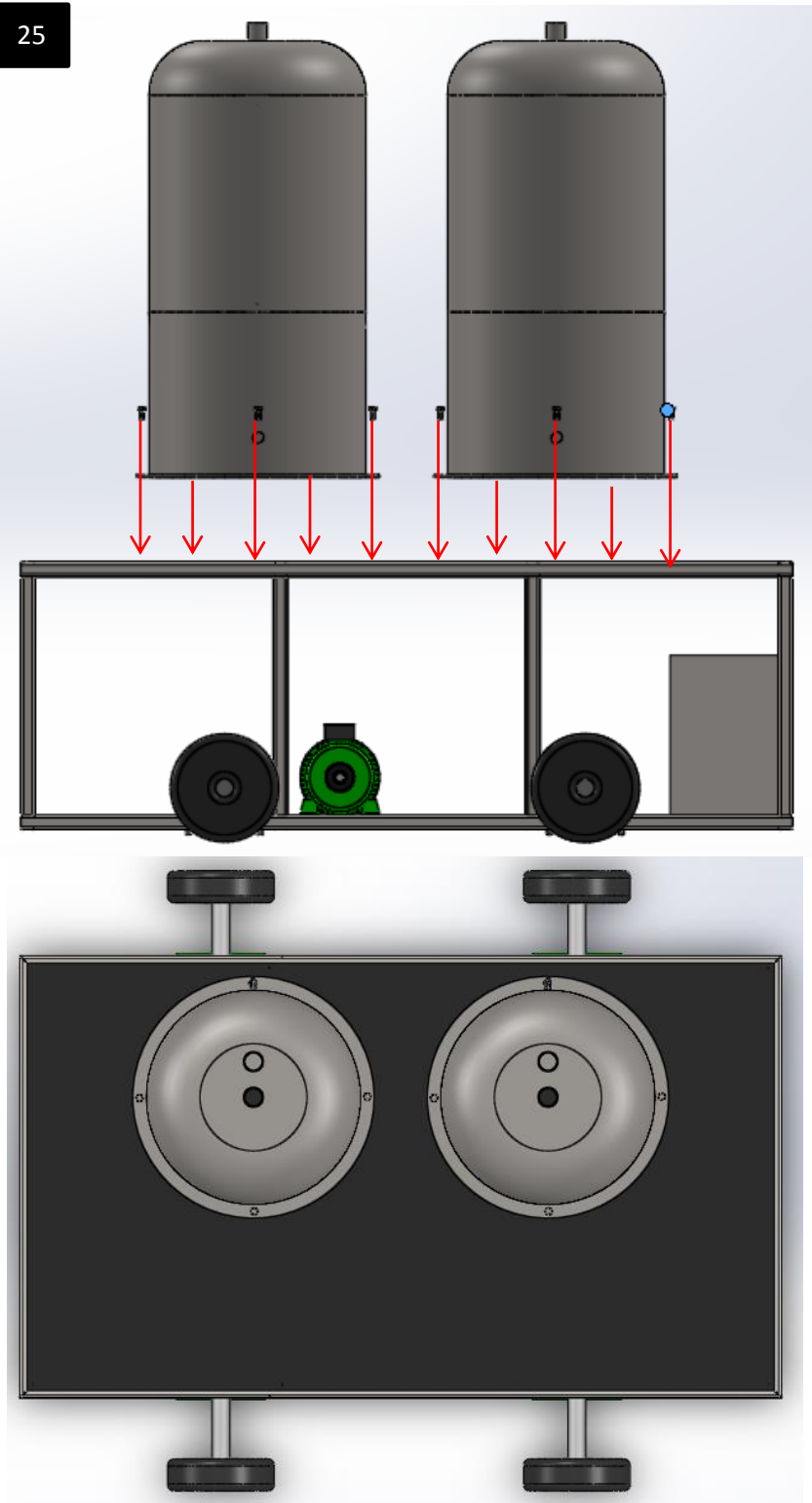


Figura 120. Ubicación del tanque de almacenamiento

Fuente: Autor del proyecto

16.4.2.2 TUBERÍA DEL SISTEMA DE BOMBEO

El plano 17., menciona la longitud de los tramos requeridos para la tubería en PVC del sistema, introduciendo en donde es indicado las electroválvulas del sistema, las bombas, y las resistencias eléctricas, para el polioli en el paso 26 y para el isocianato paso 27, recordemos que es el mismo esquema, solo que diferente dirección, se procede a ensamblar.

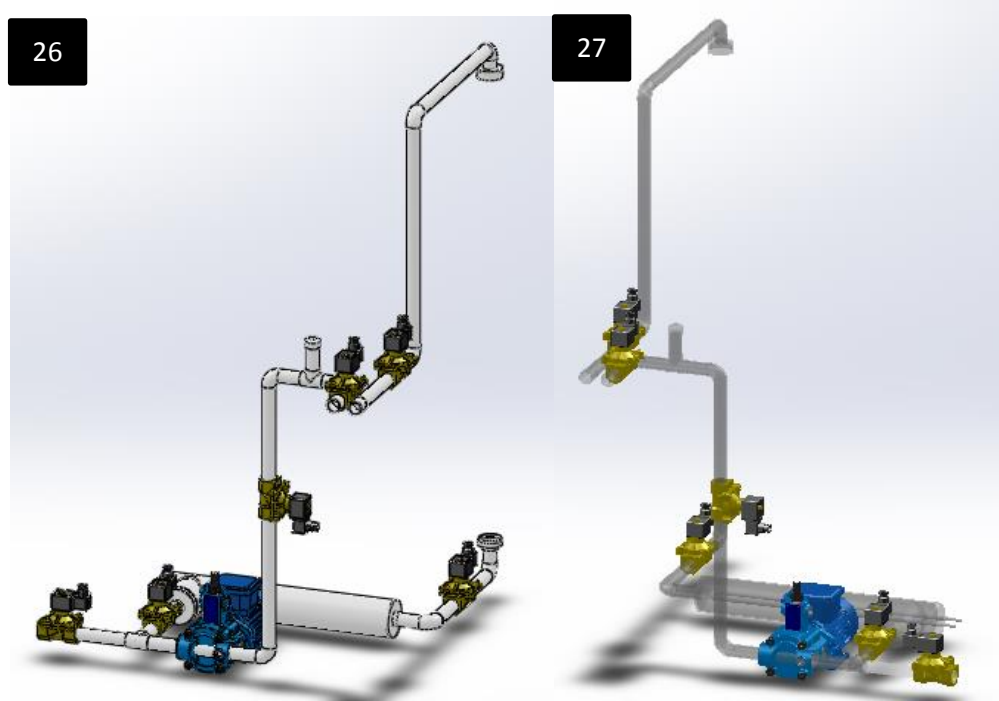


Figura 121. Ensamble de tubería del sistema de bombeo

Fuente: Autor del proyecto

El ensamble anterior se posiciona sobre la estructura principal según las indicaciones del plano 17., y se asegura las bombas con los pernos indicados anteriormente.

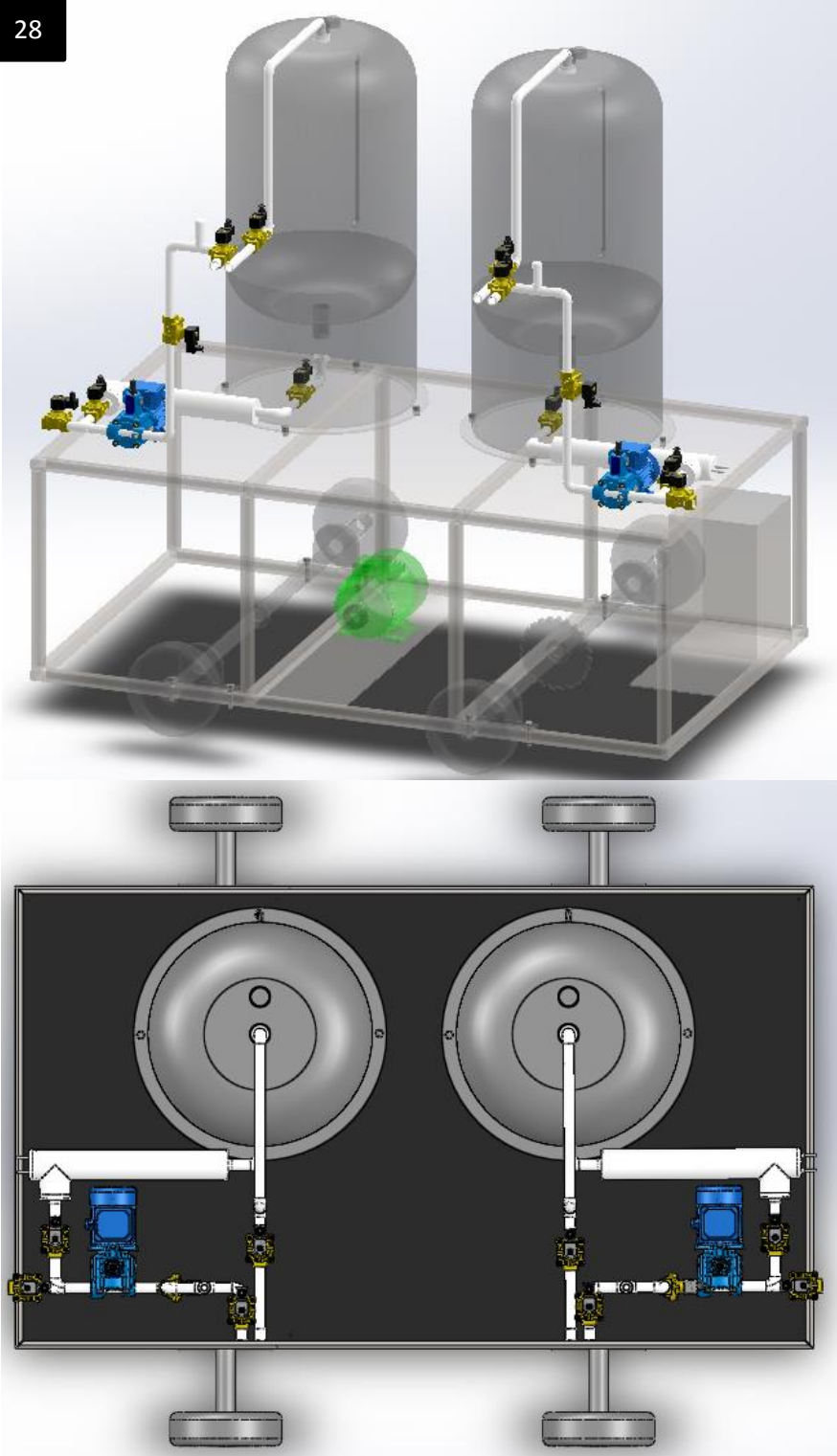


Figura 122. Ubicación de la tubería del sistema

Fuente: Autor del proyecto

16.4.3 ZONA DE MEZCLA

La zona de mezcla será ubicada en el punto medio de la máquina, el primer paso para ubicar los elementos que la componen es posicionar la estructura creada, seguido de los cilindros neumáticos, que se unirán a la capsula de mezcla fabricada, y por último el posicionamiento del motor y el mezclador helicoidal.

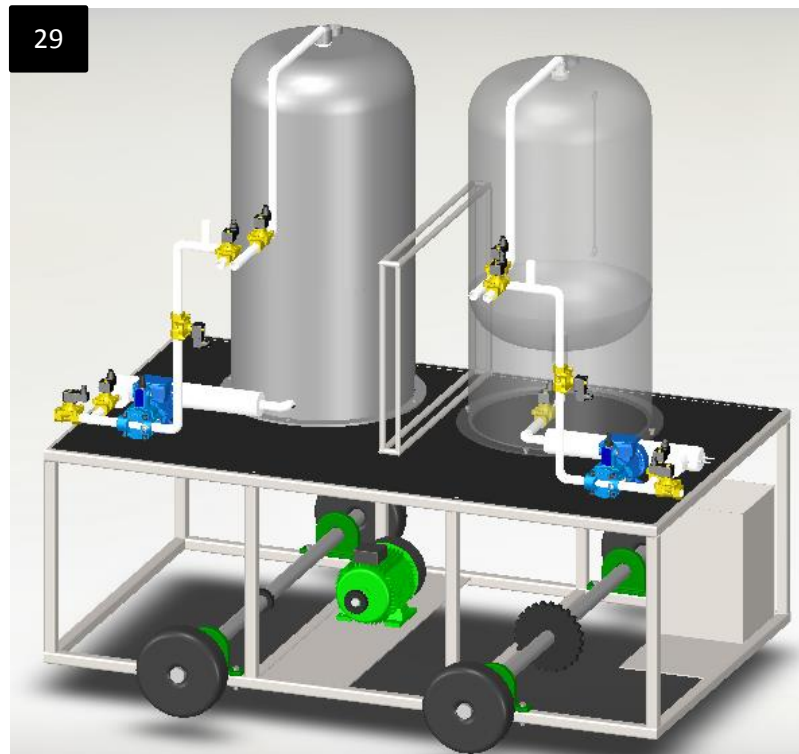


Figura 123. Ubicación de la estructura de la zona de mezcla

Fuente: Autor del proyecto

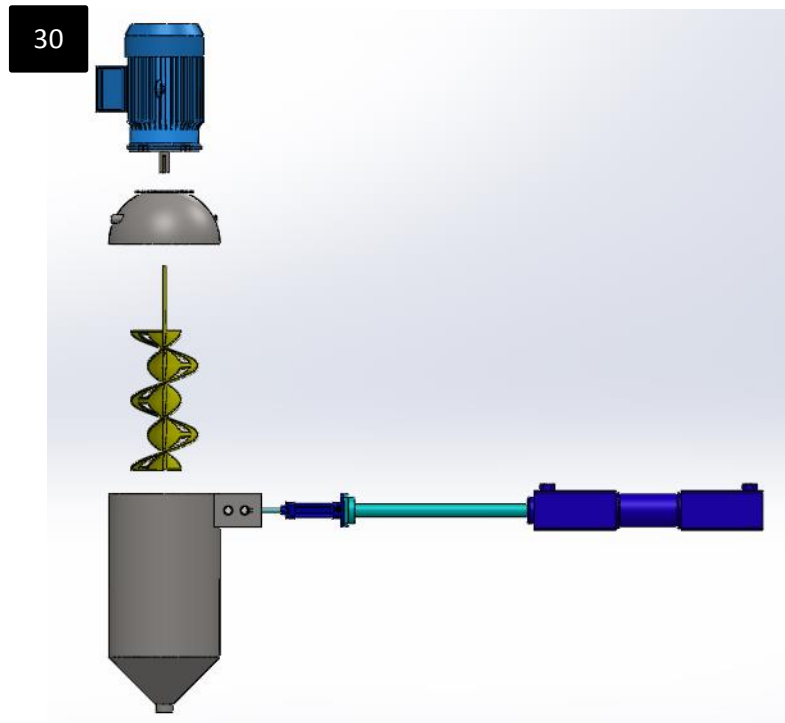


Figura 124. Ensamble de equipos en zona de mezcla

Fuente: Autor del proyecto

Luego de tener el ensamble anterior lo ubicamos sobre la estructura creada para sostener la zona de mezcla.

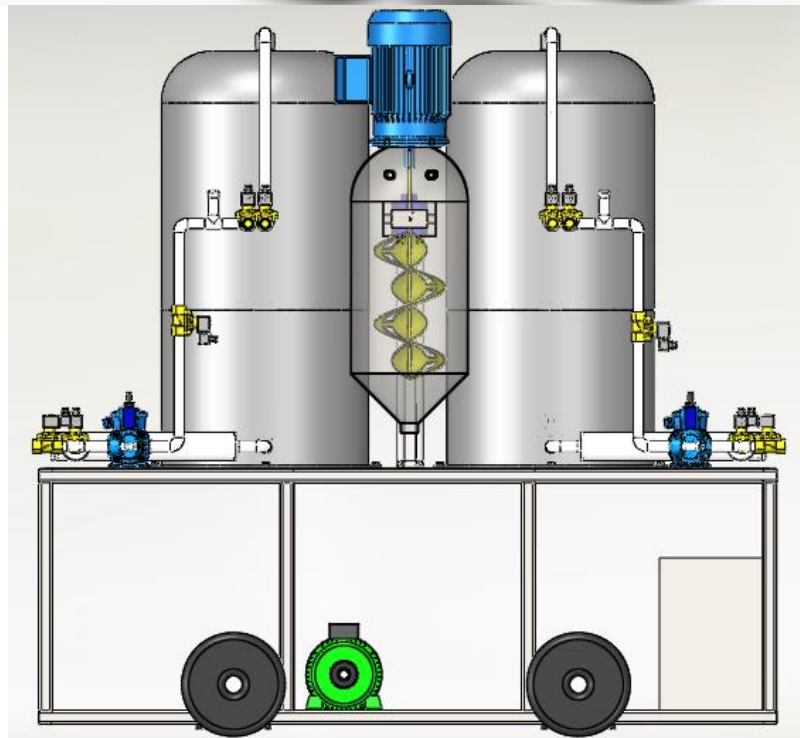
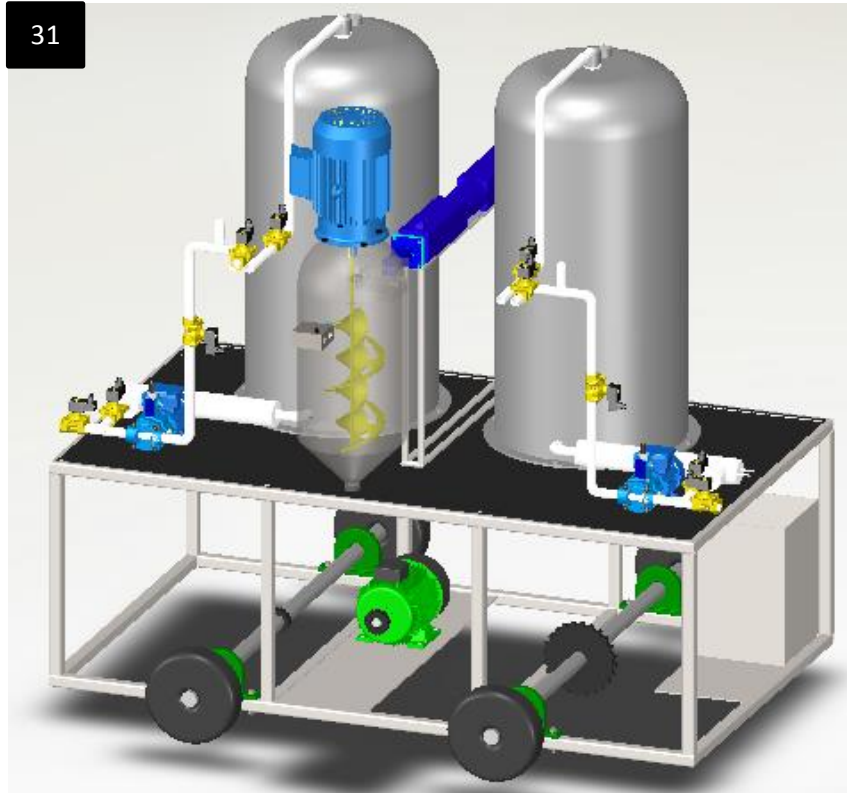


Figura 125. Ubicación de la zona de mezcla

Fuente: Autor del proyecto

Las mangueras flexibles del sistema de bombeo, se ubican en esta instancia, debido a que hasta este momento se posicionan los dos puntos fijos de sus extremos.

32

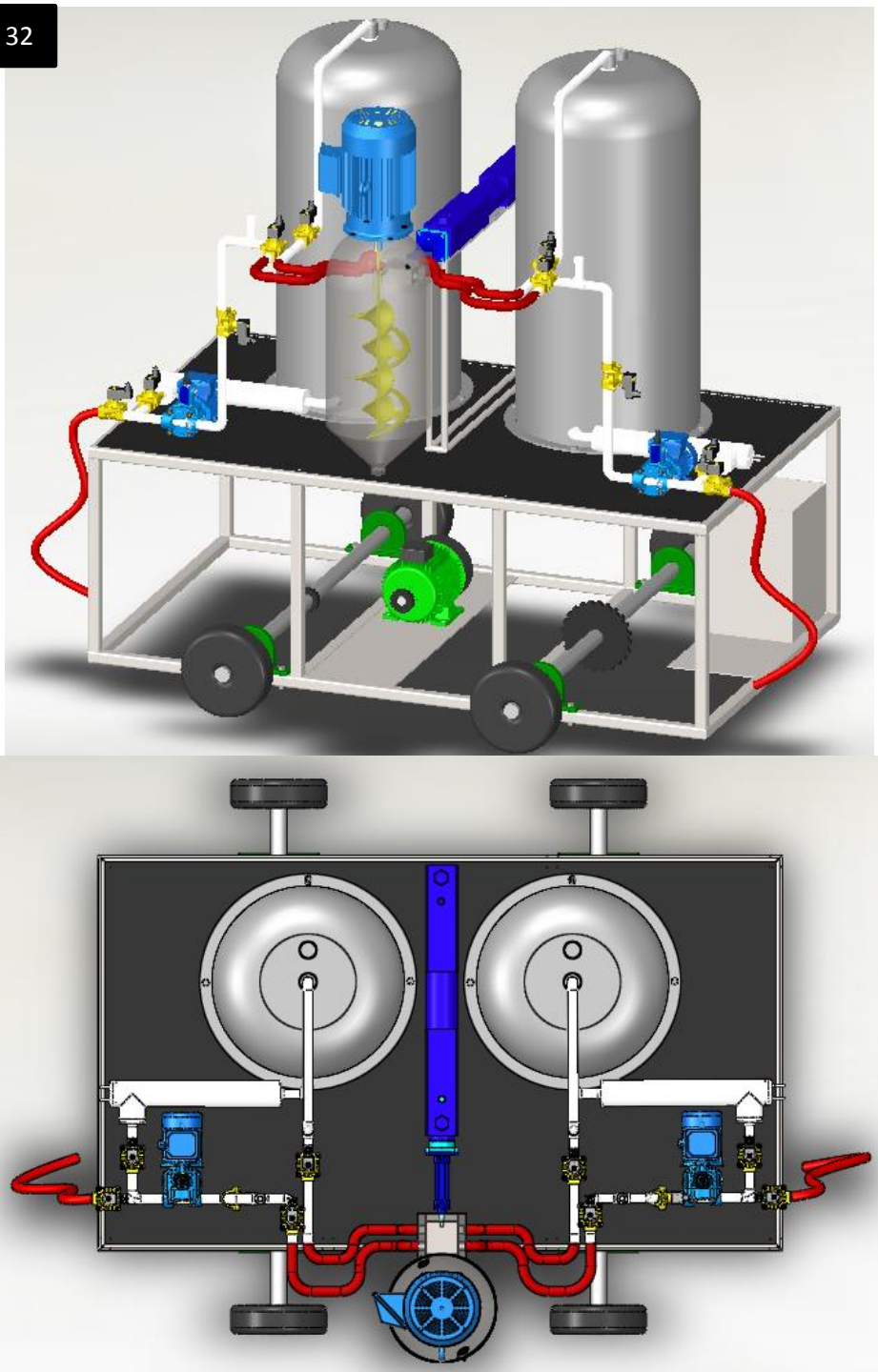


Figura 126. Ubicación de mangueras flexibles

Fuente: Autor del proyecto

16.4.4 COMPRESOR E HIDROLAVADORA

En la estructura principal se ha creado una base y un tanque para alimentación de la hidrolavadora, como se ha mencionado anteriormente, por otra parte en la parte superior de la estructura, sobre la lámina principal se ha de ubicar el compresor de aire.

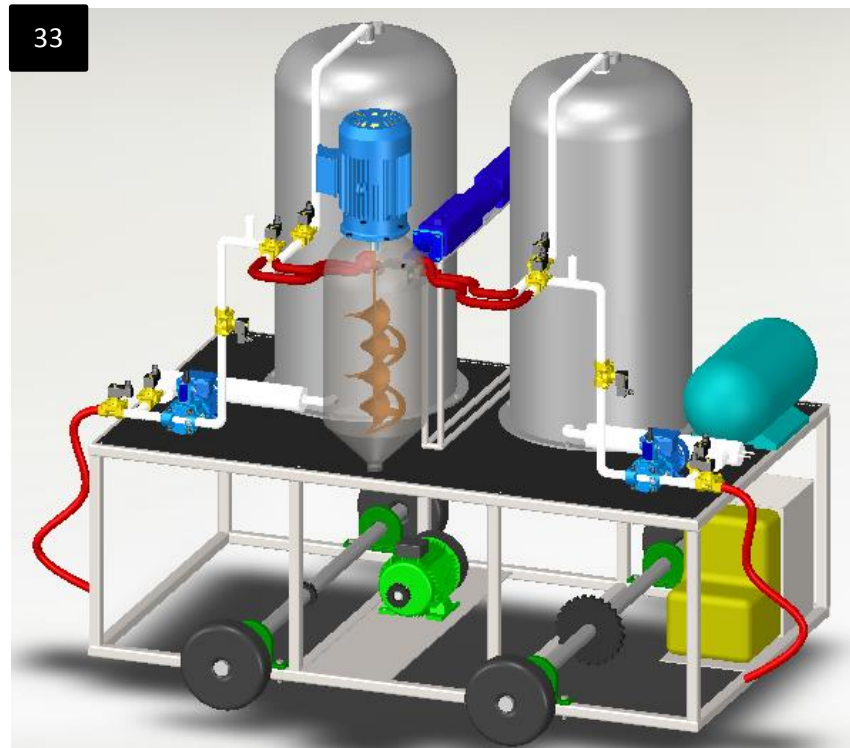


Figura 127. Ubicación del compresor e hidrolavadora

Fuente: Autor del proyecto

16.4.5 TABLERO DE CONTROL

Por último, se ha de posicionar, el tablero de control al costado opuesto del compresor y como se ha visualizado anteriormente los elementos internos y de la tapa se ubican según el plano 20.

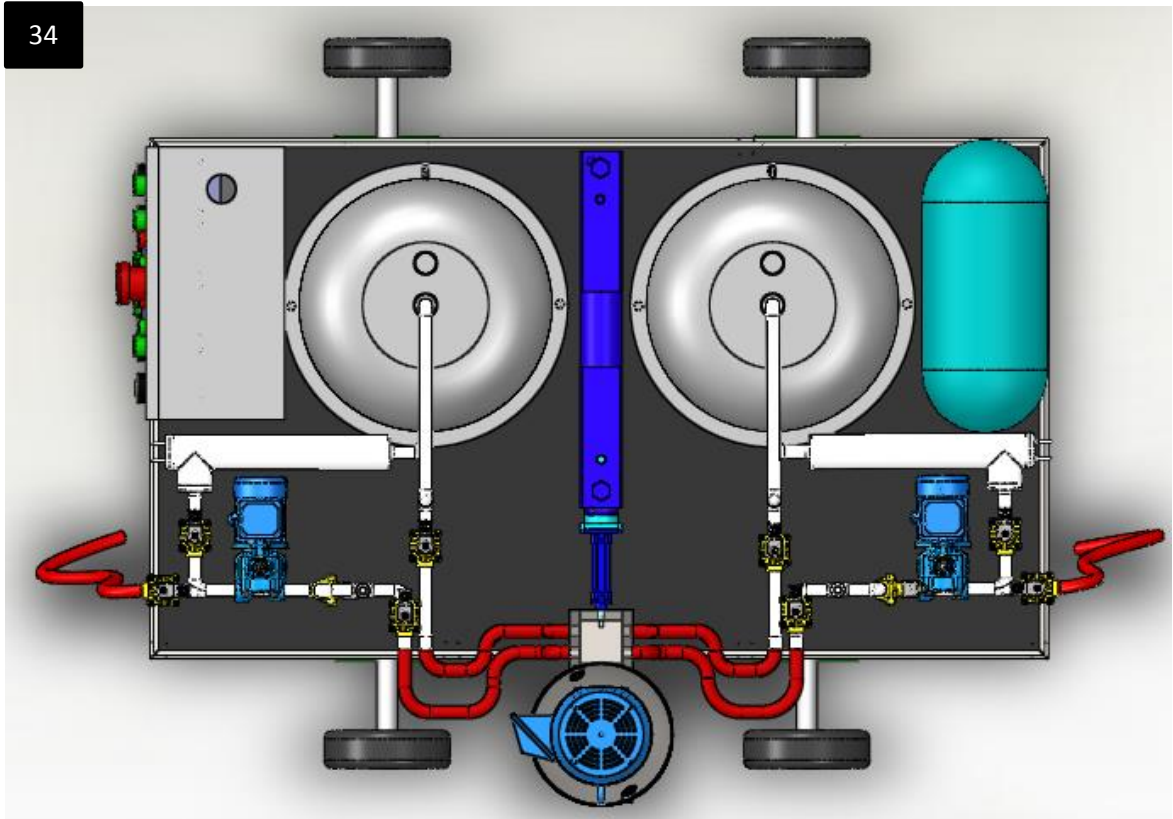


Figura 128. Ubicación del tablero de control

Fuente: Autor del proyecto

16.5 INYECTORA DE POLIURETANO

De tal manera que terminada la ubicación de los elementos que componen la inyectora de poliuretano, queda como se muestra a continuación.

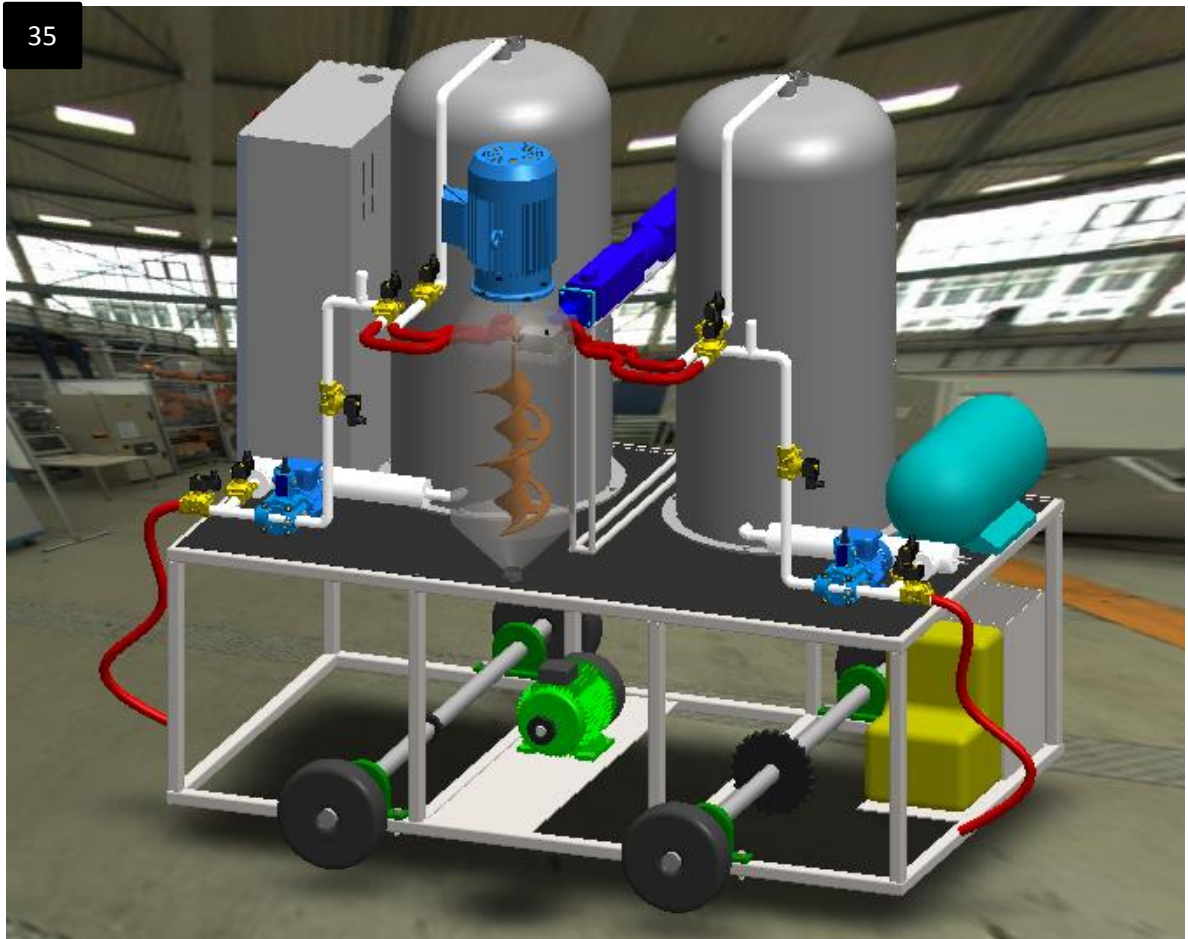


Figura 129. Inyectora de poliuretano

Fuente: Autor del proyecto

17 MANUAL DE MANEJO Y OPERACIÓN

En este documento se expondrán las precauciones y secuencias de operación de la maquina asegurando, el correcto funcionamiento de los equipos y elementos que la componen, además para evitar fallas en la etapa de producción.

17.1 CONTROLAR EL EQUIPO

Antes de cada puesta en marcha compruebe los siguientes puntos:

- Daños en los equipos y todos los componentes

Si el equipo presenta daños, NO ponga en funcionamiento, Deje que los daños y defectos sean eliminados sin demora.

- Nivel de Producto

La cantidad de polioli e isocianato, debe estar por encima del mínimo, para la fabricación de un panel de aislamiento térmico.

- Nivel de Agua

El nivel de agua es imprescindible para el funcionamiento de la hidrolavadora en la etapa de limpieza de la capsula de mezcla.

- Indicador de presión de aire

El indicador de presión de aire del compresor provee lecturas de la presión de aire dentro del tanque del compresor, para el funcionamiento de las electroválvulas del sistema neumático, y limpieza de la zona de mezcla.

- Indicador de temperatura

El indicador de temperatura se visualiza desde el tablero de control, y debe estar en el rango indicado.

- Equipos

Se debe tener en cuenta que los equipos que la componen estén en disposición de funcionamiento, esto se hace desde el PLC, el cual con indicadores luminosos, informan al operador que elemento esta energizado, según el orden de la automatización.

17.2 PRIMERA PUESTA EN MARCHA

Como la maquina contiene un sistema de bombeo, la primera precaución del manejo de las bombas, es la “purga”, para la cual se ha dispuesto dentro del esquema de la tubería un espacio, por el cual se introduce el fluido de manera manual.

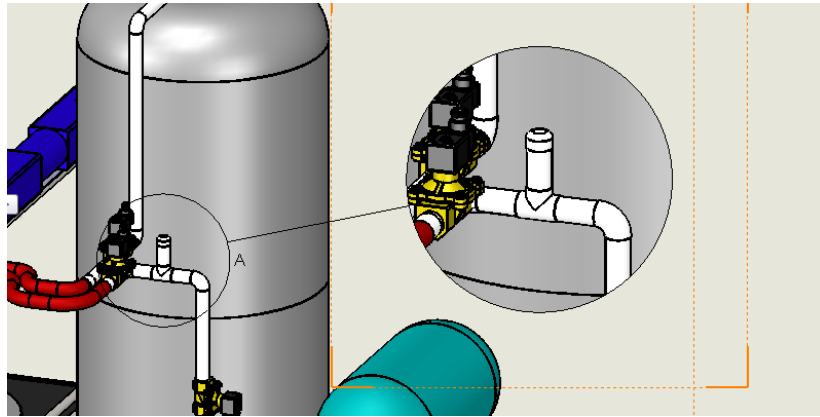


Figura 130. Detalle de espacio de purga

Fuente: Autor del proyecto

Seguido de la etapa de purga de las bombas no queda más que verificar los puntos para control del equipo y manejar las secuencias de producción desde el tablero de control.

17.3 PONER EN SERVICIO

La primera etapa involucra la alimentación de producto al tanque se han de posicionar, las canecas de polioli e isocianato, a un costado de la máquina, introducir los tramos de manguera flexible en las canecas y poner en funcionamiento la primera etapa de producción desde en tablero de control.

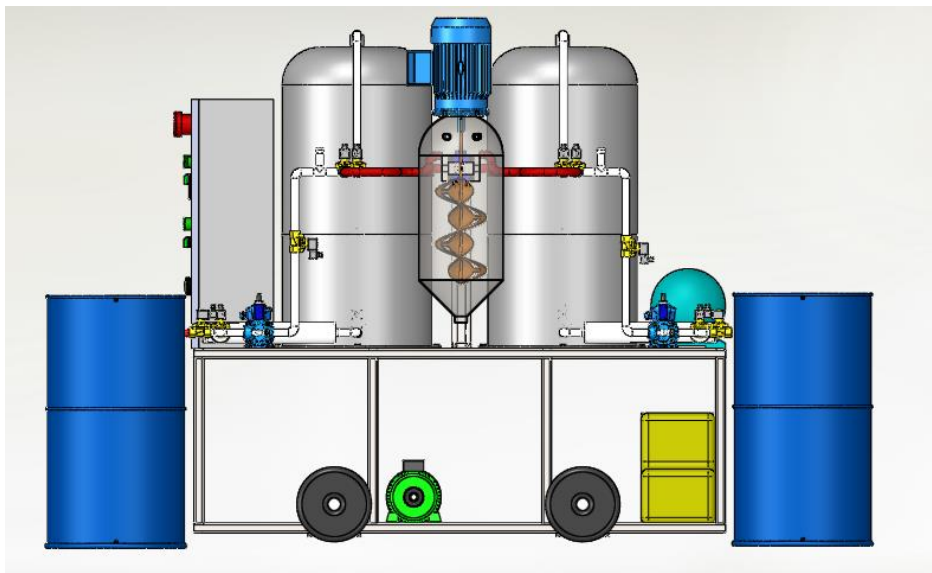


Figura 131. Alimentación al tanque de almacenamiento de polioli e isocianato

Fuente: Autor del proyecto

Con el fluido cargado en los tanques de la máquina, se procede a retirar las canecas, y limpiar la zona por donde se desplaza la máquina.

Las otras etapas de producción no involucran elementos externos, por lo cual se controla desde el tablero de principal, con una secuencia como se describe en la tabla 72.

El tablero principal, está diseñado para controlar la secuencia de producción según sea necesario, de tal manera que si se desea realizar en su totalidad, se acciona la muletilla que acciona la secuencia total, de otro modo, el tablero está compuesto por muletillas adicionales que controlan cada una de las 4 etapas del proceso.

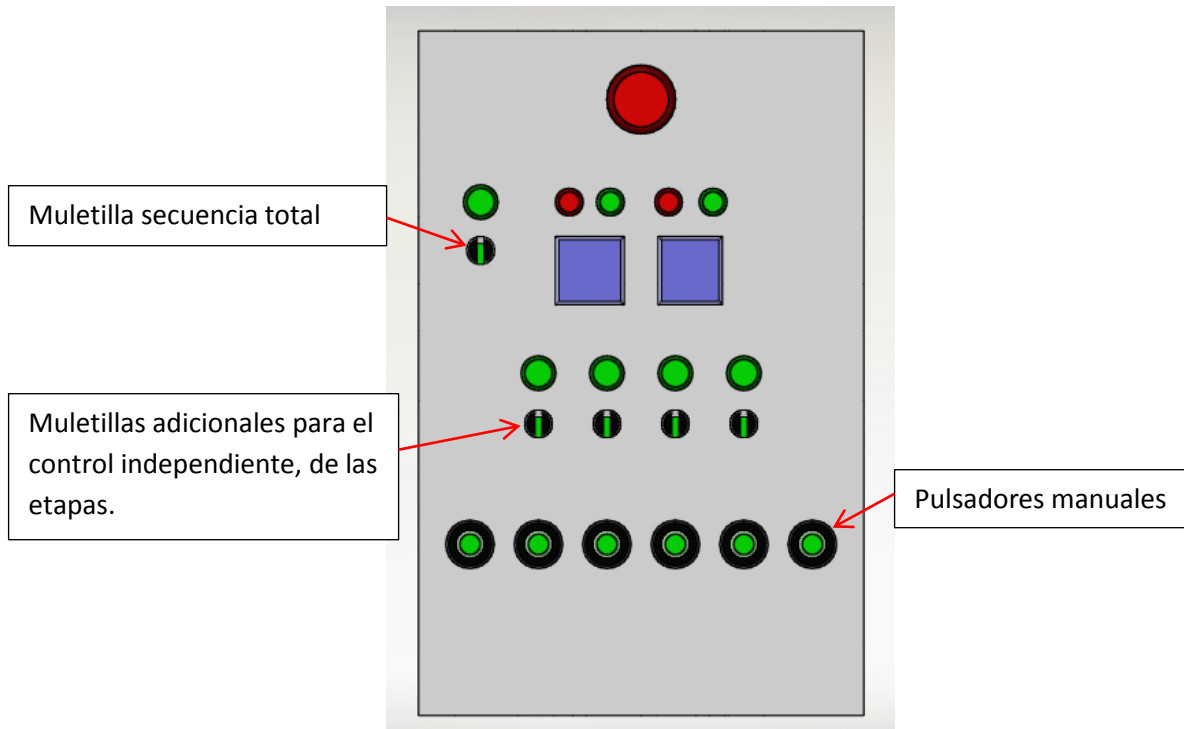


Figura 132. Indicaciones de manejo desde el tablero de control

Fuente: Autor del proyecto

Adicionalmente al tablero de control se ha involucrado pulsadores de acción inmediata, de los motores de tracción, mezcla, el compresor, la hidrolavadora, y las bombas, que proporcionan un manejo para la puesta inicial de la secuencia de automatización.

18 MANUAL DE MANTENIMIENTO

El objetivo principal de darle un mantenimiento a esta máquina, es lograr que no presente fallas ni paros, cuidando de cada uno de los elementos que la componen.

El mantenimiento a implementar en la inyectora de poliuretano debido a la innovación en funcionamiento se cataloga como preventivo y existen áreas críticas en la realización del mantenimiento y para esta máquina se consideraron las siguientes:

18.1 INSPECCIÓN

Se recomienda una inspección diaria de todo el equipo para encontrar piezas dañadas, fallas leves o imperfecciones en el equipo. La máquina debe ser monitoreada durante su operación para identificar anomalías en el proceso y éstas sean oportunamente corregidas.

Durante la operación de encontrar fallas en el proceso, se debe realizar una verificación de las conexiones de los equipos y la automatización de la máquina.

Si se ha encontrado roturas o fallas de piezas, se debe realizar la oportuna corrección o si es preciso, remplazar la pieza para evitar que el problema se agrave o afecte otros sistemas, y cause un paro prolongado en producción.

18.2 LIMPIEZA

Se tiene que mantener todos los componentes de los sistemas, completamente limpios, libre de polvo, grasa o poliuretano, ya que estos pueden hacer que la sincronía del sistema se desajuste o dañe y por consiguiente general algún daño a los equipos que la componen.

Es importante verificar la etapa de limpieza de la capsula de mezcla, se halla realizado correctamente, ya que el estancamiento de residuos en las paredes internas puede generar un cambio en las proporciones y calidad del siguiente panel a fabricar.

En cuanto a los filtros de las electroválvulas neumáticas es recomendable limpiar las cavidades semanalmente. Este tiempo está sujeto a condiciones de trabajo de la máquina.

La limpieza en la zona de desplazamiento de la maquina debe realizarse al finalizar la secuencia total, debido a que las entre la expulsión y ubicación de láminas para el siguiente panel, podrían caer residuos entorpecedores del proceso.

18.3 AJUSTE

Es indispensable analizar todos los tornillos de la estructura y los equipos en la base de la máquina, que pudieran llegar a aflojarse debido a las vibraciones, de ser necesario realizar un apriete severo.

Es recomendable verificar el ajuste de 1 a 3 meses para evitar daños.

18.4 LUBRICACIÓN

Una de las partes importantes en el mantenimiento, es la lubricación, que se lleva a cabo en los puntos y partes en constante fricción, dentro de los componentes a lubricar se encuentran los rodamientos, cadena de transmisión, y cilindros neumáticos, es necesario remover el exceso de lubricante con una estopa para evitar la contaminación de jugo o goteo.

Para el caso de los rodamientos, y la cadena de transmisión, estos deben ser suministrados de grasa recomendada por el fabricante, además de realizar un chequeo semanal para tener óptimas condiciones de la máquina.

Para los vástagos de los cilindros se debe utilizar un aceite de baja viscosidad, únicamente para evitar fricción.

Se debe mantener la unidad de mantenimiento del equipo neumático ya que esta, siempre se debe encontrar limpia y en magníficas condiciones, para evitar que el aire entre con basura, obstruya las mangueras y válvulas y finalmente no funcione.

Se espera que con el trabajo de la inyectora de poliuretano se ha de realizar un esquema completo de mantenimiento preventivo que involucre, las hojas de vida de los mecanismos y partes de la máquina, en consecuencia con el tiempo de trabajo y un completo plan de desarrollo de actividades de mantenimiento.

18.5 PLAN DE MANTENIMIENTO

ACCION	Diariamente antes de operación	Diariamente después de operación	Semestral	Anual
Control visual de todos los componentes con respecto a daños	●			
Control visual de estado de los equipos en el PLC	●			
Comprobación del nivel de poliol e isocianato	●	●		
Comprobación del nivel de agua en el tanque	●			
Control de presión de aire en el compresor	●			
Comprobación de elementos lubricados			●	
Comprobación de elementos de ajuste			●	
Limpiar o cambiar filtro de aire				●
Limpieza manual de la capsula de mezcla		●		
Limpiar general del equipo		●		

Tabla 81. Plan de mantenimiento

Fuente: Autor del proyecto

RESUMEN

Los mecanismos de inyección y la exploración de nuevas alternativas en materiales, además de la necesidad de controlar ciertos espacios para el manejo de productos, hace que surjan nuevos dispositivos que mejoren el proceso de fabricación de paneles de aislamiento térmico, aseguren la estabilidad y calidad de los productos refrigerados.

La inyectora de poliuretano, es un conjunto de elementos que facilita y mejora el proceso de inyección del producto, para la fabricación piezas que cumplan con especificaciones técnicas para el control de temperatura de espacios, según se requiera.

La máquina realizada en este proyecto, se hizo para ayudar a los trabajadores de la empresa DIAC, mejore sus condiciones de seguridad, y controle todas las etapas del proceso, de una manera sencilla con un alto margen de calidad del producto final, además de proponer un esquema innovador de inyección en Colombia.

CONCLUSIONES

- ✓ El diseño de la inyectora de poliuretano proyecta una mejoría en el proceso de producción de paneles de aislamiento térmico, con la garantía del control en cada etapa del proceso.
- ✓ Los sistemas de la maquina se diseñaron en pro, de mejorar las condiciones del procedimiento de inyección de poliuretano.
- ✓ Los manuales de maquina se realizaron con la finalidad, de que el personal a cargo, entienda y controle, el ensamble, manejo y mantenimiento de la inyectora de poliuretano.
- ✓ La calidad del proceso está sujeta al uso adecuado de los elementos y equipos involucrados.

BIBLIOGRAFIA

HAMROCK BERNARD J, JACOBSON Bo. Elementos de máquinas.1 Ed México, 1999. Editorial Mexicana Reg. ISBN 970-102799-X

NORTON Robert L. Diseño de máquinas. 1 Ed México: Nualcapal Juárez 1999. Editorial Mexicana Reg. ISBN 1080. 970-17-0257-3.

PERRY R. y colaboradores. Manual del Ingeniero Químico. Sexta edición. Editorial Mc Graw Hill. México 1999.

KENNETH J. Bombas selección, uso y mantenimiento. Editorial Mc Graw Hill.

MEGYESY Eugene F. Manual de recipientes a presión, diseño y calculo. Séptima edición 1992. Editorial limusa S.A de C.V. Reg. ISBN 968-18-1985-3.

POTTER Merle C. Mecánica de fluidos Tercera edición. Editorial Thomson.

CARTER Winfred O. Estructuras de acero, análisis y diseño. Primera edición 1992. Editorial limusa S.A de C.V. Reg. ISBN 968-18-4070-4.

RICHARD G. BUDYNAS, J. KEITH NISBETT. Diseño en Ingeniería Mecánica. Octava edición. Ed Mc Graw Hill.

LISTA DE TABLAS

	Página.
Tabla 1. Elementos básicos de la inyectora.....	37
Tabla 2. Volumen del fluido.....	39
Tabla 3. Volumen de cabezas.....	41
Tabla 4. Calculo de la Presión hidrostática.....	44
Tabla 5. Calculo de la presión interna.....	44
Tabla 6. Tipos de juntas soldadas.....	46
Tabla 7. Calculo del espesor del cilindro.....	47
Tabla 8. Calculo del espesor de la cabeza elipsoidal (TAPA).....	48
Tabla 9. Calculo del espesor de la cabeza elipsoidal (BASE).....	49
Tabla 10. Calculo de la junta circunferencial.....	51
Tabla 11. Calculo la junta longitudinal.....	51
Tabla 12. Calculo del esfuerzo real.....	54
Tabla 13. Calibres de lámina.....	55
Tabla 14. Equivalencia en calibre del espesor de los elementos del tanque.....	56
Tabla 15. Modulo de elasticidad para materiales ferrosos.....	57
Tabla 16. Areas de los pernos en la raiz.....	61
Tabla 17. Numero de pernos de anclaje.....	62
Tabla 18. Esfuerzo maximo permitido para pernos.....	62
Tabla 19. Temperatura de los fluidos.....	77
Tabla 20. Densidad de los fluidos.....	77
Tabla 21. Calculo de la viscosidad dinamica.....	78
Tabla 22. Calculo de la viscosidad cinemática.....	79
Tabla 23. Calculo del volumen de los fluidos.....	80

Tabla 24. Calculo del caudal.....	81
Tabla 25. Calculo de la velocidad de flujo.....	82
Tabla 26. Calculo del flujo másico.....	82
Tabla 27. Calculo del área de tubería.....	86
Tabla 28. Calculo del número de Reynolds.....	87
Tabla 29. Calculo del factor de fricción.....	88
Tabla 30. Calculo de las perdidas por fricción Caso N°1.....	89
Tabla 31. Coeficiente K de Accesorios de Inyectora de poliuretano.....	92
Tabla 32. Calculo del coeficiente K (succión) Caso N°1.....	92
Tabla 33. Calculo de las perdidas por accesorios (succión) Caso N°1.....	93
Tabla 34. Calculo de las pérdidas totales (succión) Caso N°1.....	93
Tabla 35. Calculo de las perdidas por fricción (Descarga) Caso N°1.....	94
Tabla 36. Calculo del coeficiente K (Descarga) Caso N°1.....	95
Tabla 37. Calculo de pérdidas por accesorios (Descarga) Caso N°1.....	96
Tabla 38. Calculo de las pérdidas totales (Descarga) Caso N°1.....	96
Tabla 39. Calculo de las pérdidas totales (Caso N°1).....	97
Tabla 40. Calculo de carga de trabajo de la bomba (Caso N°1).....	98
Tabla 41. Calculo de la potencia de la bomba (Caso N°1).....	100
Tabla 42. Calculo de potencia real de la bomba (Caso N°1).....	100
Tabla 43. Calculo de la potencia del motor trifásico (Caso N°1).....	101
Tabla 44. Calculo de las perdidas por fricción (Succión) Caso N°2.....	104
Tabla 45. Calculo del coeficiente K (Succión) Caso N°2.....	105
Tabla 46. Calculo de las perdidas por accesorios (Succión) Caso N°2.....	106
Tabla 47. Calculo de las perdidas totales (Succión) Caso N°2.....	106
Tabla 48. Calculo de las perdidas por fricción (Descarga) Caso N°2.....	107
Tabla 49. Calculo del coeficiente K (Descarga) Caso N°2.....	108
Tabla 50. Calculo de las perdidas por accesorios (Descarga) Caso N°2.....	109

Tabla 51. Calculo las perdidas totales (Descarga) Caso N°2.....	109
Tabla 52. Calculo de las perdidas totales del sistema Caso N°2.....	110
Tabla 53. Calculo de carga de trabajo Caso N°2.....	110
Tabla 54. Calculo de la potencia de la bomba Caso N°2.....	111
Tabla 55. Calculo de la potencia real de la bomba Caso N°2.....	112
Tabla 56. Calculo de la potencia del motor trifásico Caso N°2.....	112
Tabla 57. Recopilación potencia de las bombas.....	119
Tabla 58. Potencia requerida del impulsor.....	140
Tabla 59. Factor de seguridad.....	141
Tabla 60. Velocidades del cilindro según diametro.....	148
Tabla 61. Tipos de Resistencias eléctricas para calentar.....	171
Tabla 62. Dimensiones del cilindro A (Zona de mezcla).....	174
Tabla 63. Peso de elementos zona de mezcla.....	174
Tabla 64. Longitudes efectivas de columnas.....	182
Tabla 65. Peso de elementos Estructura principal.....	186
Tabla 66. Detalle elementos de la estructura principal.....	201
Tabla 67. Determinación del factor de servicio.....	207
Tabla 68. Valores de vida nominal para rodamientos.....	216
Tabla 69. Factores de cálculo para rodamiento rígidos de bolas.....	218
Tabla 70. Valores para en factor de ajuste de vida por fiabilidad.....	221
Tabla 71. Nomenclatura de los elementos de la inyectora.....	225
Tabla 72. Etapas del proceso.....	227
Tabla 73. Secuencia etapa de alimentación.....	229
Tabla 74. Secuencia etapa recirculación del producto.....	230
Tabla 75. Secuencia etapa de inyección de poliuretano.....	231
Tabla 76. Secuencia etapa de limpieza de la capsula de mezcla.....	233
Tabla 77. Potencia de los motores de la inyectora de poliuretano.....	234

Tabla 78. Descripción de los elementos internos del tablero de control.....	237
Tabla 79. Descripción de los elementos en la tapa del tablero de control.....	239
Tabla 80. Componentes de la inyectora de poliuretano.....	241
Tabla 81. Plan de mantenimiento.....	270

LISTA DE FIGURAS

	Pagina.
Figura 1. Proceso de espumacion del poliuretano.....	26
Figura 2. Medidas Panel de aislamiento térmico.....	33
Figura 3. Medidas Panel de aislamiento térmico.....	34
Figura 4. Base del molde de inyección.....	35
Figura 5. Tapa del molde de inyección.....	35
Figura 6. Moldeado del panel.....	37
Figura 7. Esquema básico de la inyectora.....	40
Figura 8. Dimensiones del tanque.....	45
Figura 9. Espesor del cilindro (tanque de almacenamiento).....	47
Figura 10. Espesor cabeza elipsoidal TAPA (tanque de almacenamiento).....	48
Figura 11. Espesor cabeza elipsoidal BASE (tanque de almacenamiento).....	50
Figura 12. Esfuerzo en el casco cilíndrico.....	52
Figura 13. Carga por viento.....	56
Figura 14. Calculo del soporte del faldon del tanque.....	58
Figura 15. Propiedades físicas del tanque (sin el faldón).....	59
Figura 16. Calculo de la deflexion maxima.....	63
Figura 17. Circulo de pernos.....	65
Figura 18.Union a tope típica.....	66
Figura 19.Soldadura tipo filete	69
Figura 20.Propiedades Físicas de la tapa del tanque	71
Figura 21. Vistas del tanque de almacenamiento de producto.....	73
Figura 22. Circuito de tubería del sistema de bombeo.....	75
Figura 23. Circuito de tubería, bomba, electroválvulas.....	83
Figura 24. Sistema de Bombeo (1 ^{er} Caso) Dirección del flujo.....	85

Figura 25. Flujo laminar o turbulento.....	102
Figura 26. Sistema de Bombeo (2 ^{do} Caso) Dirección del flujo.....	113
Figura 27. Clasificación de las bombas.....	114
Figura 28. Bomba centrífuga.....	116
Figura 29. Bomba de engranajes exteriores A.....	116
Figura 30. Bomba de engranajes exteriores B.....	116
Figura 31. Bomba de lobular A.....	117
Figura 32. Bomba lobular B.....	117
Figura 33. Bomba de paletas A.....	118
Figura 34. Bomba de paleta B.....	118
Figura 35. Solenoide energizado.....	120
Figura 36. Electroválvula Danfoss.....	120
Figura 37. Sistema de bombeo.....	123
Figura 38. Bloque boquilla.....	125
Figura 39. Propiedades físicas del Bloque boquilla.....	126
Figura 40. Base Capsula de mezcla.....	127
Figura 41. Dimensiones de la capsula de mezcla.....	127
Figura 42. Guia del bloque boquilla.....	129
Figura 43. Capsula de mezcla con bloque guía.....	130
Figura 44. Posiciones de la boquilla principal.....	130
Figura 45. Tapa capsula de mezcla.....	131
Figura 46. Impulsor de tipo axial (tipo marino).....	132
Figura 47. Impulsor de tipo axial (Aspas inclinadas).....	132
Figura 48. Impulsor de tipo radial (Turbina de aspas curvas).....	133
Figura 49. Impulsor de tipo radial (Impulsor de anclaje).....	133
Figura 50. Impulsor Helicoidal (Mezcladora de listón helicoidal).....	134
Figura 51. Hélices de entrada superior.....	135

Figura 52. Turbina de aspas planas.....	135
Figura 53. Mezcladora de hélice de entrada lateral.....	136
Figura 54. Mezclador de disco.....	137
Figura 55. Mezclador industrial.....	137
Figura 56. Longitud del aspa.....	138
Figura 57. Corte mezclador helicoidal.....	139
Figura 58. Sistema de mezcla.....	144
Figura 59. Pistón Neumático.....	145
Figura 60. Cilindro Neumático de simple efecto.....	146
Figura 61. Cilindro Neumático de doble efecto.....	147
Figura 62. Cilindro Neumático Tándem.....	147
Figura 63. Desplazamiento cilindro A.....	149
Figura 64. Desplazamiento cilindro B.....	150
Figura 65. Esquema de simulación de los actuadores.....	152
Figura 66. Propiedades físicas zona de mezcla.....	154
Figura 67. Propiedades físicas bloque boquilla.....	158
Figura 68. Esquema de funcionamiento de un compresor de pistón.....	161
Figura 69. Compresor de pistón.....	162
Figura 70. Esquema de funcionamiento de un compresor de paletas.....	162
Figura 71. Esquema de funcionamiento de un compresor Helicoidal.....	163
Figura 72. Compresor Roots.....	164
Figura 73. Sistema de mezcla y sistema neumático.....	167
Figura 74. Hidrolavadora marca Karcher.....	168
Figura 75. Tipos de chorro (Hidrolavadora).....	169
Figura 76. Apoyo de la zona de mezcla.....	175
Figura 77. Croquis de la estructura Zona de mezcla (Detalle de elementos a calcular).175	
Figura 78. Vista superior de la estructura zona de mezcla.....	176

Figura 79. Propiedades físicas de la estructura zona de mezcla.....	179
Figura 80. Vista superior de la estructura N°2.....	181
Figura 81. Croquis Estructura principal (Detalle de los elementos a calcular).....	187
Figura 82. Elemento A.....	188
Figura 83. Vista superior de la estructura principal N°1.....	189
Figura 84. Ubicación de cargas en la lámina principal.....	193
Figura 85. Lamina base (simulación).....	195
Figura 86. Propiedades físicas de la estructura principal.....	195
Figura 87. Vista superior de la estructura principal N°2.....	198
Figura 88. Elementos de la estructura principal.....	202
Figura 89. Soldadura a tope.....	203
Figura 90. Soldadura en esquinas.....	203
Figura 91. Partes unidas por soldadura.....	204
Figura 92. Detalle juntas soldadas (Esquina).....	203
Figura 93. Detalle juntas soldadas (Refuerzos).....	205
Figura 94. Transmisión por cadena.....	206
Figura 95. Dimensiones del rodamiento.....	222
Figura 96. Sistema de bombeo (descripción de las electroválvulas).....	228
Figura 97. Elementos principales de PLC.....	238
Figura 98. PLC.....	238
Figura 99. Tablero de control.....	240
Figura 100. Posición de elementos del tablero de control.....	240
Figura 101. Tapa del tablero de control.....	241
Figura 102. Tapa del tablero de control (descripción de los elementos).....	242
Figura 103. Botas de protección industrial.....	244
Figura 104. Guante para soldar.....	244
Figura 105. Guantes de operación.....	245

Figura 106. Mascara para soldar.....	245
Figura 107. Gafas de uso general.....	246
Figura 108. Casco de protección industrial.....	246
Figura 109. Elementos adicionales de protección.....	247
Figura 110. Fabricación del marco de la estructura principal.....	248
Figura 111. Fabricación de elementos adicionales al marco principal.....	248
Figura 112. Fabricación de la estructura para la zona de mezcla.....	249
Figura 113. Fabricación del cuerpo del tanque de almacenamiento.....	250
Figura 114. Fabricación del faldón del tanque de almacenamiento de producto.....	251
Figura 115. Unión de los componentes del tanque de almacenamiento de producto.....	251
Figura 116. Fabricación del cuerpo de la capsula de mezcla.....	252
Figura 117. Unión de los componentes de la capsula de mezcla.....	253
Figura 118. Ensamble mecanismo de tracción N° 1.....	255
Figura 119. Ensamble mecanismo de tracción N° 2.....	256
Figura 120. Ubicación del tanque de almacenamiento.....	257
Figura 121. Ensamble de tubería del sistema de bombeo.....	258
Figura 122. Ubicación de la tubería del sistema.....	259
Figura 123. Ubicación de la estructura de la zona de mezcla.....	260
Figura 124. Ensamble de equipos en zona de mezcla.....	261
Figura 125. Ubicación de la zona de mezcla.....	262
Figura 126. Ubicación de mangueras flexibles.....	263
Figura 127. Ubicación del compresor e hidrolavadora.....	264
Figura 128. Ubicación del tablero de control.....	265
Figura 129. Inyectora de poliuretano.....	266
Figura 130. Detalle de espacio de purga.....	268
Figura 131. Alimentación al tanque de almacenamiento de polioliol e isocianato.....	268
Figura 132. Indicaciones de manejo desde el tablero de control.....	268

LISTA DE GRAFICAS

	Pagina.
Grafica 1. Resistencia a la flexión en función de la densidad.....	34
Grafica 2. Resistencia a la tracción en función de la densidad.....	35
Grafica 3. Resistencia a la compresión en función de la densidad.....	35
Grafica 4. Pérdidas por fricción en válvulas y accesorios.....	89
Grafica 5. Diagrama Espacio – fase.....	149
Grafica 6. Diagrama Espacio – tiempo.....	149
Grafica 7. Consumo especifico de aire.....	154
Grafica 8. Diagrama de fuerzas y momentos elemento 1 N°1.....	175
Grafica 9. Diagrama de fuerzas y momentos elemento 1 N°2.....	178
Grafica 10. Diagrama de fuerzas y momentos elemento 2.....	180
Grafica 11. Diagrama de fuerzas y momentos elemento 1 N°1.....	189
Grafica 12. Diagrama de fuerzas y momentos elemento 1 N°2.....	195
Grafica 13. Diagrama de fuerzas y momentos elemento 2.....	197
Grafica 14. Selección del paso (Piñón 19 dientes).....	211
Grafica 15. Diagrama de momentos y cargas para el eje de transmisión.....	219
Grafica 16. Valores de viscosidad cinemática en función del diámetro medio.....	222
Grafica 17. Factor de vida por condiciones de funcionamiento y material.....	223

LISTA DE ANEXOS

- Anexo A. Brochure DIAC.
- Anexo B. Hoja técnica poliuretano OLAFLEX
- Anexo C. Catalogo de bombas INOXPA
- Anexo D. Catalogo Válvulas para aplicaciones industriales DANFOSS.
- Anexo E. Catalogo Motores trifásicos SIEMENS.
- Anexo F. Sistema neumático inyectora de poliuretano.
- Anexo G. Catalogo Cilindros Normalizado DNC FESTO
- Anexo H. Catalogo Cilindros de carrera corta y cilindros compactos FESTO
- Anexo I. Catalogo de compresores reciprocantes KAESER.
- Anexo J. Catalogo Válvulas de estrangulación y antirretorno FESTO.
- Anexo K. Catalogo Electroválvulas VUVG/Terminal de válvulas tipo 26 VTUG.
- Anexo L. Catalogo Electroválvulas MH1 Miniaturizadas.
- Anexo M. Catalogo de Hidrolavadora para uso del hogar K 2.150 KARCHER.
- Anexo N. Catalogo de sensores de temperatura MNBT 3260 DANFOSS.
- Anexo Ñ. Catalogo Perfil estructural COLMENA.
- Anexo O. Catalogo de productos ACESCO.
- Anexo P. Estudio de análisis lamina estructural principal.
- Anexo Q. Catalogo Motores eléctricos SIEMENS.
- Anexo R. Ficha técnica rueda de tracción.
- Anexo S. Catalogo productos SKF.
- Anexo T. Catalogo de variadores de frecuencia micromaster SIEMENS.
- Anexo U. Catalogo de PLC SIMATIC 07 SIEMENS.

LISTA DE PLANOS

Plano 1. Cilindro Tanque

Plano 2. Faldón

Plano 3. Tanque de almacenamiento de polioliol e isocianato

Plano 4. Tubería del sistema de bombeo

Plano 5. Bloque boquilla

Plano 6. Capsula de mezcla

Plano 7. Estructura principal Elemento A y B

Plano 8. Estructura principal Elemento C

Plano 9. Estructura principal Elemento D

Plano 10. Estructura principal

Plano 11. Estructura zona de mezcla Elemento 1

Plano 12. Estructura zona de mezcla Elemento 2

Plano 13. Estructura zona de mezcla Elemento 3

Plano 14. Estructura zona

Plano 15. Mecanismo de tracción

Plano 16. Ensamble mecanismo de tracción - estructura principal

Plano 17. Ensamble del tanque de almacenamiento - Estructura principal

Plano 18. Ensamble tubería del sistema – Estructura principal

Plano 19. Ensamble zona de mezcla – Estructura principal

Plano 20. Ensamble compresor, tablero de control e hidrolavadora – Estructura principal

Plano 21. Inyectora de poliuretano (Vistas)

Plano 22. Inyectora de poliuretano.