

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NUCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



**DISEÑO DE UN SISTEMA DE COMPUERTAS QUE
IMPIDA LA ADMISIÓN DE PARTÍCULAS NO DESEADAS A
LOS HORNOS DE SECADO EN LAS LÍNEAS DE FONDO Y
ESMALTE DEL SISTEMA DE PINTURA DE MMC
AUTOMOTRIZ S.A.**

REALIZADO POR:

NUMAN SALVADOR PERALES LUNA

**TRABAJO DE GRADO PRESENTADO COMO REQUISITO PARCIAL
PARA OPTAR AL TÍTULO DE:**

INGENIERO MECÁNICO

Puerto la Cruz, Mayo de 2009.

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NUCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



**DISEÑO DE UN SISTEMA DE COMPUERTAS QUE
IMPIDA LA ADMISIÓN DE PARTÍCULAS NO DESEADAS A
LOS HORNOS DE SECADO EN LAS LÍNEAS DE FONDO Y
ESMALTE DEL SISTEMA DE PINTURA DE MMC
AUTOMOTRIZ S.A.**

Ing. Richard Estaba
Asesor Académico

Ing. Franklin Ramírez
Asesor Industrial

Puerto la Cruz, Mayo de 2009.

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NUCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



**DISEÑO DE UN SISTEMA DE COMPUERTAS QUE
IMPIDA LA ADMISIÓN DE PARTÍCULAS NO DESEADAS A
LOS HORNOS DE SECADO EN LAS LÍNEAS DE FONDO Y
ESMALTE DEL SISTEMA DE PINTURA DE MMC
AUTOMOTRIZ S.A.**

El jurado hace constar que asignó a esta tesis la calificación de:

EXCELENTE

Ing. Gaetano Sterlacci

Jurado Principal

Ing. Francisco García

Jurado Principal

Puerto la Cruz, Mayo de 2009.

RESOLUCIÓN

De acuerdo a lo contenido en el artículo 44 del reglamento de trabajo de grado de la Universidad de Oriente:

“Los trabajos de grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y solo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario”.

DEDICATORIA

Este triunfo y sueño hecho realidad significa mucho para mí y es por ello que se lo dedico, a quienes quiero, respeto y admiro:

✚ *A mi Dios querido, bondadoso y misericordioso*, porque todo se lo debo a el (mi fuerza y mi esperanza).

✚ *A mi madre Tibizay Luna*, porque eres digna de admirar.

✚ *A mi padre Numan Perales*, amigo fiel.

✚ *A mis hermanos Carolina y Eduardo*, los quiero y respeto.

✚ *A mi abuela Balbina y mis tías Luz Maria y Narcisa*, por el apoyo brindado y sobre todo por haber creído en mí.

✚ *A mis amigos de Menfasyg*, por haberme demostrado lo grandes amigos que son.

✚ *A mis compañeros de clase y estudio*, por haber compartido conmigo tanto tiempo en las aulas de clases y haberme brindado su amistad y apoyo incondicional.

✚ *A mis hermanos del Centro Cristiano la Victoria*, los quiero.

AGRADECIMIENTO

- ✚ *Primeramente a mi Dios*, por llenarme de fortaleza, salud, paciencia, prosperidad y ganas de seguir adelante, por haber estado conmigo en todo momento... Gracias mi señor, sin ti no lo hubiera logrado!.

- ✚ *A mi madre linda Tibizay Luna “mi negrita”*, que siempre estuvo conmigo, brindándome su apoyo y amor, guiándome, soportándome y nunca haberme dejado solo... Gracias mami, te quiero.

- ✚ *A mi padre y amigo Numan Perales*, que al igual que mi mamá me fue de gran ayuda y apoyo. Por haber estado allí en todo momento cuando lo necesite. No te perdí pinta porque soy tu retrato, te quiero Numan.

- ✚ *A mis tías Luz María, Narcisa, Yuraima Almeida y Aidé Almeida*, por haberme apoyado, ayudado cuando lo necesite y sobre todo haber creído en mí. Las quiero mucho.

- ✚ *A mi amiga Ericka*, que siempre estuvo conmigo en las buenas y malas brindándome su amistad, cariño y apoyo, en esos días que estuvimos en las aulas de clases y hoy en día. Gracias amiguita, eres para mi el verdadero significado de la amistad.

- ✚ *A Dayana Méndez*, por que se que creíste y confiaste en mi a pesar de todo, gracias princesa te quiero mucho y que Dios te bendiga siempre.

- ✚ *A mi asesores, Prof. Richard Estaba e Ing. Franklin Ramírez*, por haber compartido conmigo sus conocimientos y por haberme orientado y guiado en la realización de este proyecto.

✚ ***A mis amigos de la infancia y de toda la vida***, Gabriel, Elías y Miguelon (Gandayas). Son como mis hermanos y siempre estuvieron allí conmigo, en las malas y buenas. Se les quiere amigos y son para mí el verdadero valor de la amistad.

✚ ***A mis profesores***, Feliz Payares, Darwin Bravo, Orlando Ayala, Simón Bitar, Eduardo Rengel, gracias por haberme brindado sus conocimientos y enseñanza. Son grandes amigos, personas y profesionales, que Dios los bendiga, siempre los recordare.

✚ ***A los supervisores del departamento de mantenimiento de la empresa MMC automotriz S.A.***, por haber colaborado conmigo y haberme brindado su apoyo.

✚ ***Al mis amigos y compañeros de clase***, Ángel, Ángel Rodríguez, Rafo Millán, Noeglis prima, Roselis, Patricia, Alí, Milagrito, Mildred, Yoel, Andrés, Tomás, Cirilo y muchos mas. Y a mis compañeros de trabajo Franklin, Iván, Yacua, Manuel y el Sr. José. Gracias por la constancia de su amistad y su apoyo. Siempre los mantendré conmigo como grandes amigos y compañeros. Se les quiere y que Dios los bendiga.

RESUMEN

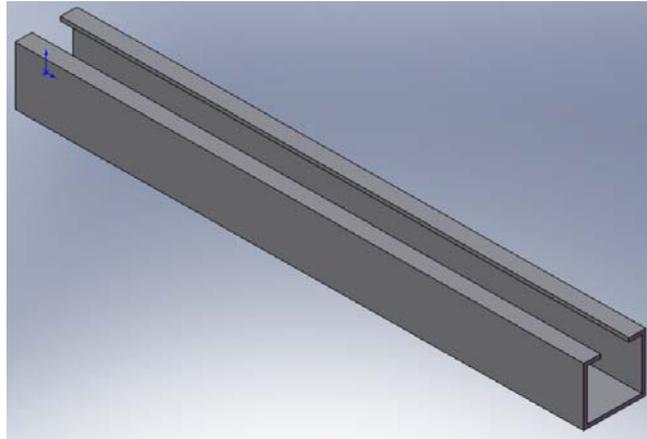
En el presente trabajo se realizó el diseño del sistema de compuertas en la entrada y salida de las líneas de fondo y esmalte del sistema de pintura de la ensambladora de vehículos MMC automotriz S.A., con la finalidad de evitar el ingreso de partícula no deseadas (polvo, grasas, entre otros) a las cabinas de aplicación de pintura y hornos de secado de las misma. Inicialmente se identificaron las condiciones no deseadas de operación de las líneas ya mencionadas (causas y consecuencias); luego se procedió a diseñar la estructura y configuración del sistema a colocar, definiendo en ella, parámetros de funcionamiento como: estructura metálica y material de las compuertas, carga necesaria para la apertura de las mismas, selección de los cilindros y accesorios que componen el sistema neumático, así como también selección de los ejes que garantizan su movimiento, seleccionando conjuntamente los rodamientos y chumaceras correspondientes, y selección de un motorreductor de velocidad para el mecanismo diseñado en las entradas. Por último se realizó la estimación del caudal requerido para mover los cilindros, comprobación de los diámetros de las tuberías que requiere el sistema neumático y diseño de los planos isométricos la red de tuberías de aire comprimido a colocar en el mismo. Los resultados obtenidos en dicho trabajo fueron bastante óptimos ya que arrojaron valores por encima de un factor seguridad estipulado, que garantiza un diseño seguro, además con la ayuda del software SolidWorks 2007 se pudo mostrar el montaje real del diseño en planta, así como también poder apreciar a manera dinámica su funcionamiento.

ÍNDICE

RESOLUCIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
RESUMEN	viii
ÍNDICE	ix
INDICE DE FIGURAS	xiv
INDICE DE TABLAS	xix
CAPITULO I	21
INTRODUCCIÓN	21
1.1 MMC Automotriz s.a.	21
1.2 Ubicación geográfica.	23
1.3 Planteamiento del problema.	25
1.4 Objetivo general.	27
1.5 Objetivos específicos.	27
CAPITULO II	29
MARCO TEÓRICO	29
2.1 Antecedentes.	29
2.2 Definición de aire comprimido.	30
2.3 Componentes generales de una instalación neumática.	30
2.3.1 Compresor.	31
2.3.2 Compresores rotativos.	31
2.3.3 Tanque de almacenamiento.	32
2.3.4 Unidad de mantenimiento FRL (Filtro-Regulador-Lubricador).	32
2.3.5 Válvulas.	32
2.3.6 Conectores.	33
2.3.7 Actuadores.	34
2.4 Elementos neumáticos que trabajan en sentido longitudinal (cilindros neumáticos).	34
2.4.1 Cilindros de simple efecto.	35
2.4.2 Cilindros de doble efecto.	35

2.5	Diseño para diferentes tipos de cargas.	36
2.6	Esfuerzos fluctuantes.	37
2.7	Resistencia a la fatiga en el caso de esfuerzos fluctuantes.	39
2.8	Uniones soldadas.	41
2.8.1	Tamaño de soldadura.	41
2.9	Uniones con tornillos y remaches.	44
2.10	Carga cortante en pernos y remaches debido a cargas excéntricas. 45	
2.11	Separación mínima entre remaches y pernos.	47
2.12	Distancia mínima a los bordes.	47
2.13	Columnas largas con carga central.	48
2.14	Determinación del factor de seguridad.	52
2.15	Diseño de flechas y ejes.	53
2.16	Fuerzas que ejercen elementos de máquinas sobre flechas o ejes. 54	
2.16.1	Ruedas dentadas.	54
2.17	Concentraciones de tensiones en flechas o ejes.	55
2.17.1	Valores preliminares de diseño para K_t	56
2.17.2	Cuñeros.	56
2.17.3	Chaflanes de hombros.	57
2.17.4	Ranuras para anillos de sujeción.	59
2.18	Tensiones de diseño para flechas o ejes.	60
2.18.1	Tensión normal de diseño, carga que genera fatiga.	60
2.19	Flechas y ejes solo en flexión y torsión.	62
CAPITULO III		64
DESARROLLO DEL TRABAJO		64
3.1	Revisión bibliográfica, consultas y entrevistas con el personal relacionado al tema.	64
3.2	Conocimiento del proceso de producción de aplicación de pintura de las líneas ó áreas encontradas, especialmente fondo y esmalte.	64
3.2.1	Proceso de producción en la línea de fosfato.	65
3.2.2	Proceso de producción de aplicación de fondo.	67
3.2.3	Proceso de producción en la línea PVC-sello.	69

3.2.4	Proceso de producción de aplicación de esmalte.....	70
3.2.5	Línea de inspección y reparación final.....	71
3.3	Identificación de las condiciones no deseadas (causas y consecuencias) de operación de las líneas mencionadas, y de los equipos allí presentes.....	72
3.3.1	Algunas de las causas primordiales que generan el ingreso de partículas indeseadas a las cabinas de aplicación y hornos de secado de las respectivas líneas de fondo y esmalte, se mencionan a continuación:.....	73
3.3.2	Para identificar las consecuencias que ocasionan las causas ya mencionadas, se partirá de la pregunta: ¿Qué sucede si las cabinas están sucias en todas partes?.....	75
3.3.3	Para controlar las causas y disminuir las consecuencias antes mencionadas es necesario:.....	76
3.4	Propuesta de diseño del sistema de compuertas de las líneas de fondo y esmalte.	78
3.5	Magnitud de la fuerza que se requiere para la apertura y cierre de la compuerta y diámetro del cilindro (salida del horno de fondo).....	86
3.5.1	Cálculo de las fuerzas.....	88
3.5.2	Cálculo del diámetro del vástago utilizando la ecuación de Euler.....	91
3.5.3	Cálculo del diámetro del vástago utilizando la ecuación de Interacción.....	94
3.5.4	Cálculo y selección del diámetro del pistón.....	97
3.6	Diseño de la estructura metálica de la compuerta de fondo.	98
3.6.1	Diseño de la estructura.....	99
3.6.2	Cálculo del peso total de la estructura.....	100



Riel.....	102
3.6.3 Cálculo de la viga principal de la estructura base.....	102
3.6.4 Cálculo de las columnas.	106
3.7 Estimación del cordón de soldadura a la placa perteneciente a la base que sujetará al cilindro neumático, (compuerta de salida de fondo).....	108
3.8 Diseño de los soportes que sujetaran al cilindro neumático, ubicados en las placas que soportaran a éste (compuerta de salida de fondo).....	113
3.9 Estimación del cordón de soldadura en los soportes que sujetarán la compuerta (salida de fondo).....	124
3.10 Diseño de la flecha o eje que sujetara la compuerta (salida de fondo).	127
3.11 Diseño de la flecha o eje que sujetara la compuerta (entrada de esmalte).	136
3.12 Diseño del elemento de unión entre el vástago del cilindro y carro para riel omega (patín de rolín).....	149
3.13 Selección de los rieles.....	153
3.14 Diseño de elemento que sujetara las chumaceras en las compuertas de entrada (línea de esmalte).....	154
3.15 Determinación del diámetro de perno requerido por el elemento anterior para sujetar las chumaceras correspondientes.	157
3.16 Especificaciones técnicas de las compuertas.....	163
3.17 Filosofía de funcionamiento de las compuertas.	167
3.17.1 Para las compuertas de salida:	167

3.17.2 Para las compuertas de entrada:.....	170
3.18 Selección de los elementos de ascenso y descenso (cilindros neumáticos) de las compuertas según las condiciones de carga.	172
Tipo DNC-80-1000-PPV-A.....	174
3.19 Análisis del sistema electromecánico-neumático.	176
3.20 Caudal necesario para accionar un cilindro neumático.	177
3.21 Consumo real de aire en el sistema de pintura.	178
3.22 Comparación de los resultados de “máxima demanda” del sistema de pintura con la capacidad de los compresores.	181
3.23 Comprobación de los diámetros de tuberías existentes en el sistema actual y diseño del sistema de tuberías de la toma de aire.	183
<i>ACCESORIOS</i>	185
CAPITULO IV	186
RESULTADOS, ANÁLISIS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	186
4.1 Análisis de resultados.	186
4.2 Conclusiones.....	195
4.3 Recomendaciones.	199
BIBLIOGRAFÍAS	200
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO: 202	

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Ubicación geográfica de la empresa MMC Automotriz S.A. ...	24
Figura 1.2. Vista aérea de la ubicación de la empresa.....	25
Figura 2.1. Diferentes tipos de unidades FRL. [1]	32
Figura 2.2. Clasificación de las válvulas. [1].....	33
Figura 2.3. Especificación para una válvula distribuidora de 3/2. [1].....	33
Figura 2.4. Tipos de conectores. [1]	34
Figura 2.5. Tipos de actuadores. [1]	34
Figura 2.6. Cilindro de simple efecto. 1) y 4) Cámaras, 2) Junta de estanqueidad, 3) resorte; 5) Conducto de salida, 6) Conducto de entrada. [1]	35
Figura 2.7. Cilindro de doble efecto. 1) y 10) Tapas, 2) y 8) Purgadores, 3) Tuerca de fijación, 4) Junta dinámica, 5) Pistón, 6) Camisa, 7) Vástago, 9) Junta estática de hermeticidad, 11) y 15) Junta dinámica de cierre, 12) Anillo de caucho, 13 y 16) Cámaras, 14) y 17) Conducto de entrada y salida. [1].....	36
Figura 2.8. Esfuerzos fluctuantes. [2].....	38
Figura 2.9. Diagrama de fatiga que representa los diversos criterios de falla. [2].....	40
Figura 2.10. Ancho de soldadura para elementos unidos a chaflán. [2].....	42
Figura 2.11. Perno de cabeza hexagonal. [3].....	45
Figura 2.12. a) Viga atornillada por ambos extremos y con carga distribuida; b) Diagrama de cuerpo libre de la viga; c) esquema del grupo de pernos, amplificado donde se indican las fuerzas cortantes primarias y secundarias.....	47
Figura 2.13. a) Columna con extremos redondeados o articulados; b) Columna empotrada por ambos extremos; c) Columna empotrada en su base y con una carga vertical en su extremo libre superior; d) Columna empotrada en un extremo y redondeado y dirigido en el otro.	49
Figura 2.14. Cuñeros. [2].....	56
Figura 2.15. Chaflanes en ejes [2].	58

Figura 2.16. Geometría propuesta para el eje de un diseño cualquiera. Chaflanes con bordes cortantes en r_3, r_5 ; chaflanes con bordes bien redondeados en r_1, r_2, r_4 ; cuñeros de perfil en A, C. [2]	60
Figura 3.1. Diagrama de flujo del proceso de pintura.	65
Figura 3.2. Cabina de pre-limpieza.	66
Figura 3.3. Cabina de fondo.	69
Figura 3.4. Cabina de sello y lijado.	70
Figura 3.5. Cabina de esmalte.	71
Figura 3.6. Área de reparación final.	72
Figura 3.7. Cabina balanceada y desbalanceada. [7]	74
Figura 3.8. Vista de la compuerta cerrada que muestra las chumaceras, el eje y los soportes.	80
Figura 3.9. Vista frontal de la compuerta cerrada (fondo).	81
Figura 3.10. Vista de un corte longitudinal en el interior del túnel de enfriamiento que muestra el ángulo de inclinación del cilindro neumático.	82
Figura 3.11. Vista en perspectiva en el interior del túnel de enfriamiento. (El riel correspondiente al patín de rolín señalado se tuvo que ocultar en la figura, para que el lector pueda apreciar dicho patín).	83
Figura 3.12. Compuerta de salida de fondo (componentes que la conforman).	84
Figura 3.13. Compuerta de entrada de fondo y esmalte respectivamente (componentes que la conforman) (vista frontal).	86
Figura 3.14. Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en la compuerta.	87
Figura 3.15. Croquis de las fuerzas que intervienen en la compuerta (dimensiones en mm).	88
Figura 3.16. Diagrama de cuerpo libre que muestra las cargas que se generan en la articulación que une el vástago del cilindro y el patín de rolín.	95
Figura 3.17. Diagrama de cuerpo libre que muestra los extremos de la columna y las cargas que actúan en ella.	95
Figura 3.18. Esquema de la estructura (dimensiones en mm).	99

Figura 3.19. Tubo cuadrado.....	100
Figura 3.20. Viga principal (tramo superior de tubería) (dimensiones en mm).....	103
Figura 3.21. Viga Principal incluyendo su peso.....	104
Figura 3.22. Columna principal.....	106
Figura 3.23. Vista superior de la base que sujetará al cilindro neumático (interior del túnel de enfriamiento), (además aquí se muestra la fuerza que actúa en el cilindro).....	109
Figura 3.24. Conjunto de componentes que conforman la base donde será ubicado el cilindro.....	110
Figura 3.25. Soldadura en la placa. a) Vista de perfil; b) Vista superior.	110
Figura 3.26. Diagrama cuerpo libre de la fuerza que actúa y el momento que se genera sobre la placa (dimensiones en mm).....	111
Figura 3.27. Esquema de la ubicación del soporte.....	114
Figura 3.28. Distribución de pernos propuesta.....	115
Figura 3.29. Diagrama de cuerpo libre del soporte que muestra las cargas que actúan en él, (todas las cargas actúan directamente en el centro del área transversal del cilindro aunque en la figura no se logre apreciar correctamente).....	117
Figura 3.30. Esquema del grupo de pernos donde se indican las fuerzas cortantes, secundarias y resultantes mostrando en el perno “2” las componentes “x” y “y” que deben tener todas las fuerzas resultantes.....	123
Figura 3.31. (a) Soportes que sujetan la compuerta); (b) Soporte que sujetan la compuerta con la carga que actúa en ella (vista frontal).....	125
Figura 3.32. Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en el eje.....	130
Figura 3.33. Vista lateral del eje indicando los diámetros a calcular.	133
Figura 3.34. Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en el eje.....	140
Figura 3.35. Vista lateral del eje indicando los diámetros a calcular.	145

Figura 3.36. Elemento de unión entre el vástago del cilindro y patín de rolín (ver planos de diseño en la figura B.1 del apéndice B).....	150
Figura 3.37. Propiedades físicas del material (acero AISI 1020).....	151
Figura 3.38. Simulación para el elemento de unión que respecta a la línea de fondo: a) Dirección de actuación de la carga, b) y c) Proceso de simulación que muestra el comportamiento del elemento de unión y los resultados obtenidos, en función de la carga aplicada (1071 N).	152
Figura 3.39. Valor del factor de seguridad arrojado por la simulación.	153
Figura 3.40. Vista isométrica de los rieles OMEGA a colocar en las compuertas de fondo y esmalte respectivamente.	154
Figura 3.41. Vista en perspectiva que muestra el elemento que sujeta las chumaceras y el espaciamiento entre la superficie inferior de éstas y la superficie frontal de la cabina.	155
Figura 3.42. Simulación para el elemento de unión que respecta a la línea de fondo: a) Dirección de actuación de la carga, b) y c) Proceso de simulación que muestra el comportamiento del elemento y los resultados obtenidos, en función de la carga aplicada (347,1 N).	156
Figura 3.43. Valor del factor de seguridad arrojado por la simulación.	157
Figura 3.44. Distribución de pernos propuesta (dimensiones en mm).	158
Figura 3.45. Diagrama de cuerpo libre del elemento que muestra las cargas que actúan en él, (todas las cargas actúan directamente en dirección hacia eje Y).	159
Figura 3.46. Esquema del grupo de pernos donde se indican las fuerzas cortantes, secundarias y resultantes.....	162
Figura 3.47. Recorrido de apertura y cierre de la compuerta; a) Compuerta cerrada. (vista desde el reverso e interior del túnel de enfriamiento que muestra el desplazamiento del patín de rolín sobre el riel OMEGA y el accionamiento del cilindro neumático sobre éste).	168
Figura 3.48. Recorrido de apertura y cierre de la compuerta; a) Compuerta semi-abierta. (Vista desde el reverso e interior del túnel de enfriamiento que	

muestra el desplazamiento del patín de rolín sobre el riel OMEGA y el accionamiento del cilindro neumático sobre éste).	169
Figura 3.49. Recorrido de apertura y cierre de la compuerta; a) Compuerta abierta. (Vista desde el reverso e interior del túnel de enfriamiento que muestra el desplazamiento del patín de rolín sobre el riel OMEGA y el accionamiento del cilindro neumático sobre éste).	170
Figura 3.50. Puntos de unión de la compuerta armada con los soportes. (Vista en perspectiva).....	171
Figura 3.51. Recorrido de apertura y cierre de la compuerta; (vista frontal).	172
Figura 3.52. Simulación del sistema para obtener los accesorios; (lo señalado en el cuadro rojo representan los accesorios requeridos según el tipo de cilindro a utilizar).....	175
Figura 3.53. Diagrama electromecánico-neumático del sistema a colocar.	177
Figura 3.54. Diagrama de cuerpo libre que muestra el diámetro del pistón del cilindro y longitud de carrera.	178
Tabla 3.9. Consumo de aire real incluyendo los cilindros y motores neumáticos.	182

INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Tensiones por esfuerzo de corte permisible y fuerzas en soldaduras. [2].....	42
Tabla 2.2. Tamaño mínimo de soldadura para placas de gran espesor. [4].	43
Tabla 2.3. Distancia mínima al borde ^A para agujeros perforados, escariados o taladrados. [4].....	47
Tabla 2.4. Constantes de condiciones de extremos para columnas de Euler [a utilizar con las ecuaciones 2.15 y 2.16].	52
Tabla 2.5. Factor de material C_m	61
Tabla 2.6. Factores de ajustes para un alto grado de confiabilidad.	62
Tabla 3.1. Características mecánicas del tubo cuadrado.	100
Tabla 3.2. Masa total de la estructura de la compuerta con todos sus accesorios.	100
Tabla 3.2. Continuación.....	101
Tabla 3.3. Resultados de la viga principal incluyendo su peso.	104
Tabla 3.4. Selección del perfil para la estructura base.	106
Tabla 3.5. Selección del perfil para la columna.	106
Tabla 3.6. Carga que soportara la soldadura.	110
Tabla 3.7. Especificaciones técnicas de las compuertas (líneas de fondo y esmalte).	164
Tabla 3.7. Continuación.....	164
Tabla 3.7. Continuación.....	165
Tabla 3.7. Continuación.....	166
Tabla 3.8. Cilindro neumático a utilizar para el accionamiento de las compuertas de salida.	173
Tabla 3.9. Cantidad de accesorios requeridos que conforman el sistema neumático para cada línea (fondo y esmalte).	175
Tabla 3.8. Consumo real de aire. [6]	179
Tabla 3.8. Continuación. [6].....	180

Tabla 3.8. Continuación.....	181
Tabla 3.10. Consumo real de aire y capacidad de los compresores.	183
Tabla 3.11. Accesorios a utilizar.	185
Tabla 4.1. Selección del perfil para base de la estructuras.	186
Tabla 4.2. Selección del perfil para la columna de la estructura.	186
Tabla 4.3. Selección del cilindro neumático.....	187
Tabla 4.4. Selección del motorreductor.....	188
Tabla 4.5. Longitud de lado de soldadura.....	189
Tabla 4.6. Diámetro del perno.	190
Tabla 4.8. Flechas o ejes que sujetaran las compuertas de entrada (dinámicos).....	191
Tabla 4.9. Flechas o ejes que sujetaran las compuertas de salida (estáticos).	192
Tabla 4.10. Factor de seguridad arrojado por la simulación en función de la carga aplicada.....	193
Tabla 4.11. Consumo real de aire y capacidad de los compresores.	193
Tabla 4.12. Comprobación del diámetro de tubería existente.	194

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 MMC Automotriz s.a.

MMC Automotriz, S.A. es una organización encargada de ensamblar vehículos automotores la cual inicia sus operaciones de ensamblaje el 03 de agosto de 1990, como culminación de un proceso de preparación de aproximadamente dos años, durante los cuales se realizaron los estudios de factibilidad y perspectiva de este importante proyecto. Como accionistas principales se encuentran el Grupo Industrial Comercial Venezolano, Consorcio Inversionista Fabril (CIF, S.A), el cual tiene un 49% de las acciones y la empresa japonesa Nissho Iwai Corporation, con el 51% restante.

El grupo CIF, es una de las empresas venezolanas con más años dedicados al comercio y a la industria automotriz en el país. En el año 1951 ésta inicio con la comercialización de vehículos Mercedes Benz, para luego con el paso del tiempo seguir ensamblando una serie de vehículos que respecta a otros modelos y marcas como lo son la Ford Motor Company con la que estableció un acuerdo en año de 1978 para el ensamblaje del modelo Conquistador y camiones pesados marca Gurí y cuyo contrato finalizó en 1989. A partir de este momento el Grupo CIF se concentró única y exclusivamente al Proyecto MNIC (Mitsubishi Nissho Iwai Corporation).

La empresa Nissho Iwai Corporation es una de las organizaciones comerciales más importantes de Japón. Su historia data desde 1867 y su campo de acción abarca a casi todos los países del mundo en las áreas del comercio Internacional, tales como: transporte, distribución, comunicación, organización de proyectos, inversiones directas, explotación de recursos, desarrollo y transferencia de modernas tecnología, entre otras actividades.

El desarrollo productivo de Mitsubishi Motor se dio en dos fases; en la primera se seleccionaron dos modelos, un vehículo tipo “VAN” en versión familiar y “PANEL”, destinados al traslado de pasajeros y carga liviana, respectivamente. En la segunda fase se selecciona un vehículo de gama alta, ofreciéndose bajo el nombre de “MX” la versión sincrónica, y de “MF” la versión automática. Posteriormente incursiona en la exportación de vehículos tipo “VANS” con destino hacia el área del Caribe, Centro y Sur América.

Para finales del año 1996 la marca coreana Hyundai Motor Company, empresa que se convierte en la primera planta de Latinoamérica ensambladora de vehículos fabricados con sólida tecnología, alta calidad y la mejor garantía, y MMC Automotriz S.A. (Venezuela) materializan sus conversaciones con la firma de un acuerdo de representación y ensamblaje de los vehículos Hyundai por parte de MMC. Con esta negociación, MMC Automotriz S.A. se adjudica al ensamblaje exclusivo de los vehículos coreanos, convirtiéndose en la punta de lanza de esta marca coreana hacia este continente en materia de producción automotriz, con miras a la comercialización de estos productos en países que integran el importante bloque comercial latinoamericano. De aquí en adelante y hoy por hoy en la planta se ensambla bajo la tecnología Hyundai y Mitsubishi, cinco modelos de vehículos, los cuales se clasifican en tipo carga: Canter y panel, y tipo pasajeros: Lancer JT, Lancer evolution, Signo, Elantra y Getz en sus diferentes versiones, éste último incluido recientemente, además cuenta con modelos importados como: Camión H100, Camión H1, Tiburón, Veracruz, Atos, Azera, Santa fe, Tucson, Sonata, Galant MF, Galant MX, Galant VR, Montero Sport, Montero Limited, Montero Dakar, Space/Wagon, Camiones FB, Camiones FH, Camiones FK, Matriz, Sportero, Grandis, Outlander.

El proceso productivo para el ensamble de vehículos está dividido en siete áreas: Electropunto, Acabado metálico, Sistema de pintura, Vestidura, Línea alta,

Línea final y Garaje. La empresa cuenta en estos momentos con seis (6) líneas de la fase inicial del proceso (electropunto) para los distintos modelos, siendo incluida recientemente la dirigida al ensamble de los vehículos Elantra y Getz, el resto de las líneas que conforman el proceso son comunes para todos los modelos.

En partícula, el recorrido de las unidades por las distintas estaciones del sistema de pintura, comienza con la limpieza y preparación de estas para la aplicación de los colores especificados en la programación que se ejecuta por producción. Este sistema de pintura se sub-divide en cinco (5) líneas o áreas y éstas a su vez en etapas o fases: La primera se conoce como línea de fosfato, la segunda área llamada línea de fondo, la tercera línea PVC-Sello, luego se encuentra la línea de esmalte y por último la línea de inspección y reparación final (el proceso productivo en estas líneas se explicara mas adelante con detalles).

La comercialización de los vehículos ensamblados por MMC Automotriz S.A. se realiza a través de una importante red de concesionarios exclusivos, distribuidos estratégicamente en todo el territorio nacional, los cuales tienen la misión de dar respaldo y garantía a estos vehículos. Esta red se mantendrá en proceso de franca expansión, ya que por las características de estos vehículos se evidencia una gran demanda de los mismos.

1.2 Ubicación geográfica.

Las oficinas principales de MMC Automotriz S.A., se encuentran ubicadas en la Avenida Francisco de Miranda, Parque Cristal, Caracas y las instalaciones de producción en la Zona Industrial Los Montones, en la ciudad de Barcelona Edo. Anzoátegui y cuenta con un área total de 116.178 m², la cual dispone de los servicios de agua, gas, energía eléctrica y teléfono. Cuya sede también sufrió

algunas modificaciones y adaptaciones, ya que anteriormente, en ella se ensamblaban vehículos de otras marcas y características. A continuación se muestra la ubicación geográfica de la empresa y una vista aérea de la misma.

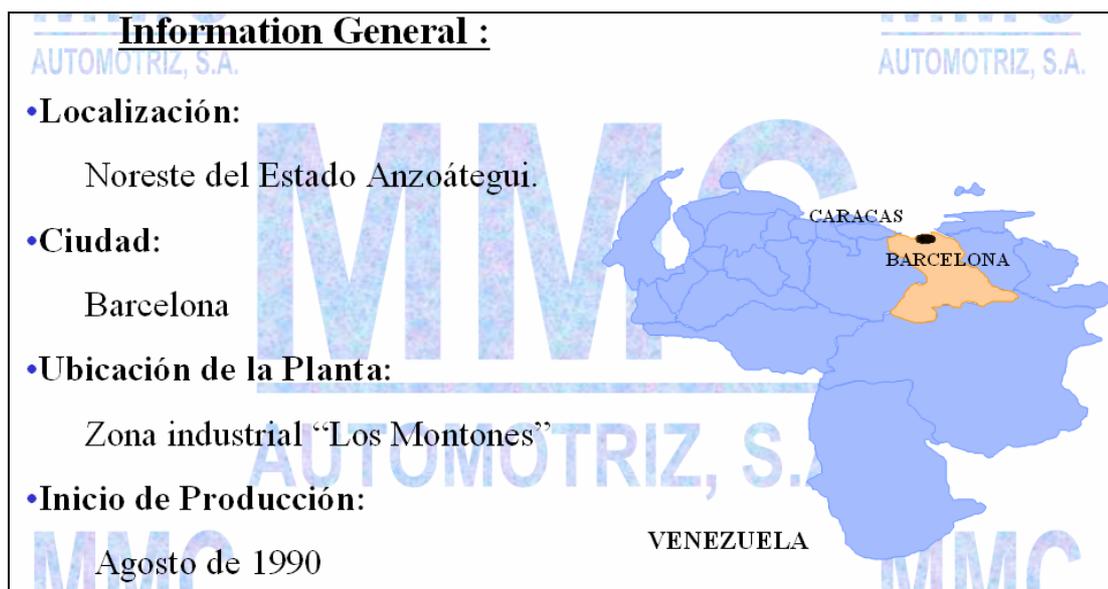


Figura 1.1. Ubicación geográfica de la empresa MMC Automotriz S.A.



Figura 1.2. Vista aérea de la ubicación de la empresa.

1.3 Planteamiento del problema.

MMC Automotriz S.A. es una organización encargada de ensamblar vehículos automotores. El proceso para el ensamble de vehículos está dividido en siete áreas, y una de éstas se conoce como sistema de pintura, la cual a su vez se sub-divide en cinco líneas: La primera, llamada línea de fosfato, se procede a la aplicación de fosfato de zinc (fosfatizado). En la segunda, llamada línea de fondo, al inicio se encuentra la cabina de aplicación de pintura de éste a la carrocería (fondeado), para luego pasar a un horno de secado de la pintura y finalmente entrar a un túnel de enfriamiento que permite bajar la temperatura de la carrocería. En la tercera línea PVC-Sello se efectúa la colocación de PVC (Policloruro de vinilo). La cuarta es la línea de esmalte, que consiste en la aplicación de pintura de

esmalte, (el resto del proceso es similar a la línea de fondo); por último se encuentra la línea de inspección y reparación final.

Actualmente, en las cabinas de aplicación de pintura y los hornos de secado (de fondo y esmalte); se ha venido generando un problema, el cual se presenta al parar la producción o al ocurrir alguna falla bien sea eléctrica (con mucha frecuencia en los últimos tiempos), mecánica u otra; como las cabinas, hornos y túneles están separados uno del otro por cortinas de aire, al ocurrir una falla en el suministro eléctrico, dichas cortinas dejan de operar, esto ocasiona que el vapor generado por los hornos se disperse en el interior de las cabinas y en los alrededores del sistema de pintura, resultando dañino al personal que allí labora porque las altas temperaturas generadas por el vapor representan una condición insegura de trabajo. Asimismo ocurre otro inconveniente mayor, debido a que es inevitable la acumulación y entrada de partículas no deseadas (polvo, grasas, sucios, fibras, entre otros) al interior de los hornos y cabinas, ya que si esto ocurre serían contaminados los mismos y por ende se vería afectada la pintura de las unidades durante las etapas de aplicación y secado, porque al permanecer fresca la pintura las partículas se adhieren fácilmente a ella y en consecuencia la calidad del acabado sólo puede empeorar y nunca será mejor, pues se incrementaría el número de reparaciones a causa de las grietas generadas, poros y escurridos que se formarían al secar la pintura, y se originaría en el peor de los casos un reproceso de la unidad, es decir, ésta tendría que reiniciar todo su recorrido por el sistema de pintura, ocasionando demoras en la producción. Para minimizar esto, actualmente se colocan, en la entrada y salida de ambas líneas, cortinas plásticas (de manera manual) con la finalidad de reducir la admisión y acumulación de partículas no deseadas, es por ello que en las líneas se requiere de un mecanismo automatizado que evite por completo el acceso de éstas partículas al interior de las cabinas y hornos, e impida la salida del vapor generado dentro de ellos. Como solución al problema se propone diseñar y construir un sistema de compuertas, de modo que al ser cerradas las líneas tanto a la entrada como a la salida, estos inconvenientes queden eliminados; para esto, se fijarán y estudiarán condiciones de ubicación,

dimensionamiento, especificaciones técnicas y funcionamiento que deberá tener el mismo. El mecanismo de funcionamiento a la salida de ambas líneas, se verá accionado a través de una señal neumática (mediante cilindros) que será tomada desde una tubería de aire comprimido encontrada en sus alrededores, y el mecanismo a la entrada será accionado con un motor eléctrico que hará girar un eje, permitiendo la apertura y cierre de la compuerta; aunque es necesario que en la entrada también exista un accionamiento neumático (considerando las fallas eléctricas que se puedan presentar), resulta imposible colocar cilindros allí, pues el espacio físico no lo permite.

1.4 Objetivo general.

Diseñar un sistema de compuertas que impida la admisión de partículas no deseadas a las cabinas de aplicación de pintura y hornos de secado en las líneas de fondo y esmalte del sistema de pintura de la ensambladora de vehículos MMC automotriz S.A.

1.5 Objetivos específicos.

1. Conocer el proceso de operación de aplicación de pintura de las distintas líneas o áreas encontradas, especialmente fondo y esmalte.
2. Identificar las condiciones no deseadas (causas y consecuencias) de operación de las líneas mencionadas, y de los equipos involucrados.
3. Proponer el diseño para el accionamiento de las compuertas tanto en la entrada como en la salida de ambas líneas.

4. Definir las especificaciones técnicas de las compuertas, identificando su filosofía de funcionamiento.
5. Seleccionar los elementos de ascenso y descenso (cilindros neumáticos) de las compuertas según las condiciones de carga.
6. Elaborar los planos de detalle del nuevo sistema.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes.

- Pedro, R. (2.004). *Rediseño el sistema de accionamiento de las compuertas tipo jaibas en la estación cargadora de vagones de la empresa BAUXILUM C.A.* En ese trabajo se rediseñó el sistema de accionamiento de las compuertas tipo jaibas del conjunto de tolvas alimentadoras y dosificadoras. Consistió en evitar la desincronización de los cilindros hidráulicos, sustituyendo un par de cilindros (originalmente) de una compuerta por uno en cada una de ellas. Realizó los diseños de las compuertas respectivas determinando la magnitud de las fuerzas que actúan en el sistema original, conjuntamente con la determinación de la fuerza que se requiere para la apertura y cierre de las compuertas del nuevo sistema, diseño del elemento de unión entre el nuevo cilindro y la compuerta y el diámetro del cilindro, así como la aplicación del criterio de Soderberg y el criterio que protege contra la fluencia para diseñar los elementos mecánicos, selección de los pasadores y el análisis electromecánico- hidráulico. La conclusión de este trabajo es de importancia para la realización de esta tesis ya que en el se demostró un sistema de accionamiento de las compuertas tipo jaibas factible para evitar la desincronización de los cilindros hidráulicos que realizan la apertura y cierre de las compuertas, y que a su vez esto ocasionaba movimientos no deseados (alabeo) en las compuertas y piñones, dando como resultado deformaciones y roturas en las jaibas o dientes de los piñones. [5]
- Hernán, L. (2.005). *Elaboración del rediseño del sistema de aplicación de pintura de fondo de la parte inferior de los vehículos de una planta automotriz.* En ese trabajo se rediseñó el sistema de aplicación de pintura de

fondo de la parte inferior de los vehículos en la línea de producción de pintura de la planta ensambladora de vehículos MMC automotriz S.A. Consistió en evitar los defectos ocasionados en la parte inferior de los vehículos al aplicar la pintura de fondo, ya que este problema es generado por los dispositivos de flautas o pistolas de pintura las cuales no cuentan con un mecanismo de movimiento automático que permita aplicar la pintura (“fondo”) con una mayor calidad y acabado superficial. Realizó el diseño de un mecanismo automático que le de movimiento a las pistolas de rociado, permitiendo así que la pintura sea aplicada en una forma más uniforme y con mejor acabado superficial; diseño una estructura removible, así como también el cálculo y selección de los cilindros neumáticos que moverá dicha estructura y las pistolas, y estimó el consumo general de aire comprimido en el sistema de pintura. La conclusión de este trabajo es de importancia para la realización de esta tesis ya que en el se demostró que el nuevo diseño mejorará el acabado superficial de la pintura de fondo de la parte inferior de los vehículos, y esto a su vez permitirá aumentar la producción debido a que éste disminuirá el tiempo de producción de los vehículos en la línea de fondo. [6]

2.2 Definición de aire comprimido.

El aire comprimido es una de las formas de energía más antiguas que conoce el hombre. El primero del que se sabe con seguridad se ocupó de la neumática, fue el griego KTESIBIOS. Hace más de dos mil años, construyó una catapulta de aire comprimido. Como derivación de la palabra "Pneuma" se obtuvo, entre otras cosas el concepto Neumática que trata los movimientos y procesos del aire. [1]

2.3 Componentes generales de una instalación neumática.

Un circuito neumático es un conjunto de dispositivos capaces de generar, controlar y aprovechar la energía contenida en el aire presurizado para transformarla en trabajo útil. Los principales componentes de un circuito neumático son los siguientes:

2.3.1 Compresor.

El elemento central de una instalación de aire comprimido es el compresor. La función de un compresor es aspirar aire de la atmósfera y elevar su presión. El compresor genera la cantidad de aire presurizado necesaria para el funcionamiento de los demás elementos del circuito neumático.

2.3.2 Compresores rotativos.

Se denominan compresores rotativos a aquellos grupos que producen aire comprimido por un sistema rotatorio y continuo, es decir, que empujan el aire desde la aspiración hacia la salida, comprimiéndolo. Se distinguen los siguientes tipos:

- **De tornillo:** Esencialmente se componen de un par de rotores que tienen lóbulos helicoidales de engrane constante.
- **De paletas:** El rotor es excéntrico en relación a la carcasa o el cilindro, y lleva una serie de aletas que se ajustan contra las paredes de la carcasa debido a la fuerza centrífuga.
- **Tipo raíz (Roots):** Consiste en una envolvente elíptica con una rueda de paletas giratoria.

El compresor de tornillo es el más utilizado por las plantas ensambladoras de vehículos porque son más silenciosos y pueden producir gran capacidad de aire comprimido.

2.3.3 Tanque de almacenamiento.

Almacena el aire comprimido proveniente del compresor.

2.3.4 Unidad de mantenimiento FRL (Filtro-Regulador-Lubricador).

Su función principal es la de acondicionar el aire a la presión deseada. Su tamaño depende del caudal de aire manejado (Figura 2.1).



Figura 2.1. Diferentes tipos de unidades FRL. [1]

2.3.5 Válvulas.

Las válvulas de control direccional consisten en un cuerpo con orificios o puertos externos y en su interior una o varias partes móviles (conmutador), que al adoptar una posición puede conectar o desconectar entre sí los puertos de una válvula. Las válvulas se pueden clasificar en: válvulas distribuidoras, de bloqueo y de caudal.

Las *válvulas distribuidoras* son dispositivos que controlan el paso de una corriente de aire permitiendo la dirección de flujo en general. Las *válvulas de bloqueo* son dispositivos que permiten el paso de corriente de aire en una sola dirección. Las *válvulas de caudal* son dispositivos que permiten regular el flujo de caudal en el sistema neumático (Figura 2.2).



Figura 2.2. Clasificación de las válvulas. [1]

La especificación de una válvula se hace teniendo en cuenta:

- El número de puertos o vías disponibles para el paso del aire (3, 4 o 5).
- El número de posiciones que puede tomar el conmutador interno para conectar y desconectar los puertos de la válvula (2 o 3).
- El tipo de accionamiento que permite el movimiento del conmutador.

Se debe tener en cuenta que este tipo de especificaciones o representaciones como se ilustra en la figura 2.3, no facilitan información sobre la estructura constructiva, sino solo muestran la función de la válvula. En general para las válvulas distribuidoras se tiene un estándar de representación o especificación: los cuadrados representan las posiciones de conmutación que puede adquirir; las flechas muestran la dirección de circulación del fluido y los círculos representan el número de vías para el paso del aire.

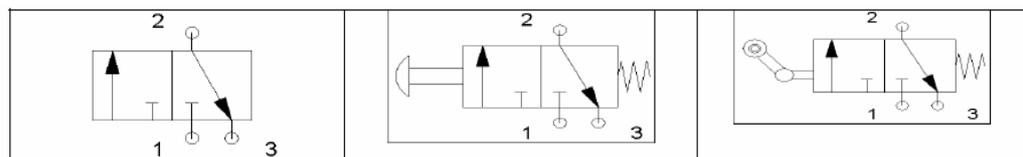


Figura 2.3. Especificación para una válvula distribuidora de 3/2. [1]

2.3.6 Conectores.

Son dispositivos de unión entre líneas de flujo de aire; como una “T”. (Figura 2.4).



Figura 2.4. Tipos de conectores. [1]

2.3.7 Actuadores.

Los actuadores transforman la energía del aire presurizado en trabajo útil. Dependiendo del movimiento que realicen se pueden clasificar en: lineales (cilindros) y giratorios. (Figura 2.5). [1]

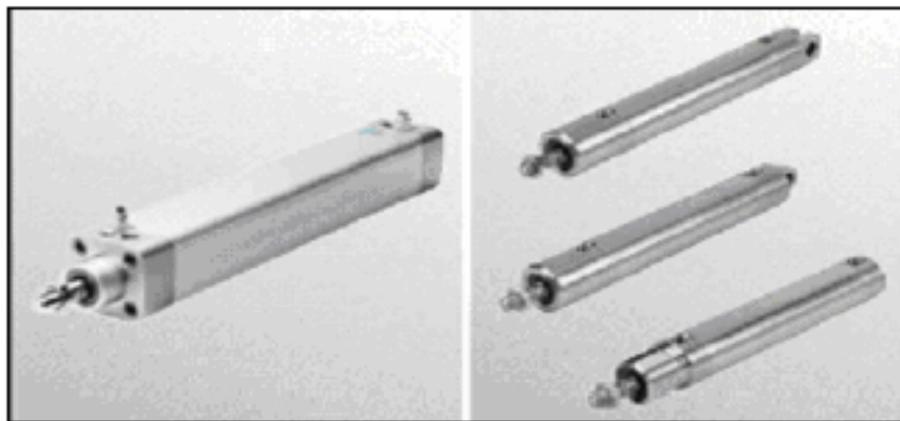


Figura 2.5. Tipos de actuadores. [1]

2.4 Elementos neumáticos que trabajan en sentido longitudinal (cilindros neumáticos).

Los cilindros neumáticos son, por regla general, los elementos que realizan el trabajo. Su función es la de transformar la energía neumática en trabajo mecánico de movimiento rectilíneo, que consta de carrera de avance y carrera de

retroceso. Generalmente, el cilindro neumático está constituido por un tubo circular cerrado en los extremos mediante dos tapas, entre las cuales se desliza un émbolo que separa dos cámaras. Al émbolo va unido un vástago que saliendo a través de una o ambas tapas, permite utilizar la fuerza desarrollada por el cilindro en virtud de la presión del fluido al actuar sobre las superficies del émbolo. Existen diferentes tipos de cilindros neumáticos. Según la forma en la que se realiza el retroceso del vástago, los cilindros se dividen en dos grupos:

2.4.1 Cilindros de simple efecto.

Estos cilindros tienen solamente una conexión de aire comprimido. No pueden realizar trabajo más que en un sentido; el retorno del vástago se realiza por un muelle incorporado, o por una fuerza externa. Para este tipo de cilindro las carreras no sobrepasan los 100 mm. Se utilizan para trabajos simples, como sujeción de piezas, expulsión, alimentación, etc. Los cilindros de simple efecto son similares a los de doble efecto, pero algo más sencillos ya que solo entra aire por una de las cámaras (ver figura 2.6).

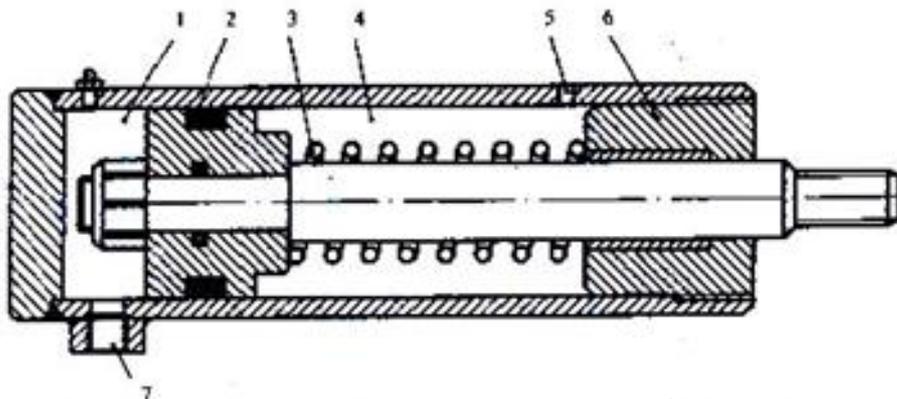


Figura 2.6. Cilindro de simple efecto. 1) y 4) Cámaras, 2) Junta de estanqueidad, 3) resorte; 5) Conducto de salida, 6) Conducto de entrada. [1]

2.4.2 Cilindros de doble efecto.

Estos cilindros tienen dos conexiones de aire comprimido. La fuerza ejercida por el aire comprimido hace que salga el émbolo, y también que se retraiga el émbolo. Es decir, se dispone de fuerza útil tanto a la ida como a la vuelta. La carrera sólo está limitada por los efectos de pandeo.

Las ventajas de los cilindros de doble efecto sobre los de simple efecto son:

- Posibilidad de realizar trabajo en los sentidos.

La principal desventaja de los cilindros doble efecto es que consumen el doble de aire que un cilindro de simple efecto (ver figura 2.7). [1]

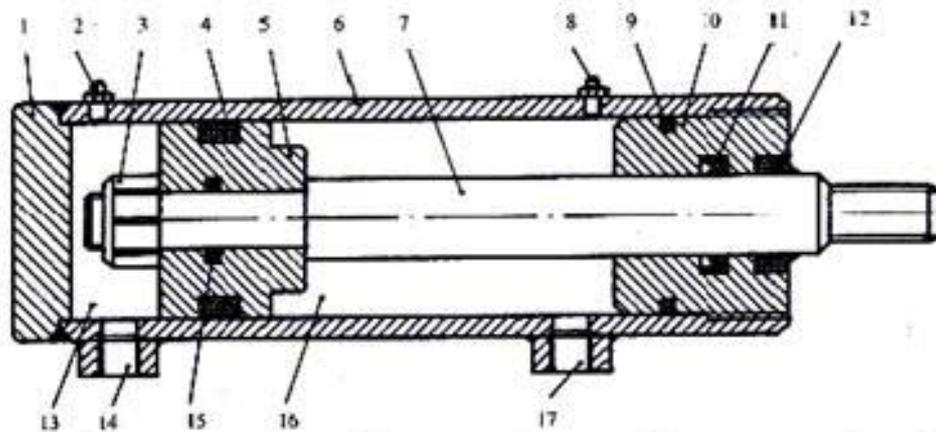


Figura 2.7. Cilindro de doble efecto. 1) y 10) Tapas, 2) y 8) Purgadores, 3) Tuerca de fijación, 4) Junta dinámica, 5) Pistón, 6) Camisa, 7) Vástago, 9) Junta estática de hermeticidad, 11) y 15) Junta dinámica de cierre, 12) Anillo de caucho, 13 y 16) Cámaras, 14) y 17) Conducto de entrada y salida. [1]

2.5 Diseño para diferentes tipos de cargas.

Es responsabilidad del diseñador asegurar que una pieza de máquina cumpla con los requisitos mínimos para operar bajo condiciones previstas en forma razonable. Esto se logra realizando un análisis de tensión, ya sea en forma analítica o experimental, y comparando la tensión que se proyectó con una tensión de diseño. La tensión de diseño es el nivel de tensión que se permite observar la

pieza bajo condiciones de operación. La decisión en cuanto a que tensión utilizar implica, cuando menos, considerar el tipo de carga en la pieza y el material con que se fabrica.

Los tipos de cargas son los siguientes:

- Estáticas.
- Repetidas e invertidas.
- Variables.
- Por choque o impacto.

Es importante considerar la ductilidad del material, así como su resistencia y rigidez. Las diferencias en los modos en que fallan los materiales dúctiles y los quebradizos son, por demás, sorprendentes. Casi todas las piezas para máquinas se fabrican con materiales dúctiles, en particular si se les somete a cargas que generan fatiga, o bien, a choque o impacto. Los metales forjados, como acero, aluminio y cobre son, por lo regular, dúctiles.

Los tipos de material son numerosos y diversos. Entre los materiales, la clasificación principal comprende aquellos materiales que son dúctiles y los quebradizos o frágiles. Otras consideraciones incluyen la manera en que se forma el material (por medio de la fundición, forja, rolado, maquinado, etc.), tipo de tratamiento térmico, acabado de la superficie, dimensiones físicas, el ambiente o entorno en el que va a operar y la geometría de la pieza. [2]

2.6 Esfuerzos fluctuantes.

En muchos casos necesita determinar la resistencia de piezas correspondiente a estados de esfuerzos diferentes de los casos en que hay inversión completa sucesiva. En muchas ocasiones los esfuerzos fluctúan sin pasar por cero. La figura 2.8 muestra algunas de las diversas relaciones esfuerzo-tiempo que se pueden presentar:

σ_{\min} = Esfuerzo mínimo.

σ_{\max} = Esfuerzo máximo.

σ_a = Amplitud de esfuerzo.

σ_m = Esfuerzo a medio intervalo.

σ_r = Intervalo de esfuerzo.

σ_s = Esfuerzo constante o estático.

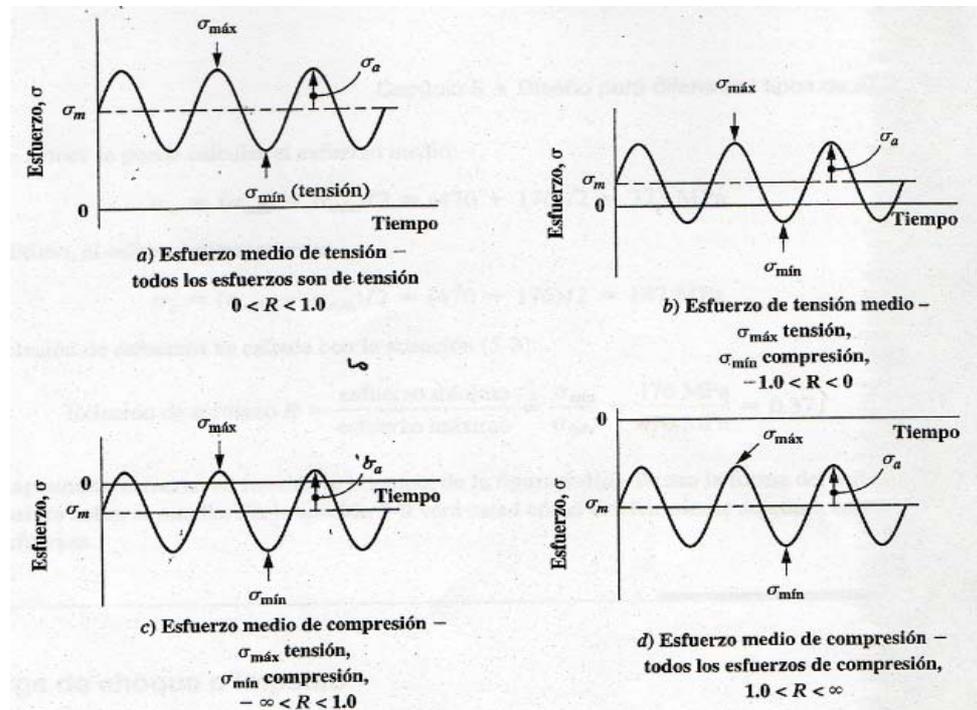


Figura 2.8. Esfuerzos fluctuantes. [2]

El esfuerzo estacionario o estático no es igual al esfuerzo medio. De hecho, puede tener cualquier valor entre σ_{\min} y σ_{\max} . El esfuerzo estático existe debido a una carga o precarga fija, constante en el tiempo, aplicada a la pieza. Suele ser independiente de la parte variable de la carga. Los componentes de estas variables se aplican tanto a esfuerzos normales como a cortantes. En la figura 2.8 se aprecian claramente las siguientes relaciones:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \text{Ec.}$$

2.1

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \text{Ec.}$$

2.2

Aunque las componentes de esfuerzo se han definido con base en una forma senoidal de variación en el tiempo, la forma exacta de la curva no parece tener particular significación. [2]

2.7 Resistencia a la fatiga en el caso de esfuerzos fluctuantes.

Una vez definidas las diversas componentes de esfuerzos relacionados con el trabajo de un elemento sometido a esfuerzos fluctuantes, conviene variar el esfuerzo medio y la amplitud para investigar la resistencia a la fatiga de piezas sometidas a tales esfuerzos. En la ordenada de la figura 2.9 se representa el límite de resistencia a la fatiga S_e . Nótese que la resistencia de fluencia S_{yt} o S_y se representan también en el eje de las ordenadas. Esto sirve como recordatorio de que la fluencia, y no la fatiga, podría ser el criterio de falla. El eje de las abscisas del esfuerzo medio de la figura 2.9 contiene la resistencia de fluencia y la resistencia a la tensión S_{ut} o S_u representada en él. En la figura 2.9 se representan cuatro (4) criterios de falla:

- Línea de Soderberg.
- Línea de Goodman modificada.
- Línea de Gerber.
- Línea de fluencia o cedencia.

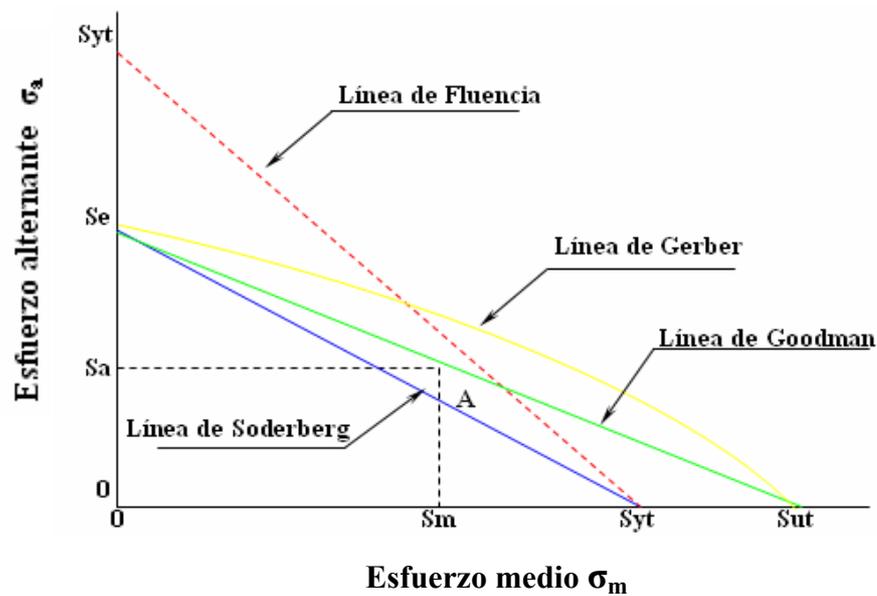


Figura 2.9. Diagrama de fatiga que representa los diversos criterios de falla. [2]

El diagrama muestra que solo el criterio de Soderberg ofrece protección en contra de la fluencia. Las teorías lineales de la figura 2.9 pueden expresarse en forma de ecuación para calcularse en máquina escribiendo la ecuación de una recta en su forma de intercepciones. Tal forma es:

$$\frac{x}{a} + \frac{y}{b} = 1 \quad \text{Ec.} \quad 2.3$$

Donde a y b son las intercepciones x e y, respectivamente. Esta ecuación de la línea de Soderberg es:

$$\frac{S_a}{S'_n} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad \text{Ec.} \quad 2.4$$

Los esfuerzos σ_a y σ_m pueden reemplazar los términos S_a y S_m en la ecuación 2.4, si cada resistencia se divide en un factor de seguridad N . Si se hace esto la ecuación de Soderberg cambia a:

$$K_t \frac{\sigma_a}{S'_n} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{N} \quad \text{Ec.}$$

2.5

El desarrollo anterior de criterio de Soderberg también puede realizarse para tensiones variables por esfuerzo de corte. Entonces la ecuación de factor de diseño sería:

$$\frac{1}{N} = K_t \frac{\tau_a}{S'_{sn}} + \frac{\tau_m}{S_{sy}} \quad \text{Ec.}$$

2.6

El trabajo experimental indica que esta forma de criterio de Soderberg es en extremo conservadora. Para la teoría de distorsión de la energía $S_{sy} = 0,577 * S_y$ y $S'_{sn} = 0,577 * S'_n$. [2]

2.8 Uniones soldadas.

2.8.1 Tamaño de soldadura.

Con base en la trigonometría simple, se encuentra que la longitud de esta línea es $0,707 * w$, donde w es la dimensión de lado. Los objetivos de un diseño de un ensamble soldado con chaflán son especificar la longitud de los lados del chaflán, la forma de la soldadura y su longitud. Aquí se presenta el método que trata a la soldadura como una línea que no tiene espesor. El método implica determinar la fuerza máxima por pulgada de longitud de lado soldado. Comparar

la fuerza real con una fuerza permisible permite calcular la longitud de lado que se necesita. En la figura 2.10 se muestran algunas soldaduras por chaflán:

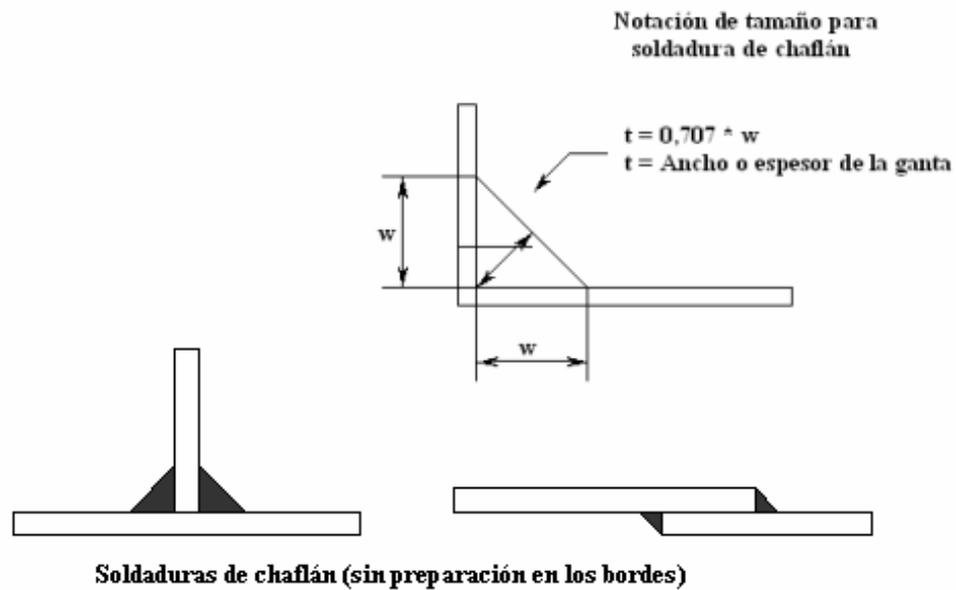


Figura 2.10. Ancho de soldadura para elementos unidos a chaflán. [2]

La tabla 2.1 proporciona información correspondiente a la tensión por esfuerzo de corte permisible y la fuerza permisible por pulgadas para algunas combinaciones de metal base y electrodo soldador. En general, las tolerancias para estructuras tipo edificio son para cargas constante. A los valores para cada tipo de puente se les asignan los efectos cíclicos.

Tabla 2.1. Tensiones por esfuerzo de corte permisible y fuerzas en soldaduras. [2]

Metal base	Electrodo	Tensión por esfuerzo	Fuerza permisible
------------	-----------	----------------------	-------------------

Grado ASTM		de corte permisible	por pulgada de lado
Estructuras tipo edificio			
A36, A441	E60	13600 psi	9600 Lb/pulg
A36, A441	E70	15800 psi	11200 Lb/pulg
Estructuras tipo puente			
A36	E60	12400 psi	8800 Lb/pulg
A441, A242	E70	14700 psi	10400 Lb/pulg

Quando se sueldan placas gruesas, existen tamaños mínimos aceptables para las soldaduras como se señalan en la tabla 2.2 siguiente.

Tabla 2.2. Tamaño mínimo de soldadura para placas de gran espesor. [4]

Espesor de la placa (pulg)	Tamaño mínimo de lado para la soldadura de chaflán (pulg)
$\leq 1/2$	3/16
$> 1/2 - 3/4$	1/4
$> 3/4 - 1^{1/2}$	5/16
$> 1^{1/2} - 2^{1/4}$	3/8
$> 2^{1/4} - 6$	1/2
> 6	5/8

Además en el método para considerar la soldadura como una línea se examinarán cuatro formas de aplicar la carga: 1) Tensión o compresión directa, 2) Corte vertical directo, 3) Flexión y 4) Torsión. A continuación se resumen las relaciones empleadas:

Tipo de carga

Fórmula (y número de ecuación)
para fuerza/pulgada de soldadura.

Tensión o compresión directa $F = P / A_w$ Ec.

2.7 Cortante vertical directo $F = V / A_w$

Ec. 2.8

Flexión $F = M / S_w$ Ec. 2.9

Torsión $F = Tc / J_w$ Ec.

2.10

En estas fórmulas, se maneja la geometría del cordón para evaluar los términos A_w , S_w y J_w con las relaciones de la figura B.3 del apéndice B. [2]

Donde:

A_w : Área por unidad de longitud del cordón (m).

S_w : Área de longitud del cordón (m²).

J_w : Volumen de longitud del cordón (m³).

2.9 Uniones con tornillos y remaches.

Los tornillos de sujeción constituyen uno de los elementos más útiles de las máquinas. Su diseño varía desde el caso sencillo en que basta algún cálculo simple ocasional, hasta el otro caso extremo en que es necesaria una extensa experimentación destinada a simular unas condiciones particulares. Elementos estandarizados como los tornillos, pernos y tuercas tienen rosca sencilla; un tornillo de rosca doble tiene un avance igual a dos veces el paso, y en uno de rosca triple el avance es igual tres veces el paso, y así sucesivamente. Las roscas métricas se especifican expresando el diámetro y el paso en milímetros, en ese orden. Por lo tanto, M12 x 1,75 es una rosca que tiene un diámetro mayor nominal de 12 mm y un paso de 1,75 mm. Observe que la letra M, que precede al diámetro, es la guía para la designación métrica. La figura 2.11 es una

representación de un tornillo estándar de cabeza hexagonal. Los puntos de concentración de esfuerzo están en el entalle y en el inicio del filete de las roscas.

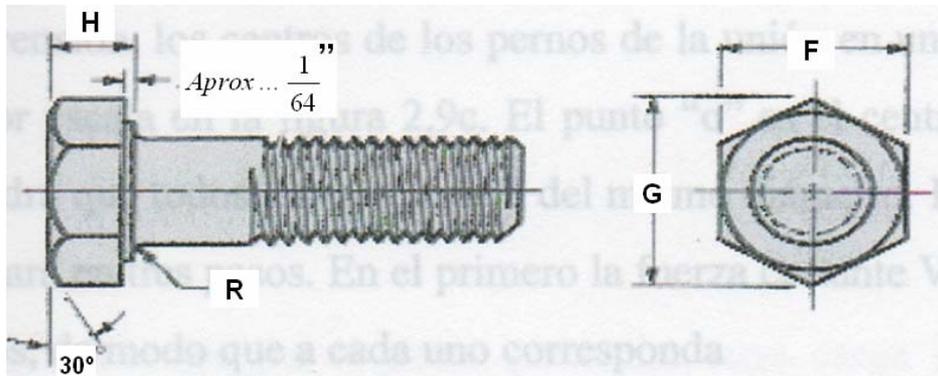


Figura 2.11. Perno de cabeza hexagonal. [3]

Las uniones de perno con carga de tensión, sometidas a la acción de fatiga, se pueden analizar directamente por el método presentado en las secciones anteriores (teoría de falla Soderberg). [3]

2.10 Carga cortante en pernos y remaches debido a cargas excéntricas.

Para facilitar la compresión, los centros de los pernos de la unión en un extremo de una viga se representan a mayor escala en la figura 2.12c. El punto “o” es el centroide del grupo, y en este ejemplo se supondrá que todos los pernos son del mismo diámetro. La carga total tomada por cada uno se calculará en tres pasos. En el primero la fuerza cortante V se dividirá en partes iguales entre los pernos, de modo que a cada uno corresponda:

$$F' = \frac{V}{n} \quad \text{Ec.}$$

2.11

Donde n es el número de pernos en el grupo y la fuerza F' se denomina carga cortante primaria.

Se observa que una distribución equitativa de la carga directa a los pernos supone un elemento absolutamente rígido. A veces la disposición de los pernos o la forma y tamaño de los elementos, justifica el empleo de otra hipótesis acerca de la división de la carga. Las cargas directas F' se muestran como vectores en el diagrama de cargas.

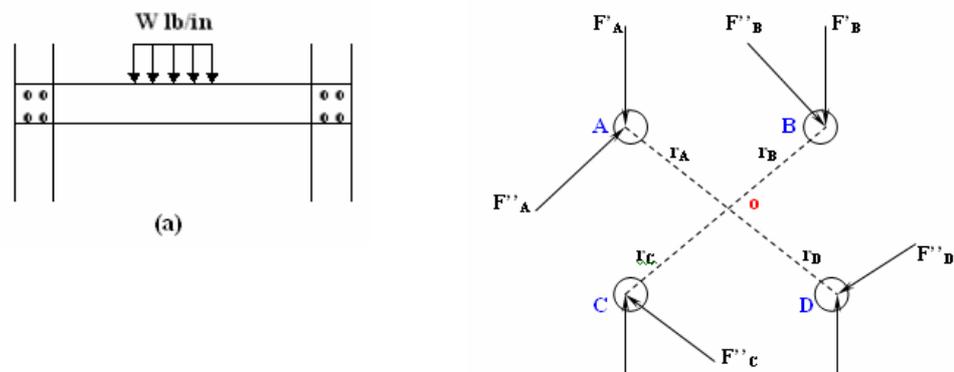
La carga de momento o carga cortante secundaria, es la carga adicional que hay sobre cada perno debido al momento M . Si r_A , r_B , r_C , etc., son las distancias radiales desde el centroide hasta el centro de cada perno. Donde F'' es la carga de momento. La fuerza que recibe cada perno depende de su distancia al centroide, es decir, el perno más alejado del centro de gravedad recibe la carga mayor, en tanto que el más próximo absorbe la menor. Por consiguiente, la ecuación puede escribirse:

$$F''_n = \frac{M * r_n}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + \dots} \quad \text{Ec.}$$

2.12

Donde el subíndice n designa el perno particular cuya carga ha de hallarse. Estas cargas de momento se indican también como vectores en el diagrama de cargas.

En el tercer paso las cargas directas y de momento se suman vectorialmente para obtener la carga resultante en cada perno. Puesto que todos los pernos o remaches son del mismo tamaño, solo se necesita considerar el elemento sujetador que tiene la carga máxima. [3]



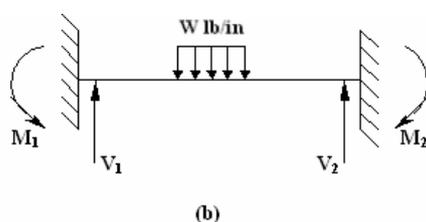


Figura 2.12. a) Viga atornillada por ambos extremos y con carga distribuida; b) Diagrama de cuerpo libre de la viga; c) esquema del grupo de pernos, amplificado donde se indican las fuerzas cortantes primarias y secundarias.

2.11 Separación mínima entre remaches y pernos.

La distancia mínima entre los centros de los agujeros de remaches y pernos no será menor que 2,7 veces el diámetro nominal de los mismos, pero preferiblemente no será menor de 3 diámetros. [4]

2.12 Distancia mínima a los bordes.

La distancia mínima de los centros de los agujeros de remaches o pernos a cualquier borde, utilizadas en el diseño o en la preparación de los planos de taller, serán las especificadas en la tabla 2.3.

Tabla 2.3. Distancia mínima al borde^A para agujeros perforados, escariados o taladrados. [4]

Diámetro del perno o remache		A bordes cizallados (mm)	A bordes laminados de planchas, perfiles o barras, o a bordes cortados con soplete ^B (mm)
mm	pulg.		
13	(1/2)	22	19

16	(5/8)	29	22
19	(3/4)	32	25
22	(7/8)	38 ^C	29
25	(1)	44 ^C	32
29	(1 ^{1/8})	51	38
32	(1 ^{1/4})	57	41
Mayor de 32		1,75 * Diámetro	1,25 * Diámetro

^A Cuando se utilicen agujeros ensanchados o alargados, las distancias a los bordes se incrementarán a fin de mantener la distancia libre desde el borde del agujero hasta el borde libre igual a las especificadas en la tabla 2.3.

^B Todas las distancias al borde dadas en esta columna se pueden reducir 3 mm (1/8 pulg.) cuando el agujero está situado en un punto donde la tensión no supera el 25% de la tensión máxima admisible en el elemento.

^C Estos valores pueden ser 32 mm (1^{1/4} pulg.) cuando se trate de los extremos de ángulos empleados en conexiones de vigas. [4]

2.13 Columnas largas con carga central.

A continuación se desarrollará el tema de las relaciones que pueden encontrarse entre la carga crítica, el material de la columna y la configuración geométrica, en relación con la figura 2.13a.

Se supone una barra de longitud l con una carga P que actúa según el eje centroidal y sobre extremos redondeados o con pasador. La figura 2.13a muestra que la barra se flexiona en el sentido positivo de y . Para que suceda esto se requiere que haya un momento flexionante negativo y, por tanto,

$$M = P * y$$

(a)

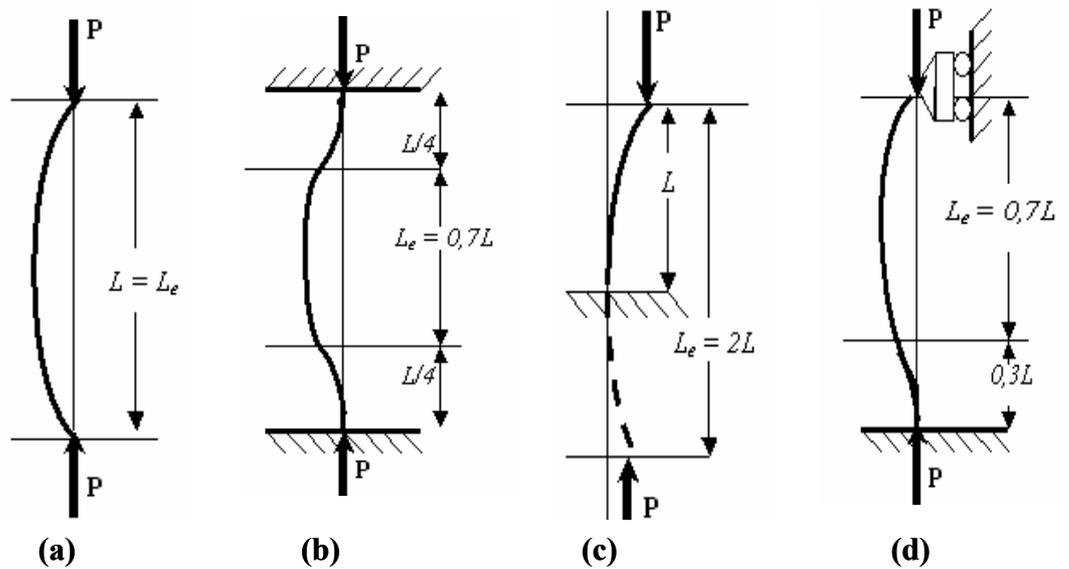


Figura 2.13. a) Columna con extremos redondeados o articulados; b) Columna empotrada por ambos extremos; c) Columna empotrada en su base y con una carga vertical en su extremo libre superior; d) Columna empotrada en un extremo y redondeado y dirigido en el otro.

Si la barra flexiona en el sentido negativo de y , el momento sería positivo, y, así $M = P * y$, como antes. Usando la ecuación $\frac{M}{E * I} = \frac{d^2 y}{dx^2}$ se escribirá:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{P}{E * I} * y \quad (b)$$

O bien

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{P}{E * I} * y = 0 \quad (c)$$

Esta se asemeja a la ecuación diferencial, bien conocida, para el movimiento armónico simple. Y se satisface con $\sqrt{P/E * I} * l = n\pi$, donde $n = 1, 2, 3, \dots$. Si se despeja P cuando $n = 1$, la solución dará la primera carga crítica.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{l^2} \quad \text{Ec. 2.13}$$

Expresión que recibe el nombre de fórmula de la columna de Euler y se aplica sólo a columnas de extremos redondeados.

Ahora se puede emplear la relación $I = A * k^2$, donde A es el área y k es el radio de giro (o radio de inercia) de la sección. Con ello, la ecuación 2.13 quedará en una forma más conveniente:

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 * E}{(l/k)^2} \quad \text{Ec. 2.14}$$

En la que l/k recibe el nombre de **relación de esbeltez** de la columna. Esta relación, y no la longitud real de la columna, se utilizarán para clasificar columnas de acuerdo con categorías de longitud.

La cantidad P_{Cr} / A de la ecuación 2.14 es la carga crítica unitaria. Esta es la carga por unidad de área que se necesita para colocar la columna en una condición de equilibrio inestable. En este estado cualquier pequeña encorvadura del elemento, o un ligero movimiento del apoyo o carga, hará que la columna colapse. La carga unitaria tiene las mismas unidades que la resistencia, pero aquí se trata de la resistencia de una columna específica, no del material de que esta hecha la columna.

Por ejemplo, si se duplica la longitud de un elemento se observará un efecto notable en el valor de P_{Cr} / A ; pero no hará ningún efecto en, por ejemplo, el límite elástico S_y del material de la columna.

La ecuación 2.14 indica que la carga crítica por unidad depende sólo del módulo de elasticidad y de la relación de esbeltez. Así, una columna que cumpla con la fórmula de Euler, hecha de acero aleado de alta resistencia, no es mejor que otra de acero de bajo carbono, puesto que E es igual para ambas.

Las cargas críticas de columnas con diferentes condiciones de extremos pueden obtenerse resolviendo la ecuación diferencial o por comparación. Ahora bien, se pueden tomar en cuenta las diversas condiciones de extremos (ver figura 2.13) y escribir la ecuación de Euler en las dos formas siguientes:

$$P_{cr} = \frac{C * \pi^2 * E * I}{l^2} \quad \text{Ec. 2.15}$$

Y

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{C * \pi^2 * E}{(l/k)^2} \quad \text{Ec. 2.16}$$

En este caso, el factor C (ver tabla 2.4) se denomina constante de condiciones en extremos y puede tener uno de varios valores teóricos: 1/2, 1, 2, 4, en función de las condiciones de extremos. [3]

La **relación de esbeltez** es la razón de la longitud de la columna con su radio mínimo. Esto es:

Relación de esbeltez (l/k):

$$(l/k) = \frac{L}{r_{\min}} = \frac{C_e * L_k}{r_{\min}} \quad \text{Ec. 2.17}$$

Siendo el radio mínimo para una barra circular igual a:

$$r_{\min} = \frac{d_p}{4} \quad \text{Ec. 2.18}$$

La utilización de la ecuación de Euler depende del valor de la razón de relación de esbeltez para la columna objeto de análisis en relación con la razón de transición de esbeltez, o constante de columna, C_c , que se define como:

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{S_y}} \quad \text{Ec. 2.19}$$

Si (l/k) es mayor que C_c la columna es larga. Utilice la ecuación de Euler definida con anterioridad.

Si (l/k) es menor que C_c la columna es corta. Utilice la ecuación de Johnson, mostrada a continuación: [2]

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{S_y * \left[1 - \left(S_y * (l * r)^2 \right) \right]}{4 * \pi^2 * E} \quad \text{Ec. 2.20}$$

Tabla 2.4. Constantes de condiciones de extremos para columnas de Euler [a utilizar con las ecuaciones 2.15 y 2.16].

Casos	Condiciones de extremo de columnas	Constante C_e de condición de extremo		
		Valor Teórico	Valor Conservador	Valor Recomendado
I	Empotrado-Libre	1/4	1/4	1/4
II	Articulado-Articulado	1	1	1
III	Empotrado-Articulado	2	1	1,2
IV	Empotrado-Empotrado	4	1	1,2

2.14 Determinación del factor de seguridad.

Según el método de Pugsley el factor de seguridad se puede determinar mediante la siguiente ecuación:

$$n_s = n_{sx} * n_{sy} \quad \text{Ec. 2.21}$$

Donde:

n_{sx} = Factor de seguridad que involucra características A, B y C.

A = Calidad de los materiales, destreza, mantenimiento e inspección.

B = Control sobre la carga aplicada a la parte.

C = Exactitud del análisis del esfuerzo, información experimental o experiencia con dispositivos similares.

n_{sy} = Factor de seguridad que involucra características D y E.

D = Peligro para el personal.

E = Impacto económico.

En la tabla A.1 del apéndice A, se proporcionan los valores de n_{sx} para condiciones de A, B y C. Para utilizar esta tabla, se estima cada característica para una aplicación en particular muy buena (mb), buena (b), regular (r) o pobre (p). En la tabla A.2 de los apéndices se muestran los valores de n_{sy} para varias condiciones de E y D. Para usar esta tabla se estima cada característica para una aplicación en particular como muy seria (ms), seria (s) o no seria (ns). Al poner los valores de n_{sx} y n_{sy} en la ecuación 2.21 el resultado es el factor de seguridad.

Aunque es un procedimiento simple para obtener los factores de seguridad, el método de Pugsley ilustra las preocupaciones presentes en la selección del factor de seguridad. [3]

2.15 Diseño de flechas y ejes.

Debido a la aparición simultánea de tensiones por esfuerzo de corte por torsión y tensiones normales que se deben a la flexión, el análisis de una flecha o

eje virtualmente implica siempre el uso de un enfoque combinado para el aspecto de las tensiones. El método que se sugiere para el diseño de ejes es el de la teoría de la *falla por distorsión de la energía* la cual ofrece una proyección muy precisa de fallas en materiales dúctiles que se someten a la acción de cargas estáticas, tensiones combinadas, tensiones por esfuerzo de corte, o bien, tensiones normales inversas por completo.

En ocasiones, se presentan también tensiones por esfuerzo de corte vertical y tensiones normales directas que se deben a cargas axiales, sin embargo, su efecto es, por lo regular, mínimo a tal grado que es válido omitirlas. En ejes extremadamente cortos o en partes de ellos en los que no se generan torsión o flexión, es probable que predominen tales tensiones. Las actividades específicas que deben realizarse en el diseño y análisis de una flecha o eje dependen del diseño que se haya propuesto, así como de la forma en que se cargue y se soporte.

[2]

2.16 Fuerzas que ejercen elementos de máquinas sobre flechas o ejes.

Los engranes, las poleas acanaladas, para bandas, y otros elementos que casi siempre son soportados por ejes o flechas, ejercen fuerzas sobre los ejes que dan lugar a momentos de flexión.

2.16.1 Ruedas dentadas.

La fuerza que se ejerce sobre los dientes de un engrane mientras se transmite potencia actúa de manera normal, es decir perpendicular, al perfil envolvente de los dientes. En el análisis de ejes, conviene considerar los componentes rectangulares de esta fuerza que ejercen su acción en sentido radial así como tangencial. Más conveniente es calcular la fuerza tangencial, W_t directamente del torque que se conoce, el cual es transmitido por el engrane. Para unidades del sistema británico:

$$T = \frac{63000 * P}{n} \quad \text{Ec. 2.22}$$

Donde P es la potencia que se transmite en Hp, n es la velocidad de giro en rpm, T es el torque en libras por pulgada y D es el diámetro de holgura del engrane en pulgadas.

2.17 Concentraciones de tensiones en flechas o ejes.

Para montar y ubicar en forma correcta los distintos tipos de elementos mecánicos en los ejes, por lo regular, el diseño final incluye varios diámetros, cuñeros, ranuras para anillos y otras discontinuidades geométricas que dan lugar a concentraciones de tensión esfuerzo.

Estas concentraciones de tensión deben ser tomadas en cuenta durante el análisis de diseño. Sin embargo, se presenta un problema debido a que cuando se inicia el proceso de diseño se desconocen los valores reales de diseño correspondientes a los factores de concentración de tensión. La mayor parte de los valores dependen de los diámetros del eje y de la geometría de los chaflanes y, las ranuras de éstos, son los objetivos del diseño.

El dilema puede superarse estableciendo un conjunto de valores preliminares de diseño para factores de concentración de tensión, los cuales pueden utilizarse para obtener estimados iniciales para los diámetros de los ejes mínimos aceptables. Así, una vez se seleccionan las dimensiones afinadas, se puede analizar la geometría final para calcular los valores reales para los factores de concentración de tensión. Al comparar los valores finales con los preliminares le permitirá juzgar la aceptabilidad del diseño.

2.17.1 Valores preliminares de diseño para K_t .

Aquí se consideran los tipos de discontinuidades geométricas que se encuentran con más regularidad en ejes que transmiten potencia: cuñeros, chaflanes de hombros y ranuras para anillos de sujeción. En cada caso, de un valor de diseño que se sugiere relativamente alto se obtiene un resultado conservador para la primera aproximación hacia el diseño. De nuevo, se hace énfasis que en el diseño final debe verificarse la seguridad. Esto es, si el valor final es más bajo que el valor original de diseño, el diseño aún es seguro. Por el contrario, si el valor final es más alto, habrá que analizar otra vez las tensiones para el diseño.

2.17.2 Cuñeros.

Un *cuñero* consiste en una ranura longitudinal que se corta en eje o una flecha para montar una cuña, ello permite transferir torque a partir del eje hacia un elemento que transmite potencia o viceversa (ver figura 2.14).

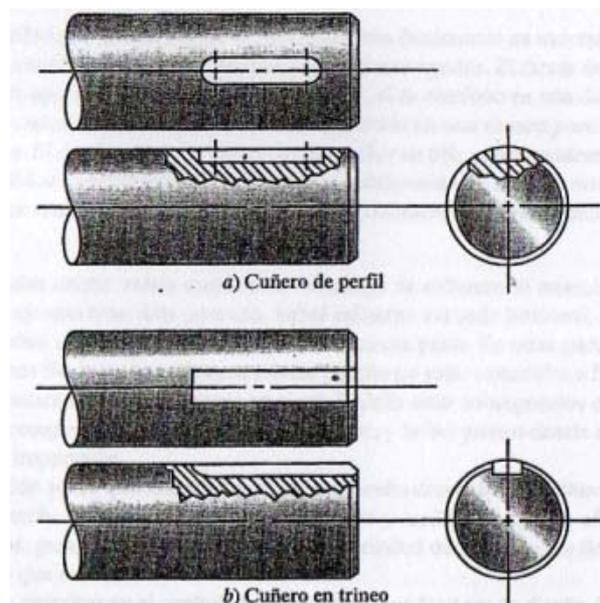


Figura 2.14. Cuñeros. [2]

Dos son los tipos de cuñeros que se utilizan con mayor frecuencia: el de perfil y el de corredera o rastra (figura 2.14). El factor de concentración de tensión para el cuñero de corredera o rastra es más bajo que el del cuñero de perfil. Los valores de diseño que por lo regular se utilizan son:

$$K_t = 2.0 \quad (\text{perfil})$$

$$K_t = 1.6 \quad (\text{de corredera o rastra})$$

Cada uno de estos valores debe aplicarse al cálculo de esfuerzo o tensión por flexión de la flecha o eje. Los factores consideran tanto la reducción en sección transversal, como el efecto de la discontinuidad. Si la tensión por esfuerzo de corte es variable en lugar de constante, el factor de concentración de tensión también se aplica a ello.

2.17.3 Chaflanes de hombros.

Cuando en un eje se presentan cambios de diámetro para producir un hombro contra el cual se coloca un elemento mecánico, se genera una concentración de tensión que depende de la relación entre los dos diámetros y del diámetro del chaflán (Ver figura 2.15). Se sugiere que el diámetro del chaflán sea lo más grande posible para minimizar la concentración de tensión. Los chaflanes se clasificarán de acuerdo con dos categorías: con bordes cortantes y con bordes redondeados. En este caso, el término *con bordes cortantes* en realidad no significa eso, es decir, sin ningún radio de chaflán en absoluto. Tal configuración de hombro tendría un factor de concentración de tensión en extremo alto y debe evitarse. Por el contrario, *con bordes cortantes* describe un hombro con un radio de chaflán relativamente pequeño.

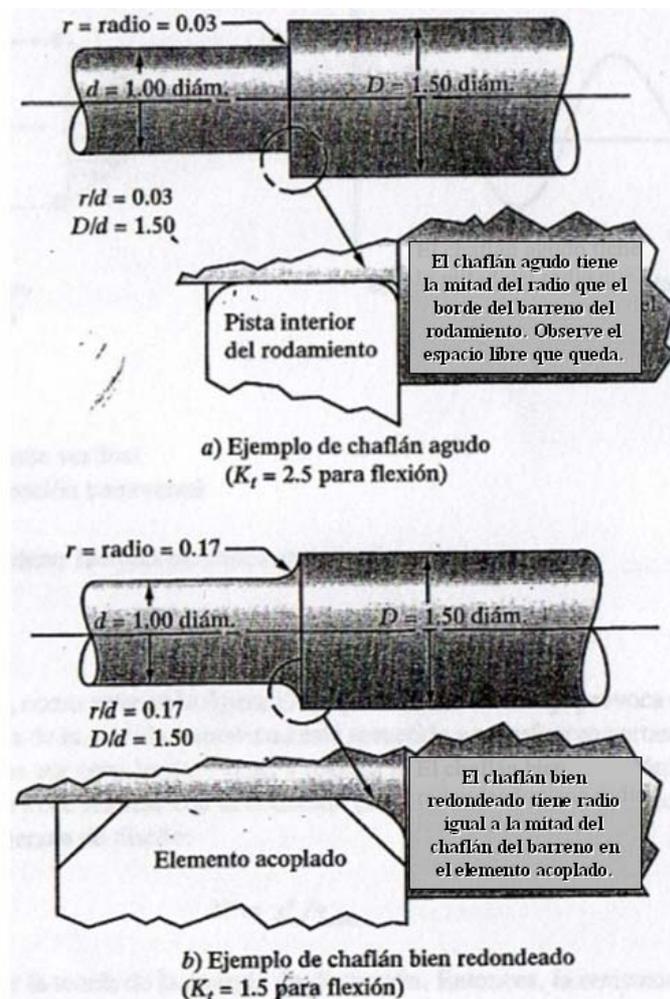


Figura 2.15. Chaflanes en ejes [2].

El radio del chaflán en el eje debe ser aún más pequeño para que el cojinete asiente debidamente contra el hombro. Cuando se coloca un elemento con un chaflán más grande en su diámetro interior que asienta contra el hombro o cuando no se asienta nada que se apoye en el hombro, el radio del chaflán puede ser mucho más grande, bien redondeado, y el factor de concentración de esfuerzo es más pequeño. Para el diseño de flexión se utilizarán los valores siguientes:

$$K_t = 2,5 \quad (\text{chaflán con bordes cortantes})$$

$$K_t = 1,5 \quad (\text{chaflán bien redondeado})$$

2.17.4 Ranuras para anillos de sujeción.

Los anillos de sujeción se utilizan en muchos tipos de aplicaciones en los ejes. Los anillos se colocan en ranuras que se hacen en las flechas o ejes, después que se ubica en su lugar el elemento que se va a sujetar. La geometría de la ranura la establece el fabricante del anillo. Su configuración común es una ranura hueca con los bordes de las paredes rectas al igual que su fondo y un chaflán pequeño en la base de la ranura.

Cuando existe flexión, utilizaremos $K_t = 3,0$ para diseño preliminar como factor estimado que considera los chaflanes y la reducción en diámetro para calcular el diámetro nominal del eje o flecha antes de correr la ranura. Cuando se presenta torsión junto con la flexión o cuando solo existe torsión en una sección que interesa, el factor de concentración de la tensión no se aplica a la tensión por esfuerzo de corte por torsión porque es constante. Sin embargo, para considerar la disminución de diámetro en la ranura aumente el diámetro resultante que calculó en aproximadamente 6%, un valor típico para anillos de sujeción comerciales. Pero después de que haya especificado el diámetro final del eje y la geometría de la ranura, deberá calcular la tensión o esfuerzo en la ranura con el factor de concentración de tensión adecuado para la geometría de la ranura. A continuación la figura 2.16 muestra la geometría propuesta para el eje de un diseño cualquiera.

[2]

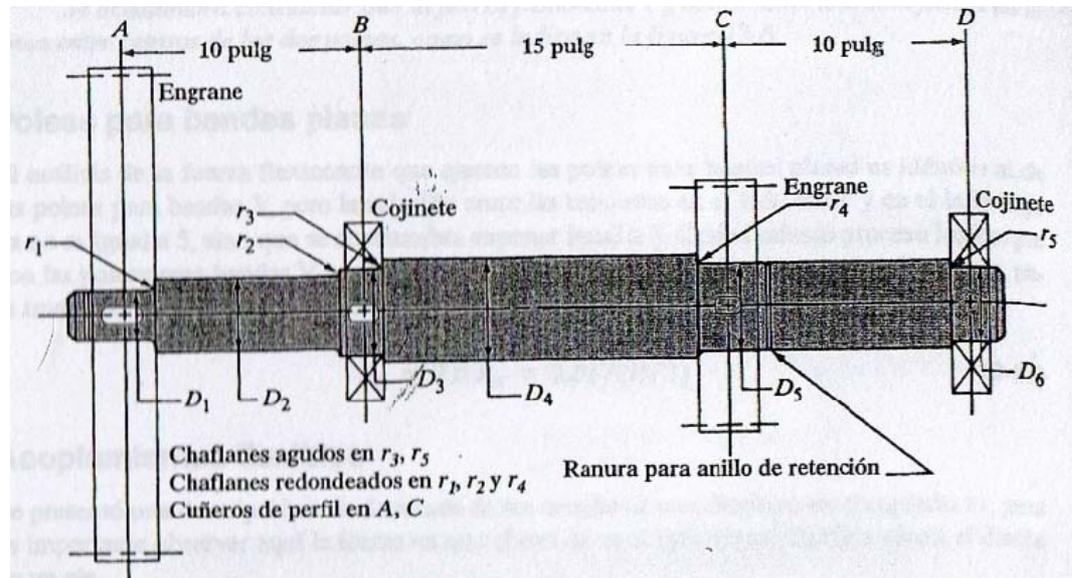


Figura 2.16. Geometría propuesta para el eje de un diseño cualquiera. Chaflanes con bordes cortantes en r_3, r_5 ; chaflanes con bordes bien redondeados en r_1, r_2, r_4 ; cuñeros de perfil en A, C. [2]

2.18 Tensiones de diseño para flechas o ejes.

En una flecha o eje en particular puede existir al mismo tiempo condiciones distintas que generan esfuerzo o tensión. Para cualquier parte del eje que trasmite potencia, habrá una tensión por esfuerzo de corte por torsión, mientras la tensión por esfuerzo de flexión se presenta en esas mismas partes.

Se supone que las tensiones o esfuerzo de flexión son por completo inversos y sucesivos debido a que el eje gira. Dado que los materiales dúctiles muestran un mayor desempeño bajo tales cargas, se supone que el material con que se fabrica el eje o la flecha es dúctil. Se supone, también, que la carga por esfuerzo de torsión es relativamente constante y actúa en un sentido.

2.18.1 Tensión normal de diseño, carga que genera fatiga.

Para la flexión inversa sucesiva en un eje provocado por cargas transversales que se aplican a un eje que gira, la tensión de diseño sólo se relaciona con la resistencia a la fatiga de materiales sometidos a esfuerzos de tensión normal, como flexión y tensión axial directa.

Se comienza presentando un procedimiento para estimar la *resistencia real a la fatiga* S'_n del material para la pieza que se diseña. Implica aplicar varios factores a la resistencia a la fatiga básica para el material. A continuación se explican los factores.

1. Se especifica el material para la pieza y se determina su resistencia última a la tensión S_u , mediante la consideración de su condición, tal como se usara en servicio.
2. Especifique el proceso de manufactura usado para producir la parte, con especial atención al estado de la superficie en la zona donde los esfuerzos sean mayores.
3. Emplee la figura A.4 del apéndice A para estimar la resistencia a la fatiga modificada S_n .
4. Aplique un factor de material C_m de la siguiente tabla 2.5.

Tabla 2.5. Factor de material C_m .

Acero forjado:	$C_m = 1,00$	Hierro colado maleable:	$C_m = 0,80$
Acero colado:	$C_m = 0,80$	Hierro colado gris:	$C_m = 0,70$
Acero pulverizado:	$C_m = 0,76$	Hierro colado dúctil:	$C_m = 0,66$

5. Aplique un factor de tipo esfuerzo: $C_{st} = 1,0$ para el esfuerzo flexionante, $C_{st} = 0,80$ para la tensión axial.
6. Aplique un factor de confiabilidad C_R de la tabla 2.6.

Tabla 2.6. Factores de ajustes para un alto grado de confiabilidad.

Confiabilidad que se desea	Factor de confiabilidad, C_R
0,50	1,00
0,90	0,90
0,99	0,81
0,999	0,75

7. Aplique un factor de tamaño C_S , mediante la figura A.5 del apéndice A.
8. Calcule la resistencia a la fatiga estimada real S'_n , con:

$$S'_n = S_n (C_m)(C_{st})(C_s)(C_R) \quad \text{Ec. 2.23}$$

9. Para piezas del eje o flecha que solo se ven sujetas a flexión inversa, la tensión de diseño es igual a [2]:

$$\sigma_d = \frac{S'_n}{N} \quad \text{Ec. 2.24}$$

2.19 Flechas y ejes solo en flexión y torsión.

Aquellos que soportan engranajes rectos o cilíndricos, poleas acanaladas en forma de V o ruedas dentadas de cadena son ejemplos de flechas o ejes que sólo se ven sujetos a flexión o torsión. La potencia que es transmitida genera torsión y las fuerzas transversales en los elementos originan flexión. En el caso general, no todas las fuerzas transversales actúan en el mismo plano. En tales casos, primero se elabora las gráficas de momento de flexión para dos planos perpendiculares. Después, se calcula el momento de flexión resultante en cada punto que interesa, para luego determinar el diámetro D requerido en dicho punto.

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. 2.25}$$

Donde:

D: Diámetro (m).

N: Factor de seguridad.

K_t: Factor de concentración de esfuerzo.

M: Momento flexionante (N*m).

S'_n: Resistencia por durabilidad (Pa).

T: Par torsional (N*m).

S_y: Esfuerzo de fluencia (Pa).

La ecuación 2.25 se utiliza para el diseño de flechas o ejes. Es compatible con la norma ANSI B106.IM-1985. [2]

CAPITULO III

DESARROLLO DEL TRABAJO

3.1 Revisión bibliográfica, consultas y entrevistas con el personal relacionado al tema.

Esta sección consistió básicamente en la investigación, selección y clasificación de toda la información relevante necesaria para la elaboración del proyecto, la cual se obtuvo a través de textos, tesis de grados, normas y manuales, revistas, consultas técnicas, consultas en Internet, entre otros. Así como también reuniones y consultas con todo el personal relacionado al tema del trabajo de investigación, los cuales aportaron información importante y propuestas para el desarrollo del mismo.

3.2 Conocimiento del proceso de producción de aplicación de pintura de las líneas ó áreas encontradas, especialmente fondo y esmalte.

Una de las etapas más importantes en la construcción de un vehículo Mitsubishi es el proceso de pintura, el cual cuenta a su vez con varias etapas: Línea de fosfato, Línea de fondo, Línea de PVC-Sello, Línea de esmalte y finalmente la Línea de inspección y reparación final. A continuación se describe el proceso de pintura de la empresa MMC Automotriz.

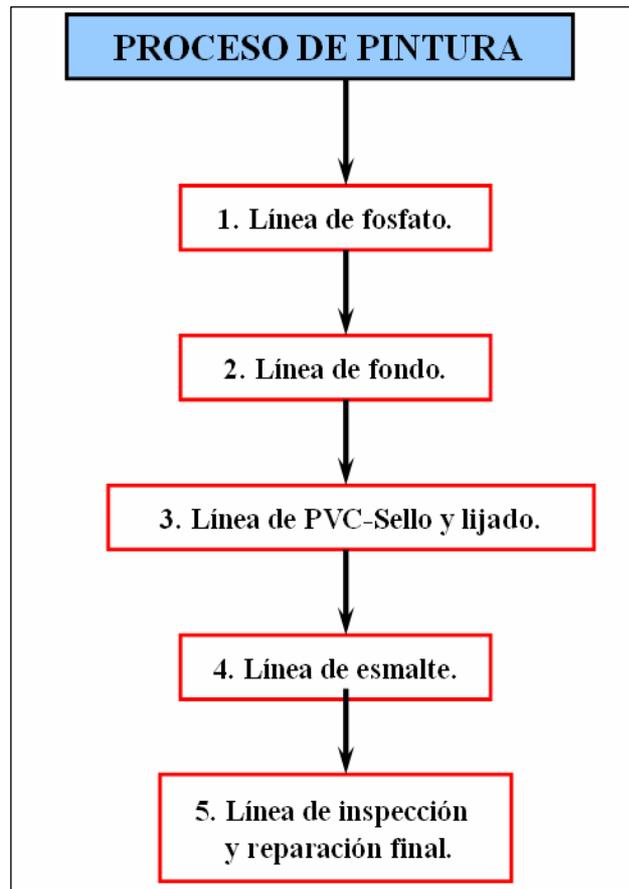


Figura 3.1. Diagrama de flujo del proceso de pintura.

3.2.1 Proceso de producción en la línea de fosfato.

Al inicio de esta línea a la unidad se aplica un detergente (pre-desengrasante) llamado 90 BVF en frío y en caliente con la finalidad de remover las grasas que se utilizan en la protección de los componentes de la carrocería y limpiar el polvo y desechos de soldadura. Estos detergentes son aplicados tanto en los paneles interiores como en los exteriores. La figura 3.2 muestra la cabina de pre-limpieza.

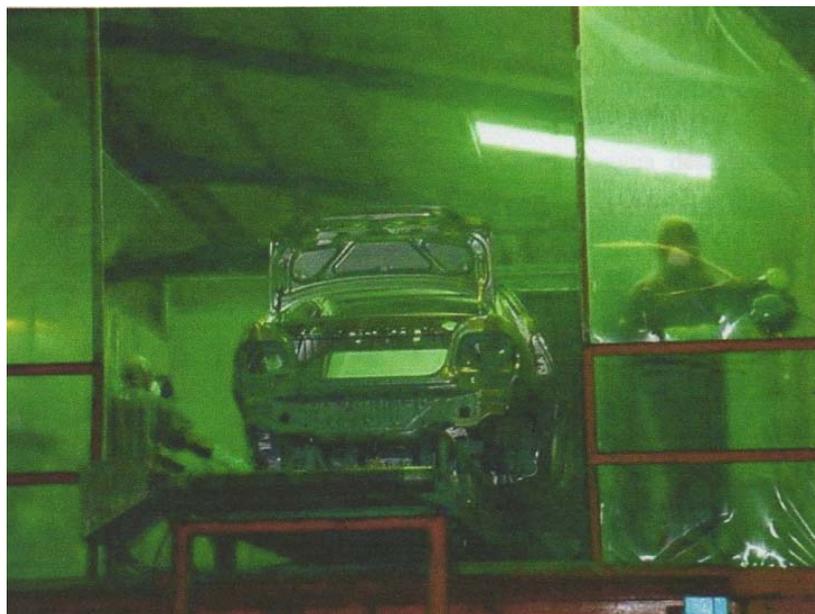


Figura 3.2. Cabina de pre-limpieza.

Posteriormente la unidad pasa al túnel de fosfato donde es sometido a varios procesos o etapas: La primera etapa, llamada “desengrase”, se aplica un desengrasante a toda la superficie del metal, este debe mantenerse a temperaturas entre $(50-55)^{\circ}\text{C}$, con la finalidad de remover sucio de grasas y los aceites naturales por la contaminación con huellas digitales. Luego, la unidad pasa a la segunda etapa, “primer enjuague” cuya función es limpiar la superficie de la carrocería de los residuos del desengrasante. La unidad se rocía, entonces, con sales de titanio para activar la superficie metálica antes del fosfatizado; después se le aplica el fosfato de zinc que no es más que un promotor de adherencia y un agente altamente anticorrosivo actuando como una película sobre la superficie del metal, evitando el paso de oxígeno y agua para hacer contacto con el metal, protegiéndolo así de la corrosión. Antes de terminar se le da un segundo enjuague con agua a condiciones ambientales para mantener húmeda la carrocería después de la aplicación del fosfato hasta que entre a la tercera estación.

En la tercera estación se le aplica un baño de sellador (NCRINCE) que se encarga de estabilizar las condiciones del fosfato sellando los poros de la superficie metálica de la carrocería. Se enjuaga con agua desionizada para lavar

las sales remanentes del fosfato, evitando la oxidación de la carrocería y garantizando de esta manera el ataque sobre la corrosión de las unidades.

Finalmente la unidad entra a un proceso de secado el cual se lleva a cabo en un horno tipo túnel, a temperaturas que oscilan los 130 ± 5 °C; por último continuando con su recorrido por esta línea, es llevada a un túnel de enfriamiento que posee un sistema de “*ventilación forzada*”, cuya función es la de enfriar las superficies de las carrocerías hasta una temperatura que pueda ser manejable por el personal de las siguientes estaciones. En este proceso se disminuye la temperatura a 25-40 °C.

3.2.2 Proceso de producción de aplicación de fondo.

En esta línea de fondo el proceso se inicia con la colocación de sello de perita y masilla (sellos de baja y alta viscosidad respectivamente), luego se limpian las unidades con gasolina blanca, sin plomo, que actúa como un deshumidificador por su alto nivel de evaporación. Se aplica alcohol que actúa como desengrasante sobre la superficie de la carrocería de los vehículos, y consecutivamente es aplicado un baño de barniz (Tack-Rag) el cual no deja rastro ninguno de partículas de polvo, grasas, entre otros, sobre la superficie del metal. Posteriormente la unidad entra a la cabina de aplicación de fondo donde se utilizan pistolas (manuales y neumáticas) para tal fin. Esta cabina posee en su parte inferior una fosa, con una cascada de agua. En la parte superior de la cabina se encuentra ubicado un plenum de suministro de aire, compuesto por dos unidades sopladoras, que toman aire del exterior y lo filtran antes de ingresar a la turbina de succión con filtros especiales que retienen partículas mayores a 100 micrones. Al salir del plenum, el aire que desciende a la cabina de aplicación es extraído con la ayuda de dos unidades extractoras y filtrado nuevamente con mantas especiales, este flujo de aire genera una presión positiva en la cabina que impide el ingreso de sucio sobre las unidades, y permite desplazar o arrastrar

todas las partículas de fondo que quedan suspendidas en el aire hacia la cascada, para posteriormente someterlas a un proceso de floculación.

Simultáneamente en la cabina, se ejerce una succión desde la parte inferior para succionar todo el aire contaminado producto del fondeado de las unidades. Este aire contaminado es pasado a través de una película de agua (químicamente tratada) que permite desactivar la resina de la pintura y formar sedimentos en el agua de la fosa.

Las unidades extractoras desplazan el aire desde la fosa hacia el exterior del galpón, ejerciéndose un filtrado antes de la emanación al ambiente. Existe una diferencia de presión entre el aire de suministro y el aire de succión que permite mantener una ligera presión positiva en la cabina que impide el ingreso de sucio, fibra, sedimentos, entre otros, a la cabina de aplicación.

Posteriormente las unidades para secar el fondo aplicado en ellas son pasadas a través de un horno tipo túnel que consta de dos zonas, ambas a temperaturas comprendidas entre 150 ± 5 °C para la zona # 1 y 140 ± 5 °C para la zona 2, durante un tiempo promedio de horneado de 20 min. Los vehículos ya fondeados y secados son introducidos a un sistema de enfriamiento de “*Ventilación forzada*” (túnel de enfriamiento) diseñado para mantener la temperatura entre $(25 - 30)$ °C. La figura 3.3 muestra la cabina de fondo en la empresa MMC Automotriz.



Figura 3.3. Cabina de fondo.

3.2.3 Proceso de producción en la línea PVC-sello.

En esta línea una vez que las unidades salen del túnel de enfriamiento de la línea de fondo, estas son levantadas por medio de una grúa eléctrica (transfer) para colocarles tirro y papel de embalaje en ciertas áreas y así queden protegidas para la posterior aplicación de PVC (Policloruro de vinilo) en la parte inferior de las mismas, el cual se utiliza para prevenir la corrosión y absorber el ruido (vibraciones) en las unidades. Además de esto en esta área se efectúa la cuadratura y postura de guardafangos; también se aplica lijado al seco (Cabina de lija seca) para eliminar defectos detectados en las unidades fondeadas como lo son grietas, rayones escurridos, porosidad, entre otros (si es el caso). Luego se aplican los sellos, llamados sellos blancos o sellos de carrocería, que actúan como anticorrosivos, debido a que llenan las uniones de las laminas de carrocería que quedan al descubierto, previniendo la entrada del aire y agua que son altamente corrosivos, además de mejorar el aspecto del acabado de la carrocería. En el área de sellos también son colocados los mantos asfálticos sobre la parte superior del piso y la carrocería, que actúan como antirruido y anticorrosivo, así como también sello de costura para puertas, techos, capo y maletero. Luego pasan al horno tipo túnel cuya temperatura oscila entre 100 ± 10 °C que garantizan el secado del PVC

y de los mantos asfáltico, fundiéndolos para derretirlos ocasionando que estos se adhieran a la superficie donde fueron aplicados, además de asegurar su rápido secado. La figura 3.4 muestra la cabina de sello y lijado.



Figura 3.4. Cabina de sello y lijado.

3.2.4 Proceso de producción de aplicación de esmalte.

En esta línea de esmalte o pintura el proceso es similar al de la línea de fondo y es aplicado en una cabina hermética (presurizada, que indica un $\Delta P > 0$ donde la presión de aire interior de la cabina es mayor a la exterior) provista de un sistema de cascada de agua para el tratamiento posterior de floculación, al cual son sometidas las partículas de esmalte suspendidas en el aire. Esta línea consta de dos etapas de pintura, la primera es la aplicación de la base para el color de la carrocería, y la segunda una capa transparente (clear) para el acabado y brillantez. Al salir de la cabina las unidades pasan al horno de secado tipo túnel, cuya función principal es la de garantizar adherencia tanto de la pintura como del protector a la superficie de los vehículos, agilizar el secado de los mismos logrando que el esmalte este bien curado, alcanzando las carrocerías en este horno

una temperaturas de 175 ± 5 °C para la zona # 1 y 155 ± 5 °C para la zona # 2. Seguidamente, las carrocerías pasan a través de un sistema de enfriamiento de “*Ventilación forzada*” (túnel de enfriamiento) diseñado para mantener la temperatura en un rango de 25-30 °C. La figura 3.5 presenta la cabina de esmalte.



Figura 3.5. Cabina de esmalte.

3.2.5 Línea de inspección y reparación final.

En esta zona se inspeccionan y reparan defectos menores de pintura de las unidades una vez que salen de la cabina de esmalte. A los vehículos se les aplica pulitura para eliminar ciertos sucios e imperfecciones generados en el proceso de pintura. Los defectos presentados con mayor frecuencia son el sucio (partículas irregulares en la unidad), fibras (telas u otros agentes contaminantes), moteadura (pintura irregular no uniforme) y solventes atrapado (burbujas). La figura 3.6 muestra el área de reparación final. [6]



Figura 3.6. Área de reparación final.

3.3 Identificación de las condiciones no deseadas (causas y consecuencias) de operación de las líneas mencionadas, y de los equipos allí presentes.

Actualmente, y siempre el enemigo más grande del sistema de pintura es el polvo, por consiguiente se debe mantener en el mejor grado de limpieza y orden constantemente. Los efectos del polvo deben ser eliminados antes de la electrodeposición, aplicación de fondo, base y clear (esmalte). Si una cierta cantidad de polvo es permitida a causa de retoques (lijados y prelimpiezas), debe ser corregida en los siguientes procesos (en la siguiente línea), ya que la calidad de la pintura nunca mejorara a causa de que los trabajos no están siendo bien realizados en cada estación, esto quiere decir, por ejemplo, si un vehículo proviene del área de fosfato y se dirige a la línea de fondo, al comenzar su recorrido por ésta y antes de ser fondeada, se debe tratar en lo posible de efectuar una buena colocación de sello de perita y masilla (trabajos que a esta línea respectan, vea sección anterior), realizando luego las lijaduras y limpiezas correspondientes de manera efectiva y óptima, sin dejar rastro alguno de partículas de polvo, grasas, entre otros, sobre la superficie del metal, pues si esto

ocurre, al aplicar la pintura la calidad de ésta sólo puede empeorar y nunca será mejor, porque se incrementaría el número de reparaciones a causa de las grietas generadas, poros y escurridos que se formarían al secar la pintura, y por ende esto disminuiría la calidad de la misma y originaría en el peor de los casos un reproceso de la unidad.

3.3.1 Algunas de las causas primordiales que generan el ingreso de partículas indeseadas a las cabinas de aplicación y hornos de secado de las respectivas líneas de fondo y esmalte, se mencionan a continuación:

- 1. El desbalance de las cabinas de pintura*, es decir, si el flujo de aire fluye fuertemente hacia el exterior, la cabina no está balanceada, la nube de espray de pintura (overspray) proveniente de las pistolas se dispersa por las cabinas de aplicación, cabinas de evaporación, hornos y cabina de enfriamiento, creando un exceso de neblina y de contaminación en todas las unidades.
- 2. Si el aire entra a las cabinas, es decir*, si éste sopla fuertemente hacia el interior, la cabina no está balanceada, el aire exterior podría ingresar sucio y polvo a interior de las cabinas (generando altos niveles de sucio y fibras). Es por eso que se debe mantener la cabina balanceada (ligeramente presurizada) (ver figura 3.7).

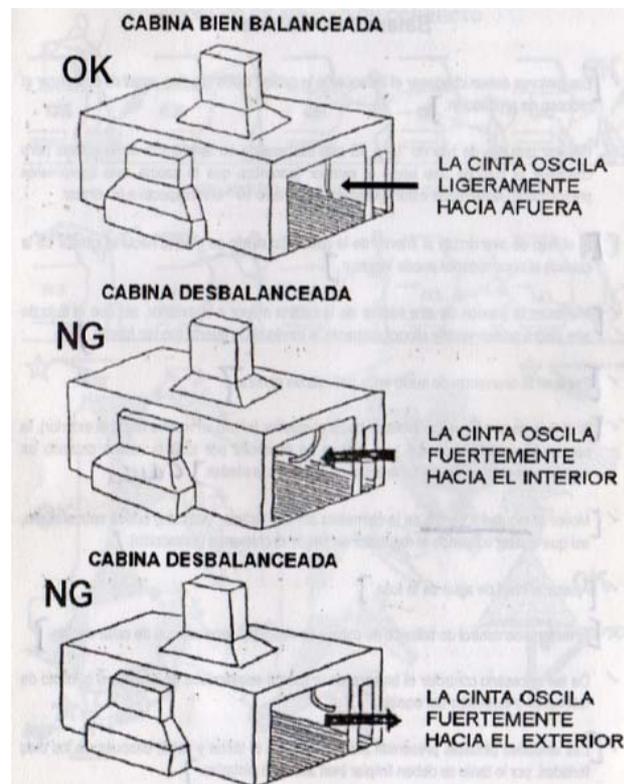


Figura 3.7. Cabina balanceada y desbalanceada. [7]

3. ***El arranque de las cabinas de aplicación de pintura, hornos y túneles de enfriamiento***, debe seguir una secuencia de encendido o puesta en marcha correctamente, es decir, para las cabinas se deben encender primero las unidades sopladoras con la finalidad de remover toda partícula posible que haya entrado durante el tiempo de parada (bien sea por falla eléctrica, o fin de la jornada del día), y luego se procede a encender los extractores, de modo que aspiren las partículas previamente removidas. Para los hornos, antes de encenderlos se efectúa un proceso similar al de las cabinas de aplicación y para los túneles de enfriamiento solo se enciende la unidad de “ventilación forzada” existente, una vez que se han puesto en funcionamiento las cabinas y hornos.

4. ***El sucio ingresa al sistema de pintura con los trabajadores***, ya que en algunos casos los pintores traen consigo sucio en sus bragas de pintar, guantes, gorros, entre otros.
5. ***El no mantener en perfectas condiciones de limpieza*** pistolas, manguera, bancos, ganchos, reguladores de flujo de aire, recipientes de solventes, entre otros; genera una gran cantidad de sucio y polvo.
6. ***El retoque de lijado en unidades fondeadas, es otra fuente generadora de partículas de polvo y sucio, por ello es importante realizar la limpieza de la unidad al entrar a la cabina de esmalte.***
7. ***La entrada de personas no autorizadas a las cabinas de aplicación***, se considera otro factor generador de sucio. Aún otros trabajadores que trabajen dentro de las instalaciones del sistema de pintura no deben ingresar a las cabinas de aplicación, ya que el sucio y el polvo son transportados en los zapatos, bragas de pintores, atuendo en general, personas entrando y saliendo; por consiguiente se debe restringir el acceso al área.

3.3.2 Para identificar las consecuencias que ocasionan las causas ya mencionadas, se partirá de la pregunta: ¿Qué sucede si las cabinas están sucias en todas partes?.

1. El número de reparaciones por lijado, reproceso de fondo, reproceso de esmalte y transparente, aumenta considerablemente.
2. Al entrar las partículas a los hornos, estos se contaminarían y por ende afectaría el proceso de secado de las unidades.
3. En la línea de fondo se producen defectos como falta de fondo, sucio en las unidades, escurridos, entre otros.

4. En la línea de esmalte reproceso por sucios (producto del lijado), fibras, escurridos o cualquier otro defecto que se presente.

En otro ámbito se generan consecuencias tales como:

1. Las cabinas de aplicación, hornos y túneles de enfriamiento, al no seguir la secuencia de arranque correctamente se originan fallas en el sistema, y las carrocerías se contaminan producto del mal soplado en las cabinas de aplicación.
2. El reproceso trae consigo un descenso en la calidad de las unidades, disminución en la cantidad de unidades procesadas al día, retrasos en la producción que involucran pérdidas de oportunidad ya que las unidades no estarían siendo procesadas a tiempo, debido a la cantidad de operaciones que se deben realizar para corregir los defectos como lijar, pintar, pulir, entre otras, además de que la unidad no podrá ser entregada a la línea de vestidura a la hora en que fue programada. En general grandes pérdidas económicas.

3.3.3 Para controlar las causas y disminuir las consecuencias antes mencionadas es necesario:

1. Evitar al sucio en la aplicación de fondo, base y transparentes.
2. Reducir los retoques después de las unidades haber sido fondeadas y pintadas, debido a el exceso de partículas en las superficies.
3. Mantener en perfectas condiciones de limpieza todos los equipos que estén en contacto con las manos de los pintores.

4. Mantener en perfectas condiciones de limpieza todas las áreas de las cabinas.
5. Mantener en perfectas condiciones el adhesivo del producto de las paredes para atrapar el polvo.
6. Chequear el balance de las cabinas de aplicación todas las mañanas antes de iniciar el proceso de aplicación de fondo y esmalte.
7. Limpiar regularmente las paredes de las cabinas (remover producto para atrapar sucio y polvo).
8. Pintar con colores claros periódicamente las paredes de las cabinas (removiendo previamente cualquier tipo de sucio de las mismas).
9. Purgar el sistema de aire dos veces diariamente (dos veces por turno).
10. Mantener en perfectas condiciones de limpieza los estantes de Tack-Rag y ganchos.
11. Mantener en perfectas condiciones de limpieza pistolas, manguera, bancos, ganchos, reguladores de flujo de aire, entre otros.
12. Mantener en perfectas condiciones de limpieza el piso a la entrada de las cabinas. Salpicar agua en el piso a la entrada de las cabinas todas las mañanas.
13. El sucio y el polvo deben ser prevenidos de ingresar a las cabinas de aplicación en las unidades fondeadas.
14. Sería ideal que no se generara polvo por retoque de lijado en unidades fondeadas, ya que esto significa más personal en la línea y más probabilidades de unidades con alto volumen de sucios por PANEL.

15. Soplar totalmente el cuerpo con aire a presión de 30 a 35 Psi antes de ingresar a las cabinas. El soplado debe efectuarse de cabeza a pies, especialmente las manos y brazos cada vez que ingrese, por lo tanto, prepare una manguera para aire con pico especial a la entrada de la cabina.
16. Colocar una tira de hilo de 10 a 15 cm, suspendida en la entrada de la cabina para chequear el flujo de aire hacia el exterior (garantiza que la cabina este ligeramente presurizada), el hilo debe estar ligeramente inclinado 10° con respecto a la vertical (ver figura 3.7). [7]

3.4 Propuesta de diseño del sistema de compuertas de las líneas de fondo y esmalte.

Para efectuar el diseño de las compuertas a colocar tanto en la salida como en la entrada de éstas líneas, se consideraron las condiciones del diseño ya establecido en ellas, es decir, todo aquel factor limitante y a favor allí presente. Como ya se mencionó al inicio de este trabajo en la planteamiento del problema, uno de los factores que nos impide llevar a cabo un diseño accionado a través de una señal eléctrica es la alta frecuencia con que falla la luz, y es por ello que se debe diseñar a razón de tener un accionamiento de manera neumática (utilizando aire comprimido), de modo que al presentarse la falla eléctrica se aproveche el aire que permanece retenido en las tuberías, pero al realizar el estudio y considerando el factor “*espacio físico*” como limitante primordial se tomó la decisión que únicamente para la salida de las líneas el sistema a colocar será accionado de manera neumática y para la entrada será de manera eléctrica (en caso de fallar la luz este se hará manualmente), de modo que se logre un diseño óptimo, confiable y sobre todo que no cause ningún problema a la hora de llevar a cabo actividades de mantenimiento (montaje y desmontaje).

Para las compuertas a colocar en la salida el principio de funcionamiento será igual para cada línea (accionado a través de una señal neumática), y estas se verán provistas por los siguientes componentes:

- Un eje sujetado por medio de dos chumaceras que permitirán el movimiento de apertura y cierre de la compuerta, al cual estarán unidos dos soportes colocados en la parte superior de ésta, cuya función es sujetarla y mantenerla suspendida (ver figuras 3.8 y 3.9).
- Dos cilindros neumáticos que accionarán la compuerta permitiendo la apertura y cierre, cada uno posicionado de manera inclinada 40° respecto a la horizontal y ubicados en el interior del túnel de enfriamiento (ver figura 3.10 y 3.11).
- Dos rieles ubicados cada uno en los extremos de la compuerta (ver figura 3.11), cuya función es permitir un desplazamiento libre de apertura y cierre con la ayuda de un patín de rolín que se encuentra unido a la punta del vástago de los cilindros (ver figura 3.11). Es necesario mencionar que el patín y el vástago del cilindro serán unidos con la ayuda de un elemento de unión el cual será diseñado más adelante.
- Una estructura metálica que servirá como base de una lamina o plancha de metal, y que unidas formarán la compuerta en si (ver figura 3.12).

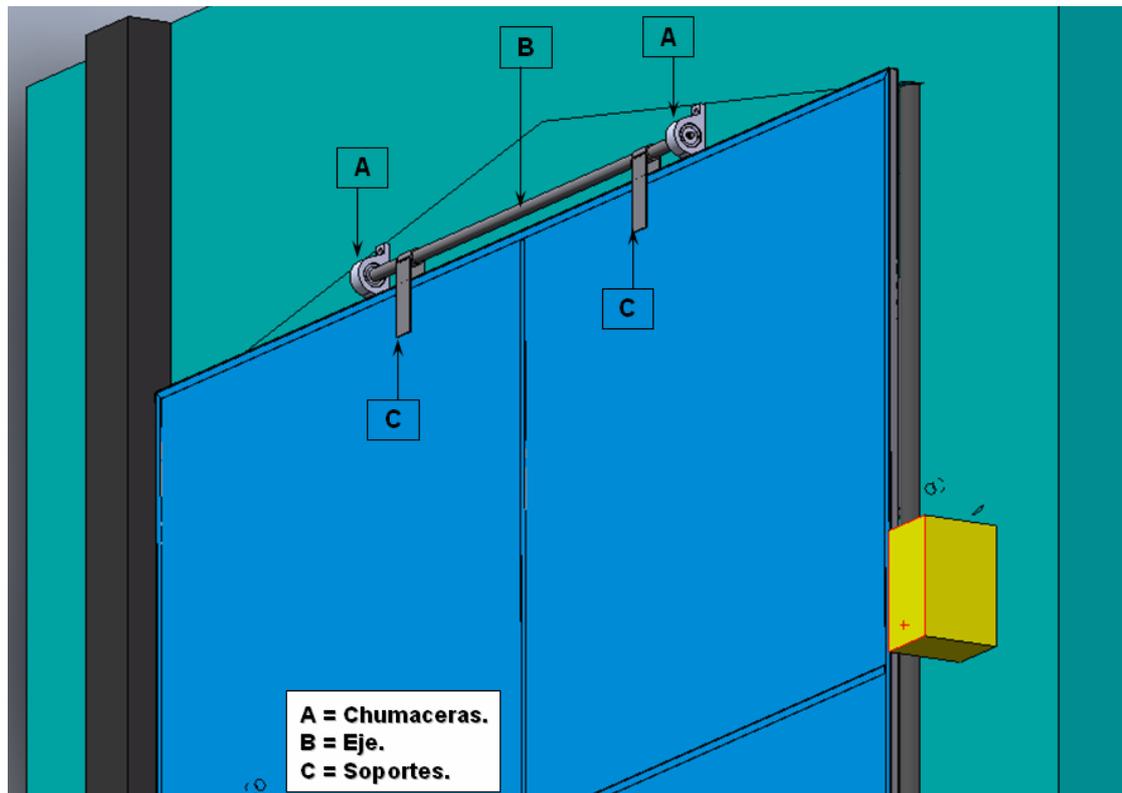


Figura 3.8. Vista de la compuerta cerrada que muestra las chumaceras, el eje y los soportes.

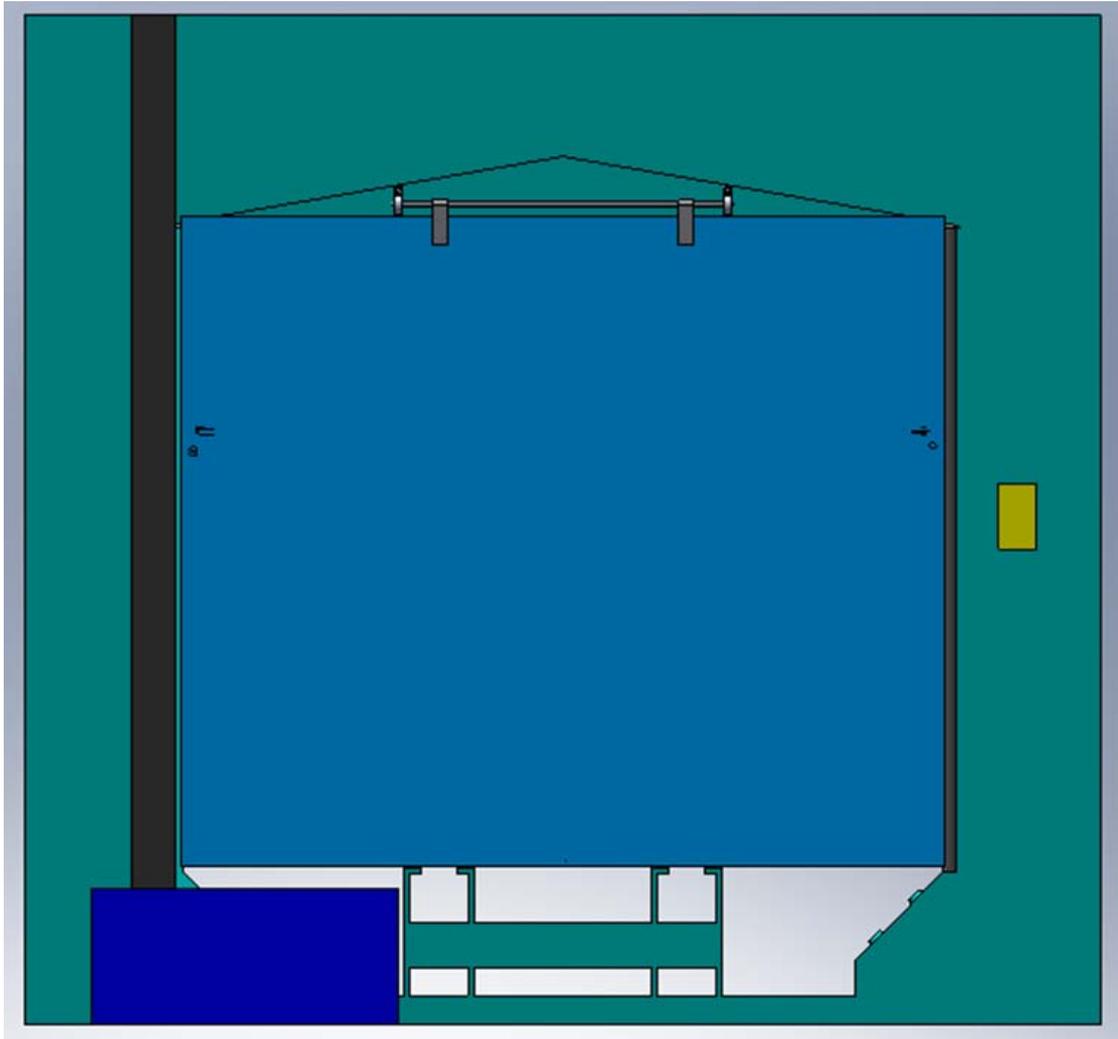


Figura 3.9. Vista frontal de la compuerta cerrada (fondo).

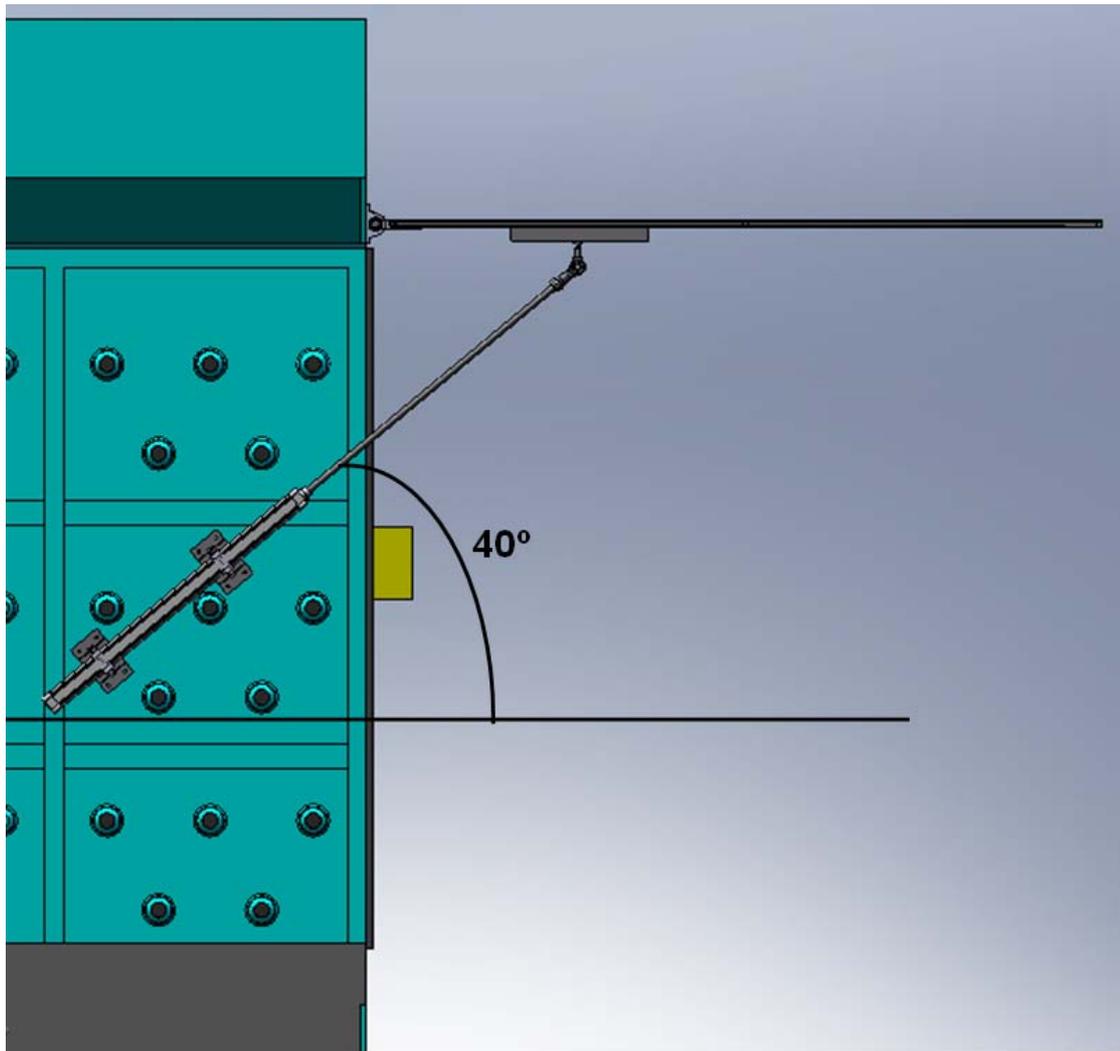


Figura 3.10. Vista de un corte longitudinal en el interior del túnel de enfriamiento que muestra el ángulo de inclinación del cilindro neumático.

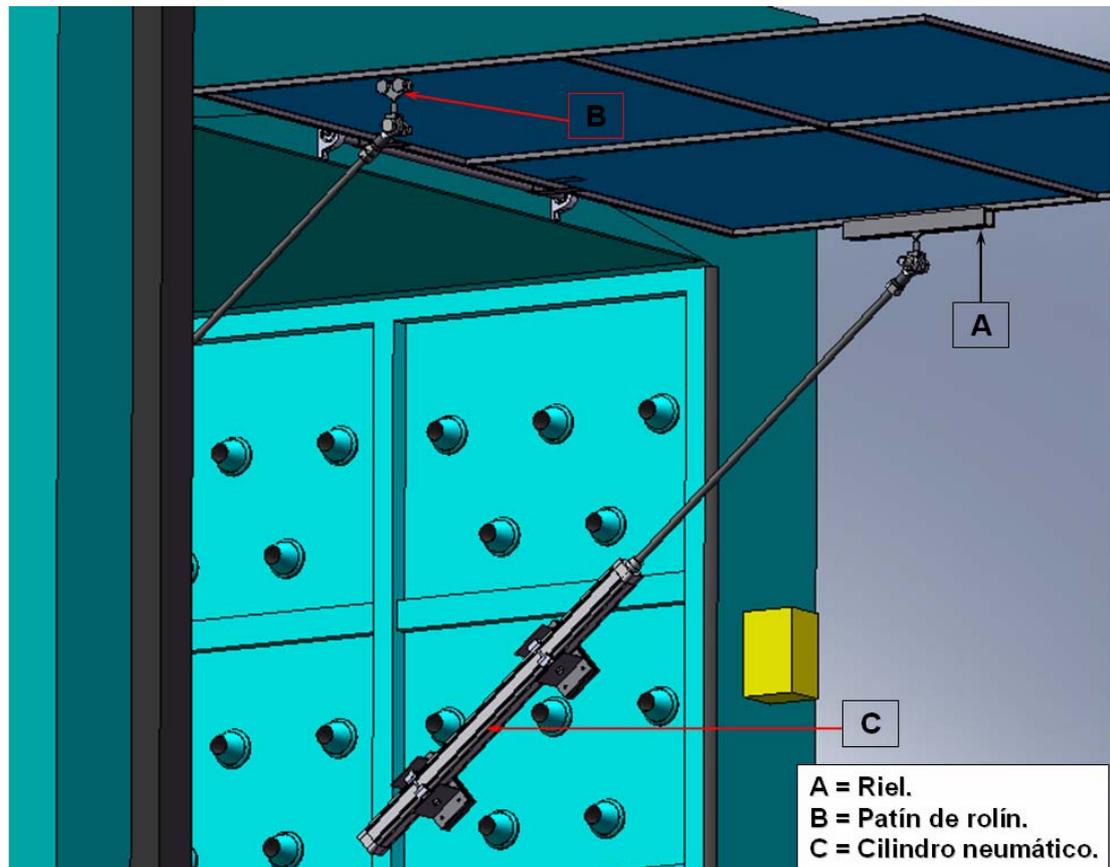


Figura 3.11. Vista en perspectiva en el interior del túnel de enfriamiento. (El riel correspondiente al patín de rolín señalado se tuvo que ocultar en la figura, para que el lector pueda apreciar dicho patín).

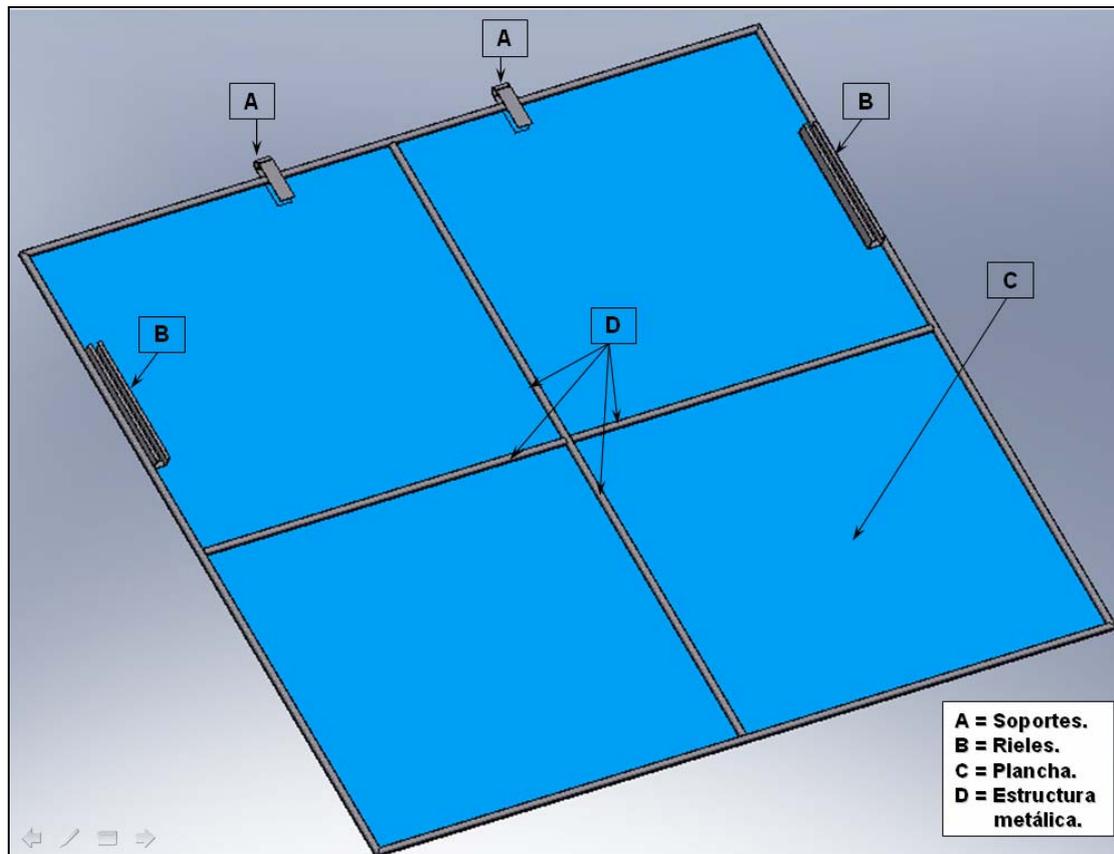


Figura 3.12. Compuerta de salida de fondo (componentes que la conforman).

De igual forma que para la salida, las compuertas de entrada serán iguales para ambas líneas y tendrán por ende el mismo principio de funcionamiento

(accionado a través de una señal eléctrica); estarán constituidas por los siguientes componentes:

- Un motorreductor eléctrico posicionado horizontalmente, el cual permitirá la velocidad de apertura y cierre requerida (ver figura 3.13).
- Un eje dinámico acoplado al motorreductor, sujetado por medio de dos chumaceras que permitirán el giro o movimiento que se requiere para la apertura y cierre (ver figura 3.13).
- Tres soportes circulares de 20 cm de diámetro unidos al eje, que servirán como base y a su vez permitirán que se recoja la compuerta una vez que cierre, evitando que esta se enrede o enmarañe (ver figura 3.13).
- Un contra peso ubicado en la parte inferior de la compuerta, que permitirá mantenerla tensa una vez cerrada (ver figura 3.13).
- Varias platinas ubicadas a lo largo de la superficie de la compuerta que permitirán que esta se enrolle fácilmente en los soportes, evitando que se embrolle (ver figura 3.13).
- Dos rieles situados en los extremos de la entrada a la cabina que permitirán un desplazamiento libre durante la apertura y cierre de la compuerta, considerando que en el interior de estos irán acoplados las platinas mencionadas (ver figura 3.13).

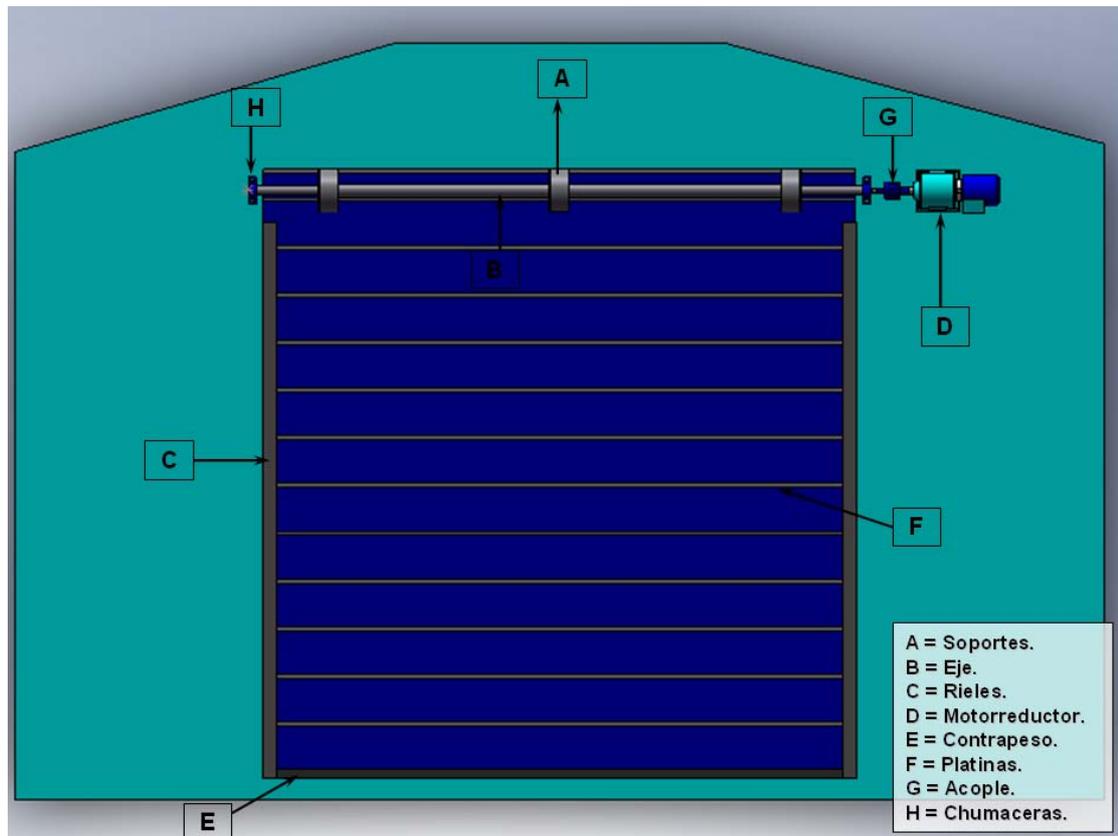


Figura 3.13. Compuerta de entrada de fondo y esmalte respectivamente (componentes que la conforman) (vista frontal).

3.5 Magnitud de la fuerza que se requiere para la apertura y cierre de la compuerta y diámetro del cilindro (salida del horno de fondo).

En esta sección se calcula la magnitud de la fuerza que ejerce cada uno de los cilindros neumáticos (dos por compuerta, fondo y esmalte respectivamente) para mantener la compuerta abierta y el diámetro del pistón (émbolo) que se requiere para dicha fuerza. Utilizando un diagrama de cuerpo libre del conjunto de las fuerzas que intervienen (figura 3.14 y 3.15). También es necesario saber que al permanecer la compuerta cerrada esta no ejerce ninguna fuerza sobre los cilindros (no están siendo accionados), y por ende dicha fuerza será determinada bajo la condición o estado donde se encuentre completamente abierta (ver figura 3.14).

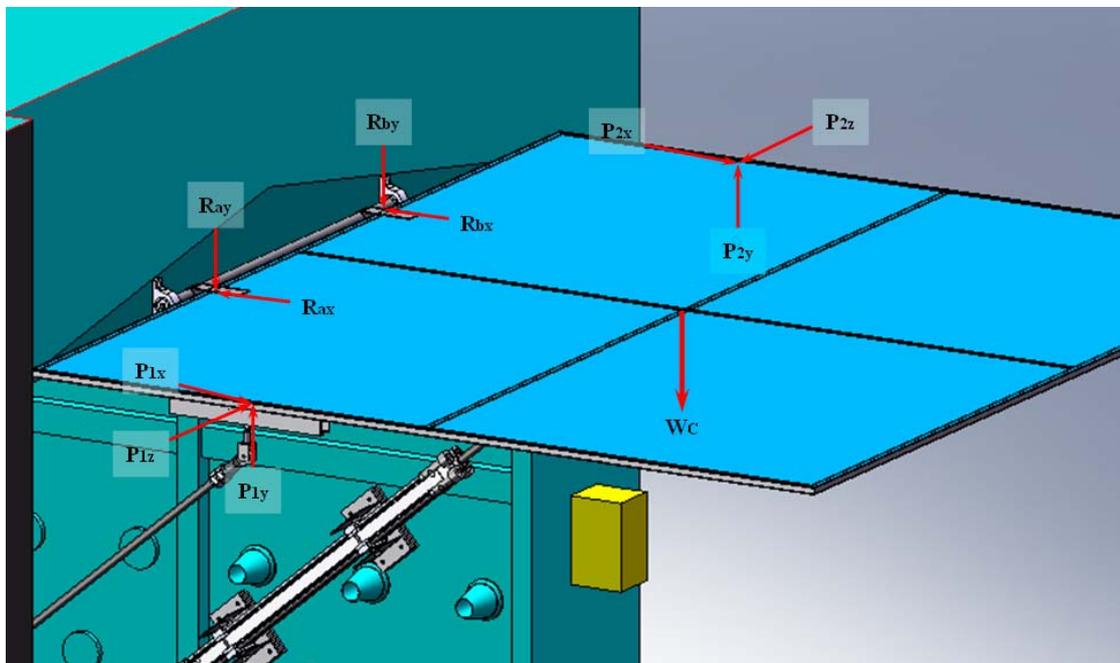


Figura 3.14. Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en la compuerta.

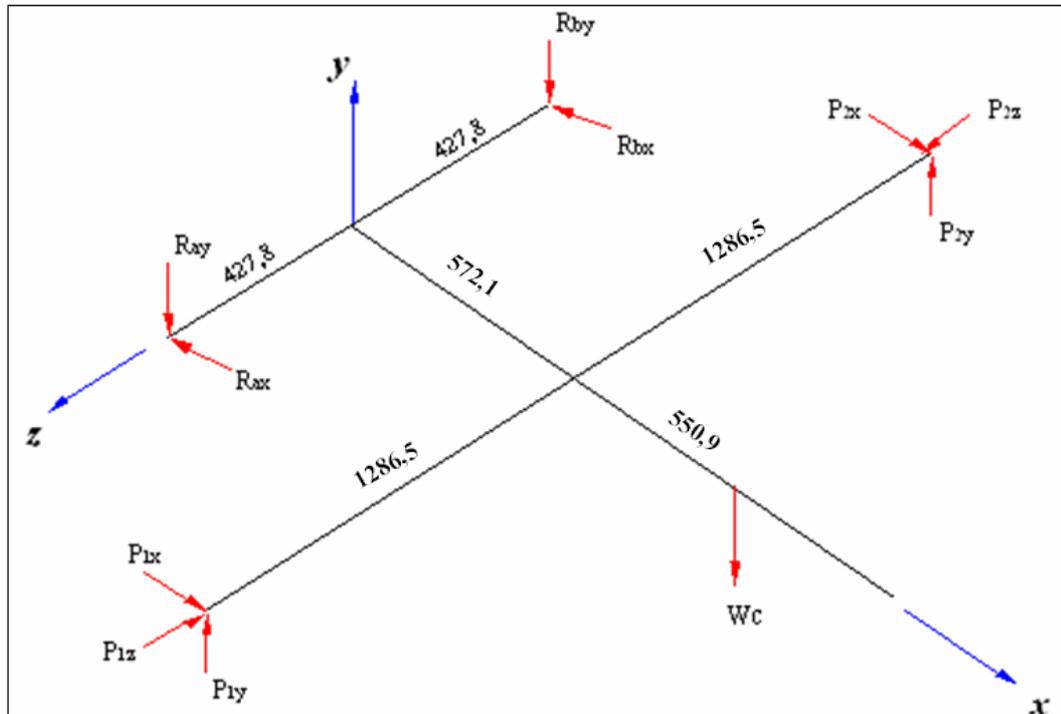


Figura 3.15. Croquis de las fuerzas que intervienen en la compuerta (dimensiones en mm).

3.5.1 Cálculo de las fuerzas.

Como se puede apreciar en la figura 3.15 el peso total de la compuerta se distribuye equitativamente para los dos cilindros neumáticos a razón de la simetría existente entre ellos (el peso de compuerta se obtuvo con la ayuda del software comercial SolidWorks Office 2007).

$$W_C = m_C * g \quad \text{Ec.}$$

3.1

$$W_C = 65 \text{ Kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \Rightarrow W_C = 637,65 \text{ N}$$

Este valor de W_C obtenido se multiplicará por 1,10 considerando un factor de seguridad de 10% por encima del calculado, entonces:

$$W_C = 637,65 \text{ N} * 1,10 \quad \Rightarrow \quad W_C = 701,42 \text{ N}$$

$$P_{1x} = P_{2x} = P_x = P * \cos 40^\circ \quad \text{Ec.}$$

3.2

$$P_{1y} = P_{2y} = P_y = P * \text{sen } 40^\circ \quad \text{Ec.}$$

3.3

$$P_{1z} = P_{2z} = P_z = 0 \quad \text{Ec.}$$

3.4

Donde:

W_C : Peso de la compuerta (N).

P : Fuerza producida por el cilindro neumático.

P_x : Componente “x” de la fuerza producida por el cilindro neumático (N).

P_y : Componente “y” de la fuerza producida por el cilindro neumático (N).

P_z : Componente “z” de la fuerza producida por el cilindro neumático (N).

Aplicando sumatoria de fuerzas y momentos en los ejes de coordenadas:

$$\longrightarrow \sum F_x = 0: \quad \Rightarrow \quad -R_{ax} - R_{bx} + P_{1x} + P_{2x} = 0 \quad \text{Ec.}$$

3.5

$$+\uparrow \sum F_y = 0: \quad \Rightarrow \quad -R_{ay} - R_{by} + P_{1y} + P_{2y} - W_C = 0 \quad \text{Ec.}$$

3.6

$$\nearrow \sum F_z = 0: \quad \Rightarrow \quad -P_{1z} + P_{2z} = 0 \quad \text{Ec.}$$

3.7

$$\curvearrowleft + \sum M_x = 0:$$

$$-(R_{ay} * 427,8) + (R_{by} * 427,8) + (P_{1y} * 1286,5) - (P_{2y} * 1286,5) = 0 \quad \text{Ec.}$$

3.8

$$\curvearrowleft + \sum M_y = 0:$$

$$-(P_{1x} * 1286,5) + (P_{2x} * 1286,5) - (P_{1z} * 572,1) + (P_{2z} * 572,1) - (R_{bx} * 427,8) + (R_{ax} * 427,8) = 0$$

Ec.

3.9

$$\curvearrowleft + \sum M_z = 0:$$

$$(P_{1y} * 572,1) + (P_{2y} * 572,1) - (701,42 * 1123) = 0 \quad \text{Ec.}$$

3.10

Se introduce la ecuación 3.3 en la ecuación 3.10, y resolviendo todo el sistema de ecuaciones se obtiene:

$$(P * \text{sen } 40^\circ * 572,1 * 2) - (701,42 * 1123) = 0$$

$$P = 1071 N \quad (1,071 KN)$$

$$P_x = 820,43 N \quad (0,82043 KN)$$

$$P_y = 688,43 N \quad (0,68843 KN)$$

$$R_{ax} = R_{bx} = 820,43 \text{ N } (0,82043 \text{ KN})$$

$$R_{ay} = R_{by} = 337,72 \text{ N } (0,33772 \text{ KN})$$

Donde:

R_{ax} : Componente “x” de la reacción que se forma en el punto a.

R_{ay} : Componente “y” de la reacción que se forma en el punto a.

R_{bx} : Componente “x” de la reacción que se forma en el punto b.

R_{by} : Componente “y” de la reacción que se forma en el punto b.

Es necesario acotar que en dicha compuerta no actúa ninguna otra fuerza externa sobre su superficie, puesto que la presión de aire de trabajo presente en el ambiente de operación de la misma no actúa directamente en ella; por lo que se consideró despreciable.

3.5.2 Cálculo del diámetro del vástago utilizando la ecuación de Euler.

Primordialmente para el cálculo de este diámetro se determinará un factor de seguridad mediante el método de Pugsley que toma en cuenta las preocupaciones presentes en el diseño del sistema.

Utilizando las tablas A.1 y A.2 del apéndice A se obtienen las características de factor de seguridad A, B, C, D y E, del siguiente modo y considerando:

- Calidad de los materiales, destreza, mantenimiento e inspección (A), buena (b).
- Control sobre la carga aplicada a la parte (B), buena (b).
- Exactitud del análisis del esfuerzo, información experimental o experiencia con dispositivos similares (C), regular (r).

De modo que el factor de seguridad que involucra estas características es:
 $n_{sx} = 1,95$.

Luego:

- Peligro para el personal (E) muy seria (ms).
- Impacto económico (D) muy seria (ms).

Y el factor de seguridad que involucra estas características es: $n_{sy} = 1,6$.

Por lo tanto al utilizar la ecuación 2.20 para el factor de seguridad, se obtiene:

$$N = 1,95 * 1,6 \quad \Rightarrow \quad N = 3,12$$

Ahora utilizando el factor de seguridad calculado y la ecuación 2.16, donde se sustituirá el C por C_e tomando su valor de la tabla 2.4 caso III de la sección 2.13 del capítulo II, el l por l_k y el I por $\frac{\pi * d_v^4}{64}$ y despejando de allí el diámetro del vástago se obtiene:

$$P_{cr} = \frac{\pi^3 * C_e * E * d_v^4}{64 * l_k^2} \quad \text{Ec.}$$

3.11

$$d_v = \sqrt[4]{\frac{64 * P_{cr} * l_k^2}{\pi^3 * C_e * E}} \quad \text{Ec.}$$

3.12

$$P_{cr} = P * n_s \quad \text{Ec.}$$

3.13

$$d_v = \sqrt[4]{\frac{64 * 1071 * 3,12 * (2000)^2}{\pi^3 * 1,2 * (2,1 * 10^{+5})}} \Rightarrow d_v = 18,19 \text{ mm } (0,01819 \text{ m})$$

Donde:

P_{cr} : Carga crítica de accionamiento por cada cilindro (N).

d_v : Diámetro del vástago (mm).

l_k : Longitud libre de pandeo (mm).

E: Módulo de elasticidad para el acero ($2,1 * 10^{+5}$ N/mm²).

η : Factor de seguridad (3,12).

C_e : Constante de condición de extremos (tabla 2.4 del capítulo II, caso IV).

Para una fuerza de 1071 N y una carrera de 1000 mm con la ayuda de la figura A.1 del apéndice A, se obtuvo un punto entre los valores de diámetro del vástago de 20 mm y 22 mm, por lo cual se tomó el valor menor del diámetro puesto que satisface el valor calculado de 18,19 mm.

Ahora bien, con el diámetro seleccionado para el pistón o vástago (20 mm), la longitud libre de pandeo (2000 mm) referente al caso III de la tabla 2.4 del capítulo II, un $E = 206892,9 * 10^{+6}$ KPa (30457823,8335 psi) y $S_y = 275857200$ Pa (40009,57 psi) para un material de acero de aleación fina y las ecuaciones 2.17, 2.18 y 2.19 respectivamente se verificará la utilización de la ecuación de Euler, bajo la condición de que $(l/k) > C_C$:

$$\rightrightarrows r_{\min} = \frac{20}{4} \Rightarrow r_{\min} = 5 \text{ mm}$$

$$\rightrightarrows (l/k) = \frac{1,2 * 2000}{5} \Rightarrow (l/k) = 480$$

$$\Rightarrow C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 30457823,8335}{40009,57}} \Rightarrow C_c = 122,5836$$

Como $(l/k) > C_c$: La columna es larga y se puede utilizar la ecuación de Euler satisfactoriamente.

Donde:

r_{min} : Radio mínimo (mm).

(l/k) : Relación de esbeltez.

C_c : Constante de columna.

3.5.3 Cálculo del diámetro del vástago utilizando la ecuación de Interacción.

A continuación se procederá a determinar el diámetro del vástago del cilindro utilizando la ecuación de interacción, la cual considera aquellos miembros sometidos a flexo-compresión, es decir, aquellos que están sometidos a esfuerzos considerables tanto de compresión como de flexión y son denominados vigas-columnas. La ecuación se muestra a continuación: [8]

$$\sigma = \frac{P}{A} + \frac{M * c}{I} \quad \text{Ec. 3.14}$$

La siguiente figura muestra el diagrama de cuerpo libre de las cargas que se generan en la compuerta, específicamente en la articulación que une el vástago del cilindro y el patín de rolín, considerando la condición o estado donde la compuerta se encuentra completamente abierta, ya que es el punto donde actúan dichas cargas:

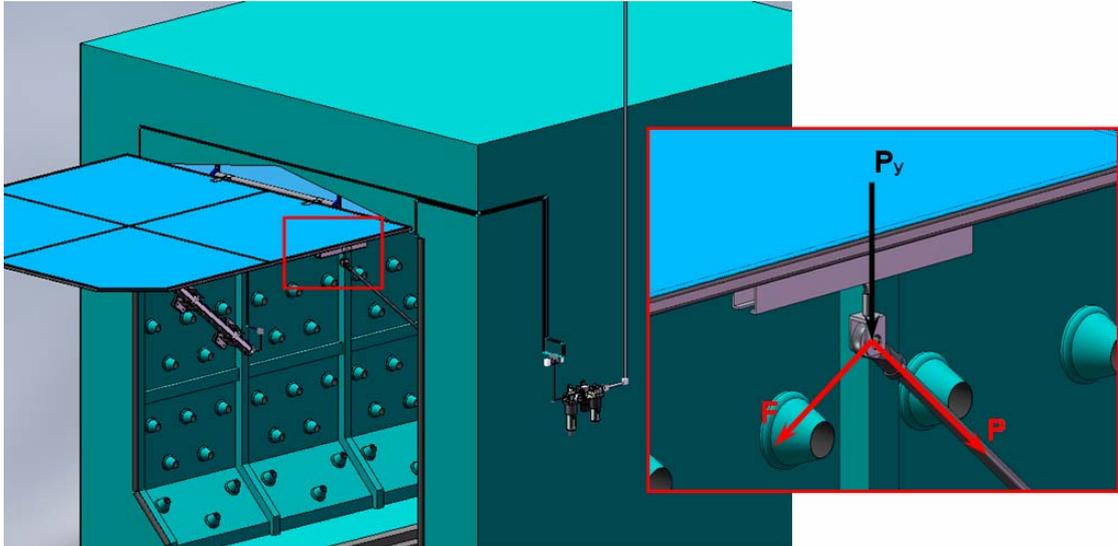


Figura 3.16. Diagrama de cuerpo libre que muestra las cargas que se generan en la articulación que une el vástago del cilindro y el patín de rolín.

Ahora considerando nuevamente el caso III de la sección 2.13 del capítulo II, es decir, con un extremo empotrado y el otro articulado con una carga vertical en su extremo libre superior, se pasa al siguiente croquis:

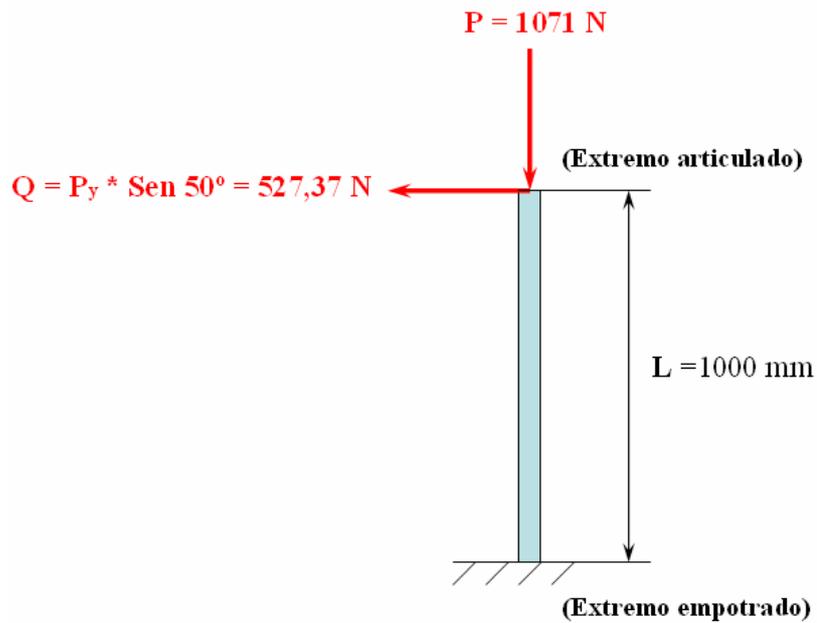


Figura 3.17. Diagrama de cuerpo libre que muestra los extremos de la columna y las cargas que actúan en ella.

Ahora para utilizar la ecuación 3.14 anteriormente mostrada, sustituyendo el A por $\frac{\pi * d_v^2}{4}$, el I por $\frac{\pi * d_v^4}{64}$, c por $\frac{d_v}{2}$, obtenemos la siguiente ecuación:

$$\pi * \sigma * d_v^3 - 4 * P * d_v - 32 * M = 0 \quad \text{Ec.}$$

3.15

Donde:

σ : Esfuerzo de fluencia del material (acero de aleación fina) (275,857 N/mm²).

d_v : Diámetro del vástago (mm).

P : Carga crítica de accionamiento por cada cilindro (N).

M : Momento de flexión producido por la carga F y la longitud L de la viga (N*mm).

c : Distancia desde el eje neutral hasta la fibra exterior (mm).

Entonces sustituyendo los respectivos valores en la ecuación 3.15, se obtiene el siguiente valor de diámetro del vástago d_v :

$$\pi * 275,857 * d_v^3 - 4 * 1071 * d_v - 32 * 527,37 * 1000 = 0$$

$$d_{v1} = 26,96 \text{ mm} \quad ; \quad d_{v2} = -13,48 \text{ mm} \quad ;$$

$$d_{v3} = -13,48 \text{ mm}$$

De los valores de diámetros obtenidos se seleccionará el d_{v1} como se indica, debido a que los otros dos son valores negativos. De aquí entonces el diámetro a seleccionar para el vástago del cilindro será 26,96 mm en lugar de 20 mm (obtenido con la ecuación de Euler), a razón de que éste considera el efecto de flexo-compresión generado en la columna, y por ende es un valor más confiable y

ajustado al caso real del diseño en cuestión. Ahora por ser un valor comercial se escogerá un diámetro de 25 mm, aunque se pudo haber seleccionado un vástago de 30 mm que es también un diámetro comercial no se efectuó debido a que esto implica seleccionar un cilindro muy grande en tamaño físico; es por ello que se tomó éste (25 mm) que aunque siendo un poco mas pequeño que el valor obtenido (26,96 mm) al igual que el de 30 mm se considera seguro, puesto que primordialmente la masa de la compuerta utilizada para determinar dicho diámetro está un 10% por encima de su valor real y el factor de seguridad de 3,12 obtenido con el método de Pugsley garantiza su compresión, confiabilidad y seguridad en el diseño

3.5.4 Cálculo y selección del diámetro del pistón.

El primer dato para la elección del diámetro de un cilindro es la fuerza que se precisa, en relación con la presión de servicio. La fuerza del émbolo se emplea en un pequeño tanto de rozamiento y el resto en la carga [9].

$$F = P_i * \frac{\pi * d^2}{4} - R \quad \text{Ec.}$$

3.16

Donde:

F: Fuerza efectiva del vástago (N).

P_i: Presión de trabajo (bar).

d: Diámetro del embolo (cm).

R: Fuerza de rozamiento(N).

Nota: Sólo puede darse valores referenciales, puesto que la fuerza de fricción o rozamiento depende de muchos factores (lubricación, presión de trabajo, contrapresión, forma de la junta, etc).

Para determinar el cilindro que moverá la compuerta, se necesita la carga que este desplazará (1071 N) y la presión presente en el sistema de la red de tuberías, cuyo valor es de 105 psi \approx 7,24 bar.

Ahora bien para simplificar los cálculos se utilizará el diagrama presión-fuerza que esta basado en la ecuación 3.16.

Se entra al diagrama presión-fuerza (Ver figura A.2 del apéndice A) con $F = 1071$ N, horizontalmente hasta la línea de 7,24 bar. El diámetro de émbolo obtenido es de 45 mm aproximadamente, pero este no es un valor encontrado a nivel comercial, por lo que se debería escoger un diámetro de 50 mm que si es representativo, pero según el catalogo del fabricante, para el vástago seleccionado anteriormente este diámetro de 50 mm no concuerda a la hora de efectuar la selección por lo que se seleccionará un diámetro de émbolo de 80 mm que si cumple con el requerimiento.

Nota: En el diagrama se ha considerado aproximadamente un 10% de pérdidas por rozamiento.

3.6 Diseño de la estructura metálica de la compuerta de fondo.

Para mejor funcionamiento del sistema se diseñará la estructura metálica de fondo, y su geometría depende de las condiciones ya estructuradas del diseño que la línea presenta actualmente. La figura 3.18 muestra un esquema de cómo esta constituida ésta:

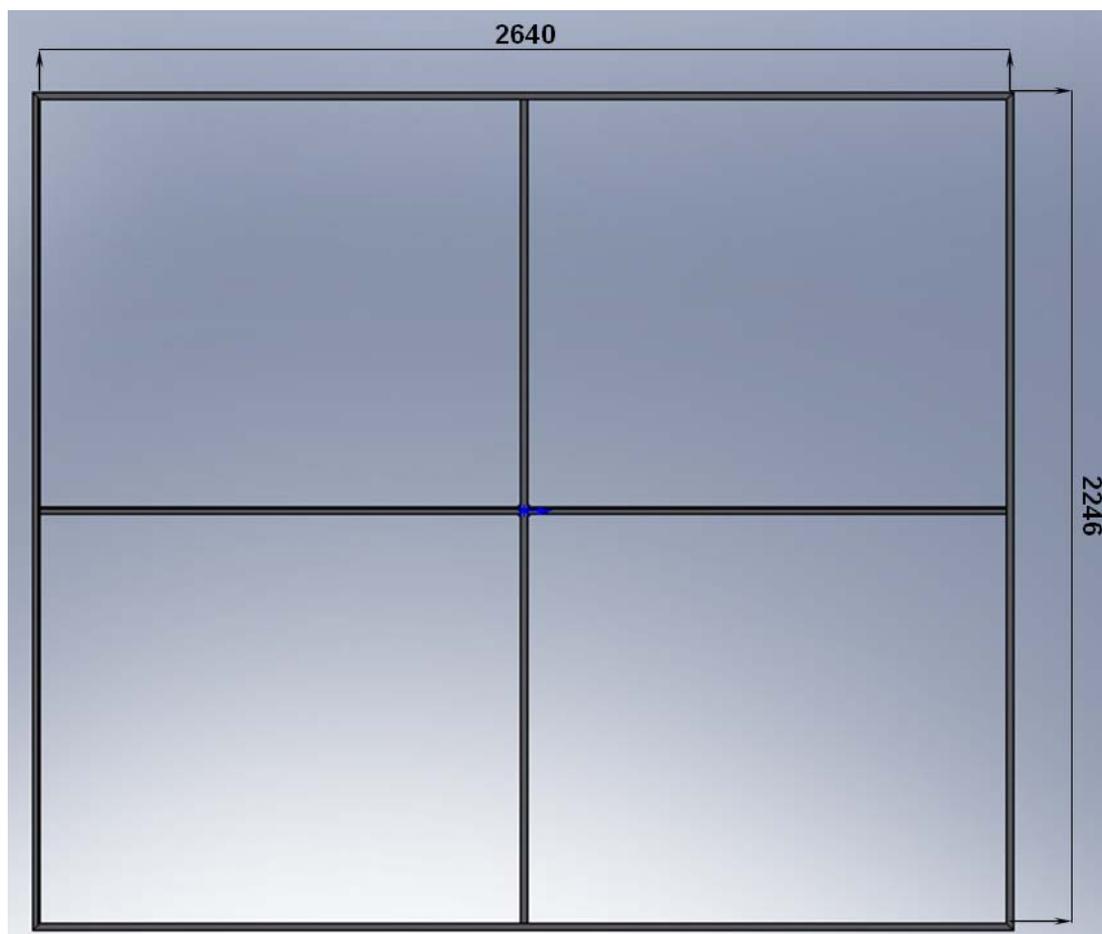


Figura 3.18. Esquema de la estructura (dimensiones en mm).

3.6.1 Diseño de la estructura.

Para el diseño de la estructura se seleccionará un perfil cuadrado (ver figura 3.19), debido a que éste proporciona una mejor fijación en el ensamble del nuevo diseño. Inicialmente se elegirá el perfil mostrado a continuación en la tabla 3.1, de modo que sirva como punto de partida de un proceso iterativo que llevará a elegir un perfil que cumpla con las características mecánicas y geométricas del tubo cuadrado requerido para el diseño.

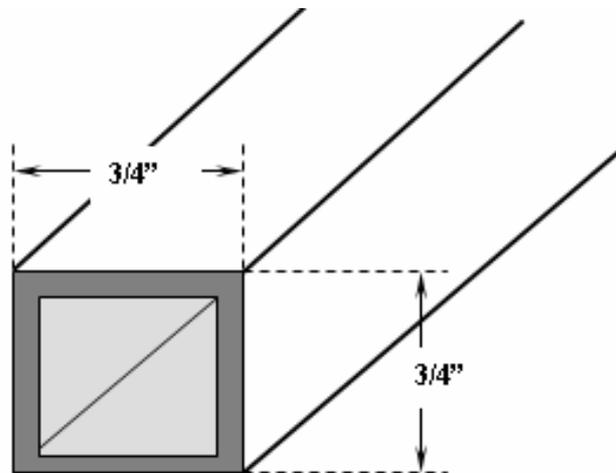


Figura 3.19. Tubo cuadrado.

Tabla 3.1. Características mecánicas del tubo cuadrado.

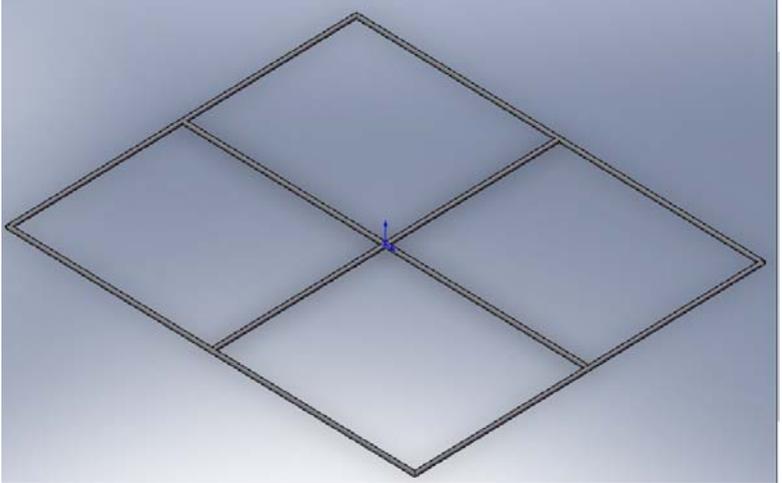
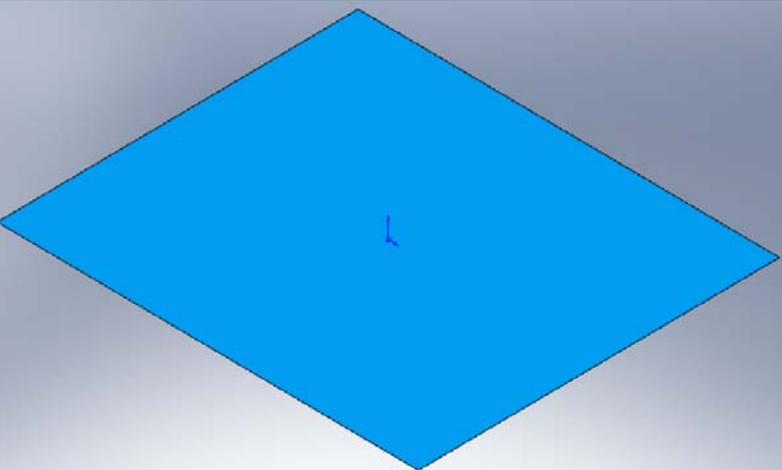
GRADO NORMA COVENIN	GRADO EQUIVALENTE NORMA ASTM	PUNTO DE CEDENCIA F_Y (MÍN)	PUNTO DE RUPTURA F_U (MÍN)	ALARGAMIENTO (%)
AE-25	A-36	2500 Kg/cm ² 244 MPa	3700 Kg/cm ² 362 MPa	25
Peso = 0,623 Kg/m		Espesor = 1,1 mm	Sección = 0,76 cm ²	
Propiedades Estáticas:		$I = 0,318 \text{ cm}^4$	$S = 0,332 \text{ cm}^2$	$R = 0,65 \text{ cm}$
Área unitaria = 0,27 m ²			Área tributaria = 0,27 m ²	

3.6.2 Cálculo del peso total de la estructura.

Con la ayuda del software SolidWorks 2007 se determinaron las masas correspondientes de cada una de las piezas que componen la estructura de la compuerta; la siguiente tabla muestra la masa de cada pieza por separado:

Tabla 3.2. Masa total de la estructura de la compuerta con todos sus accesorios.

PIEZAS	NÚMERO DE PIEZAS	MASA
		11,04 Kg

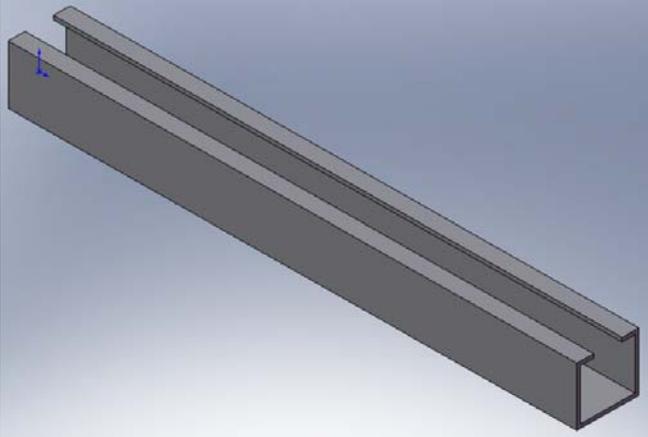
	1	
	1	50,12 Kg

Estructura metálica

Plancha de acero

Tabla 3.2. Continuación.

PIEZAS	NÚMERO DE PIEZAS	MASA
--------	------------------------	------

 <p style="text-align: center;">Riel</p>	2	3,21 Kg
Masa total		64,37 Kg ≈ 65 Kg
Masa total * 1,10 (como factor de seguridad):		71,5 Kg

Área unitaria = 0,27 m², por ende la carga total de estructura será:

$$Carga\ total = \frac{Masa\ total\ (Kg)}{Área\ unitaria\ (m^2)} = \frac{71,5\ Kg}{0,27\ m^2} \Rightarrow$$

$$Carga\ total = 264,81 \frac{Kg}{m^2}$$

3.6.3 Cálculo de la viga principal de la estructura base.

Para el cálculo de la viga, el valor obtenido de la carga total se multiplicará por el área tributaria, y el resultado será la carga que soportara la viga principal (se tomará como viga principal el tramo superior de la estructura señalado anteriormente en la figura 3.18 y mostrado ahora con detalle en la figura 3.20), a continuación se muestra el resultado:

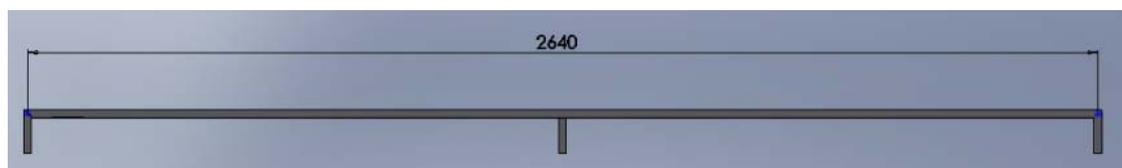


Figura 3.20. Viga principal (tramo superior de tubería) (dimensiones en mm).

Peso de la viga:

$$P_{T_{viga}} = \text{Carga distribuida de la viga} * \text{Longitud de viga}$$

$$P_{T_{viga}} = 0,623 \frac{Kg}{m} * 2,64 m = 1,64 Kg$$

Se calcula la viga principal con el valor de la carga distribuida más el peso de la misma y los valores obtenidos se muestran en la tabla 3.5.

$$\begin{aligned} \text{Carga de la viga } (q) &= 270,89 \frac{Kg}{m^2} * \text{Área tributaria} && \Rightarrow \\ \text{Carga de la viga } (q) &= 270,89 \frac{Kg}{m^2} * 0,27 m^2 = 73,14 Kg \end{aligned}$$

Para resolver las reacciones de la viga se utilizó el software Ftool, obteniéndose los siguientes resultados mostrados a continuación en la tabla 3.3:

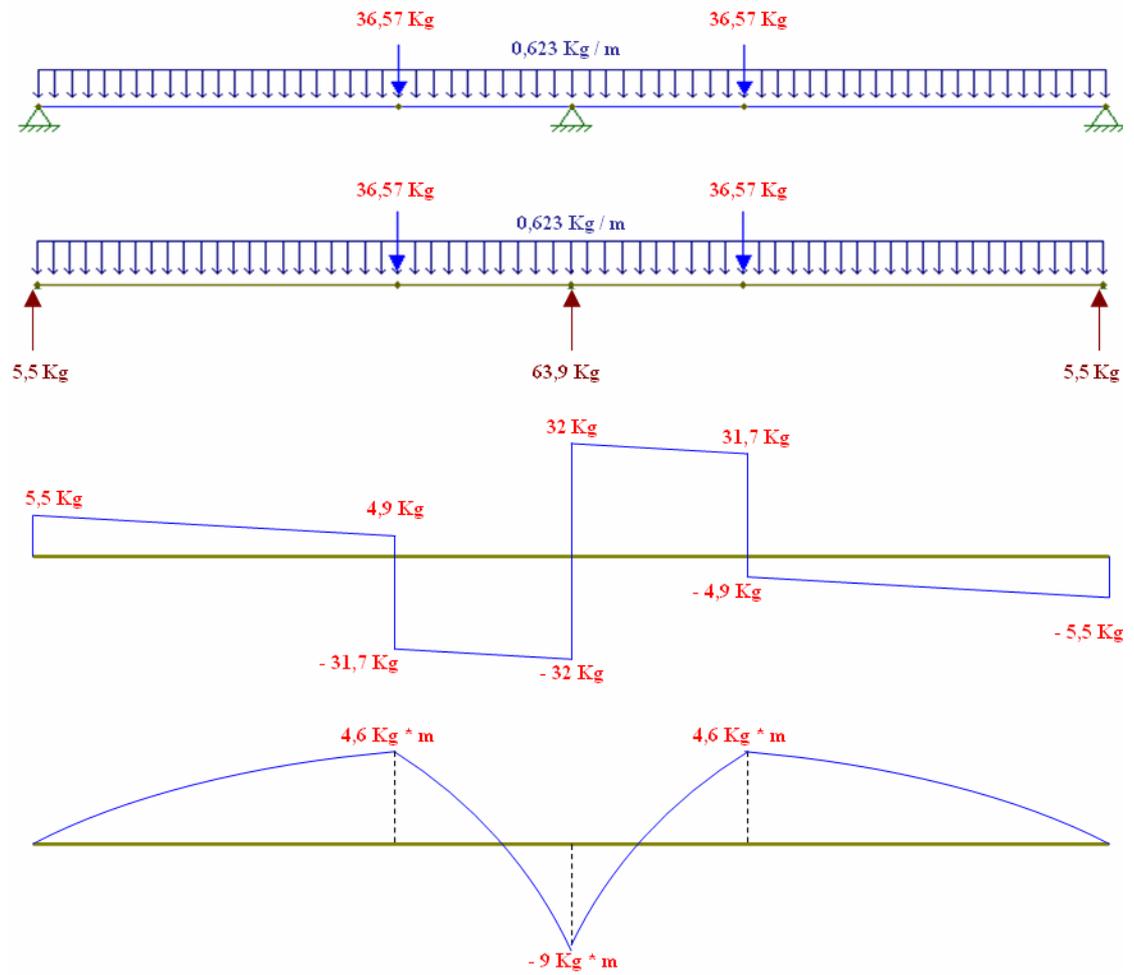


Figura 3.21. Viga Principal incluyendo su peso.

Tabla 3.3. Resultados de la viga principal incluyendo su peso.

Reacción R_1 (Kg)	5,5
Reacción R_2 (Kg)	5,5

Reacción R₃ (Kg)	63,9
Cortante Vertical C₁ (Kg)	5,5
Cortante Vertical C₂ (Kg)	31,7
Cortante Vertical C₃ (Kg)	32
Cortante Vertical C₄ (Kg)	-32
Cortante Vertical C₅ (Kg)	-31,7
Cortante Vertical C₆ (Kg)	-5,5
Momento Flexionante M₁ (Kg*m)	4,6
Momento Flexionante M₂ (Kg*m)	- 9
Momento Flexionante M₃ (Kg*m)	4,6
Momento Máximo (Kg*m)	9

Luego de calcular la viga principal se procede a determinar el módulo de sección teórico; con ayuda de la teoría de la distorsión de la energía se utilizan las ecuaciones 3.17 y 3.18, y el resultado se muestra a continuación [6]:

$$F_b = 0,66 * F_Y \quad \text{Ec.}$$

3.17

$$S_x = \frac{M}{F_b} \quad \text{Ec.}$$

3.18

F_b (Kg/cm ²)	F_Y (KgF/cm ²)	M (Kg*cm)	S_x (cm ³)
1650	2500	900	0,5454

Nota: Con el módulo de sección teórico S_x se entra en la tabla de tubos cuadrados y se encuentran las dimensiones y propiedades de la viga, donde S_x sea mayor que 0,5454 cm³. En la tabla 3.4 se muestran las propiedades de la viga seleccionada tomada de la tabla A.3 del apéndice A.

Tabla 3.4. Selección del perfil para la estructura base.

TUBERÍA DECORATIVA CUADRADA	PESO	AREA	ESPESOR DE PARED	PROPIEDADES ESTÁTICAS		
				I	S	r
(Pulg)	(Kg/m)	(cm ²)	(mm)	(cm ⁴)	(cm ³)	(cm)
1 * 1	0,847	1,04	1,1	0,852	0,669	0,91

3.6.4 Cálculo de las columnas.

Para calcular las columnas principales de la estructura base se seleccionara un perfil cuadrado (Ver figura 3.22), debido a que esta proporciona mejor fijación en el ensamble con las vigas. En la tabla 3.5 se muestran las propiedades y especificaciones del perfil seleccionado para las columnas.

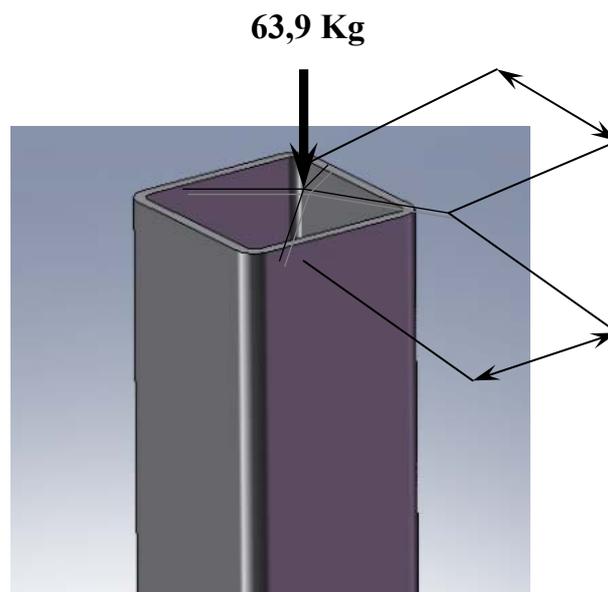


Figura 3.22. Columna principal.

Nota: El valor de la carga se obtiene con las reacciones de la viga más el peso de la viga. Se entra en el catálogo y se selecciona un perfil tubular.

Tabla 3.5. Selección del perfil para la columna.

TUBERÍA DECORATIVA CUADRADA	PESO	AREA	ESPEJOR DE PARED	PROPIEDADES ESTÁTICAS		
				I	S	R
(Pulg)	(Kg/m)	(cm ²)	(mm)	(cm ⁴)	(cm ³)	(cm)
1 * 1	0,847	1,04	1,1	0,852	0,669	0,91

Se tiene:

$K_c = 1.2 \rightarrow$ Rotación fija y Traslación libre.

$$L = 1123 \text{ mm} = 1,123 \text{ m}$$

Nota: Esta longitud L de columna principal se muestra en la figura 3.18 de la sección anterior.

$$\lambda = \frac{K_c * L}{r} \quad \text{Ec.}$$

3.19

Donde:

λ : Relación de delgadez.

K_c : Constante de fijación.

L : Altura de la columna.

r : Radio de giro.

$$\lambda = \frac{1,2 * 112,3 \text{ cm}}{0,91} \Rightarrow \lambda = 148$$

Entonces con el valor de $\lambda = 148$ se entra en la tabla de las tensiones normales admisibles (F_a), para miembros comprimidos con tensión cedente (Ver tabla A.4 del apéndice A).

$$\text{Para un } \lambda = 148 \rightarrow F_a = 493 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$f_a = \frac{P_{\text{Crit}}}{\text{Area}} \quad \text{Ec.}$$

3.20

Donde:

f_a : Tensión normal admisible (Kg/cm^2)

P_{Crit} : Carga crítica que origina pandeo.

$$f_a = \frac{63,9 \text{ Kg}}{1,04 \text{ cm}^2} \Rightarrow f_a = 61,44 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Por condición:

$$f_a = 61,44 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \leq F_a = 493 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Esto indica que si la tensión admisible (f_a) es menor que la tensión normal admisible (F_a) para miembros comprimidos con tensión cedente, la columna cumple con el diseño [8].

3.7 Estimación del cordón de soldadura a la placa perteneciente a la base que sujetará al cilindro neumático, (compuerta de salida de fondo).

En esta sección se realizará el cálculo del espesor de cordón de soldadura a la placa que pertenece a la base que sujeta al cilindro neumático, la cual se muestran a continuación en las figuras 3.25a y 3.25b. Este cálculo se efectuará

para una sola base del cilindro y no para las dos, debido a la simetría que existe entre ambas y a razón de que soportan la misma carga.

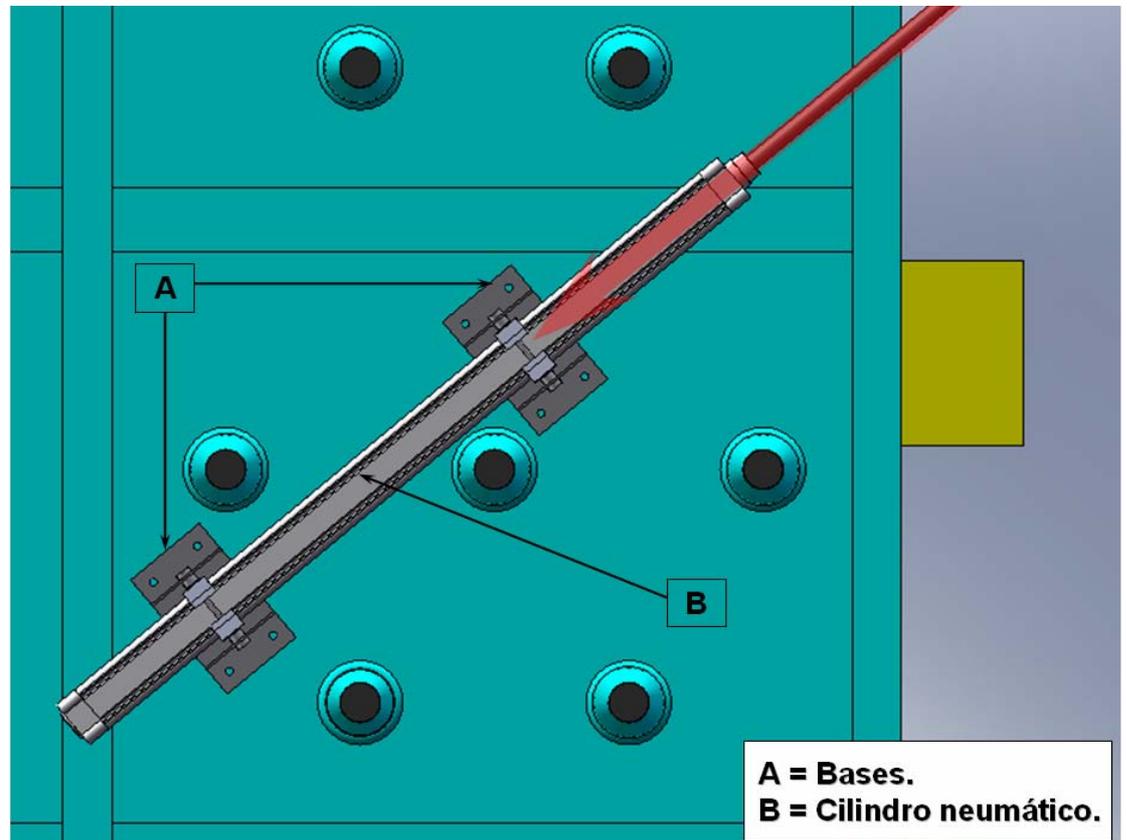


Figura 3.23. Vista superior de la base que sujetará al cilindro neumático (interior del túnel de enfriamiento), (además aquí se muestra la fuerza que actúa en el cilindro).

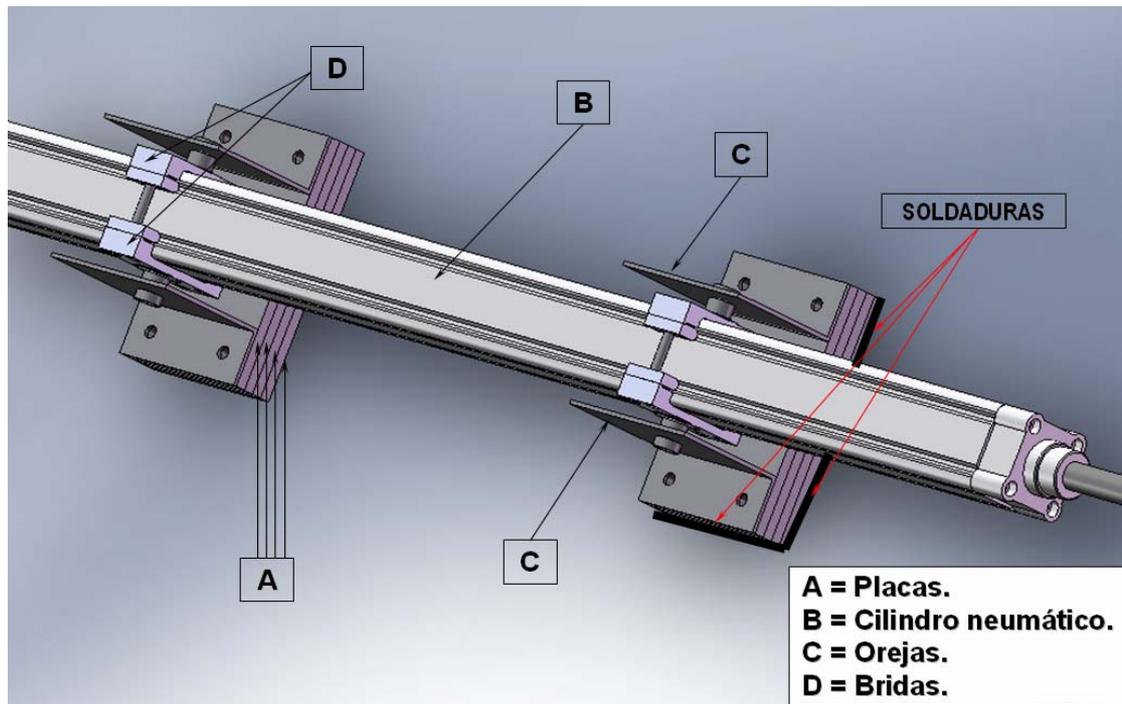


Figura 3.24. Conjunto de componentes que conforman la base donde será ubicado el cilindro.

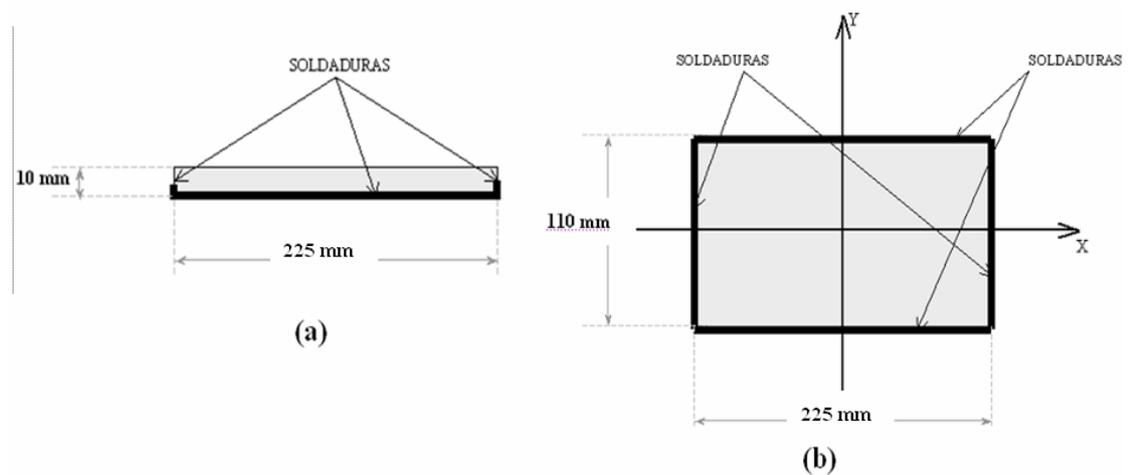


Figura 3.25. Soldadura en la placa. a) Vista de perfil; b) Vista superior.

Para calcular la soldadura de la base que soportará al cilindro neumático, se determinará la carga o peso total que esta soportará, como se muestra a continuación:

Tabla 3.6. Carga que soportara la soldadura.

Peso del cilindro:	12,256 Kg	120,23 N
Peso de las cuatro (4) placas:	6,95784 Kg \approx 7 Kg	68,67 N
Peso de las planchas laterales (orejas)	0,88626 Kg \approx 0,89 Kg	8,73 N
Carga aplicada (P):	109,17 Kg	1071 N
Carga aplicada a la soldadura P_w:	129,27 Kg	1268,63 N

En este caso, como la fuerza no actúa directamente sobre la superficie de la placa sino en un punto lejano a ella, genera un momento de flexión en el sentido que indica la figura 3.26, por lo tanto utilizaremos las ecuaciones 2.7 y 2.9 para determinar el tamaño necesario de soldadura:

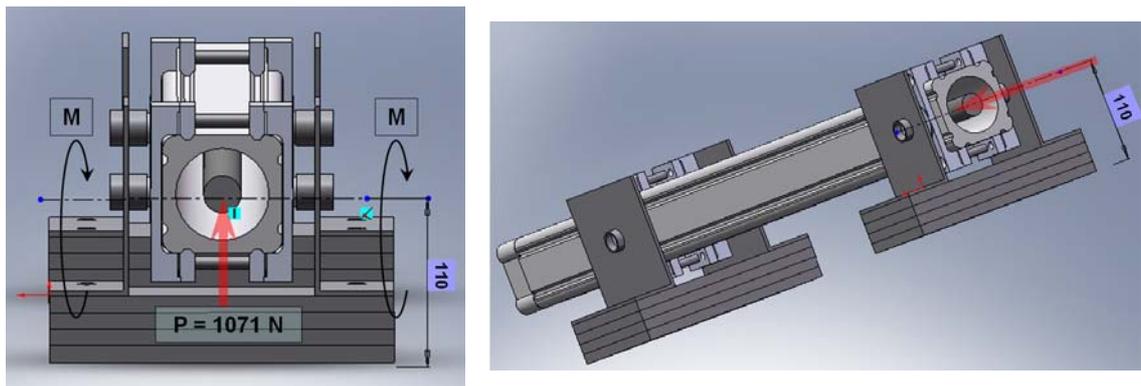


Figura 3.26. Diagrama cuerpo libre de la fuerza que actúa y el momento que se genera sobre la placa (dimensiones en mm).

De la figura A.3 del apéndice A utilizando el caso 7 obtiene A_w y S_w :

$$A_w = 2b + 2d \quad \text{Ec.}$$

3.21

$$A_w = (2 * 0,11) + (2 * 0,225) \quad \Rightarrow \quad A_w = 0,67 \text{ m}$$

$$S_w = (b * d) + \frac{d^2}{3} \quad \text{Ec.}$$

3.22

$$S_w = (0,11 * 0,225) + \frac{(0,11)^2}{3} \quad \Rightarrow \quad S_w = 0,02878 \text{ m}^2$$

Fuerza debido a la tensión y compresión directa:

$$F_w = \frac{1268,63 \text{ N}}{0,67 \text{ m}} \quad \Rightarrow \quad F_w = 1893,48 \frac{\text{N}}{\text{m}} \left(10,81 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}} \right)$$

Fuerza debido al momento de flexión (ver figura 3.21):

$$M = P_w * d \quad \text{Ec.}$$

3.23

El momento de flexión lo origina una fuerza que se genera sobre la soldadura, que es perpendicular a una línea desde el centroide de la figura del cordón hasta el punto de interés (ver figura 3.26).

$$F_w = \frac{P_w * d}{S_w}$$

$$F_w = \frac{1071 \text{ N} * 0,11 \text{ m}}{0,02878 \text{ m}^2} \quad \Rightarrow \quad F_w = 4093,47 \frac{\text{N}}{\text{m}} \left(23,37 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}} \right)$$

Donde:

d: Distancia con la que se genera el momento de flexión (55 mm).

P_w: Fuerza máxima aplicada a la soldadura.

Estas son las fuerzas que actúan en todas partes de la soldadura. Si se selecciona un electrodo E-60 para soldar, la fuerza permisible por pulgada del tamaño de lado de la soldadura es de 9600 Lb/pulg. (Ver tabla 2.1 de la sección 2.8 del capítulo II). Por tanto la longitud de lado de soldadura que se necesita se despeja de la ecuación 3.24 mostrada a continuación:

$$F_{wR} = P_P * 0,707 * w \quad \text{Ec.}$$

3.24

$$w = \frac{23,37}{9600 * 0,707} \Rightarrow w = 0,003444 \text{ pulg } (0,0875 \text{ mm})$$

Donde:

F_{wR} : Fuerza resultante máxima aplicada sobre el cordón soldadura (Lb/pulg).

P_P : Fuerza permisible por pulgada de longitud (Lb/in/in).

Se toma el valor mínimo que establece la tabla 2.2 de la sección 2.8 del capítulo II, puesto que el valor obtenido en el cálculo para ambos casos es menor al especificado por ella.

$$w = 3/16 \text{ pulg} = 0,1875 \text{ pulg } (4,7625 \text{ mm})$$

El espesor de soldadura w obtenido será el mismo para el otro cilindro que respecta a esa compuerta, debido a la simetría que existe entre ambos.

3.8 Diseño de los soportes que sujetaran al cilindro neumático, ubicados en las placas que soportaran a éste (compuerta de salida de fondo).

En esta sección se estudiará y diseñará un solo soporte y no los dos debido a la simetría entre ellos (cargas compartidas). Además se utilizará el método y las consideraciones descritas en las secciones 2.9, 2.10, 2.11 y 2.12 del capítulo II, y la tabla 2.3 para su diseño.

La plancha está ubicada paralelamente a la pared interna del cooler y a su vez inclinada con respecto a la horizontal positiva 40° . La figura 3.27 es colocada a razón de que se pueda apreciar este ángulo tomando como referencia la línea imaginaria de la pared.

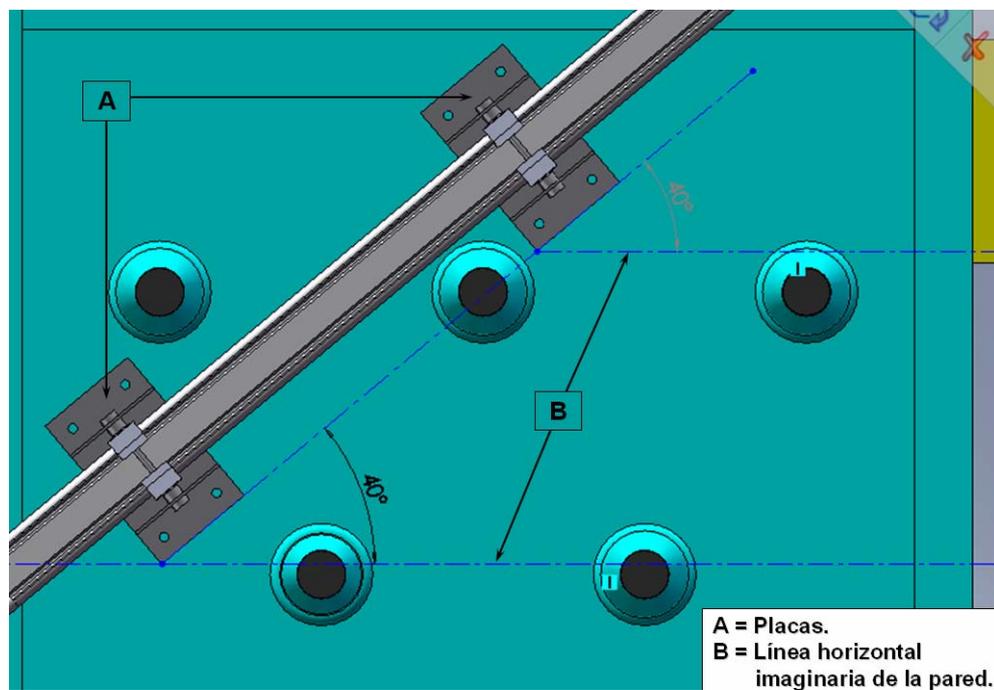


Figura 3.27. Esquema de la ubicación del soporte.

El centroide del grupo de pernos de la figura 3.28 se sitúa por simetría y el arreglo será la siguiente:

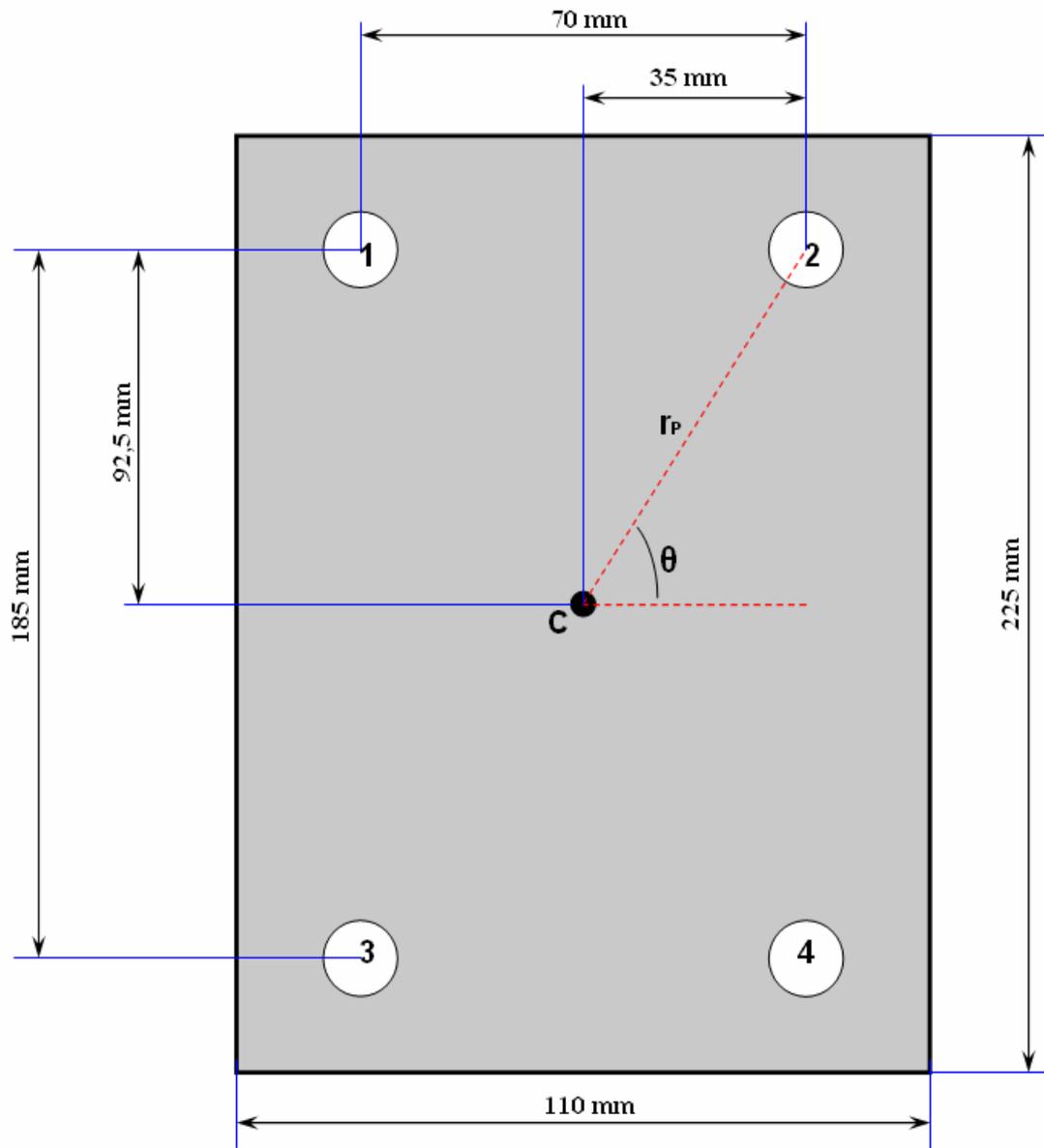


Figura 3.28. Distribución de pernos propuesta.

$$W_{Cilindro} = 120,23 \text{ N}$$

$$W_{Cilindro x} = 120,23 \text{ N} * \text{Sen } 40^{\circ} \Rightarrow W_{Cilindro x} = 77,28 \text{ N}$$

$$W_{Cilindro y} = 120,23 \text{ N} * \text{Cos } 40^{\circ} \Rightarrow W_{Cilindro y} = 92,1 \text{ N}$$

$$W_{Placas} = 68,67 \text{ N}$$

$$W_{Placas\ x} = 68,67 \text{ N} * \text{Sen } 40^\circ \quad \Rightarrow \quad W_{Placas\ x} = 44,14 \text{ N}$$

$$W_{Placas\ y} = 68,67 \text{ N} * \text{Cos } 40^\circ \quad \Rightarrow \quad W_{Placas\ y} = 52,6 \text{ N}$$

$$P = 1071 \text{ N}$$

Donde:

$W_{Cilindro\ x}$: Componente “x” del peso del cilindro neumático (N).

$W_{Cilindro\ y}$: Componente “y” del peso del cilindro neumático (N).

$W_{Placas\ x}$: Componente “x” del peso de las cuatro (4) placas (N).

$W_{Placas\ y}$: Componente “y” del peso de las cuatro (4) placas (N).

P : Fuerza producida por el cilindro neumático (N).

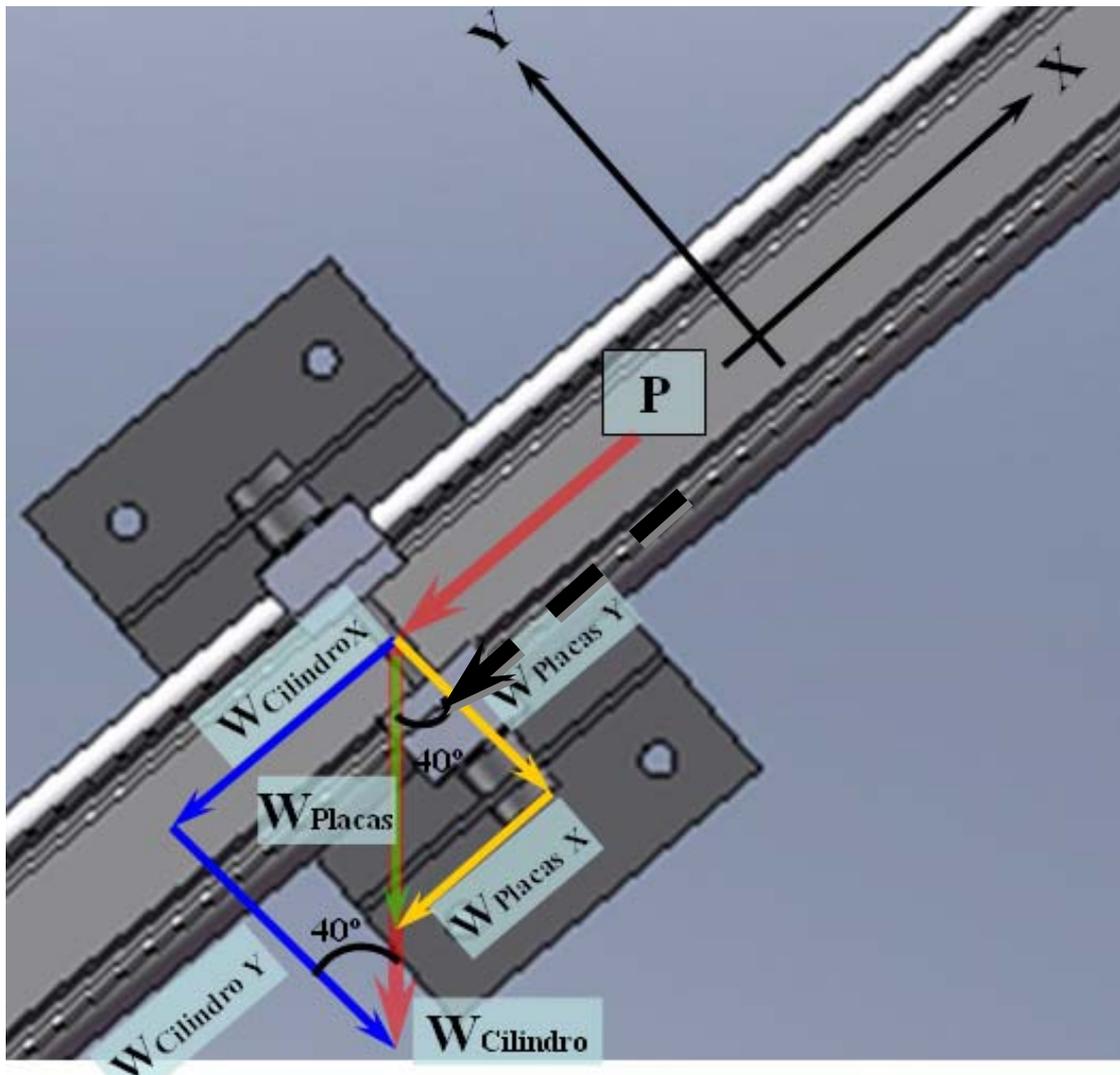


Figura 3.29. Diagrama de cuerpo libre del soporte que muestra las cargas que actúan en él, (todas las cargas actúan directamente en el centro del área transversal del cilindro aunque en la figura no se logre apreciar correctamente).

La distancia radial del centroide desde el conjunto de pernos hasta el centro de cada uno de ellos es:

$$r_p = \sqrt{(92,5)^2 + (35)^2} \quad \Rightarrow \quad r_p = 98,9 \text{ mm } (0,0989 \text{ m})$$

Y los cuadrados de todas las distancias radiales a todos los pernos serán:

$$\sum r_p^2 = 4 * (0,080562)^2 \text{ (m}^2\text{)} \Rightarrow \sum r_p^2 = 0,03912 \text{ m}^2$$

$$\theta = \arctag\left(\frac{92,5}{35}\right) \Rightarrow \theta = 69,27^\circ$$

La fuerza resultante de corte F_{RV} viene dada:

$$F_{RV} = (P + W_{Cilindro\ x} + W_{Placas\ x}) + (W_{Cilindro\ y} + W_{Placas\ y})$$

$$F_{RV} = [(1071 + 77,28 + 44,14) + (92,1 + 52,6)](\text{N})$$

$$F_{RV} = 1192,42 \vec{i} + 144,7 \vec{j} \text{ (N)}$$

Donde:

r_p : Distancia radial desde el centroide hasta el centro de cada perno (m).

θ : Angulo que forma R_p con la horizontal positiva en el soporte (grados).

F_{RV} : Fuerza resultante de corte.

El momento que debe resistir el conjunto de pernos es el producto de la carga en voladizo por la distancia al centroide del conjunto de pernos; este será:

$$M_1 = (P + W_{Cilindro\ x} + W_{Placas\ x}) * 0,11\text{m} \Rightarrow M_1 = 131,17 \text{ N} * \text{m} \curvearrowright$$

$$M_2 = (W_{Cilindro\ y} + W_{Placas\ y}) * 0,11\text{m} \Rightarrow M_2 = 15,92 \text{ N} * \text{m} \curvearrowright$$

$$M_R = M_1 + M_2$$

$$M_R = (131,17 + 15,92) \text{ N} * \text{m}$$



$$M_R = 147,09 \text{ N} * m$$

Donde:

M_1 : Momento de flexión producido por $P + W_{Cilindro\ x} + W_{Placas\ x}$ y la distancia “ d ” (N*m).

M_2 : Momento de flexión producido por $W_{Cilindro\ y} + W_{Placas\ y}$ y la distancia “ d ” (N*m).

M_R : Momento de flexión resultante (N*m).

Par determinar la fuerza cortante directa sobre el conjunto de pernos partimos de saber por teoría que todos comparten la carga por igual, por lo tanto utilizando la ecuación 2.11 se obtiene:

$$F'_{1x} = \frac{1192,42}{4} \Rightarrow F'_{1x} = 298,105 \text{ N}$$

De modo que:

$$F'_{1x} = F'_{2x} = F'_{3x} = F'_{4x} = 298,105 \text{ N}$$

$$F'_{1y} = \frac{144,7}{4} \Rightarrow F'_{1y} = 36,175 \text{ N}$$

$$F'_{1y} = F'_{2y} = F'_{3y} = F'_{4y} = 36,175 \text{ N}$$

La fuerza sobre cada tornillo, necesaria para resistir el momento de flexión se determinará con la ecuación 2.12, de modo que:

$$F_i = \frac{M * r_i}{\sum r_p^2}$$

Para el perno "1" se tiene:

$$F_1'' = \frac{M * r_1}{\sum r_p^2}$$

$$F_1'' = \frac{(147,09 \text{ N} * \text{m}) * 0,0989 \text{ m}}{0,03912 \text{ m}^2} \Rightarrow F_1'' = 371,86 \text{ N}$$

Nota: Al igual que para el perno "1" las fuerzas F_2'' , F_3'' y F_4'' de los respectivos pernos son iguales a F_1'' debido a que la distancia radial desde el centroide hasta el centro de cada perno es la misma para todos.

$$F_1'' = F_2'' = F_3'' = F_4'' = 371,86 \text{ N}$$

Haciendo una descomposición de la fuerza F_1'' en sus componentes y y x se tiene:

$$F_{1x}'' = F_1'' * \text{Sen } 69,27$$

$$F_{1x}'' = 371,86 * \text{Sen } 69,27 \Rightarrow F_{1x}'' = 347,79 \text{ N}$$

$$F_{1y}'' = F_1'' * \text{Cos } 69,27$$

$$F_{1y}'' = 371,86 * \text{Cos } 69,27 \Rightarrow F_{1y}'' = 131,63 \text{ N}$$

Donde:

F_x' : Componente "x" de la carga cortante primaria (N).

F_y' : Componente “y” de la carga cortante primaria (N).

F'' : Carga de momento (N).

F_x'' : Componente “x” de la carga de momento (N).

F_y'' : Componente “y” de la carga de momento (N).

- La fuerza total en la dirección x y y para el perno “1” viene dada:

$$-F_{1x}' - F_{1x}'' = -298,105 - 347,79 = -645,9 \text{ N}$$

$$-F_{1y}' - F_{1y}'' = -36,175 - 131,63 = -167,81 \text{ N}$$

Entonces la resultante R_1 es:

$$R_1 = \sqrt{(-645,9)^2 + (-167,81)^2} \Rightarrow R_1 = 667,34 \text{ N}$$

- La fuerza total en la dirección x y y para el perno “2” viene dada:

$$-F_{2x}' - F_{2x}'' = -298,105 - 347,79 = -645,9 \text{ N}$$

$$-F_{2y}' + F_{2y}'' = -36,175 + 131,63 = 95,46 \text{ N}$$

Entonces la resultante R_2 es:

$$R_2 = \sqrt{(-645,9)^2 + (95,46)^2} \Rightarrow R_2 = 652,92 \text{ N}$$

- La fuerza total en la dirección x y y para el perno “3” viene dada:

$$-F_{3x}' + F_{3x}'' = -298,105 + 347,79 = 49,69 \text{ N}$$

$$-F_{3y}' + F_{3y}'' = -36,175 - 131,63 = -167,81 \text{ N}$$

Entonces la resultante R_3 es:

$$R_3 = \sqrt{(49,69)^2 + (-167,81)^2} \Rightarrow R_3 = 175,01 N$$

➤ La fuerza total en la dirección x y y para el perno "4" viene dada:

$$-F'_{4x} + F''_{4x} = -298,105 + 347,79 = 49,69 N$$

$$-F'_{4y} + F''_{4y} = -36,175 + 131,63 = 95,46 N$$

Entonces la resultante R_4 es:

$$R_4 = \sqrt{(49,69)^2 + (-95,46)^2} \Rightarrow R_4 = 107,62 N$$

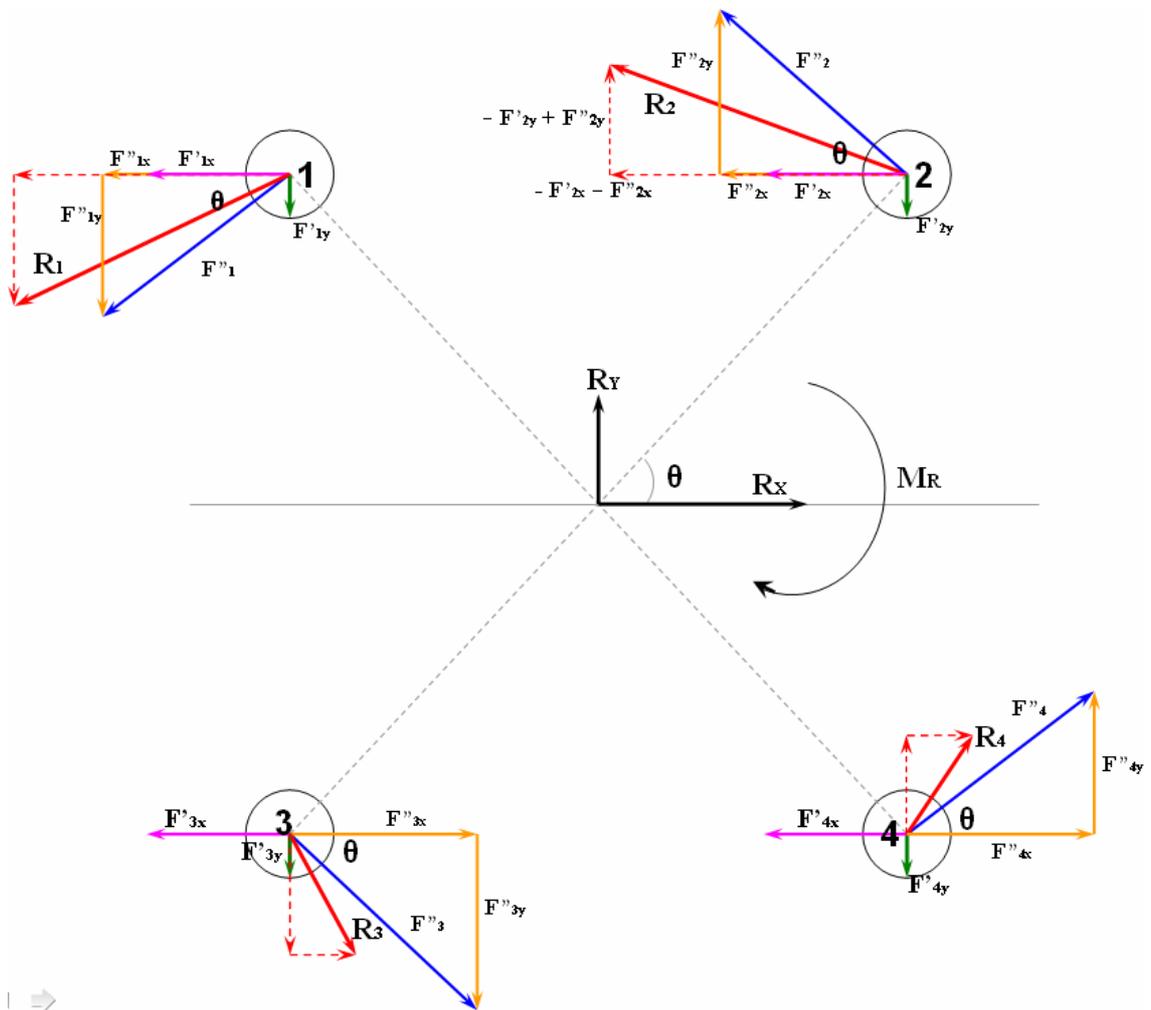


Figura 3.30. Esquema del grupo de pernos donde se indican las fuerzas cortantes, secundarias y resultantes mostrando en el perno “2” las componentes “x” y “y” que deben tener todas las fuerzas resultantes.

El perno más cargado es el perno “1” por ser el que soporta la sollicitación máxima de carga. Por consiguiente en la tabla A.5 del apéndice A se especifica el material del perno y se selecciono un acero ASTM A307 el cual posee un esfuerzo cortante admisible $\tau_a = 69000000 \text{ Pa}$. Entonces, el área que requiere el perno es:

$$A = \frac{R_1}{\tau_a} \quad \text{Ec.}$$

3.25

$$A = \frac{667,34 \text{ N}}{69000000 \text{ Pa}} \Rightarrow A = 9,6716 * 10^{-6} \text{ m}^2 (9,6716 \text{ mm}^2)$$

Y el diámetro necesario viene dado:

$$D = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4 * 9,6716 \text{ mm}^2}{\pi}} \Rightarrow$$

$$D = 3,51 \text{ mm} (0,1382 \text{ pulg})$$

Nota: Para este valor de diámetro obtenido correspondería seleccionar de la tabla A.6 del apéndice A, un perno de 5/32 pulgadas (0,15625 pulg) de diámetro para garantizar una configuración de pernos segura, pero por cuestiones de seguridad en el diseño, se seleccionó un perno un poco mayor, de 3/8 de pulgada (0,3750 pulg). Aun así, este diámetro de perno seleccionado cumple con las condiciones de separación mínima entre pernos y separación mínima a los bordes señaladas en la sección 2.11 y 2.12 del capítulo II respectivamente, puesto que, la separación mínima entre los centros de los agujeros de los pernos para el diámetro de perno utilizado (3/8 pulg) debería ser 28,575 mm, es decir tres (3) veces su diámetro (3 * 3/8 pulg) y la distancia mínima a los bordes según la tabla 2.3 debe ser 19 mm si se trata de un perno de 1/2 pulgada de diámetro, pero para nuestro caso (utilizando un perno de 3/8 de pulgada) extrapolando se tiene una separación mínima a los bordes de 16 mm. Para atestiguar lo descrito vea la figura 3.28 (mostrada anteriormente en esta sección).

3.9 Estimación del cordón de soldadura en los soportes que sujetarán la compuerta (salida de fondo).

Se realizará el cálculo de la soldadura de los soportes que sujetarán la compuerta, estos se muestran a continuación en la figura 3.31. Este cálculo se

efectuará para una sola base del cilindro y no para las dos, debido a la simetría que existe entre ambas y a razón de que soportan la misma carga.

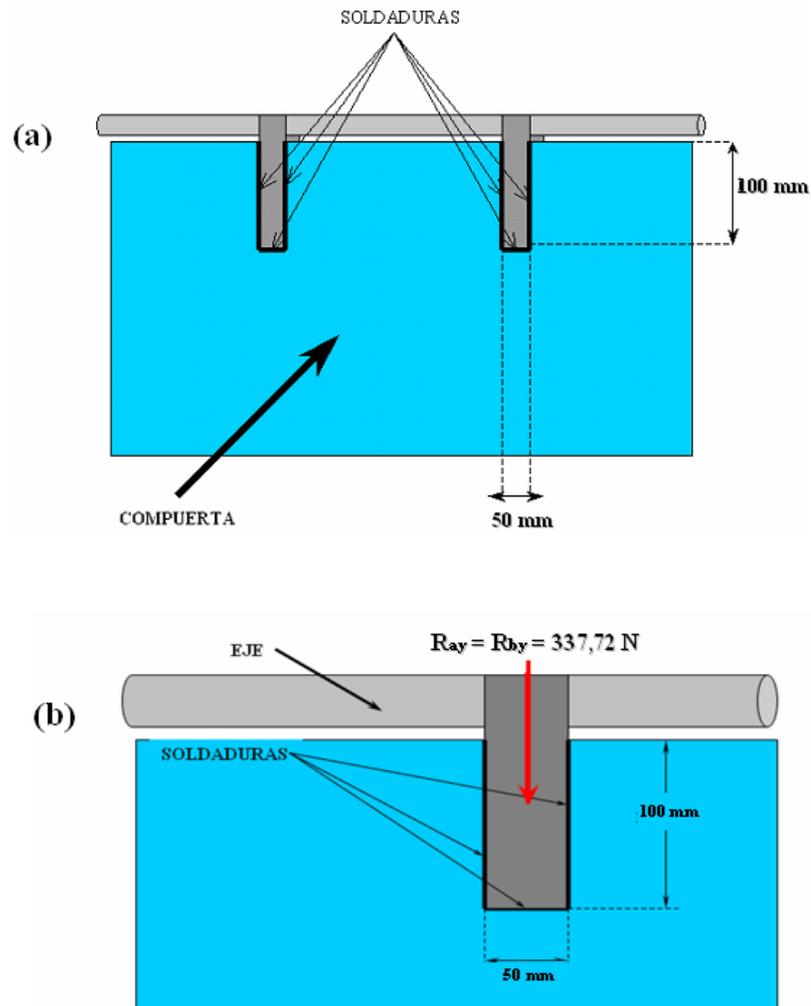


Figura 3.31. (a) Soportes que sujetan la compuerta); (b) Soporte que sujetan la compuerta con la carga que actúa en ella (vista frontal).

Para calcular la soldadura de los soportes que sujetaran la compuerta, se utilizará la carga o peso total que esta posee de 337,72 N por soporte, considerando que estas fueron las reacciones obtenidas anteriormente en el previo análisis estático.

Como la fuerza es la carga aplicada a la soldadura entre el área de soldadura y que esta multiplicada por el ancho de soldadura, se determinará la fuerza generada en el cordón de soldadura horizontal y vertical mediante la ecuación 2.7

(como se realizó anteriormente en la sección 3.7 de este capítulo), de modo que se obtiene:

Fuerza generada en el cordón horizontal:

$$A_w = 0,05 \text{ m } (1,9685 \text{ pulg})$$

$$F_w = \frac{337,72 \text{ N}}{0,05 \text{ m}} \Rightarrow F_w = 6754,4 \frac{\text{N}}{\text{m}} \left(38,57 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}} \right)$$

Fuerza generada en el cordón vertical:

$$A_w = 2 * 0,1 \text{ m} \Rightarrow A_w = 0,2 \text{ m } (7,87402 \text{ pulg})$$

$$F_w = \frac{337,72 \text{ N}}{0,2 \text{ m}} \Rightarrow F_w = 1688,6 \frac{\text{N}}{\text{m}} \left(9,64 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}} \right)$$

Donde:

P_w : Fuerza máxima aplicada a la soldadura.

d : Longitud del cordón de soldadura horizontal (50 mm).

d : Longitud del cordón de soldadura vertical (100 mm).

A_w : Área por unidad de longitud del cordón (m).

Estas son las fuerza que actúan horizontal y verticalmente hacia abajo en todas partes de la soldadura. Si se selecciona un electrodo E-60 para soldar, la fuerza permisible por pulgada del tamaño de lado de la soldadura es de 9600 Lb/pulg (ver tabla 2.1 de la sección 2.8 del capítulo II). Por tanto la longitud de lado de soldadura que se necesita se despeja de la ecuación 3.26 mostrada a continuación:

$$F_w = P_p * 0,707 * w \quad \text{Ec.}$$

3.26

Para la fuerza generada en el cordón horizontal:

$$w = \frac{38,57}{9600 * 0,707} \Rightarrow w = 0,005683 \text{ pulg } (0,1443 \text{ mm})$$

Para la fuerza generada en el cordón vertical:

$$w = \frac{9,64}{9600 * 0,707} \Rightarrow w = 0,001420 \text{ pulg } (0,03608 \text{ mm})$$

Donde:

F_w : Fuerza máxima aplicada sobre el cordón soldadura (Lb/pulg).

P_p : Fuerza permisible por pulgada de longitud (Lb/in/in).

Se toma el valor mínimo que establece la tabla 2.2 de la sección 2.8 del capítulo II, puesto que el valor obtenido en el cálculo para ambos casos es menor al especificado por ella.

$$w = 3/16 \text{ pulg} = 0,1875 \text{ pulg } (4,7625 \text{ mm})$$

El espesor de soldadura w obtenido será el mismo para el otro cilindro que respecta a esa compuerta, debido a la simetría que existe entre ambos.

3.10 Diseño de la flecha o eje que sujetara la compuerta (salida de fondo).

Primordialmente se escogerá el material con que será fabricado el eje, tomando en cuenta las siguientes consideraciones: a) funciones a cumplir, b)

naturaleza de las fuerzas aplicadas en él, c) los tipos y magnitudes de esfuerzos creados por las fuerzas aplicadas, d) el ambiente donde funcionará, e) el tamaño físico y peso del componente que resistirá o moverá, f) procesos de manufactura usado para producirlo, g) entre otros; por ende de la tabla A.7 del apéndice A se seleccionó un acero AISI 1040 OQT 400 ya que éste por su alto contenido de carbono posee una alta resistencia a la tensión y a la fluencia, buena ductilidad y dureza moderada, considerando además que el tratamiento térmico (OQT) mejora su resistencia y durabilidad, (la tabla A.8 del apéndice A muestra una lista de algunos aceros comunes que se usan en piezas de máquinas y en las aplicaciones típicas de aleaciones):

$$S_y = 87 \text{ Ksi} (600000000 \text{ Pa})$$

$$S_u = 113 \text{ Ksi} (779000000 \text{ Pa})$$

Ahora; de la figura A.4 del apéndice A se obtiene un $S_n = 240000000 \text{ Pa}$, de la tabla 2.5 del capítulo II para un acero forjado tomamos un factor de material $C_m = 1,00$; luego, de la figura A.5 del apéndice A considerando que el tamaño del eje debe ser moderadamente grande se escoge un factor de tamaño $C_s = 0,85$ como estimación razonable, y por último de la tabla 2.6 del capítulo II, buscando diseñar para una confiabilidad de 0,999 se toma un factor de ajuste para un alto grado de confiabilidad $C_R = 0,75$; por lo tanto:

$$S_n = 34,8089 \text{ Ksi} (240000000 \text{ Pa})$$

$$C_m = 1,00$$

$$C_{st} = 1,00$$

$$C_R = 0,75$$

$$C_S = 0,85$$

Luego, utilizando la ecuación 2.22, la resistencia por durabilidad será:

$$S'_n = 240000000 * 1,00 * 1,00 * 0,75 * 0,85 \Rightarrow$$
$$S'_n = 22,1907 \text{ ksi } (1530000000 \text{ Pa})$$

Por tratarse de la misma compuerta se utilizará el factor de seguridad de diseño $N = 3,12$ (estimado con anterioridad en la sección 3.5.2 de éste capítulo) el cual considera los parámetros de operación presentes en el diseño. Ahora, para estimar el peso completo del eje “ W_{Eje} ” de la tabla A.9 del apéndice A se escoge un diámetro de eje de $1 \frac{1}{2}$ pulgadas que deriva una carga distribuida de 9 Kg/m ($88,29 \text{ N/m}$) (éste diámetro se seleccionó considerando que los diámetros que se obtendrán más adelante en el eje no superarán este valor, puesto que se conoce las cargas que éste soportará y las propiedades mecánicas del material. Así mismo de esta manera también se garantiza un diseño aun más seguro).

Nótese que las cargas puntuales que se observan en los puntos A y B en el diagrama de cuerpo libre mostrado a continuación (figura 3.32) representan las reacciones obtenidas con anterioridad en la sección 3.5 de éste capítulo.

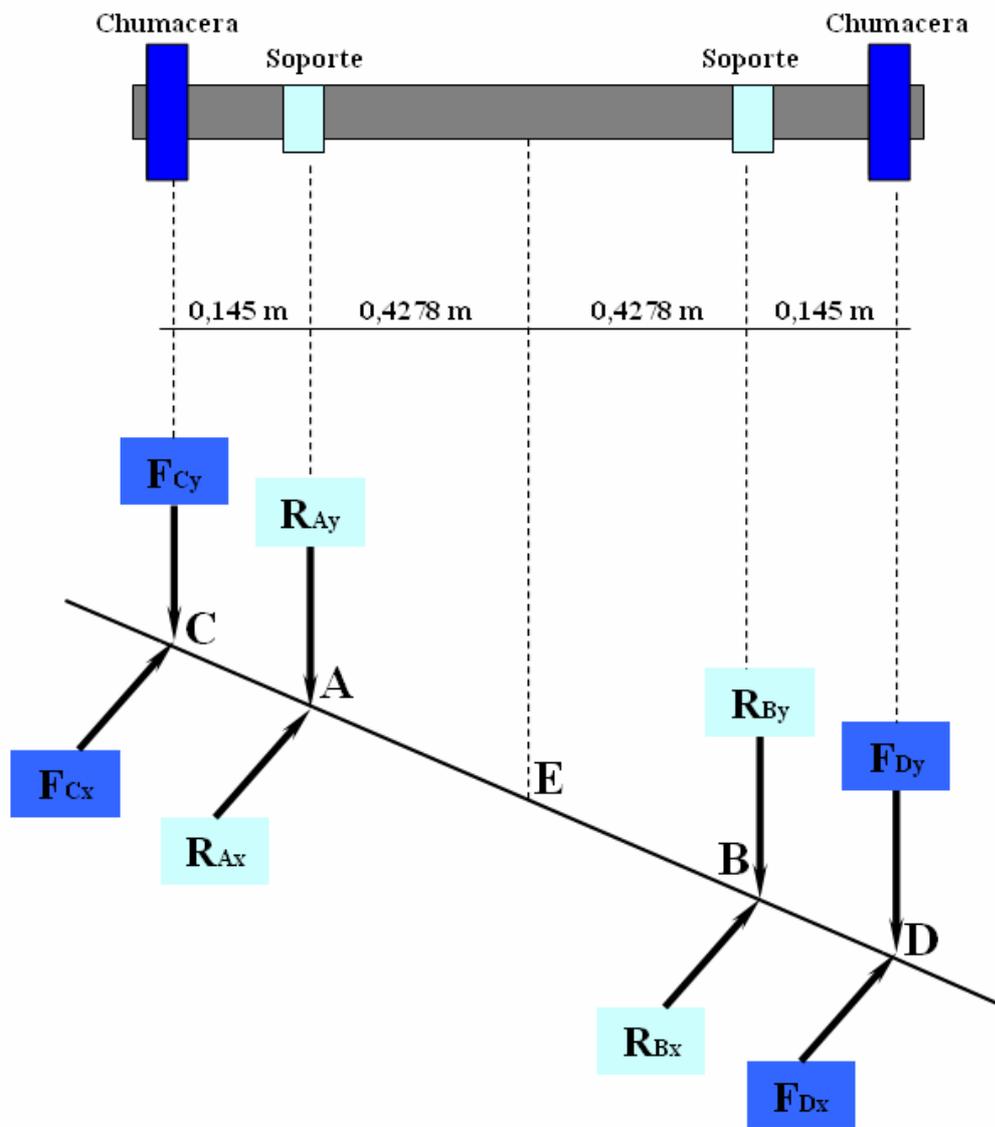
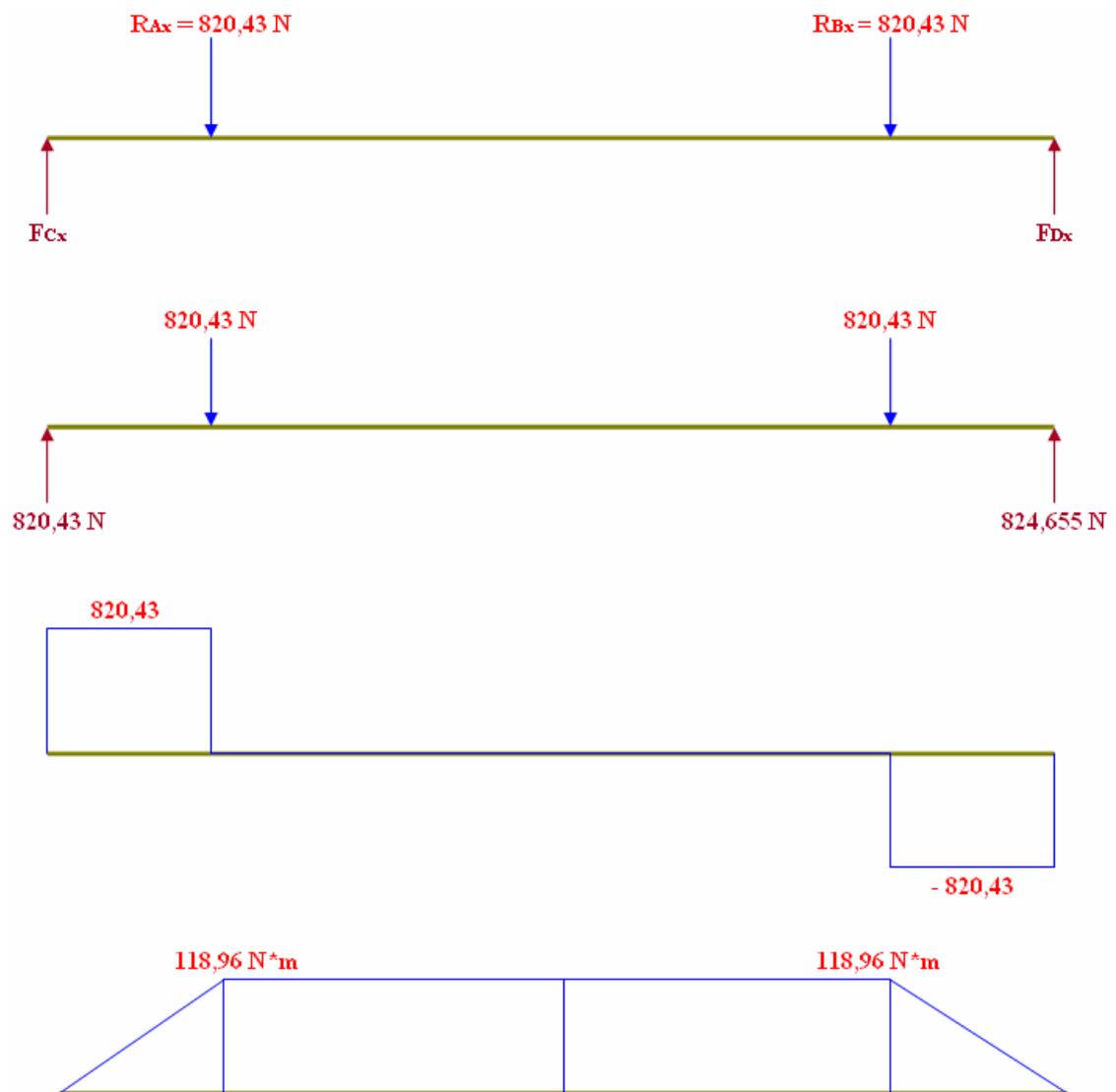
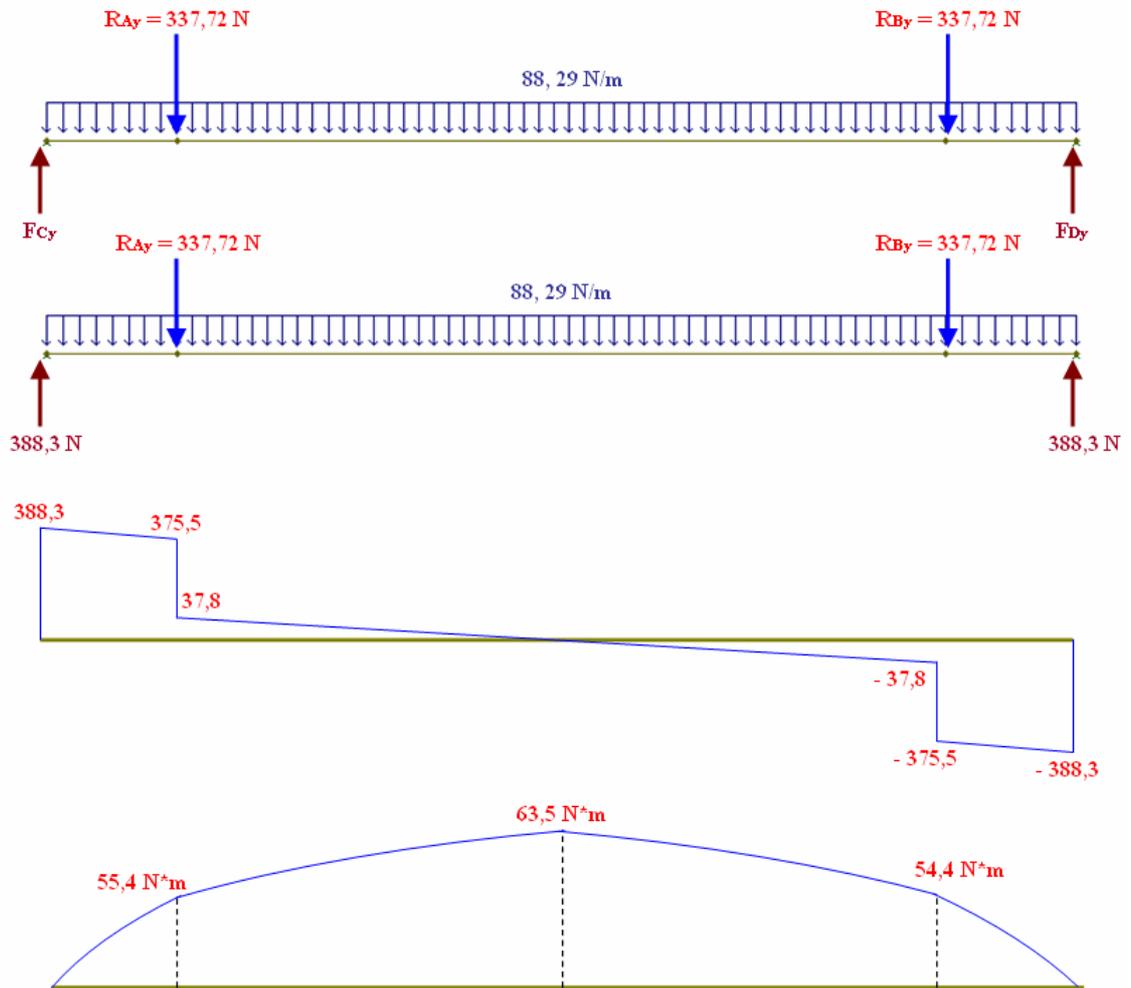


Figura 3.32. Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en el eje.

a) Plano Horizontal.



b) Plano vertical.



Por lo tanto:

$$M_A = \sqrt{(118,96)^2 + (55,4)^2} \Rightarrow M_A = 131 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_E = \sqrt{(118,96)^2 + (63,5)^2} \Rightarrow M_E = 135 \text{ N} \cdot \text{m} \approx 1194,86 \text{ Lb} \cdot \text{pulg}$$

$$M_B = \sqrt{(118,96)^2 + (55,4)^2} \Rightarrow M_B = 131 \text{ N} \cdot \text{m}$$

De aquí en adelante para determinar los diámetros respectivos en cada tramo específico del eje (Ver figura 3.33), se realizará una iteración en donde

inicialmente se asumirá un diámetro y se determinará un factor de seguridad N_i el cual debe ser mayor al estimado anteriormente ($N = 3,12$), de esta manera se estará garantizando un diseño seguro ($N_i > N$). Los diámetros a suponer para la iteración se seleccionarán de la tabla A.9 del apéndice A, considerando que estos son diámetros comerciales.

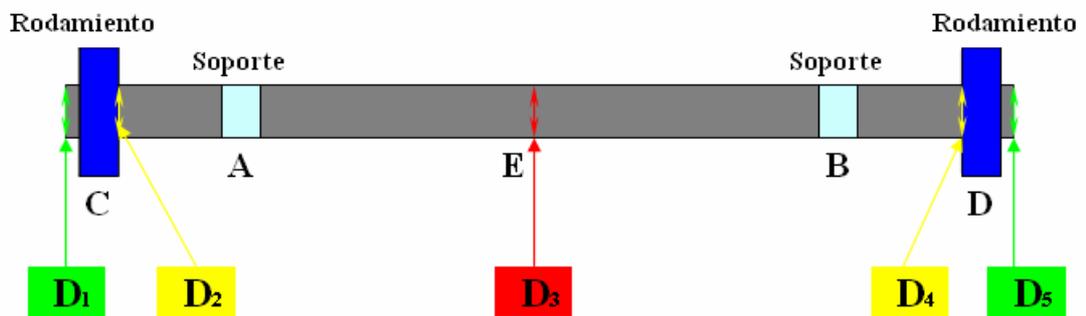


Figura 3.33. Vista lateral del eje indicando los diámetros a calcular.

1. *A la izquierda del punto C:* Es el diámetro de desahogo que llega hasta el asiento del rodamiento y es el extremo libre del eje. Se especifica una transición bien redondeado ($K_t = 1,5$) en el lugar donde D_1 se une con D_2 , allí no hay momentos torsionales ni flexionantes. Sin embargo, si hay una fuerza cortante vertical, igual a la reacción en el rodamiento. Se empleará la resultante de las reacciones en los planos vertical y horizontal para calcular la fuerza cortante:

$$V_C = \sqrt{(820,43)^2 + (388,3)^2} \quad \Rightarrow \quad V_C = 907,68 \text{ N} \approx 204,06 \text{ Lb}$$

Ahora, aplicando siguiente la ecuación:

$$N = \frac{D^2 * S'_n}{2,94 * K_t * V_C} \quad \text{Ec.}$$

Primera iteración, se escoge un diámetro $D_1 = 3/4 \text{ pulg} = 0,75 \text{ pulg}$, entonces:

$$N_1 = \frac{(0,75)^2 * 22190,7}{2,94 * 1,5 * 204,06} \Rightarrow N_1 = 13,87$$

En esta primera iteración el valor obtenido cumple con la condición pero sobrepasa por mucho el valor referencial de $N = 3,12$, por lo que se tendrá que escoger un diámetro un poco menor $D_1 = 5/16 \text{ pulg} = 0,3125 \text{ pulg}$; la segunda iteración, será:

$$N_1 = \frac{(0,3125)^2 * 22190,7}{2,94 * 1,5 * 204,06} \Rightarrow N_1 = 2,41$$

Esta segunda iteración no es factible ya que $2,41 < 3,12$ (no cumple con la condición $N_1 > N$); por lo que se asumirá un diámetro un poco más grande $D_1 = 3/8 \text{ pulg} = 0,375 \text{ pulg}$; la tercera iteración, será:

$$N_1 = \frac{(0,375)^2 * 22190,7}{2,94 * 1,5 * 204,06} \Rightarrow N_1 = 3,46$$

Esta última iteración arroja un valor cercano al deseado y cumple con la condición señalada, por lo tanto lo tomaremos para el primer tramo.

$$D_1 = 3/8 \text{ pulg} = 0,375 \text{ pulg} \approx 9,525 \text{ mm}$$

2. **A la derecha del punto C:** Es el asiento del rodamiento, con un escalón a la derecha donde se requiere un chaflán ($K_t = 2,5$). Utilizando el mismo

procedimiento de iteración que se uso para obtener el diámetro D_1 , se obtiene el diámetro D_2 y el factor de seguridad:

$$N_2 = 3,7$$

$$D_2 = 1/2 \text{ pulg} = 0,5 \text{ pulg} \approx 12,7 \text{ mm}$$

3. **En el punto E:** Se pretende que el diámetro sea igual, desde la derecha del rodamiento C hasta la izquierda del rodamiento D. La peor condición se encuentra en este punto puesto que existe el mayor momento flexionante $M_E = 1194,86 \text{ Lb} * \text{pulg}$ y por causa de la flexión se asumirá $K_t = 3$. Entonces utilizando la ecuación 2.24, considerando el par torsional $T = 0$ (debido aquel eje no gira), y despejando de allí el factor de seguridad N , se obtiene la siguiente ecuación:

$$N = \frac{\pi * D^3 * S'_n}{32 * K_t * M_E} \quad \text{Ec.}$$

3.28

Entonces siguiendo el mismo procedimiento de iteración, se determinará el diámetro D_3 y el factor de seguridad correspondiente:

$$N_3 = 3,26$$

$$D_3 = 1 \ 3/4 \text{ pulg} = 1,75 \text{ pulg} \approx 44,45 \text{ mm}$$

4. **A la izquierda del punto D:** Es el asiento del rodamiento, con un escalón a la izquierda donde se requiere un chaflán ($K_t = 2,5$):

$$N_4 = 3,7$$

$$D_2 = 1/2 \text{ pulg} = 0,5 \text{ pulg} \approx 12,7 \text{ mm}$$

5. **A la derecha del punto D:** Es el diámetro de desahogo que llega hasta el asiento del rodamiento y es el extremo libre del eje. Se especifica una transición bien redondeado ($K_t = 1,5$) en el lugar donde D_5 se une con D_4 .

$$N_5 = 3,46$$

$$D_5 = 3/8 \text{ pulg} = 0,375 \text{ pulg} \approx 9,525 \text{ mm}$$

Nota: Con los diámetros “ D_2 ” y “ D_4 ” por ser el asiento del rodamiento y la carga dinámica $907,68 \text{ N}$ se entra al catálogo del proveedor SKF y se escogen las chumaceras correspondientes (ver tabla A.10 del apéndice A).

3.11 Diseño de la flecha o eje que sujetara la compuerta (entrada de esmalte).

En esta sección se diseñará el eje que sujetará la compuerta de entrada a la línea de esmalte, tomando en cuenta que para la línea de fondo será colocada la misma compuerta, a razón de que ambas presentan simetría e igualdad de datos.

Para iniciar con este cómputo se estimará la potencia requerida para mover dicho eje, considerando que la carga que éste soportará es relativamente pequeña ya que la masa de la compuerta es de $42,93248 \text{ Kg} \approx 43 \text{ Kg}$ y su peso $W_C = 421,83 \text{ N}$ (obtenida del software comercial Solidworks); luego se seleccionará un motor que cumpla con la potencia obtenida y un reductor de velocidad de giro de modo que se logre la velocidad requerida para la apertura y cierre de la misma.

La potencia viene dada a través del siguiente análisis:

Sabiendo que la velocidad de giro requerida para la apertura y cierre de la compuerta es de 50 rpm se sabe que por cada segundo que transcurra ésta girará 0,833333 vueltas (un poco menos de una vuelta completa); ahora bien, como el diámetro de los soportes 1, 2 y 3 que sujetarán la compuerta (ver figuras 3.13 y 3.34) permitiendo que ésta gire con facilidad es de 190 mm, entonces se puede deducir a través del perímetro de un círculo que por cada vuelta dada ésta se recogerá una distancia que equivale a la longitud de la circunferencia:

$$P_{\text{Círculo}} = \pi * d \quad \text{Ec.} \\ 3.29$$

$$P_{\text{Círculo}} = \pi * 190 \text{ mm} \Rightarrow P_{\text{Círculo}} = 596,90 \text{ mm}$$

Por tanto, para que está se recoja 2560 mm que representa su longitud total, requerirá de:

$$\frac{1 \text{ vuelta}}{596,90 \text{ mm}} = \frac{N^{\circ} \text{ de vueltas}}{2650 \text{ mm}}$$

$$N^{\circ} \text{ de vueltas} = \frac{2650 \text{ mm} * 1 \text{ vuelta}}{596,90 \text{ mm}} \Rightarrow N^{\circ} \text{ de vueltas} = 4,44 \text{ vueltas}$$

Luego, según lo determinado se puede deducir que el tiempo total que tardará la compuerta en cerrar o abrir, viene dado:

$$\frac{0,833333 \text{ vueltas}}{1 \text{ seg}} = \frac{1 \text{ vuelta}}{X \text{ seg}}$$

$$X \text{ seg} = \frac{1 \text{ vuelta} * 1 \text{ seg}}{0,833333 \text{ vueltas}} \Rightarrow X \text{ seg} = 1,20000048 \text{ seg}$$

Ahora para que conocer el tiempo total en que tarda en dar 4,19 vueltas, se tiene:

$$\frac{1 \text{ vuelta}}{1,20000048 \text{ seg}} = \frac{4,44 \text{ vueltas}}{\text{Tiempo total (seg)}} \Rightarrow$$

$$\text{Tiempo total (seg)} = 5,328 \text{ seg (aproximadamente 5 seg.)}$$

El material del eje a diseñar será un acero AISI 1040 OQT 400, el mismo que corresponde a los ejes de las compuertas de salida, y éste se seleccionó teniendo en cuenta las consideraciones presentes descritas en la sección anterior. Luego de la figura A.6 del apéndice A, se selecciona un tubo de 1 ½ pulgadas de diámetro que posee una carga distribuida de 9 Kg/m, lo que indica que para 2,88 m tendrá una masa de:

$$m_{Eje} = \frac{9 \text{ Kg}}{1 \text{ m}} * 2,88 \text{ m} \Rightarrow m_{Eje} = 25,92 \text{ Kg} \approx 30 \text{ Kg}$$

$$W_{Eje} = 30 \text{ Kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \Rightarrow W_{Eje} = 294,3 \text{ N}$$

Por lo tanto la carga transmitida F en el eje es:

$$F = (W_C + W_{\text{Soportes}} + W_{Eje}) N$$

$$F = (421,83 + (3 * 8,99) + 294,3) N \Rightarrow F = 743,1 N$$

Ahora, como se conoce que la potencia es igual la carga transmitida por la velocidad lineal y está a su vez es igual a la distancia que se recorre entre el tiempo que se tarde en hacer ese recorrido, se parte a continuación con la ecuación 3.30:

$$Potencia = F * V = \frac{F * d}{t} \quad Ec.$$

3.30

Donde:

P: Potencia requerida.

F: Carga transmitida (N).

V: Velocidad (m/s).

d: Distancia que recorre (m).

t: Tiempo (seg).

De modo que:

$$Potencia = \frac{743,1 * 2,56}{5,328} \Rightarrow Potencia = 0,357045 Kw \approx 0,4788 Hp$$

Ahora, por seguridad en el diseño multiplicamos el valor de potencia obtenido, por 1,10%, es decir, 10% por encima del valor calculado, y obtenemos:

$$Potencia = 0,357045 Kw * 1,10 \Rightarrow Potencia = 0,3927495 Kw \approx 0,5267 Hp$$

Nota: Con el valor obtenido de potencia y la velocidad de rotación de salida requerida (50 rpm) se entra al catálogo del fabricante SEW EURODRIVE y se selecciona un motorreductor (ver tabla A.11 del apéndice A), cuyas características son las siguientes:

$$Potencia = 0,55 \text{ Kw} \approx 0,7376 \text{ Hp}$$

$$RPM \text{ de salida} = \eta_a = 49 \text{ rpm}$$

Nota: Se seleccionó para esta compuerta un motorreductor con velocidad salida de 49 rpm debido a que el fabricante para esta potencia de 0,55 Kw no posee equipos con 50 rpm de velocidad de salida como se requiere. Aunque para el motorreductor a colocar en la compuerta de fondo que requiere una potencia de 0,37 Kw el fabricante si provee un equipo con dicha velocidad de salida (50 rpm). Ver tabla A.11 del apéndice A.

A continuación se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje a diseñar y un pequeño bosquejo de la ubicación del motorreductor:

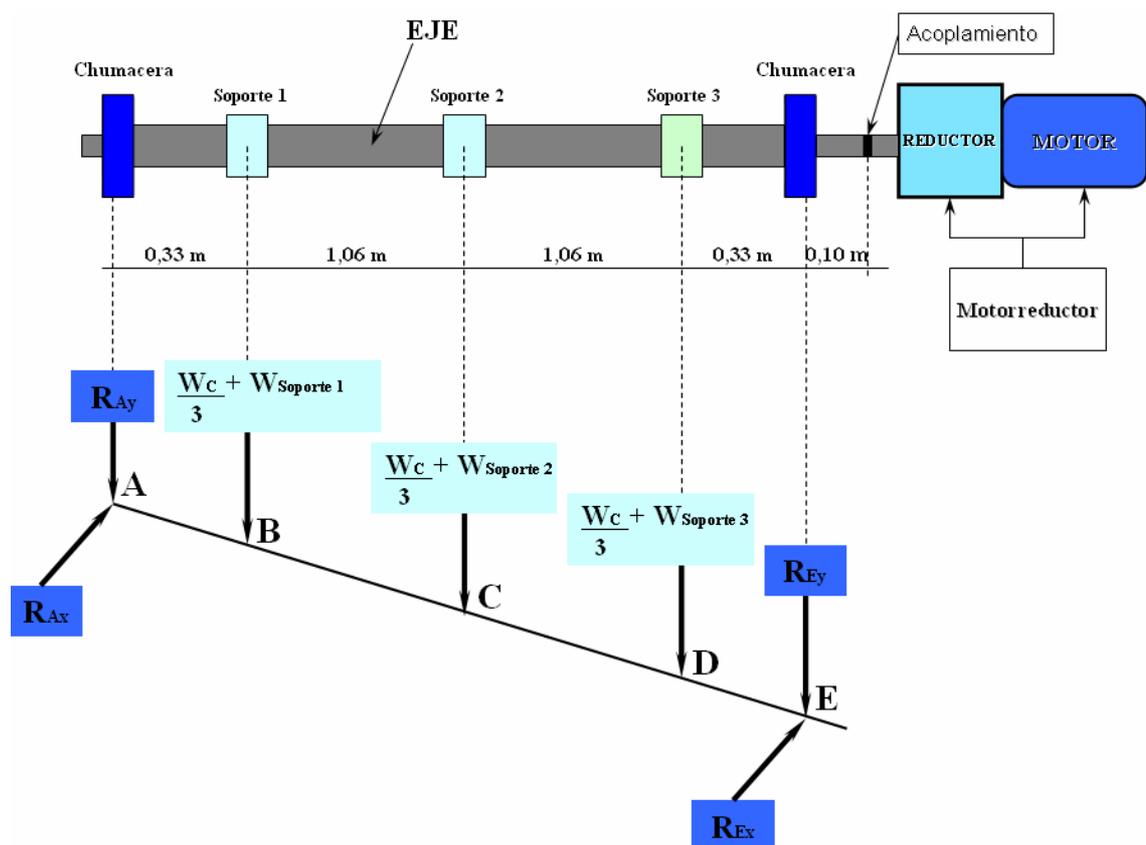


Figura 3.34. Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en el eje.

Para iniciar se determina el par torsional, el cual viene dado por la ecuación 2.21:

$$T = \frac{63000 * 0,7376 \text{ Hp}}{49 \text{ rpm}} \Rightarrow T = 948,343 \text{ Lb} * \text{pulg} \approx 107,14 \text{ N} * \text{m}$$

Nota: Éste valor obtenido de T_2 es muy similar al suministrado por el fabricante en catálogo de la tabla A.11 del apéndice A ($T_2 = 107 \text{ N} * \text{m}$).

Luego siguiendo el mismo procedimiento que se mostró anteriormente para el diseño del eje de la compuerta de salida, se escoge el material con que será fabricado el eje con ayuda de la tabla A.7 del apéndice A, se selecciona un acero AISI 1040 OQT 400 y se obtiene:

$$S_y = 87 \text{ Ksi} (600000000 \text{ Pa})$$

$$S_u = 113 \text{ Ksi} (779000000 \text{ Pa})$$

Y del mismo modo los factores ya mencionados:

$$S_n = 34,8089 \text{ Ksi} (240000000 \text{ Pa})$$

$$C_m = 1,00$$

$$C_{st} = 1,00$$

$$C_R = 0,75$$

$$C_S = 0,85$$

Por tanto, utilizando la ecuación 2.22, la resistencia por durabilidad será:

$$S'_n = 240000000 * 1,00 * 1,00 * 0,75 * 0,85 \Rightarrow$$

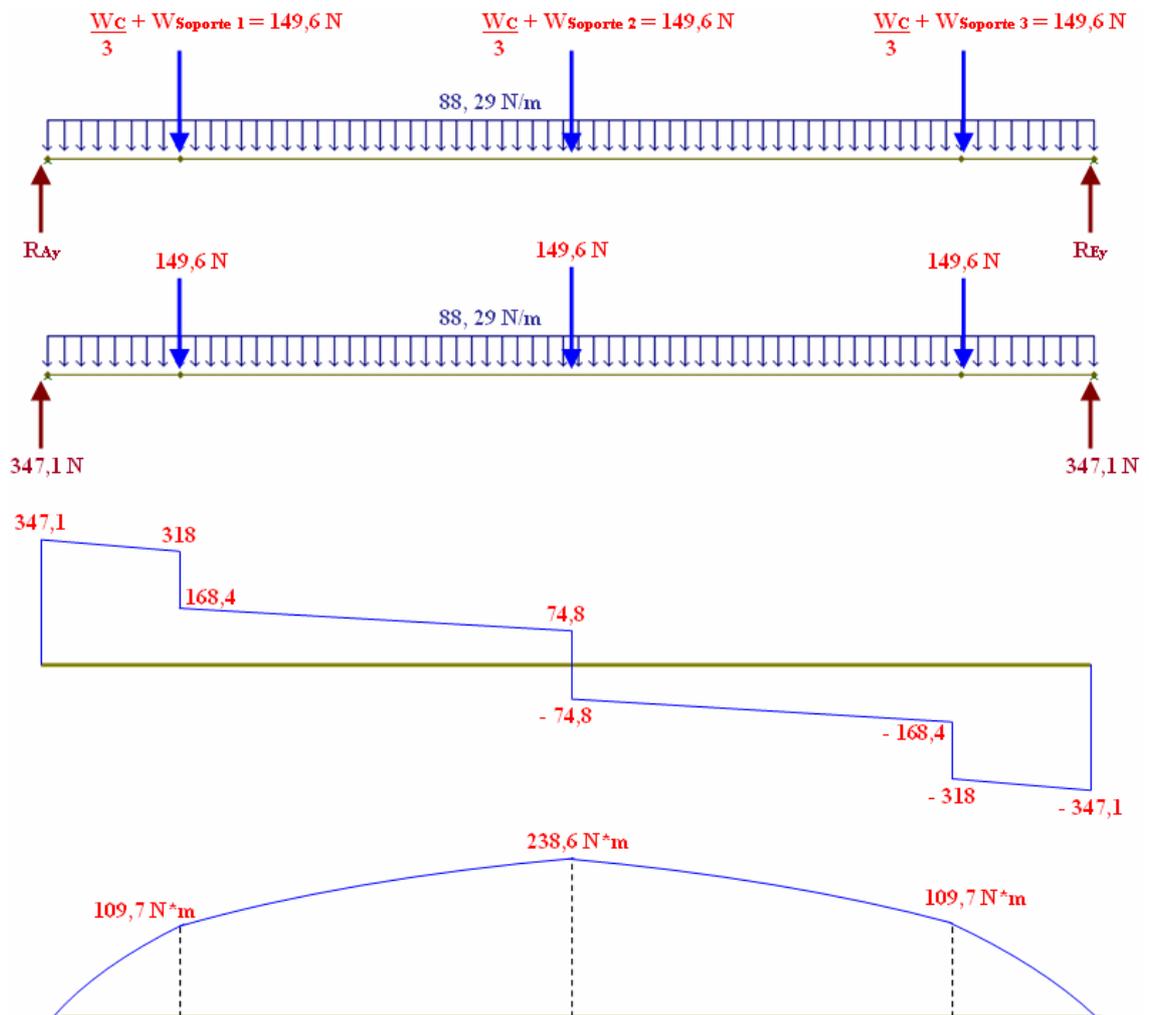
$$S'_n = 22,1907 \text{ ksi} (153000000 \text{ Pa})$$

Del mismo modo el factor de seguridad de diseño será el estimado anteriormente de $N = 3,12$; el cual considera los parámetros de operación presentes en el diseño. De la tabla A.9 del apéndice A se escoge un diámetro de eje de $1 \frac{1}{2}$ pulgadas que deriva una carga distribuida de 9 Kg/m ($88,29 \text{ N/m}$), representando el peso completo del eje " W_{Eje} ". Adicional el peso de la compuerta $W_c = 421,83 \text{ N}$ y el peso de los soportes $W_{\text{Soportes}} = 8,99 \text{ N}$ vienen dados con ayuda del software comercial Solidworks. Nótese que el peso de la compuerta es equitativo para cada soporte, a razón de que se asume que comparten la carga por igual.

a) Plano Horizontal.



b) **Plano Vertical.**



Por lo tanto:

$$M_B = \sqrt{(0)^2 + (109,7)^2} \Rightarrow M_B = 109,7 \text{ N}\cdot\text{m} \approx 970,93 \text{ Lb}\cdot\text{pulg}$$

$$M_C = \sqrt{(0)^2 + (238,6)^2} \Rightarrow M_C = 238,6 \text{ N}\cdot\text{m} \approx 2111,8 \text{ Lb}\cdot\text{pulg}$$

$$M_D = \sqrt{(0)^2 + (109,6)^2} \Rightarrow M_D = 109,7 \text{ N}\cdot\text{m} \approx 970,93 \text{ Lb}\cdot\text{pulg}$$

El procedimiento a seguir para el cálculo de los diámetros será igual al anterior que consiste en un proceso iterativo asumiendo un diámetro para

determinar un factor de seguridad N_i el cual debe ser mayor al estimado anteriormente ($N = 3,12$), de esta manera se garantiza un diseño seguro ($N_i > N$). Los diámetros a suponer para la iteración se escogerán de la tabla A.9 del apéndice A, considerando que estos son diámetros comerciales.

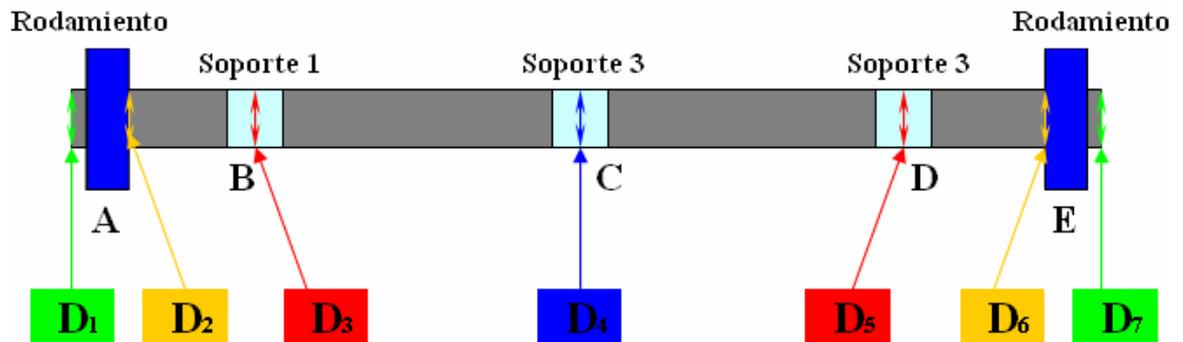


Figura 3.35. Vista lateral del eje indicando los diámetros a calcular.

1. *A la izquierda del punto A:* Es el diámetro de desahogo que llega hasta el asiento del rodamiento y es el extremo libre del eje. Se especifica una transición bien redondeado ($K_t = 1,5$) en el lugar donde D_1 se une con D_2 , y allí no hay momentos torsionales ni flexionantes. Sin embargo, si hay una fuerza cortante vertical, igual a la reacción en el rodamiento. Se empleará la resultante de las reacciones en los planos vertical y horizontal para calcular la fuerza cortante:

$$V_A = \sqrt{(0)^2 + (347,1)^2} \quad \Rightarrow \quad V_A = V_E = 347,1 \text{ N} \approx 79,17 \text{ Lb}$$

Ahora se puede aplicar la ecuación 3.27, entonces para comenzar con la primera iteración se escoge un diámetro $D_1 = 1/2 \text{ pulg} = 0,5 \text{ pulg} \approx 12,7 \text{ mm}$, y se determina el factor de seguridad:

$$N_1 = \frac{(0,5)^2 * 22190,7}{2,94 * 1,5 * 79,17} \quad \Rightarrow \quad N_1 = 15,89$$

Este valor resulta muy alto, por lo que se considera un valor más pequeño, $D_1 = 3/8 \text{ pulg} = 0,375 \text{ pulg} \approx 9,525 \text{ mm}$, entonces la segunda iteración:

$$N_1 = \frac{(0,375)^2 * 22190,7}{2,94 * 1,5 * 79,17} \Rightarrow N_1 = 8,94$$

El valor aún se considera muy alto, por lo que se toma uno más pequeño, $D_1 = 5/16 \text{ pulg} = 0,3125 \text{ pulg} \approx 9,525 \text{ mm}$, ahora la tercera iteración:

$$N_1 = \frac{(0,3125)^2 * 22190,7}{2,94 * 1,5 * 79,17} \Rightarrow N_1 = 6,21$$

Este valor podría considerarse del mismo modo alto, es por ello que se tomará ahora un $D_1 = 1/4 \text{ pulg} = 0,25 \text{ pulg} \approx 6,35 \text{ mm}$, de modo que la cuarta iteración será:

$$N_1 = \frac{(0,25)^2 * 22190,7}{2,94 * 1,5 * 79,17} \Rightarrow N_1 = 3,97$$

En esta iteración el valor obtenido cumple con la condición $N_i > N$, pero podría ser muy alto, de igual forma se asumirá por ser valor más pequeño encontrado en la tabla A.9 del apéndice A, de modo que el diámetro D_1 y el factor de seguridad N_1 están definidos por:

$$D_1 = 1/4 \text{ pulg} = 0,25 \text{ pulg} \approx 6,35 \text{ mm}$$

$$N_1 = 3,97$$

2. **A la derecha del punto A:** Es el asiento del rodamiento, con un escalón a la derecha donde se requiere un chaflán agudo ($K_t = 2,5$). Utilizando el mismo procedimiento de iteración que se uso para obtener el diámetro D_1 , se obtenemos el diámetro D_2 y el factor de seguridad:

$$D_2 = 5/16 \text{ pulg} = 0,3125 \text{ pulg} \approx 9,525 \text{ mm}$$

$$N_2 = 3,72$$

3. **En el punto B:** Se pretende que el diámetro sea igual, desde la derecha del rodamiento A hasta la izquierda del rodamiento E. En este punto existe un momento flexionante $M_B = 970,93 \text{ Lb} * \text{pulg}$, y por causa de la flexión se asumirá $K_t = 3$. Además aquí se utilizará la ecuación 2.24, con despeje del factor de seguridad N para obtener su valor:

Para la primera iteración tomaremos un valor de $D_3 = 1 \text{ pulg} \approx 25,4 \text{ mm}$:

$$N = \frac{\pi * D^3 * S'_n}{32 * K_t * M} - \frac{\sqrt{3}}{2} * \frac{T}{S_y} \quad \text{Ec.}$$

3.31

$$N_3 = \frac{\pi * (1)^3 * 22190,7}{32 * 3 * 970,93} - \frac{\sqrt{3}}{2} * \frac{107}{87000} \Rightarrow N_3 = 0,75$$

Se toma ahora un $D_3 = 1 1/2 \text{ pulg} = 1,5 \text{ pulg} \approx 38,1 \text{ mm}$, entonces la segunda iteración:

$$N_3 = \frac{\pi * (1,5)^3 * 22910,7}{32 * 3 * 970,93} - \frac{\sqrt{3}}{2} * \frac{107}{87000} \Rightarrow N_3 = 2,6$$

Ahora para un $D_3 = 1 \frac{5}{8} \text{ pulg} = 1,625 \text{ pulg} \approx 41,275 \text{ mm}$, el factor de seguridad es:

$$N_3 = 3,21$$

En esta última iteración el valor obtenido cumple con lo requerido, de modo que el factor de seguridad y el diámetro para este punto quedan definidos como:

$$D_3 = 1 \frac{5}{8} \text{ pulg} = 1,625 \text{ pulg} \approx 41,275 \text{ mm}$$

4. **En el punto C:** Se pretende que el diámetro sea igual, desde la derecha del rodamiento A hasta la izquierda del rodamiento E. La peor condición se encuentra en este punto puesto que existe el mayor momento flexionante $M_C = 2111,8 \text{ Lb} * \text{ pulg}$, y por causa de la flexión asumiremos $K_t = 3$. En este punto al igual que en el punto B utilizaremos la ecuación 3.31, anteriormente deducida:

$$N_4 = 3,92$$

$$D_4 = 2 \frac{1}{4} \text{ pulg} = 2,25 \text{ pulg} \approx 57,15 \text{ mm}$$

5. **En el punto D:** Este punto es similar al punto B, existe un momento flexionante $M_D = 970,93 \text{ Lb} * \text{ pulg}$; $K_t = 3$ y Par torsional = $107 \text{ Lb} * \text{ pulg}$.

$$N_5 = 3,21$$

$$D_5 = 1 \frac{5}{8} \text{ pulg} = 1,625 \text{ pulg} \approx 41,275 \text{ mm}$$

6. *A la izquierda del punto E:* Es un asiento de rodamiento parecido al que hay en A:

$K_t = 2,5$; Entonces el factor de seguridad y el diámetro son:

$$N_6 = 3,72$$

$$D_6 = 5/16 \text{ pulg} = 0,3125 \text{ pulg} \approx 9,525 \text{ mm}$$

7. *A la derecha del punto E:* Es el diámetro de desahogo, parecido a D_1 :

$K_t = 1,5$; Entonces el factor de seguridad y el diámetro son:

$$N_7 = 3,97$$

$$D_7 = 1/4 \text{ pulg} = 0,25 \text{ pulg} \approx 6,35 \text{ mm}$$

Nota: Con los diámetros “ D_2 ” y “ D_6 ” por ser el asiento del rodamiento y la carga dinámica $307,6 \text{ N}$ se deben escoger las chumaceras correspondientes mostradas en el catálogo del proveedor SKF de la tabla A.10 del apéndice A; pero, como se puede apreciar estos diámetros resultan muy pequeños y dicho proveedor no los muestra en su catálogo, por lo que se escogerán con un diámetro mayor al requerido que será igual a $7/8 \text{ pulg} = 0,875 \text{ pulg} \approx 22,225 \text{ mm}$, para así poder hacer un acople adecuado al eje del motorreductor.

3.12 Diseño del elemento de unión entre el vástago del cilindro y carro para riel omega (patín de rolín).

En esta sección se muestra el diseño del elemento de unión entre el vástago del cilindro y el patín de rolín. Para comprobar su resistencia a la fluencia se simuló con ayuda del software SolidWorks 2007. En esta simulación se introdujeron las cargas que en él actúan, en la misma dirección y sentido. La selección del material de éste elemento se efectuó tomando en cuenta las consideraciones descritas en la sección anterior en el diseño de los ejes. La tabla A.3 del apéndice A muestra el material seleccionado (Acero 1020 estirado en frío). A continuación la figura 3.38 muestra dicho análisis y sus resultados.

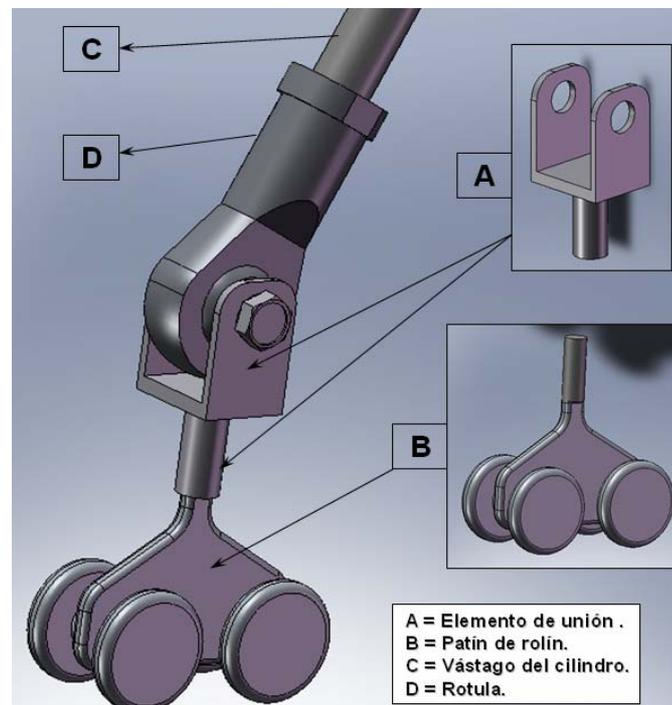


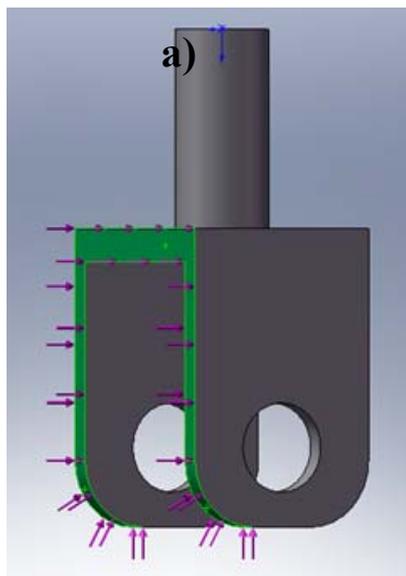
Figura 3.36. Elemento de unión entre el vástago del cilindro y patín de rolín (ver planos de diseño en la figura B.1 del apéndice B).

A continuación se muestran las propiedades físicas del material a utilizar para elaborar el elemento de unión:

Nombre de material:	[SW]AISI 1020
Descripción:	
Origen del material:	Utilizar material de SolidWorks
Nombre de biblioteca de materiales:	
Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal

Nombre de propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2e+011	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.29	NA
Densidad	7900	kg/m ³
Límite elástico	3.5157e+008	N/m ²

Figura 3.37. Propiedades físicas del material (acero AISI 1020).



b)

c)

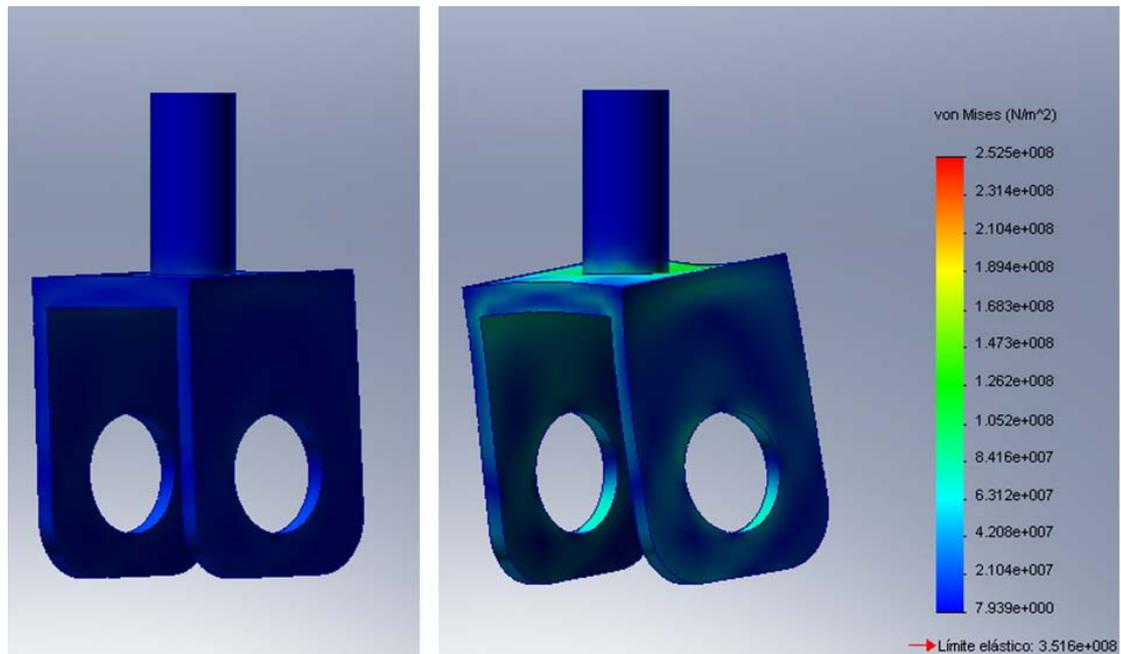


Figura 3.38. Simulación para el elemento de unión que respecta a la línea de fondo: a) Dirección de actuación de la carga, b) y c) Proceso de simulación que muestra el comportamiento del elemento de unión y los resultados obtenidos, en función de la carga aplicada (1071 N).

Los resultados del análisis de diseño están basados en un análisis estático lineal y se asume que el material es isotrópico (que posee las mismas propiedades físicas en todas las direcciones y provocan la extensión en la dirección del esfuerzo aplicado y contracción en la dirección perpendicular a éste y lo contrario en el caso de someterse a esfuerzos de compresión). Por otro lado se puede observar un diseño seguro puesto que los límites de falla no alcanzan el color rojo (indica que elemento se considera crítico a la falla, es decir, el material no soportaría la carga aplicada); además se obtuvo un factor de seguridad mayor a uno (1), cuyo valor se muestra en la siguiente figura:

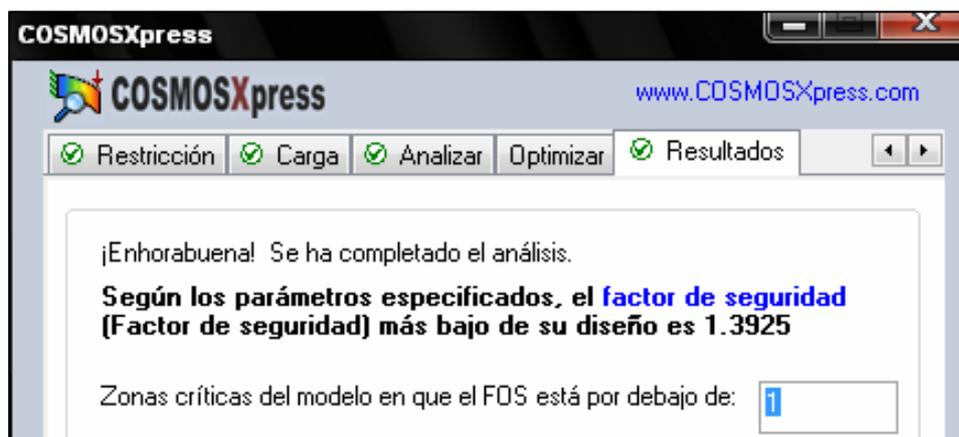


Figura 3.39. Valor del factor de seguridad arrojado por la simulación.

Este valor de 1,3925 del factor de seguridad indica que el material con que será fabricado el elemento de unión cumple con los parámetros especificados que se requieren para soportar dicha carga (1071 N), ya que las zonas críticas (que se mostrarían en rojo) abarcan un factor de seguridad por debajo de uno (1), es decir, que todo diseño que presente un factor de seguridad mayor a uno (1) se considera seguro (así lo especifica el software COSMOSXpress).

Nota: El análisis del elemento de unión para la línea de esmalte fue el mismo que se muestra en la línea de fondo cuyo factor de seguridad es 1,1039.

3.13 Selección de los rieles.

Los rieles a colocar serán seleccionados basados en la configuración geométrica del carro o patín de rolín, estos se conocen con una geometría conocida como OMEGA, y vienen ajustados de acuerdo el tipo de patín de rolín a utilizar. La figura 3.40 muestra los rieles OMEGA, diseñados con ayuda del software SolidWorks 2007, considerando que las medidas reales de estos se muestran en el plano B.2 del apéndice B.

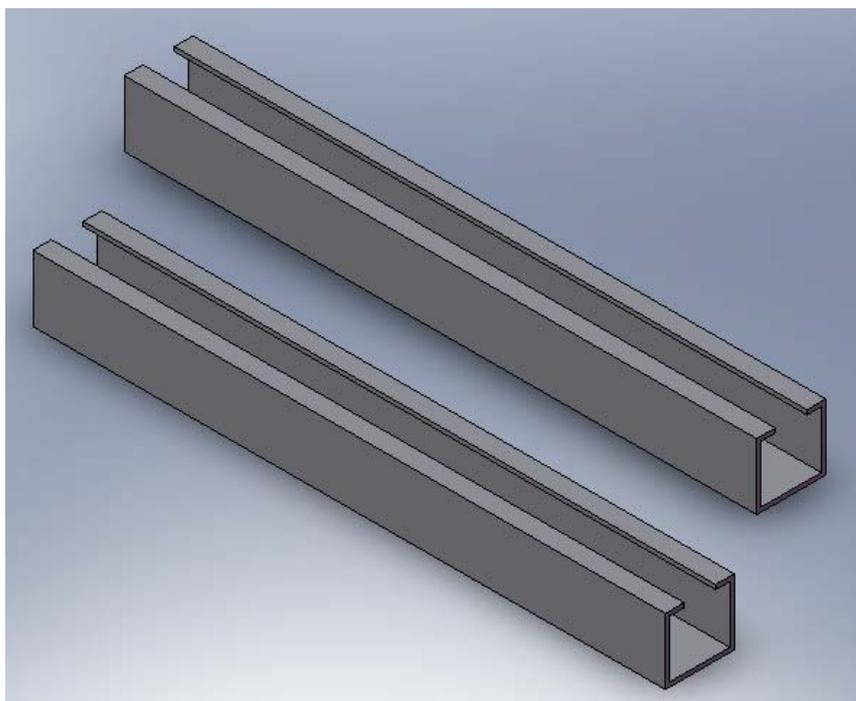


Figura 3.40. Vista isométrica de los rieles OMEGA a colocar en las compuertas de fondo y esmalte respectivamente.

3.14 Diseño de elemento que sujetara las chumaceras en las compuertas de entrada (línea de esmalte).

Este elemento fue diseñado a razón de poder ubicar las chumaceras, pues para poder instalar los soportes en dichas compuertas se necesitaba un espaciamiento mínimo de 75 mm entre la superficie inferior de éstas y la superficie frontal de la cabina de pintura (ver figura 3.41). Además este componente ayudara a la alineación que debe existir entre el motorreductor y el eje.

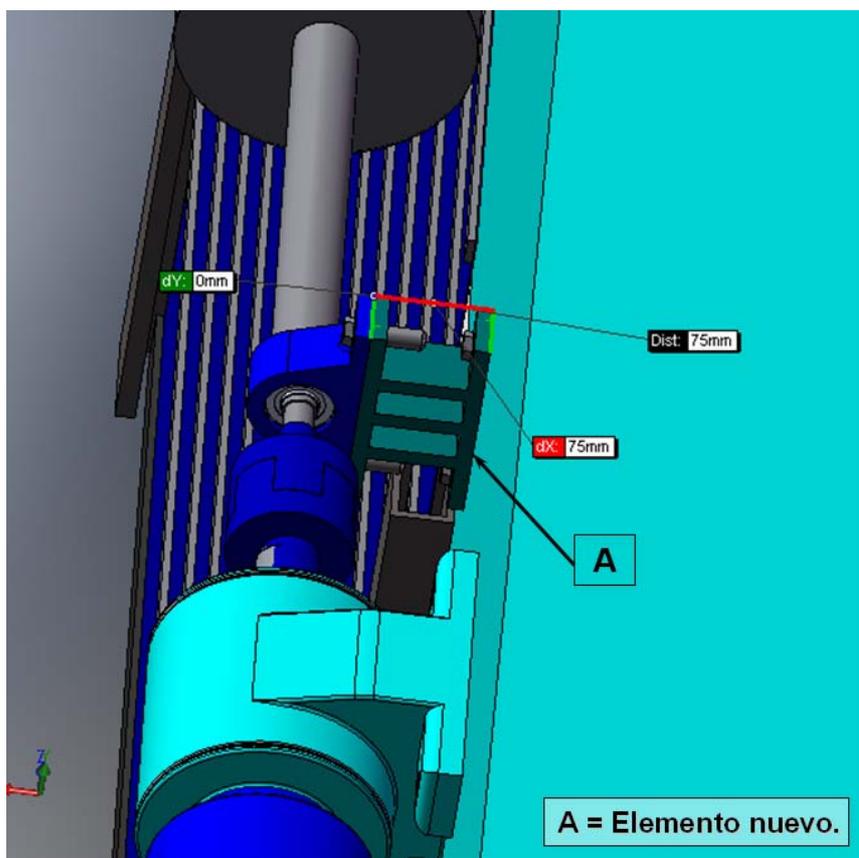


Figura 3.41. Vista en perspectiva que muestra el elemento que sujeta las chumaceras y el espaciamiento entre la superficie inferior de éstas y la superficie frontal de la cabina.

Para comprobar su resistencia a la fluencia, se efectuó la simulación con ayuda del software SolidWorks 2007, del mismo modo que se hizo para el elemento de unión, mostrado anteriormente en la sección 3.13 de este capítulo. Se introdujeron las cargas que en él actúan, en la misma dirección y sentido. Del mismo modo la selección del material de éste elemento se efectuó tomando en cuenta las consideraciones descritas en la sección anterior en el diseño de los ejes. La tabla A.3 del apéndice A muestra el material seleccionado (Acero 1020 estirado en frío). A continuación la figura 3.42 muestra dicho análisis y sus resultados.

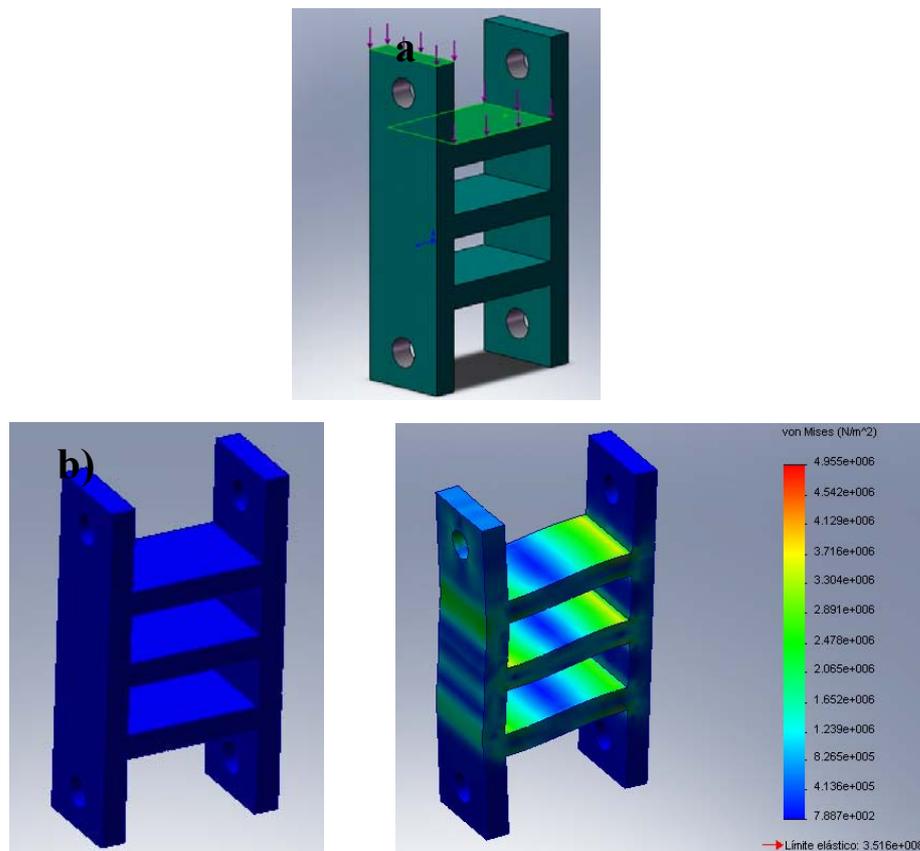


Figura 3.42. Simulación para el elemento de unión que respecta a la línea de fondo: a) Dirección de actuación de la carga, b) y c) Proceso de simulación que muestra el comportamiento del elemento y los resultados obtenidos, en función de la carga aplicada (347,1 N).

Se observa un diseño seguro puesto que los límites de falla no alcanzan el color rojo (indica que elemento se considera crítico a la falla, es decir, el material no soportaría la carga aplicada); además se obtuvo un factor de seguridad mayor a uno (1), cuyo valor se muestra en la siguiente figura:

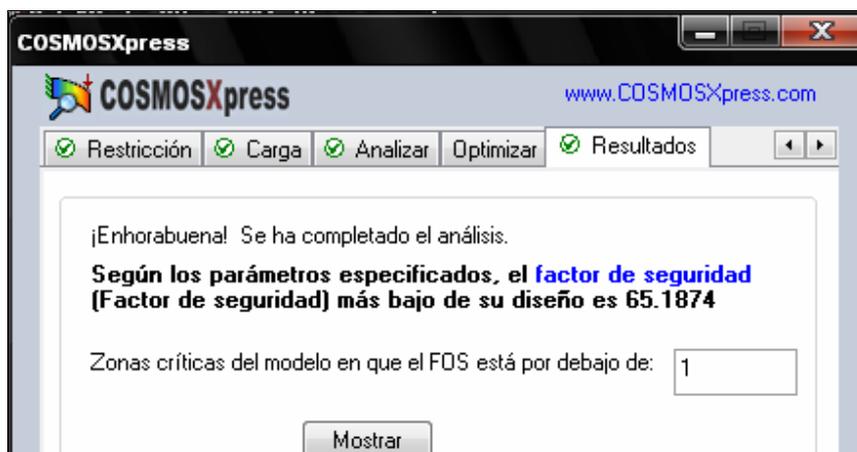


Figura 3.43. Valor del factor de seguridad arrojado por la simulación.

Este valor de 65,1874 del factor de seguridad indica que el material con que será fabricado el elemento de unión cumple con los parámetros especificados que se requieren para soportar dicha carga (347,1 N), ya que las zonas críticas (que se mostrarían en rojo) abarcan un factor de seguridad por debajo de uno (1), es decir, que todo diseño que presente un factor de seguridad mayor a uno (1) se considera seguro (así lo especifica el software COSMOSXpress).

Nota: El análisis de éste elemento para la línea de esmalte fue el mismo que se muestra en la línea de fondo, la carga aplicada fue de 318,9 N y el factor de seguridad obtenido es 70,9518. La configuración geométrica que respecta a éste elemento se muestra en el plano B.3 del apéndice B.

3.15 Determinación del diámetro de perno requerido por el elemento anterior para sujetar las chumaceras correspondientes.

En esta sección el procedimiento a utilizar será el mostrado anteriormente en la sección 3.8 de este capítulo.

El centroide del grupo de pernos de la figura 3.44 se sitúa por simetría y el arreglo será el siguiente:

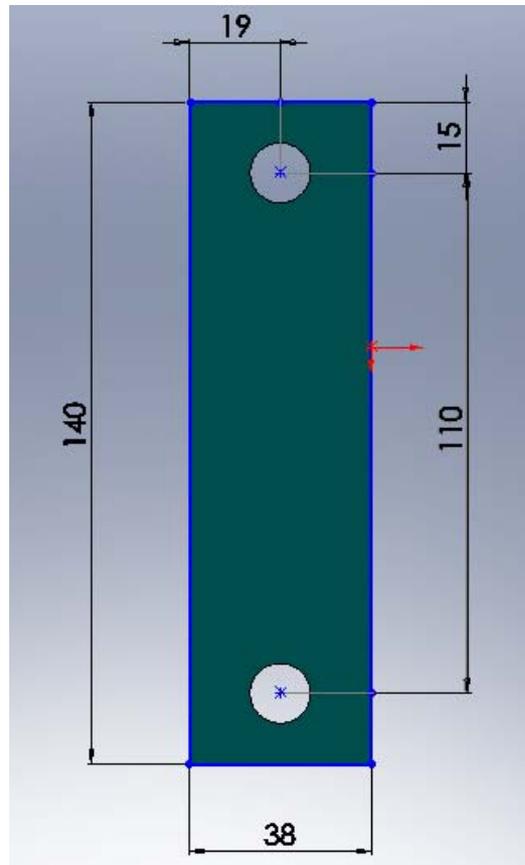


Figura 3.44. Distribución de pernos propuesta (dimensiones en mm).

➤ **Cargas que actúan:**

$$W_{Elemento} = 12,71 N$$

$$W_{chumacera} = 13,16 N$$

$$R_{Ay} = 347,1 N$$

Donde:

$W_{Elemento}$: Peso del elemento (N).

R_{Ay} : Reacción obtenida en el calculo del eje dinámico (N).

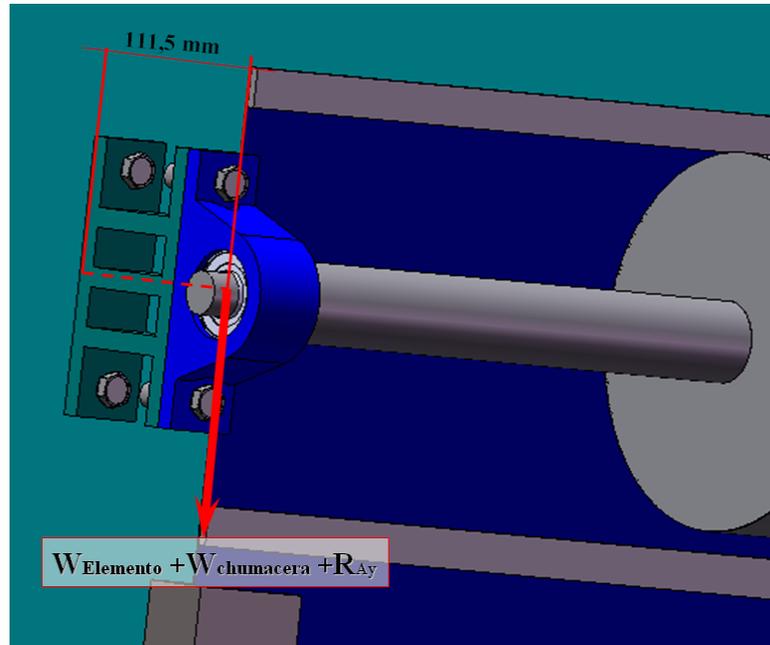


Figura 3.45. Diagrama de cuerpo libre del elemento que muestra las cargas que actúan en él, (todas las cargas actúan directamente en dirección hacia eje Y).

La distancia radial del centroide desde el conjunto de pernos hasta el centro de cada uno de ellos es:

$$r_p = 55 \text{ mm } (0,055 \text{ m})$$

Y los cuadrados de todas las distancias radiales a todos los pernos serán:

$$\sum r_p^2 = 2 * (0,055)^2 \text{ (m}^2\text{)} \quad \Rightarrow \quad \sum r_p^2 = 0,00605 \text{ m}^2$$

La fuerza resultante de corte F_{RV} viene dada:

$$F_{RV} = W_{Elemento} + W_{Chumacera} + R_{Ay}$$

$$F_{RV} = (12,71 + 13,16 + 374,1)(N)$$

$$F_{RV} = 400 \vec{j} \text{ (N)}$$

Donde:

r_p : Distancia radial desde el centroide hasta el centro de cada perno (m).

F_{RV} : Fuerza resultante de corte.

El momento que debe resistir el conjunto de pernos es el producto de la carga en voladizo por la distancia al centroide del conjunto de pernos; este será:

$$M = (W_{Elemento} + W_{Chumacera} + R_{Ay}) * 0,1115 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M = 44,6 \text{ N} * \text{m} \quad \curvearrowright$$

Donde:

M : Momento de flexión resultante producido por $W_{Elemento} + W_{Chumacera} + R_{Ay}$ y la distancia “ d ” (N*m).

Para determinar la fuerza cortante directa sobre el conjunto de pernos se partió de saber por teoría que todos comparten la carga por igual, por lo tanto utilizando la ecuación 2.11 se obtiene:

$$F_1' = \frac{400}{2} \quad \Rightarrow \quad F_1' = 200 \text{ N}$$

De modo que:

$$F_1' = F_2' = 200 \text{ N}$$

La fuerza sobre cada tornillo, necesaria para resistir el momento de flexión se determinará con la ecuación 2.12, de modo que:

$$F_i = \frac{M * r_i}{\sum r_p^2}$$

Para el perno "1" se tiene:

$$F_1'' = \frac{M * r_1}{\sum r_p^2}$$

$$F_1'' = \frac{(44,6 N * m) * 0,1115 m}{0,00605 m^2} \Rightarrow F_1'' = 821,97 N$$

Nota: Al igual que para el perno "1" la fuerza F_2'' del respectivo perno es igual a F_1 debido a que la distancia radial desde el centroide hasta el centro de éste.

$$F_1'' = F_2'' = 821,97 N$$

➤ La fuerza total resultante para el perno "1" viene dada:

$$-F_1' + F_1'' = -200 + 821,97 = 621,97 N$$

$$R_1 = 621,97 N$$

➤ La fuerza total resultante para el perno "2" viene dada:

$$F_2' - F_2'' = 200 - 821,97 = -621,97 N$$

$$R_2 = -621,97 N$$

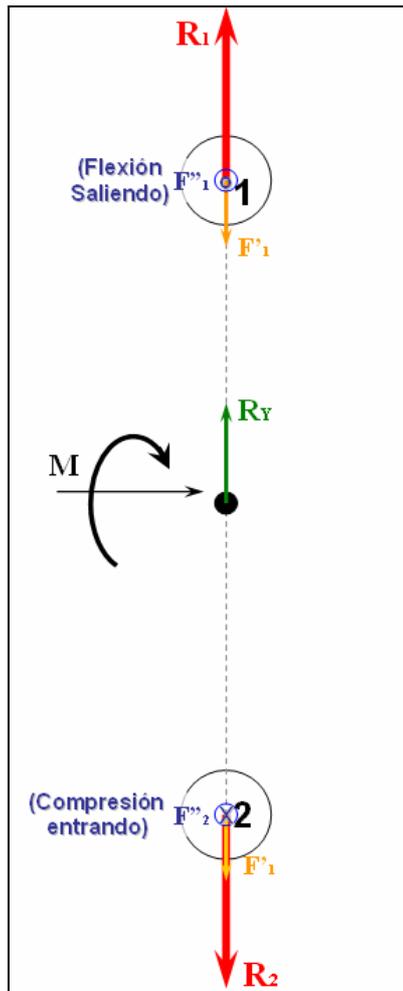


Figura 3.46. Esquema del grupo de pernos donde se indican las fuerzas cortantes, secundarias y resultantes.

Ambos pernos soportan la misma carga. Por consiguiente en la tabla A.5 del apéndice A se especifica el material del perno y se selecciono un acero ASTM A307 el cual posee un esfuerzo cortante admisible $\tau_a = 69000000 Pa$. Entonces utilizando la ecuación anterior 3.25, el área que requiere el perno es:

$$A = \frac{621,97 N}{69000000 Pa} \Rightarrow A = 9,0141 * 10^{-6} m^2 (9,0141 mm^2)$$

Y el diámetro necesario viene dado:

$$D = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 9,0141 mm^2}{\pi}} \Rightarrow D = 3,3879 mm (0,1333 pulg)$$

Nota: Para este valor de diámetro obtenido correspondería seleccionar de la tabla A.6 del apéndice A, un perno de 1/8 pulgadas (0,1875 pulg) de diámetro para garantizar una configuración de pernos segura, pero por cuestiones de seguridad en el diseño, se seleccionó un perno un poco mayor, de 1/2 de pulgada (0,5 pulg). Aun así, este diámetro de perno seleccionado cumple con las condiciones de separación mínima entre pernos y separación mínima a los bordes señaladas en la sección 2.11 y 2.12 del capítulo II respectivamente, puesto que, la separación mínima entre los centros de los agujeros de los pernos para el diámetro de perno utilizado (1/2 pulg) debería ser 38,1 mm, es decir tres (3) veces su diámetro (3 * 1/2 pulg) y la distancia mínima a los bordes según la tabla 2.3 debe ser 19 mm (ver plano B.3 del apéndice B).

3.16 Especificaciones técnicas de las compuertas.

Las especificaciones técnicas vienen dadas a través de la siguiente tabla:

Tabla 3.7. Especificaciones técnicas de las compuertas (líneas de fondo y esmalte).

	Compuerta de salida para Fondo	Compuerta de salida para Esmalte
1. MECANISMO PARA LA APERTURA Y CIERRE DE LAS COMPUERTAS Y DIÁMETRO DEL CILÍNDRICO (SALIDA DEL HORNO).		
Masa de la compuerta, m_c	63,9063 Kg \approx 65 Kg	69,1358 Kg \approx 70 Kg
Masa de la compuerta * 1,10 %, m_c	71,5 Kg	77 Kg
Peso de la compuerta, W_c	637,65 N	686,7 N
Peso de la compuerta * 1.10 %, W_c	701,42 N	755,37 N
Carga de accionamiento por cilindro, P	1071 N	1350,57 N
Factor de seguridad, N	3,12	3,12
Diámetro del vástago, d_v (Calculado con Ec. de Euler).	18,19 mm	19,27 mm
Diámetro del vástago, d_v (seleccionado).	20 mm	20 mm
Diámetro del vástago, d_v (Calculado con Ec. de Interacción).	26,96 mm	26,98 mm
Diámetro del vástago, d_v (seleccionado).	25 mm	25 mm
Diámetro del émbolo, d_e (seleccionado).	80 mm	80 mm
2. VIGA PRINCIPAL DE LA ESTRUCTURA BASE DE LA COMPUERTA.		
Tubo estructural seleccionado de la viga principal de la estructura base.	1" * 1"	1" * 1"
Módulo de sección teórico calculado S_x	0,5454 cm ³	0,5878 cm ³
Módulo de sección teórico seleccionado, S_x	0,669 cm ³	0,669 cm ³
3. COLUMNAS DE LA ESTRUCTURA BASE DE LA COMPUERTA.		
Tubo de la columna principal de la estructura seleccionado.	1" * 1"	1" * 1"
Tensión normal admisible, F_a	493 Kg/cm ²	361 Kg/cm ²
Tensión normal admisible, f_a	61,44 Kg/cm ²	65,96 Kg/cm ²
4. CORDÓN DE SOLDADURA A LA PLACA DONDE SERA UBICADO EL CILINDRO NEUMÁTICO.		
Fuerza resultante máxima aplicada sobre el cordón soldadura, F_{wR}	23,37 Lb/pulg	29,47 Lb/pulg
Espesor de cordón de soldadura, w (calculado).	0,003444 pulg	0,0043435 pulg
Espesor de cordón de soldadura, w (seleccionado).	3/16 pulg \approx 4,7625 mm	

Tabla 3.7. Continuación.

	Compuerta de salida para Fondo	Compuerta de salida para Esmalte
--	--------------------------------	----------------------------------

5. SOPORTES QUE SERAN COLOCADOS EN LA BASE DONDE SERA UBICADO EL CILINDRO NEUMÁTICO, UBICADOS EN LA PLACA QUE SOPORTARA A ÉSTE (CONFIGURACIÓN DE PERNOS).		
Fuerza resultante de corte, F_{RV}	$(1192,42 i + 144,7 j)$ N	$(1480,52 i + 144,7 j)$ N
Momento de inercia resultante, M_R	147,09 N*m	170,73 N*m
Fuerza del perno mas cargado, R_1	667,34 N	819,39 N
Diámetro necesario del conjunto de pernos (calculado), D	3,51 mm (0,1382 pulg)	3,89 mm (0,1531 pulg)
Diámetro necesario del conjunto de pernos (seleccionado), D	3/8 pulg	3/8 pulg
6. CORDÓN DE SOLDADURA EN LOS SOPORTES QUE SUJETARAN LAS COMPUERTAS.		
Fuerza máxima aplicada sobre el cordón soldadura horizontal, F_w	38,57 Lb/pulg	56,01 Lb/pulg
Espesor de cordón de soldadura horizontal, w (calculado).	0,005683 pulg	0,008252 pulg
Fuerza máxima aplicada sobre el cordón soldadura vertical, F_w	9,64 Lb/pulg	14,003 Lb/pulg
Espesor de cordón de soldadura vertical, w (calculado).	0,001420 pulg	0,002063 pulg
Espesor de cordón de soldadura, w (seleccionado).	3/16 pulg	3/16 pulg
7. FLECHA O EJE QUE SUJETARA LA COMPUERTA DE SALIDA (ESTÁTICO).		
Diámetro, D_1	3/8 pulg \approx 9,525 mm	7/16 pulg \approx 11,125 mm
Factor de seguridad, N_1	3,46	3,68
Diámetro, D_2	1/2 pulg \approx 12,7 mm	9/16 pulg \approx 14,2875 mm
Factor de seguridad, N_2	3,7	3,64
Diámetro, D_3	1 3/4 pulg \approx 44,45 mm	1 7/8 pulg \approx 47,625 mm
Factor de seguridad, N_3	3,26	3,13
Diámetro, D_4	1/2 pulg \approx 12,7 mm	9/16 pulg \approx 14,2875 mm
Factor de seguridad, N_4	3,7	3,64
Diámetro, D_5	3/8 pulg \approx 9,525 mm	7/16 pulg \approx 11,125 mm
Factor de seguridad, N_5	3,46	3,68
Material de la flecha o eje.	Acero AISI 1040 OQT 400.	

Tabla 3.7. Continuación.

	Compuerta de salida para Fondo	Compuerta de salida para Esmalte
8. FLECHA O EJE QUE SUJETARA LA COMPUERTA DE ENTRADA (DINÁMICO).		
Diámetro, D_1	1/4 pulg \approx 6,35 mm	1/4 pulg \approx 6,35 mm
Factor de seguridad, N_1	4,38	3,97

Diámetro, D_2	5/16 pulg \approx 9,525 mm	5/16 pulg \approx 9,525 mm
Factor de seguridad, N_2	4,11	3,72
Diámetro, D_3	1 5/8 pulg \approx 41,275 mm	1 5/8 pulg \approx 41,275 mm
Factor de seguridad, N_3	3,51	3,21
Diámetro, D_4	2 1/4 pulg \approx 57,15 mm	2 1/4 pulg \approx 57,15 mm
Factor de seguridad, N_4	4,26	3,92
Diámetro, D_5	1 5/8 pulg \approx 41,275 mm	1 5/8 pulg \approx 41,275 mm
Factor de seguridad, N_5	3,51	3,21
Diámetro, D_6	5/16 pulg \approx 9,525 mm	5/16 pulg \approx 9,525 mm
Factor de seguridad, N_6	4,11	3,72
Diámetro, D_7	1/4 pulg \approx 6,35 mm	1/4 pulg \approx 6,35 mm
Factor de seguridad, N_7	4,38	3,97
Material de la flecha o eje.	Acero AISI 1040 OQT 400.	
Motorreductor	Potencia 0,37 Kw \approx 0,5 HP	Potencia 0,55 Kw \approx 0,7376 HP
	Par torsional transmitido 71 N*m	Par torsional transmitido 107 N*m
	RPM de entrada 1400	RPM de entrada 1400
	RPM de salida 50	RPM de salida 49
9. ELEMENTO DE UNIÓN ENTRE EL VÁSTAGO DEL CILINDRO Y CARRO PARA RIEL OMEGA (PATÍN DE ROLÍN).		
Carga aplicada.	1071 N	1350,57
Factor de seguridad obtenido con el software SolidWorks 2007.	1,3925	1,1039
Material de diseño del elemento de unión.	Acero AISI 1020 estirado en frío.	
Limite elástico mostrado por el software SolidWorks 2007.	3,516 *10 ⁺⁸	
10. ELEMENTO QUE SUJETARA LAS CHUMACERAS EN LAS COMPUERTAS DE ENTRADA (LÍNEA DE FONDO).		
Carga aplicada.	318,9	347,1
Factor de seguridad obtenido con el software SolidWorks 2007.	70,9518	65,0955

Tabla 3.7. Continuación.

	Compuerta de salida para Fondo	Compuerta de salida para Esmalte
Material de diseño del elemento.	Acero AISI 1020 estirado en frío.	
Limite elástico mostrado por el software SolidWorks 2007.	3,516 *10 ⁺⁸	
Diámetro necesario del conjunto de pernos (calculado), D	4,3426 mm (0,17097 pulg)	4,1632 mm (0,1593 pulg)
Diámetro necesario del conjunto	1/2 pulg	1/2 pulg

de pernos (seleccionado), D		
------------------------------------	--	--

Nota: Para la compuerta salida de la línea de esmalte no se mostró el procedimiento de cálculo pues es el mismo utilizado para la línea de fondo.

3.17 Filosofía de funcionamiento de las compuertas.

En esta sección se explicará el principio que se establecen para el funcionamiento de dichas compuertas tanto a salida como a entrada de las mencionadas líneas, así como las consideraciones generales sobre los principios de fundamentales de funcionamiento.

3.17.1 Para las compuertas de salida:

Principio de funcionamiento:

Éste se basa en un mecanismo de apertura y cierre a través de una señal neumática (mediante cilindros neumáticos) (ver figuras 3.47, 3.48 y 3.49). Muchos de estos principios fueron mencionados en la sección 3.4 de este capítulo.

Consideraciones generales.

- ✓ **Por causa de fallas eléctricas** ocurridas con frecuencia en el medio de funcionamiento (planta ensambladora) se decidió que su accionamiento sea neumático, para aprovechar el aire que permanece en los tanques de almacenamientos de aire comprimido (pulmones).

- ✓ **La experiencia del operador** a causa de la gran cantidad de equipos encontrados en la planta que operan con señales neumáticas, permite mayor manejo tanto en la instalación y el funcionamiento del diseño propuesto.
- ✓ **El espacio físico**, también tuvo influencia a la hora de decidir la geometría que debe tener cada compuerta (fondo y esmalte respectivamente).

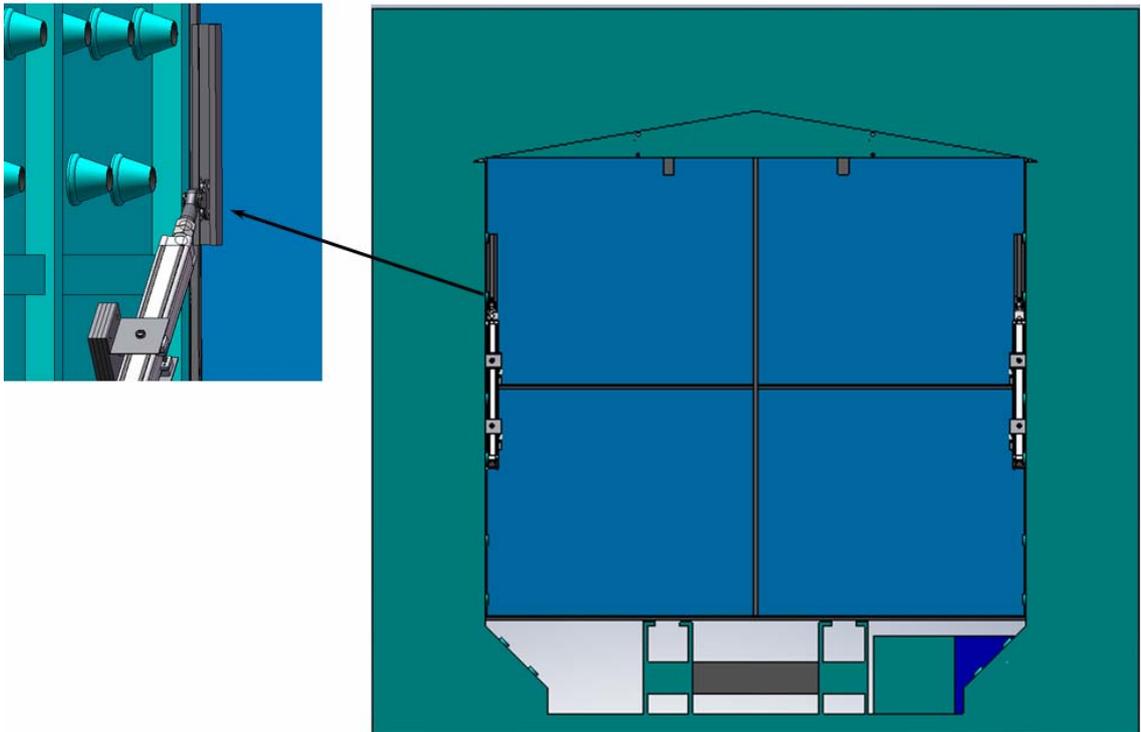


Figura 3.47. Recorrido de apertura y cierre de la compuerta; a) Compuerta cerrada.
(vista desde el reverso e interior del túnel de enfriamiento que muestra el desplazamiento del patín de rolín sobre el riel OMEGA y el accionamiento del cilindro neumático sobre éste).

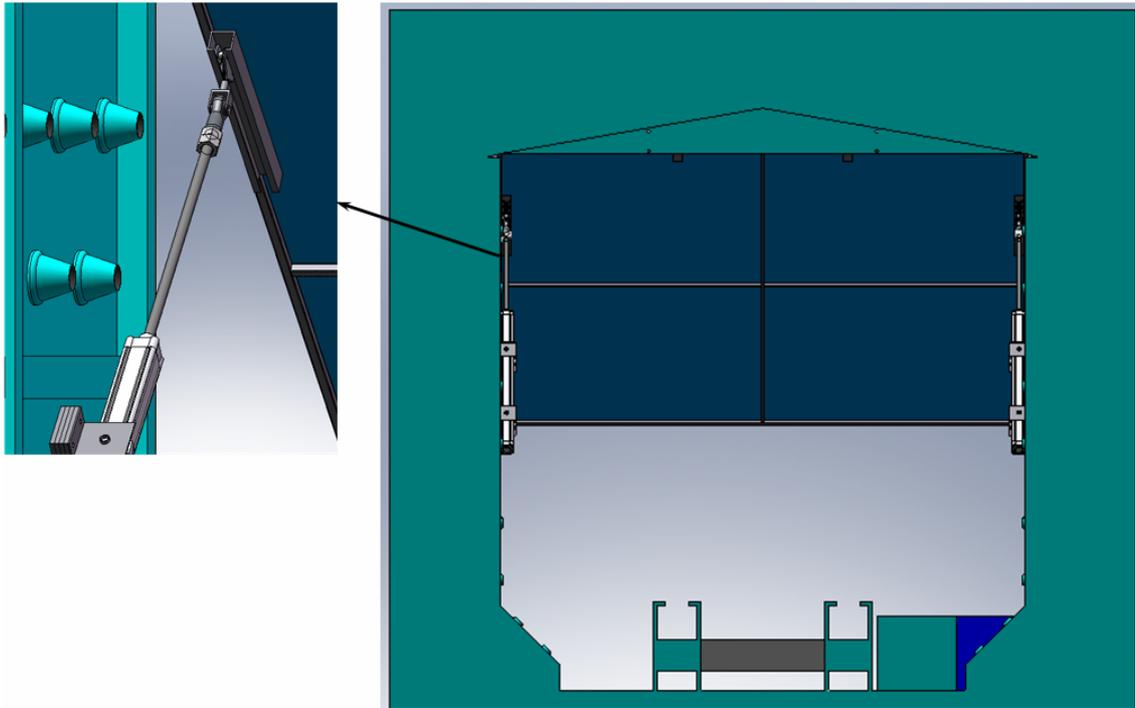


Figura 3.48. Recorrido de apertura y cierre de la compuerta; a) Compuerta semi-abierta.
(Vista desde el reverso e interior del túnel de enfriamiento que muestra el desplazamiento del patín de rolín sobre el riel OMEGA y el accionamiento del cilindro neumático sobre éste).

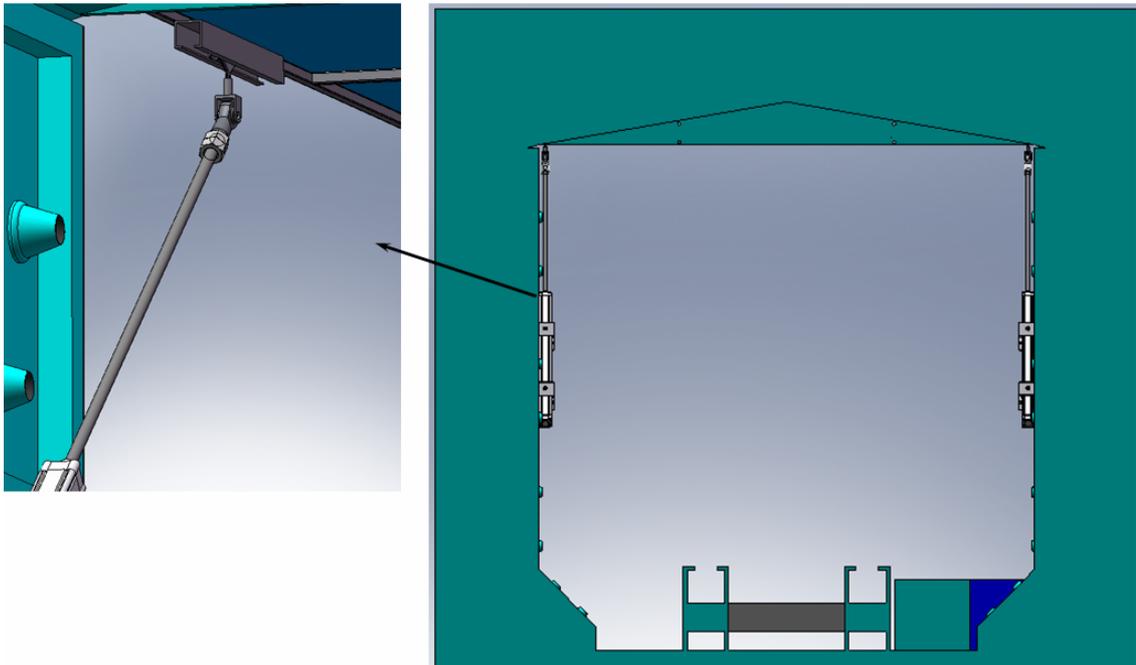


Figura 3.49. Recorrido de apertura y cierre de la compuerta; a) Compuerta abierta.
 (Vista desde el reverso e interior del túnel de enfriamiento que muestra el desplazamiento del patín de rolín sobre el riel OMEGA y el accionamiento del cilindro neumático sobre éste).

3.17.2 Para las compuertas de entrada:

Principio de funcionamiento:

Éste se basa en un mecanismo accionado a través de una señal eléctrica (con la ayuda de un motor eléctrico, que unido a él estará un reductor de velocidad que permite obtener la velocidad deseada de apertura y cierre) (ver figura 3.50). Muchos de estos principios fueron mencionados en la sección 3.4 de este capítulo.

Consideraciones generales:

- ✓ **La compuerta será elaborada** de un material conocido como *“carpalón”* el cual es una especie de tela plástica (mostrado en azul oscuro en las siguientes figura 3.50 y 3.51), este material se seleccionó por ser liviano, y en consideración es adecuado para la función que se requiere.

- ✓ **Las platinas señaladas** con anterioridad en la figura 3.13 además de permitir que la compuerta se enrolle fácilmente en los soportes y evitar que se embrolle (de enredar) mientras lo hace, también sirven de sustentos para mantenerla tensa.
- ✓ **La compuerta armada** irá unida a los soportes solon en la parte superior (con la platina superior) a través de soldaduras (ver figura 3.50), para poder girar y enrollarse con facilidad.

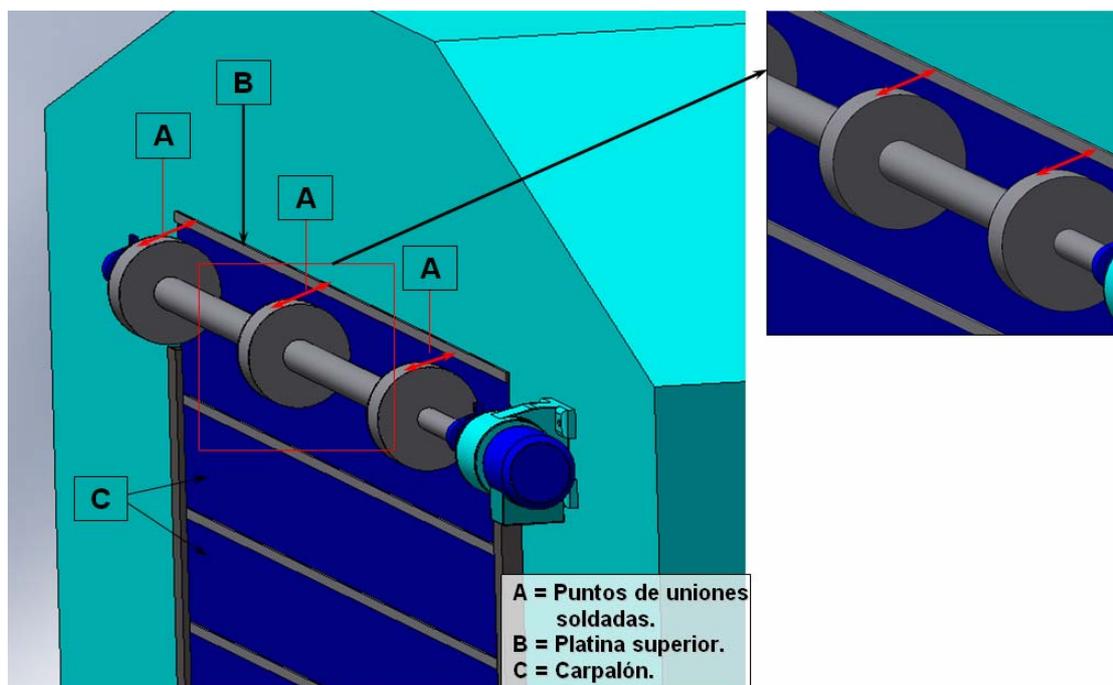


Figura 3.50. Puntos de unión de la compuerta armada con los soportes. (Vista en perspectiva).

- ✓ **El espacio físico** tuvo gran influencia a la hora de decidir la geometría que debe tener cada compuerta y la modalidad de funcionamiento (de manera eléctrica), ya que instalar cilindros en la entrada resulta ser engorroso.

- ✓ **La experiencia del operador** a razón de la gran cantidad de equipos encontrados en la planta que operan con motores eléctricos, permite mayor manejo tanto en la instalación y el funcionamiento del diseño propuesto.
- ✓ Como última consideración este sistema tiene la ventaja de ser accionado manualmente (en caso de presentarse una falla en la energía eléctrica).

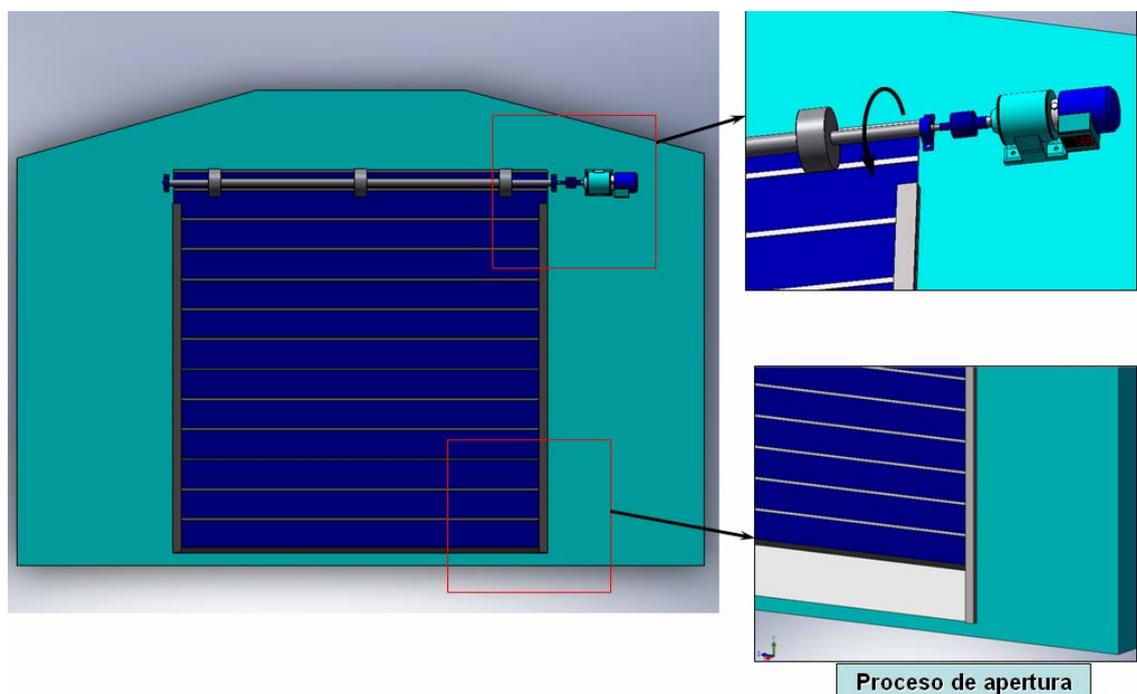


Figura 3.51. Recorrido de apertura y cierre de la compuerta; (vista frontal).

3.18 Selección de los elementos de ascenso y descenso (cilindros neumáticos) de las compuertas según las condiciones de carga.

Partiendo de la carga que debe soportar la barra (columna o vástago) del cilindro neumático para desplazar (abrir o cerrar) la compuerta, considerando la condición más crítica (totalmente abierta), se obtuvo como resultado una carga segura aplicada a la barra de 1071 N y 1350,57 N para las compuertas de salida de fondo y esmalte respectivamente.

Con esta carga obtenida y utilizando la fórmula de Euler para columnas largas de extremos redondeados, tomando el caso III (ver figura 2.13), es decir, con un extremo empotrado y el otro articulado con una carga vertical en su extremo libre superior, se calculó el diámetro de la sección transversal de la barra a la que se le debe aplicar carga segura, cuyo resultado de 18,19 mm para fondo y 19,27 mm para esmalte, son los diámetros mínimos requeridos para soportar la carga los cuales se encuentran dentro de las curvas del diagrama de selección del diámetro de la barra del cilindro neumático de la figura A.1 del apéndice A proporcionado por el proveedor Festo, que muestra como valor satisfactorio un diámetro de 20 mm para el obtenido experimentalmente. Posteriormente para comprobar este diámetro seleccionado se procedió a determinarlo a través de la ecuación de interacción que considera el efecto de flexo-compresión generado, cuyos valores de diámetros obtenidos fueron de 26,96 mm y 26,98 mm para fondo y esmalte respectivamente; finalmente considerando estos valores se seleccionó un diámetro de 25 mm para el vástago del cilindro (por ser un diámetro comercial), tomando en cuenta el factor de 10% del peso de la compuerta agregado a este y el factor de seguridad de 3,12 que garantiza un diseño seguro.

Luego de conocer la carga que debe soportar la barra, la longitud libre de pandeo (2000 mm), carrera del cilindro (1000 mm), el diámetro del vástago (25 mm) y el diámetro del pistón (80 mm), se entra al catálogo del proveedor Festo y se selecciona para ambas compuertas el siguiente cilindro neumático, mostrado a continuación en la tabla 3.8:

Tabla 3.8. Cilindro neumático a utilizar para el accionamiento de las compuertas de salida.

CILINDRO ESTRUCTURA	HOJA TÉCNICA DEL CILINDRO								
	<p style="text-align: center;"><u>Cilindros normalizados</u></p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="text-align: left;">Características</th> <th style="text-align: left;">Valor</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Carrera</td> <td>3 - 2.000 mm</td> </tr> <tr> <td>Diámetro del émbolo</td> <td>80 mm</td> </tr> <tr> <td>Rosca del vástago</td> <td>M20x1,5</td> </tr> </tbody> </table>	Características	Valor	Carrera	3 - 2.000 mm	Diámetro del émbolo	80 mm	Rosca del vástago	M20x1,5
Características	Valor								
Carrera	3 - 2.000 mm								
Diámetro del émbolo	80 mm								
Rosca del vástago	M20x1,5								

 <p>TIPO DNC-80-1000-PPV-A</p>	Amortiguación	Amortiguación neumática regulable en ambos lados (PPV)
	Posición de montaje	indistinto
	Corresponde a la norma	ISO 6431 VDMA 24562
	Construcción	Émbolo Vástago
	Detección de la posición	Sin
	Variantes	Vástago simple
	Presión de funcionamiento	0,6 - 12 bar
	Forma de funcionamiento	De efecto doble
	Fluido	Aire seco, lubricado o sin lubricado
	Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
	Temperatura ambiente	-20 - 80 °C
	Energía del impacto en las posiciones finales	0,9 J
	Carrera de amortiguación	32 mm
	Fuerza teórica con 6 bar, retroceso	2721 N
	Fuerza teórica con 6 bar, avance	3016 N
	Masa móvil con carrera de 0 mm	1131 g
	Peso adicional por 10 mm de carrera	106 g
	Peso básico con carrera de 0 mm	2790 g
	Masa adicional por 10 mm de carrera	38 g
	Tipo de fijación	Con rosca interior y con accesorios
Información sobre el material Aleación forjable de aluminio anodizado deslizante	y del cuerpo	
Información sobre el material del vástago	Acero de aleación fina	
Información sobre el Aleación forjable de aluminio anodizado deslizante	y de la camisa del material cilindro	

Nota: El resto de los accesorios que componen el sistema neumático están mostrados en la tabla A.12 del apéndice A y fueron escogidos a través de la siguiente simulación (ver figura 3.52, a continuación) realizada con el software FluidDRAW suministrado por el proveedor Festo.

Tipo	de
<input type="checkbox"/>	Amortiguador
Válvula de estrangulación de retención	GRLA-3/8-QS-6-D
Tubo flexible [Cil. > Válvula]	PUN-6x1-BL
Válvula de vías	CPE24-M3H-5LS-3/8
Tubo flexible [Fuente > Válvula]	PUN-6x1-BL

Tiempo total de posicionamiento	30,76 s
Velocidad promedio	0,03 m/s
Velocidad de impacto	0,06 m/s
Máx. velocidad	0,29 m/s
Energía dinámica de impacto	0,21 J
Velocidad media del aire	14,84 m/s
Consumo de aire mínimo	35,0524 l
Regulación PPV	100 % ..

Figura 3.52. Simulación del sistema para obtener los accesorios; (lo señalado en el cuadro rojo representan los accesorios requeridos según el tipo de cilindro a utilizar).

Como complemento de esto la cantidad requerida accesorios se muestra a continuación en la siguiente tabla 3.9:

Tabla 3.9. Cantidad de accesorios requeridos que conforman el sistema neumático para cada línea (fondo y esmalte).

ACCESORIO PARA EL CILINDRO	CANTIDAD DESCRITA
Bridas basculantes central tipo ZNCM-80	4 (dos por cilindro)
Cabeza de rótula SGS-M20x1,5	2 (una por cilindro)
ACCESORIO PARA EL SISTEMA	CANTIDAD DESCRITA
Válvula de estrangulación y antirretorno tipo	2 (una por cilindro), {usada para escape de aire.

GRLA 3/8-QS-6-D	
Válvula de estrangulación y antirretorno tipo GRLZ-M5-QS-6-D	2 (una por cilindro), $\left\{ \begin{array}{l} usada\ para\ entrada\ de \\ aire. \end{array} \right.$
Tubo flexible [Cil. > Válvula] PUN-6x1-BL	<i>La cantidad necesaria</i>
Válvula de 5/2 vías CPE24-M3H-5IS-3/8	<i>Una por cada línea</i>
Tubo flexible [Fuente > Válvula] PUN-6x1-BL	<i>La cantidad necesaria</i>
Racor rápido roscado tipo QS-3/8-6	2 $\left\{ \begin{array}{l} uno\ para\ suministro\ de\ aire \\ uno\ para\ retorno\ de\ aire \end{array} \right.$
Racor de boquilla de enchufe CRCN-3/8-PK-6	<i>Los que se necesiten (14 aproximadamente)</i>
Combinación de unidades de mantenimiento FRC-1/4-D-MINI-KA-A	<i>Uno por cada línea</i>

Nota: Los accesorios señalados (en gris) aunque no fueron arrojados por la simulación son necesarios en el sistema porque ellos ayudan al mantenimiento del sistema y permiten diversas conexiones entre las tuberías.

3.19 Análisis del sistema electromecánico-neumático.

Una vez definida la fuerza y luego de haber seleccionado el cilindro-neumático apropiado para dicha fuerza, se realiza la comprobación de los elementos que componen al sistema neumático suministrados por el proveedor (Festo). Este diagrama solo muestra la manera de cómo debe ir instalado el sistema. Usando el software (FluidDRAW) se realizó la siguiente configuración electromecánico-neumático:

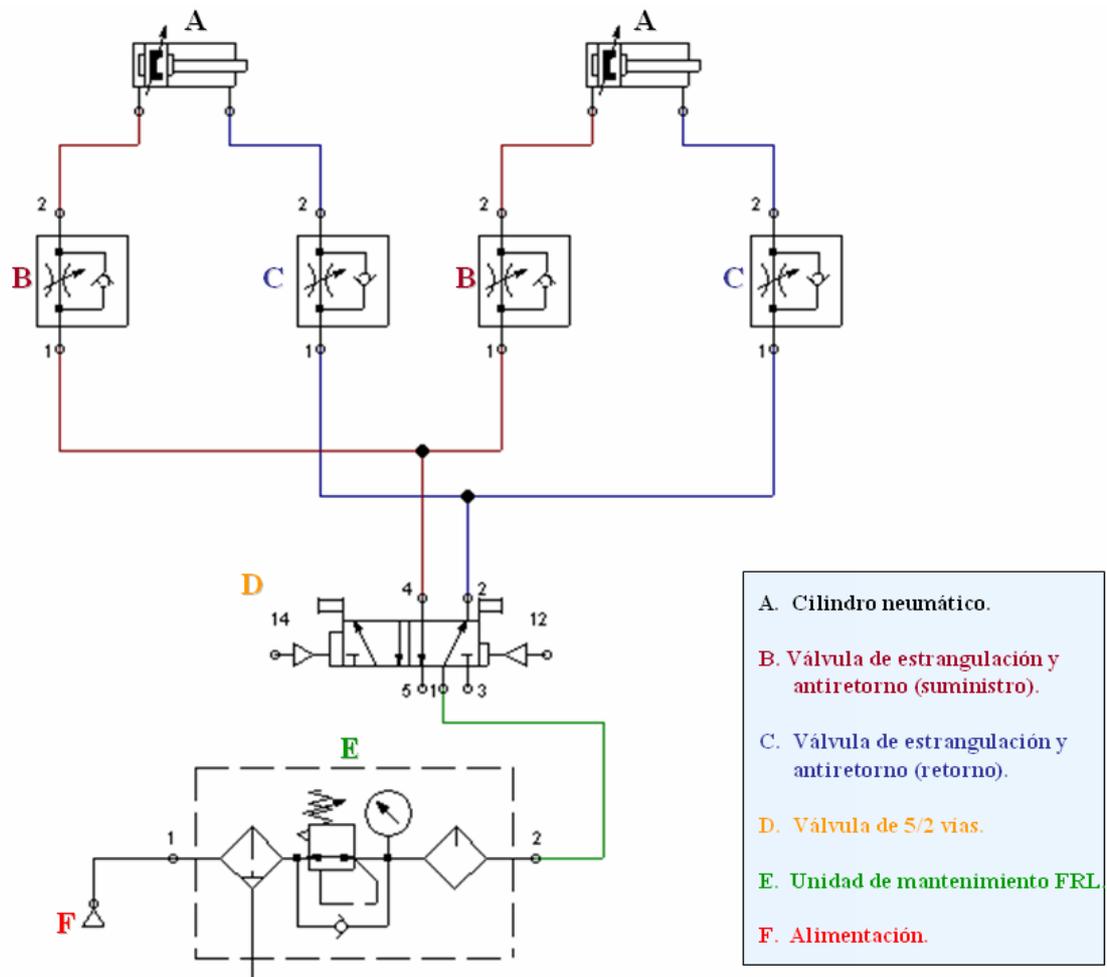
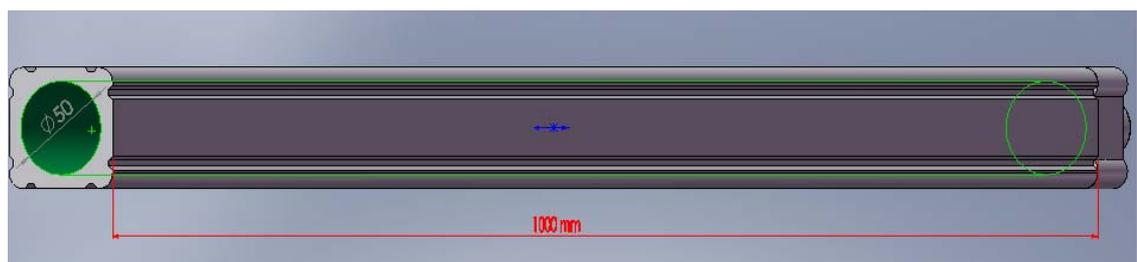


Figura 3.53. Diagrama electromecánico-neumático del sistema a colocar.

3.20 Caudal necesario para accionar un cilindro neumático.

En esta sección se calcula el caudal necesario para mover una compuerta accionada por dos cilindros neumáticos. Se calculará el caudal para un solo cilindro debido a la simetría que existe entre ellos y a razón de que ambos trabajan y operan a las mismas condiciones.



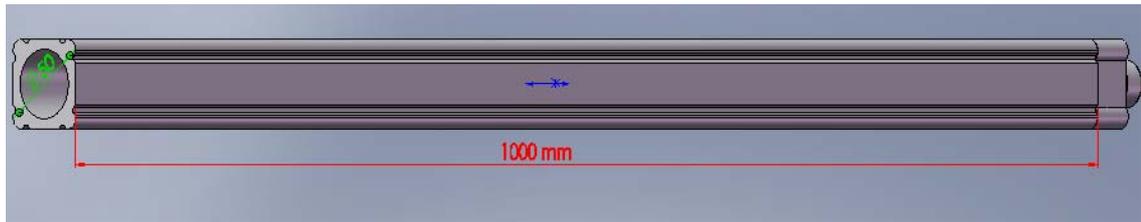


Figura 3.54. Diagrama de cuerpo libre que muestra el diámetro del pistón del cilindro y longitud de carrera.

El volumen acumulado para un cilindro es:

$$V_{Cilindro} = \frac{\pi}{4} * d_c^2 * L_c \quad \text{Ec.}$$

3.32

$$V_{Cilindro} = \frac{\pi}{4} * (0,08)^2 * 1 \quad \Rightarrow \quad V_{Cilindro} = 5,0265 * 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ (5,0265 Lt)}$$

Entonces asumiendo por razones requeridas del diseño que el tiempo que tardará en abrir o cerrar la compuerta es de 30 segundos el caudal necesario para un cilindro es:

$$Q_c = \frac{V_{Cilindro}}{t_c} \quad \text{Ec.}$$

3.33

$$Q_c = \frac{5,0265}{30} \quad \Rightarrow \quad Q_c = 0,17 \text{ l/s (10,2 l/min)}$$

3.21 Consumo real de aire en el sistema de pintura.

Para la estimación del grado de utilización se empleo la tabla A.13 del apéndice A, considerando una jornada laboral de 16 horas (divididas en dos turnos de trabajo de 8 horas c/u) y un funcionamiento eficiente de las máquinas o

equipos. La estimación da como resultado el consumo real que se muestra en la tabla 3.8, a continuación:

Tabla 3.8. Consumo real de aire. [6]

Sección	Tipos de máquinas y equipos	Consumo total (l/s)	Grado de utilización	Factor de simultaneidad	Suma (L/s)
Área de pre-desengrase	Bomba de pre-desengrase Tanque	12	0,36	1	14,21
	Bomba de pre-desengrase Tambor	35,33	0,28	1	
Área de fosfato	Cilindro neumático Damper	0,0264	0,27	0,85	1,26
	Cilindro neumático Compuertas	3,6	0,33	1	
	Cilindro neumático Transfer	0,028	0,034	0,85	
	Pistola de aire	7	0,01	1	
Área de sello y costura	Bombas para sello de mediana viscosidad	10,76	0,36	0,78	3,02
Área de cabina de lijado	Pistola de aire	14	0,01	0,85	7,50
	Rotoorbital Ingersoll Rand	17,4	0,2	0,85	
	Impacto 3/8 Ingersoll Rand	26	0,2	0,85	

Área de PVC	Bomba de PVC	11,6	0,3	1	3,48
-------------	--------------	------	-----	---	------

Tabla 3.8. Continuación. [6]

Sección	Tipos de máquinas y equipos	Consumo total (l/s)	Grado de utilización	Factor de simultaneidad	Suma (L/s)
Área de cabina de fondo	Pistolas de rociado manual	20	0,36	0,8	17,18
	Pistolas de rociado automático	30	0,36	1	
	Bombas para sellos de baja viscosidad	2,152	0,29	1	
Área de cabina de esmalte y clear	Pistolas de rociados manuales	45	0,36	0,76	12,312
Área de sala de mezcla	Bomba de diafragma	209,97	1	1	256,25
	Agitadores de pintura	42,48	1	1	
	Polipastos neumáticos	38	0,1	1	
Área de acabado final	Pulidora angular Atlas Copco	24	0,3	0,8	30,34
	Pulidora angular Aro	30,2	0,3	0,85	
	Pulidora angular Aro	14,2	0,3	1	
	Pulidora angular Aro	10,4	0,3	1	
	Pulidora angular Ingersoll Rand	18	0,3	0,82	
	Lijadora - orbital	17	0,1	0,85	
	Lijadora - orbital	15	0,1	0,85	

	Impacto 3/8 Ingersoll Rand	12	0,1	0,85	
	Atornillador Ingersoll Rand	6	0,1	1	
	Pistolas de rociados manuales	20	0,05	0,73	

Nota: “*El grado de utilización*” es también llamado factor de tiempo, y se traduce en que porcentaje de tiempo total de trabajo el equipo ha estado realmente trabajando; “*El factor de simultaneidad*” no es más que el porcentaje de la máxima capacidad de trabajo que es realmente consumida por la operación que se utiliza, y depende de la cantidad de dispositivos neumáticos presentes en un taller o planta industria. [6]

Tabla 3.8. Continuación.

Resumen	
Área de pre-desengrase -----	14,21

Área de fosfato -----	1,26

Área de sello y costura -----	3,02

Área de cabina de lijado -----	7,50

Área de PVC -----	3,48

Área de cabina de fondo -----	17,18

Área de cabina de esmalte y clear -----	12,312

Área de sala de mezcla -----	256,25

Área de acabado final -----	30,34

Suma -----	342,20 l/s

3.22 Comparación de los resultados de “máxima demanda” del sistema de pintura con la capacidad de los compresores.

Ahora bien, el consumo real de aire del galpón de pintura es 342,20 l/s, no incluye los nuevos dispositivos neumáticos (cilindros neumáticos). Si se pretende tener un buen diseño y resultado más real se debe considerar el consumo de aire de cada uno de los cilindros y motores, los cuales deben ser sumados al área de pintura de fondo y esmalte, en la tabla 3.9 se muestra el consumo real de aire del galpón de pintura incluyendo los nuevos cilindros y motores neumáticos.

Tabla 3.9. Consumo de aire real incluyendo los cilindros y motores neumáticos.

Resumen	
Área de pre-desengrase -----	14,21

Área de fosfato -----	1,26

Área de sello y costura -----	3,02

Área de cabina de lijado -----	7,50

Área de PVC -----	3,48

Área de cabina de fondo -----	17,52

Área de cabina de esmalte y clear -----	12,652

Área de sala de mezcla -----	256,25

Área de acabado final -----	30,34

Suma -----	346,232 l/s

Una vez determinado el consumo real de aire del galpón de pintura se puede verificar si la capacidad real de los dos compresores instalados (348 l/s) cubre las

demandas y requerimientos de planta con el nuevo diseño de las áreas de fondo y esmalte, en la tabla 3.10 se muestra el consumo real de aire del galpón de pintura y la capacidad de los compresores.

Tabla 3.10. Consumo real de aire y capacidad de los compresores.

Consumo real (l/s)	Capacidad de los compresores (l/s)
346,232	348

Comparando los dos resultados se puede determinar que el consumo real de aire está 0,51% por debajo de la capacidad suministrada, indicando que las unidades compresoras cumplen las necesidades de aire requeridas por el galpón de pintura incluyendo las del nuevo diseño.

3.23 Comprobación de los diámetros de tuberías existentes en el sistema actual y diseño del sistema de tuberías de la toma de aire.

En esta sección se quiere comprobar que el diámetro de tubería de aire comprimido existente en el sistema de pintura del cual se realizará la toma para el funcionamiento de los cilindros neumáticos sea el correcto. Para este análisis se utilizará la ecuación de continuidad:

$$Q = A * V$$

Ec.3.34

Donde:

Q: Caudal de aire (m³/s).

A : Área de la sección transversal de la tubería (m^2).

V : Velocidad en la tubería (m/s).

Para comparar el los diámetros de tubería se debe señalar que las tomas de aire para fondo y esmalte se harán desde la línea PVC la cual se encuentra en el centro entre ambas líneas, es decir, a la izquierda de la línea de fondo y a la derecha de la línea de esmalte; además es necesario mencionar que la tubería que se usará para la toma referente a línea de fondo y esmalte presentan un diámetro un diámetro de 3/4 de pulg (0,0191 m); por otro lado la velocidad y la presión del aire en ambas tuberías es de 6 m/s y 105 psi (7,24 bar) respectivamente.

Ahora sabiendo que el caudal para el área de PVC es de 3,48 L/s (tabla 3.9), que distribuido en ambos lados es de 1,74 L/s (0,0017 m^3/s) se determina el diámetro nuevamente para comprobar si este es el correcto:

Como el área trasversal de la tubería viene dada por:

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

Ec.3.35

Sustituimos esta ecuación 3.35 en la ecuación 3.34, se despeja el diámetro y se obtiene:

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * V}}$$

Ec.3.36

$$d = \sqrt{\frac{4 * 0,0017}{\pi * 6}} \Rightarrow d = 0,01899 \text{ m} \approx 0,7478 \text{ pulg} \approx 3/4 \text{ pulg}$$

Como se puede apreciar el diámetro de las tuberías existente cumple con el diseño, es decir, queda comprobado.

Nota: La red de tuberías a incluir en las líneas de fondo y esmalte y la ubicación de ésta, se muestran con detalles en los planos del apéndice B. También es necesario acotar que como el tramo de tubería a colocar es corto en longitud y de sencillo montaje, no fue necesario aplicar teorías para diseño de tuberías como Bernoulli, entre otras; así como también la caída de presión y la fricción en ellas se asume como nula por tratarse de aire comprimido.

Los accesorios a utilizar para las conexiones se indican en la siguiente tabla:

Tabla 3.11. Accesorios a utilizar.

<i>ACCESORIOS</i>	
Para Fondo	Para esmalte
1 (una) Tes.	1 (una) Tes.
3 (cuatro) Codos.	3 (cuatro) Codos.
15 m de tubería PVC de 3/4 de pulg.	17 m de tubería PVC de 3/4 de pulg.

Nota: Los planos de las red de tuberías para ambas líneas de muestran en los planos B.4 y B.5 del apéndice B.

CAPITULO IV

RESULTADOS, ANÁLISIS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Análisis de resultados.

Para efectuar el diseño de las compuertas a colocar en la salida de las líneas de fondo y esmalte fue necesario diseñar dos estructuras metálicas (una para cada línea). Al hacer el análisis de las estructuras del nuevo diseño, se determinó y seleccionó perfiles basándose en el análisis de dichas estructuras. A continuación se muestran las tablas 4.1 y 4.2 el perfil de tubo cuadrado seleccionado para la construcción de las dos estructuras:

Tabla 4.1. Selección del perfil para base de la estructuras.

TUBERÍA DECORATIVA CUADRADA	PESO	AREA	ESPEJOR DE PARED	PROPIEDADES ESTÁTICAS		
				I	S	r
(Pulg)	(Kg/m)	(cm ²)	(mm)	(cm ⁴)	(cm ³)	(cm)
1 * 1	0,847	1,04	1,1	0,852	0,669	0,91

Tabla 4.2. Selección del perfil para la columna de la estructura.

TUBERÍA DECORATIVA CUADRADA	PESO	AREA	ESPEJOR DE PARED	PROPIEDADES ESTÁTICAS		
				I	S	r
(Pulg)	(Kg/m)	(cm ²)	(mm)	(cm ⁴)	(cm ³)	(cm)
1 * 1	0,847	1,04	1,1	0,852	0,669	0,91

Se puede observar en las tablas 4.1 y 4.2 que el perfil seleccionado tanto para la base como para la columna de la estructura resulto ser el mismo, esto favorece el diseño a la hora se efectuar el montaje, facilita la

unión entre la plancha metálica y la estructura en si, y al mantenimiento del sistema como tal a la hora de efectuar un desmontaje debido a que se considera una estructura bastante liviana.

La nueva propuesta de diseño de las compuertas de salida de las líneas de fondo y esmalte tendrá dispositivos de accionamiento neumático los cuales darán el movimiento de apretura y cierre a las mismas. El estudio realizado para calcular los cilindros neumáticos se realizó en base al peso que estos desplazarán. En la tabla 4.3 se muestra el cilindro seleccionado para ambas compuertas:

Tabla 4.3. Selección del cilindro neumático.

Cilindro neumático	Diámetro mínimo del pistón o vástago calculado con la Ec. de Euler y la Ec. de Interacción		Diámetro mínimo del pistón o vástago seleccionado	Diámetro mínimo del émbolo calculado	Diámetro mínimo del émbolo seleccionado	Presión de trabajo del sistema (bar)	Presión de trabajo del cilindro (bar)
	E	I					
Para la compuerta de Fondo	E	18,19 mm	25 mm	45 mm	80 mm	7,24	0,6 – 12
	I	26,96 mm					
Para la compuerta de Esmalte	E	19,27 mm	25 mm	49 mm	80 mm	7,24	0,6 – 12
	I	26,98 mm					

Se puede observar que los cilindros que moverán la compuerta de salida de la línea de fondo deben tener como mínimo 26,96 mm de diámetro de vástago y 45 mm de diámetro del émbolo; mientras que los cilindros que moverán la compuerta de salida de la línea de esmalte deben tener como mínimo 26,98 mm de diámetro de vástago y 49 mm de diámetro del émbolo, pero estos valores calculados son referenciales puesto que la fricción o rozamiento interna de los cilindros depende muchos factores (lubricación, presión de trabajo, contrapresión, forma de la junta, entre otros). Por esta razón se seleccionaron cilindros con mayores diámetros de émbolo lo cual garantiza un factor de seguridad, aunque el diagrama de

selección del embolo considera aproximadamente un 10% de pérdidas por rozamiento (figura A.2 del apéndice A). Además de esto es necesario acotar que a pesar de haber obtenido diámetros mínimos de 26,96 mm y 26,98 mm se seleccionaron vástagos de 25 mm; aunque pudieron haberse seleccionado vástagos de 30 mm que es también un diámetro comercial no se efectuó debido a que esto implica seleccionar un cilindro con un embolo de 100 mm o más (según el proveedor Festo), lo que trae como consecuencia un cilindro muy grande en tamaño físico, sin descartar que ya el diámetro de embolo de 80 mm seleccionado se considera muy por encima del valor necesario; es por ello que se tomó un vástago de 25 mm que aunque siendo un poco mas pequeño que los valores obtenidos, al igual que el de 30 mm se considera seguro, puesto que primordialmente la masa de la compuerta utilizada para determinar dicho diámetro esta un 10% por encima de su valor real y el factor de seguridad de 3,12 obtenido con el método de Pusley garantiza su compresión, confiabilidad y seguridad en el diseño. Por otra parte la selección de los accesorios que utilizaran los cilindros neumáticos, fue hecha siguiendo las características técnicas de los mismos, lo cual permite la selección correcta de cada accesorio.

✚ Por otro lado la nueva propuesta de diseño de las compuertas de entrada de las líneas de fondo y esmalte tendrá dispositivos de accionamiento eléctrico los cuales darán el movimiento de apretura y cierre a las mismas. El estudio realizado para calcular el motorreductor eléctrico requerido se realizó en base al peso y la distancia que este desplazará. La tabla 4.4 se muestra el motorreductor seleccionado para ambas compuertas:

Tabla 4.4. Selección del motorreductor.

	Potencia de accionamiento calculada (<i>P</i>)	Potencia de accionamiento seleccionada (<i>P</i>)	Distancia que desplazara
Para la compuerta de Fondo	0,311961 Kw ≈ 0,4183 Hp	0,37 Kw ≈ 0,5 Hp	2200 mm
Para la compuerta de Esmalte	0,3927495 Kw ≈ 0,5267 Hp	0,55 Kw ≈ 0,7376 Hp	2560 mm

Se puede observar que las potencias obtenidas para los motorreductores correspondientes a las líneas de fondo y esmalte resultaron ser muy similares, es por ello que se seleccionó el mismo para ambas. Además se puede apreciar que la potencia del motorreductor seleccionado es mayor a la obtenida, debido a que no existe ese valor de potencia a nivel comercial, esto a su vez nos garantiza un mayor factor de seguridad que podría compensar las pérdidas de potencia, fricción o rozamiento interna en los engranajes del reductor.

- Para garantizar que la soldadura a la placa perteneciente a la base que sujetará los cilindros neumáticos con todos sus accesorios, se realizó el cálculo de cada lado de soldadura; en la tabla 4.5 se muestran los valores calculados:

Tabla 4.5. Longitud de lado de soldadura.

	Espesor de soldadura calculado (w)	Espesor de soldadura seleccionado (w)
Para la compuerta de Fondo	0,003444 pulg \approx 0,08918 mm	3/16 pulg \approx 4,7625 mm
Para la compuerta de Esmalte	0,0043435 pulg \approx 0,11247 mm	3/16 pulg \approx 4,7625 mm

Se puede observar en la tabla 4.5 que el valor del espesor de soldadura es muy pequeño, por esta razón se seleccionó un valor normalizado de 3/16 pulg (4,7625 mm), que es utilizado en soldaduras de placas menores de 1/2 pulg de espesor (ver tabla 2.2). Este valor es muy superior al calculado pero es el que se ajusta a la realidad y garantiza un mayor factor de seguridad.

- Para garantizar el diseño de los soportes que sujetaran a los cilindros neumáticos (pernos), se efectuó el cálculo del diámetro mínimo del perno,

requerido para soportar dicha carga. La tabla 4.6 muestra el diámetro mínimo calculado y seleccionado:

Tabla 4.6. Diámetro del perno.

	Diámetro de perno calculado	Diámetro de perno seleccionado
Para la compuerta de Fondo	0,1382 pulg \approx 3,51 mm	3/8 pulg \approx 9,525 mm
Para la compuerta de Esmalte	0,1531 pulg \approx 3,89 mm	3/8 pulg \approx 9,525 mm

Se puede observar en la tabla mostrada que el valor mínimo del diámetro requerido por el perno es muy pequeño, por esta razón se seleccionó un valor normalizado de 3/8 pulg (9,525 mm). Además este valor es superior al calculado pero se ajusta a la realidad (es comercial) y garantiza un mayor factor de seguridad.

✚ La soldadura estimada en los soportes que sujetarán las compuertas quedan garantizadas a razón de que se realizó el cálculo de cada lado de soldadura, considerando las reacciones generadas en estos. La tabla 4.7 muestra los valores calculados:

Tabla 4.7. Longitud de lado de soldadura.

Cordón horizontal		
	Esesor de soldadura calculado (w)	Esesor de soldadura seleccionado (w)
Para la compuerta de Fondo	0,005683 pulg \approx 0,1443 mm	3/16 pulg \approx 4,7625 mm
Para la compuerta de Esmalte	0,008252 pulg \approx 0,2096 mm	3/16 pulg \approx 4,7625 mm
Cordón vertical		

	Espesor de soldadura calculado (w)	Espesor de soldadura seleccionado (w)
Para la compuerta de Fondo	0,001420 pulg \approx 0,03608 mm	3/16 pulg \approx 4,7625 mm
Para la compuerta de Esmalte	0,002063 pulg \approx 0,066802 mm	3/16 pulg \approx 4,7625 mm

Se puede observar en la tabla 4.7 que los valores del soldadura tanto horizontal como vertical son muy pequeños, por esta razón se seleccionó un valor normalizado de 3/16 pulg (4,7625 mm), que es utilizado en soldaduras de placas menores de 1/2 pulg de espesor (ver tabla 2.2). Este valor es muy superior al calculado pero es el que se ajusta a la realidad y garantiza un mayor factor de seguridad.

El diseño de las flechas o ejes que sujetaran a las compuertas de entrada (dinámicos) y salida (estáticos) de ambas líneas se consideran bastante seguros, a razón de que dichos diámetros que componen los ejes fueron determinados partiendo de un factor de seguridad que considera las preocupaciones presentes en el diseño (método de Pugsley); este valor de factor de seguridad obtenido (3,12) fue utilizado como referencia para obtener todos los diámetros adecuados que corresponderían a un factor de seguridad mayor a éste. Las tablas 4.8 y 4.9 muestran los valores calculados:

Tabla 4.8. Flechas o ejes que sujetaran las compuertas de entrada (dinámicos).

	Para la compuerta de Fondo	Para la compuerta de Esmalte
Diámetro seleccionado, D_1	1/4 pulg \approx 6,35 mm	1/4 pulg \approx 6,35 mm
Factor de seguridad calculado, N_1	4,38	3,97
Diámetro seleccionado, D_2	7/8 pulg \approx 22,225 mm	7/8 pulg \approx 22,225 mm
Factor de seguridad calculado, N_2	4,11	4,11
Diámetro seleccionado, D_3	1 5/8 pulg \approx 41,275 mm	1 5/8 pulg \approx 41,275 mm
Factor de seguridad calculado, N_3	3,51	3,21
Diámetro seleccionado, D_4	2 1/4 pulg \approx 57,15 mm	2 1/4 pulg \approx 57,15 mm

Factor de seguridad calculado, N_4	4,26	3,92
Diámetro seleccionado, D_5	1 5/8 pulg \approx 41,275 mm	1 5/8 pulg \approx 41,275 mm
Factor de seguridad calculado, N_5	3,51	3,21
Diámetro seleccionado, D_6	7/8 pulg \approx 22,225 mm	7/8 pulg \approx 22,225 mm
Factor de seguridad calculado, N_6	4,11	4,11
Diámetro seleccionado, D_7	1/4 pulg \approx 6,35 mm	1/4 pulg \approx 6,35 mm
Factor de seguridad calculado, N_7	4,38	3,97

Tabla 4.9. Flechas o ejes que sujetaran las compuertas de salida (estáticos).

	Para la compuerta de Fondo	Para la compuerta de Esmalte
Diámetro seleccionado, D_1	3/8 pulg \approx 9,525 mm	7/16 pulg \approx 11,1125 mm
Factor de seguridad calculado, N_1	3,46	3,68
Diámetro seleccionado, D_2	1/2 pulg \approx 12,7 mm	9/16 pulg \approx 14,2875 mm
Factor de seguridad calculado, N_2	3,7	3,64
Diámetro seleccionado, D_3	1 3/4 pulg \approx 44,45 mm	1 7/8 pulg \approx 47,625 mm
Factor de seguridad calculado, N_3	3,26	3,13
Diámetro seleccionado, D_4	1/2 pulg \approx 12,7 mm	9/16 pulg \approx 14,2875 mm
Factor de seguridad calculado, N_4	3,7	3,64
Diámetro seleccionado, D_5	3/8 pulg \approx 9,525 mm	7/16 pulg \approx 11,1125 mm
Factor de seguridad calculado, N_5	3,46	3,68

En las tablas 4.8 y 4.9 se puede observar que cada valor de diámetro obtenido corresponde a un factor de seguridad mayor al referencial (3,12) lo que garantiza un diseño de los ejes plenamente seguro, es decir, con un mayor factor de seguridad.

✚ En cuanto al diseño del elemento de unión entre el vástago del cilindro y carro para riel omega (patín de rolín) se refiere, también podemos decir que éste es bastante confiable y seguro, a razón de que se sometió a una simulación con ayuda del software SolidWorks 2007, donde fue sometido a las carga que en él actúan, comprobando así su resistencia a la fluencia y a la tensión para dicho material con que se fabricará. La tabla 4.10 muestra los resultados de dicha simulación:

Tabla 4.10. Factor de seguridad arrojado por la simulación en función de la carga aplicada.

	Carga a la cual es sometido el elemento de unión	Factor de seguridad obtenido
Para la compuerta de Fondo	1071 N	1,3925
Para la compuerta de Esmalte	1350,57 N	1,1039

Para este caso un factor de seguridad mayor a cero (como lo indican los elementos de unión diseñados para ambas líneas) garantizan un diseño óptimo y seguro, lo que indica que el material con que se fabricará dicho elemento cumple con los parámetros especificados para soportar la carga a la cual es sometido.

Por otro lado para garantizar el funcionamiento del nuevo sistema neumático se procedió a determinar el caudal necesario para accionar los cilindros, de modo que conociendo el consumo real de aire en el sistema de pintura poder compararlos con los resultados de “máxima demanda” en éste. La tabla 4.11 muestra el consumo real de aire incluyendo al nuevo sistema (accionamiento de los cilindros) y la capacidad de los compresores.

Tabla 4.11. Consumo real de aire y capacidad de los compresores.

Caudal requerido (l/s)		Consumo real incluyendo al nuevo sistema (l/s)	Capacidad de los compresores (l/s)
Para los cilindros de Fondo	Para los cilindros de Esmalte	346,232	348
0,17 c/u	0,17 c/u		

De estos resultados se pudo comprobar que el consumo real de aire está 0,51% por debajo de la capacidad suministrada por los compresores, es decir, que con el nuevo diseño en el sistema de pintura de fondo y esmalte la demanda del galpón de pintura no varía significativamente, indicando

que las unidades compresoras cumplen las necesidades de aire requeridas por el galpón de pintura incluyendo las del nuevo diseño.

- El sistema de red de tuberías de aire del nuevo diseño por ser bastante sencillo se basó en la comprobación de los diámetros de las tuberías existentes en el sistema actual, a razón de poder justificar que el diámetro de tubería a incluir en el nuevo diseño sea el correcto. La tabla 4.12 muestra el valor de diámetro obtenido y el existente en el sistema actual.

Tabla 4.12. Comprobación del diámetro de tubería existente.

	Diámetro de tubería obtenido	Diámetro de tubería del sistema actual
Para la compuerta de Fondo	0,7478 pulg (0,01899 m)	3/4 pulg (0,0191 m)
Para la compuerta de Esmalte		

Se puede observar en la tabla 4.12 que el valor de diámetro obtenido es un poco menor al actualmente encontrado, esto indica que el sistema de aire comprimido actual está bien diseñado y trabaja a las condiciones deseadas (presión, caudal, velocidad del fluido, entre otros); esto garantiza un buen montaje y eficiencia del sistema de tuberías de aire comprimido a incluir (nuevo diseño), y por ende un mayor factor de seguridad.

4.2 Conclusiones.

1. El nuevo diseño disminuirá en gran proporción el ingreso de partículas no deseadas (polvos, grasas, sucios, fibras, entre otros) a las cabinas de aplicación de pintura y hornos de secado.
2. El accionamiento que tendrán las compuertas de la salida será a través de una señal neumática (mediante cilindros), mientras que las compuertas de entrada serán accionadas a través de una señal eléctrica (con motorreductores).
3. El diseño propuesto es más práctico a la hora de realizar mantenimiento rutinario, ya que cuenta con estructuras livianas, lo cual disminuye el tiempo de mantenimiento al sistema.
4. El nuevo sistema de compuertas a colocar en la salida de ambas líneas tendrá una estructura metálica (una para cada una). Del análisis de éstas se determinó que los perfiles seleccionados para la construcción de las estructuras metálicas serán de 1 por 1 pulgadas, tanto para la columnas como para la bases.
5. El diámetro obtenido en cada sección de los ejes diseñados (dinámicos y estáticos) garantiza un mayor factor de seguridad al diseño, ya que cada diámetro obtenido presenta a un factor de seguridad mayor al referencial (3,12).
6. El espesor cordón se soldadura (w) seleccionado (3/16 pulg.) tanto para las placas donde serán ubicados los cilindros neumáticos como para los soportes que sujetaran las compuertas, garantizan un diseño confiable y seguro, ya que este valor es muy superior al calculado.

7. Con ayuda de la fórmula de Euler para columnas largas de extremos redondeados se obtuvieron las cargas aplicadas a las barras de los cilindros de las compuertas de salida, lo que sirvió como parámetro principal para seleccionar los cilindros apropiados.
8. Los cilindros neumáticos seleccionados que moverán las compuertas de salida de fondo y esmalte deben tener como mínimo 25 mm de diámetro de vástago; y 45 mm y 49 mm de diámetro de émbolo respectivamente.
9. Los dos compresores instalados satisfacen los requerimientos actuales de presión y capacidad de aire necesario para el funcionamiento de los equipos neumáticos del galpón de pintura incluyendo los cilindros neumáticos del nuevo sistema.
10. En el proceso de producción en la línea de fosfato una buena aplicación de fosfato de zinc (fosfatizado) conlleva a obtener un fondeado perfecto, a razón de éste un promotor de adherencia a la pintura y un agente altamente anticorrosivo que actúa como una película sobre la superficie del metal, protegiéndolo así de la corrosión.
11. Aplicar el baño de barniz (Tack-Rag) a la unidad antes de entrar a las cabina de aplicación de fondo y esmalte es muy importante, ya que no deja rastro ninguno de partículas de polvo, grasas, sucios, entre otros, sobre la superficie del metal.
12. El proceso de producción en el área de PVC-sello es de vital importancia, porque en ella se efectúan diversas actividades a la unidad como lo son: La aplicación de PVC (Policloruro de vinilo), cuadratura y postura de guardafangos, lijado al seco para eliminar defectos detectados en las unidades fondeadas, aplicación de sellos blancos o sellos de carrocería,

colocación de mantos asfálticos sobre la parte superior del piso y la carrocería, así como también colocación de sello de costura para puertas, techos, capo y maletero.

13. Los hornos de secado tienen como función principal garantizar la adherencia tanto de la pintura como la del protector a la superficie de los vehículos, y agilizar el secado de los mismos logrando que el fondo y el esmalte este bien curados.
14. Los defectos presentados con mayor frecuencia en la línea de inspección y reparación final son el sucio (partículas irregulares en la unidad), fibras (telas u otros agentes contaminantes), moteadura (pintura irregular no uniforme), solventes atrapado (burbujas) y escurridos de la pintura.
15. El enemigo más grande del sistema de pintura es el polvo.
16. El desbalance de las cabinas de pintura y hornos de secado permite fácilmente el ingreso de partículas de sucio a las estaciones de trabajo y la nube espray proveniente de las pistolas de aplicación se dispersa por las cabinas de aplicación, cabinas de evaporación, hornos y túneles de enfriamiento, generando en las unidades altos niveles de sucios, fibras, entre otros.
17. Si el arranque de las cabinas, hornos y túneles de enfriamiento, no sigue la secuencia de encendido o puesta en marcha correctamente, se originan fallas en el sistema, y las carrocerías se contaminan producto del mal soplado en las cabinas de aplicación.
18. El reproceso de las unidades trae consigo un descenso en la calidad de las mismas, disminución en la cantidad de unidades procesadas al día, retrasos en la producción que involucran pérdidas de oportunidad ya que las

unidades no estarían siendo procesadas a tiempo; en general grandes pérdidas económicas.

4.3 Recomendaciones.

- ✚ Velar que los trabajos estén siendo bien realizados en cada estación del sistema de pintura, a razón de evitar reproceso que por ende trae como consecuencia disminución en la calidad de la pintura (acabado), la cantidad de vehículos procesados al día y retrasos en la producción.
- ✚ Elaborar los planes de mantenimiento adecuados al nuevo sistema, para así aumentar la vida útil del mismo.
- ✚ Realizar un análisis mas detallado sobre el efecto de flexo-compresión generado en las compuertas de salida, con la finalidad de obtener un diámetro de vástago aun mas preciso.
- ✚ Considerar el estudio de modificación en la estructura de la entrada a las cabinas de aplicación, a fin poder efectuar un diseño netamente neumático.
- ✚ Realizar inspecciones a la red y a las tomas de aire de los diferentes equipos neumáticos una vez cada dos (2) semanas para detectar posibles fugas y garantizar así su buen funcionamiento.
- ✚ Hacer una prueba al menos una vez a la semana, antes de iniciar producción, a los accesorios como filtros, reguladores, para determinar si el aire presenta o no problemas de contaminación, que puedan dañar los equipos neumáticos instalados.
- ✚ Controlar el balance de las cabinas de aplicación.

BIBLIOGRAFÍAS

- [1] Monografias.com - Trabajos51 - Equipos-neumáticos - Equipos-neumáticos - 2008 - Disponible en:
<http://www.monografias.com/trabajos51/equipos-neumaticos/equipos-neumaticos.shtml>
- [2] Mott Robert L. *“Diseño de elemento de máquinas”*. Editorial Prentice Hall Hispanoamericana S.A., Sexta Edición, México (2006).
- [3] J, Shigley y C. Mischke. *“Diseño en Ingeniería Mecánica”*. Quinta edición, Editorial Mc Graw Hill, México (1999).
- [4] *“Estructuras de acero para edificaciones. Proyectos, Fabricación y Construcción”*, Normas venezolanas COVENIN MINDUR 1618-82. Editorial Fondonorma, Venezuela (1980).
- [5] Reina, P. *“Rediseño del sistema de accionamiento de las compuertas tipo jaibas en la estación cargadora de vagones de la empresa Baxilum C.A.”*. Tesis de Grado, Ingeniería Mecánica, UDO. Estado Anzoátegui, Venezuela (2004).
- [6] Lodoño, H. *“Elaboración del rediseño del sistema de aplicación de pintura de fondo de la parte inferior de los vehículos de una planta automotriz”*. Tesis de Grado, Ingeniería Mecánica, UDO. Estado Anzoátegui, Venezuela (2005).
- [7] Nelson Sánchez. *“Manual de operaciones de proceso – Galpón de pintura – Cabinas de aplicación”*. MMC Automotriz. Barcelona estado Anzoátegui (2001).

- [8] Mc. Cormac. ***“Diseño de estructuras metálicas método ASD”***. Editorial Alfaomega. Cuarta Edición, México (1999).
- [9] Festo, Neumática. ***“Catalogo de Neumática”***. Copyright AG & CO 1999.
- [10] SKF. ***“Catalogo de soportes con rodamientos Y”***. Distribuidor autorizado, Anzoátegui.
- [11] EURODRIVE. ***“Catalogo de motorreductores”***. Distribuidor autorizado, Anzoátegui.
- [12] Silva, A. ***“Diseño de un sistema recirculante de pintura en la planta ensambladora de automóviles MMC automotriz S.A.”***. Tesis de Grado, Ingeniería Mecánica, UDO. Estado Anzoátegui, Venezuela (2003).

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**

TITULO	DISEÑO DE UN SISTEMA DE COMPUERTAS QUE IMPIDA LA ADMISIÓN DE PARTÍCULAS NO DESEADAS A LOS HORNOS DE SECADO EN LAS LÍNEAS DE FONDO Y ESMALTE DEL SISTEMA DE PINTURA DE MMC AUTOMOTRIZ S.A.
SUBTITULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CDIGO CULAC / E MAIL
Perales L., Numan S.	CVLAC: 17.536.402 E-MAIL: Numansae@hotmail.com

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

COMPUERTAS

SIMULACIÓN SOLIDWORKS

SISTEMA NEUMÁTICO

CILINDROS

PARTÍCULAS NO DESEADAS

SISTEMA DE PINTURA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÁREA	SUBÁREA
Ingeniería y Ciencias Aplicadas	Ingeniería Mecánica

RESUMEN (ABSTRACT):

En el presente trabajo se realizó el diseño del sistema de compuertas en la entrada y salida de las líneas de fondo y esmalte del sistema de pintura de la ensambladora de vehículos MMC automotriz S.A., con la finalidad de evitar el ingreso de partícula no deseadas (polvo, grasas, entre otros) a las cabinas de aplicación de pintura y hornos de secado de las misma. Inicialmente se identificaron las condiciones no deseadas de operación de las líneas ya mencionadas (causas y consecuencias); luego se procedió a diseñar la estructura y configuración del sistema a colocar, definiendo en ella, parámetros de funcionamiento como: estructura metálica y material de las compuertas, carga necesaria para la apertura de las mismas, selección de los cilindros y accesorios que componen el sistema neumático, así como también selección de los ejes que garantizan su movimiento, seleccionando conjuntamente los rodamientos y chumaceras correspondientes, y selección de un motorreductor de velocidad para el mecanismo diseñado en las entradas. Por último se realizó la estimación del caudal requerido para mover los cilindros, comprobación de los diámetros de las tuberías que requiere el sistema neumático y diseño de los planos isométricos la red de tuberías de aire comprimido a colocar en el mismo.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMRES	ROL/CÓDIGO CVLAC/ E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU X	JU
Ing. Richard Estaba	CVLAC:	12.576.266			
	E_MAIL	Richard_Estaba@hotmail.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS X	TU	JU
Ing. Franklin Ramírez	CVLAC:	8.993.348			
	E_MAIL	Franklin.Ramirez@mmcautomotriz.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU X
Ing. Gaetano Esterlacci	CVLAC:	8.871.360			
	E_MAIL	Gsterlacci@Yahoo.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU X
Ing. Francisco García	CVLAC:	5.188.071			
	E_MAIL	Garciacova@gmail.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU X

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

AÑO	MES	DIA
2009	06	09

LENGUAJE: SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
TESIS. Diseño de un sistema de compuertas.doc	Aplication / msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D
 E F G H I J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z . a b c d e f g h i j k l m n o p q r
 s t u v w x y z . 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 .

ALCANCE

ESPACIAL: _____ (OPCIONAL)

TEMPORAL: _____ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Mecánico

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pre - Grado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de Ingeniería Mecánica

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente – Núcleo de Anzoátegui

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De acuerdo con el artículo 44 del reglamento de Trabajos de Grado
“Los Trabajos de Grado son exclusiva propiedad de la universidad y
sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Núcleo
respectivo, quien lo participará al consejo universitario”.

Perales L. Numan S.

C.I.: 17.536.402

AUTOR

Ing. Richard Estaba.

C.I.: 12.576.266

TUTOR

Ing. Gaetano Sterlacci.

C.I.: 8.871.360

JURADO

Ing. Francisco García.

C.I.: 5.188.071

JURADO

POR LA SUBCOMISIÓN DE TESIS